

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.833.35:621.746.33

© Запара Е.С., Соснина Е.Н., 2010

Е.С. Запара, Е.Н. Соснина

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕХАНИЗМА ОПРОКИДЫВАНИЯ ЧАШИ ШЛАКОВОЗА ШВ-16,5 Д

E.S. Zapara, E.N. Sosnina

PROVIDING OF LONGEVITY OF BUCKET DUMPING DEVICE IN SLAG CARRIAGE ШВ-16,5 Д

Приведено краткое обоснование необходимости исследования конструктивных параметров шлаковоза ШВ-16,5 Д, влияющих на долговечность механизма опрокидывания чаши, разработан алгоритм расчета нагрузок на этот механизм. Установлена зависимость момента, необходимого для опрокидывания чаши, от угла кантования, которая учитывает процесс выливания шлака. Рассмотрены вопросы устойчивого равновесия чаши с жидким шлаком, сформулирован критерий безопасности конструкции. Определены параметры шлаковоза, обеспечивающие повышение срока службы механизма опрокидывания.

Ключевые слова: *шлаковоз ШВ-16,5 Д, долговечность механизма опрокидывания, работа сил трения*

Введение. Производство чугуна, стали, ферросплавов сопровождается выходом побочного продукта – жидкого шлака. Для приема жидкого шлака, выпускаемого из доменной печи, и транспортирования его к местам переработки используются шлаковозы. Основной причиной применения рельсовых несамоходных шлаковозов на большинстве предприятий является значительная удаленность шлаковых отвалов и грануляционных бассейнов от плавильных агрегатов, на которых выплавляется большая часть чугуна и стали, а также сложность перестройки инфраструктуры этих предприятий. Годовая потребность Украины и России в шлаковозах не менее 60 штук, что обязывает производителей машиностроительного оборудования создавать высоконадежное оборудование для откатки шлака. Предприятия несут большие затраты на ремонт шлаковозов и, в основном, механизма кантования шлакового ковша (далее чаши). Конструкция этого механизма содержит две винтовые пары позиции 9, 10 (рис. 1), которые из-за интенсивного износа обладают недостаточным сроком службы. Затраты определяются массивностью элементов конструкции и трудоёмкостью их замены. Поэтому исследования, направленные на повышение долговечности шлаковозов, являются актуальными.

Цель исследований – повышение долговечности механизма опрокидывания чаши шлаковоза.

Изложение материала исследования. Первая задача, которая решена для достижения поставленной цели, состояла в параметрической оценке показателей долговечности механизма опрокидывания чаши шлаковоза ШВ-16,5Д (рис. 1), который эксплуатируется на

ОАО „Днепрогетмаш“ для откатки доменного шлака. По данным, собранным на этом предприятии, получены сроки службы для 99 гаек специальной конструкции, исчерпавших свой ресурс при эксплуатации в механизмах опрокидывания чаши шлаковозов.

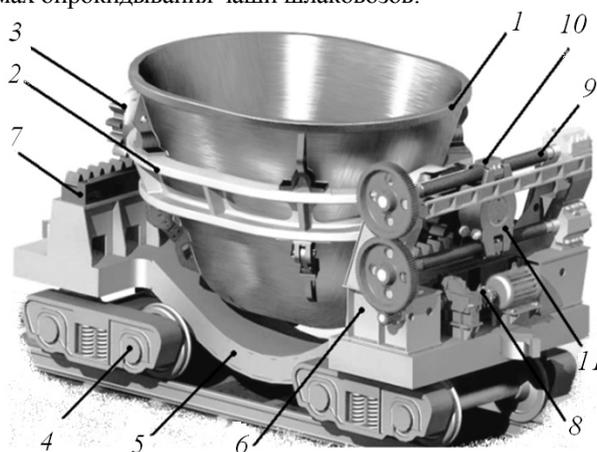


Рис. 1. Шлаковоз рельсовый несамоходный ШВ-16,5 Д: 1 – чаша; 2 – опорное кольцо; 3 – зубчатые шестерни с катками; 4 – ходовая тележка; 5 – рама; 6 – стойки; 7 – рейки с опорными направляющими; 8 – механизм кантования чаши, состоящий из электродвигателя, соединительной муфты, редуктора, промежуточного вала с приводной шестерней и двух зубчатых колес; 9 – винты с трапецидальной самотормозящей резьбой правого направления на одном и левого – на другом; 10 – гайки; 11 – траверса

При первичной статистической обработке исходных данных определены следующие числовые характеристики [1]: оценка математического ожидания срока службы гайки составила $m_i^{\wedge} = 3,99$ мес.; оценка дисперсии срока службы $D_i^{\wedge} = 0,33$ мес.; оценка среднеквадратического отклонения срока безотказ-

ной работы $\sigma_i^{\wedge} = 0,578$ мес.; оценка коэффициента вариации $V_i^{\wedge} = 14,5\%$; оценка скошености распределения $S_k^{\wedge} = 0,07$; оценка эксцесса распределения $E_x^{\wedge} = -0,207$. Затем составлен статистический ряд (табл. 1).

Таблиця 1

Статистический ряд распределения сроков службы гаек механизма кантования в месяцах

№	Интервал, мес.	Средина интервала	Кол-во значений, попавших в i-й интервал	Частота сроков службы	Статистическая функция распределения $F^{\wedge}(t)$	Статистическая плотность распределения $f^{\wedge}(t)$	Гипотезы распределения		
							$f(t)$ Гамма	$f(t)$ Нормальный	$f(t)$ Вейбулла
1	2,5–3,2	2,85	9	0,091	0,091	0,130	0,088	0,100	0,178
2	3,2–3,9	3,55	38	0,384	0,475	0,548	0,569	0,519	0,447
3	3,9–4,6	4,25	36	0,364	0,838	0,519	0,584	0,622	0,551
4	4,6–5,3	4,95	15	0,152	0,990	0,216	0,167	0,172	0,198
5	5,3–6,0	5,65	1	0,010	1	0,014	0,019	0,011	0,008

По виду гистограммы статистической плотности (рис. 2) выдвинуто три гипотезы о законе распределения сроков службы гаек. Прежде всего, это гамма-распределение и нормальный закон, которые обычно используются для описания рассеяния времени работы до предельного состояния элементов машин, теряющих работоспособность вследствие износа, и распределение Вейбулла, которое является наиболее общим распределением времени безотказной работы при разных интенсивностях отказов. Параметры первых двух законов определены методом моментов, последнего – методом квантилей.

Проверка степени соответствия между выдвинутыми гипотезами и статистическим материалом выполнена с использованием критерия согласия хи-квадрат (табл. 2). При этом число степеней свободы вычислялось как разница между числом интервалов и числом независимых связей, наложенных на частоты. Для всех выдвинутых гипотез число степеней свободы составило $r = 2$.

Таблиця 2

Критерии согласия хи-квадрат для выдвинутых гипотез

Закон распределения	Гамма-распределение	Нормальный закон	Распределение Вейбулла
Критерий χ^2	1,18	1,26	2,94
Вероятность $P(\chi^2)$	0,55	0,53	0,23

Как видно из табл.2 все гипотезы являются приемлемыми, наиболее точно для данного ряда распределения подходит гамма-распределение (рис. 2, кривая 2), которое принято окончательно.

Доверительный интервал для среднего срока службы $T_{ст}^{\wedge}$ определен с доверительной вероятностью 90%: $3,9 < T_{ст}^{\wedge} < 4,1$ мес.; девяностопроцентный срок службы составил $T_{ст}^{\wedge}\gamma = 3,265$.

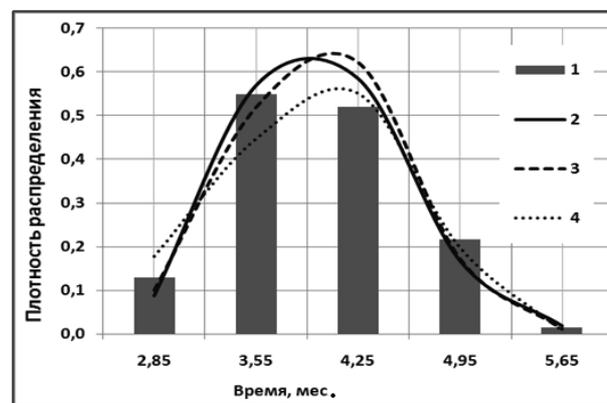


Рис. 2. Сравнение гипотез о законе распределения со статистическим материалом: 1 – статистическая плотность распределения; 2 – плотность гамма-распределения; 3 – плотность распределения нормального закона; 4 – плотность распределения Вейбулла

Полученные показатели долговечности гаек механизма опрокидывания недостаточны, так как гарантийный срок эксплуатации шлаковоза по паспорту [2] составляет 18 месяцев. Предприятие-изготовитель вынуждено регламентировать 5 технических обслуживаний для замены этих деталей и включать их в запасные части на гарантийный период, а потребитель – осуществлять эту операцию с простоями шлаковоза.

Износ винтовой пары определяется работой сил трения в ней

$$A = \int_0^{\varphi} M_{mp}^I d\varphi + \int_0^{\varphi} M_{mp}^{II} d\varphi, \quad (1)$$

где $\varphi = 2\pi N$ – угол поворота винта за периоды опрокидывания и выпрямления чаши; N – число оборотов винта, необходимое для выливания шлака; M_{mp}^I – момент силы трения между винтом и гайкой при выливании шлака; M_{mp}^{II} – момент силы трения между винтом и гайкой при выпрямлении чаши.

Сила трения прямопропорциональна моменту на опрокидывание системы, состоящей из чаши, шлака, опорного кольца с шестернями (далее „системы“). Момент на опрокидывание зависит от конструктивных параметров шлаковоза, плотности шлака и является функцией угла кантования. Этот момент определяется как произведение координаты центра тяжести системы по оси Ox на вес этой системы при данном угле кантования.

Для определения координат центра тяжести и веса элементов системы в зависимости от угла кантования была создана компьютерная твердотельная модель шлаковоза ШВ-16,5 Д. Вычислительный эксперимент над компьютерной моделью в пакете “SolidWorks” по определению координат центра тяжести кантующейся механической системы (рис. 3) производился с учетом выливания шлака из чаши. Определялся остаточный объем шлака и координаты центра тяжести системы относительно оси ее кантования в диапазоне изменения угла от 0 до 120° с шагом в 10°. Из паспорта шлаковоза [2], во избежание выплесков шлака при транспортировании, недолив чаши по высоте регламентируется 250 мм.

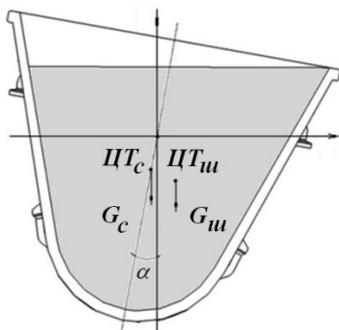


Рис. 3. Расчетная схема для определения момента на опрокидывание чаши: ЦТ_с – центр тяжести системы; ЦТ_ш – центр тяжести шлака; G_с – вес системы; G_ш – вес шлака; α – угол кантования

Определение координат положения центра тяжести системы относительно оси ее кантования при выливании шлака и все последующие расчеты произведены для пустого шлаковоза и шлаковоза, заполненного доменным шлаком, который имеет плотность 1800 кг/м³.

Осевая сила, которую развивает винт для перемещения по нему гайки, определяется как частное от

деления момента, необходимого для опрокидывания чаши при данном угле кантования, на радиус делительной окружности шестерни опорного кольца чаши. Механизм опрокидывания чаши содержит две кинематические пары „винт-гайка“. Рассмотрим взаимодействие элементов одной пары. Момент, необходимый для вращения винта, зависит от осевой силы F_i , которую необходимо развить для перемещения гайки, находящейся в i -м положении; среднего диаметра резьбы; угла трения и угла подъема резьбы [3]

$$M_{\theta_i} = F_i \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\rho' \pm \beta), \quad (2)$$

где $d_2 = 147$ мм – средний диаметр резьбы; ρ' – угол трения; β – угол подъема резьбы.

$$\rho' \cong \operatorname{arctg} f',$$

где f' – приведенный коэффициент трения для трапецидальной резьбы

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\gamma}{2}},$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения скольжения и покоя для материалов сталь-бронза [3]; $\gamma = 15^\circ$ – угол профиля резьбы.

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{P_0}{\pi \cdot d_2},$$

где P_0 – ход резьбы;

$$P_0 = n_0 \cdot P,$$

где $P = 24$ мм – шаг резьбы; $n_0 = 1$ – количество заходов резьбы.

Расчеты показывают, что $\rho' = 5,8^\circ$; $\beta = 3^\circ$ и условие самоторможения ($\beta < \rho'$) соблюдено.

Из формулы (2) следует, что момент, необходимый для вращения винта, можно разделить на две составляющие: момент, способствующий перемещению гайки, и момент силы трения между винтом и гайкой. Преобразование тангенса суммы двух углов

$$\operatorname{tg}(\rho' \pm \beta) = \frac{\operatorname{tg} \rho' \pm \operatorname{tg} \beta}{1 \mp \operatorname{tg} \rho' \cdot \operatorname{tg} \beta}.$$

Так как численное значение произведения тангенсов при данных углах мало по сравнению с единицей и не меняется для данной конструкции, принимаем его как константу: $\operatorname{tg} \rho' \cdot \operatorname{tg} \beta = 0,106$ и разделим момент (2) на указанные слагаемые.

Момент, способствующий перемещению гайки, находящейся в i -м положении, при опрокидывании чаши

$$M_{\theta_i}^I = F_i \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \beta}{0,894} \right), \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент силы трения между винтом и гайкой, находящейся в i -м положении, при опрокидывании чаши

$$M^I_{mp_i} = F_i \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{tg\rho'}{0,894} \right), \text{кН}\cdot\text{м.}$$

Момент, способствующий перемещению гайки, находящейся в *i*-м положении, при выпрямлении чаши отрицательный, так как ковш сам стремится выпрямиться

$$M^{II}_{ni} = F_i \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{-tg\beta}{1,106} \right), \text{кН}\cdot\text{м.}$$

$$A \cong \frac{\Phi_{12} - \Phi_0}{3n} \left(\frac{M^I_{mp_0} + M^I_{mp_{12}}}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} M^I_{mp_{2i}} + 2 \sum_{i=1}^n M^I_{mp_{2i-1}} \right) + \frac{\Phi_{12} - \Phi_0}{3n} \left(\frac{M^{II}_{mp_0} + M^{II}_{mp_{12}}}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} M^{II}_{mp_{2i}} + 2 \sum_{i=1}^n M^{II}_{mp_{2i-1}} \right),$$

где *n* = 12 – число интервалов, на которые разбит рабочий диапазон угла кантования. Для базовой конструкции шлаковоза работа на износ за цикл кантования составила 397 кДж.

Норма превышения оси опрокидывания системы над её центром тяжести, исходя из условия безопасности по критерию отсутствия возможности „самоопрокидывания“ чаши, составляет 50 мм при вертикальном положении кольца [5].

Создание твердотельной модели шлаковоза в пакете “SolidWorks” позволило точно определить траекторию перемещения центра тяжести механической системы в процессе выливания шлака, рассчитать и построить в пакете “Excel” диаграммы зависимостей превышения оси опрокидывания системы над ее центром тяжести (далее параметр превышения) и момента на опрокидывание от угла кантования чаши (далее диаграмма остойчивости) при транспортировании и выливания шлака и пустого шлаковоза (рис. 4, кривые 1 и 2).

В результате установлен резерв величиной в 242 мм по параметру превышения в сравнении с существующей безопасной нормой. Уменьшение этого резерва позволит снизить момент на кантование и, соответственно, работу силы трения, идущую на износ гаек.

В результате построения диаграмм остойчивости для различных значений параметра превышения обнаружена возможность появления опасной ситуации неустойчивого равновесия системы, когда момент на кантование при малых наклонениях чаши принимает отрицательное значение, в то время как в вертикальном положении чаши он равен нулю и норма параметра превышения выполняется. Это объясняется существенным смещением центра тяжести жидкого шлака при наклонении чаши. Следовательно, существующая норма безопасности не всегда оказывается достаточной, так как в таком виде критерий безопасности неадекватен.

Поэтому сформулирован следующий критерий определения безопасной величины параметра превышения: *превышение оси кантования чаши над центром её тяжести должно быть таким, чтобы момент на опрокидывание во всём диапазоне изменения угла кантования был положительным* (рис. 4).

Момент силы трения между винтом и гайкой, находящейся в *i*-м положении, при выпрямлении чаши

$$M^{II}_{mp_i} = F_i \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{tg\rho}{1,106} \right), \text{кН}\cdot\text{м.}$$

Работа момента силы трения между винтом и гайкой, идущая на износ этой кинематической пары, равна определенному интегралу (1), который вычислен приближенным методом Симпсона (парабол) для 12 интервалов разбиения [4]

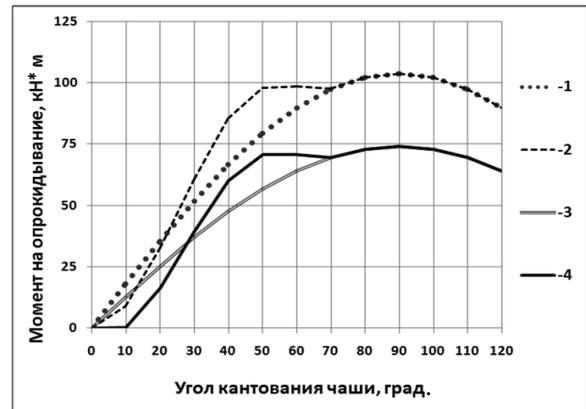


Рис. 4. Зависимости моментов на опрокидывание чаши от угла кантования: 1 – базовая конструкция (пустой шлаковоз); 2 – базовая конструкция (доменный шлак); 3 – новая конструкция (пустой шлаковоз); 4 – новая конструкция (доменный шлак)

Расчёты, проведенные при помощи описанной модели с использованием сформулированного критерия, показывают, что базовую конструкцию шлаковоза для откатки доменного шлака можно изменить, сместив опорное кольцо с чашей вверх относительно цапф и оси опрокидывания на 90 мм.

Произведены расчеты момента, способствующего перемещению гайки, момента силы трения между винтом и гайкой при опрокидывании и выпрямлении чаши, а также работы сил трения, идущей на износ гайки, за цикл кантования. Для новой конструкции эта работа составляет 279 кДж. Из этого следует, что работу, затраченную на трение между витками резьбы, можно уменьшить на 42,2% в конструкции шлаковоза для доменного шлака и повысить средний срок службы гайки до 6 месяцев.

Выводы. В результате анализа долговечности гаек механизма опрокидывания установлено, что сроки их службы рассеиваются по закону гамма-распределения, средний срок службы составляет 4 месяца, что существенно меньше необходимого.

Разработана твердотельная модель шлаковоза, которая позволила рассчитывать диаграммы остойчивости чаши со шлаком с учётом его выливания.

Сформулирован критерий определения безопасной величины превышения оси опрокидывания чаши с жидким шлаком над центром её тяжести.

Прогнозируется повышение срока службы гаек при использовании модернизированных шлаковозов на ОАО „Днепротяжмаш“ до 6 месяцев.

Список литературы

1. Гетопанов В.Н. Проектирование и надежность средств комплексной механизации: Учебник для вузов Гетопанов В.Н., Рачек В.М.. – М.: Недра, 1986. – 208 с.
2. Куликова Л.Н., Агарков Ю.А. Шлаковоз ШВ-16,5 Д. Паспорт 31 3422 235 ПС. – ОАО „Днепротяжмаш“, ПКТИ-94, 2004.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т.2. – 8-е изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
4. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов, т.1: Учебное пособие для втузов. – 13-е изд. – М.: Наука. Главная ред. физ.-мат. литературы, 1985. – 432 с.
5. ТМ – 15441. Опытный шлаковоз 15–16 м³ для колеи 1676 мм. МЧМ СССР „Стальпроект“, 1990. – 110 с.

Наведено коротке обґрунтування необхідності дослідження конструктивних параметрів шлаковозу ШВ-16,5 Д, які впливають на довговічність механізму

кантивання чаші, розроблено алгоритм розрахунку навантажень на цей механізм. Установлена залежність моменту, необхідного для кантивання чаші, від кута кантивання, котра враховує процес виливання шлаку Розглянуто питання стійкої рівноваги чаші з рідким шлаком, сформульовано критерій безпеки конструкції. Визначено параметри шлаковозу, що забезпечують підвищення строку служби механізму кантивання.

Ключові слова: *шлаковоз ШВ-16,5 Д, довговічність механізму кантивання, робота сил тертя*

A short substantiation of investigation necessity of slag carriage structural parameters which have an influence on longevity of a dumping device, has been cited, the algorithm of this device duty calculation has been developed. The dependence of necessary moment for bucket dumping and dumping angle, which are considers of slag pour out process, have been determined. The issues of the stable equilibrium of bucket with liquid slag have been considered, the criterion of construction safety has been formulated. The parameters of slag carriage, which provide prolongation of life time of dumping device, have been determined.

Keywords: *slag carriage ШВ-16,5 Д, longevity of dumping device, work of friction power*

Рекомендовано до публікації д.т.н. Л.Н. Ширінім 02.07.2010

УДК 622. 233:551.49

© Кожевников А.А., Судаков А.К., 2010

А.А. Кожевников, А.К. Судаков

КЛАССИФИКАЦИЯ СПОСОБОВ СОЗДАНИЯ ГРАВИЙНЫХ ФИЛЬТРОВ

A.A. Kozhevnikov, A.K. Sudakov

CLASSIFICATION OF GRAVELER CREATION METHODS

Использование наиболее отличительных признаков при анализе технологий создания гравийных фильтров в буровых скважинах, дало возможность представить их в виде классификации. В данную классификацию, наряду с практикуемыми способами создания гравийной обсыпки в водоприемной части скважин, включены также способы, применение которых принципиально возможно после их соответствующей доработки.

Ключевые слова: *классификация, скважина, гравийный фильтр*

Актуальность и состояние проблемы. Рациональный способ создания гравийного фильтра в скважине выбирается исходя из необходимости получения обсыпки высокого качества с заданными параметрами при определенных условиях проведения работ и минимуме затрат. Разнообразие природных горно-геологических и гидрогеологических факторов, конструкций скважин и их назначений способствовало разработке принципиально различных способов создания гравийных фильтров, каждый из которых имеет свои преимущества, недостатки и рациональные области применения.

На сегодняшний день существует большое разнообразие классификаций конструкций гравийных фильтров и способов их создания.

В.С. Оводовым (1960) дана классификация фильтров по принципу их работы в контакте с грунтом или гравийной засыпкой. Развивая подобный подход,

Н.А. Карамбиновым была предложена классификация фильтров, дополненная Д.Н. Башкатовым [1].

В.М. Гаврилко (1968) классифицирует фильтры по конструктивному признаку на пять групп: щелевые и дырчатые из труб, из листовых материалов и стержней, из антикоррозионных материалов, сетчатые, гравийные и гравитационные [2].

Существуют также классификации отдельных конструкций фильтров, например гравийных, блочных, сетчатых, антикоррозионных, классификации с позиций их гидравлических сопротивлений.

В 1961 году В.М. Гаврилком [3] была предпринята попытка классифицировать фильтры гравийного типа по месту их создания. Он разделил гравийные фильтры на два класса, создаваемых на дневной поверхности и на забое скважины. В дальнейшем классификации, предложенные Д.Н. Башкатовым [1], Ю.В. Пяти-