© К.К. Мулухов, З.Н. Беслекоева, 2014

УДК 621.867.2.003.13

К.К. Мулухов, З.Н. Беслекоева

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНОГО ПИТАТЕЛЯ ДЛЯ БЕЗУДАРНОЙ ЗАГРУЗКИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ КРУПНОКУСКОВЫМИ ГРУЗАМИ

Рассмотрена усовершенствованная конструкция специального лопастного питателя для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми горными грузами. Введение амортизирующих отбойных балок над лопастями существенно уменьшает динамические ударные нагрузки на лопасти, что позволяет значительно сократить массу лопастей. Однако уменьшение массы лопастей и соответственно всего лопастного колеса приводит к уменьшению момента инерции лопастного колеса, что в свою очередь вызывает увеличение неравномерности вращения колеса. Отличие скорости поступления грузопотока на конвейерную ленту от скорости движения конвейера при работе с крупнокусковыми скальными породами и рудами вызывает продольные раздиры и вырывы рабочей обкладки ленты, что резко сокращает срок службы конвейерных лент. На основании решения системы уравнений крутильных колебаний питателя, как двухмассовой системы, получена формула для расчета потребного момента инерции лопастного колеса из условия обеспечения допускаемого коэффициента неравномерности вращения.

Ключевые слова: лопастной питатель, ленточный конвейер, амортизирующие отбойные балки, крупнокусковой груз..

Одной из основных причин, сдерживающих внедрение ленточно-колесных конвейеров, является отсутствие эффективного загрузочного устройства, обеспечивающего подачу горных грузов на ленту с минимально возможной высоты, формирующей грузопоток в поперечном сечении соответственно желобчатой форме ленты и сообщающей грузопотоку скорость, близкую к скорости движения конвейера при транспортировании крупнокусковых грузов.

Устройство предлагаемого усовершенствованного лопастного питателя поясняется на рис. 1, *а, б, в* [1], [2].

Лопастный питатель конвейера содержит два обода *1*, расположенные на опорных катках *2*. С внутренней стороны к ободьям *1* прикреплены диски *3* и *4*, на которых установлены радиальные лопасти *5*. На раме питателя *6* смонтированы: лоток *7* и привод *8*. Катки *2* попарно установлены на балансирах *9*, которые шарнирно соединены с рамой *6*. Над лопастями *5* размещены отбойные балки *10*. Между балками *10* и лопастями *5* установлены упругие элементы *11* (рис. 1, *в*). Лопастный питатель работает следующим образом. Груз подбункерным питателем *12* подается сверху на лоток *7* и лопастями *5* перемещается на загружаемый конвейер *13*. Балансирная подвеска катков *2* обеспечивает равномерное распределение нагрузки между соответствующими катками. Грузопоток поступает на отбойные балки *10*. При этом ударная нагрузка на лопасти *5* уменьшается за счет деформаций упругих элементов *11*. При повышенных ударных нагрузках более эффективными могут быть стальные цилиндрические пружины сжатия.

Так как кромка лотка *7* установлена непосредственно над лентой конвейера *13* груз подается на нее с минимально возможной высоты (30–50 мм) и со

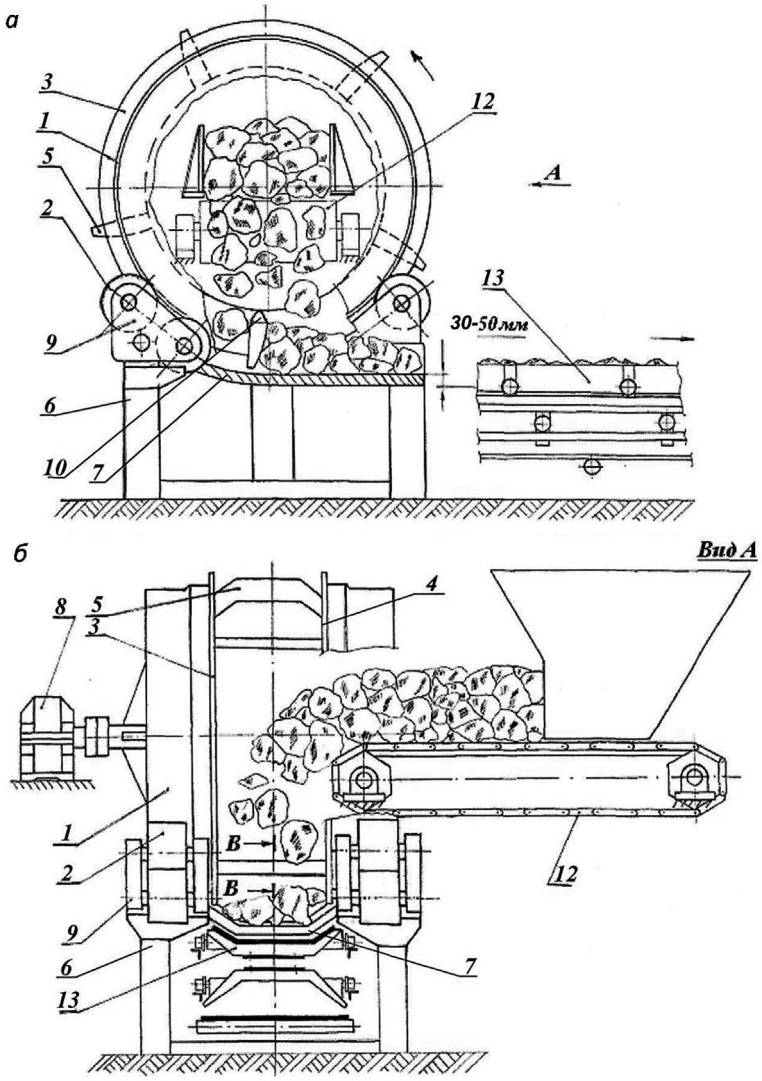

Рис. 1. Лопастный питатель для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами: а – общий вид питателя; б – вид А на питатель;
1 – два обода, 2 – опорные катки, 3 и 4 – диски, 5 – радиальные лопасти, 6 – рама питателя, 7 – лоток, 8 – привод, 9 – балансиры, 10 – отбойные балки, 11 – упругие элементы, 12 – подбункерный питатель, 13 – конвейер

скоростью, близкой к скорости движения ленты конвейера *13*. Это исключает преждевременный выход из строя дорогостоящей конвейерной ленты.

Использование предлагаемого устройства по сравнению с ранее предложенной конструкцией обеспечивает уменьшение нагрузок на элементы питателя, что позволит сократить их размеры и массу, а также повысить долговечность работы.

Работа лопастного питателя характеризуется значительными изменениями момента сопротивления вращению лопастного колеса, что обусловлено не только изменениями величины грузопотока, но и изменениями гранулометрического со-

става и свойств груза. Несоответствие между приведенными к начальному звену моментами движущих сил и сил сопротивления и изменение приведенного момента инерции механизма вызывают при установившемся движении машины периодическое изменение угловой скорости. Для одних машин это изменение не имеет никакого значения, и колебания угловой скорости могут быть значительными, для других машин требуется высокая равномерность вращения, при которой отклонения угловой скорости от среднего значения ее невелики.

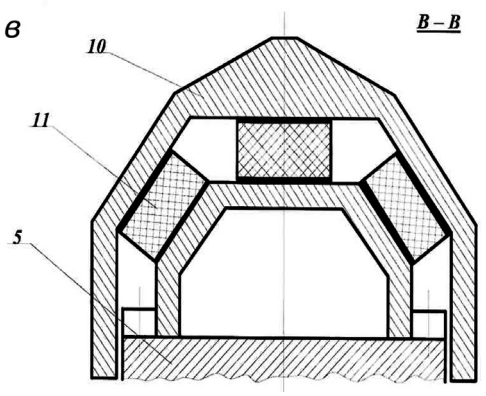

Рис. 1. Лопастный питатель для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами: в – схема установки амортизирующих отбойных плит над лопастями

Отличие скорости поступления грузопотока на конвейерную ленту от скорости движения конвейера при работе с крупнокусковыми скальными породами и рудами приводит не только к истиранию верхней рабочей обкладки ленты, но и вызывает продольные раздиры и вырывы обкладки ленты. При этом срок службы конвейерной ленты резко сокращается и в наиболее тяжелых условиях эксплуатации может не превышать 1–3 месяцев.

В рассматриваемом случае основным критерием для установления значения коэффициента неравномерности вращения лопастного колеса является износ грузонесущей ленты ленточно-колесного конвейера, вызываемый разностью скоростей поступающего с перегружателя грузопотока и конвейера. Продольные раздиры и вырывы участков рабочей обкладки ленты особенно опасны при транспортировании острогранных крепких скальных и полускальных пород и руд. Для крупнокусковых скальных грузов и при скорости движения конвейера 0,6–1,2 м·с$^{-1}$ значения коэффициента неравномерности вращения можно принимать в диапазоне 0,1–0,2 [3]. Оценка равномерности вращения начального звена механизма может быть произведена при помощи отношения

$$\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{\omega_{ср}} = \delta \qquad (1)$$

где – δ коэффициент неравномерности вращения; $\omega_{ср}$ – средняя угловая скорость вращения лопастного колеса; ω_{max}, ω_{min} – максимальная и минимальная угловые скорости вращения лопастного колеса.

Вследствие трудности определения истиной средней скорости, последняя в большинстве технических расчетов заменяется средней арифметической угловой скоростью, определяемой равенством

$$\omega_{ср} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}, \qquad (2)$$

В приводе лопастного питателя имеются две муфты. Для привода такого крупного агрегата, как лопастное колесо, с учетом его установки на опорных катках выходной вал редуктора должен быть соединен с лопастным колесом с помощью компенсирующей муфты, способной компенсировать как поперечную, так и продольную несоосность. Для таких значительных и переменных

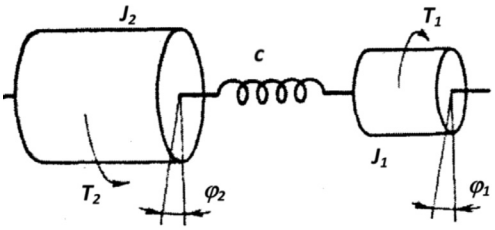

Рис. 2. Динамическая расчетная схема лопастного питателя с упругой муфтой в приводе

в виде ударов нагрузок могут быть пригодными зубчатые или кулачково-дисковые муфты. Кроме того, первая в приводе муфта, соединяющая электродвигатель с быстроходным валом редуктора, должна обладать упругими свойствами.

Динамическая расчетная схема с упругой муфтой (рис. 2) имеет две степени свободы и для ее исследования следует принимать две обобщенные координаты и соответственно составлять систему из двух уравнений движения [2]. Исходные уравнения для такой двухмассовой системы с двумя степенями свободы, описывающие крутильные колебания, имеют вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + c\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) = T_1;$$
$$J_2\ddot{\varphi}_2 - c\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) = -T_2, \qquad (3)$$

где J_1 – момент инерции электродвигателя; J_2 – момент инерции лопастного колеса и редуктора; φ_1 – угол поворота вала электродвигателя; φ_2 – угол поворота лопастного колеса; c – коэффициент жесткости муфты; T_1 – момент, развиваемый валом электродвигателя; T_2 – момент сопротивления вращению лопастного колеса и редуктора.

Решение системы уравнений (3) с учетом характеристики асинхронного электродвигателя привода и момента сопротивления вращению лопастного колеса позволило получить следующее выражение для определения коэффициента неравномерности вращения лопастного колеса.

$$\delta_2 = \frac{2T_A}{u^2\omega^2_{ср}(J_1 + J_2)}\left(1 + \frac{J_1}{J_2}\right) - \delta_1\frac{J_1}{J_2}, \qquad (4)$$

где $u = 2k$, k – число лопастей; T_A – переменная часть момента сопротивления вращению лопастного колеса; δ_1 – степень неравномерности вращения электродвигателя.

Сравнительная оценка параметров, входящих в выражение (4), дает возможность преобразовывать полученное уравнение к формуле для практического расчета потребного момента инерции лопастного колеса (J_2) из условия обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения (δ_2)

$$J_2 = \frac{2T_A}{u^2\omega^2_{ср}\delta_2} \qquad (5)$$

Для расчета переменной части момента сопротивления вращению (T_A) следует определить ударную нагрузку на лопасть при боковом ударе, рассматривая удар по наибольшему куску в транспортируемом грузе [2].

Таким образом, введение амортизирующей отбойной балки над лопастью позволяет существенно уменьшить собственную массу лопасти по условию прочности, однако по условию обеспечения допускаемого коэффициента неравномерности вращению, масса лопасти может быть существенно увеличена (5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мулухов К.К., Беслекоева З.Н.* Лопастный питатель конвейера. Патент на изобретение № 2383742, РФ. Бюл. № 7, 2010.

2. *Мулухов К.К., Беслекоева З.Н.* Исследование и установление рациональных параметров лопастного питателя для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 5. – С. 246–252.

3. *Штокман И.Г., Эппель Л.И.* Прочность и долговечность тяговых органов. – М.: Недра, 1967.

4. *Беслекоева З.Н.* Обоснование параметров лопастного перегружателя для безударной загрузки конвейеров крупнокусковыми грузами. Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук, СКГМИ (ГТУ), Владикавказ, 2006. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Мулухов Казбек Казгериевич – доктор технических наук, профессор,
Беслекоева Залина Николаевна – кандидат технических наук, доцент,
e-mail: bezalina60@yandex.ru,
Северо-Кавказский горно-металлургический институт
(Государственный технологический университет).

UDC 621.867.2.003.13

DEVELOPMENT OF THE BLADE FEEDER FOR UNSTRESSED LOADING OF BELT CONVEYORS BY RUN-OF-MINE LOADS

Muluhov K.K., Doctor of Technical Sciences, Professor,
Beslekoeva Z.N., Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor, e-mail: bezalina60@yandex.ru,
North-Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Ttechnological University).

The report is devoted to the improved construction of the blade feeder for unstressed loading of belt conveyors by bulky run-of-mine ore. Introduction shock-absorbing the flexibly of beams over blades significantly reduces dynamic shock loads of blades that allows to reduce the mass of blades considerably. However reduction of mass of blades and according to all a bladed wheel leads to reduction of the moment of inertia of a bladed wheel that in turn causes increase in unevenness of rotation of a wheel. Difference of speed of arrival cargo flow on the conveyer belt from the speed of movement of the conveyor when working with bulky run-of-mine ore causes longitudinal tearing and wresting a working facing of a tape that sharply reduces service life of conveyer belts. On the basis of the decision of system of the equations of torsional vibrations of a feeder as a two-mass system, a formula for calculating of a bladed wheel conditions of providing allowable coefficient of unevenness of rotation.

Key words: blade feeder, belt conveyor, cushion fender beams, coarse size load.

REFERENCES

1. Muluhov K.K., Beslekoeva Z.N. *Patent RU 2383742*, 2010.

2. Muluhov K.K., Beslekoeva Z.N. *Gornyj informacionno-analiticheskij bjulleten'*, 2012, no 5, pp. 246–252.

3. Shtokman I.G., Jeppel' L.I. *Prochnost' i dolgovechnost' tjagovyh organov* (Strength and longevity of pulling units), Moscow, Nedra, 1967.

4. Beslekoeva Z.N. *Obosnovanie parametrov lopastnogo peregruzhatelja dlja bezudarnoj zagruzki konvejerov krupnokuskovymi gruzami* (Validation of blade loader parameters for soft loading of conveyors with coarse size elements), Candidate's thesis, Vladikavkaz, SKGMI (GTU), Владикавказ, 2006.