

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И  
СПОРТА УКРАИНЫ**

**ДВНЗ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»**



**I Региональная студенческая научно-техническая конференция**

**«ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И  
ЛОГИСТИКА»**

**Материалы студенческой научно-технической конференции**

**г. Донецк**

**18-19 мая 2011 года**

Посвящается 90-летию  
ДонНТУ и 75-летию  
кафедры горнозаводского  
транспорта и логистики

**Донецк 2011**

Подъемно-транспортное оборудование и логистика: Материалы I региональной студенческой конференции. г. Донецк, 18-19 мая 2011 г. – Донецк, ДонНТУ, 2001. – 152с.

В настоящее издание вошли статьи с материалами докладов студентов, представленных на Первой Региональной студенческой научно-технической конференции «Подъемно-транспортное оборудование и логистика».

Конференция проводилась 18-19 мая 2011 года на кафедре горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ в г. Донецке (Украина).

**Редакционная коллегия:**

Д.т.н. В.П. Кондрахин (главный редактор), к.т.н. А.Я. Грудачев, к.т.н. Н.В. Хищенко, к.т.н. Н.А. Скляр, к.т.н. В.Ф. Шавлак, Е.А. Михайлова (ответственная за выпуск)

© Донецький національний технічний університет Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, 2006

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Арефьев Е.М., Хищенко Н.В., Пучка Р.С.</b> РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИБРООЧИСТИТЕЛЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ	6
<b>Д.А. Атрощенко</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА ПОНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ В ЕМКОСТИ ЭРЛИФТОМ	9
<b>Варавкина Т.Ю.</b> РАБОТА НАСОСНО-ЭРЛИФТНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ РАСХОДЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА	15
<b>Водолазская Н.В., Костюкевич А.</b> АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОСТОВЫХ КРАНОВ В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ	20
<b>Водолазская Н. В., Ченгал М. В.</b> АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕДОСТАТКОВ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ	25
<b>Засидко А.С., Скляр Н.А.</b> ВЫБОР НА БАЗЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО АНАЛИЗА ПИТАТЕЛЯ ШАХТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ЛИНИЙ ПОВЫШЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ	31
<b>Карабило В.С.</b> ДОСЛІДЖЕННЯ ПИТАННЯ ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕСУРСІВ ТРАНСПОРТНО-СКЛАДСЬКОГО КОМПЛЕКСУ	39
<b>Кондрахин В. П., Чередниченко Ю. А.</b> СИЛОВОЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГИДРОФИЦИРОВАННОГО МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОЙ МАШИНЫ	42
<b>Крамчанинов А. С.</b> АНАЛИЗ СОСТАВЛЯЮЩИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ	47
<b>Крамчанинов А. С.</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИРАЩЕНИЯ НАТЯЖЕНИЯ НА СМЕЖНЫХ РОЛИКОПОРАХ С УЧЕТОМ СОСТАВЛЯЮЩИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ	52

<b>Крупко В.Г., Граматний О.І.</b> ОБГРУНТУВАННЯ ЖОРСТКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСУ СТРІЛ ЕКСКАВАТОРІВ-КРАНІВ	<b>56</b>
<b>Ладыга Д.В.</b> РАСЧЕТ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА КРАНОВЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЭВМ	<b>60</b>
<b>Мирошниченко С.Б., Рыбинская Т.А.</b> ВИДЫ КОНВЕЙЕРОВ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИМЕНЯЕМЫХ ЛЕНТ	<b>65</b>
<b>Мухопад М.Д., Татаренко М.М., Рудської Є.</b> НОВІ ФОРМИ І ТЕХНОЛОГІЇ НАВЧАННЯ НА КАФЕДРІ ГЗТІЛ	<b>69</b>
<b>Новак И.В., Подкаменный А.С.</b> РАЗРАБОТКА НОВЫХ ВИДОВ ПНЕВМОТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ	<b>73</b>
<b>Новик М.Е., Грудачѳв А. Я</b> ОБОСНОВАНИЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА 1Л100К1-01 С УЧѳТОМ МИНИМАЛЬНО ДОПУСКАЕМЫХ ДИАМЕТРОВ БАРАБАНОВ	<b>78</b>
<b>А.С.Паршикова</b> АНАЛИЗ МАГИСТРАЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЛЕНТОЧНЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ ШАХТЫ ИМ. М.И. КАЛИНИНА И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ЕГО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ	<b>84</b>
<b>Поготова Ю.С., Шишляникова Е.Н., Рыбинская Т.А., Шаповалов Р.Г.</b> ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШАХТНОГО ТРАНСПОРТА В РОССИИ	<b>90</b>
<b>Ребров Н.В., Гутаревич В.О.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ	<b>96</b>
<b>Рокало Л. В.</b> АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ ДОСТАВКИ ВАНТАЖІВ В ЗМІШАНОМУ СПОЛУЧЕННІ	<b>102</b>
<b>Сватковська Т.Ю.</b> РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО РАЦІОНАЛЬНОЇ ОРГАНІЗАЦІЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ	<b>107</b>

<b>Сватковська Н.Ю.</b> ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗА РАХУНОК ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ ДОСТАВКИ	<b>110</b>
<b>Старостин А.С.</b> РАЗРАБОТКА И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ДВУХВАЛКОВОГО ПРЕССА ДЛЯ БРИКЕТИРОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ	<b>114</b>
<b>Суглобов В.В., Михеев В.А., Тищенко Е.В.</b> ОСНОВЫ ОБОБЩЕННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО СИНТЕЗА КОНСТРУКЦИИ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ И СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА	<b>118</b>
<b>Ткачук А.Н. Шевкуненко В.А.</b> СИЛОВОЕ ПОЛЕ ИСТОЧНИКА ВЗРЫВА	<b>121</b>
<b>Харламов С.Ю. Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.</b> БЕЗРОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА	<b>127</b>
<b>Харламов С.Ю. Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.</b> НАПІРНА ХАРАКТЕРИСТИКА СТРУМИННОГО НАСОСА	<b>130</b>
<b>Харыбин Д.А., Скляров Н.А.</b> ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ	<b>132</b>
<b>Чаленко Д. Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.</b> РУХ ПОВІТРЯНОЇ БУЛЬБАШКИ В ВЕРТИКАЛЬНІЙ ТРУБІ ЕРЛІФТА	<b>141</b>
<b>Шавлак В.Ф., Рудой Д.В.</b> ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕСНОГО ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА	<b>143</b>
<b>Зайцев В.А., Хищенко Н.В.</b> МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ПУТИ	<b>148</b>
<b>Борисов Е.В., Хищенко Н.В.</b> КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЯ С ПОГРУЗОЧНЫМИ ЗВЕЗДАМИ	<b>151</b>
<b>Полунин А.И., Хищенко Н.В.</b> ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПРОФИЛЯ ТРАССЫ КОНВЕЙЕРА НА РАСЧЕТНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ЛЕНТЫ	

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИБРООЧИСТИТЕЛЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ

Арефьев Е.М., Хиценко Н.В., Пучка Р.С. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

Проблему образования просыпи в подконвейерном пространстве ленточных конвейеров можно решить путем повышения эффективности очистки лент.

Вибрационные очистители конвейерной ленты являются перспективными в связи с тем, что позволяют: обеспечить выведение рабочего органа очистителя из загрязненной зоны, исключить взаимный износ рабочей обкладки конвейерной ленты и рабочего органа очистителя, обеспечить неизменную во времени степень очистки [1]. Достоинства виброочистителей позволяют говорить об актуальности их исследований, в том числе и экспериментальных.

Экспериментальные исследования режимов работы виброочистителя конвейерной ленты проводились при вариации четырех основных факторов: натяжение конвейерной ленты  $S$ , рабочей частоты вибровозбудителя  $f$ , жесткости пружин подвески виброочистителя  $c$ , типа схемы управления вибровозбудителем (автономная – несинхронизированная с питающей сетью, и схема с частотно-фазовой синхронизацией с питающей сетью).

Необходимые параметры физической модели конвейера определялись из условия ее подобия конвейеру 2Л100У с резинотканевой конвейерной лентой ШР-1000-4-ТК-200-5-2 РБ ГОСТ 20-85.

На рис. 1,а представлены зависимости максимальных амплитуд конвейерной ленты от рабочей частоты виброочистителя с частотно-фазовой синхронизацией. Анализ зависимостей позволяет сделать вывод, что максимальные амплитуды колебаний ленты составляют от 8,5 до 14,2 мм и соответствуют работе очистителя на собственных частотах, находящихся в диапазоне от 7,7 до 12,1 Гц. При работе виброочистителя на собственной частоте ленты амплитуды ее колебаний минимальны и составляют не более 3-5 мм (рис. 1,а).

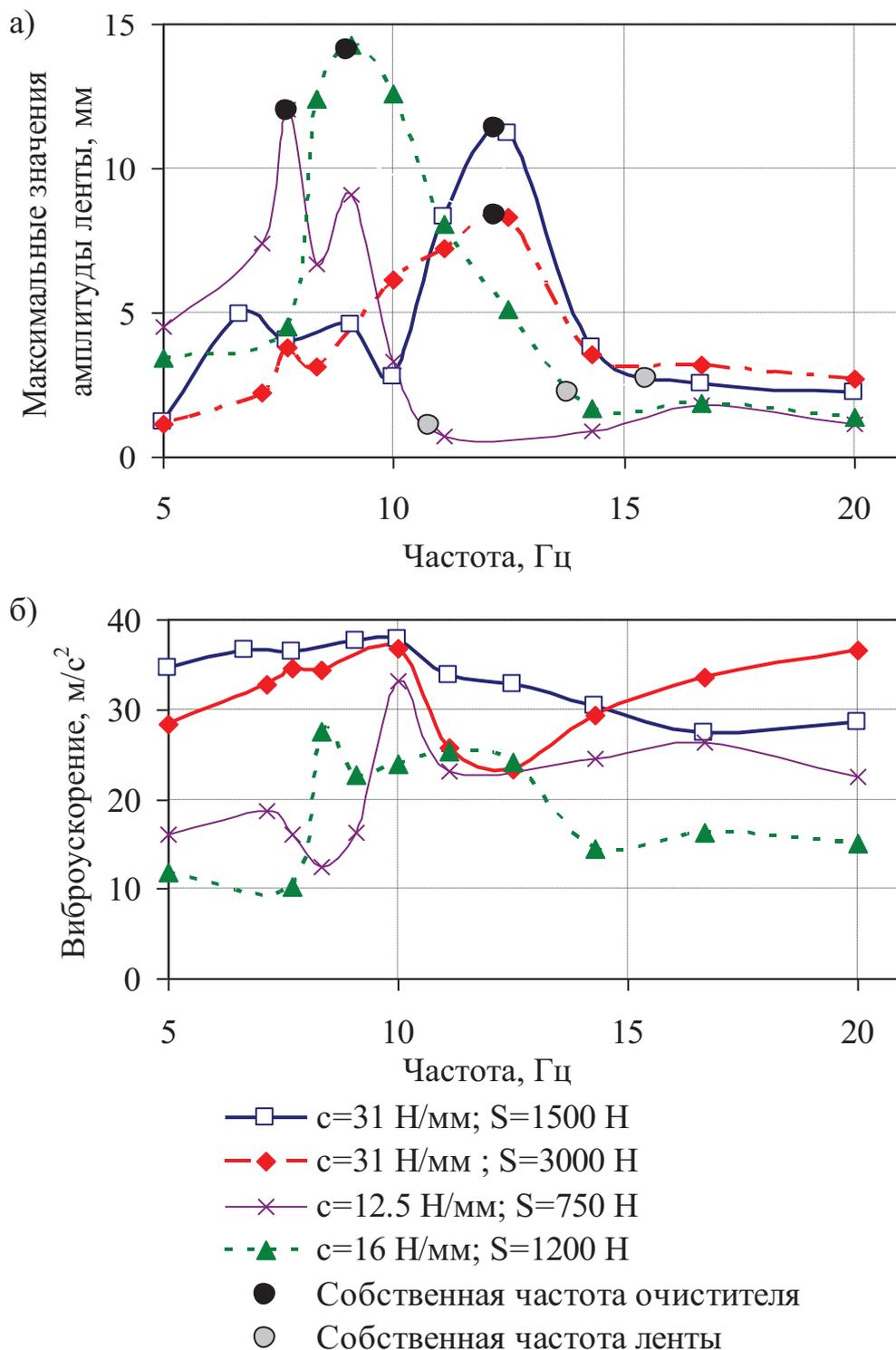


Рис. 1. Максимальные значения амплитуды (а) и виброускорений (б) конвейерной ленты при работе вибровозбудителя по схеме с частотно-фазовой синхронизацией с питающей сетью

Значения максимальных виброускорений конвейерной ленты (рис. 1,б), возникающих при взаимодействии с виброочистителем, находятся в диапазоне от 16 до 38 м/с<sup>2</sup> и не зависят от схемы управления вибровозбудителем. Значительные величины виброускорений формируются не только при совпадении частоты возбудителя с собственными частотами очистителя и ленты, а на всем диапазоне частот, реализуемых в эксперименте.

Выводы и направление дальнейших исследований:

1. Максимальные амплитуды колебаний ленты соответствуют работе виброочистителя на собственных частотах и для рассмотренной установки составляют (8,5-14,2) мм при частотах (7-13) Гц. Значения амплитуды колебаний ленты при рабочей частоте, совпадающей с собственной частотой ленты и не совпадающей с собственной частотой очистителя, незначительны.

2. Значительные величины виброускорений ленты формируются как в резонансном, так и нерезонансных режимах работы виброочистителя и ленты. Отсутствие максимальных ускорений в резонансном режиме может быть объяснено наличием ударных нагрузок на ленту и требует дальнейшей теоретической проверки.

**Список литературы:** 1. Тарасов Ю.Д. Очистка конвейерных лент и подконвейерного пространства.- М.: Недра, 1993. - 192 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА Понижения УРОВНЯ Жидкости в емкости эрлифтом

Д.А. Атрощенко (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

На сегодняшний день больше половины шахт Украины, для нормальной откачки воды из зумпфов шахтных стволов и водосборников «требуют» новое оборудование (в частности остро стоит проблема с насосами). Это связано в первую очередь с тем, что шахты «углубляются» и приток воды увеличивается, что влечет за собой затраты на более мощные водоотливные установки. Немаловажное место занимает проблема, которая заключается в очистке шахтных емкостей от твердого материала, так как откачивать такого рода жидкость с пульпой приходится специальными насосами (а чистить емкость вручную). В связи с этими проблемами эрлифт – достойно может конкурировать с другими водоотливными установками, так как является одним из самых простых и эффективных устройств для откачки воды и зачистки емкости.

При откачке жидкости из шахтных емкостей (например, зумпфов) с помощью эрлифта, с постоянной длиной подъемной трубы – начинает понижаться уровень воды в них, следовательно, понижается и уровень погружения смесителя, и относительное погружение  $\alpha$ . При уменьшении  $\alpha$  уменьшается и производительность эрлифта, поэтому при граничном уровне жидкости производительность эрлифта остается на постоянном уровне равном притоку воды.

Исходя из вышесказанного, время необходимое для удаления жидкости из емкости с помощью эрлифтной установки – актуальная проблема, которую нужно решить.

*Анализ исследований и публикаций.* В источниках по расчетам эрлифтов нигде не упоминаются исследования по определению времени осушения емкостей.

*Постановка задачи.* В связи с поставленной проблемой ставится задача – определение времени достижения граничного уровня жидкости при ее откачке эрлифтом в шахтных емкостях.

*Изложение материала и результаты.* Схема эрлифтной установки представлена на рис. 1.

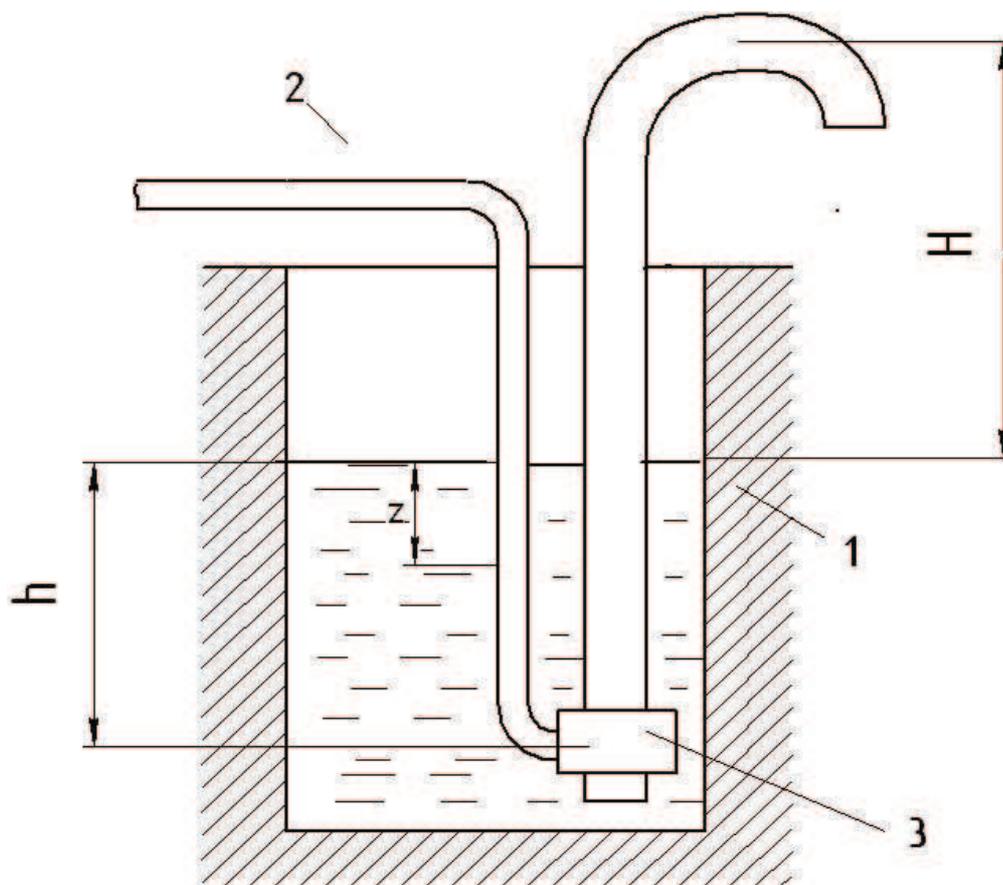


Рис. 1. Схема эрлифта.

Если производительность эрлифта постоянна, то она определяется из выражения:

$$Q_{\text{э}} = b_0 + b_1 \alpha \quad (1)$$

где  $b_0$  и  $b_1$  – постоянные при данных: расход сжатого воздуха  $Q_{\text{в}}$ ; диаметр поднимающей трубы  $d_n$ ; геометрическое погружение смесителя  $h$ .

$$\alpha = \frac{h}{h + H} = \frac{h}{L_n}, \quad (2)$$

где  $H$  – высота подъема жидкости над ее уровнем в емкости, м;  $L_n$  – длина поднимающей трубы эрлифта, м.

При откачке воды происходит изменение уровня поверхности жидкости  $z$ , а значит и геометрического погружения смесителя  $h$  и относительного погружения  $\alpha$ , то есть эти величины изменяются во времени. Значит необходимо рассмотреть переходный процесс осушения емкости, учитывая то, что при изменении глубины погружения смесителя, эрлифт переходит на новую расходную характеристику.

$$h = h_0 - z + \frac{t}{S}(Q_{np} - Q_э),$$

$h_0$  – начальное значение погружения смесителя, м;  $Q_{np}$  – приток жидкости (в зумпфе), м<sup>3</sup>/с;  $S$  – площадь поперечного сечения выработки, м<sup>2</sup>.

Из (1) и (2):

$$Q_э = b_0 + b_1 \frac{h_0 - z + \frac{t}{S}(Q_{np} - Q_э)}{L_n},$$

Учитывая, что  $Q_э = \frac{dz}{dt} S + Q_{np}$  получим:

$$\frac{dz}{dt} S + Q_{np} = \frac{b_0 + \frac{b_1}{L_n}(h_0 - z) + \frac{b_1 Q_{np} t}{S \cdot L_n}}{1 + \frac{b_1 t}{S \cdot L_n}}, \quad (3)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{(b_0 + \frac{b_1}{L_n} h_0 - Q_{np}) - \frac{b_1}{L_n} z}{S + \frac{b_1 t}{L_n}} \quad (4)$$

Начальные условия:  $Z_0=0$  и  $t_0=0$ , получаем:

$$z = \frac{b_0 + \frac{b_1}{L_n} h_0 - Q_{np} - \frac{b_1}{L_n} z}{\frac{b_1}{L_n}} \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{b_1}{L_n S} t} \right) \quad (5)$$

Откуда

$$t = \frac{zS}{b_0 + \frac{b_1}{L_n} (h_0 - 2z) - Q_{np}} \quad (6)$$

При  $t \rightarrow \infty$  граничный уровень жидкости в емкости:

$$z_{пред} = \frac{b_0 + b_1 \frac{h_0}{L_n} - Q_{np}}{2 \frac{b_1}{L_n}} \quad (7)$$

Для значений  $h_0 = 100$  м;  $d_n = 0,33$  м;  $S = 10$  м<sup>2</sup>;  $Q_{np} = 0$ ;  $L_n = 150$  м при  $Q_в = 0,4$  м<sup>3</sup>/с и  $Q_в = 0,8$  м<sup>3</sup>/с по зависимости (6) были проведены расчеты, результаты которых представлены на рис. 2.

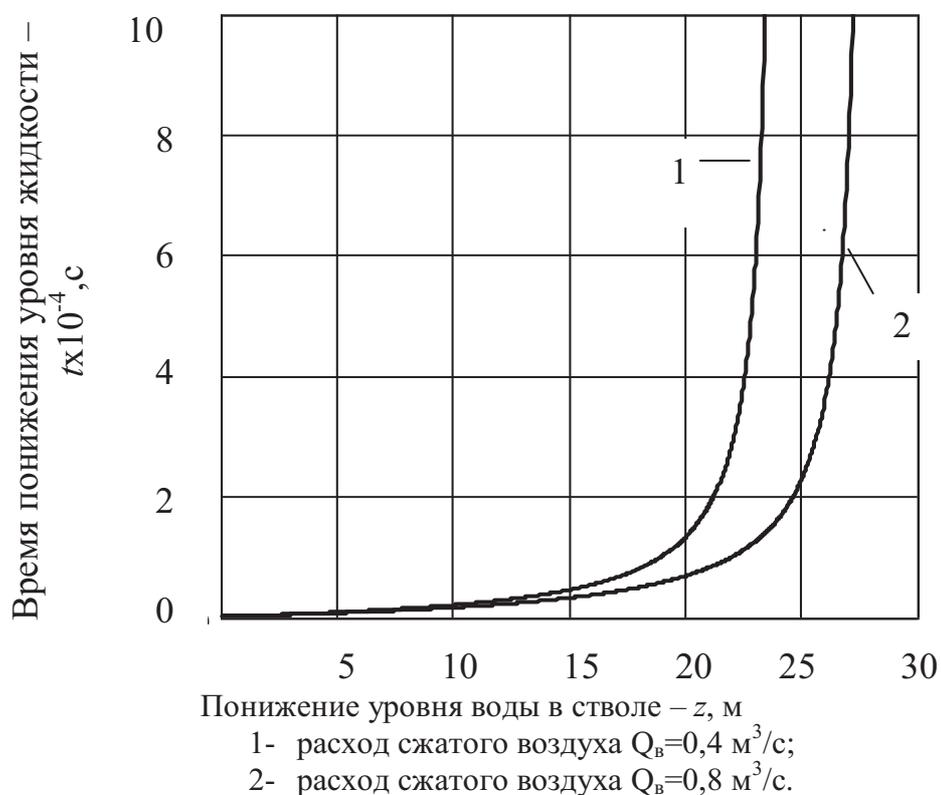


Рис.2. Время достижения граничного уровня жидкости в емкости.

Для этих же исходных данных по зависимости (7) рассчитана величина граничного уровня жидкости в емкости и составляет 24 м и 27,9 м при расходе сжатого воздуха  $Q_B = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $Q_B = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}$  соответственно.

#### ***Выводы и направление дальнейших исследований.***

Таким образом, полученные зависимости позволяют определить время достижения граничного уровня воды в шахтной емкости (стволе), а также определить граничный уровень.

В дальнейшем планируется рассматривать переходные процессы, зависящие от различных факторов, которые влияют на время откачки воды эрлифтной и насосно-эрлифтной установкой при постоянном расходе сжатого воздуха.

**Список литературы:** 1. Малеев В.Б., Игнатов А.В.. Работа эрлифта при постоянном расходе сжатого воздуха. Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-геологічна». Випуск 7(135). – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. - С.108-113. 2. Логвинов Н.Г., Стегниенко А.П. Исследование устойчивости систем автоматического регулирования эрлифтных гидроподъемов. – В сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых». Вып.37, - Киев: Техника, 1974, с. 63-68. 3. Энциклопедия эрлифтов / Ф.А.Папаяни, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, А.П. Кононенко. – Донецк. 1995.- 592 с. : ил. 4. Эрлифтные установки: Учебное пособие/ Гейер В.Г., Козыряцкий Л.Н., Пашенко В.С., Антонов Я.К. – Донецк: ДПИ,1982. – 64 с.

*Рецензент: канд. тех. наук, доц. О. В. Игнатов.*

## РАБОТА НАСОСНО-ЭРЛИФТНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ РАСХОДЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА

**Варавкина Т.Ю.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

Уголь является важным национальным природным ресурсом в первую очередь благодаря своей энергетической ценности.

Одним из приоритетных направлений в развитии современного топливно-энергетического комплекса Украины является увеличение добычи угля. Этот процесс неразрывно связан с процессами водоотлива и очистки шахтных технологических емкостей от твердого материала. Поэтому последние требуют дальнейшего совершенствования. Одним из эффективных и простых средств откачки воды и пульпы из водоотливных емкостей является насосно-эрлифтная установка.

Увеличивая добычу угля необходимо создавать соответствующие режимы проветривания шахтных выработок. Что влечет за собой необходимость проведения новых шахтных вентиляционных стволов. Технология сооружения шахтных стволов способом бурения предусматривает откачку промывочной жидкости после окончания работ по их креплению для проверки надежности крепи и обеспечения безопасных работ по сбойке ствола с шахтными выработками. Как следствие необходимо быстрое и эффективное осушение. Применение насосно-эрлифтных установок в настоящее время актуально при бурении шахтных вентиляционных стволов.

В качестве источников сжатого воздуха для данных установок используются компактные и мобильные компрессоры объемного действия. Таким образом, при изменении погружения смесителя эрлифта расход воздуха остается практически постоянным

Исходя из этого задача определения параметров насосно-эрлифтной установки при переменном погружении смесителя и постоянном расходе воздуха является актуальной.

**Анализ исследований и публикаций.**

В настоящее время в литературе отсутствуют исследования, посвященные анализу варьирования КПД и подачи насосно-эрлифтной установки при переменном погружении смесителя и постоянном расходе воздуха.

**Постановка задачи.**

На основании поставленной проблемы и анализа публикаций ставится задача определения подачи насосно-эрлифтной установки при переменном притоке жидкости в резервуар и постоянном расходе воздуха.

**Изложение материала и результаты.**

Как известно [1], подача эрлифтной установки:

$$Q_{\text{э}} = C \cdot d_n^{2,5} \quad (1),$$

где C - коэффициент подачи;

$d_n$  – диаметр подъемной трубы эрлифтной установки.

В работе [4] авторами установлено, что коэффициент производительности подъемной трубы эрлифта определяется зависимостью:

$$C = b_0 + b_1 \alpha \quad (2),$$

где:

$$b_0 = -1,96 + 2,574 \left[ 1 - e^{-0,5 \left( \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{б.о}}} - 1 \right)} \right]; \quad b_1 = 8,96;$$

$Q_{\text{б.о}}$  - объёмный расход воздуха при котором подача эрлифта будет равна нулю.

Уравнение для определения относительного погружения смесителя подъемной трубы насосно-эрлифтной установки  $\alpha$  имеет вид

$$\alpha = \frac{C_1 + C_2 \cdot G_n + C_3 \cdot G_n^2 + C_4 \cdot G_n^3 + C_5 \cdot G_n^4}{C_6 + C_7 \cdot G_n + C_8 \cdot G_n^2} \quad (3)$$

где  $C_0 \dots C_8$  - постоянные коэффициенты, зависящие от объемной консистенции  $C_{об}$ , плотности жидкости  $\rho$ , глубины установки насоса  $H_{ун}$ , уровня воды в стволе  $H_в$ , длины  $l_{хв}$  и диаметра  $d_{хв}$  подводящего трубопровода, скорости относительного скольжения твердых частиц  $V_{отн}$ , напорной характеристики насоса, плотности твердого материала  $\rho_t$ , длины подъемной трубы установки  $L_{п}$ . При откачке насосно-эрлифтной установкой воды без примесей коэффициенты  $C_1, C_2, C_6, C_7$ , будут равны нулю. Тогда из (1), (2) и (3) следует:

$$\frac{\frac{G_n}{d_n^{2,5}} - b_0}{b_1} = \frac{C_3 + C_4 \cdot G_n + C_5 \cdot G_n^2}{C_8} \quad (4)$$

Причем, в этом случае  $Q_y = G_i$

Анализ решение квадратного уравнения (4) показывает, что положительные значения подачи насосно-эрлифтной установки в этом случае будут только при отрицательных значениях корня квадратного из дискриминанта.

В 1986 г. На шахте №2 шахтоуправления «Новгородовское» ПО «Селидовуголь» был откачан ствол глубиной 447 м и диаметром 2,8 м. Для откачки применена насосно-эрлифтная установка с погружным насосом ЭЦВ 14- 210-30К. Диаметр подводящего трубопровода составлял 0,33 м, а эквивалентный диаметр подъемной трубы – 0,295 м. Длина подъемной трубы принята равной 104 м. Приток воды в ствол составлял 40...50 м<sup>3</sup>/ч. Попытки использовать погружной насос для откачки при уровне воды в стволе 380...400 м показали, что на этом интервале его подача равна нулю, что обусловило невозможность применения насоса (без эрлифта) при уровне воды в стволе , превышающем 370 м.

Данные, полученные практическим путем, а также данные расчетов по зависимостям (1)...(4) приведены на рисунке 1. Максимальная величина погрешности составляет 12,5% (математическое ожидание 2,34%). При уровне воды в стволе 429 м

Отклонение расчетных данных от экспериментальных составило 57,3%. Это обусловлено тем, что при уровне воды в стволе 380...400 м подача насоса была равна нулю.

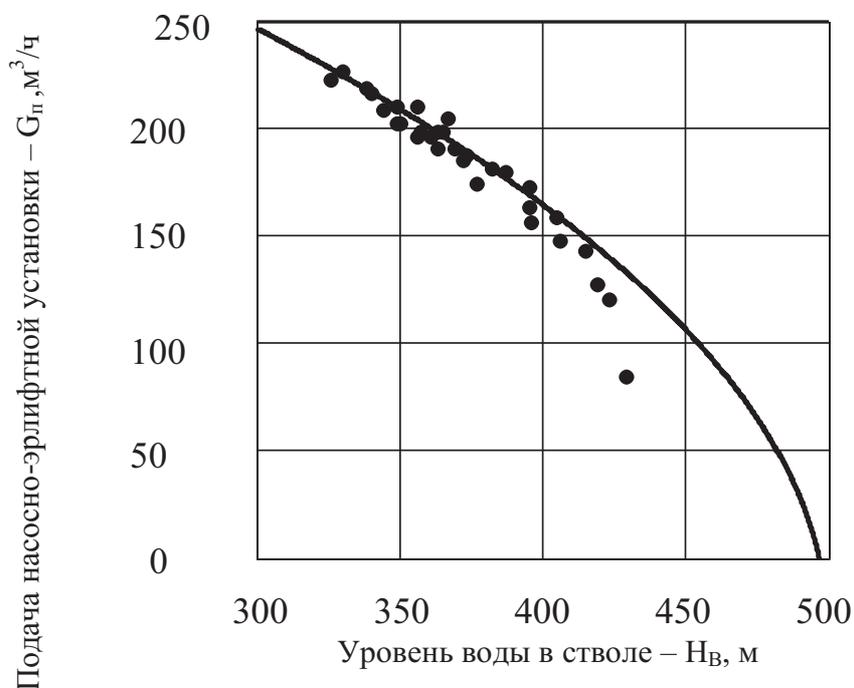


Рис. 1. Расчетные и экспериментальные данные

### **5. Выводы и направление дальнейших исследований.**

Сравнение теоретических и экспериментальных данных параметров насосно-эрлифтных установок при постоянном расходе сжатого воздуха показывает их неплохую сходимость.

Полученные результаты позволят в дальнейшем исследовать переходные процессы в насосно-эрлифтных установках, работающих при постоянном расходе сжатого воздуха, разработать методики их расчета.

В дальнейших исследованиях следует выяснить также изменение КПД насосно-эрлифтной установки при переменном притоке жидкости в резервуары.

**Список литературы:** 1. Эрлифтные установки: Учебное пособие/ Гейер В.Г., Козыряцкий Л.Н., Пащенко В.С., Антонов Я.К. – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с. 2. Игнатов А.В. Определение расходных характеристик насосно-эрлифтных установок – В сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых». Вып. 78, - Киев: Техніка, 1987,

с. 7-9. **3.** Чеченев А.И. Расчет характеристик насосно-эрлифтной установки—. В сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых». Вып.41, - Киев: Техніка, 1975, с. 93-96. **4.** Малеев В.Б., Игнатов А.В. Работа эрлифта при постоянном расходе сжатого воздуха // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. «Гірничо-геологічна» / Донец. нац. техн.ун-т. – 2008. Вип.7(135).- С. 108-113. **5.** Логвинов Н.Г., Костанда В.С., Игнатов А.В., Аругюнова З.З. Особенности расчета эрлифтов с переменным относительным погружением. Рукопись деп. в ГРНТБ УкрНИИНТИ 02.08.84, №1327-Ук. **6.** Логвинов Н.Г., Костанда В.С., Игнатов А.В., Аругюнова З.З. Определение расходных характеристик эрлифтов для подъема минерального сырья со дна глубоких водоемов.

Рукопись деп. в ГРНТБ УкрНИИНТИ 30.09.85, №2390-Ук.

## АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОСТОВЫХ КРАНОВ В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ

**Водолазская Н.В., Костюкевич А.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Мостовые краны являются неотъемлемым звеном большинства видов промышленной деятельности. В цехах предприятий, складах, портах наибольшее распространение получил именно этот тип кранов, с помощью которого производится подъем, опускание и перемещение тяжелых грузов. Мостовые краны общепромышленного исполнения предназначены для выполнения погрузочно-разгрузочных работ как в закрытых помещениях (цех, склад и т.п.), так и на открытых эстакадах. Мостовые краны применяются в машинных залах электростанций, цехах промышленных и металлургических предприятий и т.д. [1].

Мостовые краны состоят из балочного моста, закрепленного на рельсовых путях и электротали или тележки, двигающейся по мосту. Распространены мостовые краны с электрическим приводом, управляемые оператором из кабины или с пола (земли) пультом управления. Кран двухбалочный мостовой работает от электродвигателей переменного тока, установленных на одной из галерей моста крана. Механизмы мостового крана обеспечивают три движения: подъем груза, передвижение тележки, передвижение моста.

Мостовые краны можно классифицировать по области применения, роду привода основных механизмов, типу грузозахватного органа, конструктивным особенностям, характеру и режиму эксплуатации и другим признакам[1,2,3].

Схематическое изображение классификации мостовых кранов представлено на рис.1. Вопросами устранения дефектов и усиления металлических конструкций с целью обеспечения их надежности и долговечности занимался ряд ученых. Среди них Валь В. Н., Горохов Е. В., Уваров Б. Ю., Бельский М. Р., Лебедев А. Н., Бельский М. Р., Лебедев А. Н. и другие. Ученые в своих работах большое внимание уделяют конструктивным решениям усиления металлических конструкций. Значительно меньше отражены вопросы выбора технологии устранения существующих дефектов и повреждений конструкций. Поэтому необходимо проанализировать дефекты, возникающие в

мостовых кранах. Соотношение дефектов мостовых кранов машиностроительных предприятий представлено на рис. 2 и рис. 3.



Рис. 1. Классификация мостовых кранов

ия металлических конструкций с

целью обеспечения их надежности и долговечности занимался ряд ученых. Среди них Валь В. Н., Горохов Е. В., Уваров Б. Ю., Бельский М. Р., Лебедев А. Н., Бельский М. Р., Лебедев А. Н. и другие. Ученные в своих работах большое внимание уделяют конструктивным решениям усиления металлических конструкций. Значительно меньше отражены вопросы выбора технологии устранения существующих дефектов и повреждений конструкций. Поэтому необходимо проанализировать дефекты, возникающие в мостовых кранах. Соотношение дефектов мостовых кранов машиностроительных предприятий представлено на рис. 2 и рис. 3.

Анализ рисунков 1 и 2 показал, что наиболее распространенными дефектами мостовых кранов тяжелого и среднего режимов работы грузоподъемностью 5 тонн являются механизмы передвижения и подъема, 33% и 42% соответственно. Также стоит заметить, что металлоконструкция и электрооборудование приводят к возникновению проблем при работе в тяжелом и среднем режимах, 27% и 22%, 18% и 17% соответственно. Устройства безопасности и канатнобалочная система имеют соотношение дефектов в пределах 10%.

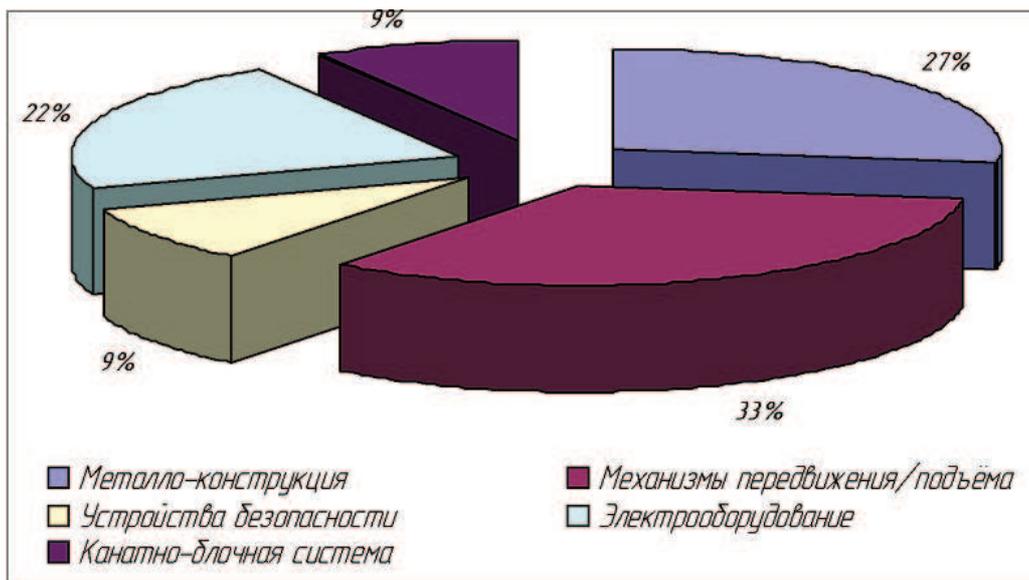


Рис. 2. Соотношение дефектов мостовых кранов тяжелого режима работы грузоподъемностью 5 тонн

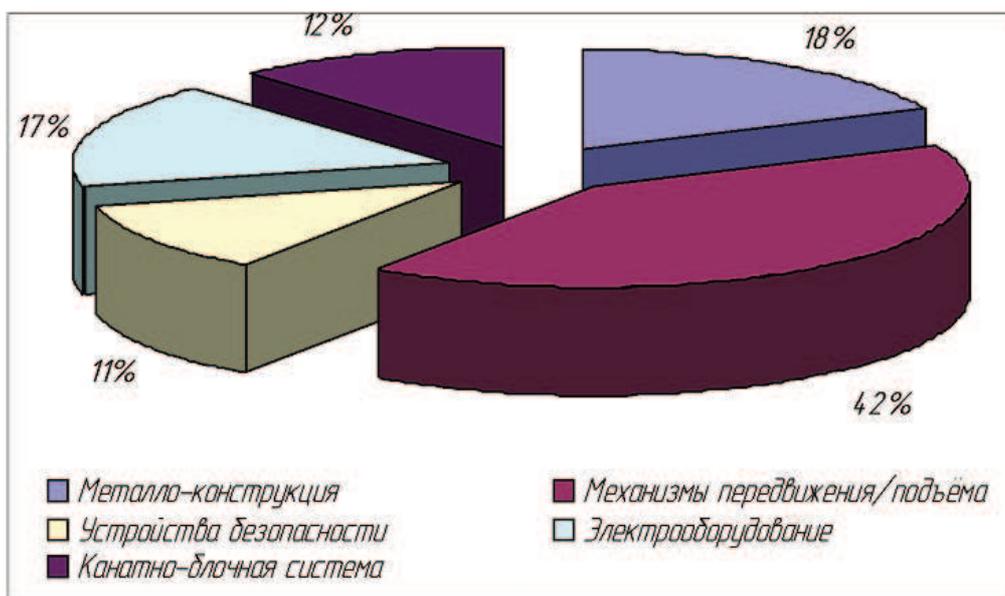


Рис. 3. Соотношение дефектов мостовых кранов среднего режима работы грузоподъемностью 5 тонн

На работу механизмов передвижения оказывает влияние состояние деталей и узлов, с которыми отдельные элементы этих механизмов находятся в сопряжении. Одним из подобных элементов является подкрановая конструкция. Дефекты и повреждения подкрановых конструкций представлены на рис. 4.

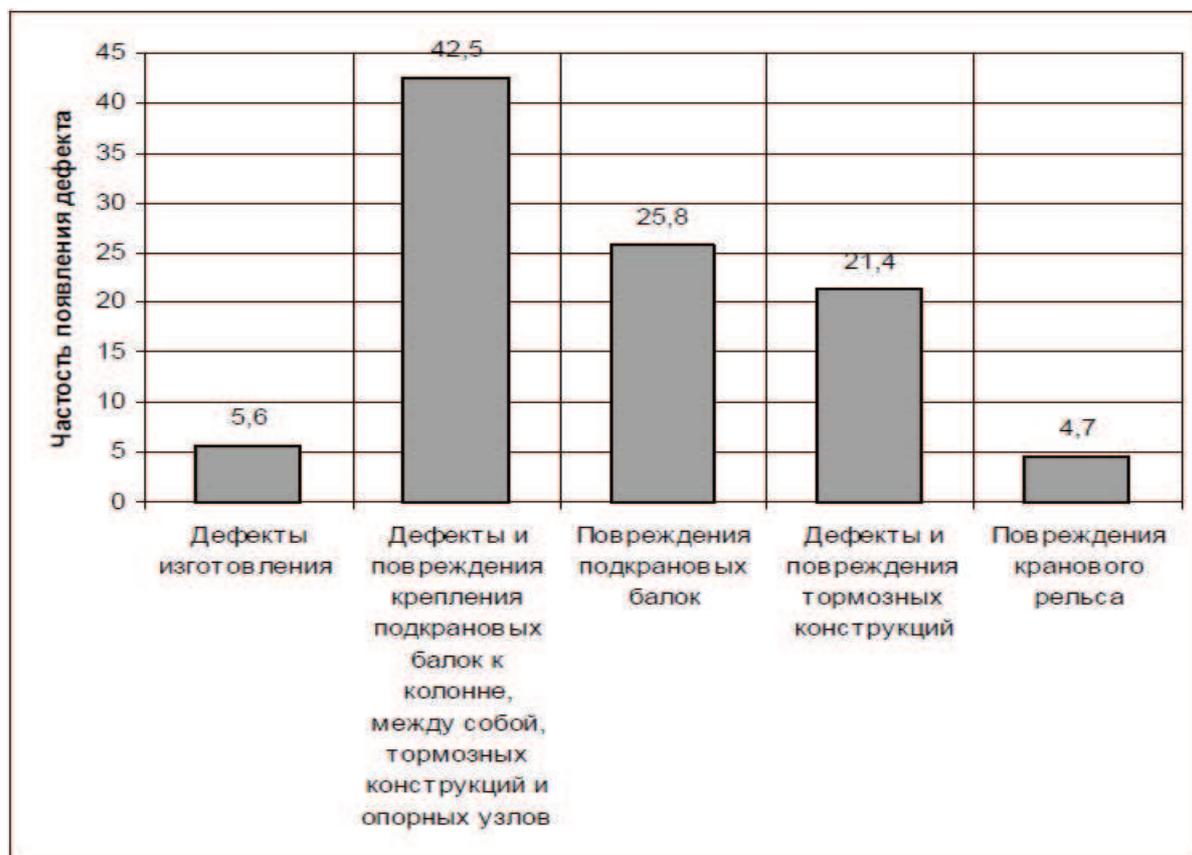


Рис. 4. Дефекты и повреждения подкрановых конструкций

Из графика на рисунке 3 следует, что наиболее распространенные повреждения подкрановых конструкций расположены в узлах крепления балок к колонне, между собой, с тормозными конструкциями и в местах опирания – отсутствие или ослабление болтов 42,5%. Сами по себе данные повреждения не опасны, но приводят к появлению других повреждений – смещению балок относительно друг друга, изменению высотного и планового положения подкранового пути, что вызывает нарушения в работе крана.

Повреждения подкрановых балок и тормозных конструкций составляют 25,8% и 21,4% соответственно от общего числа повреждений. При смещении и повороте опорных частей подкрановых и тормозных балок возникают различные повреждения.

Относительно небольшой процент составляют дефекты изготовления и монтажа – 5,6% и повреждения кранового рельса – 4,7%. Дефекты изготовления и монтажа возникают в результате отклонения от требований норм и невысокой квалификации производителей работ.

С ростом грузоподъемности и пролетов мостовых кранов проблема улучшения эксплуатационных качеств приобретает особо важное значение. Анализируя представленные выше диаграммы можно сделать вывод, что проблемами мостовых кранов требующих детального рассмотрения являются механизмы передвижения и подъема, а также ослабление болтовых соединений в подкрановых конструкциях. Одним из способов устранения ослабления болтовых соединений является разработка и проведение своевременных мероприятий по профилактике и техническим осмотрам. Для механизмов подъема и перемещения необходимо разрабатывать более стойкие к воздействию динамических усилий конструкции.

**Список литературы:** 1. Учебник для техникумов по специальности “Машины и оборудование промышленности строительных материалов”. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с. 2. Плотников Василий Андреевич. Горизонтальные поперечные воздействия мостовых кранов на подкрановые конструкции : Дис. ... канд. техн. наук : 05.23.01 Магнитогорск, 1998 152 с. РГБ ОД, 61:99-5/1223-7 3. Парницкий А.Б., Шабашов А.П. Мостовые краны общего назначения. М.: Машгиз - 1961.

## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕДОСТАТКОВ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ.

**Водолазская Н. В., Ченгал М. В.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Портальные краны являются важнейшей частью системы перераспределения грузопотоков, так как погрузочные комплексы с крановой схемой механизации грузовых работ обеспечивают почти 70% грузопереработки в украинских портах. Такая популярность крана объясняется его универсальностью: этот механизм можно приспособлять под перемещение самых разнообразных грузов [1].

Портальные краны состоят из передвигающегося по подкрановым путям портала и установленной на нем поворотной части со стреловой системой. Применяются для перегрузочных и монтажных работ в морских и речных портах, на судостроительных и судоремонтных заводах и в плавучих доках, при строительстве гидротехнических сооружений [2].

На основе анализа существующих данных о конструкциях портального крана [1, 2] была разработана классификация с делением по области применения, роду привода основных механизмов, типу грузозахватного органа, конструктивным особенностям, характеру и режиму эксплуатации и другим признакам этих машин. Схематическое изображение классификации портальных кранов представлено на рис.1.

В качестве объекта исследований конструктивных и эксплуатационных недостатков портальных кранов был выбран Мариупольский порт. Полученные статистические данные за период с 2006г. по 2010г. позволяют проанализировать состояние портальных кранов.

Перечень конструкционных и эксплуатационных недостатков портальных кранов, выявленных за период с 2006г. по 2010г. приведены в таблице 1.

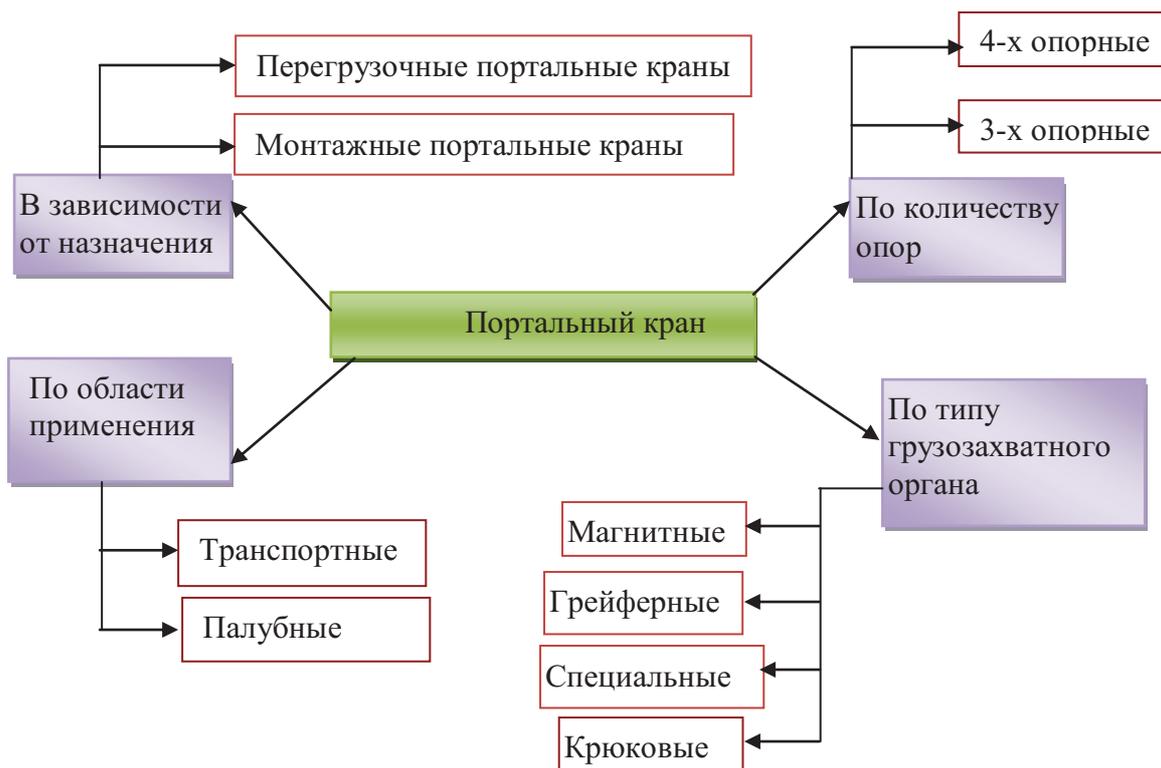


Рис. 1. Классификация порталных кранов

Таблица 1. Перечень конструктивных и эксплуатационных недостатков порталных кранов

/п	Конструктивные / эксплуатационные недостатки	2006	2007	2008	2009	2010	Средне статистическое значение
	Заклинивание канато-поддерживающих (направляющих) роликов на хоботе крана	36%	22%	39%	27%	35%	31,8%
	Грузовые канаты краны при ослабевании (работа грейфером) истирает верхний лист хобота крана	2%	17%	12%	15%	10%	11,2%
	При укладывании магнитной траверсы с магнитами на причал происходит разрушение силовых кабелей из-за попадания их между	11%	21%	24%	17%	25%	19,6%

	конструкцией траверсы и магнитами						
.	На механизмах передвижения, поворота, вылета крана используются закрытые и трудно обслуживаемые дисковые тормоза. Тормоз закрывает тяжелой металлической крышкой, имеет неудовлетворительную конструкцию осмотрового отверстия для диагностирования износа тормозного диска	3%	7%	4%	9%	5%	5,6%
	Тормозная система в период сезона «зима-весна», «осень-зима» замерзает, обогрев тормозов, как показала эксплуатация кранов недостаточен	8%	16%	11%	14%	10%	11,8%
	Отсутствуют штатные приспособления для монтажа – демонтажа редукторов поворота, вылета, катков поворота, блоков стреловой системы	4%	16%	7%	11%	5%	8,6%
	Крюковая подвеска неудобна в работе при загрузке груза в подпалубное пространство под комингсом люка	6%	5%	4%	10%	7%	6,4%
	Все порталные краны имеют разные типы магнитных станций	15%	11%	8%	4%	2%	8%
	Отсутствует площадка обслуживания намотчика кабеля магнитной станции на хоботе крана	10%	6%	3%	1%	1%	4,2%
0	Крыша машинного отделения протекает на всех кранах, отсутствуют съемные части	23%	10%	18%	20%	15%	17,2
1	При работе крана наблюдается вибрация рейки механизма изменения	26%	10%	14%	5%	23%	15,6%

	вылета при минимальном вылете						
2	Вал-шестерни механизмов поворота при максимальном вылете крана и грузоподъемности касаются о верхний лист оголовка портала	24%	28%	16%	9%	20%	19,4%
3	Невозможность смазки блоков стреловой системы и механизма передвижения штатной смазочной станцией расположенной в машинном отделении	15%	8%	12%	20%	16%	14,2%
4	Из-за не диагностируемой ошибки электрооборудования механизма поворота -обратная электрическая связь тормоза и привода отключена и не работает ни на одном порталном кране	9%	14%	9%	5%	10%	9,4%
5	На графическом экране в кабине крановщика постоянно высвечиваются ошибки, которые своим сообщением перекрывают видимость другой важной информации и их не возможно убрать с экрана	14%	23%	17%	9%	11%	14,8%
6	Недостаточная жесткость маятниковой штанги «лиры» силового кабеля питания крана;	28%	4%	13%	20%	21%	17,2%
7	Недостаточная жесткость корпуса «лиры»	18%	15%	10%	5%	13%	12,2%
8	Болты крепления неподвижного противовеса крана в нижней части недоступны для обслуживания	10%	1%	6%	21%	3%	8,2%

9	При эксплуатации крана шланга центральной смазочной системы в районе подвижных шарниров выходят из строя (теряют эластичность, лопаются в местах перегиба);	11%	16%	5%	3%	8%	8,6%
0	Неподвижные шарниры моментных опор механизмов поворота постоянно выходят из строя;	37%	6%	22%	36%	21%	24,4
1	Частный привод «DYNAC» часто выходит из строя, имеет сложную в наладке и эксплуатации электрическую часть;	20%	11%	13%	24%	16%	16,8%
2	Смазочная станция порталный кран «Марк-8» имеет недостаточную мощность, сложную систему программирования дозатора;	6%	5%	9%	1%	2%	4,6%
3	Кронштейн шарнира «стрела-рейка» имеет недостаточную жесткость	9%	3%	2%	10%	6%	6%

Анализ представленных данных позволил построить гистограмму представленную на рисунке 2, где порядковый номер указывает на вид конструктивных



Рис. 2. Средне статистическое значение за 5 лет конструктивных и эксплуатационных недостатков порталных кранов

и/или эксплуатационных недостатков порталных кранов.

Таким образом, с ростом грузооборота в морских портах, проблема обеспечения высоких конструктивных и эксплуатационных качеств порталного крана приобретает особо важное значение. Анализируя представленную диаграмму средне статистических данных за 5 лет, можно выделить проблемные участки порталных кранов, с целью их усовершенствования. К таким недостаткам относится в первую очередь, заклинивание канатоподдерживающих роликов на хоботе крана (31,8%), разрушение силовых кабелей (19,6%) и проблема механизмов поворота (24,4%), уменьшение которых позволит повысить эффективность работы порталного крана и его производительность.

**Список литературы:** 1. Ерофеев, Н. И. Положение по эксплуатации грузоподъемных кранов при сильном ветре : тезисы докл. / Н. И. Ерофеев, В. А. Подобед // Материалы II регион. науч.-техн. конф. "Пути повышения эффективности и качества грузоподъемных машин и оборудования в условиях Дальнего Востока и Восточной Сибири" / ДВ филиал ВНИИПТМАШ. - Артем, 1976. – 2 с. №6. 2. Подобед, В. А. Типовая инструкция по эксплуатации порталных кранов при скорости ветра свыше 15 м/с в морских рыбных портах / В. А. Подобед. – М. : ВНИЭРХ, 1990. - 32 с. №4

## ВЫБОР НА БАЗЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО АНАЛИЗА ПИТАТЕЛЯ ШАХТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ЛИНИЙ ПОВЫШЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

**Засидко А.С., магистрант, научн. рук. Скляр Н.А., канд.техн.наук,  
профессор (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)**

Характерной особенностью современных шахт есть концентрация работ и повышение нагрузок на очистные забои. Современные угледобывающие комплексы обеспечивают высокую производительность очистных забоев, а транспортирование горной массы по выработкам от лав до скипового ствола осуществляется современными высоконадежными конвейерами.

На пути прохождения угля от лавы до скипового ствола уголь неоднократно может проходить через различные аккумулирующие ёмкости: бункеры, скаты, воронки и др. Разгрузка горной массы из емкостей осуществляется питателями.

В процессе разгрузки горной массы неоднократно возникают простои питателей из-за неисправностей в пусковой аппаратуре, повреждений силовых и контрольных кабелей, отказов приводного электродвигателя и др.

Ближайшая задача ученых, проектировщиков и эксплуатационников – обеспечить стойкий темп разгрузки горной массы из аккумулирующих емкостей путем повышения ремонтпригодности питателя и недопущения вынужденных простоев добычного участка и подъемной машины из-за питателя, связанных с отказами электрооборудования. Это можно достичь выполнением комплекса технических мероприятий:

- использованием резервного электродвигателя, кинематически связанного с быстроходным валом приводного редуктора питателя;
- осуществлением питания резервного электродвигателя от резервного магнитного пускателя, подключенного от сети;
- обеспечением автоматического включения резервного двигателя при отказе рабочего;
- наличием световой индикации, которая бы сигнализировала о включении каждого электродвигателя.

Таким образом, разработка конструктивной схемы питателя повышенной ремонтпригодности является **актуальной задачей**, решение которой весьма необходимо для высокопроизводительных шахт.

Выбор рациональной конструкции питателя повышенного технического уровня можно произвести путем сравнения питателей с моделью фиктивного эталонного питателя, который имеет наиболее высокие свойства (параметры), достигнутые в различных типах питателей.

Оценку технического уровня питателей с учетом их функционального назначения можно осуществить по методике [3].

Согласно этой методике можно рассчитать технические уровни питателей различных конструкций и выбрать наилучшую.

Комплексный показатель технического уровня питателя определяется в таком порядке.

1. Определяются «удельные показатели» ( $x_{ij}$ ), которые получаются отношением частных показателей ( $b_{ij}$ ) к основному техническому параметру питателя ( $\lambda_i$ ), за который рекомендуется принимать значения одного из показателей назначения (например, масса питателя).

$$x_{ij} = \frac{b_{ij}}{\lambda_i} \quad (1)$$

2. Для определения базовых значений «удельных показателей», рассчитанных по формуле (1), значения «удельных показателей» ( $x_{ij}$ ) заносят в таблицу-матрицу:

$$\{x_{ij}\} = \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{i1} & \dots & x_{n1} \\ x_{12} & x_{22} & \dots & x_{i2} & \dots & x_{n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{1j} & x_{2j} & \dots & x_{ij} & \dots & x_{nj} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{1m} & x_{2m} & \dots & x_{im} & \dots & x_{nm} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где  $i$  – номер показателя (столбца в таблице-матрице);

$j$  – номер питателя (строки);

$n$  – количество частных показателей, принятых для оценки технического уровня питателя;

$m$  – число питателей в рассмотренной совокупности.

За значения «базовых удельных показателей» ( $x_{i\bar{o}}$ ) принимают максимальные значения удельных показателей, которые выбирают с каждой колонки таблицы-матрицы.

$$\{x_{i\bar{o}}\} = \min \{x_{ij}\} \quad (3)$$

где  $\{x_{i\bar{o}}\}$ - динамическая модель фиктивной эталонной машины, которая имеет наиболее высокие свойства (параметры), уже достигнутые в разных конструкциях питателей.

3. Определяется значение технического уровня каждого  $j$ -ого питателя по частным показателям по формуле:

$$\tau_{ij} = \frac{x_{i\bar{o}}}{x_{ij}} \leq 1, \quad (4)$$

Для базовой конструкции питателя:

$$\tau_{ij} = \frac{x_{i\bar{o}}}{x_{i\bar{o}}} = 1$$

4. Определяют доли участия ( $m_{ij}$ ) каждого частного показателя в их общей сумме при  $n$  выбранных показателях и коэффициент участия ( $\varphi_{ij}$ ) каждого частного показателя:

$$m_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{\sum_{i=1}^n \tau_{ij}}; \quad m_{i\bar{o}} = \frac{\tau_{i\bar{o}}}{\sum_{i=1}^n \tau_{i\bar{o}}} = \frac{1}{n}; \quad (5)$$

$$\varphi_{ij} = \frac{1 - m_{i\bar{o}}}{1 - m_{ij}}; \quad \varphi_{i\bar{o}} = \frac{1 - m_{i\bar{o}}}{1 - m_{i\bar{o}}} = 1$$

5. Суммарное значение частных показателей технического уровня  $j$ -того питателя ( $\psi_j$ ) с учетом коэффициентов участия определяют по формуле:

$$\psi_j = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\tau_{ij} \cdot \varphi_{ij})^2}; \quad \psi_{\bar{o}} = \sqrt{n}. \quad (6)$$

6. Комплексный показатель технического уровня  $j$ -того питателя ( $\Pi_j$ ) определяют по формуле:

$$\Pi_j = \frac{\psi_j}{\psi_6} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\tau_{ij} \cdot \varphi_{ij})} \quad (7)$$

Согласно [3] за *основной технический параметр* питателя принимаем его массу, кг.

Для оценки технического уровня были приняты следующие параметры питателей:

$B1$  - максимальная производительность,  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч;

$B2$  - максимальная крупность куска транспортируемого материала,  $a_{max}$ , мм;

$B3$  - ширина (диаметр) грузонесущего органа, м;

$B4$  - мощность привода,  $N$ , кВт.

**Определение значений технических уровней питателей производим в следующем порядке.**

Собранные по каталогам данные о технических параметрах питателей заносим в таблицу 1.

Таблиц1 – Технические данные о питателях.

№ п/п	Тип питателя	Осн. техн. параметр, $\lambda$ , кг	$B1$ , $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$B2$ , $a_{max}$ , мм	$B3$ , ширина, м	$B4$ , $N$ , кВт
1	Пластинчатый ПЛ-6	3200	300	450	1,0	17
2	Цепной	8500	340	450	2,5	6,5
3	Вибрационный ПЕВЗ-4 x12	3370	160	400	1,2	4,0
4	Дисковый ДЛ - 10	10000	23	50	1,0	20
5	Колеблющийся ПК-10П	3000	500	500	1,0	7,5

6	Винтовой	3500	50	25	0,5	50
7	Плунжерный	3000	5	300	0,45	10

Таблица 2. – Определение «удельных показателей»  $X_{ij} = B_{ij} / \lambda_j$

№ типа питателя	$X_{1j}$	$X_{2j}$	$X_{3j}$	$X_{4j}$
1	0,0937	0,1406	0,00031	0,0053
2	0,0400	0,0529	0,00029	0,0007
3	0,0474	0,1186	0,00036	0,0012
4	0,0230	0,0500	<b>0,00100</b>	<b>0,0200</b>
5	<b>0,1666</b>	<b>0,1666</b>	0,00033	0,0025
6	0,0142	0,0071	0,00014	0,0142
7	0,0016	0,0100	0,00015	0,0033
<i>Базовые показатели, <math>X_{iб}</math></i>	<b>0,1666</b>	<b>0,0166</b>	<b>0,00100</b>	<b>0,0200</b>

Таблица 3. – Определение технических уровней по частным показателям:

$$\tau_{ij} = X_{ij} / X_{iб} ; \tau_{iб} = 1$$

№ типа питателя	$\tau_{1j}$	$\tau_{2j}$	$\tau_{3j}$	$\tau_{4j}$
1	0,5624	0,8439	0,3100	0,2650
2	0,2401	0,3175	0,2900	0,0350
3	0,2845	0,7119	0,3600	0,0600

4	0,1380	0,3001	1,0000	1,0000
5	1,0000	1,0000	0,3300	0,1250
6	0,0852	0,0426	0,1400	0,7100
7	0,0096	0,0600	0,1500	0,1650
$\Sigma \pi_{ij}$	2,3196	3,2760 <b>10,5356</b>	2,5800	2,3600

Таблица 4 - Определение «доли участия» каждого показателя в их общем количестве:

$$m_{ij} = \pi_{ij} / \Sigma \pi_{ij} ; m_{i\bar{b}} = 1 / n$$

№ типа питателя	$m_{1j}$	$m_{2j}$	$m_{3j}$	$m_{4j}$
1	0,05334	0,0800	0,0294	0,0252
2	0,02270	0,0301	0,0275	0,0033
3	0,02700	0,0675	0,0342	0,0057
4	0,01310	0,0284	0,2500	0,2500
5	0,02500	0,2500	0,0313	0,0118
6	0,00810	0,0040	0,0133	0,0674
7	0,00090	0,0057	0,0142	0,0156

Таблиц 5 – промежуточная :  $(1 - m_{ij})$

№ типа питателя	$1 - m_{1j}$	$1 - m_{2j}$	$1 - m_{3j}$	$1 - m_{4j}$
1	0,9466	0,9200	0,9706	0,9748
2	0,9773	0,9699	0,9725	0,9967
3	0,9730	0,9325	0,9658	0,9943
4	0,9869	0,9716	0,7500	0,7500

5	0,7500	0,7500	0,9687	0,9882
6	0,9919	0,9960	0,9867	0,9326
7	0,9991	0,9943	0,9857	0,9844

Таблица 6 – Определение «коэффициентов участия» каждого показателя в их общем количестве:

$$\varphi_{ij} = 1 - m_{ij} / 1 - m_{i\delta} \quad ; \quad \varphi_{i\delta} = 1$$

№ типа питателя	$\varphi_{1j}$	$\varphi_{2j}$	$\varphi_{3j}$	$\varphi_{4j}$
1	0,7927	0,8152	0,7727	0,7693
2	0,7674	0,7732	0,7712	0,7525
3	0,7708	0,8042	0,7765	0,7542
4	0,7599	0,7719	1,0000	1,0000
5	1,0000	1,0000	0,7742	0,7589
6	0,7561	0,7530	0,7601	0,8042
7	0,7506	0,7542	0,7608	0,7618

Таблица 7 – Суммарные значения каждого показателя  $j$ -го питателя ( $\Psi_j$ ) с учетом коэффициентов участия ( $\varphi_{ij}$ ) и определение комплексных показателей технического уровня ( $\Pi_j$ )

№ типа питателя	Модель питателя	$\Psi_j$	$\Psi_{\delta} = \sqrt{n}$	$\Pi_j = \Psi_j / \Psi_{\delta}$
1	Пластинчатый ПЛ-6	0,9370	2	0,4685
2	Цепной	0,3813	2	0,1906
3	Вибрационный ПЕВ 3-4 x12	0,7686	2	0,3843
4	Дисковый ДЛ-10	1,4368	2	0,7184
5	Колеблющийся ПК-10П	1,5467	2	0,7733
6	Винтовой	0,5849	2	0,2924

7	Плунжерный	0,3907	2	0,2717
---	------------	--------	---	--------

Из полученных результатов определения технических уровней питателей различных типов и исполнений можно сделать следующий вывод:

- наилучшим в техническом отношении питателем является «качающийся питатель ПК-10П», который имеет комплексный показатель технического уровня  $P_j = 0,7733$ ;

- этот питатель можно принять за базовый для его модернизации и повышения его ремонтоспособности.

**Список литературы:** 1. Транспорт на горнах предприятиях. Под общей ред. Проф. Б.А.Кузнецова. Изд. 2-е, пераб. и доп. – М.: Недра, 1976, 551 с. 2. Григорьев В.Н., Дьяков В.А., Пухов Ю.С. Транспортные машины для подземных разработок.-М.: Недра, 1984. – 384 с. 3. Методика оценки качества горных машин/ Солод В.И., Сычев Л.С., Радкевич Я.М., Лактионов Б.И.-В сб. Научные основы создания высокопроизводительных комплексно-механизированных шахт с вычислительно-логическим управлением. Под ред. Солода В.И.-М.:МГИ, 1974, с. 162 – 166.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПИТАННЯ ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕСУРСІВ ТРАНСПОРТНО-СКЛАДСЬКОГО КОМПЛЕКСУ

**Карабило В.С.** (каф. ТТ, ХНАДУ, г. Харків, Україна)

В промисловості вироблений товар треба продати чи обміняти. Але в процесі організації подібної діяльності може виникнути ряд питань. Одне з них – безперебійність і швидкість обміну чи продажу виготовлених товарів. Саме тут і виникає потреба в установі, яка б могла швидко розподіляти товари. Таку функцію виконують сучасні транспортно-складські комплекси.

Транспортно-складський комплекс – це крупне добре оснащене підприємство, призначене для надання логістичних послуг іншим фірмам або підприємствам на комерційній основі. Спектр їх послуг зазвичай дуже широкий, тому транспортно-складські комплекси мають велику кількість різних підрозділів, призначених для їх виконання [1].

Транспортно-складські комплекси вигідно розміщувати в місцях перетину транспортних шляхів і недалеко від великих споживачів або виробників товарів, так як це дозволяє істотно зменшити транспортні витрати. В даний час у всіх розвинених країнах майже весь оборот зовнішньої торгівлі (імпорт і експорт), а також більша частина внутрішнього товарообігу здійснюється через транспортно-складські комплекси або, як їх ще називають, регіональні логістичні центри [2].

Процес переміщення товару від виробника до споживача без участі транспортно-складських комплексів майже неможливий. Але під час функціонування транспортно-складських комплексів виникає ряд проблем:

- вибір раціональної технології переробки вантажопотоку;
- вибір технічного забезпечення транспортно-складського комплексу;
- вибір оптимальної кількості матеріальних та людських ресурсів.

Для більш ефективної діяльності транспортно-складського комплексу обирається раціональна технологія переробки товару; в залежності від вимог споживача обирається технічне забезпечення транспортно-складського комплексу та оптимальна кількість матеріальних і трудових ресурсів для мінімізації витрат на переробку товару. Таким чином, можна досягти зменшення витрат на доставку товару

від виробника до споживача, а як результат – зробити ціну для споживача більш привабливою.

Транспортно-складський комплекс, як елемент логістичного ланцюга виконує наступні функції [3], які представлені на рисунку 1.

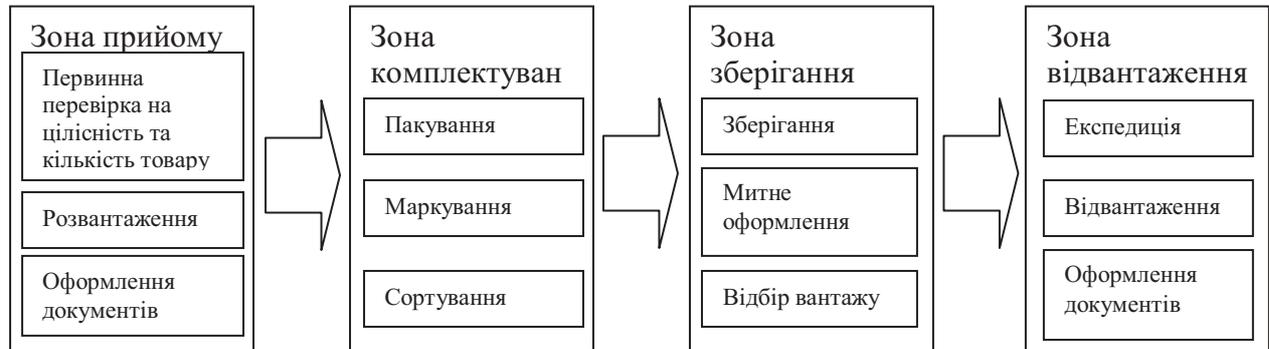


Рис. 1. Схема функціонування транспортно-складського комплексу

Транспортно-складський комплекс може переробляти вантаж за різними технологіями в один і той же час. Для наочності схеми технологічного процесу доцільно використовувати мережеве планування [4].

В залежності від потреб споживача, від обсягів вхідного вантажопотоку, від типу вантажу та умов перевезень вантажу на транспортно-складському комплексі здійснюється переробка вантажу за відповідними до цих умов технологіями.

Для переробки вантажу за кожною технологією необхідна певна кількість ресурсів як транспортно-складських, так і трудових, що залежить від обсягу вантажу, який переробляється на транспортно-складському комплексі.

Зазвичай основним критерієм вибору кількості ресурсів є продуктивність певної категорії ресурсів. При дуже малих обсягах прибуття вантажу треба враховувати, що є мінімум технічних засобів та людських ресурсів, без яких робота транспортно-складського комплексу неможлива. З іншого боку, потребує уваги коефіцієнт нерівномірності прибуття вантажу  $\eta_n$  до транспортно-складського комплексу. Таким чином вибір необхідної кількості ресурсів здійснюється наступним чином:

$$N_j = \max \left\{ N_j^{\min} ; \frac{q_i}{w_j} \cdot \eta \right\} , \quad (1)$$

де  $N_j$  – кількість ресурсів  $j$ -ого типу;

$N_j^{min}$  – мінімальна кількість ресурсів  $j$ -ого типу необхідна для безперервного функціонування транспортно-складського комплексу;

$Q_i$  – обсяг вантажу, що прибуває до транспортно-складського комплексу;

$W_j$  – продуктивність одиниці ресурсу  $j$ -ого типу;

$\eta$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність прибуття автомобілів на транспортно-складський комплекс (1.1...1.5).

Однак в сучасних умовах при виборі ресурсів транспортно-складського комплексу необхідно враховувати ряд впливових факторів:

- суттєві коливання обсягів вхідного вантажопотоку;
- ймовірність надходження певного обсягу вантажу;
- ймовірність переробки вантажу за певною технологією.

Отже, прийняття рішення щодо вибору кількості ресурсів транспортно-складського комплексу слід здійснювати в умовах невизначеності та ризику.

**Перелік літератури:** 1. Гаджинський А. М. Сучасний склад. Організація. Технології. Управління. Логістика.: навч. посібн. – М.: Проспект, 2005 – 175 с. 2. Нікіфоров В. В. Логістика. Транспорт і склад в ланцюзі постачань. – М.: Транспорт – 338с. 3. Гаджинський А. М. Логістика: посібник для вищих та середніх спец. навч. закл. 3-є видання., перероб. та доп. – М., 2000.-375с. 4. Мельников А. В. Оптимізація товарних потоків регіонального логістичного центру. Автореферат. – Єкатирибург, 2004 – 18 с.

## СИЛОВОЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГИДРОФИЦИРОВАННОГО МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОЙ МАШИНЫ

**Кондрахин В. П., д. т. н., проф., Чередниченко Ю. А., студент** (каф. ГМ, ДонНТУ, г.  
Донецк, Украина)

Как в горных, так и подъемно-транспортных машинах для подъема исполнительных органов используются гидродомкраты. Их конструкции и параметры должны обеспечивать надёжную высокопроизводительную работу всей машины. Динамические нагрузки, которые формируются в гидродомкратах при тяжелых условиях работы, снижают надежность механизма подъема исполнительного органа (ИО). Срок службы механизма может быть повышен за счет установки демпфирующего устройства для снижения динамических нагрузок. В этой связи обоснование и развитие методов исследования и расчета параметров гидродомкрата при его проектировании с характеристиками, обеспечивающими эффективную эксплуатацию в условиях повышенных динамических нагрузок, является актуальной научной и практической задачей.

В работе [1] предложена методика анализа и выбора силовых, кинематических и динамических параметров и расчета максимальных нагрузок системы подвески и регулирования исполнительного органа (СПРО) очистного комбайна. Однако эта методика не может быть использована без доработки для анализа современных очистных комбайнов с поворотными блоками резания. В настоящей статье предложена усовершенствованная методика, учитывающая указанные особенности (на примере комбайна КДК-400).

Согласно предлагаемой методике, по выбранной расчетной схеме (рис. 1) производится расчет основных параметров СПРО очистного комбайна КДК-400. Исходя из максимальной мощности разрушаемого пласта и необходимой величины заглубления исполнительного органа в почву пласта в его нижнем положении, определяется наименьшее и наибольшее расстояния между точками крепления гидродомкрата и ход гидроцилиндра.

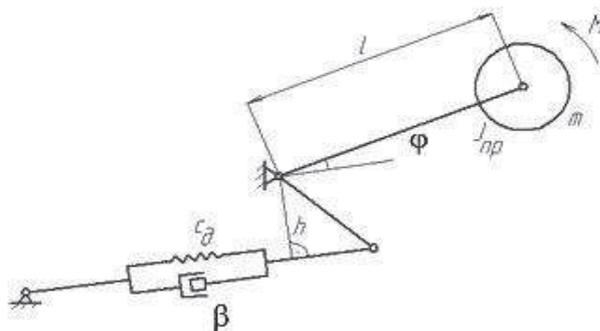


Рис. 1. Конструктивная схема СПРО очистного комбайна КДК-400.

Давление  $P_{кг}$ , МПа настройки предохранительного клапана гидросистемы СПРО определяется требуемой величиной усилия гидродомкрата, необходимой для регулирования положения ИО. Рассматриваются 2 случая:

- регулирование положения ИО при его работе вхолостую;
- регулирование положения ИО, разрушающего забой.

При определении максимальной статической нагрузки на гидродомкрат при положении исполнительного органа, работающего вхолостую, расчет производится для отстающего  $F_{1отс}$  и опережающего  $F_{1опер}$  органа. Далее рассчитывается максимальная статическая нагрузка на гидродомкрат при регулировании положения исполнительного органа, разрушающего забой. В качестве расчетной  $F_p, Н$  принимается наибольшая по абсолютной величине из полученных нагрузок. Если  $F_p > 0$ , то гидродомкрат работает на растяжение, если  $F_p < 0$  – на сжатие.

Определяется расчетное давление в штоковой или поршневой полости гидродомкрата. Полученное значение округляется в большую сторону до ближайшего нормативного значения и принимается в качестве давления настройки предохранительного клапана гидросистемы регулирования положения исполнительных органов.

Далее производится расчет максимальных динамических нагрузок на гидродомкрат СПРО для системы подвески опережающего, наиболее нагруженного, органа. Из полученных максимальной силы, действующей на гидродомкрат СПРО при прорезании твердых включений, и максимальной нагрузки на гидродомкрат СПРО при монотонном опрокидывании двигателя для дальнейших расчетов принимается наибольшее.

В зависимости от того на растяжение или сжатие работает гидродомкрат, определяется максимальное давление в его штоковой или поршневой полостях. Полученное значение округляется в большую сторону до нормативного значения и принимается в качестве давления настройки предохранительных клапанов, защищающих полости гидродомкратов от перегрузов в те периоды времени, когда эти полости заперты гидрозамком [1].

Предлагаемое виброзащитное устройство (ВЗУ) представляет собой пакет упругих элементов в виде тарельчатых пружин, которые расположены в полем штоке гидродомкрата [2]. Пакет тарельчатых пружин состоит из трех последовательно соединенных групп пружин. Упругая характеристика такого пакета имеет нелинейный (кусочно-линейный) вид, представленный на рис. 2.

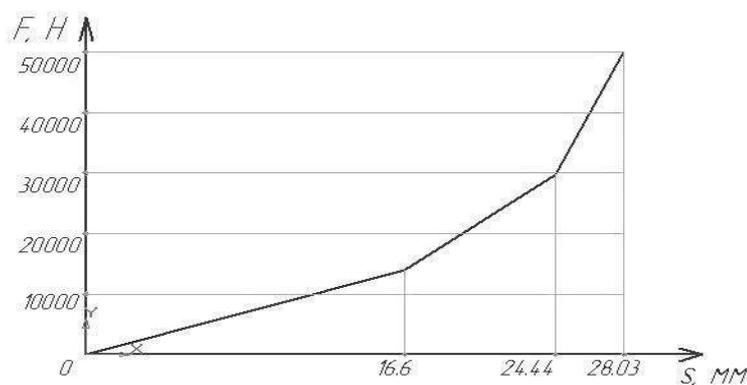


Рис. 2. График упругой характеристики пакета пружин ( $F$  - усилие,  $s$  - деформация).

При динамических нагрузках повышается давление в поршневой полости гидродомкрата, упругий элемент деформируется. За счет этого поршень перемещается в сторону поршневой полости. Диаметр штока определяется из того, что отношение площади поршня гидродомкрата к площади штока должна равняться отношению соответствующих площадей поршня и штока ВЗУ.

При выборе пружин следует исходить из того, что они должны работать на всем диапазоне нагрузок на гидродомкраты. Требуемая максимальная нагрузка определяется давлением настройки предохранительного клапана, который защищает полости гидродомкрата.

При составлении уравнения движения механизма СПРО принято допущение, что нагрузки действуют в пределах одного линейного участка упругой характеристики. Тогда уравнение вынужденных колебаний будет иметь вид:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + \beta_{кр} \cdot \dot{\varphi} + c_{кр} \cdot \varphi = M,$$

где  $J, \text{кг} \cdot \text{м}^2$  – момент инерции поворотного редуктора со шнеком относительно оси поворота редуктора,

$$J = m \cdot l^2 + J_{пр},$$

$m$  – масса ИО,

$l$  – плечо установки гидродомкрата относительно оси поворота блока резания (см. рис. 1),

$J_{пр}$  – момент инерции поворотного блока резания.

$\varphi$  – угол поворота блока резания относительно оси корпуса комбайна,

$\beta_{кр}$  – коэффициент демпфирования,

$c_{кр}$  – коэффициент крутильной жесткости гидродомкрата СПРО,

$M$  – момент сил на ИО.

Коэффициент динамического усиления:

$$\chi(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot k^2 \cdot \omega^2}{\omega_0^4}}}$$

где  $\omega$  – частота вынужденных колебаний,

$\omega_0$  – собственная частота,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{кр}}{I}}$$

$k$  – коэффициент, учитывающий демпфирование колебаний [3],

$$k = \frac{\beta_{кр}}{2 \cdot I}.$$

По полученным данным построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (рис. 3) для случаев работы гидродомкрата без ВЗУ (кривая 1) и с ВЗУ (кривые 2, 3, 4 соответственно при работе на 3-м, 2-м и 1-м участках упругой характеристики).

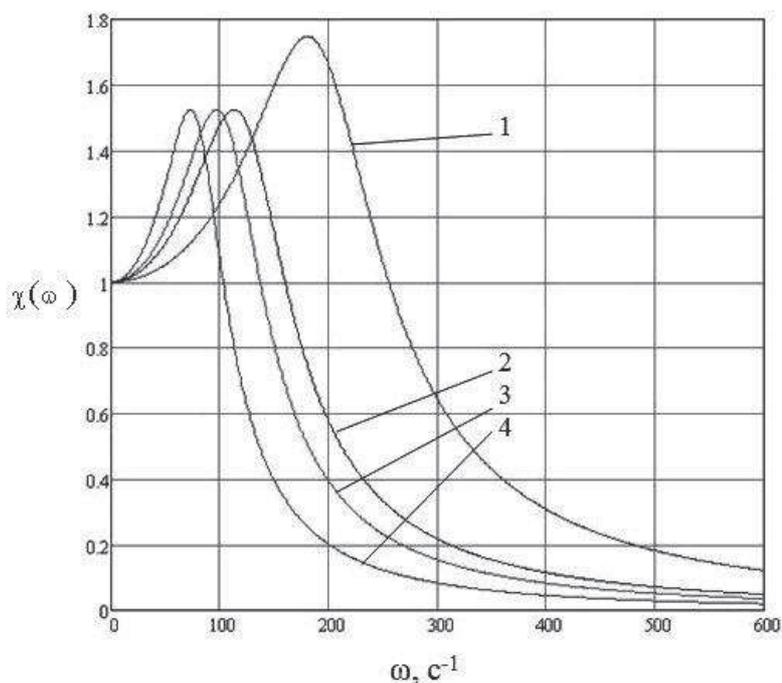


Рис. 3. АЧХ СПРО для случаев работы гидродомкрата без ВЗУ (кривая 1) и с ВЗУ.

Из графиков видно, что при использовании ВЗУ максимум кривой АЧХ уменьшается примерно на 12,5 % и его положение смещается влево, что соответствует снижению собственной частоты системы. На практике это обеспечивает снижение динамических составляющих нагрузок на гидродомкраты СПРО. При действии на ИО случайных нагрузок в виде «белого шума» дисперсия нагрузки в системе пропорциональна площади под кривой квадрата АЧХ. Из анализа рис. 3 следует, что применение ВЗУ с найденными параметрами обеспечивает снижение дисперсии нагрузки на гидродомкрат не менее чем в 2,5 раза.

**Список литературы:** 1. Стандарт предприятия СТП-50-0137-90. ГМЗ им. Кирова, 1990. - с. 42. 2. А.с. 1296506 В 66F 3/24 Опубл. в БИ№10 1987 г. 3. Василенко Н. В. Теория колебаний. К.: Вища школа, 1992. - с. 429.

## АНАЛИЗ СОСТАВЛЯЮЩИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ

**Крамчанинов А. С.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Наиболее подходящим средством транспортировки сыпучих грузов на горных и промышленных предприятиях является ленточные конвейера. В настоящее время они представляют собой наиболее экономичное решение при транспортировке возрастающих масс сыпучих грузов на малые и средние расстояния. Однако, не смотря на экономическую эффективность этого вида транспорта, существует потребность в снижении затрат связанных с энергопотреблением.

Энергоемкость транспортирования подземными ленточными конвейерами характеризуется удельными расходами электроэнергии. Анализ факторов, определяющих потребляемую мощность, показывает, что основным направлением снижения энергоемкости является уменьшение сопротивления движения ленты. В настоящее время наиболее точным методом расчета распределенных сил сопротивления движению на линейной секции является метод, основанный на использовании в расчетах суммарной силы сопротивления движению, возникающие на роlikоопоре и состоящие из следующих составляющих:

- силы сопротивления от вращения ролика;
- силы сопротивления от вдавливания роликов в ленту;
- сил сопротивления от деформирования транспортируемого груза и ленты.

С последующим интегрированием этой силы по длине [1].

Рассмотрим распределенные составляющие сопротивления движению конвейерной ленты.

Сила сопротивления от деформирования груза и ленты. Рассмотрим силу сопротивления от деформирования груза и ленты. В работе [2] приводятся данные экспериментов (для щебня), выполненных на стенде с шириной ленты  $B=800$  мм. Угол наклона роlikоопор  $\alpha$  изменялся от  $24^{\circ}$  до  $36^{\circ}$ , скорость ленты – от 0,5 м/с до 6,0 м/с, расстояние между роlikооперами – от 0,5 до 2,0 м, натяжение – от 5 до 12 кН, роlikоопоры – подвесные. Предлагается следующая зависимость для определения  $U_{def}$ :

$$U_{деф} = 1,37 \cdot ((q_e + q_n) \cdot l_p)^{1,4} \cdot S^{-0,8}, \quad (1)$$

где  $q_e$  – погонная масса груза, кг/м;  $q_n$  – погонная масса ленты, кг/м;  $l_p$  – расстояние между роlikоопорами, м;  $S$  – начальное натяжение, Н.

Сила сопротивления от вдавливания роlikов в ленту. В работе [3] приводится зависимость по нахождению силы сопротивления от вдавливания роlikов в ленту, преобразованная в следующий вид:

$$U_{вд} = (0,36 \cdot \beta_1 + 0,55) \cdot \frac{\varepsilon [8 \cdot (1 - \mu^2) / \pi \cdot R \cdot E]^{1/2}}{B^{n_{вд}-1}} \cdot ((q_e + q_n) \cdot l_p)^{n_{вд}} \cdot \varphi(\theta), \quad (2)$$

$$\varphi(\theta) = 0,972 + 3,37 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 1 - e^{-\frac{\theta + 2,003}{6,321}} \right], \quad (3)$$

где  $\varphi(\theta)$  – температурный коэффициент;  $\varepsilon$  – коэффициент, принимаемый для загруженной ленты 0,32 и для порожней 0,17;  $\mu$  – коэффициент Пуассона, для резины 0,475;  $E_n$  – модуль упругости нижней обкладки, примерно равный 5 – 5,5, МПа;  $R$  – радиус ролика, мм;  $B$  – ширина ленты, мм;  $n_{вд}$  – константа, принимаемая равной 1,5;  $\theta$  – температура в ролике, град С.

В работе [2] опубликованы исследования по определению силы сопротивления вращению роlikов

$$U_{вр} = [3 \cdot (a + b \cdot V) + 16 \cdot 10^{-5} \cdot (P_1 + 2P_2) + 2 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \cdot F_0] \cdot \varphi(\theta), \quad (4)$$

где  $a, b$  – некоторые конструктивные константы;  $P_1, P_2$  – радиальная нагрузка соответственно на средний и боковые роlikи, Н;  $F_0$  – осевая нагрузки, Н;  $V$  – скорость вращения ролика, м/с.

Выражение (1) зависит от натяжения  $S$  ленты в отличие от (2), (4). Следует отметить, что также существуют местные составляющие сопротивления движению, зависящие и не зависящие от натяжения, а именно: сила сопротивления на приводных, обводных, отклоняющих барабанах; сила сопротивления в месте загрузки и разгрузки груза; сила сопротивления щеточного и скребкового очистителей; сила сопротивления на криволинейном участке; сила сопротивления в месте спуска-подъема ленты [2].

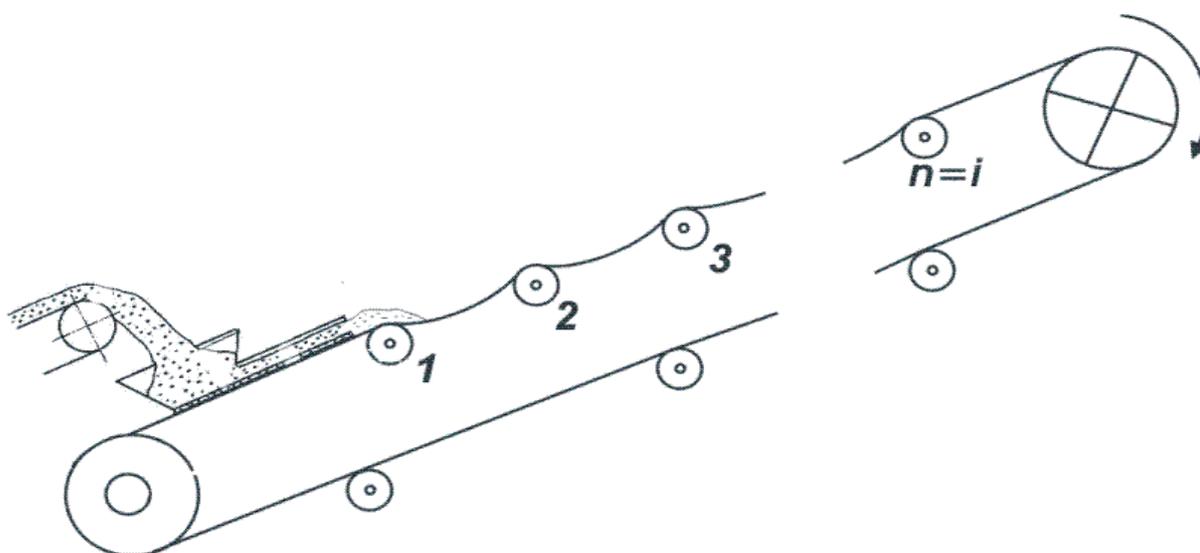


Рис. 1 – Схема ленточного конвейера для определения приращения натяжения на смежных роlikоопорах

Суммарная сила сопротивления на 1 – ой роlikоопоре [3]:

$$U_{p1} = U_{деф}(S_0) + U_0, \quad (5)$$

где  $S_0$  – начальное натяжение;  $U_{деф}(S_0)$  – сила сопротивления от деформирования ленты и груза, Н;  $U_0$  – сумма сил сопротивления от вдавливания и вращения роlikов, Н.

Суммарная сила сопротивления на 2- ой роlikоопоре:

$$U_{p2} = U_{p1} + U_{деф}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta), \quad (6)$$

где  $\beta$  – угол наклона конвейера, град.

Так как приращение натяжения на 2 – х смежных роlikоопорах равно

$$\Delta S_{1,2} = U_{p2} - U_{p1} = U_{деф}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta). \quad (7)$$

Аналогично, суммарная сила сопротивления на 3-ей роlikоопоре:

$$\begin{aligned} U_{p1} + \Delta S_{1,2} + \Delta S_{2,3} = \\ = U_{p1} + U_{деф}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + \\ + U_{деф}(S_0 + 2 \cdot (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1} + U_{p2}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta). \end{aligned} \quad (8)$$

Тогда приращение натяжения на 3-ей роlikоопоре:

$$\begin{aligned} \Delta S_{2,3} &= U_{p3} - U_{p2} = \\ &= U_{деф} (S_0 + 2 \cdot (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1} + U_{p2}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta). \end{aligned} \quad (9)$$

Следовательно, приращение натяжения на i-ой роликоопоре

$$U_{pi} = U_{p1} + U_{деф} \left( S_0 + (i-1) \cdot (q_n + q_z) l_p \cdot \sin(\beta) + \sum_{i=1}^n U_{p(i-1)} \right) + (q_n + q_z) l_p \cdot \sin(\beta). \quad (10)$$

Найдем приращение натяжения на смежных роликоопорах по (1-4) для следующих исходных данных:

$q_r=1000$ , кг/м;  $q_n=200$ , кг/м;  $\beta=0^0$ ;  $\alpha=18^0$ ;  $l'_p=1,2$ , м;  $S_0=12000$ , Н;  $\xi=0,32$ ;  $\mu=0,475$ ;  $E_H=5$ , МПа;  $R=79,5$ , мм;  $B=800$ , мм;  $n_{эд}=1,5$ ;  $\theta=25$ , град С;  $\Delta=5$ , град С;  $\omega=3,15$ , м/с;  $F_0=30$ , Н;  $F_1=240$ , Н;  $F_2=80$ , Н;  $C_0=1,5 \cdot 10^{-5}$ ;  $C_p=16 \cdot 10^{-5}$ ;  $a=2$ ;  $b=0,4$ ;  $\theta_1=20$ , град С.

$$\begin{aligned} \Delta S_{1,2} &= U_{деф} (S_0 + (q_n + q_z) l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) = \\ &= 19,7 + 67,9 + 6,6 = 94,2 \text{ Н} \end{aligned}$$

Результаты расчета приращения натяжения на смежных роликоопорах приведены на рисунке 2.

Из рисунка 2 следует, что для приведенных исходных данных основная

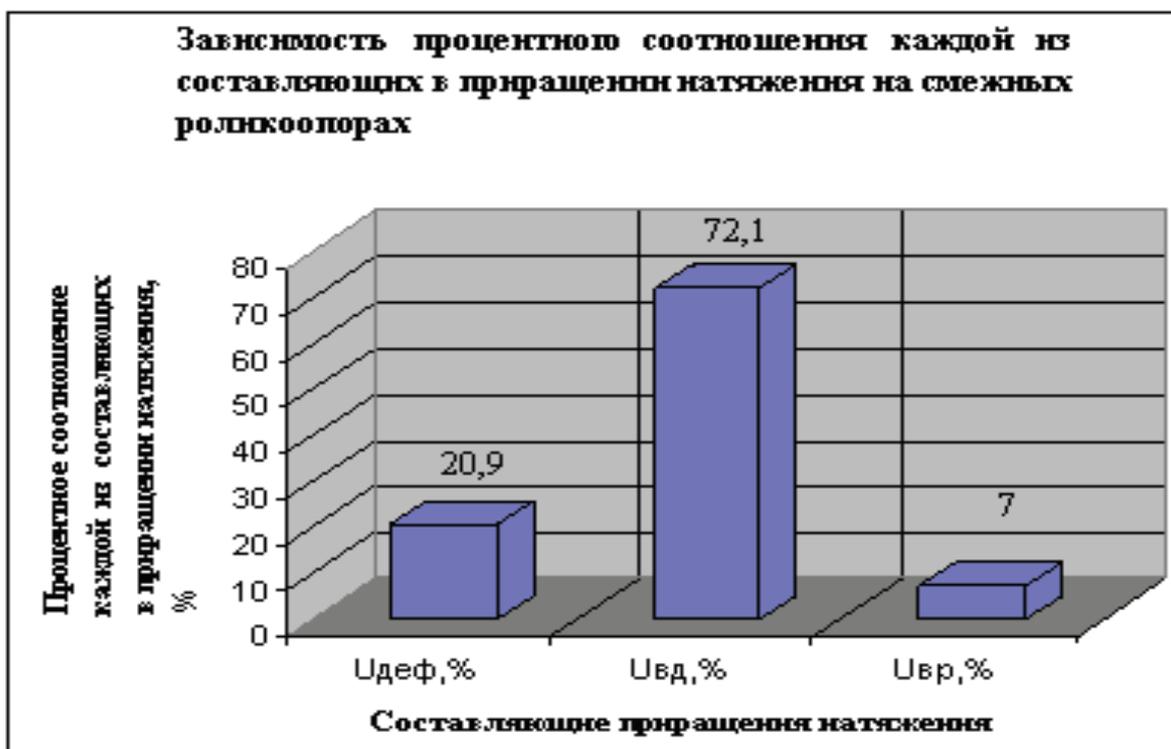


Рис. 2. Процентное соотношение составляющих сопротивления движения.

составляющая сопротивления движению в приращении натяжения приходится на силу сопротивления от вдавливания роликов – 72,1%, силу сопротивления от деформирования ленты и груза – 20,9%, силу сопротивления вращению роликов – 7%. Однако следует принять во внимание тот факт, что с ростом длины участка конвейера процентное соотношение каждой из составляющих в приращении натяжения будет изменяться.

Дальнейшая работа будет направлена на исследование влияния составляющих сопротивления движения конвейерной ленты на энергопотребление ленточного конвейера.

**Список литературы:** 1. Современная теория ленточных конвейеров. Галкин В.И., Дмитриев В. Г. др. М.: МГГУ, 2005, 543 с. 2. . Яхонтов Ю. А. Технико-экономическая оценка эффективности применения подвесных роликоспор для улучшения центрирования движения ленты конвейера // Шахтный и карьерный транспорт. М.: Недра, 1977. Вып. 3. С. 114 – 117. 3. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИРАЩЕНИЯ НАТЯЖЕНИЯ НА СМЕЖНЫХ РОЛИКООПОРАХ С УЧЕТОМ СОСТАВЛЯЮЩИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

**Крамчанинов А. С.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В настоящее время при расчете сопротивления движения конвейерной ленты используется общий коэффициент сопротивления движения ленты  $W'$  [1,2], однако более точный метод основан на расчете отдельных составляющих, включающих [3]:

- силы сопротивления от вращения ролика;
- силы сопротивления от вдавливания роликов в ленту;
- сил сопротивления от деформирования транспортируемого груза и ленты.

В этом случае можно анализировать влияние следующих факторов: натяжения, скорости движения ленты, нагрузки на ленту и других.

Эти силы можно разделить на зависящие от натяжения конвейерной ленты и не зависящие. Сила сопротивления от деформирования транспортируемого груза и ленты зависит от натяжения. Рассмотрим влияние приращения натяжения на эту составляющую.

Проанализируем зависимость приращения натяжения от следующих факторов: длины конвейера, угла наклона и грузопотока.

Суммарная сила сопротивления на 1 – ой роликоопоре:

$$U_{p1} = U_{def}(S_0) + U_0, \quad (1)$$

где  $S_0$  – начальное натяжение;  $U_{def}(S_0)$  – сила сопротивления от деформирования ленты и груза, Н;  $U_0$  – сумма сил сопротивления от вдавливания и вращения роликов, Н.

Суммарная сила сопротивления на 2- ой роликоопоре:

$$U_{p2} = U_{p1} + U_{def}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta), \quad (2)$$

где  $\beta$  – угол наклона конвейера, град.

Так как приращение натяжения на 2 – х смежных роликоопорах равно:

$$\Delta S_{1,2} = U_{p2} - U_{p1} = U_{def}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta). \quad (3)$$

Аналогично, суммарная сила сопротивления на 3-ей роликоопоре:

$$\begin{aligned}
 &U_{p1} + \Delta S_{1,2} + \Delta S_{2,3} = \\
 &= U_{p1} + U_{\text{деф}}(S_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + \\
 &+ U_{\text{деф}}(S_0 + 2 \cdot (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1} + U_{p2}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta).
 \end{aligned} \quad (4)$$

Тогда приращение натяжения на 3-ей роликоопоре:

$$\begin{aligned}
 \Delta S_{2,3} &= U_{p3} - U_{p2} = \\
 &= U_{\text{деф}}(S_0 + 2 \cdot (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + U_{p1} + U_{p2}) + U_0 + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta).
 \end{aligned} \quad (5)$$

Следовательно, приращение натяжения на i-ой роликоопоре:

$$U_{pi} = U_{p1} + U_{\text{деф}} \left( S_0 + (i-1) \cdot (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta) + \sum_{i=1}^n U_{p(i-1)} \right) + (q_n + q_z) \cdot l_p \cdot \sin(\beta). \quad (6)$$

Для построения графика  $\Delta S = f(L)$  и других графиков проведем расчет, используя разработанную программу, по выше приведенным формулам, на 100 смежных роликоопорах.

Распределение приращения по длине

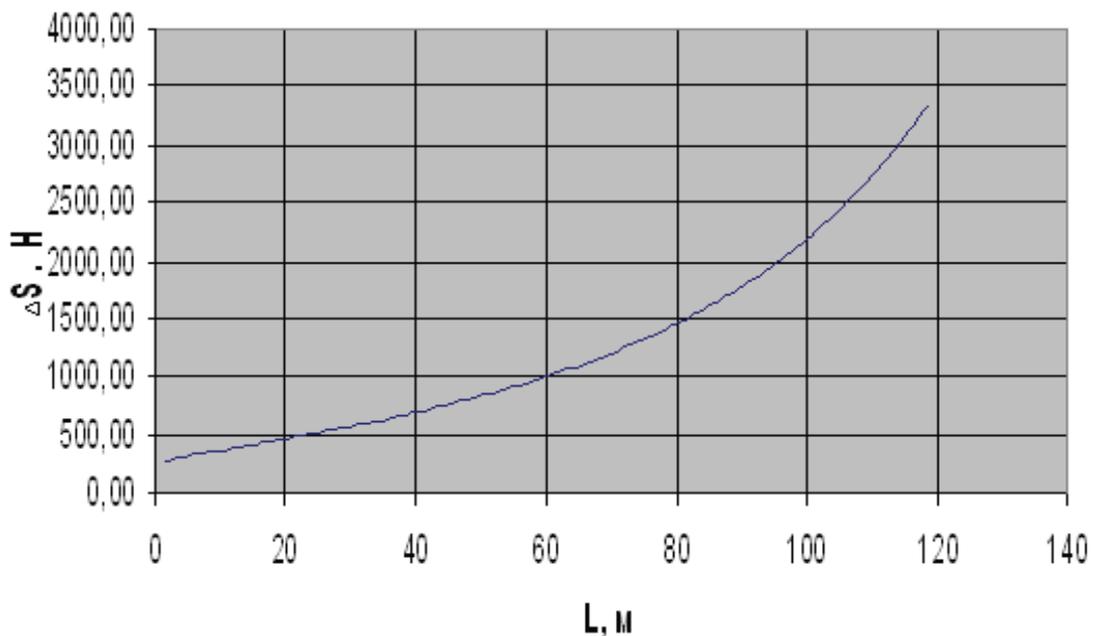


Рис. 1. Распределение приращения натяжения по длине.

Из рис.1 следует, что при увеличении длины конвейера, приращение натяжения на смежных роликоопорах значительно увеличивается.

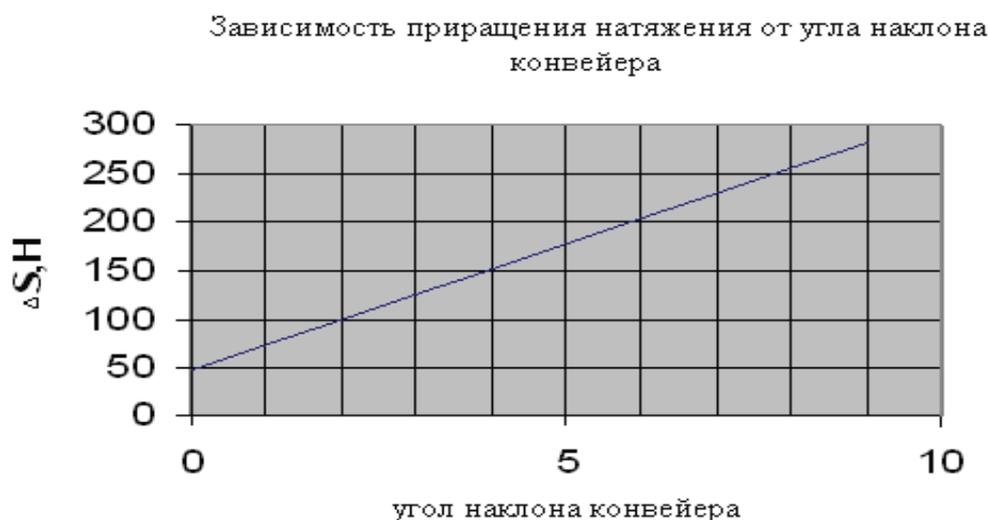


Рис. 2. Зависимость приращения натяжения от угла наклона конвейера.

Рис. 2 показывает, что при увеличении угла наклона конвейера приращение натяжения на смежных роликоопорах увеличивается. А также, в данном случае, необходимо учитывать направление движения груза. Если конвейер транспортирует груз вниз, тогда приращение натяжения изменяется менее интенсивно, что приводит к увеличению сопротивления движению.



Рис. 3. Зависимость приращения натяжения от грузопотока.

Из результатов приведенных на рис. 3 следует, что при увеличении грузопотока конвейера приращение натяжения на смежных роликоопорах увеличивается.

Проанализировав зависимость приращения натяжения от грузопотока, длины и угла наклона конвейера, можно сделать вывод, что все эти факторы приводят к увеличению приращения натяжения, что приводит к уменьшению провеса между роликоопорами. Сила сопротивления от деформирования транспортируемого груза и ленты уменьшается, следовательно, ведет к уменьшению потерь энергии.

Дальнейшая работа будет направлена на исследование силы сопротивления движения конвейерной ленты от вдавливания её в ролик и влияние ленты на потери энергии.

**Список литературы:** 1. Подземный транспорт шахт и рудников/Под ред. Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова. – М.: Недр, 1985. – 566 с. 2. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с. 3. Современная теория ленточных конвейеров. Галкин В.И., Дмитриев В. Г. др. М.: МГГУ, 2005, 543 с.

## ОБГРУНТУВАННЯ ЖОРСТКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСУ СТРІЛ ЕКСКАВАТОРІВ-КРАНІВ

**Крупко В.Г., Граматний О.І.** (каф. ПТМ, ДДМА, м. Краматорськ, Україна)

Промислово-господарчій комплекс України потребує регулярного виконання великого обсягу земляних робіт. Найбільш розповсюдженими землерийними машинами є універсальні будівельні екскаватори, у тому числі із робочим обладнанням грейфер. Процес роботи таких машин супроводжується значними динамічними навантаженнями на їх виконавчі механізми та металоконструкцію, що інтенсифікує зниження залишкового ресурсу останніх та негативно впливає на роботу екскаватора в цілому.

Літературні джерела [1,2,3] містять різноманітні шляхи зниження динамічних навантажень. Принцип дії багатьох розробок ґрунтується на введенні додаткових пружних пристроїв у механізм підйому робочого органу. Застосування таких систем на практиці веде до зменшення технічних характеристик машини через ускладнення виконавчих механізмів.

Дослідженнями у цьому напрямку займались Н.Р. Домбровський, С.А. Панкратов, В.А. Ряхін, Д.С. Гаєвська, П.Е. Тотолін, Б.П. Багін, М.Д. Богородицький, В.Н. Бакалєєв. Основні конструктивні методи зниження динамічних навантажень приводять у своїх опрацюваннях Н.А. Лобов, В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.М. Кабаков, А.Н. Орлов та ін.

Метою даної роботи є підвищення технічного рівня універсальних екскаваторів із робочим обладнанням грейфер за рахунок введених у несучі металоконструкції додаткових пристроїв-гасителів коливань, розроблених на основі встановлених закономірностей взаємодії елементів підвісу вантажозахоплюючих органів.

Основні задачі дослідження:

1. Аналіз досліджень та розрахунків динамічних навантажень та основних способів їх зниження.
2. Визначення навантажень на систему підвісу стріл, виникаючих у одноковшевих екскаваторах, урахуваючи особливості конструкції системи підвісу робочого органу.

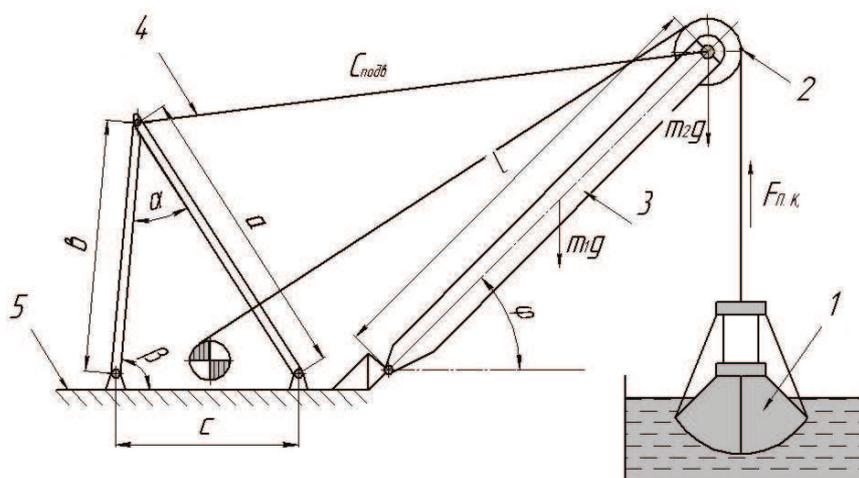
3. Обґрунтування розрахункової схеми і формування математичної моделі процесу навантаження обладнання одноковшевих екскаваторів. Встановлення закономірності виникнення динамічних навантажень в умовах експлуатації в залежності від конструктивних особливостей робочого органу і обладнання.

4. Розробка методики проведення експерименту з метою мінімізації (зниження) динамічних навантажень на робоче обладнання та отримання методики вибору його раціональної структури і параметрів.

Математична модель розроблена із врахуванням усіх головних параметрів розрахункової схеми одноковшевого екскаватора (рис. 1).

При складанні математичної моделі прийняті такі основні допущення та обмеження:

1. Коефіцієнт стійкості забезпечує механічні характеристики обладнання.
2. Під час визначення інерційних сил приймаємо масу стріли як масу однорідного стрижня, а маси блоків – як зосереджені маси.
3. У зв'язку з великою повздовжньою жорсткістю стріли у розрахунках нею нехтуємо.



1 – грейфер, 2 – головні блоки, 3 – стріла, 4 – елемент підвіски стріли, 5 - база

Рис. 1. Розрахункова схема одноковшевого екскаватора

Застосувавши рівняння Лагранжа II роду отримуємо загальне нелінійне диференціальне рівняння, що описує коливання стріли протягом часу:

$$l^2 \cdot \left( \frac{1}{3} m_1 + m_2 \right) \cdot \ddot{j} = F \cdot l + C \cdot \left( \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(j + \alpha)} - a \right) \cdot l \cdot \sin(\beta) + k \cdot \dot{j}.$$

Для зниження динамічного ефекту від явища закидання стріли, вантову систему підвіски стріли замінюємо на балочну [4]. Оскільки збільшилася жорсткість системи [5], то, як видно з другого експерименту, збільшилася частота, амплітуда і час загасання коливань.

Для позбавлення від великої частоти коливань в балочну систему підвісу стріли встановлюємо на передній опорі л-образної стійки пружний елемент, який зменшує жорсткість системи, а для зниження часу загасання коливань в систему вводимо демпфер, який встановлюємо паралельно пружинному елементу.

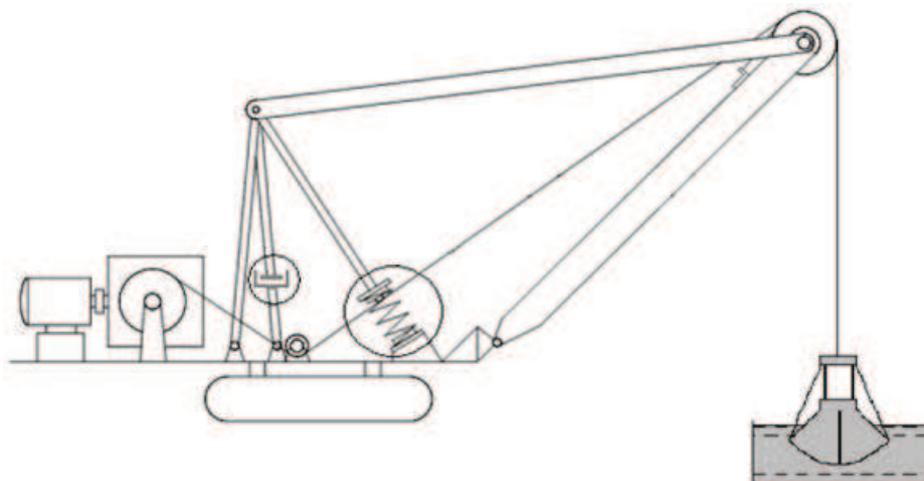


Рис. 2. Схема одноковшового екскаватора з підвіскою стріли – вантова зі зменшеною жорсткістю

Результати порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень показали, що найбільший ефект зниження динамічних навантажень досягнуто при використанні балочної системи підвісу стріли зі зменшеною жорсткістю (рис.2).

**Висновки:** 1. Проведений аналіз методик розрахунків динамічних навантажень. 2. За розрахунковими схемами складена математична модель яка враховує жорсткість, інерційність та переміщення системи. За допомогою математичної моделі проведений теоретичний розрахунок і отримані діаграми коливань системи, за якими визначено систему з найменшою частотою та часом згасання коливань, що відповідає балочній системі підвісу зі зменшеною жорсткістю. 3. Проведене приблизне моделювання та розробка фізичної моделі експериментальної установки при коефіцієнті подібності

рівним 10, що дозволило провести експериментальні дослідження і отримати осцилограми навантажень які підтверджують теоретичні розрахунки. 4. Проведена робота дозволила виявити найбільш ефективну схему виконання конструкції та системи підвісу стріли (балочна, зі зменшеною жорсткістю), що дозволяє знизити амплітуду динамічних коливань та час їх затухання.

Подальші дослідження необхідно присвятити розробці методів акумулювання енергії динамічних навантажень, яка в подальшому може використовуватися для живлення робочих та допоміжних механізмів базової машини.

**Список літератури:** 1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. - М.: Машиностроение, 1987. - 157 с. 2. Кабаков А.М., Орлов А.Н., Мамаев Л.М. Теоретические и экспериментальные исследования эффективности применения виброзащитных устройств на мостовых кранах // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ДІТ. - № 1 (9). - 2004. - С. 32-40. 3. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Теоретичні основи розрахунку віброгасителів коливань механізмів підйому вантажу промисловими роботами-маніпуляторами та вантажопідйомними (мостовими) кранами // Подъемно-транспортная техника. - Днепропетровск: ДІТ. - № 3. - 2003. - С. 5-19. 4. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко – Киев.: Нучная мысль, 1988.– 539 с. 5. Панкратов, С.А. Конструкция и основы расчета главных узлов экскаваторов и кранов/ С.А. Панкратов – М.: МАШГИЗ, 1962. – 539 с.

## РАСЧЕТ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА КРАНОВЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЭВМ

*Ладыга Д.В. (каф. ПТМ, ДГМА, г. Краматорск, Украина)*

Проблема повышения ресурса подъемно-транспортного оборудования на промышленных объектах становится одной из актуальных задач предприятия. С целью обеспечения высокой надежности и безопасности эксплуатации мостовых кранов особую актуальность приобретает прогнозирование остаточного ресурса несущих металлоконструкций главных и концевых балок. Особенно актуальной становится эта задача при определении остаточного ресурса крана, выработавшего установленные сроки эксплуатации.

Целью данной работы является разработка методики определения остаточного ресурса металлоконструкции грузоподъемных кранов с применением ПЭВМ.

После проведения ремонтно-восстановительных работ ресурс металлоконструкции в некоторой степени повышается, т.е. появляется возможность работы крана на определенный период с сохранением необходимого уровня безопасности.

В настоящее время в инженерной практике на этапе поискового проектирования используют простые расчетные схемы, поддающиеся расчету классическими методами (метод сил, метод перемещений, энергетические методы) [1]. Однако данные методы не учитывают фактические режимы эксплуатации крана.

Вопросы прогнозирования остаточного ресурса подъемно-транспортных машин рассматриваются многими авторами [2...6], особенно в последние годы, когда существенно выросла актуальность их решения.

Одним из основных критериев для продления срока службы действующих кранов является расчет на долговечность с определением остаточного числа циклов работы металлоконструкции. Указанное число, как известно, является разницей между рассчитанным по теории усталостной прочности числом циклов и уже отработанным краном на момент модернизации или обследования. Поэтому способ определения

последнего, от которого зависит точность расчета, оказывает существенное влияние на конечный результат.

Тяжелое финансовое положение большинства предприятий Украины, с одной стороны, и дороговизна изготавливаемых кранов, с другой, привели к тому, что значительно увеличилось число грузоподъемных машин со сроком службы 25-40 лет. Иногда встречаются случаи работы кранов, изготовленных более 50 лет назад. Эти машины характеризуются моральным износом, т.е. их показатели качества не соответствуют современному уровню. Поэтому, для исключения морального ущерба, наносимого народному хозяйству Украины от их эксплуатации, требуется проведение мероприятий, направленных на повышение технического уровня грузоподъемного оборудования, срок службы которого продлевается. При этом известные методы не могут дать количественную оценку насколько та или иная модель лучше или хуже, увязав оценку с конструктивными особенностями машины. Так в методе аналогий [2] сравнивается более 30 показателей качества базовой и новой модели, а в дифференциальном методе сравнивается 4-5 наиболее важных показателей. Последний метод сравнивает определенную совокупность различных технических параметров машины и определяет степень приближения ее качества к базовому показателю.

Предложенный метод может быть использован при прогнозировании сроков службы кранов для оценки степени их морального износа или установлении в числовом выражении увеличение технического уровня модернизированного крана. Дать оценку остаточного ресурса грузоподъемных кранов с помощью данного метода не представляется возможным.

В работах [3, 6] рассматриваются системы технического обслуживания и ремонта грузоподъемных кранов, когда техническое состояние определяется средствами встроенного контроля.

Учитывая сложность такой модели и недостаточное количество регистрирующей аппаратуры применить на практике такой метод не представляется возможным.

С целью возможности установления фактического режима работы грузоподъемных кранов в настоящее время разработаны ряд нормативных документов [7], которые используются специализированными организациями для установления остаточного ресурса действующего подъемно-транспортного оборудования. Одним из

важнейших этапов работ по экспертному обследованию грузоподъемных кранов является определение их фактической группы классификации, на основании анализа которой устанавливается остаточный ресурс крана и сроки повторных обследований.

Общее число рабочих циклов зависит от частоты использования крана и может быть приблизительно определено по формуле:

$$C_T = C_c n T,$$

где  $C_T$  – суммарное число рабочих циклов со всеми грузами;  $C_c$  – суммарное число рабочих циклов за сутки;  $n$  – число дней работы крана за один год;  $T$  – число лет работы крана с момента ввода его в эксплуатацию.

Класс нагружения крана зависит от распределения перемещаемых краном грузов относительно номинальной грузоподъемности крана за срок его службы и характеризуется коэффициентом нагружения  $k_p$ , определяемым по формуле:

$$k_p = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{Q_i}{Q_H} \right)^3 \frac{C_i}{C_T} \right],$$

где  $Q_i$  – масса груза, перемещаемого краном с числом циклов  $C_i$ , т;  $Q_H$  – номинальная грузоподъемность крана, т.

В зависимости от коэффициента нагружения и суммарного числа рабочих циклов со всеми грузами определяется базовое число циклов нагружения  $C_\Phi$  за расчетный период эксплуатации.

Остаточный ресурс крана определяется по формуле:

$$T_{\text{ост}} = (C_\Phi - C_\Phi) / C_c n,$$

где  $T_{\text{ост}}$  – остаточный ресурс крана, лет;  $C_\Phi$  – фактическое число циклов нагружения за весь период эксплуатации.

С целью автоматизации расчета остаточного ресурса крана на кафедре ПТМ ДГМА разработана программа, позволяющая наглядно оценить фактическое состояние

крана и дать выводы о возможности дальнейшей эксплуатации крана (рис. 1). Данная методика опробована на ряде предприятий северного региона Донбасса.

*Остаточный ресурс крана №34673 на 2010 г.*

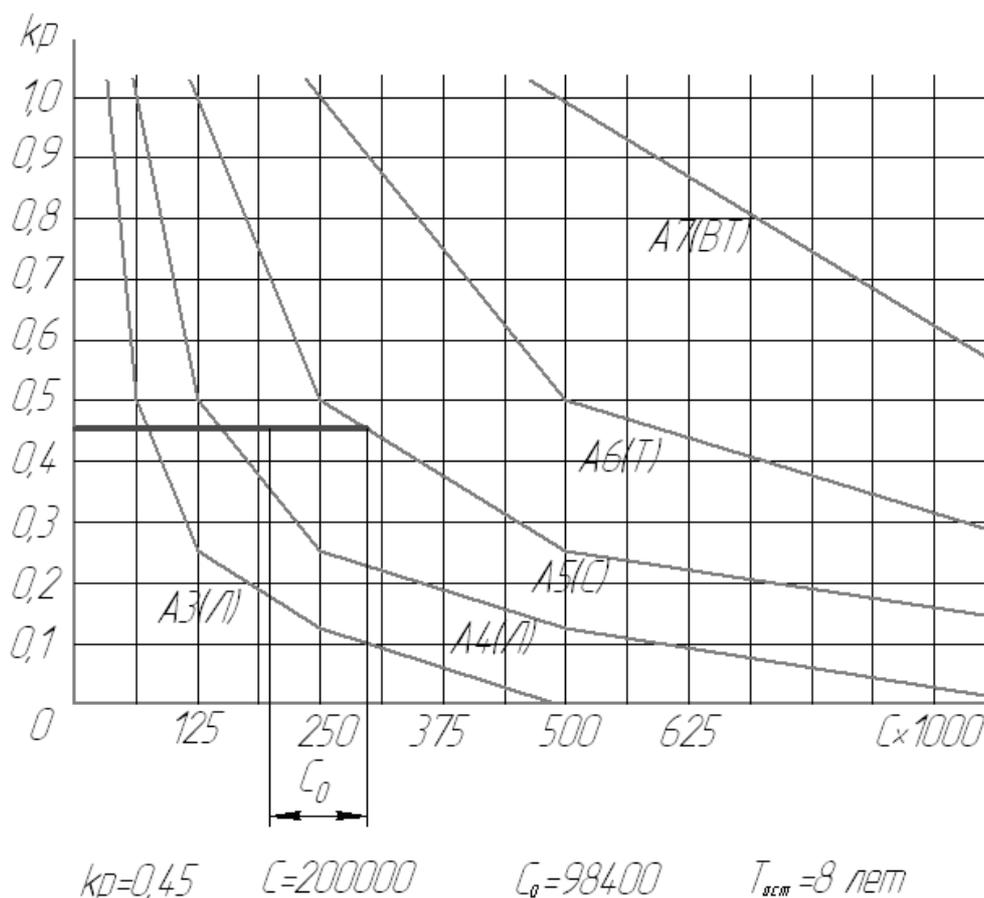


Рис. 1. Программа расчета остаточного ресурса крана

**Список литературы:** 1. Хальфин М.Н., Еременко И.А., Логвинов В.Б. Расчёт крановых металлоконструкций в системе MathCAD // Вісн. Східноукраїнського державного університету, №6 (28). Луганськ, 2000. – С. 60-63. 2. Слободяник В.А. Применение квалиметрии для определения расчётного срока службы действующих кранов // Вісн. Східноукраїнського державного університету, №6 (28). Луганськ, 2000. – С. 226-231. 3. Маковский А.М., Лукьянов И.А. Адаптивный подход при прогнозировании механического состояния грузоподъемных кранов // Вісн. Східноукраїнського державного університету, №6 (28). Луганськ, 2000. – С. 107-109. 4. Неженцев А.Б. Диагностика фактического режима грузоподъемных кранов

енергетическим методом // Підйомно-транспортна механіка, №4 (20). Днепропетровск, 2006. – С. 88-97. 5. Садило А.В., Макац В.Г., Корень В.Л. Методические рекомендации оценки остаточного ресурса металлоконструкций кранов // Научно-технический и производственный журнал «Подъемные сооружения и специальная техника», №2. – Одесса, 2009. – С. 16-20. 6. Лукьянов И.А., Таровик Н.Г. Прогнозирование остаточного режимного ресурса по методу средневзвешенной наработки в аппаратуре регистрации параметров // Вісн. Донбаської державної машинобудівної академії, №3 (9). – Краматорськ, 2007. – С. 133-137. 7. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Харків, Форт, 2002. – 416 с.

©Науч. рук. доц. Лях П.Ф. Кафедра «Подъемно-транспортных машин» ДГМА,  
2011 г.

## ВИДЫ КОНВЕЙЕРОВ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИМЕНЯЕМЫХ ЛЕНТ

**Мирошниченко С.Б., Рыбинская Т.А.** (ТТИ ЮФУ, г. Таганрог, Россия)

Конвейеры очень широко применяются в современной промышленности. С развитием науки и техники конструкция конвейером модернизировалась. Появилась прочная прорезиненная ткань, новые стальные конструкции со спиральными винтами и т.д. В современном мире сформировалась основная классификация конвейеров. Исходя из самого определения конвейера: *по типу органа тяги* (ленточные, цепные, канатные, винтовые, инерционные); *по типу грузонесущего органа* (люлечные, пластинчатые, ленточные, ковшовые, скребковые); *по виду груза* (для рассыпчатых и штучных грузов); *по виду использования* (стационарные, передвижные, подвесные).

На фоне остальных видов (пластинчатые, скребковые, шнековые и др.) ленточные конвейеры выделяются тем, что более производительны и функциональны. Применяются в основном для перемещения сыпучих и штучных грузов на длительные расстояния. Благодаря гибкой ленте конвейер ленточный может иметь различную конфигурацию и их очень удобно использовать в любой местности и в любых условиях. Ленточные конвейеры могут быть крутонаклонные, телескопические и т.д.

Конвейер ленточный или ленточный транспортер обычно применяют для транспортировки кусковых, штучных и сыпучих грузов на дистанцию, достигающую 10-12 километров, а порой и большую. Подобные конвейеры, как правило, состоят из отдельных секций. В качестве грузонесущего и тягового механизма конвейера ленточного выступает лента, движущаяся по фиксированным роlikоопорам и огибающая натяжной, приводной, а в некоторых случаях и отклоняющие барабаны. Перемещение груза производится на ленте по ее направлению. В соответствии с типом роlikоопор ленты могут иметь как желобчатую, так и плоскую форму. Конвейер ленточный отличается высокими эксплуатационными показателями, такими как надежность, прочность и весьма серьезная производительность, достигающая тысячи тонн в час. Ширина ленточной материи в конвейерах варьируется в пределах 300- 2000 мм, а скорость движения ленты составляет около 1,5-4,0 м/сек. Угол наклона подобных

конвейеров не превосходит 20-22 градусов. При использовании особой шевронной ленты происходит увеличение угла наклона до 45 градусов.

Важнейшим достоинством конвейеров ленточных является их весомая производительность, которая при большой ширине ленты и скорости движения (6-8 м/с) может достигать до 20 000, а порой и 30 000 т/ч, что существенно превосходит производительность прочих конвейеров. В том числе, к преимуществам следует отнести высокую надежность, удобство в эксплуатации, длительный срок службы, простоту конструкций, а также низкие энергозатраты перемещения груза.

К недостаткам конвейеров ленточных можно отнести высокую стоимость, часто выходящих из строя роликов и ленты, составляющая примерно 30-50% общей стоимости конвейера. По своему устройству конвейеры ленточные классифицируются на: стационарные; передвижные; переставные; переносные.

*Конвейер передвижной ленточный* (рис. 1) мобилен и наиболее эффективен при эксплуатации на открытом пространстве и на складах. Главным преимуществом передвижного конвейера является его мобильность. Из определенного числа конвейеров передвижных за короткий промежуток времени можно составить транспортную магистраль произвольной длины.



Рис. 1. Конвейер передвижной ленточный

*Ленточные конвейеры стационарные* (рис. 2) состоят из ленты, роликоопор, барабанов приводных, концевых, оборотных, привода (включающего редуктор и электродвигатель, смонтированные на общей раме или мотор-барабан), и натяжного устройства (винтового, грузового).

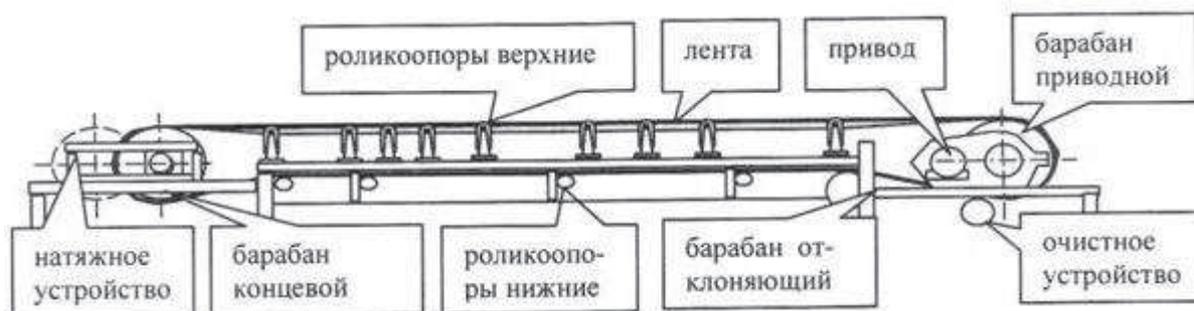


Рис. 2. Ленточный стационарный конвейер

Конвейеры ленточные стационарные с прорезиненной лентой предназначены для транспортирования различных сыпучих, кусковых и штучных материалов. Конвейеры могут устанавливаться горизонтально или иметь горизонтально-наклонную трассу.

Современные промышленные предприятия озабочены оптимизацией своих технологических процессов. И немаловажную роль в решении этого вопроса играют конвейерные ленты. Лента конвейерная (лента транспортерная) используется в самых разных областях человеческой деятельности и просто незаменима при транспортировке различных грузов.

Конвейерные ленты изготавливаются на основе синтетических высокопрочных тканей с прочностью по основе 100–300 Н/мм на 2–8 прокладок. Специальная обработка ткани обеспечивает высокую прочность каркаса транспортерных лент при расслоении. В большинстве случаев конвейерные ленты состоят из нескольких слоев ткани, между которыми располагается поливинилхлорид или полиуретан. Сверху лента конвейерная покрыта резиной, которую называют обкладкой.

Существуют следующие типы конвейерных лент: лента конвейерная шахтная трудногораемая, ленты конвейерные повышенной теплостойкости, ленты конвейерные общего назначения, ленты конвейерные бесконечные, ленты конвейерные резинотканевые, конвейерные (транспортерные) ленты антистатические, ленты конвейерные антиадгезионные (антипримерзающие), ленты конвейерные кислотощелочестойкие, ленты конвейерные резинотканевые морозостойкие износостойкие, ленты специальные широкие, ленты конвейерные повышенной теплостойкости и т.д.

Каждый из вышеперечисленных типов лент имеет свою область применения. Так например, лента конвейерная трудногораемая ОСТ 153-12.2-001-97 применяется

для использования в рудных, сланцевых и угольных шахтах, а также на открытых горных разработках (сертификат соответствия № РОСС RU АЯ02.Н22433, выданный “Научно-исследовательским центром сырья, материалов и веществ” город Москва; разрешение Ростехнадзора России – письмо № 04-35/272 от 27.06.01). Ленты конвейерные повышенной теплостойкости 2ТЗ ГОСТ 20–85. отмечены серебряным Дипломом Программы «100 лучших товаров России» 2004 года. А трудновоспламеняющиеся ленты имеют Разрешение Госгортехнадзора России №РРС 04–7750 на применение для открытых горных работ и Заключение ИПЛ ГУ ГО и ЧС Свердловской области, что относится к группе трудновоспламеняющихся горючих материалов.

Каждый тип конвейерных лент применяется с учетом условий эксплуатации. Существует следующая классификация: *тип 1* для тяжелых условий эксплуатации ГОСТ 20-85. Назначение: транспортирование известняка, доломита кусками размером до 500 мм руд черных и цветных металлов кусками до 350 мм и других крупнокусковых материалов, бревен диаметром до 900 мм, угля кусками до 700 мм и пород кусками до 500 мм; *тип 2* для средних условий эксплуатации ГОСТ 20-85. Назначение: транспортирование глины, цемента мягких пород и других малоабразивных материалов кусками до 150 мм, руд черных и цветных металлов, крепких горных пород кусками до 100 мм, известняка, доломита, кокса, агломерата, шихты, концентрата рудного и других высокоабразивных и абразивных материалов кусками размером до 150 мм; *типы 3, 4* для легких условий эксплуатации ГОСТ 20-85

Назначение: транспортирование малоабразивных материалов, в том числе продуктов сельского хозяйства, неабразивных мелких, сыпучих и пакетированных материалов.

**Список литературы:** 1. ГОСТ Р 51803-2001: Конвейеры строительные передвижные ленточные. Общие технические условия.  
2. <http://www.amacor.ru/catalogue/equipment/beltconveyor>.

## НОВІ ФОРМИ І ТЕХНОЛОГІЇ НАВЧАННЯ НА КАФЕДРІ ГЗТІЛ

Мухопад М.Д., Татаренко М.М., Рудської Є. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецьк,  
Україна)

Перехід економіки держави до нових методів господарювання поставив перед вищою школою нові завдання – **значно підвищити якість підготовки фахівців з вищою освітою**. Слід готувати висококваліфікованих спеціалістів нової формації, фахівців які б вільно орієнтувалися у ринковому соціально-економічному середовищі, володіли фундаментальними знаннями спеціальних дисциплін і вміли використовувати їх на практиці.

Сьогодні, на кафедрі навчання спрямоване на те, щоб її випускники могли сприймати, пропонувати і реалізувати технологічні, комерційні, соціальні й управлінські ідеї, легко адаптувалися до умов на виробництві та в економіці.

Але ж, коли порівняти навчальний процес кафедри з англійською системою підготовки інженерних кадрів легко побачити очевидні недоліки – **затратність, неефективність, імітацію дії, замість самої дії**. Отже в зв'язку з тим, що ДонНТУ прямує до подальшої інтеграції з міжнародною системою інженерного навчання необхідно якомога швидше ліквідувати певні недоліки, та прискорити удосконалення навчального процесу. Шляхи удосконалення відомі. Один з них це **комп'ютеризація навчання**.

Необхідність застосування нових форм і технологій навчання обумовлено ще і тим, що на одному із Міжнародних конгресів ректор університету О.А. Мінаєв наголосив на тому, що в недалекому майбутньому на базі ДонНТУ стане функціонувати, перший на Донбасі, технічний Мегауніверситет, навчальний процес у якому буде вестись **за новими формами і технологіями**.

Багатолітній досвід роботи у вузі свідчить про те, що уже сьогодні настав час змінити структуру та зміст навчального процесу студентів. Слід відійти від пасивних методів навчання та рішуче стати на шлях **широкого використання інформаційної техніки та Internet**.

В умовах, коли на кафедрі накопичено достатня кількість одиниць комп'ютерної техніки та активізується робота по її використанню в навчальному процесі,

налагоджено інформаційний та електронний зв'язок, створюються умови до застосування якісно нових прогресивних технологій і методів навчання, методів що дозволяють активізувати творчу діяльність викладачів і студентів.

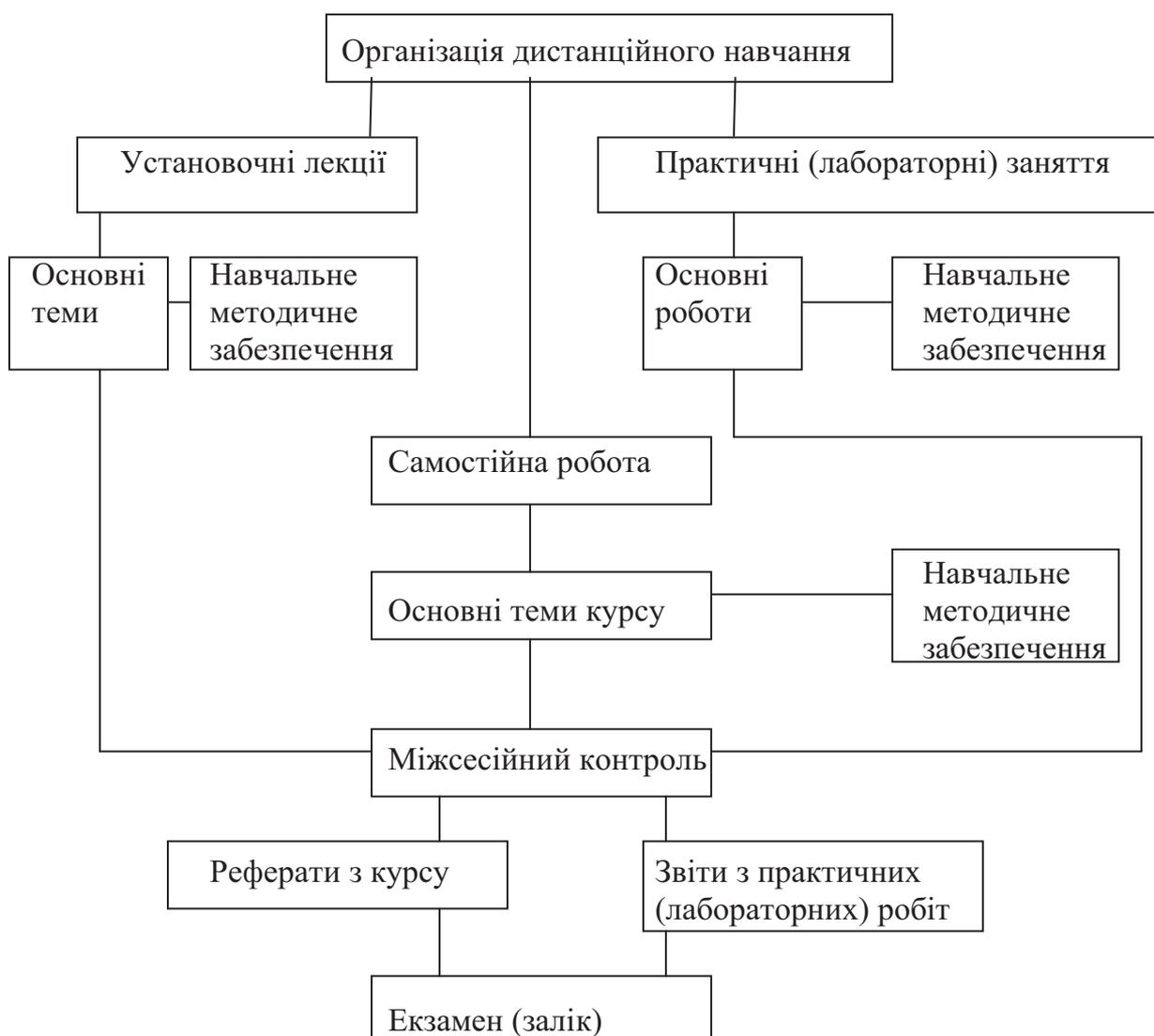
З метою підвищення рівня і ефективності навчання необхідно на новій основі підготувати комплекти навчально-методичної літератури (НМЛ).

Для навчання необхідна не тільки навчально-методична література, а й **навчальне методичне забезпечення, контрольні запитання для самоконтролю, методичні вказівки для складання рефератів та звітів**

Слід зауважити, що ефективна самостійна праця над вивченням дисциплін може бути досягнута лише при наявності у студента **повного комплекту навчально-методичної літератури і навчально-методичного забезпечення.**

Якість підготовки фахівців залежить не тільки від наявності у студентів комплекту електронних носіїв з НМЛ, а і від чіткої та раціональної організації навчального процесу.

В умовах, коли навчаючий одержує набір необхідних дидактичних матеріалів найбільш доцільно прийняти організацію навчання за схемою.



Найбільш ефективною формою навчання за цих умов стає **очно-заочна (традиційно-дистанційна) форма**, яка дозволяє широко використовувати у навчальному, процесі комп'ютерну техніку і Internet, планувати і контролювати навчання студентів не тільки у ВНЗ, а і поза ним.

Для значного підвищення рівня і ефективності навчання необхідно також на кафедрі створити **лабораторію інноваційних технологій та навчально-консультативного пункту традиційно-дистанційного навчання (Робоче місце Тьютора)**.

Конкретні дії за новою технологією навчання з курсу "Рудниковий транспорт" дозволили:

- виконати всю навчально-методичну літературу з курсу "Рудниковий транспорт" державною мовою;
- створити бібліотеку інформаційних електронних носіїв;
- розробити технологію і організацію традиційно-дистанційного навчання з курсу "Рудниковий транспорт";
- тиражувати компакт-диск для вивчення курсу з використанням Internet.

**Комп'ютеризація навчального процесу** дала змогу:

- забезпечити усіх студентів, які вивчають курс "Рудниковий транспорт", навчально-методичною літературою;
- оперативно поповнювати навчальну літературу новими відомостями і своєчасно доводити їх до студентів;
- планувати міжсесійну допомогу, контроль та звіт в період самонавчання;
- змінити в короткий термін структуру та зміст навчального посібника Рудниковий транспорт;
- усунути проблему вивчення курсу, який викладений на держаній мові.

З метою здобуття досвіду застосування сучасних технологій навчання, вияву недоліків та розробити заходи подальшого удосконалення навчального процесу на кафедрі на протязі 5 років проводиться **педагогічний експеримент**.

Досвід навчання за комп'ютерними технологіями дисциплін **ОТіРЗПВ і**

**Технологія рудникового транспорту** засвідчує те, що уже сьогодні, навіть в екстремальних природних і життєвих умовах, можливо **ефективно на європейському рівні вести навчальний процес**.

**Широке використання в навчальному процесі комп'ютерної техніки і Internet, безумовно впливає на підвищення якості підготовки фахівців з вищою освітою.**

**Впевнений, що підготовка фахівців за новітньою технологією відповідає сучасним вимогам і її впровадження в навчальний процес студентів – справа недалекого майбутнього.**

## РАЗРАБОТКА НОВЫХ ВИДОВ ПНЕВМОТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

**Новак И.В., Подкаменный А.С.** (каф. ПТМ, ДГМА, г.Краматорск, Украина)

Современный подход к созданию пневмотранспортных установок, работающих при нетрадиционных режимах движения аэросмесей, базируется на исследованиях фазовых состояний и превращений аэросмесей, условий их формирования и сохранения на различных участках транспортного трубопровода [1]. Области нестабильного движения аэросмесей, традиционно считавшиеся нерабочими и аварийными, представляют значительный научный и практический интерес [2]. Движение аэросмесей в транспортном трубопроводе сопровождается сложными процессами, являющимися следствием как многообразия комбинаций фаз, структурных и взаимофазных воздействий, своеобразных волновых течений, так и следствием воздействия дополнительных воздушных или вибрационных импульсов.

Новый концептуальный подход в изучении протекающих процессов в пневмотранспортном трубопроводе, рассматриваемом в качестве открытой системы, подчиняющейся общим законам синергетики, позволяет обосновать явления саморегулирования и самоорганизации массопереноса в материалопроводе. Регулирование в этом случае осуществляется через набор управляющих параметров, в качестве которых приняты числа Рейнольдса, Фруда. Движение гетерогенных потоков представляется как процесс самоорганизации с коллективными связями, которые определяют эффективные коэффициенты переноса импульса, силы и массы.

Экспериментальные исследования режимов движения аэросмесей в области нестабильных состояний (волновое, порционное, дюнообразное и микробросками) показывают, что даже малые возмущения начальных условий для динамической переменной или параметров самой динамической системы (давления, скорости воздушного потока, угла атаки воздушной струи и т.д.) в значительной мере приводят к непредсказуемости результирующего движения.

Исследование процессов, протекающих при пневматическом транспортировании сыпучих материалов, представляется целесообразным осуществлять на основе общих подходов к проблеме предсказуемости, основанных на представлении о частично

детерминированных процессах, допускающих динамический прогноз на ограниченных интервалах времени. При этом прогноз рассматривается как модельный процесс  $z(t)$ , отличающийся от исследуемого реального физического процесса  $x(t)$ , имеющего несколько компонент. Наблюдаемый процесс  $y(t)$  отличается от физического  $x(t)$ , видоизменением спектра с нелинейностью искажения и воздействием на размерность  $q$  наблюдаемого процесса, добавкой к результату измерений дополнительного шумового сигнала  $v(t)$ , искажением измерительным прибором самого измерительного процесса (например, давления, скорости воздушного потока, направлений движения отдельных частиц и т.д.).

Исследование режимов движения гомогенных и гетерогенных потоков показали, что в пневмотранспортном трубопроводе наблюдаются переходы от ламинарного в устойчивое турбулентное течение через ряд неустойчивых промежуточных состояний. В пределах одного трубопровода могут существовать два или более режимов движения с их взаимными последовательными переходами. При волновом и порционном режимах движения аэросмесей помимо общего поступательного перемещения сыпучего материала вдоль трубопровода, имеет место внутриволновая и внутриволновая турбулентность, характеризующаяся большими процессами завихренности. Сохраняются и характерные особенности турбулентного течения: неравномерность, большое число макроскопических степеней свободы, существенная, а во многих случаях, и определяющая роль гидродинамических флуктуаций, в значительной мере его непредсказуемость. Приняв за основу постулаты синергетики [3], можно предположить, что постоянно происходящие неравновесные фазовые переходы в пневмотранспортном трубопроводе осуществляются по схеме П → Х, т.е. по схеме самоорганизации. Концепция частичной детерминированности (случайность и детерминированность не противопоставляются друг другу, а рассматриваются как полюса единого свойства – частичной детерминированности) применима при описании турбулентных потоков [3, 4], поскольку у них имеется пространственно-временная область совместимости.

Нестационарные режимы движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе сопровождаются сложными осцилляционными процессами. В результате наложения многих волн образуются спекл-неоднородные поля, характеризующиеся высокой степенью неоднородности интерференционной картины. Данная картина

изменения колебательных процессов наблюдается при транспортировании мелкозернистых сыпучих материалов, таких как сухой кварцевый песок, кальцинированная сода, измельченные каменный уголь и руда, частицы шаровой формы полиэтилена, пластмасс и др. Следует ожидать, что случайный характер спекл-полей не препятствует их предсказуемости. Расчеты показывают, что корреляционные функции поля практически нечувствительны к неоднородностям среды.

Дано теоретическое обоснование, предложены, экспериментально исследованы и частично апробированы в промышленных условиях новые конструктивные разновидности пневмотранспортных установок с порционным поступательным и волновым режимами движения аэросмесей, с вихревым непрерывным и вихревым порционным движением хорошо сыпучих материалов, пневмовибрационные установки для перемещения увлажненных и влажных материалов. Рекомендованы их основные технические параметры: скорости и режимы движения аэросмесей, производительность, дальность транспортирования, энергетические показатели, геометрические параметры материалопровода, воздухопровода и воздухоподводящих патрубков.

Особую группу составляют пневмотранспортные установки с вращательным движением сыпучего материала в форме сплошного потока и в порционном режиме. В этом случае дополнительное воздействие на сыпучий материал осуществляется импульсами сжатого воздуха на всей длине транспортного трубопровода по винтовой линии касательно к поверхности трубы. На основе математической модели выполнен машинный эксперимент и определены ожидаемые параметры установок данного типа. При скоростях движения несущей среды 25-50 м/с создаются условия движения сыпучего материала по поперечному сечению трубы в форме кольца без его соприкосновения с внутренней поверхностью трубопровода. Высокоскоростные пневмотранспортные установки данного типа открывают возможность использования газопроводов для перемещения сыпучих материалов на большие расстояния при больших грузопотоках.

Трансформация структуры течения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе путем управляемой генерации вихревых структур позволяет интенсифицировать процессы массопереноса. Основой разработки новых типов загрузочных устройств для пневмотранспортных установок с волновым и порционным

движением аэросмесей является использование явления сверхтекучести сыпучих материалов, имеющего место при воздействии воздушных потоков и струй на сыпучий материал эффекта вибрации или объединенного действия этих факторов.

Исследования поведения сыпучего материала в камере смешения при воздействии на него двух взаимодействующих воздушных струй, влияние величины диаметров сопел (эжекторов) и их расстояний от камер смешения на процесс истечения сыпучих материалов из выпускного отверстия бункера на участке его ввода в материалопровод показали, что в непосредственной близости под камерой смешения после его выхода в материалопровод сыпучий материал движется в двух режимах: в плотном аэрированном потоке или волновом режиме, далее трансформирующемся в трубопроводе в порционный режим движения аэросмеси. Экспериментальные исследования эжекционного питателя с дополнительным воздушным побудителем, выполненные на модели, подтвердили его хорошую работоспособность. Применение питателей данного типа в новых высокоэффективных пневмотранспортных установках с волновым и порционным режимами движения аэросмесей позволит решить задачу дальнейшего развития и совершенствования пневмотранспорта сыпучих материалов.

Дополнительное вибрационное возбуждение сыпучих материалов также может быть положено в основу повышения производительности и снижения энергоемкости пневматического транспорта с порционным и волновым режимами движения аэросмеси, использования для перемещения увлажненных и влажных сыпучих материалов, и создания специальных типов загрузочных устройств, обеспечивающих их работу. Использование явления сверхсыпучести легкоподвижных материалов при вибрационном воздействии в период формирования режима загрузки транспортного трубопровода повышает пропускную способность трубопровода в 1,5-2 раза и снижает энергоемкость на участке разгона частиц.

Улучшение технических показателей пневмотранспортных установок, предназначенных для перемещения сыпучих материалов с разными физико-механическими свойствами может быть достигнуто увеличением массовой концентрации перемещаемых аэросмесей при одновременном снижении скорости их движения. Интенсификация массопереноса достигается созданием завихренности потока, энергетической подпиткой, вибрационным воздействием на материал или объединенным действием нескольких факторов.

**Список литературы:** 1. Гуцин В.М. Нова концепція та її реалізація в розробках високоефективних засобів пневматичного транспортування сипучих матеріалів / В.М. Гуцин // *Машинознавство*, 2000, №2 (23). – С. 39-43. 2. Гуцин В.М. Режимы движения двухкомпонентной среды в транспортном трубопроводе / В.М. Гуцин // *Геотехнічна механіка: зб. наук. праць. Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дн-ськ, 1999. – Вип. 13. – С. 71-76.* 3. Хакен Г. Информация и самоорганизация: макроскопический подход к сложным системам / Г. Хакен. Пер. с англ. – М.: Наука, 1990. – 320 с. 4. Кравцов Ю.А. Случайность, детерминированность, предсказуемость / Ю.А. Кравцов // *УФН*, 1989. – Т. 158. – С. 93-122.

© Науч. рук.: доц., канд. техн. наук Гуцин В.М., инж. Данилюк В.А. Кафедра «Подъемно-транспортные машины», ДГМА, 2011г.

**ОБОСНОВАНИЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА  
1Л100К1-01 С УЧЁТОМ МИНИМАЛЬНО ДОПУСКАЕМЫХ ДИАМЕТРОВ  
БАРАБАНОВ**

**Новик М.Е., Грудачёв А. Я., проф., к.т.наук. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк, Украина)**

В данной статье рассмотрены вопросы, касающиеся минимально допускаемых диаметров барабанов ленточных конвейеров, а именно ленточного конвейера 1Л100К1-01 с минимально допускаемым диаметром барабана 630мм.

Цель работы - анализ существующих научно-технических рекомендаций по обоснованному выбору конвейерных лент с учётом их деформации и изгибу на приводных барабанах.

Задача статьи уточнить область применения ленточного конвейера 1Л100К1 с минимально допускаемым диаметром барабана.

***Анализ исследований и публикаций.***

Любая промышленность нуждается в том чтобы их оборудование, работающее на самых ответственных участках было надёжным и долговечным, поэтому ряд авторов фамилии, которых нам уже известны, занимались этими вопросами - Маклис Ф. А. Конвейерные ленты [1] рассмотрены деформационные характеристики конвейерных лент; Дьякова Л.Г., Шахмейстера В.Г., Дмитриева [2] и др. описано состояние конвейерного транспорта на отечественных и зарубежных карьерах; эксплуатации конвейерных лент, которые должны учитываться при проектировании, расчёте и выборе лент – Растигайлов И.Н [4]; Высочин Е.В., Завгороднего Е.Х. [6]; статьи: Панкратов С. А., Цветнов В. Б [7]; Дмитриев В. Г. и Жиркевич В. Ю. [8]; Чугурев Л. И. [9]; Спиваковский А. О. [10] научно-технический прогресс в современных условиях предусматривает ускоренное внедрение непрерывных технологий и видов транспорта.

Организации: «Курскрезинотехника», «РЗ Бытом», «Лисичанский РТЗ», «Эрлайт», «FTT Wolbrom», «Metso Minerals», «Transport Gummi» изготавливают и проводят испытания конвейерных лент, а также выдают рекомендации по минимально допускаемым диаметрам барабанов для конкретных типов лент.

**Изложение материала и публикаций.**

Таблица 1. – Рекомендуемые диаметры барабанов завода изготовителя «Курскрезинотехника».

Номинальная (расчетная) прочность прокладки (Н/мм)/число прокладок (шт.)	Рекомендуемый минимальный диаметр барабана (без учета резиновой футеровки), мм		
	Приводной	Хвостовой (концевой)	Отклоняющий
65/3	100	100	100
65/4	160	125	100
65/5	200	160	125
65/6	250	200	160
100/3	315	250	200
100/4	400	315	250
100/5	500	400	315
100/6	630	500	400
200/3	400	315	250
200/4	500	400	315
200/5	630	500	400
200/6	800	630	600

Далее производится расчёт ленточного конвейера 1Л100К1-01 при производительности 400т/ч, 500т/ч и 640т/ч, при длине конвейера 300м, 400м и 500м и при угле наклона  $6^{\circ}$ ,  $12^{\circ}$  и  $18^{\circ}$  и результаты расчётов занесены в таблицы 2.



400	4	$W_{гр}, \text{кН}$	44,4	74,9	105,4	59,2	99,9	140,5	74,1	124,8	175,6
		$W_{пор}, \text{кН}$	-2,06	-6,7	-11,3	-2,7	-89,4	-15,1	-3,4	-11,1	-18,9
		$W_0, \text{кН}$	59,3	95,5	131,6	79,1	127,3	175,5	91,8	147,8	203,8
		$S_{max}, \text{кН}$	114,1	179,5	245,1	152,1	239,4	326,7	176,3	276,9	377,6
		$N_{п}, \text{кВт}$	14,2	8,9	6,5	10,5	6,6	4,8	9,07	5,7	4,2
		$m_{\phi}$									

Из результатов расчётов приведенных в таблицах следует что:

1 Мощность двигателя растёт на 30% при увеличении производительности на 100 т/ч, увеличении угла наклона на  $6^0$  и изменении длины конвейера на 100м каждый раз.

2 Натяжение в лентах  $5 \times 200$  и  $3 \times 400$  при производительности 640 т/ч проходят по прочности. Кроме позиции при угле наклона  $6^0$  и длина конвейера 300м, натяжение в лентах в этом случае растёт на 20%.

3 Натяжение в лентах  $4 \times 400$  при производительности 640 т/ч на 40% не проходят по прочности в точках при углах наклона  $6^0$  и  $12^0$  при длине конвейера 300, 400 и 500 м.

4 Лента  $4 \times 200$  при производительности 640 т/ч проходит по прочности на 100% при всех углах наклона и при любой длине ленточного конвейера.

Завод изготовитель конвейерных лент «Курскрезинотехника» [5] (см. п.3.2, табл. 3.1) – рекомендует минимально допускаемые диаметры барабанов. Эти рекомендации используют далее:

- ленте  $4 \times 200$  требуется барабан, у которого минимальный диаметр 630мм;
- ленте  $5 \times 200$  и  $3 \times 400$  требуется барабан, у которого минимальный диаметр 800мм;
- ленте  $4 \times 400$  требуется барабан, у которого минимальный диаметр 1000мм.

В итоге можно сказать, что конвейер 1Л100К1-01 имеет диаметр барабана 630мм, лента  $4 \times 200$  проходит по барабану с таким диаметром и к производительности от 400т/ч до 640т/ч, но по натяжению она не проходит ни в одной из точек.

Сделаем аналогичный вывод по лентам 5×200, 3×400 и 4×400 с разной длиной конвейера, производительностью и при разных углах наклона – будет ли она проходить по барабану и по натяжению:

а) лента 5×200 при производительности 400т/ч в точках при длине конвейера 300м и 400м при угле наклона  $6^0$  проходит по натяжению. Также она проходит по натяжению и при производительности 500т/ч и 640т/ч лишь в одной точке при длине конвейера 300м и угле наклона  $6^0$ , но минимальный диаметр барабана для этой ленты установлен 800мм, а данный конвейер изготавливается с минимально допусаемым диаметром 630мм;

б) лента 3×400 при производительности 400т/ч проходит по натяжению почти во всех точках, кроме двух – в точке при длине конвейера 400м и 500м и при высоком угле наклона –  $18^0$ . Лента почти не проходит по натяжению при производительности 500т/ч и 640т/ч – она проходит только в двух точках при производительности 500т/ч – это при длине конвейера 300м и 400м при самом маленьком угле наклона –  $6^0$ . Но данная лента также требует минимально допусаемый диаметр барабана 800мм, что не соответствует данному конвейеру.

в) лента 4×400 при производительности 400т/ч и 500т/ч может быть использована при длине наклона 300м, 400м и 500м, но только при самом маленьком угле наклона -  $6^0$  и при 300м при  $12^0$ . При производительности 640т/ч лента может использоваться при любой длине ленточного конвейера, но с самым маленьким углом наклона при  $6^0$ . Однако лента 4×400 требует минимально допусаемый диаметр барабана 1000мм, что, снова, не соответствует данному конвейеру с минимально допусаемым диаметром 630мм.

В заключении можно сделать вывод, что ленточный конвейер 1Л100К1 – 01 с минимально допусаемым диаметром барабана 630мм может использоваться при любой длине конвейера, в данном случае – это 300м, 400м и 500м и при максимально производительности 640т/ч и при углах наклона  $6^0$ ,  $12^0$  и  $18^0$ , но, ни одна лента не проходит по барабану с таким диаметром, а если и проходит – это лента 4×200, то она не прошла по натяжению ни в одной точке.

#### ***Выводы и направления дальнейших исследований.***

В статье произведён анализ работ разных авторов и заводов изготовителей по минимально допусаемым диаметрам барабанов.

Исследованы особенности эксплуатации конвейерной ленты.

Сделан расчёт ленточного конвейера и проанализированы все результаты расчётов при разной производительности, длине конвейера и углах наклона, после чего можно сделать вывод, что конвейер 1Л100К1-01 имеет конструктивную недостаточность, которая связана с диаметром барабана 630мм. По прочности ленты и по мощности двигателя этот конвейер мог бы иметь большую область применения, однако это не позволяет минимально допускаяемый диаметр барабана. При модернизации такого конвейера целесообразно увеличить диаметр барабана.

**Список литературы:** 1. Конвейерные ленты / Ф. А. Маклис, И. И. Леонов, О. Г. Кабасов, В. В. Никитин. – М.: Химия, 1991-184с. 2. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчёт конвейеров. – М. Машиностроение, 1978 – 392. 3. Конвейеры: справочник / Р. А. Волков и др. Под общ. Ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984 – 368с. 4. Растигайлов И. Н. и др. Конвейерные ленты для угольных шахт. Донецк, «Донбасс», 1975. 5. Курскрезинотехника ЗАО «Руководство по выбору и эксплуатации конвейерных лент. Курск 2008. 6. Стыковка и ремонт конвейерных лент на предприятии чёрной металлургии. Высочин Е. М., Завгородний Е. Х., Заренков В. И. М.: Металлургия, 1989, с.192. 7. «Изв. Высш. Учебн. Заведений. Горный журнал», Панкратов С. А., Цветнов В.Б. – «Изгибные напряжения конвейерных лент», 1965, №1, с.79 -82. 8. «Изв. Высш. Учебн. Заведений. Горный журнал», Дмитриев В. Г., инж. Жиркевич В. Ю., - Напряжённое состояние ленты на приводном барабане конвейера», 1985, №3, с. 48-51. 9. «Изв. Высш. Учебн. Заведений. Горный журнал», Чугурич Л. И., - «Распределение напряжений в ленте в период её прохождения через приводной барабан», 1984, №5, с. 41-45. 10. «Изв. Высш. Учебн. Заведений. Горный журнал», Спиваковский А. О., - «К вопросу об установлении диаметра барабанов ленточных конвейеров», - 1964, №10, с. 106-111. 11. Справочник. Подземный транспорт шахт и рудников. Под общей ред. Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова. – М.: Недра, 1985, 565с. 12. Теоретические основы и расчёты транспорта энергоёмких производств. Под ред. В.А. Будишевского, А.А Сулимы. – Донецк, 1999.-216с.

**АНАЛИЗ МАГИСТРАЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЛЕНТОЧНЫМИ  
КОНВЕЙЕРАМИ ШАХТЫ ИМ. М.И. КАЛИНИНА И РАЗРАБОТКА  
РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ЕГО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ**

**А.С.Паршикова** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.***

Многие аварии и несчастные случаи, на предприятиях, происходят из-за неисправностей конвейеров. Так, например, из-за выхода из строя конвейера, может остановиться на время производство, а это ведет к финансовым потерям. Ведь основной объем перевозок составляет поступающее из шахты полезное ископаемое, которое доставляется к средствам внешнего транспорта или к местам складирования. А главное – во время аварий могут пострадать люди, что является главной проблемой для решения задач по улучшению качества использования конвейерного транспорта.

В данной работе рассматривается необходимость потребной прочности лент, что позволит снизить капитальные затраты на ее приобретение и энергопотребление.

Изучение этой темы даст возможность получить данные для рационального использования лент конвейеров и мощности двигателя.

***Анализ исследований и публикаций.*** Большое внимание приковано к этой теме со стороны ученых и исследователей, в числе которых Шахмейстер Л.Г., Солод Г.И., Котов М.А., Зарецкий О.М., Кондрашин А.Н., Лешенков А.Н., которые занимаются вопросами связанными с повышением энергоэффективности конвейерного транспорта[1,2].

Этими вопросами занимались ряд научных организаций, в числе которых ДонНТУ, ДонУГИ, Донгипроуглемаш, Луганское НПО «Углемеханизация», МГИ, ИГД им. А.А. Скочинского

***Постановка задачи.*** Для разработки рекомендаций по усовершенствованию конвейерной линии, поставлены следующие задачи:

- провести анализ схемы конвейерного транспорта шахты;
- выполнить полный расчет ленточного конвейера;

- обосновать требуемую прочность лент и мощность двигателя.

**Изложение материала и результаты.** Магистральный транспорт обслуживает все грузопотоки по магистральным выработкам и связывает участковый комплекс с комплексом околоствольного двора.

Принципиальная схема конвейерного транспорта приведена на рис.1, а краткие сведения и их технические данные в табл.1. Схема конвейерного транспорта шахты имени М.И. Калинина включает в себя 7 конвейеров: 3 конвейера марки 1Л80, 4 конвейера марки 1ЛУ-120, и один конвейер – 1Л-100К. Грузопоток поступает с трех лав:

1) 1 западная лава ВПУ пласт  $h_{10}$ , с данной лавы поступает груз с производительностью 60 т/час;

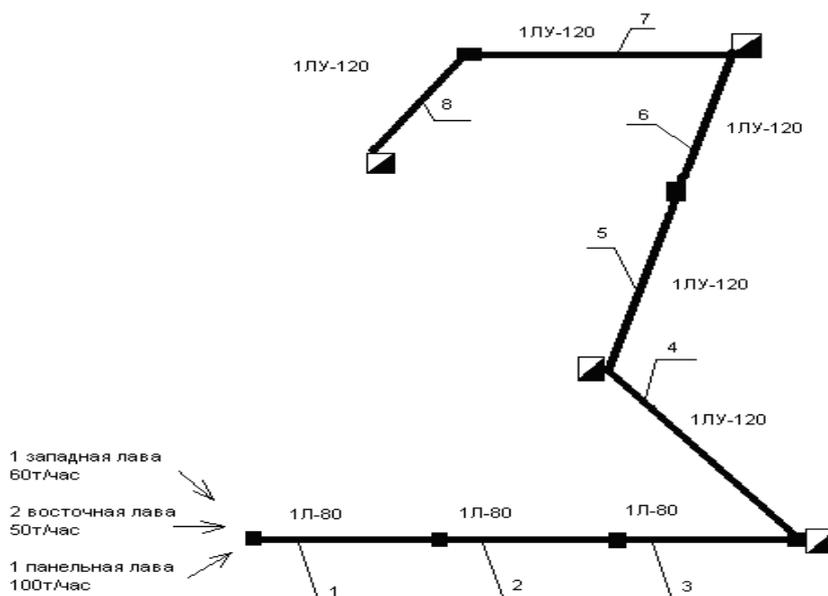


Рис. 1 - Принципиальная схема конвейерного транспорта шахты им. М.И. Калинина

2) 2 восточная лава ЦПУ пласт  $h_{10}$ , с данной лавы поступает груз с производительностью 50 т/час;

Таблица 1 - Краткая характеристика конвейеров шахты им. М.И. Калинина

Тип конвейера	Длина конвейера L, м	Угол установки, $\beta$ , град	Производительность Q, т/час	Тип ленты	Ширина ленты B, мм	Масса ленты, $q_L$ , кг/м <sup>2</sup>	Скорость движения $V_L$ , м/с	Место установки
1Л-80	1 2 5	0	210	EP 200/5	80 0	17	1,6	горизо нт
1Л-80	2 2 5	0	210	EP 200/5	80 0	17	1,6	горизо нт
1Л-80	4 7 0	0	210	EP 200/5	80 0	17	1,6	горизо нт
1ЛУ-120	7 4 0	17	210	EP 1600/4	10 00	19	2,5	уклон
1ЛУ-120	5 9 0	17	210	EP 1600/4	10 00	19	2,5	уклон
1ЛУ-120	7 5 0	17	210	EP 1600/4	10 00	19	2,5	уклон
1ЛУ-120	2 6 0	17	210	EP 1600/4	10 00	19	2,5	уклон
1Л-100К	2 6 0	0	210	EP 200/5	10 00	17	1,6	горизо нт

3) 1 панельная лава ЦПУ пласт  $h_{10}$ , с данной лавы поступает груз с производительностью 100 т/час.

Расчет конвейера произведен по методике и с применением справочных материалов приведенных источников[3,4].

В результате расчетов получено  $S_{max}=107,8$  кН, а  $S_{доп}$  тогда:

$$S_{доп} = \frac{K_z * i * B}{m} = \frac{400 * 4 * 1000}{9} = 177,7 \text{ кН}, \quad [3,4],$$

где  $K_z=400$  Н/мм – предел прочности одной прокладки шириной 1мм;

$i=4$  – число прокладок;

$B=1000$  мм – ширина ленты;

$m=9$  – нормативный коэффициент запаса прочности ленты для тканевой ленты при угле наклона грузового конвейера больше 10 градусов.

Фактический коэффициент запаса прочности ленты:

$$m_{факт} = \frac{K_z * i * B}{S_{max}} = \frac{400 * 4 * 1000}{107,8} = 14,8, \quad [3,4]$$

в 1,65 раза превышает нормативный. Фактически можно иметь ленту с пределом прочности не менее  $107,7 * 9 = 969$  кН, например, 1000кН(5×020), или 1200кН(4300), или 1200кН (3×400). При ширине ленты 1200мм возможны и другие комбинации прочности и числа прокладок. Вышеприведенные расчеты показывают, что фактическое максимальное натяжение ленты составляет примерно 60% от допускаемого:

$$\frac{S_{\max}}{S_{\text{доп}}} = \frac{107,8}{177,7} = 0,606,$$

В ленточном конвейере 1ЛУ-120, установленном на конвейерном уклоне пласта  $h_7$  шахты им. М.И. Калинина г. Донецка в эксплуатационном режиме с производительностью 210 т/час возникает максимальное натяжение ленты примерно 60% от его допускаемой величины.

Фактический коэффициент запаса прочности ленты в 1,65 раза превышает нормативный. Из чего следует, что шахта несет повышенные первоначальные капитальные затраты на приобретение ленты, а в процессе эксплуатации имеет место повышенное сопротивление движению ленты и расход электроэнергии при одновременном снижении срока службы ленты.

По выше приведенной методике расчета ленточного конвейера, произведем расчет конвейерной линии. Данные расчетов приведены в табл.2

Таблица2 - Результаты расчета конвейерной линии

№	Наименование конвейера	$W_{гр}$ , кН	$W_{нор}$ , кН	$W_0$ , кН	$S_{сб}^{min}$ , кН	$S_{max}$ , кН	$S_{раз}$ , кН	$m_{факт}$	$\frac{m_{факт}}{m}$	$N_{дв}^{норм}$ , кВт	$N_{дв}^{уст}$ , кВт	$\frac{N_{уст}}{N_{норм}}$
1	1Л-80	2,7	1,15	4,62	0,95	4,8	800	166	18	9,24	40	4,3
2	1Л-80	5	2	8,4	1,73	8,73	800	91,6	10	16,8	40	2,3
3	1Л-80	10,4	4,3	17,6	3,64	18,34	800	43,6	4,8	35,2	40	1,1
4	1ЛУ-120	93,7	-28,8	71,39	13,5	106,4	1600	15	1,6	223	500	2,2
5	1ЛУ-120	74,7	-23	56,87	10,7	85	1600	18,8	2	177, 7	500	2,8
6	1ЛУ-120	95	-29,2	72,38	13,7	107,8	1600	14,8	1,64	226, 1	500	2,2
7	1ЛУ-120	32,9	-10,1	25,08	4,7	38,1	1600	42	4,6	78,3	500	6,3

8	1Л-100К	5,7	2,4	9,72	2	17,8	1000	56	6,2	19,4 4	100	5,1
---	---------	-----	-----	------	---	------	------	----	-----	-----------	-----	-----

**Список литературы:** 1. Котов М.А., Зарецкий О.М., Кондрашин А.Н., Лешенков А.Н., Исследование динамики внутриминутных грузопотоков из высокопроизводительных очистных забоевугольных шахт // Сб.: Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 3. — М.: Недра, 1977. С.297 — 306. 2. Шахмейстер Л.Г., Солод Г.И. Подземные конвейерные установки. Под ред. АН СССР, А.О. Спиваковского, М.Недра, 1976.-432с. 3. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств/ Под ред. В.А. Будишевского, А.А. Сулимы.- Донецк, 1999.-216с. 4. Справочник. Подземный транспорт шахт и рудников. Под общей ред. Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова.- М: Недра, 1985, 565 с.

## ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШАХТНОГО ТРАНСПОРТА В РОССИИ

Поготова Ю.С., Шишляникова Е.Н., Рыбинская Т.А., Шаповалов Р.Г. (ТТИ ЮФУ,  
г. Таганрог, Россия)

Транспорт горных предприятий является одним из основных элементов технологического процесса, от четкой организации которого зависит бесперебойная работа очистных и подготовительных забоев, предприятия в целом. Он представляет собой сложную систему взаимоувязанных транспортных звеньев, расположенных как внутри предприятия, так и вне его.

Шахтный транспорт делится на следующие группы:

– **внешний транспорт** связывает горные предприятия с потребителями и заводами-изготовителями. Он обеспечивает вывоз полезного ископаемого с территории шахт, а также ввоз на предприятия оборудования и материалов, необходимых для нормального их функционирования;

– **внутренний транспорт** предназначен для перевозки полезного ископаемого, породы, вспомогательных материалов, людей в пределах горного предприятия. Его принято разделять на подземный и транспорт на поверхности.

**Подземный транспорт** - наиболее сложная составная часть внутреннего транспорта. Он содержит три транспортных комплекса: участковый, магистральный и комплекс околоствольного двора.

**Участковый** - объединяет транспортные средства и специальное оборудование, предназначенное для перемещения грузов от очистных и подготовительных забоев до основных магистральных выработок (основного горизонта), а также в обратном направлении - различных вспомогательных материалов, оборудования и в обоих направлениях -людей.

**Магистральный транспорт** обслуживает все грузопотоки по магистральным выработкам и связывает участковый комплекс с комплексом околоствольного двора.

**Транспортный комплекс околоствольного двора** предназначен для приема и отправки всех грузов, поступающих в шахту и из нее.

В настоящее время на горных предприятиях эксплуатируется большое количество различных транспортных машин и установок, которые отличаются друг от друга

принципом действия, способом перемещения груза, конструктивными и другими признаками.

**По принципу действия** средства транспорта разделяют на установки непрерывного и циклического действия.

**По способу транспортирования** различают установки, перемещающие груз волочением или скольжением; на грузонесущих элементах; в водной или воздушной рабочей среде.

**По типу тяговых органов** средства транспорта разделяют на установки с тяговыми цепями, лентами, канатами, приводными колесами, а также без тяговых органов (качающиеся и вибрационные конвейеры, гидро- и пневмотранспортные установки и установки гравитационного транспорта).

**По типу грузонесущих элементов** различают установки с движущимися, колеблющимися и неподвижными грузонесущими элементами (желоба, трубы, настилы).

При строительстве и эксплуатации горных предприятий в настоящее время используют большое число различных транспортных машин, отличающихся друг от друга назначением, продолжительностью работы на одном месте, принципом действия, видом перемещаемого груза, родом потребляемой энергии, типом выработки, в которой та или иная транспортная машина установлена.

**По назначению** принято различать средства транспорта и специальное транспортное оборудование.

**По продолжительности работы на одном месте** транспортные машины подразделяют на самоходные, передвижные, полустационарные и стационарные.

**По принципу действия** средства транспорта разделяют на установки непрерывного действия, перемещающие грузы непрерывным потоком с загрузкой и разгрузкой на ходу, и периодического (циклического) действия, перемещающие грузы циклично.

**По виду перемещаемого груза** различают средства основного транспорта, предназначенные для перемещения насыпных грузов, и вспомогательного транспорта - для перемещения штучных, жидких (наливных) грузов, людские - для перемещения людей, и грузолюдские, предназначенные для транспорта как людей, так и прочих грузов.

**По роду потребляемой энергии** транспортные машины подразделяют на: электрические, пневматические, гидравлические, самодействующие, инерционные, дизельные и комбинированные. Некоторые типы машин допускают использование нескольких видов энергии, т.е. являются комбинированными.

По мере эксплуатации любого угледобывающего предприятия горные работы все более передвигаются в глубь земных недр, что сопровождается удлинением производственных коммуникаций и падением их "производительности". Эти неблагоприятные изменения особенно заметны в отдельных звеньях технологической цепочки шахты (вентиляция, транспорт добытого угля и породы). В итоге экономические показатели шахты ухудшаются.

Проектами строительства шахт предусматриваются вскрытие и подготовка к выемке запасов только одного верхнего добычного горизонта. Но по истечении 10-12 лет шахта полностью обрабатывает данную часть угольных запасов, и на ней должны быть завершены вскрытие и подготовка к эксплуатации следующего, расположенного ниже горизонта. Во многих случаях это означает осуществление комплекса работ по реконструкции, что требует крупных инвестиций. Конечный срок службы угледобывающего предприятия также жестко ограничен величиной запасов угольного поля. Средний срок службы шахты составляет около 40 лет, то есть в отрасли ежегодно выбывает пять-семь шахт. При сохранении стабильной общей потребности страны в угле для компенсации этой потери необходимо регулярно и заблаговременно, с запасом 8-10 лет, строить такое же количество новых шахт.

В настоящее время угольная промышленность России стоит перед необходимостью глубокого реформирования. Распад СССР привел к тому, что значительная часть ранее созданной угольной базы оказалась в Украине и Казахстане. Россия получила 271 из 574 угледобывающих предприятий бывшего СССР. Россия лишилась многих заводов горного машиностроения. В СССР мощности по производству машин и оборудования для угольной промышленности находились в Украине (60%), в Казахстане (25%) и в РСФСР (15%). К выпуску горношахтного оборудования, ранее производившегося в Украине и Казахстане, подключены 29 заводов иноборонпрома РФ и других отраслей. С 1993 г. проводится работа по повышению качества и надежности горной техники за счет применения новых материалов, комплектующих и технологий.

В новых экономических условиях будет наращиваться производство угля на шахтах и разрезах с хорошими горно-геологическими условиями, высокими технико-экономическими показателями, а также имеющих высокие качественные характеристики продукции, обеспечивающие производство высококачественного продукта и удовлетворяющие экологическим требованиям.

Максимальный уровень добычи угля в Российской Федерации был достигнут в 1988г. и составил 410 млн. т. В последующие годы спрос на уголь и, как следствие, его добыча быстро падали. Снижение спроса на уголь, прежде всего, было вызвано общим резким падением производства в России в первой половине 90-х годов.

По-видимому, со стабилизацией выпуска промышленной продукции, а в перспективе роста ее производства, увеличится и потребление угля в Российской Федерации. Реальное сокращение доли угля в энергетическом балансе страны возможно только в случае структурной перестройки экономики, направленной либо на снижение энергопотребления на единицу продукции, либо на вытеснение угля другими энергетическими источниками. Оба этих пути связаны с необходимостью осуществления огромных капиталовложений.

Более эффективное использование сырья при дальнейшей его переработке, изменение характера самих потребностей в ходе научно-технического прогресса, создание эффективных заменителей, утилизация накопленных в отвалах техногенных ресурсов, комплексная разработка месторождений, технологии замкнутого цикла. Помимо прямого экономического эффекта стратегия ресурсосбережения способствует существенному оздоровлению окружающей природной среды. Комплекс мер в области топливосбережения потребителями исчерпывающе проработан в программах развития топливно-энергетического комплекса России и отражен в прогнозах перспективной потребности страны в углях.

Выбор эффективной стратегии дальнейшего развития угольной отрасли России тесно связан с направлениями, темпами и результативностью осуществляемых в стране социально-экономических преобразований.

Угольная промышленность является составной частью ТЭК России, стратегия ее развития зависит от места, которое отводится углю в перспективном топливно-энергетическом балансе, и от конкретных характеристик последнего. Вот несколько способов решения проблемы:

- стратегия простого поддержания и максимального использования ранее созданного потенциала мощностей;
- стратегия широкомасштабного нового шахтного строительства;
- стратегия технологического перевооружения действующих предприятий отрасли;
- стратегия развития экспортных поставок;
- стратегия создания ресурсосберегающих технологий;
- стратегия комплексной реструктуризации шахтного и карьерного фонда отрасли.

Они нацелены на серьезное улучшение структуры общей угледобычи путем форсирования разработки месторождений, полей и участков с наилучшими горно-геологическими условиями.

Предприятия среднего уровня поддерживаются и модернизируются в объемах, осуществимых при умеренных размерах инвестиционной подпитки. Ограниченные отраслевые инвестиционные источники используются при такой "смешанной" стратегии наиболее эффективно, а их, отдача оказывается выше, чем при других стратегиях. По существу, эта стратегия реструктуризации является в некотором смысле комбинационной и включает в себя в строго определенных пропорциях самые разнообразные элементы из перечисленных выше "чистых" стратегий. Поэтому именно она была и принята в качестве основополагающей руководством отрасли.

Прогнозные расчеты крупнейших российских организаций, занимающихся проблемами угольной промышленности, в перспективе показывают рост спроса на уголь в России.

Огромные масштабы горного производства, его высокая трудоемкость и капиталоемкость, ухудшение условий разработки месторождений полезных ископаемых оказывают существенно возрастающее влияние на экономику народного хозяйства.

Улучшение технико-экономических показателей работы горной промышленности может быть достигнуто за счет применения прогрессивных способов добычи полезных ископаемых, ускорения темпов внедрения достижений научно-технического прогресса, повышения уровня организации производства, совершенствования системы управления технологическими процессами и отраслью в целом.

Концентрация горных работ и широкое применение на угольных шахтах высокопроизводительных механизированных очистных и проходческих комплексов ведет к значительному повышению нагрузок на транспортные звенья.

Опыт механизации шахтного транспорта последнего времени показывает, что совершенствование его осуществляется главным образом за счет лишь количественного роста числа используемых транспортных машин и механизмов.

Эффективная, высокопроизводительная работа шахтного транспорта будет обеспечена, если для конкретных горно-геологических и производственных условий будет умело выбрано оборудование и правильно определены наиболее целесообразные технико-экономические его параметры.

**Список литературы:** 1. Положение угольной промышленности в России// БИКИ. – № 137, 1996. 2. Проблемы реструктуризации угольной промышленности в России // Вопросы экономики. – № 6, 1997. 3. Промышленность России // Стат. сб. Госкомстата РФ, 1996. 4. Угольная промышленность России: проблемы и перспективы // Маркетинг. – № 4, 1995.

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ

Ребров Н.В., Гутаревич В.О., канд. техн. наук, доц. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк,  
Украина)

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

Одной из самых трудоемких операций, выполняемых грузоподъемной машиной, является загрузка его грузонесущего органа заданным количеством материала. Для сыпучих материалов эта задача наилучшим образом решается применением грейферных механизмов, в которых процесс загрузки идет автоматически.

Грейферные краны и погрузчики широко применяются при погрузочно-выгрузочных и штабелевочных работах в промышленности и на транспорте, а также для специальных технологических целей – проходки вертикальных стволов шахт, подъема взорванной породы из шурфов и т. д. В металлургической и машиностроительной промышленности грейферы применяются для подготовки и подачи шихты. В строительстве грейферы применяют на земляных работах.

Во многих книгах и научных работах ввиду сложности процессов, протекающих при работе грейферных механизмов, принимается масса допущений, упрощений в вопросах, связанных с расчетом конструкции. Зависимости имеют эмпирический характер, крайне неточны, содержат множество коэффициентов, полученных опытным путем. Поэтому исследования в области обоснования рациональных параметров грейферов представляют собой научный и практический интерес. Изучая процессы, уточняя зависимости, коэффициенты, можно получить существенный положительный эффект: уменьшение энергоемкости, материалоемкости, расходов на обслуживание.

*Анализ исследований и публикаций.* В связи с интенсификацией производства и высокой степенью механизации работ, на предприятиях и погрузочных площадках страны грейфере находят достойное применение. Большинство из них является сменным грузозахватным органом и используются на кранах различных типов, что повышает универсальность кранов. Такие широкие возможности по применению заставляют уделять немало внимания исследователями, стремящимися рационализировать имеющиеся образцы, искать инновационные пути решения

проблем. Большой вклад в решение вопросов и проблем по расчетам данного механизма внесли А. А. Вайнсон, Р. Л. Зенков, Б. А. Таубер, Ю. М. Ташников, Н. А. Шевченко, А. М. Ясиновский и др.

Приятно отметить, что украинские ученые стали инициаторами разработки ГОСТ 24599-87 «Грейферы канатные для навалочных грузов. Общетехнические условия». Руководителем темы был А.М. Ясиновский.

**Постановка задачи.** Целью данной работы является обоснование параметров грейфера для повышения эффективности его использования. Проведя исследование по влиянию геометрических параметров канатного грейфера на усилие в замыкающем канате, можно судить о рациональных значениях этих параметров и дать конкретные рекомендации по определению параметров грейфера при проектировании и производстве.

**Изложение материала и результаты.** К основным процессам, проходящим во время работы грейфера, относят: опускание открытого грейфера на материал, зачерпывание материала, подъем и перемещение груженого грейфера, открытие заполненного грейфера. Во время работы на конструкцию действуют статические и динамические нагрузки, определение которых весьма затруднительно. Практический интерес представляет собой влияние параметров грейфера на процесс работы, и

энергоёмкость как его характеристику. Определение зависимостей между параметрами и энергоёмкостью позволит количественно оценить их влияние.

За объект исследования выбран промышленный образец двухканатного штангового грейфера СЗ емкостью 1,5 м<sup>3</sup>. Грейфер предназначен для захвата и перегрузки сыпучих грузов. Общий вид представлен на Рис. 1.

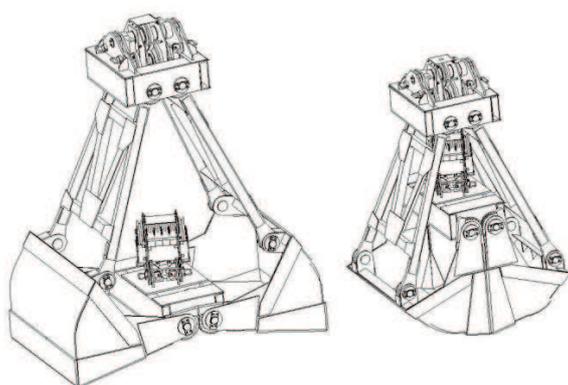


Рис. 1 – Общий вид грейфера

На Рис. 2 изображена расчетная схема грейфера, используемая в данных исследованиях. На рисунке обозначены геометрические параметры: размеры, характерные углы, плечи сил.

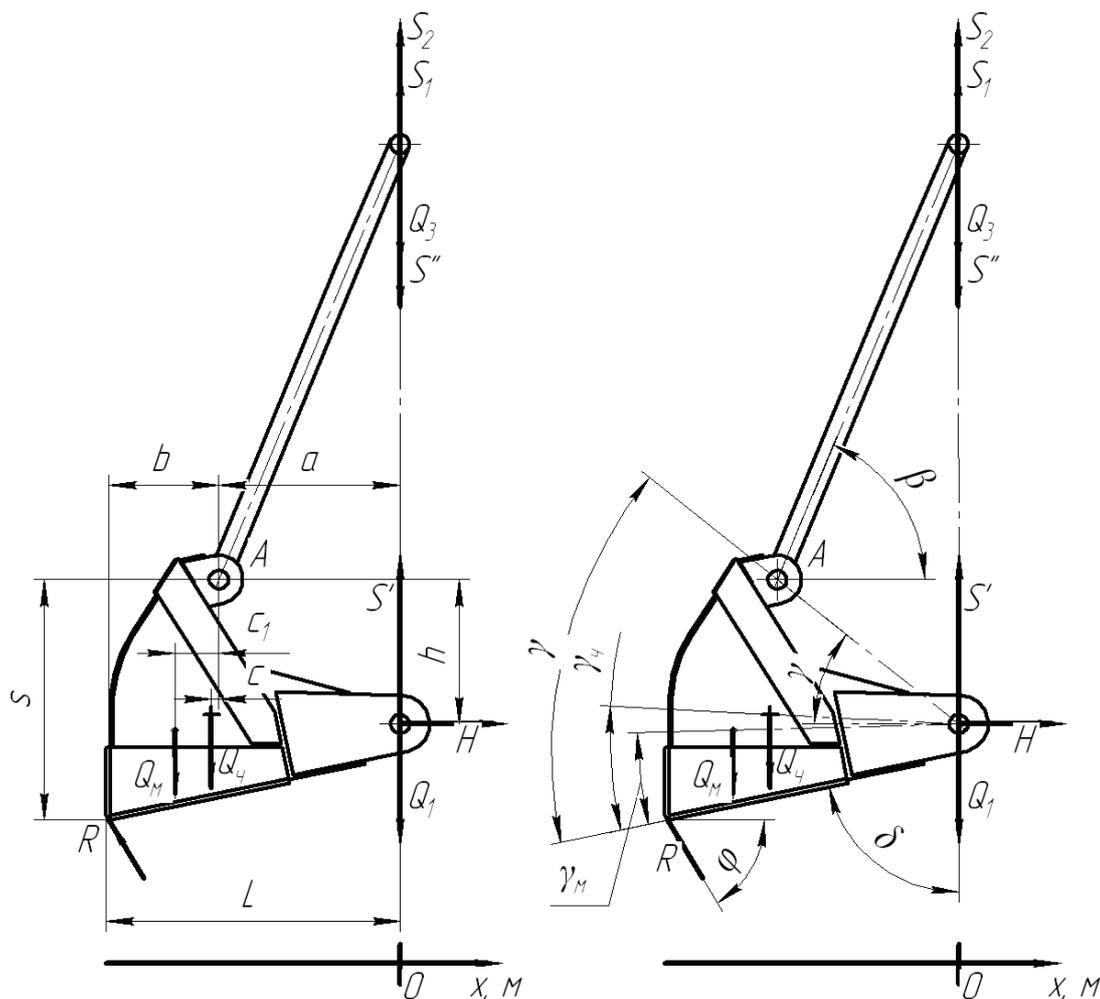


Рис. 2 – Расчетная схема

Целью исследования является определение влияния на энергоёмкость процесса зачерпывания материала геометрических параметров грейфера:

- $\rho$  – длина боковой кромки грейфера, м;
- $r$  – расстояние между шарнирами челюсти, м;

Изменение этих параметров будет приводить к изменению геометрии челюсти, как следствие, и к изменению плеч сил, действующих на челюсть, а также характерных углов. По конструктивным соображениям расстояние между шарнирами челюсти  $r$  не рекомендуется брать больше полуразмаха челюстей грейфера  $L$ , так как в противном случае задняя стенка челюсти начинает касаться кривой зачерпывания материала. Это приведет к тому, что режущая кромка будет выводиться из материала и грейфер будет заполняться неэффективно.

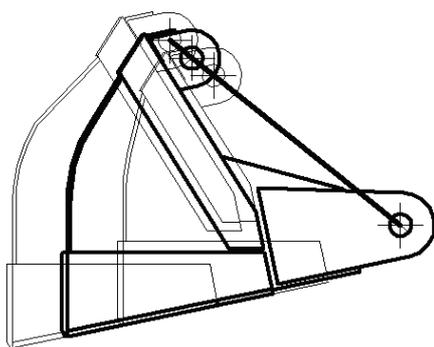


Рис. 3 – Примеры изменения геометрии челюсти

Снижение текущего значения усилия в замыкающем канате уменьшает нагрузку на двигатель, а, следовательно, и энергоемкость процесса зачерпывания. Критерием оценки энергоемкости является площадь  $FS$  между кривой усилия в замыкающем канате и осями координат. Исследование влияния различных параметров грейфера на площадь  $FS$  позволит выявить пути снижения энергоемкости процесса зачерпывания за счет выбора рационального значения этих параметров.

Текущее усилие в замыкающем канате  $S_2$  определялось по (1):

$$S_2 = \frac{Q + Q_m}{1 + \frac{a(\eta^n - 1) \mp h \operatorname{ctg} \beta (\eta^n - \eta)}{(\eta - 1)[b \sin \varphi + (s - h) \cos \varphi]} \cdot \sin \varphi} + \frac{Q_1 a + Q_2 c - Q_3 h \operatorname{ctg} \beta \pm Q_m c_1}{\left\{ \frac{1}{\sin \varphi} + \frac{a(\eta^n - 1) \pm h \operatorname{ctg} \beta (\eta^n - \eta)}{(\eta - 1)[b \sin \varphi + (s - h) \cos \varphi]} \right\} \cdot [b \sin \varphi + (s - h) \cos \varphi]} \quad (1)$$

При исследовании совместного влияния двух и более параметров грейфера на энергоемкость процесса зачерпывания аппроксимирующей функцией для приближенного описания  $FS = f(Z_i)$  является многочлен первой или второй степени.

Условимся расчет усилия в замыкающем канате по выражению (1) при фиксированном значении остальных параметров грейфера в данной работе назовем опытом, а полученное при этом значение площади  $FS$  будем называть опытным, в отличие от найденного по аппроксимирующему многочлену (2), которое будем называть расчетным  $FS_p$ .

Применена линейная аппроксимация. Аппроксимирующий многочлен будет иметь вид:

$$FS_p = a_0 + a_1 Z_1 + a_2 Z_2 \quad (2)$$

Коэффициенты аппроксимации (2) находятся по выражениям:

$$a_0 = \frac{1}{4} \sum FS; \quad (3)$$

$$a_1 = \frac{1}{4}(FS_1 + FS_2 - FS_3 - FS_4); \quad (4)$$

$$a_2 = \frac{1}{4}(FS_1 - FS_2 + FS_3 - FS_4); \quad (5)$$

Для решения поставленных целей и проведения опыта параметры грейфера  $r$  и  $\rho$  будем называть нормированными и обозначим их соответственно  $X_1$  и  $X_2$ . Исследуемая область изменения параметра разделена на  $K = 2$  участков (шагов). Шаг изменения параметров приведен в Табл. 1. Следовательно, взамен действительной независимой величины  $X$  вводится ее нормированное отклонение  $Z$ , а зависимость  $FS=f(X_1, X_2)$  заменяется выражением  $FS=f(Z_1, Z_2)$ .

Таблица 1. Пределы изменения исследуемых параметров

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Предел изм.	Шаг
$\rho$	$X_1 (Z_1)$	м	1,035-1,435	0,1
$r$	$X_2 (Z_2)$	м	0,85-1,05	0,5

Проводилась серия из 16 опытов. Значения текущего усилия в замыкающем канате рассчитывается при помощи программы, написанной в среде Mathcad 14.0. Полученные данные обработаны в среде Microsoft Excel. С помощью этого приложения построены графики текущих усилий в замыкающем канате в зависимости от величины раскрытия челюсти (Рис. 4) и посчитаны площади, ограниченные кривыми усилия и осями координат. При помощи выражений (3) – (5) были найдены коэффициенты аппроксимации и после вычислений получен аппроксимирующий многочлен:

$$FS_p = 16,46 + 2,82Z_1 - 0,59Z_2. \quad (6)$$

Значение вариации  $\nu$  для полученных опытных данных менее 5%, поэтому можно сделать вывод, что линейная аппроксимация является удовлетворительной.

В результате проведенного исследования выделены параметры грейферного механизма  $r$  и  $\rho$ , определена степень влияния их на энергоемкость процесса зачерпывания. Получена аппроксимирующая зависимость энергоемкости процесса зачерпывания от данных параметров:

$$FS_p = 16,46 + 2,82Z_1 - 0,59Z_2.$$

Коэффициенты этой зависимости  $a_1$  больше нуля,  $a_2$  – меньше нуля. Практически это означает то, что для снижения энергоемкости параметр  $\rho$  следует

уменьшать, а параметр  $r$  – увеличивать с учетом конструктивных соображений. По результатам проведенных исследований для обеспечения меньшей энергоемкости рекомендуется принять следующие значения параметров:

$$r = 1,05 \text{ м}, \rho = 1,035 \text{ м}.$$

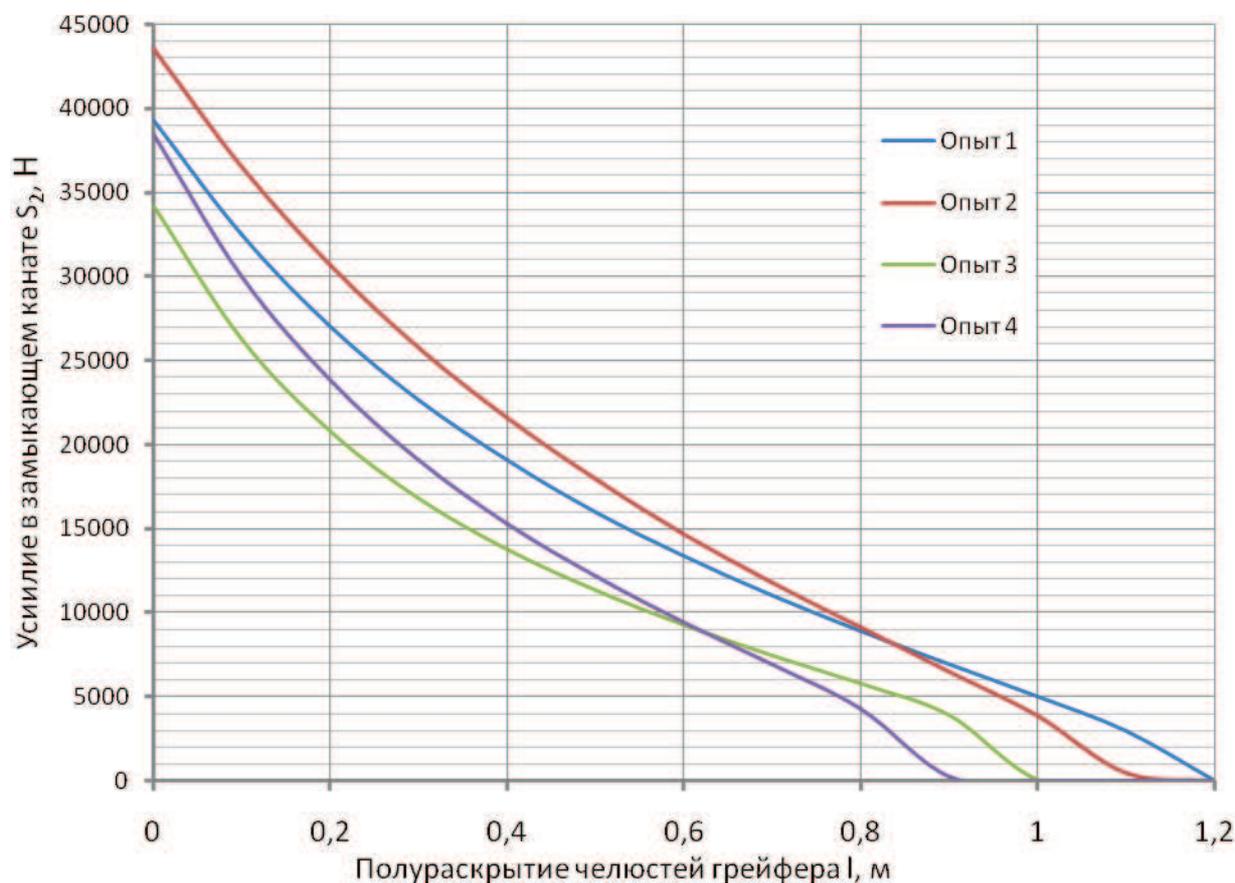


Рис. 4 – Графики изменения усилия в замыкающем канате

**Список литературы:** 1. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: Машиностроение, 1967.- 424 с. 2. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: МАШГИЗ, 1985. - 270 с. 3. Михайлов И. В. Математическая модель движения грейфера. Вестник АГТУ. 2006. №1 (30). 4. Вайнсон А.А. Андреев А. Ф. Крановые грузозахватные устройства: Справочник. М.: Машиностроение, 1982 – 356 с. 5. Зенков Р. Л. Методика расчета грейферов. – Тр. ВНИИПТмаша/ВНИИПТмаш, 1966, вып. 8 (72), с. 3 – 77.

## АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМІ ДОСТАВКИ ВАНТАЖІВ В ЗМІШАНОМУ СПОЛУЧЕННІ

**Рокало Л. В.** (кафедра ТТ, ХНАДУ, м. Харків, Україна)

Глобалізація виробництва, лібералізація торгівлі і виникнення регіональних торгових блоків, а також використання досягнень науково-технічного прогресу на транспорті привели до зростання ролі і складності міжнародних транспортно-логістичних функцій, координації виробничих, торгових і транспортних процесів. Наслідком цього з'явився перехід від традиційної практики перевезення від пункту до пункту до системи крізного перевезення, тобто від пункту виробництва товару до пункту його кінцевого призначення. Практична реалізація такої концепції організації перевезень пов'язана з виникненням і розвитком змішаних перевезень.

Основними вимогами, що пред'являються споживачами до послуг транспорту, є: надійність перевезень, мінімальні і гарантовані терміни доставки, регулярність доставки, налагоджена система інформації і документування, прийнятна вартість перевезень.

Світовий досвід свідчить про те, що одним із ефективних шляхів розвитку транспортних систем, що забезпечують доставку вантажів у відповідності з основними вимогами споживачів до послуг транспорту, є широке застосування технологій змішаних перевезень і логістичних принципів в області організації перевізного процесу.

Підвищена увага останнім часом до питань організації й ефективного функціонування систем доставки вантажів пояснюється скороченням тривалості циклів торгівлі, збільшенням вартості зберігання і необхідністю прискорення реакції на споживчий попит. Основними напрямками, які спрямовані на підвищення ефективності доставки вантажів, є вдосконалення управління параметрами систем доставки й оптимізації процесів транспортного виробництва при взаємодії різних видів транспорту в пунктах взаємодії, якими є морські порти. Наявність подібних методів озброєє експедиторів рекомендаціями, що дозволяють перейти від рішень, які приймаються ними суб'єктивно, до обґрунтованих на базі системного підходу, принципів логістики і з урахуванням обмежень, що накладаються на систему доставки з боку споживачів.

Актуальними проблемами вдосконалення систем доставки вантажів в змішаному сполученні є: підвищення рівня якості обслуговування, раціоналізація маршрутів доставки вантажів, підвищення ефективності транспортно-технологічних процесів при перевалці вантажів в змішаному сполученні.

Питання підвищення ефективності доставки вантажів в змішаному сполученні, а також економічного обґрунтування розглянуто в роботах вчених: В. Ю. Смирковської, О. О. Карпенко, Л. О. Заборського, І. В. Боделана, В. В. Сторожева [1-5] та ін.

На основі проведеного аналізу літературних джерел було виявлено ряд істотних недоліків в системі доставки вантажів в змішаному сполученні, а саме:

- виникає необхідність перевалки вантажів з одного виду транспорту на інший в масовій кількості;
- висока вартість оснащення засобами автоматизації та механізації;
- громіздкість термінальних систем;
- великі простой рухомого складу в пунктах перевалки під навантаженням-розвантаженням;
- значні порожні пробіги;
- великі простой вантажів по оберту.

Аналіз літературних джерел показав, що найбільше уваги приділено методикам рішення задач оптимізації систем доставки вантажів в змішаному сполученні за критеріями: мінімум сумарних витрат по перевезенню заданої кількості вантажу та мінімум часу перевезення цього вантажу [1-4]. Проте в умовах змінного попиту мінімізація витрат не дає повної картини успішності функціонування системи.

Метою дослідження є підвищення ефективності доставки вантажів в змішаному сполученні шляхом оптимізації транспортно-технологічних процесів при перевалці вантажів на припортовому терміналі.

В результаті аналізу технології організації доставки в змішаному сполученні визначено обмежувальний елемент, яким є пункт перевалки. Виділено основні недоліки в транспортно-технологічних процесах при перевалці вантажів в пунктах взаємодії суміжних видів транспорту, а саме: простій навантажувально-розвантажувальних механізмів (НРМ), простій транспортних засобів в очікуванні обслуговування, недостатня кількість НРМ, нескорегованість графіка сумісної роботи взаємодіючих видів транспорту у припортовому терміналі, недостатня площа майданчика для

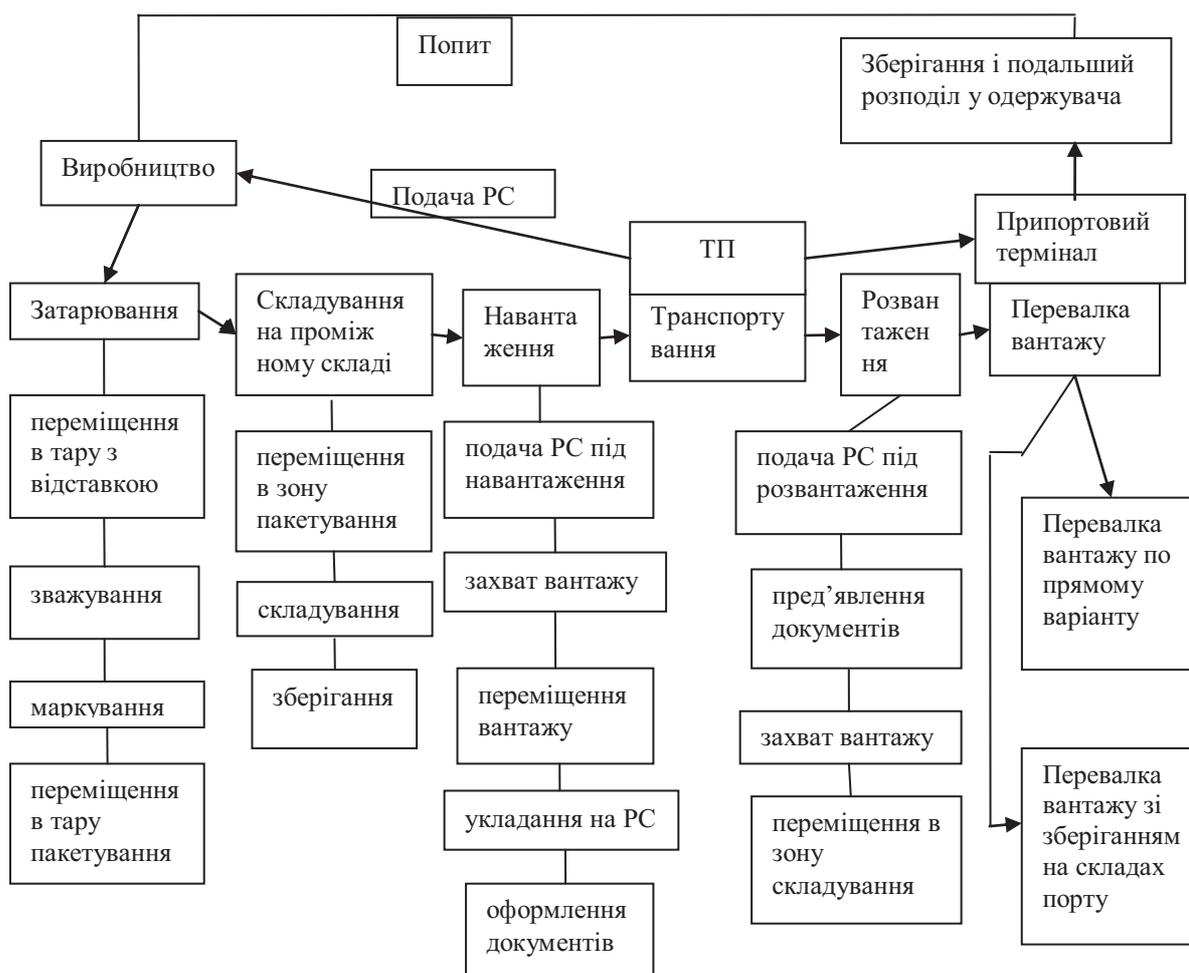


Рис.1. Схема ТТП доставки вантажів в змішаному сполученні маневрування транспортних засобів та навантажувально-розвантажувальних механізмів, слідством чого є додатковий час на маневрування, недостатня площа складу для зберігання вантажу.

Розроблено схему транспортно-технологічного процесу доставки вантажів в змішаному сполученні (рис.1), в якій перевалка вантажу є важливим елементом і потребує подальшого розгляду і вдосконалення, тому нами пропонується розглядати два варіанти процесів перевалки вантажів, а саме: транспортно-технологічний процес (ТТП) при перевалці вантажів по прямому варіанту та транспортно-технологічний процес при перевалці вантажів зі зберіганням на складах порту, причому в обох варіантах мають місце два наземних види транспорту – це автомобільний та залізничний транспорт.

Важливим показником при змішаних перевезеннях є витрати, понесені на їх здійснення, але при врахуванні умови, що найвужчим місцем при доставці вантажів є

транспортно-технологічні процеси при перевалці, в якості критерію ефективності пропонується застосувати сумарні витрати при різних варіантах транспортно-технологічних процесів перевалки вантажів на припортовому терміналі.

Критерій ефективності доставки вантажів при перевалці вантажів в припортовому терміналі по прямому варіанту в змішаному сполученні має вигляд

$$R=R_1+R_2+R_3+R_4 \rightarrow \min \quad (1)$$

де  $R_1$  – витрати на оформлення документів, грн;

$R_2$  – витрати, пов'язані з очікуванням подачі судна під навантаження, грн;

$R_3$  – витрати на перевантаження вантажу на судно, грн;

$R_4$  – витрати, пов'язані з простоем рухомого складу, грн.

Критерій ефективності доставки вантажів в змішаному сполученні при перевалці вантажів в припортовому терміналі зі зберіганням на складах має вигляд

$$K=K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 \rightarrow \min \quad (2)$$

де  $K_1$  – витрати на оформлення документів, грн;

$K_2$  – витрати на розвантаження вантажу, грн;

$K_3$  – витрати, зв'язані з простоем рухомого складу в очікуванні обслуговування, грн;

$K_4$  – витрати на зберігання вантажу, грн;

$K_5$  – витрати, пов'язані зі схоронністю вантажу на складі, грн;

$K_6$  – витрати, пов'язані із подальшим навантаженням на судно, грн.

Таким чином, визначено основні напрямки оптимізації транспортно-технологічних процесів при перевалці вантажів на припортовому терміналі, які спрямовані на підвищення ефективності доставки вантажів в змішаному сполученні. Запропоновані критерії оптимальності для різних варіантів перевалки вантажів на припортовому терміналі, застосування яких дозволить визначити оптимальні технологічні параметри функціонування пункту перевалки, що обумовить розробку технологічних заходів для їх досягнення. Метою подальших досліджень є вибір раціонального варіанту перевалки вантажу на припортовому терміналі за участю двох

альтернативних наземних видів транспорту в системі доставки вантажу в змішаному сполученні.

**Список літератури:** 1. Смирковська В. Ю. Методичні основи організації систем доставки вантажів з використанням засобів укрупнення. Автореферат. – Одеса: Одеський національний морський університет, 2008.-157с. 2. Карпенко О. О. Формування тарифів на змішані перевезення вантажів. Автореферат. – К.: Національний транспортний університет, 2007. – 175с. 3. Заборський Л. О. Методичні основи організації транспортно-технологічних процесів у системах доставки вантажів. Автореферат. - Одеса: Одеський національний морський університет, 2008.-181с. 4. Боделан І. В. Методичні основи управління транспортуванням і складуванням вантажів у логістичних системах. Автореферат. - Одеса: Одеський національний морський університет, 2003. – 137с. 5. Сторожев В. В. Оптимізація параметрів транспортних засобів в мультимодальних системах доставки вантажів. Автореферат. - Одеса: Одеський національний морський університет, 2008.-132с.

## РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО РАЦІОНАЛЬНОЇ ОРГАНІЗАЦІЇ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ

Сватковська Т.Ю. (каф. ТТ, ХНАДУ, м. Харків, Україна)

Сьогодні, в умовах світової кризи, коли обсяги перевезень зменшилися, а витрати на перевезення зросли, як ніколи актуальне вирішення задачі зменшення простоїв автомобілів під обслуговуванням на терміналах, в пунктах навантаження-розвантаження.

Підвищення швидкості доставки, тобто скорочення часу обігу вантажів – важливий фактор інтенсифікації використання виробничих фондів. Перевезення вантажів автомобільним транспортом є складним виробничим процесом, що складається з ряду операцій, що утворюють загальний технологічний процес. Процес доставки вантажу від відправника до одержувача складається із трьох основних елементів: навантаження вантажу на транспортний засіб у пунктах відправлення; переміщення вантажу транспортним засобом від пунктів відправлення до пунктів призначення; вивантаження вантажу із транспортного засобу в пунктах призначення.

При доставці вантажу виникає також необхідність виконання інших різних робіт, пов'язаних із транспортним процесом (приймання вантажу у відправника вантажу й здача його вантажоодержувачеві, супровід і охорона вантажу під час перевезення, оформлення товарно-транспортних документів і т.д.). Два процеси, організація й технологія, в області автотранспортних і складських навантажувально-розвантажувальних робіт (НРР) при переміщенні вантажу взаємозалежні.

Зниження часу простою під навантажувально-розвантажувальними операціями – найважливіший резерв підвищення продуктивності й зниження собівартості вантажних автомобільних перевезень [1].

Основними заходами, що проводяться на транспорті і які забезпечують підвищення ефективності суспільного виробництва, росту продуктивності праці, поліпшення якості роботи, є [2]:

- заходи щодо поліпшення використання ТЗ, зниження простоїв під вантажними й технічними операціями, більш повного використання їхньої вантажопід'ємності і місткості, скорочення порожніх пробігів;

- розробка оптимальних схем перевезень вантажів;
- поліпшення взаємодії різних видів транспорту, удосконалення технології й організації перевезень;
- підвищення рівня комплексної механізації НРР.

Для зменшення простоїв, чекаючи навантаження й розвантаження, велике значення має організація диспетчерського управління перевезеннями. Час очікування може бути викликано непередбаченою відправником вантажу до навантаження або вантажоодержувача до вивантаження вантажу або бути наслідком недостатньої пропускнуої здатності вантажно-розвантажувального пункту (особливо в умовах хаотичного підходу автомобілів під навантаження-розвантаження).

Прогрес у галузі вдосконалення НРР істотно залежить від науково обґрунтованого прогнозування механізації. Доцільно вдосконалювати існуючі засоби механізації з підпорядкуванням їхніх техніко-економічних і експлуатаційних показників інтересам виконання не окремих операцій, а технологічного процесу в цілому.

Альтернативою вибору механізмів є автотранспортувач та електротранспортувач. Відповідно до потреб замовника у швидкості виконання замовлення (витрати не важливі) або економічності (строки обробки строго не регламентуються) приймається рішення щодо використання відповідного засобу механізації.

Виходячи з того, який транспортний засіб буде поданий під обслуговування, обирається спосіб розміщення автомобілів на майданчику.

Для бортових тентованих ТЗ обираємо поточний спосіб розміщення, так як неможливе обслуговування автотранспортних засобів, навантаження або розвантаження яких може виконуватися тільки з боку заднього борта кузова.

Торцеве розміщення приймаємо для більшої зручності обслуговування автофургонів і контейнеровозів. Якщо надходить рухомий склад інших типів, то приймається в оперативному порядку рішення щодо його розміщення.

В якості системи розглядається вантажоутворюючий пункт, елементами якого виступають окремі склади. Ключовим моментом раціоналізації є коригування процесу НРР шляхом оперативного контролю. Диспетчеризація забезпечує оперативне регулювання всього комплексу складських робіт та його окремих елементів –

навантажувально-розвантажувальних робіт, оформлення документів на приймання або відпуск товарів, видавання або відвантажування товарів замовникам тощо [3].

Ефективне управління транспортно-технологічним процесом на складі може забезпечуватися завдяки оперативному плануванню і регламентуванню виконання окремих операцій на основі мережевих методів планування та управління, пов'язаних з розробкою мережевої моделі та мережевого графіка організації транспортно-технологічного процесу складу [4].

Критерієм ефективності при виборі раціональної схеми виконання НРР обрані питомі витрати:

$$\hat{A}_C = (\hat{A}_a + \hat{A}_i + (\hat{A}_i \cdot \hat{E} + \hat{O}_i \cdot \hat{E}_i)) / Q \rightarrow \min, \quad (1)$$

де  $B_a$  та  $B_m$  – річні витрати відповідно на перевезення вантажів автотранспортом і експлуатацію засобів механізації, грн;

$A_i$  та  $X_m$  – інвентарний парк відповідно рухомого складу і НРМ, од.;

$Q$  – партія вантажу, т;

$K_{mz}$  та  $K_m$  – балансова вартість відповідно одиниці рухомого складу.

Перспективним напрямком подальших досліджень є розробка моделі функціонування транспортно-складського комплексу із урахуванням умов невизначеності і нерівномірності надходження заявок на обслуговування.

**Список літератури:** 1. Горев А.Э. Грузовые автомобильные перевозки: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 288 с. 2. Николайчук В.Е. Транспортно-складская логистика/ В.Е. Николайчук – М.: «Дашков и Ко», 2007. – 452 с. 3. Прокофьева Т.А. Логистика транспортно-распределительных систем: Региональный аспект/ Прокофьева Т.А., Лопаткин О.М. – М.: РосКонсульт, 2003. – 400 с. 4. Шраменко Н.Ю. Підвищення якості логістичного сервісу вантажного терміналу / Шраменко Н.Ю. // Восточноевропейский журнал передовых технологий: сб. науч. тр. / редкол.: Д.А. Демин (гл. ред.) и др. – 2010. – Вып. 1/4(43). – С. 55 – 57.

© Кафедра «Транспортні технології» ХНАДУ, 2011 р.

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗА РАХУНОК ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ ДОСТАВКИ

Сватковська Н.Ю. (каф. ТТ, ХНАДУ, м. Харків, Україна)

В сучасних умовах конкуренції на ринку вантажних перевезень особлива увага приділяється удосконаленню керуючих систем з покращання умов виконання експортно-імпортних міжнародних перевезень. За останні роки в світовій економіці одними з найбільш впливовими силами є глобалізація і інтеграція. При високій конкуренції в більшості сфер виробництва дуже важливу роль грає кінцева вартість товару, тобто та вартість, яку заплатить споживач з урахуванням всіх логістичних операцій необхідних для доставки по схемі "від дверей до дверей".

Потужність портів Одеської області у 2010 році становила 65% від загальної потужності портів держави. Потужності Іллічівського морського торговельного порту дозволяють переробляти більше 32 млн. тонн вантажів на рік, що забезпечується роботою 6 вантажно-розвантажувальних терміналів. Порт має 28 причалів загальною довжиною причального фронту 5,5 км і приймає судна з осадкою до 13,0 метрів. Останнім часом швидкими темпами зростають контейнерні перевезення через Іллічівський порт [1].

Аналіз досліджень [3-5] свідчить, що вибір раціонального варіанта доставки вантажу робиться на основі одного найбільш вагомого на даний момент показника (собівартості доставки вантажу, часу доставки вантажу, вартості доставки вантажу, розміру ризику та ін.). Тобто здійснюється порівняння певного вибраного критерію ефективності для декількох можливих варіантів протікання процесу.

Питанням підвищення ефективності транспортного обслуговування клієнтів в міжнародному сполученні за рахунок вибору раціональної схеми доставки займалися багато вчених, але недостатню увагу приділено вибору раціональної технології митного оформлення, яка дасть змогу вантажовідправникам обирати найефективніший варіант доставки вантажів в залежності від відстані, вартості контракту та розміру ризиків.

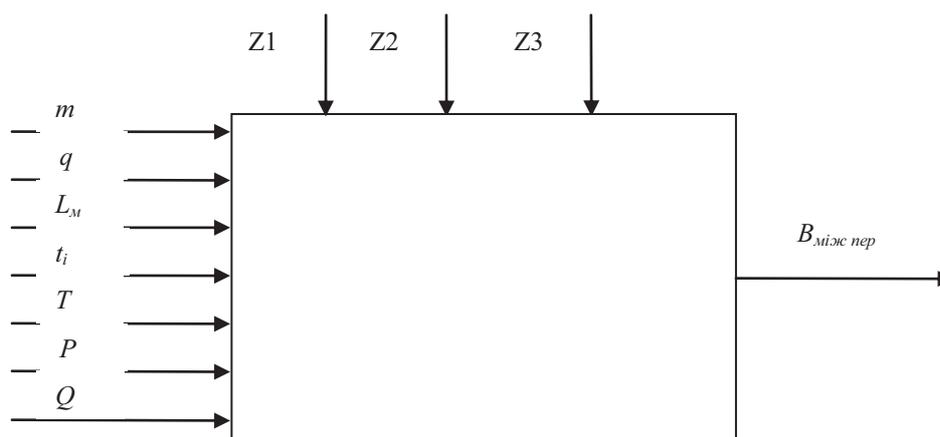


Рис.1. Модель «чорної скрині»:

Тому питання вибору транспортно-технологічної схеми доставки в міжнародному сполученні є досить актуальним і потребує подальшого розгляду та удосконалення.

На рисунку 1 представлено модель «чорної скрині», де входними параметрами виступають обсяг партії, вантажність транспортного засобу, довжина маршруту, нормативний час виконання технологічних операцій, час доставки вантажу, переробна спроможність порту та вантажопотік. В якості зовнішніх факторів, які впливають на систему, приймаємо тариф на перевезення, законодавчу базу та залежність від кліматичних умов.

Модель «чорної скрині» містить керуючі, не керуючі та оптимізаційні параметри. До оптимізаційних можна віднести обсяг партії та довжину маршруту. До керуючих – час доставки вантажу та вантажність транспортного засобу.

Підвищити ефективність міжнародних перевезень вантажів можна за рахунок використання раціонального типу рухомого складу, вибору найкоротшого маршруту прямування, скорочення витрат на паливо шляхом визначення оптимальних місць заправок, вибору варіанту доставки вантажу декількома видами транспорту, а також шляхом раціоналізації технології митного оформлення вантажів.

Кожна транспортно-технологічна схема застосовується за певних умов залежно від виду вантажу і наявних вимог до перевезення та передбачає виконання відповідного комплексу стандартних операцій.

Z1 – залежність від погодних умов; Z2 – законодавча база; Z3 – тариф на

перевезення, грн;  $m$  – обсяг партії, т;  $q$  – вантажність транспортного засобу, т;  $L_m$  – довжина маршруту, км;  $t_i$  – нормативний час виконання технологічних операцій, год.;  $T$  – час доставки вантажу, год.;  $P$  – переробна спроможність порту, т/год.;  $Q$  – вантажопотік, т/доба.

Враховуючи можливі варіанти організації доставки вантажу у міжнародному сполученні та різного роду обмеження (часові, вартісні), які накладаються на перевезення, планування доставки вантажу в умовах невизначеності можна представити у вигляді наступного алгоритму.

1. На основі отриманої інформації визначаються альтернативні технології доставки вантажу у міжнародному сполученні.

2. Здійснюється перевірка технологічних та вартісних параметрів кожної технології доставки вантажів на дотримання обмежень.

В якості альтернативних схем доставки вантажів в міжнародному сполученні обрано пряме автомобільне і паромне сполучення.

Для вибору раціональної транспортно-технологічної схеми доставки критерієм ефективності виступають питомі витрати на перевезення вантажу як в прямому автомобільному, так і в паромному сполученні. Критерій ефективності доставки вантажів за варіантом прямого автомобільного сполучення в міжнародному сполученні

$$K(g, L) = (K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5) \frac{1}{m} \rightarrow \min \quad (1)$$

де  $K_1$  – витрати на транспортування автомобільним транспортом, грн;

$K_2$  – витрати на навантаження та розвантаження вантажу, грн;

$K_3$  – витрати, пов'язані з простоем на пункті пропуску через державний кордон, грн;

$K_4$  – витрати на зберігання вантажу у відправника, грн;

$K_5$  – витрати на очікування обслуговування на пункті пропуску через державний кордон, грн;

$m$  – обсяг перевезень, т.

Критерій ефективності для паромного сполучення має вигляд

$$C(g, L) = (C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5) \frac{1}{m} \rightarrow \min \quad (2)$$

де  $C_1$  – витрати на початкові та інформаційні операції на плоту, грн;

$C_2$  – витрати, пов'язані з простоем одного вагона при накопиченні, грн;

$C_3$  – витрати, пов'язані з накопичуванням вагонів на пором, грн;

$C_4$  – витрати на переміщення групи вагонів зі станцій до передпоромного парку, грн;

$C_5$  – витрати, пов'язані з простоем порому у порту при його завантаженні за умови постійної наявності вагонів, грн.

Отже, при доставці вантажів в міжнародному сполученні з Іллічівського морського торговельного порту обрано альтернативні транспортно-технологічні схеми: пряме автомобільне та поромне сполучення. Для вибору раціональної схеми запропоновано критерій ефективності, що являє собою питомі витрати на перевезення вантажу.

Подальше дослідження слід спрямувати на:

- статистичну обробку вхідних параметрів та формалізацію обмежень щодо процесу доставки вантажів в міжнародному сполученні;

- дослідження впливу часу митного оформлення на витрати з доставки вантажів в міжнародному сполученні;

- безпосередню розробку математичної моделі вибору раціональної схеми доставки вантажів в міжнародному сполученні.

**Список літератури:** 1. Яцківський Л.Ю., Зеркалов Д.В. Загальний курс транспорту. Книга 2. Т.В. Бутько, О.В. Головченко Удосконалення процесу взаємодії залізничного та водного транспорту у міжнародному залізнично-поромному сполученні. Збірник наукових праць УкрДАЗТ, 2010, вип. 112 3. Модели и методы теории логистики : учебное пособие / под ред. В. С. Лукинскогo.– 2-е изд. – С.Пб. : Питер, 2007. – 448 с. 4. Нагорный Е.В. Оценка рисков при выборе параметров логистической цепи доставки тарно-штучных грузов в международном сообщении / Е.В. Нагорный, В.С. Наумов, О.А. Скорик // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту : сб. науч. тр. – 2006. – Вып. 72. – С. 57 – 62. 5. Лашених О. А. Методи і моделі оптимізації транспортних процесів і систем: навч. посібник / О. А. Лашених, О. Ф. Кузькін.— Запоріжжя, ЗНТУ, 2006.— 435 с.

© Кафедра «Транспортні технології» ХНАДУ, 2011 р.

## РАЗРАБОТКА И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ДВУХВАЛКОВОГО ПРЕССА ДЛЯ БРИКЕТИРОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Старостин А.С.** (каф. МОЗЧМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Традиционные методы окускования сырья агломерацией и окатыванием во многом исчерпали свои резервы и возможности. Так, при существующем техническом уровне сложно получить металлизированный агломерат или прочные окатыши с высоким содержанием свободного углерода. В то же время подобные материалы получают с помощью брикетирования [1].

Основным агрегатом технологического оборудования для производства брикетов является брикетный пресс. Его назначение – в условиях усиления дефицита малосернистых коксующихся углей и интенсификации процессов, получение комплексных рудно-топливных материалов, получение металлизированного агломерата, прочных окатышей с высоким содержанием свободного углерода.

В последние годы задача создания надежных отечественных прессов для брикетирования мелкофракционных сырьевых материалов и промышленных отходов приобретает все большую актуальность. Связано это не только с возросшим интересом к брикетированию, но и с тем, что в Украине и в странах СНГ практически нет опыта проектирования и изготовления валковых брикетных прессов, отсутствуют предприятия, специализирующиеся на их изготовлении. Незначительное количество валковых прессов отечественного производства, работающих на различных предприятиях, разработано и изготовлено различными неспециализированными предприятиями. В связи с этим отсутствует единый подход к принципам расчета и проектирования прессов и их основных узлов.

Недостаточно полный учет свойств шихтовых материалов и особенностей технологии их брикетирования приводит к несоответствию проектных и реальных нагрузок, возникающих в их основных узлах и приводе. [2]

На основании результатов сопоставительного анализа достоинств и недостатков существующих двухвалковых прессов разработан усовершенствованный агрегат, схематично представленный на рис. 1

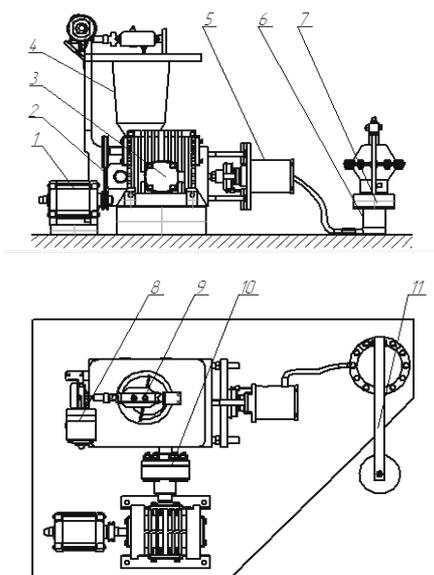


Рис. 1. Конструктивная схема спроектированного двухвалкового пресса

Крутящий момент передаётся от двигателя 1, через клиноременную передачу 2, предотвращающую перегруз двигателя в случае заклинивания валков, на червячный редуктор 3, соединённый с муфтой 10, которая связана с приводным валком пресса. Приводной валок соединён с холостым через синхронизирующую зубчатую передачу. На бочке валков выфрезерованы ячейки формирующие брикеты. Брикетуемый материал поступает из бункера подпрессовщика 4, расположенного непосредственно над ячейками валков. Привод подпрессовщика состоит из быстроходного мотор-редуктора 8 и тихоходного двухступенчатого коническо – цилиндрического редуктора 9. Прижатие валков осуществляется гидроцилиндром 5, соединённым с гидроаккумулятором 6. Избыточное давление рабочей жидкости в полости цилиндра аккумулятора создаётся с помощью груза 7, подвешенного на конце рычага, воздействующего на поршень. Силовое воздействие прижимного гидроцилиндра передаётся через траверсу и два нажимных стержня на подушки подшипниковых опор подвижного валка пресса. Гидравлическая система не только позволяет регулировать силу прижатия валков за счёт изменения количества (массы) навешиваемых на рычаг грузов, но и предотвращает выход из строя зубчатых колёс в случае попадания между валками посторонних предметов, поскольку даёт возможность при возникновении опасных распорных усилий разомкнуть зубчатое зацепление.

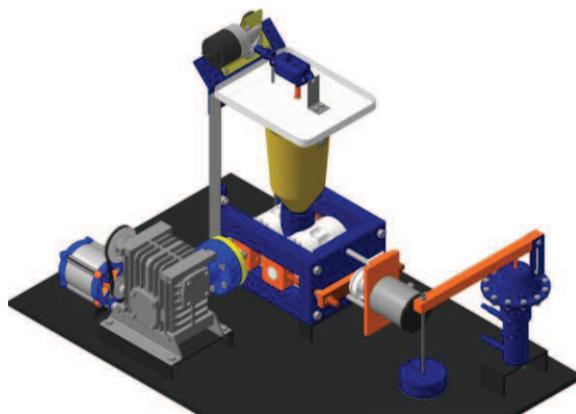


Рис. 2. Трёхмерная модель двухвалкового пресса

На основании чертежей полученных с помощью трёхмерной модели (рис. 2) и расчетов основных энергосиловых параметров [3,4] был изобретён лабораторный образец двухвалкового пресса (рис. 3) для брикетирования вторичных материалов.



Рис. 3 Лабораторный двухвалковый пресс

Для контроля энергосиловых параметров привода пресса между валами его быстроходного и тихоходного редуктора вместо обычной муфты устанавливается специальная, снабжённая тензорезисторным преобразователем, включённым в измерительную систему, позволяющую в режиме реального времени фиксировать передаваемый крутящий момент. На траверсе, распределяющей усилие между нажимными стержнями, прижимающими подушки подшипниковых опор ведомого валка, также закреплён тензометрический преобразователь, входящий в контрольно-

измерительную систему и фиксирующий суммарное усилие, развиваемое силовым гидроцилиндром. При одновременной записи сигналов, поступающих с обоих преобразователей, можно получить объективную информацию о зависимости крутящего момента, развиваемого приводом прессы во время формообразования брикетов, и распорным усилием, действующим на оба вала.

Лабораторный двухвалковый пресс, разработанный на кафедре МОЗЧМ ДонНТУ, предназначен для проведения исследований технологических параметров процесса получения брикетов из мелкодисперсных материалов (угольной пыли), а также их влияния на энергосиловые характеристики электромеханического привода.

Техническая характеристика лабораторного прессы:

- брикетируемый материал – мелкая фракция каменноугольной пыли,  $\rho = 1800 \text{ (кг/м}^3\text{)}$ ;
- производительность прессы 110 кг/ч;
- масса брикета,  $m_{\text{бр}} = 0,02 \text{ кг}$ ;
- усилие при прессовании,  $D = 2350 \text{ Н}$  ;
- мощность привода валков,  $N = 120 \text{ Вт}$  ;
- мощность привода подпрессовщика,  $N = 30 \text{ Вт}$  ;

**Список литературы: 1.** Брикетирование как полноправный метод окучивания металлургического сырья/ В.В. Ожогин, А.А.Томаш, И.А. Ковалевский и др.// Металлургические процессы и оборудование.-2005. - №2. – с.54-58. **2.** Носков В. А. Валковый пресс для брикетирования мелкофракционных отходов производства и сырья// Металлургич. и горноруд. пром-ть. – 1999. - № 2,3. – с.100-102. **3.** Методика расчёта рабочих параметров шнекового дозатора вертикального типа/ С.П. Еронько, В.М. Богацкий, С.В. Быковских и др. //Теория и практика металлургии. – 2002. - №5,6. - с.95-101. **4.** Королёв А.А. Конструкция и расчёт машин и механизмов прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. - 2-е изд., перераб и доп, - М.: «Металлургия», 1985.- 376с.

## ОСНОВЫ ОБОБЩЕННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО СИНТЕЗА КОНСТРУКЦИИ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ И СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

Суглобов В.В., Михеев В.А., Тищенко Е.В. (каф. ПТМ и ДМ, ГВУЗ «ПГТУ»,  
г. Мариуполь, Украина)

Погрузочно-разгрузочные работы являются неотъемлемой частью любого производственного процесса. На всех этапах, начиная с разгрузки сырья или полуфабрикатов и заканчивая погрузкой готовой продукции, не обойтись без подъемно – транспортных машин (ПТМ) различных типов и назначения. Среди многочисленных типов ПТМ значительное место занимают порталы краны. Особенно велика их роль в обеспечении погрузочно-разгрузочных работ в морских и речных портах.

В настоящее время из-за физического износа 80% существующего парка порталных машин возникла острая потребность в создании новых прогрессивных моделей кранов, обладающих более качественными эксплуатационными характеристиками, и замены ими устаревших кранов. Наибольшее влияние на эксплуатационные характеристики крана оказывает конструкция стреловой системы (СС), включающая стрелу 1, хобот 2, оттяжку 3 и систему уравновешивания (СУ), состоящую из коромысла 4 и тяги 5 (рис.1).

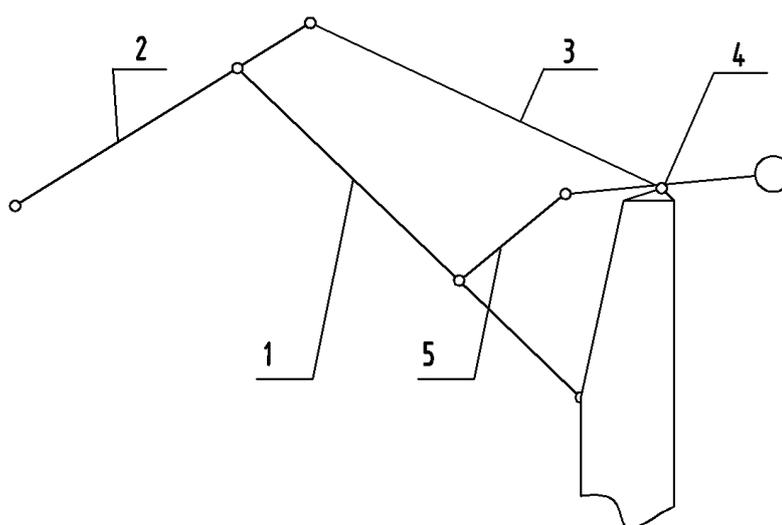


Рис.1. Схема стреловой системы порталного крана.

Неоптимальный синтез СС и СУ приводит к неравномерному движению звеньев систем, в результате чего возникают динамические нагрузки, неблагоприятно влияющие на прочность стрелы и надежность привода. Кроме того, увеличиваются мощность привода и затраты электроэнергии на перемещение стреловой системы. Завышенная масса подвижного противовеса увеличивает массу крана и давление на опоры крана. Отклонение траектории движения груза от горизонтали и неравномерная скорость его движения затрудняют работу машиниста, что влияет на безопасность работы крана.

Теории синтеза и оптимизации стреловых систем посвящён ряд работ [1, 2, 3], однако изложенные в них методы определения геометрических и весовых параметров СС и СУ имеют ряд недостатков.

Так, графические методы требуют неоднократного построения кинематической схемы СС и СУ для подбора необходимых геометрических параметров, что увеличивает трудоёмкость изготовления кранов. Основными недостатками графоаналитических методов [1] является многократное графическое построение СС и СУ с использованием аналитических уравнений, которые получены в неявно выраженном виде. Решение этих уравнений выполняется путём подбора определяемого параметра, что снижает точность расчётов. Аналитические методы выполняются «ручным» способом, что так же достаточно трудоёмко. При получении неудовлетворительных результатов необходимо повторять расчёт до удовлетворения заданных требований к СС и СУ [2].

Перечисленные методы не позволяют автоматизировать процесс проектирования с использованием ЭВМ. Поэтому наиболее перспективным и рациональным методом является автоматизированный синтез параметров стреловых систем [3].

Проведенный анализ изложенных методов расчёта и синтеза СС и СУ потральных кранов позволяет заключить, что существующие подходы к проектированию стреловых устройств и систем их уравнивания не дают возможности решать задачи многокритериального оптимального синтеза с учётом функциональных, конструктивных и эксплуатационных ограничений.

В связи с этим, предложено ввести в теорию и практику синтеза конструкции СС и СУ, определённый набор критериев качества, который одновременно оценивает и стреловое устройство портального крана, и систему его уравнивания.

Таким образом, сформулированы следующие критерии оценки качества СС и СУ:

1. Минимальное отклонение траектории движения груза от горизонтали.
2. Минимальное значение грузового неуравновешенного момента.
3. Характер изменения траектории движения груза и величины грузового неуравновешенного момента во всём диапазоне изменения вылета стрелы.
4. Минимальный вес противовеса.
5. Минимальный вес системы уравнивания.
6. Минимальное значение неуравновешенного стрелового момента.
7. Характер изменения неуравновешенного стрелового момента во всём диапазоне изменения вылета стрелы.

На основании полученных теоретических результатов можно сделать следующие выводы:

1. С целью оптимизации динамических характеристик, синтез стреловых систем необходимо производить с учетом критериев качества конструкции, определяющих максимальные значения грузового неуравновешенного момента в определенных положениях вылета стрелы и характеризующих затраты энергии на перемещение груза за конечный промежуток времени.

2. Синтез параметров стреловой системы сведен к задаче многокритериальной оптимизации с учетом учётом функциональных, конструктивных и эксплуатационных ограничений, т.е. к задаче математического программирования.

**Список литературы:** 1. Дукельский А.И./ Портовые грузоподъёмные машины / А.И. Дукельский. – Л.: Транспорт, 1970. – 439 с. 2. Стелов В.И./ Расчёт шарнирных стреловых систем портальных кранов / В.И. Стелов.– Калуга: Облиздат, 1988. – 188 с. 3. Мисюра В.П., Михеев В.А./ Автоматизированный синтез параметров стреловых систем портальных кранов / В.П. Мисюра, В.А. Михеев // Підійомно – транспортна техніка: Зб. наук. пр. – Дніпропетровськ, 2006. – Вип. №4. – С. 8 – 12.

## СИЛОВОЕ ПОЛЕ ИСТОЧНИКА ВЗРЫВА.

Ткачук А.Н. Шевкуненко В.А. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

В результате наблюдений было выявлено, что конструктивные параметры, полученные при расчёте прямоугольных оболочек по существующей методике ВНИИВЭ (методика расчёта оболочек взрывонепроницаемого электрооборудования РТМ 16 682 035-73), существенно отличаются от фактических. Поэтому, для определения конструктивных параметров взрывонепроницаемой оболочки прямоугольной формы требуется уточнение существующей методики их расчёта.

В настоящее время известно большое количество исследований горючих смесей,

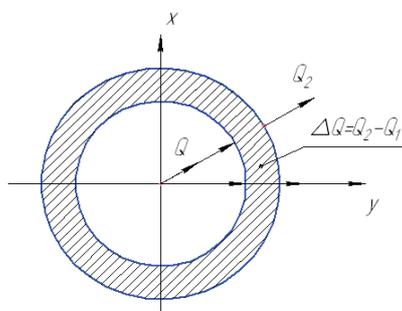


Рис. 1. Возникновение сферической взрывной волны

газов, паров, туманов. [2,3,7] Данные исследования позволяют описать взрыв следующим образом: в результате мгновенного выделения энергии от источника взрыва происходит увеличение скорости движения молекул (температуры смеси) до уровня, достаточного для начала химической реакции. Происходит резкое увеличение объема газа. Возникает сферическая волна рис.1, образованная реагирующими с выделением тепла молекулами газовой смеси. Фронт волны движется от источника, выполняя роль поршня, сжимающего газ перед собой. Процесс химической реакции происходит не мгновенно, а в течение некоторого времени [2,3]

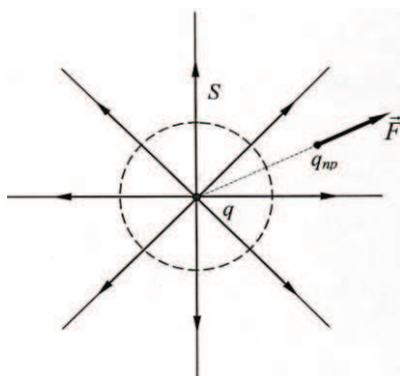


Рис. 2. Точечный источник взрыва.

Анализ способов определения давления взрыва показал, что в настоящее время при изучении движения газа при взрыве пользуются системой дифференциальных уравнений, основанных на законах сохранения импульса, массы, энергии и термодинамическом уравнении состояния идеального газа [2,3,7].

Решения дифференциальных уравнений приводят в соответствие к реальным условия с

помощью ряда корректирующих коэффициентов, определяемых экспериментальным путём, что существенно усложняет решение. [2].

Рассмотрим источник взрыва, размеры которого настолько малы, что его можно считать точечным. Каждому такому источнику можно поставить в соответствие величину, характеризующую его интенсивность. Назовем ее «зарядом» и обозначим  $q$ . В любой фиксированный момент времени в изолированной системе сумма зарядов не изменяется, то есть справедлив закон сохранения заряда.

В соответствии с современными моделями взрыва можно утверждать, что любой точечный источник взрыва создает в окружающем его пространстве силовое поле. Это поле проявляет себя в том, что в любой его точке действует на все тела, в том числе и другие «пробные» источники взрыва, действует сила, направленная радиально от источника. То есть, в каждой точке пространства можно определить напряженность поля, векторную величину, которая зависит только от интенсивности источника поля и от координат точки пространства.

Поле источника можно представить в виде силовых линий, касательная, в каждой точке которых, совпадает с вектором  $\vec{A}$ .

Густота линий выбирается так, чтобы число линий, пронизывающих единицу поверхности, перпендикулярной к линиям, было равно модулю вектора  $\vec{A}$ .

Тогда линии  $\vec{A}$  поля точечного источника взрыва представляют собой совокупность радиальных прямых, направленных от источника. Очевидно, что число линий на любом расстоянии от источника является одинаковым и зависит от интенсивности источника. То есть поток вектора поля через сферу любого радиуса с центром в источнике тоже является постоянной величиной

$$N_A = \Phi_A = \oint_S \vec{A} d\vec{S} = const$$

где  $N_A$  - число линий вектора  $A$ ;

$\Phi_A$  - поток вектора  $A$  через поверхность  $S$ .

Таким образом, точечный источник взрыва в любой фиксированный момент времени создает в окружающем его пространстве силовое поле, обладающее следующими свойствами:

1. Поле является «центральной», вектор напряженности поля направлен в любой точке пространства радиально от источника.

2. Модуль напряженности этого поля обратнопропорционален квадрату расстояния от источника и прямопропорционален интенсивности источника.

Вектор напряженности поля, создаваемого точечным источником взрыва, может быть определен следующим образом:

$$\vec{A} = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{q_u}{r^3} \vec{r} \quad (2)$$

Реальную взрывоопасную смесь удобно представить в виде непрерывного объемного распределения источников взрыва (зарядов) с объемной плотностью  $\rho$ .

Так как поле сил «центральное» и модуль  $|A|$  обратнопропорционален квадрату расстояния от источника, то для поля  $A$  справедлива теорема Гаусса:

$$\oint \vec{A} d\vec{S} = q_{внутр} \quad (3)$$

Её можно сформулировать следующим образом. Поток вектора поля, создаваемого источниками взрыва сквозь любую замкнутую поверхность равен сумме зарядов (интенсивностей) этих источников внутри этой поверхности. Учитывая современные представления о взрывной волне, её можно считать полым сферическим распределением источников взрыва (зарядов).

Тогда используя теорему Гаусса получим, что благодаря сферической симметрии поле в любой точке должно быть направлено по радиусу - другого направления быть не может (рис. 3).

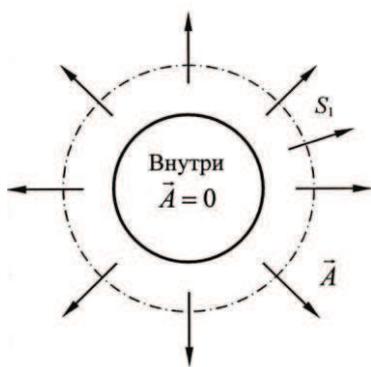


Рис. 3. Поле взрывной волны

Поле сферической взрывной волны является таким же, как если бы все источники взрыва (заряды) были сосредоточены в центре. Очевидно, что поле внутри взрывной волны равно нулю. Поле взрыва в фиксированный момент времени является потенциальным. То есть в поле взрыва существует скалярная функция координат  $\varphi(r)$ , убыль которой равна:

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \int_1^2 \vec{A} d\vec{l} \quad (4)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  значение функции в точках 1 и 2;

Для взрывоопасной смеси с непрерывным распределением источников с объемной плотностью  $\rho$

$$\varphi(r) = \frac{1}{4\pi} \cdot \int \frac{\rho dV}{r} \quad (5)$$

То есть, поле взрыва можно представить с помощью набора эквивалентных поверхностей:  $\vec{A} \varphi = \text{const}$ . Вектор перпендикулярен к данным поверхностям.

Рассмотрим взрыв внутри ограниченного объема взрывоопасной смеси. Согласно современным представлениям о механизме взрыва в первый момент времени внутри смеси должен появиться источник (заряд), поле которого возбудит новые заряды вокруг источника. При этом интенсивность всех зарядов в смеси можно считать одинаковой. Образуется фронт взрывной волны, который в первом приближении можно считать сферическим распределением зарядов. Внутри такого распределения поле равно нулю. Волна быстро распространяется до границы объема. То есть, заряды внутри гасят друг друга (их поля взаимно компенсируются), а нескомпенсированные заряды выступают на поверхности объема с некоторой поверхностной плотностью  $\sigma$ , которая может быть различной в разных точках поверхности.

Если в качестве замкнутой поверхности выбрать небольшой цилиндр, то поток вектора  $A$  через эту поверхность будет равен только потоку через наружный его торец:

$$A \Delta S = \Delta S \sigma \quad (6)$$

$$A = \sigma$$

где  $\sigma$  - поверхностная плотность заряда.

Пусть на поверхности объема взрывоопасной смеси выступили источники взрыва с зарядом  $q$ , а потенциал поверхности  $\varphi$ . Тогда энергия данного объема, так как  $\varphi = \text{const}$  можно найти следующим образом

$$W = \frac{1}{2} \int \rho \varphi dV = \frac{1}{2} \varphi \int \rho dV = \frac{1}{2} q \varphi \quad (7)$$

где  $q$ - заряд источников взрыва, выступивших на поверхность объема;

$\varphi$  - потенциал объема.

Если на поверхности объема выбрать участок  $\Delta S$  и применить к нему т. Гаусса, то получим

$$q = \sigma \Delta S = A \Delta S, \quad (8)$$

где  $A$  - напряженность поля взрыва вблизи поверхности объема;

$\Delta S$  - площадь участка.

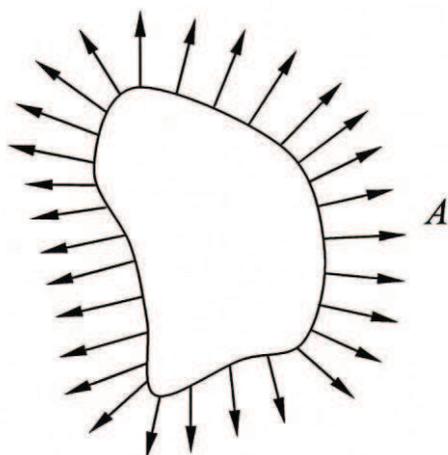


Рис. 4. Объем взрывоопасной смеси

источника. При этом, модуль напряженности этого поля обратнопропорционален квадрату расстояния от источника и прямопропорционален интенсивности источника;

-поток вектора поля, создаваемого источниками взрыва сквозь любую замкнутую поверхность равен сумме зарядов (интенсивностей) этих источников внутри этой поверхности и не зависит от её формы;

-энергия системы источников взрыва является функция её конфигурации;

-полная энергия взаимодействия ограниченных объемов источников включает в себя кроме собственных энергий  $W_i$  ещё и энергию взаимодействия этих объемов  $W_{ij}$ ;

- плотность энергии взрыва равна половине квадрата вектора напряженности поля, создаваемого источниками взрыва;

Таким образом, энергия взрыва - величина не аддитивная, то есть энергия суммы полей не равна в общем случае сумме энергий. В частности, при возрастании поля  $A$  в  $n$  раз энергия возрастает в  $n^2$  раз.

Исследования показали, что:

-точечный источник взрыва в любой фиксированный момент времени создает в окружающем его пространстве потенциальное силовое поле, в котором, вектор напряженности поля направлен в любой точке пространства радиально от

- поверхностная плотность силы(давление), действующая на границе объема взрывоопасной смеси равна объемной плотности энергии взрыва вблизи поверхности этого объема. Направлена эта сила всегда по нормали к поверхности наружу от объема.

Модель силового поля источника взрыва лишена противоречий известных моделей взрыва горючих смесей и может быть использована при уточнении существующей методики расчёта параметров взрывонепроницаемых оболочек любой формы.

**Список литературы:** 1. Электрификация горных работ: Учеб. для вузов / М.М.Белый, В.Т.Заика. – М.: Недра, 1992. – 383 с. 2. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б., Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. М.: Наука 1980.-478с. 3. Льюис Б., Элбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах. – Издательств «Мир». 4. Савельев.И.В. Курс общей физики: для вузов. – «Астрель» 2001. – 336 с. 5. Ер К., Томер Г. Физика быстропротекаемых процессов. – Москва. Издательство «Мир», 1971. 6. Матвеев А.Н. Электричество и магнетизм: Учеб. пособие. – М.: Высш. Школа, 1983. – 463 с. 7. Зельдович Я.Б., Воеводский В.В.; Моск. механ. ин-т.; под общ. ред. Я.Б.Зельдовича. - М.: Ред.-изд. отдел ММИ, 1947. - 294 с.

## БЕЗРОЗМІРНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Харламов С.Ю. (студ. гр. КПМО-07, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.

(каф. Теоретичної механіки, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

При узагальненні великої кількості експериментальних даних виникає необхідність в отриманні безрозмірних характеристик, які можуть використовуватися для порівняння і оцінки різних типів насосів.

При розгляді динамічних насосів, коли можна нехтувати стисливістю рідини, слід виділити наступні параметри [1]:

$D$  - середній діаметр виходу з колеса, м;  $\omega$  - кутова швидкість, рад/с;

$Q$  - подача, м<sup>3</sup>/с;  $E$  - масовий напір  $E = gH$ , м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>;  $\rho$  – щільність, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;  $M$  – момент приводу, кг·м/с<sup>2</sup> (Н·м);

$\Delta e$  – масовий надкавітаційний напір, м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>;  $P_r$  – гідродинамічна потужність, кг·м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup> (Вт).

Таким чином, кількість основних величин дорівнює 8. Кількість основних одиниць вимірювань рівне 3, але її можна звести до 2, якщо розглядати такий ряд параметрів:  $D$ ,  $\omega$ ,  $Q$ ,  $E$  ( $\Delta e$ ),  $\nu$ ,  $M/\rho$ ,  $P_r/\rho$ . Ці параметри можуть утворювати наступні безрозмірні комбінації [2]:

- питома подача насоса:

$$\lambda_Q = Q/\omega D^3;$$

- питомий напір:

$$\lambda_E = E/\omega^2 D^2;$$

- питомий надкавітаційний напір:

$$\lambda_{\Delta e} = \Delta e/\omega^2 D^2;$$

- питома потужність і момент:

$$\lambda_p = P_r/\rho \omega^3 D^5;$$

- показник антикавітаційної досконалості – коефіцієнт Руднева; гідравлічний:

$$\text{ККД } \eta = \rho EQ/P_r.$$

Кількість основних величин, необхідних для опису роботи відцентрового насоса дорівнює шести:  $Q, E = H \cdot g, n, D, \rho, \mu$ . Залежність між цими величинами може бути виражена загальним функціональним рівнянням:

$$f(Q, E, n, D, \rho, \mu) = 0$$

Всі ці величини можуть бути виміряні за допомогою трьох основних одиниць вимірювання: довжини  $L$ , часу  $T$  і маси  $M$ .

Згідно основній теоремі аналізу розмірностей повне рівняння, що описує залежність між 6 величинами, які мають розмірності, що визначаються 3 величинами, може бути приведено до вигляду:

$$f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) = 0$$

$$\Pi_1 \cdot \Pi_2 \cdot \Pi_3 = Q^a \cdot E^b \cdot n^c \cdot D^d \cdot \rho^e \cdot \mu^g$$

$$M^0 L^0 T^0 = [L^3 T^{-1}]^a \cdot [L^2 T^{-2}]^b \cdot [T^{-1}]^c \cdot [L]^d \cdot [M \cdot L^{-3}]^e \cdot [M \cdot L^{-1} T^{-1}]^g$$

$$\text{Для } M: 0 = e + g$$

$$L: 0 = 3a + 2b + d - 3e - g$$

$$T: 0 = -a - 2b - c - g = 0$$

Залишимо як незалежні наступні показники:  $a, b, e$  і вирішимо систему з трьох рівнянь:

$$\begin{cases} g = -e \\ d = -3a - 2b + e \\ c = -a - 2b + e \end{cases}$$

$$\Pi_1 \cdot \Pi_2 \cdot \Pi_3 = Q^a \cdot E^b \cdot n^{-a-2b+e} \cdot D^{-3a-2b+e} \cdot \rho^e \cdot \mu^{-e}$$

$$\Pi_1 \Pi_2 \Pi_3 = \left( \frac{Q}{nD^3} \right)^a \left( \frac{E}{n^2 D^2} \right)^b \left( \frac{nD^2 \rho}{\mu} \right)^e$$

Перший критерій подоби  $\Pi_1 = \left( \frac{Q}{nD^3} \right)^e$  є питомою подачею насоса, другий  $-\Pi_2 =$

$\frac{E}{n^2 D^2}$  - питомий напір насоса. Якщо з першого критерію подоби величину  $nD^2 = \frac{Q}{D}$

підставити у вираз третього критерію, то останнє прийме вигляд:

$$\Pi_3 = \frac{\rho \cdot Q}{\mu \cdot D} = \frac{Q}{\nu D} = Re - \text{число Рейнольдса.}$$

Важливо розуміти, що однакові числа Рейнольдса не свідчать про подібний розподіл швидкостей або про наявність однакового режиму, оскільки зміна картини течії може відбуватися в різних частинах насоса при відмінних швидкостях, тоді як залежність для  $P_3$  входить лише один лінійний розмір машини (вихідний діаметр). Однакові числа Рейнольдса можуть мати місце в насосах різних конфігурацій або з різними коефіцієнтами швидкохідності.

**Список джерел:** 1. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. (Пер. с англ.) М.: Машгиз, 1960. – 462с. 2. Яременко В.А. Испытания насосов. М.: Машгиз, 1962. – 232с.

## НАПІРНА ХАРАКТЕРИСТИКА СТРУМИННОГО НАСОСА

**Харламов С.Ю.** (студ. гр. КПМО-07, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

**Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.**

(каф. Теоретичної механіки, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

У системі шахтного водовідливного комплексу гідроелеваторні установки знайшли широке застосування для очищення водовідливних ємностей від осілого в них шламу. Живлення гідроелеватора робочою водою може здійснюватися від спеціального насоса, або з вищерозташованого горизонту від нагнітального ставу водовідливної установки. В останньому випадку при працюючих насосах головного водовідливу напір і подача робочої води мають постійне значення і не залежать від часу роботи гідроелеватора.

При очищенні прийомного колодязя водовідливної установки гідроелеватор повинен включатися перед кожним пуском насосів у роботу. При цьому рівень води в нагнітальному трубопроводі змінюється протягом часу роботи гідроелеватора від початкового значення  $H$  до кінцевого:

$$H' = H \left( 1 - \frac{d_n^2}{d_{наг}^2} \mu t_{раб} \sqrt{2g} \right)^2 \quad (1)$$

де  $d_n$ ,  $d_{наг}$  – діаметри насадків гідроелеватора і нагнітального трубопроводу відповідно;

$t_{раб}$  – час роботи гідроелеватора, приймається рівним часу заливки насосів;

$\mu$  – коефіцієнт витрати насадка гідроелеватора.

Напір робочої води перед насадком гідроелеватора визначається за залежністю:

$$H_1 = H - aQ_1^2 \quad (2)$$

де  $a$  – опір трубопроводу робочої води;

$Q_1$  – витрата робочої води.

При очищенні прийомного колодязя необхідно забезпечити сталість напору і витрати гідроелеватора. У протилежному випадку, при зниженні витрати гідроелеватора, він не зможе за відведений час видалити з колодязя весь шлам, що нагромадився. Зниження напору приведе до того, що шлам не буде перекачаний у шламонакопичувач.

Забезпечыць сталіць рабочых параметраў гідроелеватора можна толькі за рахунок сталасці напору і витраты рабочай рідыны.

Коефіцыент напору гідроелеватора вызначаецца па формулі:

$$\kappa = \frac{H_2}{H_1}, \quad (3)$$

а коефіцыент витраты:

$$\beta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (4)$$

дзе  $H_2$ ,  $Q_2$  – напір і витрата гідроелеватора адпаведна.

За дапамогаю параметраў гідроелеватора формулу (2) можна запісаць у выглядзе:

$$\frac{H_2}{\kappa} = H - a \left( \frac{Q_2}{\beta} \right)^2. \quad (5)$$

Тодзі опір трубопроводу рабочай вадзі перад уключэннем гідроелеватора можна вызначыць па формулі:

$$a = \left( \frac{\beta}{Q_2} \right)^2 \left( H - \frac{H_2}{\kappa} \right), \quad (6)$$

а перад відключэннем:

$$a' = \left( \frac{\beta}{Q_2} \right)^2 \left( H \left( 1 - \frac{d_n^2}{d_{наг}^2} \mu t_{раб} \sqrt{2g} \right) - \frac{H_2}{\kappa} \right) \quad (7)$$

Такім чынам, для забеспечэння сталасці рабочага рэжыму гідроелеватора слід зменьшваць опір трубопроводу рабочай вадзі від  $a$  до  $a'$ .

**Перелік джерел:** 1. Е.С.Матлак, В.Б.Малеев Снижение загрязненности шахтных вод в подземных условиях. К.: Тэхніка, 1989. – 132 с. 2. Безуглов Н.Н., Ларцев Г.Г., Синчуков А.Н. Гидроэлеваторный способ очистки зумпфов скиповых стволов и шахтных водозборников. – М.: Недра, 1967.

## ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

Харыбин Д.А., Скляр Н.А., канд. техн. наук, профессор., (каф. ГЗТул,  
ДонНТУ, Донецк, Украина)

Важным вопросом для сельскохозяйственного производства является обработка и подготовка земли для дальнейшего ее использования. Чем лучше будет подготовленная земля, тем более благоприятные условия сложатся для выращивания и получения будущего урожая.

Подшипниковые узлы являются одними из основных элементов машин и механизмов. На долю подшипниковых узлов приходится до 30 % стоимости машины в целом [1].

Следует отметить, что все узлы сельскохозяйственной машины, в том числе и подшипниковые узлы, при выполнении машиной своего функционального назначения, эксплуатируются в очень сложных условиях, характеризующихся значительным уровнем запыленности, высокой температурой окружающей среды в летнее время, большими динамическими нагрузками. Пыль, проникая через уплотнение в подшипниковый узел, смешивается со смазкой, сгущает ее и превращается в твердый конгломерат, что заклинивает тела качения подшипника.

Все эти факторы негативно сказываются на долговечности подшипниковых узлов, которые не вырабатывают свой нормативный срок и досрочно заменяются новыми при аварийном выходе их из строя. Так срок службы дисковой борона к плановому ремонту через потерю работоспособности подшипникового узла снижается с 500-700 моточасов до 150-200 моточасов.

Аналогичные условия наблюдались исследователями и на угольных карьерах. Установлено, что подшипник качения роликов ленточных конвейеров в запыленной среде заштыбовывается уже после 30 часов работы. При этом коэффициент сопротивления вращению ролика увеличивается с 0,07 до 0,41. По этой причине срок службы конвейерных роликов уменьшается с 12...18 месяцев до 5...7 месяцев [6].

Вопросом повышения надежности (безотказности, долговечности, ремонтпригодности) подшипниковых узлов занималось несколько научно-

исследовательских и учебных институтов и университетов как МВТУ им. Баумана, где на кафедре ПТМ показали, что больше всего рациональной из возможных путей повышения долговечности подшипников является замена однорядных радиальных шарикоподшипников на идентичные по размерам двухрядные сферические шарикоподшипники. Эффективность такой замены predetermined увеличением в 3..8 раз ресурса подшипников, которые используются в условиях перекоса колец при практически той же стоимости, что и однорядные подшипники. Кроме того, в таких подшипниках коэффициент сопротивления вращению в 1,5..3,0 ниже, чем в однорядных.

Вопросом улучшения конструкции и надежности подшипниковых узлов занимаются и такие научно-исследовательские институты как ИГС им. Л. А. Скочинского; учебные университеты как Донецкие национальные технические, Днепропетровская горная академия и другие. Свидетельством этому является статья Будишевського В.О., Склярова Н. А. Об улучшении работоспособности подшипников [3], учебник "Техническое диагностирование механического оборудования" (авторы В. М. Кравченко, В.А. Сидоров, В. Я. Седуш), где широко представлены виды и причины повреждения подшипников. Эта же тема освещена в журнале "Подъемно-транспортная

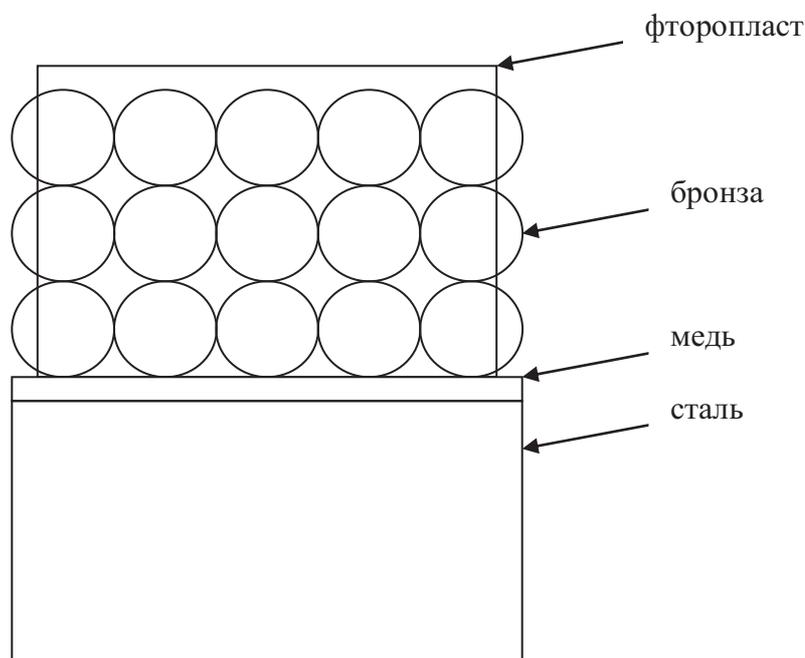


Рис. 1. Металлофторопластовый материал

техника" (В.А.Сидоров) [5].

Так ПО "Донецкуглеремонт" (И.М. Митько, Н.А. Складов) и Донецким государственным техническим университетом (К.И. Чебаненко, В.В. Ададуров) предложено использовать в роликах шахтных ленточных конвейерах металлофторопластовые подшипники скольжения вместо шарикоподшипников [2].

На рис. 1 приведенная схема металлофторопластового материала.

Фторопластовое покрытие выгодно отличается от других полимерных покрытий по значению коэффициентов трений, представленных в таблице 1.

Таблица 1 – Коэффициенты трения полимерных материалов по стали

МАТЕРИАЛ	Величина коэффициентов трения		
	Сухое тертя	Смазка водою	Смазка маслом
Органическое стекло	0,57	-	-
Текстолит	0,51	0,31	0,21-0,18
Капрон	0,46	0,30	0,22-0,08
Нейлон	0,43	0,21	0,18
Полиэтиленнизкогодавления	0,197	0,197	0,115
Фторопласт	0,049	-	0,027

Металлофторопластовые подшипники скольжения являются подшипниками граничного (сухого) трения, работающие без смазки. Они широко используются в винтах вертолетов, автомобилях типа КАМАЗ, ткацких станках и др.

У металлофторопластового материала все рабочие характеристики близки к наилучшим, что делает этот материал наиболее универсальным по своим свойствам. Наиболее ценные из этих свойств состоят в том, что эти подшипники могут работать в воздушной, водной, кислотной и других средах. При работе без смазки металлофторопластовый материал допускает очень большие удельные нагрузки (до 350 МПа), сохраняет работоспособность в широком диапазоне температур (от -250 до +300°C), имеет теплопроводность и коэффициент термического расширения такие же, как у стали. На рабочей поверхности металлофторопластового материала не возникает

статического электричества и фреттинг-коррозии, что позволяет использовать их во взрывоопасных средах.

*Целью данной работы является разработка конструкции подшипникового узла дисковой борона повышенной долговечности.*

На основании вышеизложенного очевидно, что для реализации поставленной цели целесообразно использовать металлофторопластовые подшипники скольжения, путем замены подшипников качения и оценки возможности их применения в дисковой бороне.

Для реализации поставленной цели за основу была взята и проанализирована дисковая борона **Discover XL 60** (рис. 2) известной мировой фирмы по изготовлению сельскохозяйственной и земле обрабатывающей техники **KUHN**.



Рис. 2. Дисковая борона Discover XL 60

Технические характеристики дисковой бороны Discover XL 60 приведены в табл.

2

Таблица 2 – Технические характеристики дисковой бороны DiscoverXL 60

Ширина захвата, м	7,00
Кол-водисков, шт	60
Диаметрдисков, мм	660
Толщинадисков, мм	8
Сборка	Гидравлическая
Транспортная ширина, м	< 3

Кол-во подшипниковых опор	16
Шины	500/60-22.5
Масса без катка, кг	7090
Масса с катком, кг	8540
Максимальная мощность ВОМ (кВт/л.с.)	210/285

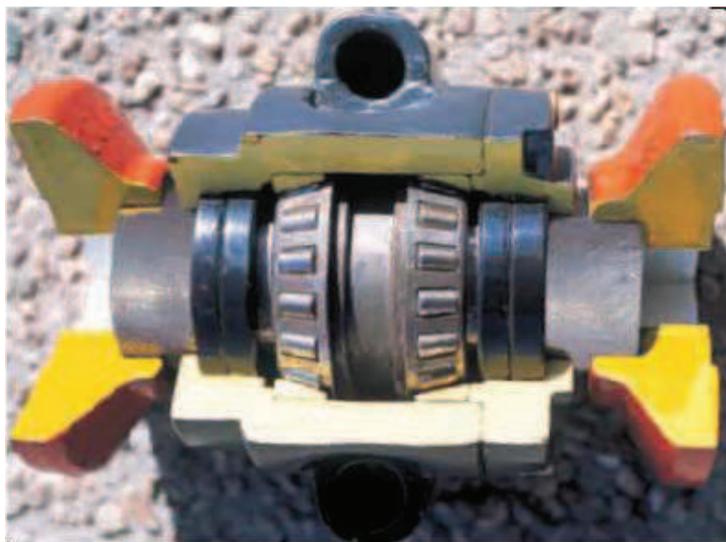


Рис. 3. Подшипниковый узел

Одним из самых ответственных для работы дисковой борны элементом является опорный подшипниковый узел (рис. 3), который должен воспринимать огромные нагрузки при обработке сухой неподготовленной почвы. Он должен быть надежно защищен от попадания к подшипникам пыли и абразивных частиц, иметь возможность

воспринимать большие динамические перегрузки при попадании диска на каменистую землю или землю с включенным строением растений.

Конструкция и геометрические размеры подшипникового узла дисковой борны Discover XL 60 приведены на рис. 4

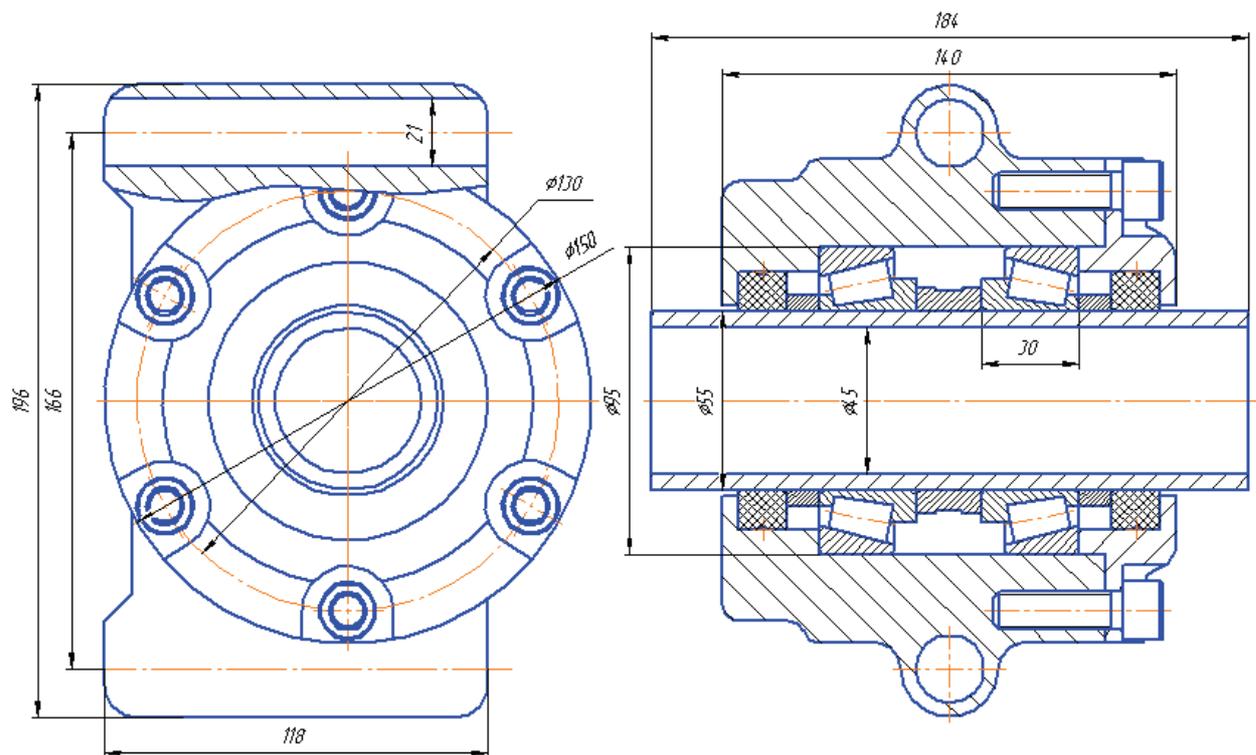


Рис. 4. Эскиз подшипникового узла

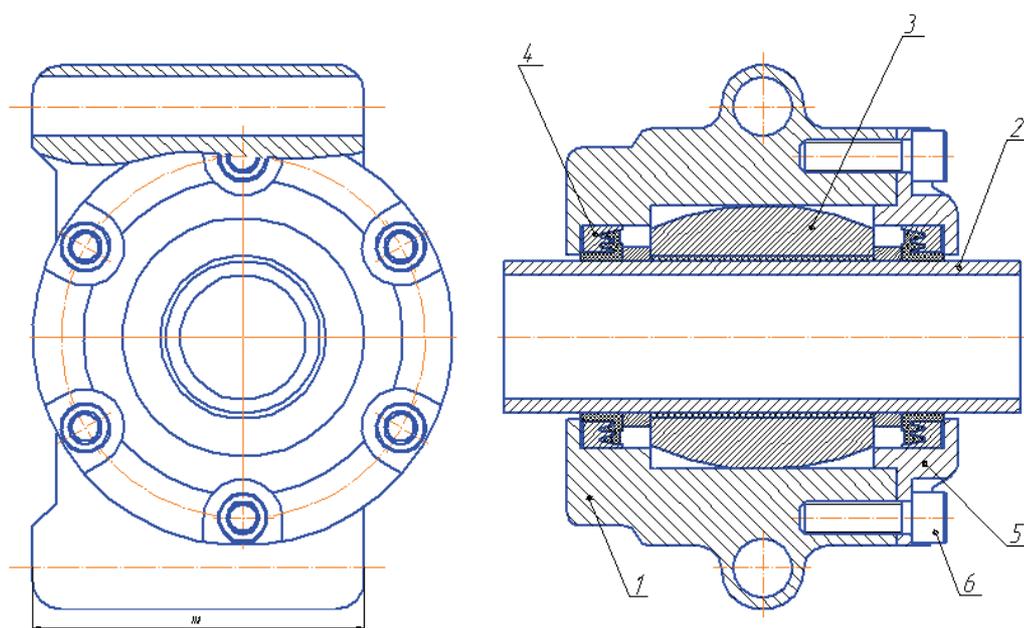


Рис. 5. Эскиз подшипникового узла с металлофторопластовым подшипником

Предлагаемый подшипниковый узел дисковой бороны представлен на рис. 5. В корпусе подшипникового узла 1 на сквозной оси 2 смонтирован металлофторопластовый подшипник 3. С двух сторон подшипник защищен от попадания пыли лабиринтовыми уплотнениями 4, установленными с одной стороны в корпусе подшипникового узла 1 и, с другой стороны, в крышке 5, которая крепится к корпусу подшипника шестью болтамиб. Металлофторопластовый подшипник в свою очередь состоит из металлического корпуса и запрессованной в него металлофторопластовой втулки (см. рис. 1). Корпус подшипника выполнен бочкообразной формы для возможности самоустанавливания при перекосах.

Проверка работоспособности металлофторопластовых подшипников проводилась при стендовых и приемочных (шахтных) испытаниях опытной партии роликов (30 штук) ленточных конвейеров, оснащенных подшипниками такого типа и такого же количества серийно-изготавливаемых роликов Краснолученского машзавода с подшипниками качения. Результаты приемочных испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты приемочных испытаний опытной партии роликов

Исполнение роликов	Сила сопротивления вращению роликов, приведения к обечайке, Н	
	до начала испытаний	в конце испытаний
Опытный ролики с цилиндрической формой корпуса подшипника	20,5±0,82	9,05±1,3
Опытный ролики с бочкообразной формой корпуса подшипника	9,32±0,56	6,45±1,0
Контрольная партия роликов с подшипниками качения	14,1±2,8	6,92±1,0

На момент работы приемной комиссии ролики проработали 921 ч., конвейером было перевезено 476 тыс. т. породы. Чрезмерного нагрева и отказов роликов не выявлено.

Как видно из табл. 3, опытные ролики с бочкообразной формой корпуса подшипника имели сопротивление вращению ролика на 7% меньше чем у роликов с подшипниками качения.

Если воспользоваться результатами испытаний роликов с металлофторопластовыми подшипниками скольжения, то мы правомочны утверждать, что аналогичные результаты можно прогнозировать и при применении этих подшипников в дисковой бороне, так как сопротивление вращению роликов с бочкообразной формой корпуса подшипника соизмеримо с сопротивлением вращению роликов с подшипниками качения и не ожидается увеличение энергозатрат.

Исследователями установлено так же, что прогнозируемый ресурс подшипникового узла до первого капитального ремонта составляет 9000 часов против 1500 часов при применении подшипников качения. При многократной замене металлофторопластовой втулки ресурс подшипникового узла в целом может увеличиться в несколько раз.

Таблица 5 – Технические характеристики подшипника скольжения с бочкообразной формой корпуса при работе без смазки

Параметр	Значение
Величина коэффициентов трения	0,049
Удельная нагрузка ,МПа	до 350
Диапазон температур, °С	от -250 до +300
Сила сопротивления вращению, Н	6,45+1,0
Ресурс до первого капитального ремонта, ч	9000

**Список литературы:** 1. Булат А. Ф. О фундаментальных проблемах розробки вугільних рудовищ України. Вугілля України, 1999 №5, с. 4-11. 2. Митько И.М.,Скляров Н.А., Чебаненко К.И., Ададунов В.В. Ролики подземных ленточных конвейеров с металлофторопластовыми втулками вместо подшипников качения. - Донецк.: Сборник трудов горно-электромеханического факультета. ДонГТУ, 1996, с. 113 - 119. 3. Будишевский В.А., Скляров Н.А. Улучшение работоспособности роликов ленточных конвейеров нового технического уровня. -Днепропетровск.: Сборник научных трудов национальной горной академии Украины № 13, том 2, 2003, с. 231 -235. 4. Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я. Технічне діагностування механічного обладнання. Підручник для ВНЗ. - Донецьк, изд-во „Юго-Восток", 2007. - 447 с. 5. Сидоров В.А.Последовательность анализа отказов при определении причин снижения ресурса подшипников ходовых колес разливных кранов.-Днепр-ск, Научно-

технический та производственный журнал, 2009, с. 63 - 70. 6. Лаповенко А. Н.  
Ленточные конвейеры на угольных карьерах. – М.: Углетехиздпт, 1953.-228 с.

## РУХ ПОВІТРЯНОЇ БУЛЬБАШКИ В ВЕРТИКАЛЬНІЙ ТРУБІ ЕРЛІФТА

**Чаленко Д.** (студ. гр. ЕНМ-09, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

**Малєєв В.Б., Скоринін М.Й., Кудрявцев О.О.**

(каф. Теоретичної механіки, ДонНТУ, м.Донецьк, Україна)

При порівняно простому пристрої ерліфту властивий дуже складний робочий процес підйому рідини. Рух газорідинної суміші в підйомній трубі ерліфта відбувається за рахунок штучної зміни густини суміші, що здійснюється при подачі стиснутого повітря в змішувальний пристрій ерліфта і наступного розширення бульбашок повітря в процесі спільного руху з рідиною нагору по підйомній трубі. У процесі підйому бульбашок повітря відбувається поступова передача енергії від повітря до рідини за рахунок зниження тиску стовпа рідини на бульбашки повітря.

Дослідженнями ряду авторів [1,2] встановлено, що на бульбашку газу чи пари, що спливає в об'ємі рідини значного поперечного перерізу діє підйомна сила, викликана градієнтом тиску в напрямку руху бульбашки, сила опору оточуючої бульбашку маси рідини і сила поверхневого натягу. Остання прагне додати бульбашці кулясту форму.

При роботі ерліфта подача стиснутого повітря здійснюється через отвори, діаметр яких як правило перевищує 4 мм. Тому при русі бульбашок буде спостерігатися їхній зигзагоподібний рух. Унаслідок впливу тисків різної величини по окружності бульбашки остання деформується. При цьому, чим більше об'єм бульбашки, тим більше його форма відрізняється від кульової, так як знижується вплив сили поверхневого натягу. Вона стає малою в порівнянні з іншими двома діючими на бульбашку силами з боку рідкої фази. Так як підйомна сила і сила опору руху бульбашки діють у протилежних напрямках, то вона починає сплющуватися. Причому бульбашка сплющується в площині, нормальній напрямку її руху, збільшуючи силу опору. Це приводить до уповільнення спливання бульбашки і, при досягненні якогось мінімального значення швидкості її руху, зміні напрямку її руху на  $90^0$ , при якому зменшується площа її перетину, нормального новому напрямку руху. У новому напрямку через зниження сили опору знову зростає вплив сили поверхневого натягу, і бульбашка знову прагне прийняти кулясту форму, що надалі, через відзначені вище причини, знову починає переходити в сплющену. У такий спосіб бульбашка увесь час

рухається з перемінною швидкістю, змінюючи свою траєкторію. У роботі [3] відзначено, що при застосуванні обмеженого круглого перетину підйомної труби і груповому русі повітряних бульбашок така зміна їхніх швидкостей і траєкторій приведе до коливального процесу і виникнення обертального руху газорідної суміші на окремих ділянках підйомної труби ерліфта. При цьому спостерігається відкидання до стінок труби рідкої фази суміші й об'єднання пухирців повітря уздовж осі підйомної труби, що знижує ККД ерліфта.

**Перелік джерел:** 1. Кутателадзе С.С. Гидродинамика газожидкостных систем. - М.:Энергия, 1976. 2. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. -М.: Мир, 1971. 3. Малыгин С.С., Малеев В.Б. К вопросу обоснования рациональной формы сечения подъемной трубы короткого ерліфта. / В кн. "Наукові праці Донецького державного технічного університету". Випуск 16.Серія: Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2000, с.198-204.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕСНОГО ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА

Шавлак В.Ф., Рудой Д.В. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

В качестве одного из возможных вариантов системы электропривода вагонеток предлагается асинхронный привод с промежуточным фрикционным элементом (рис 1), состоящий из электромеханического привода 1, пневмошинного колеса 2, взаимодействующего с вагонеткой 3. Электроприводу с фрикционным элементом присущи свои особенности.

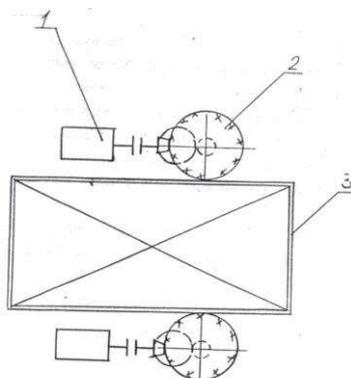


Рис.1. Кинематическая схема привода с фрикционным двигателем

Фрикционный элемент может передавать лишь определённые усилия. Кинематическая цепь фрикционным элементом делится на две части - ведущую (ротор двигателя - приводное колесо) и ведомую (состав вагонеток). Задача исследования пневмоколёсного фрикционного привода состоит в совместном рассмотрении уравнений движения ведущей и ведомой частей кинематической цепи.

Уравнение движения одного привода имеют вид [1]:

Для ведущей части:

$$M - M_c - M_p = I_1 \frac{d\omega_1}{dt} \text{ —}$$

(1)

Для ведомой части:

$$F_{фр} - \frac{F_{2c}}{z} = \frac{m_2}{z} \frac{dV_2}{dt} \quad (2)$$

где  $M$  - момент двигателя, Н-м;

$M_c$  - момент статических сопротивлений ведущей части, даН-м;

$$M_{фр} = F_{фр} \frac{D_k}{2} \quad \text{- момент, передаваемый фрикционным элементом, Нм;}$$

$D_k$  - рабочий диаметр приводного пневмокомплекса, м;

$F_{2c}$  - статическая сила сопротивления ведомой части всей системы, даН;

$z$  - число одновременно работающих приводов (приводы однотипные);

$I_1$  момент инерции ведущей части, кгм<sup>2</sup>;

$m_2$  - масса ведомой части всей системы, кг

$\omega_1$  и  $V_2$  - соответственно угловая и линейная скорости ведущей и ведомой частей, рад/сек, м/с.

При выборе параметров привода для нормальных условий работы следует ориентироваться на отсутствие пробуксовывания колеса относительно борта вагонетки.

Уравнение движения состава из условия отсутствия проскальзывания будет иметь вид:

$$zM - M_c = I \frac{d\omega_1}{dt}, \quad (3)$$

где  $M_c = zM_{1c} + M_{2c}$  - суммарный момент статических сопротивлений ведущих и ведомых частей, Н-м;

$I = zI_1 + I_2$  - суммарный момент инерции ведущих и ведомых частей, кгм<sup>2</sup>;

$M_{2c}$  - момент статических сопротивлений ведомой части, приведенный к двигателю, Нм;

$I_2$  - момент инерции ведомой части, приведенный к валу двигателя, кгм<sup>2</sup>;

$zM_{1c}$  - величина весьма малая по сравнению с  $M_{2c}$ .

Уравнение движения для одного привода:

$$M - \frac{M_c}{z} = \frac{i}{z} \frac{d\omega_1}{dt} \quad (4)$$

Момент статического сопротивления транспортирования состава:

$$M_{2c} = \frac{F_{2c} D_k}{2i\eta_n}, \quad (5)$$

где  $i_n$  — передаточное число привода;

$\eta$  — КПД привода.

В общем случае статическая сила сопротивления ведомой части будет:

$$F_{2c} = G_{\text{бр}} (w' \cos \beta \pm \sin \beta), H \quad (6)$$

где  $G_{\text{бр}}$  - общий вес состава (брутто), Н;

$w'$  - коэффициент основного сопротивления движению;

$\beta$  - угол наклона рельсового пути, град.

При движении состава с ускорением, но без проскальзывания (буксования), должно соблюдаться условие:

$$\frac{K_2}{G_{\text{бр}}} a \pm F_{2c} \leq zQ\psi, \quad (7)$$

где -  $Q$  - сила прижатия пневмоколеса к вагонетке, Н;

$\psi$  — коэффициент сцепления приводного колеса с кузовом вагонетки.

Из уравнения 7 максимально возможное (критическое) ускорение состава вагонеток:

$$a_{kp} = \frac{zQ\psi \pm F_{2c}}{k_2 G_{\text{бр}}}, \text{ м/с} \quad (8)$$

Используя выражения (4) и (6) определяется так называемый оправдываемый момент на валу электродвигателя, т.е. такой момент (максимальный пусковой или тормозной), при котором движение состава происходит без буксования:

$$M_{np.o} = \frac{M_c}{z} \pm 2a_{kp} i \frac{I}{zD_k}, H \quad (9)$$

Условие отсутствия проскальзывания может быть выведено по другому, исходя из следующих соображений, так как в уравнении движения состава (4) моментами статических сопротивлений и инерции ведущей части ввиду их малости можно пренебречь, получим:

$$zF = F_{2c} + k_2 \frac{G_{\delta p}}{g} \frac{dV_2}{dt} \quad (10)$$

где  $F$ -движущая сила (касательная сила тяги), приложенная к приводному колесу, Н.

Очевидно, проскальзывания не будет, если:

$$zF_m \leq zQ\psi \leq zF_{cy} \quad (11)$$

или

$$F_m \leq Q\psi \leq F_{cy} \quad (12)$$

где  $F_m$  - максимальная движущая сила, приложенная к приводному колесу, Н;

$F_{cy}$ - сила сцепления приводного колеса с кузовом вагонетки, даН;

Учитывая, что:

$$F_m = \frac{2M_m i \eta_n}{D_k}, H \quad (13)$$

где  $M_m$  - максимальный момент двигателя, Н м

$$M_m \leq \frac{Q\psi D_k}{2i\eta_n} = M_{cy} \quad (14)$$

где  $M_{cy}$  - момент сцепления приводного колеса, приведенный к валу двигателя, Н.

Таким образом, чтобы при заданных значениях силы прижатия  $Q$  и коэффициента сцепления  $\psi$  гарантировать отсутствие проскальзывания, максимальный момент двигателя должен быть меньше момента сцепления:

Определение мощности электродвигателя фрикционного пневмоколёсного привода осуществляется из условия отсутствия пробуксовки фрикционного движителя. Наибольший допустимый расчётный момент двигателя определяется по формуле:

$$M_m \leq \frac{M_{сц}}{K_{сц}} = \frac{Q\psi D_k}{2i\eta_n K_{сц}}, \text{ Нм} \quad (15)$$

где  $F_{сц} = 1,1$  - коэффициент запаса сцепления.

Номинальные расчётные значения момента и мощности двигателя привода [2]:

$$M_{н.расч.} = \frac{M_{т.расч.}}{\lambda_{расч.}}, \text{ Нм} \quad (16)$$

$$N_{н.расч.} = \frac{M_{н.расч.} \cdot n_n}{9750}, \text{ кВт} \quad (17)$$

где  $\lambda_{расч.}$  - расчётная перегрузочная способность двигателя;

$n_n$  - номинальная расчётная скорость вращения ротора двигателя, об/мин.

Выполненные теоретические исследования позволили установить основные параметры пневмоколёсного фрикционного привода и разработать его конструкцию.

**Список литературы:** 1. Конвейерные поезда в горной промышленности. Под ред. Полякова Н.С. К.: Наукова думка, 1974, - 204 с. 2. Т.И. Муха Приводы машин. Л.: Машиностроение, 1975, - 344 с.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Зайцев В.А., Хиценко Н.В. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Одной из подзадач математического моделирования процессов движения локомотива по рельсовому пути является корректное задание его профиля.

Как показано в работе [1], профиль рельсового пути  $y$  – случайная функция пути  $x$  с нормальным законом распределения и автокорреляционной функцией вида

$R(\Delta x) = D_y \cdot e^{-\frac{\alpha \Delta x}{2}} \cos \beta \Delta x$ , где  $D_y$  - дисперсия профиля рельсового пути;  $\Delta x$  - сдвиг по длине рельсового пути;  $\alpha$ ,  $\beta$  - показатели затухания и периодичности автокорреляционной функции. Для экспериментальной автокорреляционной функции продольного профиля пути, приведенной в [1] (рис. 1) методом наименьших квадратов были получены значения  $D_y = 60,4 \text{ мм}^2$ ,  $\alpha = 0,37 \text{ м}^{-1}$ ,  $\beta = 0,42 \text{ м}^{-1}$ .

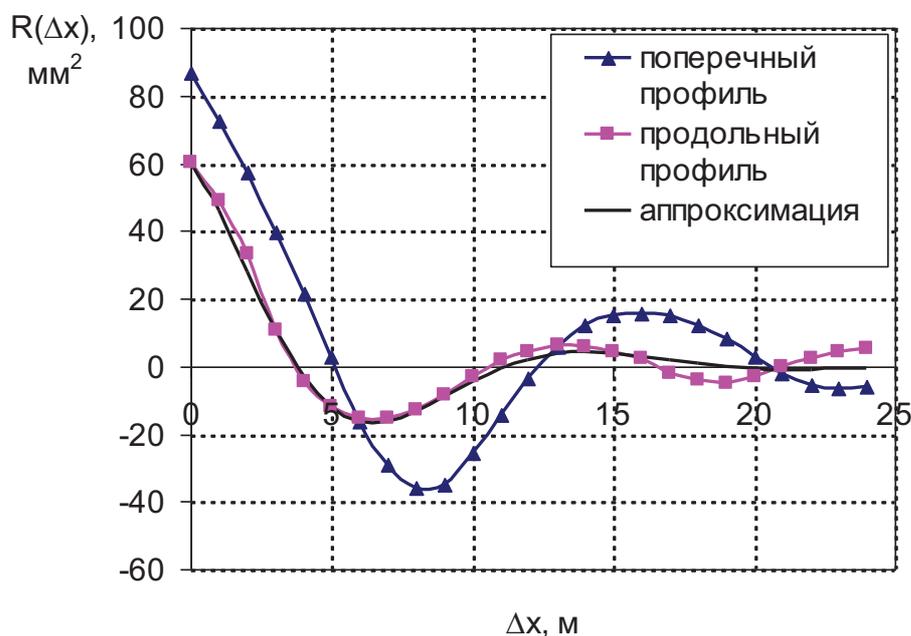


Рис. 1. Автокорреляционная функция профиля рельсового пути

Моделирование профиля производится для узловых точек, расположенных вдоль пути с шагом  $\Delta x$  по рекуррентным зависимостям [2]:

$$x_i = i \cdot \Delta x, \quad i = 0..n;$$

$$y_{ni} = y_{n(i-1)} e^{-\frac{\alpha \Delta x}{2}} \cos \beta \Delta x + \sigma_y \xi_{1i} \sqrt{1 - e^{-\alpha \Delta x} \cos \beta \Delta x}; \quad (1)$$

$$y_{li} = y_{l(i-1)} e^{-\frac{\alpha \Delta x}{2}} \cos \beta \Delta x + \sigma_y \xi_{2i} \sqrt{1 - e^{-\alpha \Delta x} \cos \beta \Delta x},$$

где  $n$  – количество точек, задающих участок рельсового пути;

$y_{ni}$  и  $y_{li}$  – профили правой и левой нитей рельсового пути в  $i$ -той точке;

$\sigma_y$  - среднеквадратическое отклонение профиля рельсового пути;

$\xi_{1i}$ ,  $\xi_{2i}$  – последовательности независимых нормальных случайных чисел с МО, равным нулю, и дисперсией, равной 1.

Результаты моделирования профиля одной из нитей пути приведены на рис. 2. Для сравнения на графике приведен также один из фактических профилей, полученных в работе [1]. Очевидно, на практике изменение профиля происходит более плавно, чем в результате моделирования. Поэтому для использования в целях анализа рабочих процессов локомотивного транспорта полученные по формулам (1) реализации случайных функций должны быть сглажены с применением фильтра «скользящее среднее»:

$$\begin{aligned} y'_{ni} &= \frac{1}{n'} \sum_{j=-n'/2}^{n'/2} y_{n(i+j)}; \\ y'_{li} &= \frac{1}{n'} \sum_{j=-n'/2}^{n'/2} y_{l(i+j)}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $n'$  - число точек на интервале усреднения  $\Delta x'$ , рассчитывается как  $n' = \lceil \Delta x' / \Delta x \rceil$ .

Установлено, что для хорошего совпадения результатов моделирования и экспериментальных данных (рис. 2, кривые «сглаженная ММ» и «эксперимент») рекомендуемое значение интервала усреднения  $\Delta x'$  составляет 2,5 м при шаге моделирования  $\Delta x$  порядка 0,1 м.

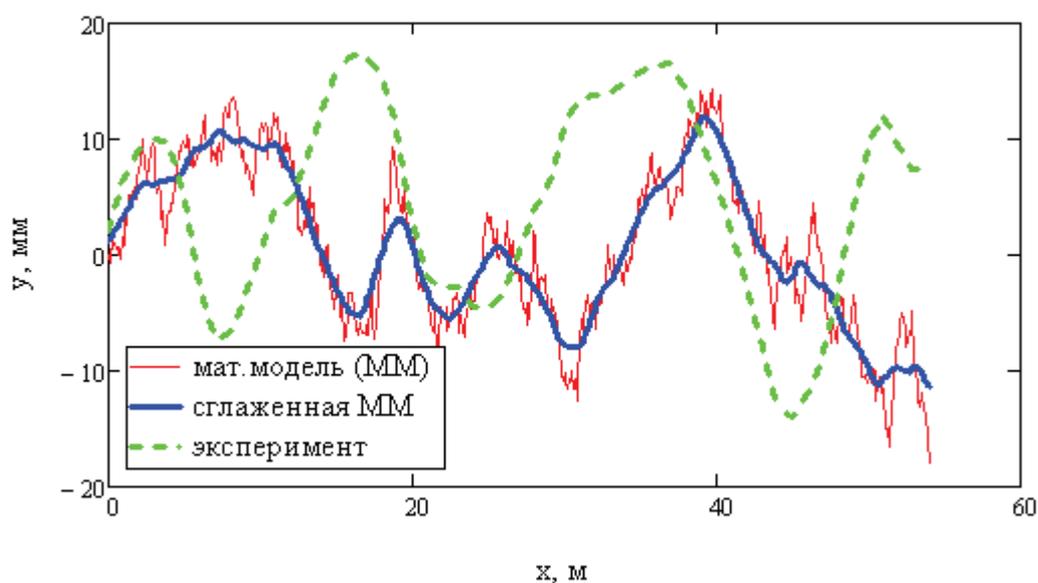


Рис. 2. Результаты моделирования профиля рельсового пути

Определение координат по высоте левой и правой нитей пути в точке с произвольной координатой  $x$  осуществляется по рассчитанным по (2) векторам узловых точек путем линейной интерполяции:

$$y_n(x) = y'_{ni} + \frac{x - x_i}{\Delta x} (y'_{n(i+1)} - y'_{ni}),$$

$$y_l(x) = y'_{li} + \frac{x - x_i}{\Delta x} (y'_{l(i+1)} - y'_{li})$$

где  $y'_{ni}$ ,  $y'_{n(i+1)}$ ,  $y'_{li}$ ,  $y'_{l(i+1)}$  - координаты по высоте ближайших к колесу узловых точек профиля правой и левой нитей пути.

Таким образом, выполнена разработка и идентификация параметров математической модели профиля шахтного рельсового пути, которая может быть использована при анализе рабочих процессов локомотивной откатки.

**Список литературы 1.** Шахтарь П. С. Рудничные локомотивы. - М., Недра, 1982. - 296 с. **2.** Быков В.В. Цифровое моделирование в статистической радиотехнике. - М.: Советское радио, 1971. - 326 с.

## КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПИТАТЕЛЯ С ПОГРУЗОЧНЫМИ ЗВЕЗДАМИ

**Борисов Е.В., Хиценко Н.В.** (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Анализ конструкций различных моделей проходческих комбайнов, разработанных для сходных условий эксплуатации, показал значительный разброс параметров их погрузочных звезд (рис. 1). Это говорит об отсутствии соответствующей методики проектирования и необходимости дальнейших исследований в этом направлении. При этом особенно важно осуществить правильный выбор критериев оценки эффективности рассматриваемых конструкций.

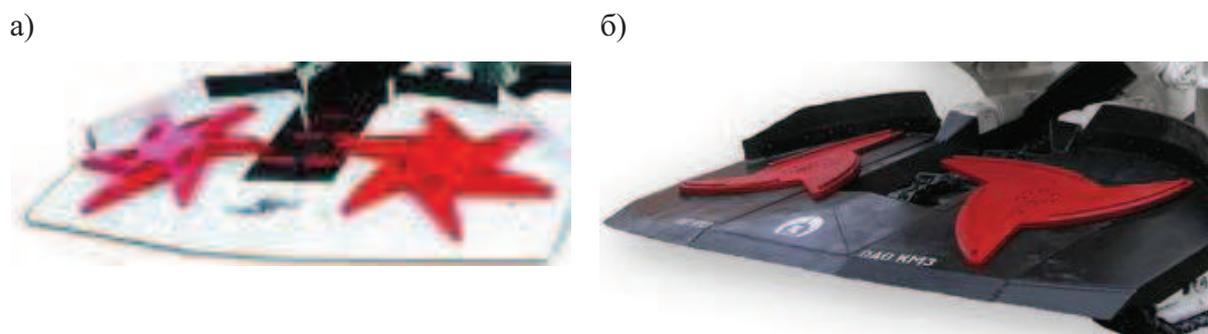


Рис. 1. Звезды комбайнов КПД (а) и 1ГПКС (б) имеют различную высоту и конфигурацию

Помимо общеизвестного и весьма неточного на этапе проектирования комплексного критерия – приведенных затрат, частными критериями качества для погрузочных органов могут быть:

- производительность погрузки;
- габаритные размеры (вписываемость в заданную конструкцией комбайна рабочую область);
- надежность (простота) конструкции;
- максимальная долговечность (прочность, износостойкость, низкая динамичность возникающих при работе нагрузок);
- низкая энергоемкость процесса погрузки (удельные энергозатраты);
- низкий уровень шума, пылеобразования и т.д.

Безусловно, с точки зрения функционального назначения основным из рассмотренных является критерий максимальной производительности погрузки. Как показали выполненные нами теоретические исследования, а также результаты экспериментальных исследований питателей с нагребными лапами [1], производительность погрузки линейно зависит от частоты вращения звезды (качания лап). Также очевидно, что производительность будет увеличиваться при увеличении размеров погрузочных органов. Следует отметить, что при увеличении частоты вращения увеличивается пылеобразование и динамические нагрузки, приложенные к звезде. С другой стороны, увеличение размеров погрузочного органа не всегда возможно из компоновочных соображений. Наиболее целесообразной при этом будет конструкция, реализующая заданную производительность при минимальных габаритах и частоте вращения звезды. Поэтому предлагается использовать относительный критерий оценки эффективности – объем погружаемой горной массы за один оборот звезды на единицу объема габаритного параллелепипеда, в который вписана звезда:

$$\frac{Q}{Vn} = \frac{Q}{4R^2 h_{\max} n}, 1/\text{об.},$$

где  $Q$  - производительность погрузки ( $\text{м}^3/\text{мин}$ );

$V$  - объема габаритного параллелепипеда, в который вписана звезда,  $\text{м}^3$ ;

$n$  - частота вращения звезды,  $\text{об}/\text{мин}$ ;

$R$  - радиус звезды,  $\text{м}$ ;

$h_{\max}$  - максимальная высота звезды (от поверхности стола питателя),  $\text{м}$ .

Предложенный относительный показатель отражает, сколько объемов горной массы, равных объему, занимаемому звездой, погружается за один оборот звезды. Этот обобщенный критерий учитывает частные критерии производительности, габаритных размеров, а также (через частоту вращения звезд) – шумо- и пылеобразования.

В качестве примера на рис. 2 приведены зависимости производительности погрузки  $Q$  (а) и относительного показателя  $\frac{Q}{Vn}$  (б) от радиуса звезды  $R$  при максимальной глубине ее внедрения в штабель груза. Зависимости получены теоретически с использованием разработанной нами математической модели

формирования производительности питателя с погрузочными звездами. Зависимости получены при частоте вращения 30 об/мин для звезд с количеством лучей от 3 до 7 со ступицей диаметром 0,4 м при параметрах луча: ширина у основания и на конце 0,15 и 0,05 м; высота у основания и на конце 0,1 и 0,05 м. Из анализа графика следует, что не смотря на повышение производительности погрузки с ростом диаметра звезды ее эффективность снижается. Следовательно, для широких фронтов погрузки следует рассмотреть возможность установки спаренных или даже строенных звезд.

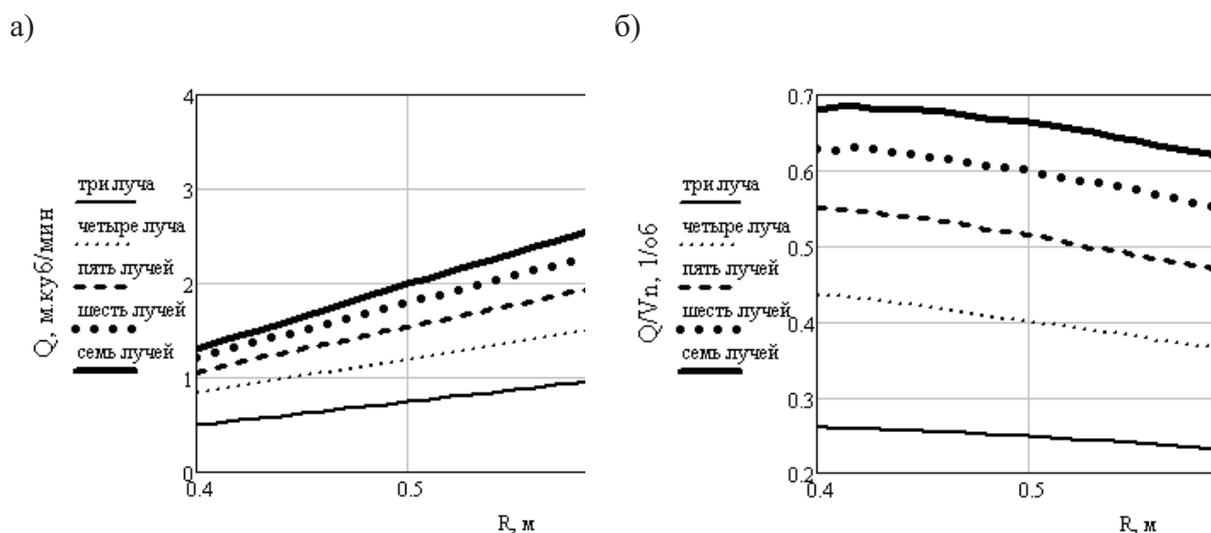


Рис. 2. Зависимости производительности погрузки  $Q$  (а) и критерия  $\frac{Q}{Vn}$  (б) от радиуса звезды  $R$  при максимальной глубине внедрения

Таким образом, предложен обобщенный критерий оценки эффективности питателя с погрузочными звездами, учитывающий частные критерии производительности, габаритных размеров, а также шумо- и пылеобразования. Критерий рассчитывается как отношение объема погружаемой горной массы за один оборот звезды к единице объема габаритного параллелепипеда, в который вписана звезда.

**Список литературы 1.** Хазанович Т.Ш., Лоховинкин С.Е. Экспериментальные исследования производительности погрузочного органа с нагребными лапами // Шахтный и карьерный транспорт. - Вып.9. - М.: Недра, 1984. - С. 159-163.

## ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПРОФИЛЯ ТРАССЫ КОНВЕЙЕРА НА РАСЧЕТНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ЛЕНТЫ

Полунин А.И., Хиценко Н.В. (каф. ГЗТиЛ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Неточности технического задания на тяговый расчет ленточного конвейера для оценки применимости ленты могут быть объединены в группы [1]:

- погрешности задания длин и углов наклона участков трассы;
- параметры расчетного грузопотока через конвейер;
- состояние рабочей зоны конвейерной установки, оказывающее влияние на коэффициент сопротивления движению ленты.

Для оценки влияния неточности задания профиля («волнистости») трассы на результаты тягового расчета рассмотрим расчетную схему (рис. 1). В профиле трассы выделим  $n$  участков, каждый из которых ( $i$ -тый) имеет угол наклона, отличающийся от среднего угла  $\beta$  на случайную величину  $\Delta\beta_i$ . Проекции участков на ось конвейера приняты одинаковыми -  $L/n$ , где  $L$  - длина конвейера, м. Тогда длина каждого  $i$ -того участка составляет

$$l_i = \frac{L}{n \cdot \cos(\Delta\beta_i)}.$$

Сопротивления движению на участках рассчитываются по формулам:

$$W_{зpi} = l_i \cdot g \cdot \left[ (q + q_R + q'_p) \cdot \omega' \cdot \cos(\beta + \Delta\beta_i) + (q + q_R) \cdot \sin(\beta + \Delta\beta_i) \right];$$

$$W_{nopi} = l_i \cdot g \cdot \left[ (q_R + q''_p) \cdot \omega' \cdot \cos(\beta + \Delta\beta_i) - q_R \cdot \sin(\beta + \Delta\beta_i) \right],$$

где  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$q, q_L$  - погонные массы груза и ленты, кг/м;

$q'_p, q''_p$  - погонная масса вращающихся частей роlikоопор на груженой и холостой ветвях, кг/м;

$\omega'$  - коэффициент сопротивления движению.

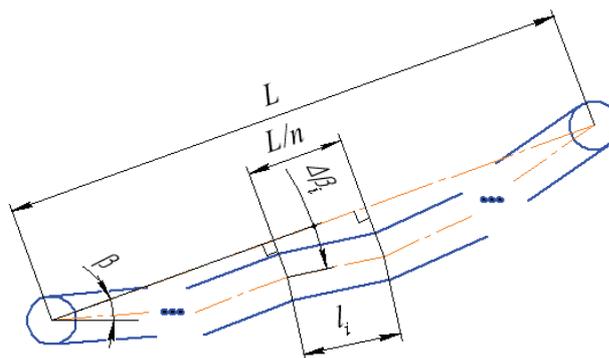


Рис. 1. Трасса со случайным волнистым профилем

Суммарные сопротивления движению и максимальные натяжения по контуру ленты определялись по известным методикам тяговых расчетов [1].

В таблице 1 рассчитаны максимальные отклонения значения коэффициента запаса прочности ленты при различных значениях среднеквадратического отклонения величины  $\Delta\beta$  (приняты одинаковые отклонения для всех участков) и углах наклона трассы 0 и 14 градусов. Расчет выполнен для конвейера 2ЛУ120 при значениях длины трассы и грузопотока, обеспечивающих полную нагрузку привода.

Табл. 1. Максимальные отклонения коэффициента запаса прочности ленты при различных  $\sigma_{\Delta\beta}$

$\sigma_{\Delta\beta}$ , град	0,5	1	2	4
$\Delta m_{\max}$ , % (0°)	6,0	11,9	21,1	33,9
$\Delta m_{\max}$ , % (14°)	6,2	11,9	21,5	34,9

Анализ таблицы 3 показал, что волнистость профиля трассы оказывает на результаты тягового расчета одинаковое влияние при различных средних углах наклона трассы. При колебаниях углов наклона  $\pm 1.5^\circ$  ( $\sigma_{\Delta\beta} = 0.5^\circ$ ) волнистостью профиля трассы можно пренебречь. При колебаниях углов более чем  $\pm 3^\circ$  ( $\sigma_{\Delta\beta} > 1^\circ$ ) неравномерность профиля трассы необходимо учитывать.

**Список литературы 1.** Практика рационального выбора конвейерных лент для предприятий угольной промышленности/ Грудачев А.Я., Хиценко Н.В., Беломестнов Ю.А. // «Горная техника 2010» - СПб.: ООО «Славутич», 2010. – С. 108-113.

## ПЕРЕЧЕНЬ АВТОРОВ

Арефьев Е.М.	6
Атрощенко Д.А.	9
Борисов Е.В.	151
Варавкина Т.Ю.	15
Водолазская Н.В.	20, 25
Грамотный О.І.	56
Грудачев А.Я.	78
Гутаревич В.О.	96
Зайцев В.А.	148
Засидко А.С.	31
Карабило В.С.	39
Кондрахин В.П.	42
Костюкевич А.	20
Крамчанинов А.С.	47, 52
Крунко В.Г.	56
Кудрявцев А.А.	127, 130, 141
Ладыга Д.В.	60
Малеев Б.В.	127, 130, 141
Мирошниченко С.Б.	65
Михеев В.А.	118
Мухопад М.Д.	69
Новак И.В.	73
Новик М.Е.	78
Паршикова А.С.	84
Подкаменный А.С.	73
Поготова Ю.С.	90
Полунин А.И.	154
Пучка Р.С.	6
Ребров Н.В.	96
Рокало Л.В.	102

Рудой Д.В.	143
Рудської Е.	69
Рыбинская Т.А.	65, 90
Сватковська Н.Ю.	110
Сватковська Т.Ю.	107
Склярів Н.А.	31, 132
Скорыбин Н.И.	127, 130, 141
Старостин А.С.	114
Суглобов В.В.	118
Татаренко М.М.	69
Тищенко Е.В.	118
Ткачук А.Н.	121
Харламов С.Ю.	127, 130
Харыбин Д.А.	132
Хищенко Н.В.	6, 148, 151,154
Чаленко Д.	141
Ченгал М.В.	25
Чередниченко Ю.А.	42
Шавлак В.Ф.	143
Шаповалов Р.Г.	90
Шевкуненко В.А.	121
Шишляникова Е.Н.	90