

К.К. Мулухов, З.Н. Беслекоева

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО ЛОПАСТНОГО ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ ДЛЯ БЕЗУДАРНОЙ ЗАГРУЗКИ КОНВЕЙЕРОВ КРУПНОКУСКОВЫМИ ГРУЗАМИ

Рассмотрена усовершенствованная конструкция специального лопастного перегружателя 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 перегружателя, как двухмассовой системы, получена формула для расчета потребного момента инерции лопастного колеса из условия обеспечения допустимого коэффициента неравномерности вращения.

Ключевые слова: ленточный конвейер, инерция лопастного колеса, угол закручивания, лопастный перегружатель.

Одной из основных причин, сдерживающих распространение поточной технологии разработки скальных пород и руд с применением ленточно-колесных конвейеров, является отсутствие эффективного загрузочного устройства, обеспечивающего подачу груза на ленту с минимально возможной высоты (100–150 мм), формирующего грузопоток в поперечном сечении соответственно желобчатой форме ленты и сообщаемого грузопотоку скорость, близкую к скорости движения конвейера

при транспортировании крупнокусковых грузов, включающих как крупные куски, так и липкие фракции. Таким требованиям отвечает специальный лопастный перегружатель.

Устройство предлагаемого усовершенствованного лопастного перегружателя поясняется на рис. 1, а, б. [1], [2].

Лопастный перегружатель конвейера содержит два обода 1, расположенные на опорных катках 2. С внутренней стороны к ободам 1 прикреплены диски 3 и 4, на которых установлены радиальные лопасти 5. На раме перегружателя 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).

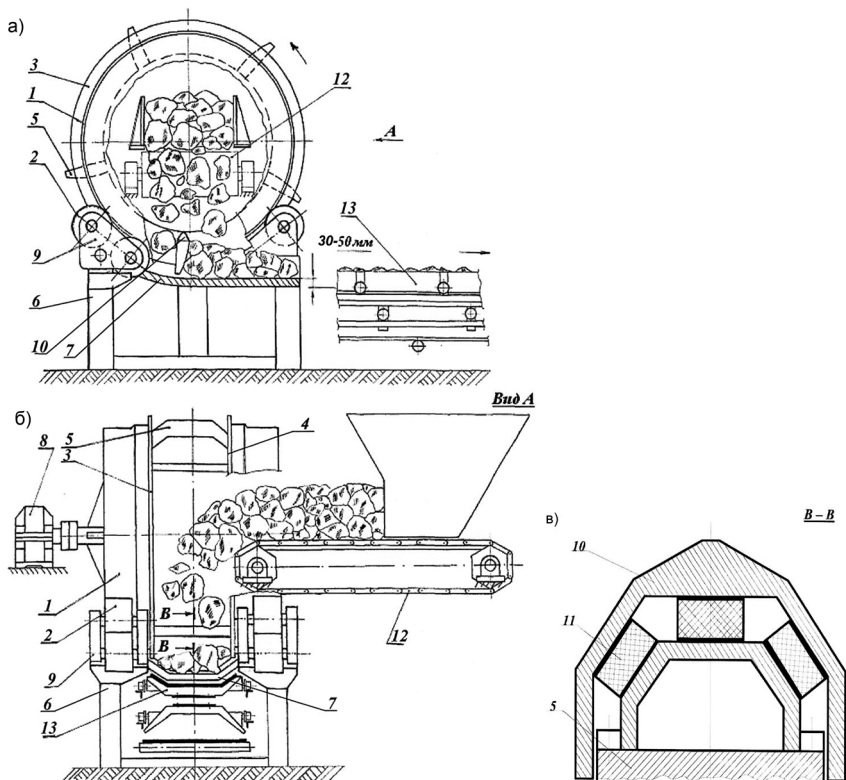


Рис. 1. Лопастный питатель для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами: а) общий вид питателя; б) вид А на питатель; в) сечение В-В на рис. 1, а

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

Оценка равномерности вращения начального звена механизма может быть произведена при помощи отношения

$$\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{\omega_{cp}} = \delta, \quad (1)$$

где δ — коэффициент неравномерности вращения; ω_{cp} — средняя угловая скорость вращения лопастного колеса; ω_{max} , ω_{min} — максимальная и минимальная угловые скорости вращения лопастного колеса.

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

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}, \quad (2)$$

В приводе лопастного перегружателя 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 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 состав-

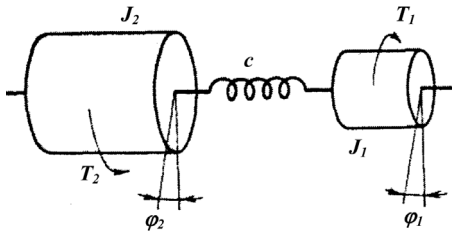


Рис. 2. Динамическая расчетная схема лопастного генератора с упругой муфтой в приводе

лять систему из двух уравнений движения [2]. Исходные уравнения для такой двухмассовой системы с двумя степенями свободы, описывающие крутильные колебания, имеют вид:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= T_1; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -T_2, \end{aligned} \quad (3)$$

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.

В операторной форме система уравнений (3) имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} (J_1 p^2 + bp + c)\varphi_1 - c\varphi_2 &= T_1; \\ -c\varphi_1 + (J_2 p^2 + c)\varphi_2 &= T_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где p – собственные частоты колебаний системы.

Решение системы уравнений (4), [3], позволяет найти значения всех собственных частот колебаний.

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)

$$J_2 = \frac{2T_A}{u^2 \omega_{cp}^2 \delta_2}, \quad (5)$$

где $u = 2k$; k – число лопастей; T_A – переменная часть момента сопротивления вращению лопастного колеса; δ_2 – степень неравномерности вращения лопастного колеса.

Момент сопротивления вращению лопастного колеса можно выразить в следующем виде

$$T_k = T_0 + T_A \left| \sin(\omega_{cp} kt) \right|, \quad (6)$$

где T_0 – постоянная составляющая момента сопротивления вращению лопастного колеса, [4].

Частота вынуждающей силы (основной тон) равна удвоенной частоте соударений лопастей с грузопотоком, поступающим внутрь лопастного колеса

$$\omega_g = 2\omega_{cp}k \quad (7)$$

Для исключения резонансных состояний следует предусмотреть достаточное удаление частоты периодически действующей возмущающей силы от собственных частот колебаний лопастного колеса (4).

Для расчета переменной части момента сопротивления вращению (T_A) следует определить ударную нагрузку на лопасть при боковом ударе, рассматривая удар лопасти по наибольшему куску в транспортируемом грузе [2], рис. 3.

$$T_A = k_d P \frac{d_0}{2}, \quad (8)$$

где k_d – коэффициент динамичности [2]; P – вес наибольшего куска груза, d_0 – средний диаметр, (рис. 3).

Таким образом, динамический синтез лопастного перегружателя выполняется в следующем порядке. Предполагается, что предварительно установлены основные размеры лопастного колеса и число лопастей, соответствующие ширине подбункерного питателя, гранулометрическому составу груза и скорости движения ленточно-колесного конвейера [4], [5]. Кроме того, из расчета на прочность должны быть определены материал, масса и момент инерции лопастного колеса.

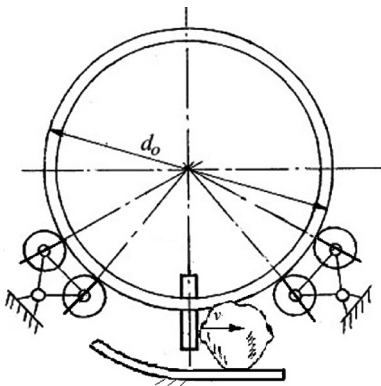


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия лопастного колеса с опорными катками

По статической характеристике предварительно с учетом коэффициента запаса выбираются электродвигатель, упругая муфта и редуктор привода.

Только после этого можно приступить к динамическому расчету и проверке основных параметров.

Определяется потребный момент инерции лопастного колеса J_2 по формуле (5) и полученное значение сравнивается с моментом инерции, найденным из условия расчета его на прочность. Из этих двух зна-

чений выбирается наибольшее. При этом если требуется увеличить момент инерции колеса по условию обеспечения заданной неравномерности вращения, то это следует делать за счет увеличения масс лопастей. В этом случае приходится также выбирать электродвигатель с соответствующей повышенной мощностью.

При возможности выбора стандартных упругих муфт с различными коэффициентами жесткости устанавливается коэффициент жесткости муфты из условия минимизации собственной массы лопастного колеса [6].

Рассчитывается максимальный угол закручивания упругого элемента муфты и это значение сравнивается с допусковым. Если угол закручивания превышает допустимое значение, то жесткость муфты должна быть повышена. В противном случае может наступить разрушение упругой муфты.

Определяются собственные частоты колебаний лопастного перегружателя (4) и устанавливается режим колебаний путем сравнения наименьшей собственной частоты с частотой вынуждающей силы (основной тон), (7). При этом должен обеспечиваться дорезонансный режим работы. Если это условие нарушается, то для повышения собственной частоты следует увеличить коэффициент жесткости упругой муфты. В этом случае расчет параметров питателя по п. 1–4 повторяется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мулухов К. К. , Беслекоева З. Н.* Лопастный питатель конвейера. Патент на изобретение № 2383742, РФ. Бюл. №7, 2010.
2. *Зиновьев В. А.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1972.
3. *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.
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.
5. *Мулухов К. К. , Беслекоева З. Н.* Совершенствование конструкции лопастного питателя для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 8. – С. 154–158.
6. *Мулухов К. К.* Основы динамики и разработка конструкций и методов расчета ленточно-колесных конвейеров для крупнокусковых грузов. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, СКГМИ (ГТУ), Владикавказ, 2000. **ГИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Мулухов Казбек Казгериевич¹ – доктор технических наук, профессор, Беслекоева Залина Николаевна¹ – кандидат технических наук, доцент, e-mail: bezalina60@yandex.ru,

¹ Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет).

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 8, pp. 102–108.

UDC 621.867.
2.003.13

K.K. Mulukhov, Z.N. Beslekoeva

RESEARCH OF IRREGULAR ROTATION OF SPECIAL BLADE RELOADER FOR UNIMPACT LOADING OF BELT CONVEYORS BY BULKY RUN-OF-MINE LOADS

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: tape conveyor, inertia of a bladed wheel, twisting corner, loading crane.

AUTHORS

*Mulukhov K.K.*¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,

*Beslekoeva Z.N.*¹, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,

e-mail: bezalina60@yandex.ru,

¹ North Caucasus Mining-and-Metallurgy Institute (State Technological University), 362021, Vladikavkaz, Republic of North Ossetia-Alania, Russia.

REFERENCES

1. Mulukhov K. K. , Beslekoeva Z. N. *Patent RU 2383742*, 2010.
2. Zinov'ev V.A. *Teoriya mekhanizmov i mashin* (Theory of mechanisms and machines), Moscow, Nauka, 1972.
3. Mulukhov K. K. , Beslekoeva Z. N. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2012, no 5, pp. 246–252.
4. Beslekoeva Z. N. *Obosnovanie parametrov lopastnogo peregruzhatelya dlya bezudarnoy zagruzki konveyerov krupnokuskovymi gruzami* (Evaluation of blade loader parameters for shock-free loading of coarse cargo elements on conveyors), Candidate's thesis, SKGMI (GTU), Vladikavkaz, 2006.
5. Mulukhov K. K. , Beslekoeva Z. N. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2014, no 8, pp. 154–158.
6. Mulukhov K. K. *Osnovy dinamiki i razrabotka konstruksiy i metodov rascheta len-tochno-kolesnykh konveyerov dlya krupnokuskovykh gruzov* (Basic dynamics, design engineering and calculation methods for belt-and-wheel conveyors for coarse cargo elements), Doctor's thesis, SKGMI (GTU), Vladikavkaz, 2000.