

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЗАТАРОЧНОГО УСТРОЙСТВА С ВИНТОВЫМ ПИТАТЕЛЕМ И ВОРОШИТЕЛЕМ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ

© 2005 Е.П. Дудкин¹, А.В. Алексеев²

¹ Петербургский государственный университет путей сообщения

² Самарская государственная академия путей сообщения

Более половины от общего объема грузов, перевозимых всеми видами транспорта в России составляют сыпучие грузы. Из них около 40% перевозится в таре. Одним из способов повышения эффективности тарной доставки сыпучих грузов является совершенствование конструкции затарочных устройств. В статье приводятся теоретические исследования и результаты производственных испытаний предлагаемой авторами конструкции затарочного устройства.

Ежегодно в России по всем видам транспорта перевозится свыше 10 млрд. т грузов различной номенклатуры. Среди них более 50% составляют сыпучие грузы [1]. Переход экономики России на рыночные условия хозяйствования усилил потребность в тарной доставке сыпучих грузов к мелким и средним потребителям.

В настоящее время в таре, преимущественно в клапанных мешках, осуществляется доставка около половины выпускаемых в России сыпучих грузов [2]. К таким грузам относятся комбикорма и их компоненты, минеральные удобрения, различные химические вещества, цемент, гипс и т.п..

Важной технологической операцией, выполняемой на складе готовой продукции производителя или на перегрузочном складе, является расфасовка сыпучих грузов в тару [3]. Как показывает анализ отечественной и зарубежной патентной информации за 20 лет, а также комплексная оценка технологического оборудования предприятий, занятых производством, хранением и переработкой сыпучих грузов, в настоящее время не существует серийной достаточно эффективно действующей конструкции затарочного устройства. Все известные технические решения имеют недостатки, главные из которых: частые отказы в работе и связанные с ними длительные технологические перерывы, низкая производительность и высокая удельная энергоемкость рабочего процесса, большие невозполнимые потери (просыпи) сыпучего груза при заполнении тары [4].

Мы разработали оригинальную конструкцию усовершенствованного затарочного устройства с винтовым питателем¹, выполненным в виде пружинного транспортера, ворошителем избирательного включения и загрузочным патрубком, допускающим самоперекрытие (рис. 1). Затарочное устройство состоит из емкости и выпускной воронки, которые в целом образуют накопительный бункер 1, установленный на сварной раме 2, загрузочного патрубка 3, пружинного транспортера 4 и ворошителя 5.

Выпускная воронка содержит две боковые, наклонные под углом 60° к горизонту, стенки и две торцевые вертикальные стенки. На торцевых стенках крепятся механизм привода пружинного транспортера 4 и механизм передвижения и управления работой ворошителя 5.

Пружинный транспортер 4 является основным рабочим элементом затарочного устройства, обеспечивающим выпуск сыпучего груза через загрузочный патрубок 3.

Привод пружинного транспортера 5 осуществляется от электродвигателя 6. Свободный конец пружинного транспортера 4 введен в полость загрузочного патрубка 3.

Загрузочный патрубок 3 содержит продольный паз в нижней части и сегментный вырез (выпускное отверстие) на торце, допус-

¹ На предлагаемое затарочное устройство авторами получены охранные документы: Патент РФ №2191151 от 20.11.2002г.; Свидетельство на полезную модель №27581 от 10.02.2003г

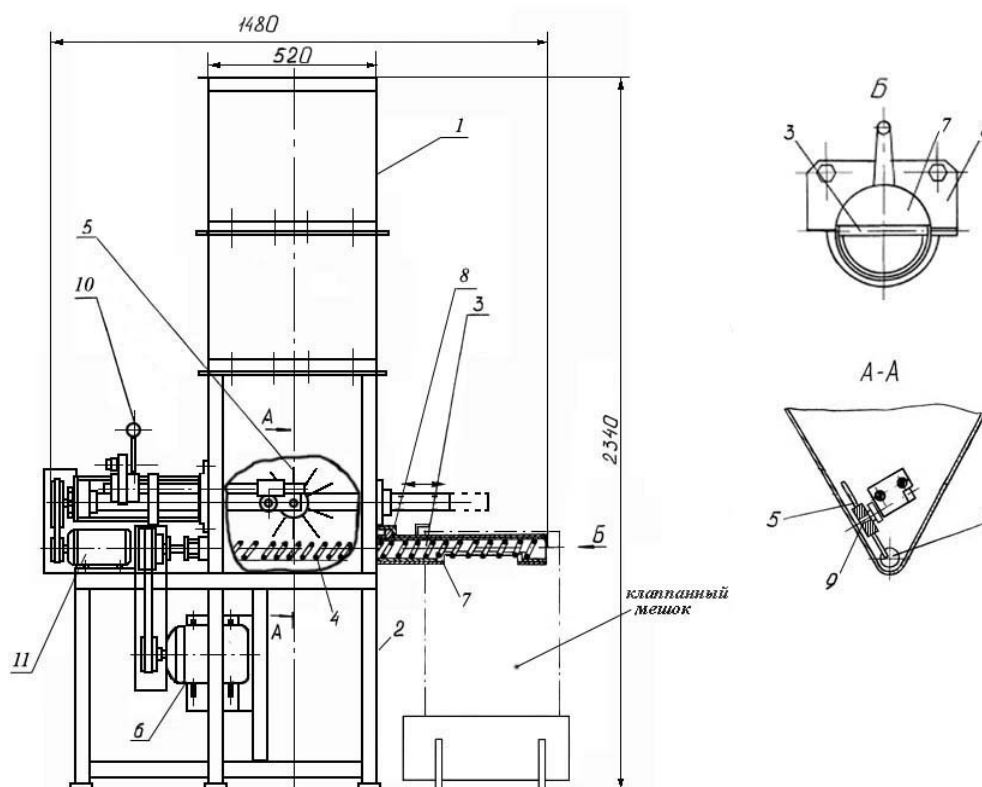


Рис.1. Предлагаемое затарочное устройство

кающие при необходимости возможность одновременного перекрытия за счет заслонки 7, на корпусе которой имеется приводная рукоятка. Поворотная заслонка 7 зафиксирована на передней торцевой стенке выпускной воронки при помощи накладной планки 8 и крепежных болтов.

Наличие простого и надежного механизма перекрытия продольного паза и сегментного выреза (выпускного отверстия) в загрузочном патрубке 4 позволяет свести до минимума потери частиц груза в процессе его затаривания.

Ворошитель 5 установлен параллельно боковой стенке выпускной воронки и представляет собой диск, на цилиндрической поверхности которого имеются шесть резьбовых отверстий для ввинчивания лопастей.

Ворошитель 5 допускает при необходимости вращение относительно оси 9. Это достигается вводом его лопастей во взаимодействие с витками пружинного транспортера 5 за счет поворота рукоятки 10 клинового механизма. Поворот рукоятки 10 осуществляется с помощью гидроцилиндра (на рис. не показан).

Конструкция затарочного устройства предусматривает возможность возвратно-поступательного перемещения ворошителя 5 вдоль оси пружинного транспортера 4. Это становится возможным при использовании передачи винт – гайка, приводимой в действие от электродвигателя 11.

Затарочное устройство имеет следующий порядок работы. Накопительный бункер заполняется сыпучим грузом. Клапанный мешок надевают на загрузочный патрубок 3. Оператор поворачивает заслонку 7, открывая тем самым продольный паз и выпускное отверстие (сегментный вырез) в загрузочном патрубке 3. Поворотом рукоятки 10 клинового механизма лопасти ворошителя 5 вводятся во взаимодействие с витками пружинного транспортера 4. Далее одновременно включаются электродвигатели 6 и 11. Процесс затаривания начинается. Ворошитель 5 начинает одновременно совершать вращательное движение относительно оси 9 и поступательное движение в направлении от одной торцевой стенки к другой. После достижения ворошителем 5 противоположной стенки

выпускной воронки электродвигатель 11 выключается и ворошитель 5 поворотом рукоятки 10 клинового механизма переводится в нерабочее положение. По истечении времени t_{opt}^u ворошитель 5 вновь включается и движется уже в противоположную сторону. Описанный процесс повторяется до полного опорожнения накопительного бункера 1.

Интервал t_{opt}^u включения ворошителя 5 определяется экспериментально для каждого сыпучего груза. Подробная информация по методике выбора значения t_{opt}^u приведена в работе [5].

После полного заполнения клапанного мешка пружинный транспортер 4 выключается, и подача груза прекращается. Поворотом заслонки 7 оператор перекрывает продольный паз и выпускное отверстие в загрузочном патрубке 3. Затаренный мешок снимается, надевается новый. Дальнейшая работа затарочного устройства происходит аналогично описанному.

За оценочные показатели работы затарочного устройства приняты производительность и удельная энергоёмкость рабочего процесса. Для определения последних выполним теоретические исследования [5].

При расчете производительности рабочего процесса исходим из того, что при работе затарочного устройства истечение сыпучего груза из накопительного бункера происходит равномерно и непрерывно, обеспечивая при этом максимальное заполнение межвиткового пространства пружинного транспортера.

Производительность затарочного устройства определяем, используя общую формулу для расчета производительности пружинного транспортера, т/ч:

$$Q_{з.у} = 0,047 \cdot D_n^2 \cdot S \cdot n_{ш} \cdot \gamma \cdot K_0 \cdot K_3 \cdot \xi,$$

где D_n – внутренний диаметр загрузочного патрубка, м; S – шаг пружинного транспортера, м; $n_{ш}$ – частота вращения пружинного транспортера, об/мин; γ – плотность сыпучего груза, кг/м³; K_0 – коэффициент осевого отставания; K_3 – коэффициент заполнения за-

грузочного патрубка, рассчитываемый по выражению

$$K_3 = \frac{\frac{\pi D_n^2 - l_{БВН}}{4} - \frac{\pi d_{np}^{u^2} \cdot l_{np}}{4}}{\frac{\pi D_n^2}{4} l_{БВН}},$$

где l_{np} – длина развертки пружинного транспортера на участке $l_{БВН}$, м

$$l_{np} = \pi \cdot D_{cp}^u \cdot i,$$

где i – количество витков пружинного транспортера на участке $l_{БВН}$, D_{cp}^u – средний диаметр пружинного транспортера, м, $l_{БВН}$ – продольный размер накопительного бункера, м, x – коэффициент, учитывающий равномерность поступления сыпучего груза в зону приема пружинного транспортера.

Режим работы ворошителя выбирается из условия, что в каждый момент времени справедливо равенство

$$Q_{з.у} = Q_{БВН},$$

где $Q_{БВН}$ – расход сыпучего груза из накопительного бункера в единицу времени, т/ч.

Определим значения энергозатрат, связанных с работой затарочного устройства. Движения пружинного транспортера и ворошителя будем считать независимыми друг от друга и рассматривать каждое в отдельности.

Мощность на привод пружинного транспортера, кВт

$$N_{ш} = \frac{1}{3600} \cdot Q_{з.у} \cdot g \cdot L_1 \cdot \Delta_3 \cdot \Delta_4$$

где L_1 – длина транспортирования сыпучего груза, м; Δ_3 – коэффициент сопротивления перемещиванию сыпучего груза; Δ_4 – коэффициент сопротивления перемещению пружинного транспортера; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Момент сопротивления сыпучей среды, препятствующий вращению пружинного транспортера, Н·м

$$M_{ш} = 10,580 \cdot 10^{-5} \cdot \gamma \cdot \Delta_3 \cdot \Delta_4.$$

Энергозатраты на опорожнение накопительного бункера, связанные с вращением

пружинного транспортера, кВт·ч

$$E_{и} = N_{и} \cdot t_{он} = \frac{1}{3,6 \cdot 10^3} \cdot g \cdot L_1 \cdot \Delta_3 \cdot \Delta_4 \cdot m_{БВН},$$

где $t_{он}$ – время опорожнения накопительного бункера, ч

$$t_{он} = \frac{m_{БВН}}{Q_{з.у}}$$

$m_{БВН}$ – масса сыпучего груза в накопительном бункере, т.

При работе затарочного устройства ворошитель, преодолевая сопротивление сыпучей среды, совершает ряд простых движений:

- одновременно вращательное и продольное возвратно-поступательное движение в полости выпускной воронки;
- поступательное движение ворошителя вверх или вниз вдоль одной из наклонных стенок выпускной воронки.

Момент сопротивления сыпучей среды, препятствующий вращению ворошителя [6], Н·м

$$M_p = M_{сл}^p + M_{мп1}^p + M_{мп2}^p$$

где $M_{сл}^p$ – момент сопротивления, действующий на лопасти ворошителя, Н·м;

$M_{мп1}^p, M_{мп2}^p$ – моменты трения, действующие соответственно на торцевые и цилиндрическую поверхности ступицы ворошителя, Н·м.

Опуская промежуточные вычисления, окончательно получим, Н·м

$$M_p = z \cdot (c \cdot f \cdot \sigma_B \cdot d_{лон} + \sigma_B \cdot d_{лон} + \sigma_B \cdot f \cdot d_{лон}) (R^2 + R_{см}^2) + \pi \cdot f_n \cdot R_{см}^2 \cdot \sigma_B \cdot \left(\frac{4}{3} R_{см}^3 + b_1 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_B} + 1 \right) \right),$$

где z – количество лопастей ворошителя; c – постоянная, характеризующая способность сыпучего груза к расклиниванию при омывании им преград; f – коэффициент внутреннего трения сыпучего груза; s_B, s_B – вертикальное и боковое давление в зоне действия ворошителя, Па; $d_{лон}$ – диаметр лопасти ворошителя, м; f_n – коэффициент внешнего трения сыпучего груза о ворошитель; R – радиус ворошителя, м; $R_{см}$ – радиус ступицы ворошителя, м; b_1 – ширина ступицы ворошителя, м.

пицы ворошителя, м.

Определим значение мощности, необходимое на вращение ворошителя при взаимодействии его лопастей с витками пружинного транспортера, кВт

$$N_B^p = \frac{1}{1000 \eta_1} \omega_p \cdot M_p = \frac{1}{1000 \eta_1} \omega_p \times$$

$$\left[z \cdot (c \cdot f \cdot \sigma_B \cdot d_{лон} + \sigma_B \cdot d_{лон} + \sigma_B \cdot f \cdot d_{лон}) (R^2 + R_{см}^2) + \pi \cdot f_n \cdot R_{см}^2 \cdot \sigma_B \cdot \left(\frac{4}{3} R_{см}^3 + b_1 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_B} + 1 \right) \right) \right],$$

где ω_p – угловая скорость ворошителя, м;

η_1 – КПД кинематической пары ворошитель – пружинный транспортер [7],

$$\eta_1 = \frac{tg \lambda}{tg(\lambda + \rho)},$$

здесь λ – угол подъема витков пружинного транспортера, ρ – угол трения; $r = arctg f_1; f_1$ – коэффициент трения сталь по стали $f_1 = 0,2$.

Энергозатраты, связанные с вращением ворошителя за один его проход от одной торцевой стенки выпускной воронки до другой, кВт·ч

$$E_B^{(1)p} = N_B^p \cdot t_{II}^{(1)},$$

где $t_{II}^{(1)}$ – время поступательного перемещения ворошителя от одной торцевой стенки выпускной воронки до другой, ч

$$t_{II}^{(1)} = \frac{L_{ход} \pi}{1800 \cdot \omega_{Bm} \cdot H_{Bm}},$$

H_{Bm} – шаг приводного винта, м, $L_{ход}$ – ход ворошителя в полости выпускной воронки, м,

ω_{Bm} – требуемое значение угловой скорости приводного винта, с⁻¹

$$\omega_{Bm} = \frac{\pi}{30} \cdot n_{Bm},$$

n_{Bm} – частота вращения приводного винта, необходимая для поступательного перемещения ворошителя, об/мин. Требуемая величина

на N_{Bm} определяется экспериментально.

Продольное поступательное перемещение ворошителя осуществляется за счет вращения приводного винта.

Момент сопротивления сыпучей среды, препятствующий вращению приводного винта, Н·м

$$M_{Bm} = 0,5 \cdot d_2 \cdot T_{cp}^{CYM} \cdot \text{tg}(\nu_{рез}^{Bm} + \varphi_{Bm}^{\Gamma}),$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, м; $\nu_{рез}^{Bm}$

– угол подъема резьбы; φ_{Bm}^{Γ} – угол трения в

кинематической паре винт-гайка; T_{cp}^{CYM} –

суммарное сопротивление продольному поступательному перемещению ворошителя совместно с механизмом его крепления и управления работой, Н.

Энергозатраты, связанные с вращением приводного винта, за время $t_{II}^{(1)}$, кВт·ч

$$E_{Bm}^{(1)} = N_{Bm} \cdot t_{II}^{(1)},$$

где N_{Bm} – мощность на привод вращения

винта, кВт:
$$N_{Bm} = \frac{1}{1000} M_{Bm} \cdot \omega_{Bm}.$$

Определим значения энергозатрат, необходимые для включения (выключения) ворошителя за счет поворота приводной рукоятки клинового механизма (рис. 2).

Энергозатраты на включение (выключение) ворошителя, кВт·ч

$$E_{рук} = 2,778 \cdot 10^{-7} \frac{M_{рук} \cdot \delta_{рук}}{\eta_2},$$

где h_2 – КПД шарнирно-рычажного механизма, $h_2 = 0,65$; $\delta_{рук}$ – угол поворота приводной рукоятки, рад; $M_{рук}$ – момент сопротивления сыпучей среды, препятствующий повороту приводной рукоятки, Н·м

$$M_{рук} = \frac{A_{ум}}{\delta_{рук}},$$

здесь $A_{ум}$ – работа, необходимая для осуществления поступательного перемещения направляющей скалки, Дж

$$A_{ум} = T_{ум} \cdot DS_{ум},$$

где $T_{ум}$ – сопротивление сыпучей среды, препятствующее поступательному перемещению направляющей скалки, Н; $DS_{ум}$ – ход направляющей скалки, м.

Суммарные энергозатраты на опорожнение накопительного бункера, кВт·ч

$$E_{сум} = E_{сум}^{II} \cdot K_{opt}^p + E_{ум},$$

где $E_{сум}^{II}$ – энергозатраты за один рабочий цикл ворошителя, кВт·ч

$$E_{сум}^{II} = E_B^{(1)p} + E_{Bm}^{(1)} + 2E_{рук},$$

здесь K_{opt}^p – требуемое количество проходов ворошителя от одной торцевой стенки выпускной воронки до другой за время t_{on} . Значение K_{opt}^p определяется экспериментально.

Удельная энергоемкость рабочего процесса, кВт·т/ч

$$N_{уд} = \frac{E_{сум}}{m_{БВН}}.$$

Производственные испытания предлагаемого затарочного устройства выявили высокую его работоспособность при расфасовке рассыпного комбикорма и его компонентов. Основные технические характеристики затарочного устройства приведены в таблице.

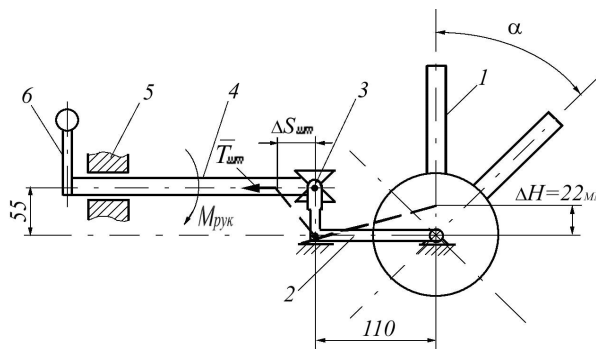


Рис. 2. Расчетная схема определения значений

величин $\overline{T}_{ум}$ и $M_{рук}$:

- 1 – ворошитель; 2 – рычаг; 3 – кулачковый механизм;
- 4 – направляющая скалка; 5 – клиновой механизм;
- 6 – приводная рукоятка

Таблица. Основные технические характеристики предлагаемого затарочного устройства при расфасовке рассыпного комбикорма

Наименование показателей	Единица измерения	Серийное затарочное устройство ШР-105М	Предлагаемое затарочное устройство
Емкость накопительного бункера	м ³	0,385	0,385
Производительность	т/ч	1,8	2,6
Неравномерность выпуска груза	%	8	1
Удельная энергоемкость	кВт·ч/т	0,178	0,025
Масса затарочного устройства	кг	310	270

Выводы

Разработано и производственно испытано усовершенствованное затарочное устройство. Его применение в значительной степени способствует повышению рентабельности и технологичности предприятий, занятых производством, хранением и переработкой сыпучих грузов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Холопов К.В.* Экономика и организация внешнеторговых перевозок. М.: Юристъ, 2000.
2. *Алексеев А.В.* Классификация и анализ технологических схем доставки насыпных грузов // Сб.научн.тр. СамИИТ. Самара, 2001. Вып.3.
3. *Рязов М.П., Малевич И.П., Полосин М.Д. и др.* Погрузочно-разгрузочные работы: Справочник строителя. М.: Стройиздат, 1988.
4. *Алексеев А.В.* Классификация и анализ устройств для затаривания клапанных мешков насыпными грузами. // Сб.научн.тр. СамИИТ. Самара, 2001. Вып.3.
5. *Алексеев А.В.* Совершенствование затарочных устройств в транспортно-технологических схемах перевозки сыпучих грузов (на примере клапанных мешков) . Дисс. канд.техн.наук. Санкт-Петербург, 2003.
6. *Платонов П.Н., Лебединский В.Г., Фасман В.Б.* Элеваторы и склады. М.: Колос, 1971.
7. *Решетов Д.Н.* Детали машин. М.: Машиностроение, 1974.

INVESTIGATION OF THE WORKING PROCESS OF THE FACILITY FOR FILLING OF CONTAINER BY USING OF WORM AND CRUMBLER OF REGULAR SWITCHING

© 2005 E. P. Dudkin¹, A. V. Alekseev²

¹ St.-Petersburg State University of Railway Engineering

² Samara State Railway Engineering Academy

More than half from the total volume of goods, carried out by all types of transport in Russia are granular freights 40 percent of them are carried out in containers. In order to increase the efficiency of delivery of granular freights is to improve the construction of packaging devices. Theoretical research and the results of production tests, proposed by the authors of the construction of packaging devices are given in the article.