

УДК 531.31.15+669

Мороз В.В.,
к.т.н. Левченко Э.П.,
к.т.н. Левченко О.А.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР)

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОДНОВАЛКОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ДРОБИЛКИ

Проанализированы основные конструктивные и технологические параметры одновалковой зубчатой дробилки горячего агломерата. Уточнены и дополнены некоторые зависимости для расчета показателей работы дробилки. Определены производительность, скорость движения пирога по наклонной направляющей и частота вращения ротора.

Ключевые слова: одновалковая зубчатая дробилка, анализ, конструктивные и технологические параметры, производительность.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В подавляющем большинстве, на предприятиях черной металлургии, при дроблении агломерационного пирога, полученного в результате спекания железной руды, применяются одновалковые зубчатые дробилки, отличающиеся простотой и надежностью [1-3]. Расчет основных параметров таких машин ведется по известным методикам [4], которые, однако, являются несколько упрощенными и не учитывают всей специфики технологии дробления и конструктивных нюансов технического исполнения. Поэтому, при совершенствовании подобных машин часто возникает необходимость в более точных расчетах, учитывающих особенности конструкций модернизируемых одновалковых зубчатых дробилок.

Научно-практической задачей такой модернизации является повышение качества фракционного состава готового продукта, отвечающего технологическим требованиям доменной плавки, что в применяемых конструкциях дробилок достичь в полной мере не представляется возможным. При этом попутно могут решаться и вспомогательные задачи, например, по повышению производительности дробления, снижению удельных расходов электроэнергии, повышению надежности (сохранение существующей надежности при из-

менении конструкции) и долговечности деталей и др.

Постановка задачи. Задачей данной работы является уточнение технологических и конструктивных параметров, используемых для расчета основных показателей работы одновалковой зубчатой дробилки горячего агломерата.

Изложение материала и его результаты. Производительность зубчатой дробилки для агломерата определяют по формуле, одинаковой для двух- и одновалковой дробилок [4, 5]:

$$Q_d = 60\pi D n B s \rho \varphi, \text{ т/ч}, \quad (1)$$

где D – диаметр звездочек, м; n – частота вращения вала, об/мин; B – рабочая длина вала, м; S – размер разгрузочной щели между ступицами и зубьями звездочек для двухвалковых дробилок или между ступицами звездочек и колосниками одновалковых дробилок, м; ρ – плотность агломерата, т/м³; φ – коэффициент производительности, учитывающий разрыхление агломерата и использование длины вала ($\varphi = 0,2 - 0,6$).

Для гарантирования непрерывности технологического процесса окучивания железной руды производительность дробилки должна быть равной или превышать производительность агломашины $Q_d \geq Q_{ам}$:

$$Q_{ам} = 60hBV_n\rho_{ш}k_z, \text{ т/ч}, \quad (2)$$

где h – высота слоя шихты, м; B – ширина машины, м; $V_{\text{п}}$ – скорость движения паллет, м/мин; $\rho_{\text{ш}}$ – плотность насыпного слоя шихты, т/м³; k_z – коэффициент выхода годного агломерата.

Плотность агломерата и шихты равна, соответственно, 1,65-1,85 и 1,76-2,10 т/м³ или в удельном соотношении 0,88-0,93.

С учетом фактического диаметра звездочки ротора $D=1,3$ м, приравняв формулы (1) и (2), получим частоту вращения:

$$n \geq 0,21 \frac{hV_{\text{п}}k_z}{s\varphi}, \text{ об/мин.} \quad (3)$$

На территории постсоветского пространства выпускаются агломерационные машины производительностью до 540 т/ч со скоростью движения паллет 1–6 м/мин. [6]. На ПАО «Алчевский металлургический комбинат» («АМК») скорость движения паллет составляет от 1,4 до 1,8 м/мин.

При установленных в условиях ПАО «АМК» параметрах (высоте спекания пирога 0,32 м, выходе годного агломерата 0,85, размера разгрузочной щели 0,4 м и варьируемых значениях коэффициента производительности от 0,2 до 0,6) зависимость частоты вращения вала от скорости подачи аглоспека в дробилку представлена на рисунке 1.

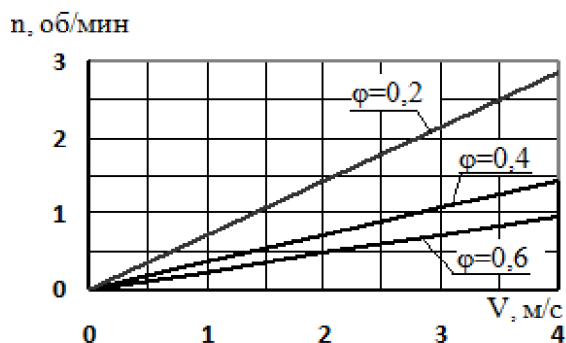


Рисунок 1 – Зависимость частоты вращения вала от скорости паллет

Мощность приводного электродвигателя приближенно рассчитывается по формуле [6]:

$$N_{\text{ов}} = k_n B D n, \text{ кВт}, \quad (4)$$

где k_n – опытный коэффициент, для агломерата средней прочности может быть принят равным 2.

Более точным является метод расчета мощности дробления [5] по методике И. Д. Костогрызова и В. В. Горностаева (Магнитогорский горно-металлургический институт), учитывающий прочность агломерата.

В применении к дробилкам с колосниковой решеткой этот метод предусматривает следующую схему разрушения агломерата (рис. 2).

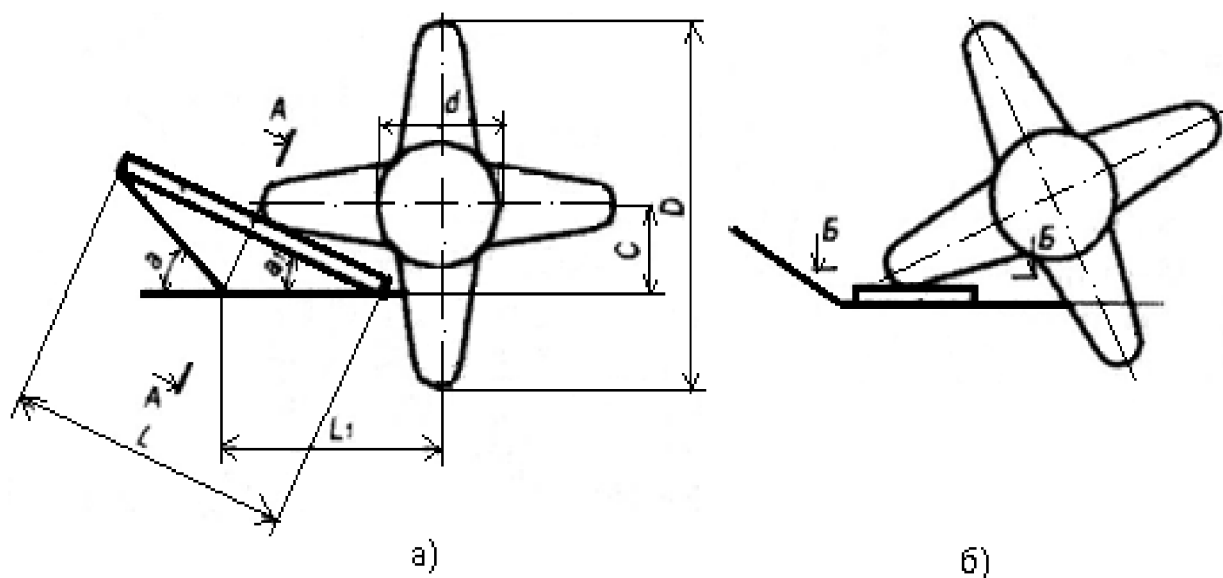


Рисунок 2 – Схема разрушения аглоспека в одновалковой зубчатой дробилке

Пирог агломерата с шириной B (мм), толщиной h (мм) и длиной L (мм), опирающийся передним по движению концом на колосниковую решетку, задним концом – на наклонную плиту, разламывается зубьями звездочек сначала на две равные части длиной $L/2$ по сечению А-А. Затем одна половина пирога дробится на колосниках теми же зубьями звездочки, которые разломали пирог, вторая половина дробится зубьями, расположенными со сдвигом на 90° (при четырехзубой звездочке без смещения).

Для реального осуществления такой схемы дробления агломерата необходимо обеспечить следующие соотношения параметров дробилки:

$$D = L + (100 \div 150), \text{ мм}, \quad (5)$$

где D – наружный диаметр звездочек по зубьям, мм.

Расстояние от плоскости колосниковой решетки до оси вала C (мм) должно удовлетворять условию:

$$C = h + \frac{d}{2} + (50 \div 100), \text{ мм}, \quad (6)$$

где d – наружный диаметр ступицы звездочки, мм.

Рекомендуется выдерживать соотношение $C \approx D$.

Угол наклонной плиты к горизонту α определяется из условия равновесия пирога, один конец которого скользит по наклонной плите, другой – по колосникам под действием силы тяжести в момент пересечения середины пирога с траекторией движения концов зубьев звездочек.

При этом:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha}{2}, \quad (7)$$

где α_1 – угол наклона пирога к горизонту в момент равновесия.

При коэффициенте трения агломерата по стали $f = 0,364$, что соответствует углу трения $\varphi = \arctg f = 20^\circ$, значение угла α получено решением уравнения равновесия ($\alpha \geq 45^\circ$).

Основной нагрузкой при такой схеме дробления является изгибающий момент в плоскости разламывания пирога, необходимый для его разрушения:

$$M_{изг} = W\sigma, \quad (8)$$

где W – момент сопротивления сечения пирога изгибу; σ – предел прочности агломерата (для агломерата средней прочности $\sigma = 0,07 - 0,25$ (МПа)).

При разламывании пирога на колосниках по сечению А-А пополам:

$$W_1 = \frac{1}{6} Bh^2, \quad (9)$$

при дроблении половины пирога на колосниках по сечению Б-Б:

$$W_2 = \frac{1}{12} Lh^2. \quad (10)$$

Крутящие моменты, требуемые для разрушения агломерата на первой и второй стадиях дробления, определяются в зависимости от соотношений геометрических параметров дробилки и количества зубьев на звездочке, равного 3, 4 и 6.

Момент холостого хода:

$$M_{xx} = \frac{1}{2} Gf_2 d_n, \quad (11)$$

где G – сила тяжести дробильного вала; f_2 – приведенный коэффициент скольжения в подшипниках опор; d_n – средний диаметр подшипника.

Крутящий момент двигателя привода определяется как среднеквадратичный по условиям нагрева при работе в продолжительном номинальном режиме:

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{kp1}^2 t_1 + M_{kp2}^2 t_2 + M_{xx}^2 t_{xx}}{t_u}}, \quad (12)$$

где t_1 , t_2 , t_{xx} – соответственно время действия моментов M_{kp1} , M_{kp2} , M_{xx} ; t_u – время цикла дробления пирога:

$$t_u = \frac{30}{n}, \quad (13)$$

где n – частота вращения вала, об./мин.

Для согласования работы дробилки с работой агломашины при скорости движения спекательных тележек необходимо соблюсти условие:

$$n_{\min} = 2000 \frac{V}{Lz}, \quad (14)$$

где z – количество зубьев на звездочке (при установке звездочек на валу без смещения).

При стандартных размерах спекательных тележек $L = 1$ м у машин площадью спекания $50\text{--}160$ м² и $L = 1,5$ м у машин площадью спекания 312 м² и более, при шестизубых звездочках ($z = 6$) для машин до 160 м² с максимальной скоростью 6 м/мин $n_{\min} = 2$ об./мин (валки дробилки совершают $3,2$ и $4,6$ об./мин), для машины 312 м² с максимальной скоростью $7,5$ м/мин $n_{\min} = 1,7$ об./мин (дробилка совершает 3 об./мин).

Требуемая мощность двигателя привода аглодробилки:

$$N_{\text{дв}} = \frac{k_c M_{\text{ср}} \omega}{\eta}, \quad (15)$$

где k_c – коэффициент, учитывающий степень самостоятельного дробления агломерата при падении на колосниковую решетку, зависящий от свойств агломерата (для агломерата средней прочности $k_c = 0,6\text{--}0,7$); ω – угловая скорость вращения вала; η – полный коэффициент полезного действия привода.

Недостатком приведенной методики расчета параметров валковой зубчатой дробилки является то, что она не учитывает толщину колосников и зубьев звездочек, а также расстояние между колосниками, которые оказывают значительное влияние на мощность применяемого электродвигателя и износ рабочих органов дробилки.

При скольжении пирога аглоспека по наклонной направляющей его начальная скорость движения соответствует скорости перемещения спекательных тележек агло-

машины. Однако, в дальнейшем, происходит его разгон, и скорость увеличивается за счет угла наклона и длины направляющей. Поэтому недостатком применяемых методик является то, что за скорость движения пирога по направляющей принимается скорость движения паллет.

Фактическое значение скорости пирога определяется по формуле [6]:

$$V = 2V_n \sin \alpha + \sqrt{V_n \sin \alpha + (\sin \alpha - f \cos \alpha) 2g L_n}, \quad (16)$$

где f – коэффициент трения скольжения агломерата о сталь ($f = 0,364 - 0,55$ [7, 8]); $g = 9,81$ м·с⁻² – ускорение силы тяжести; L_n – длина наклонной направляющей.

Применительно к производству ПАО «АМК» для агломерата длиной 1 м и минимального коэффициента трения результаты расчетов скорости его движения по наклонной направляющей длиной $1,8$ м, в зависимости от угла наклона, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Скорость аглоспека

Угол установки наклонной направляющей, α , °	Скорость движения паллет, V_n , (м/мин.) м/с	Скорость движения аглоспека по наклонной направляющей, V , м/с
20	(1) 0,017	0,464
	(2) 0,033	0,653
	(3) 0,050	0,811
	(4) 0,067	0,945
30	(1) 0,017	2,630
	(2) 0,033	2,699
	(3) 0,050	2,772
	(4) 0,067	2,843
40	(1) 0,017	3,660
	(2) 0,033	3,731
	(3) 0,050	3,804
	(4) 0,067	3,877
50	(1) 0,017	4,414
	(2) 0,033	4,487
	(3) 0,050	4,565
	(4) 0,067	4,642

Первостепенное влияние на скорость скольжения пирога агломерата по направляющей оказывает угол ее наклона.

Поставив (16) в (14), получим формулу (17):

$$n_{\min} = 2000 \frac{2V_h \sin \alpha + \sqrt{V_h \sin \alpha + (\sin \alpha - f \cos \alpha) 2g L_n}}{Lz} \quad (17)$$

Уточним время цикла дробления аглопирога, которое в известной методике расчета задается как показано ниже.

Размер захвата агломерата зубьями ротора задается временем поворота ротора на угол между двумя зубьями с учетом высоты пирога агломерата.

Время поворота ротора на 1 зуб звездочки определяется как [9]:

$$t_u = \frac{2\pi}{z\omega} = \frac{60}{zn}, \text{ мин}, \quad (18)$$

где ω – угловая скорость вращения вала ротора.

С учетом толщины зуба звездочки, время поворота ротора на расстояние между зубьями составит:

$$t_u = \frac{2\pi}{z\omega} - \frac{\beta}{\omega}, \quad (19)$$

где β – центральный угол зуба звездочки. Центральный угол зуба:

$$\beta = 2 \arctg \frac{B_3}{2R_3}, \quad (20)$$

где B_3 – толщина зуба; R_3 – радиус звездочки ротора.

В данном случае принято, что ось ротора расположена симметрично движению пирога агломерата.

Тогда, с учетом толщины пирога h , захват агломерата зубьями может быть осуществлен на различном расстоянии от оси звездочки, определяемом скоростью движения агломерата.

Обозначив расстояние от оси звездочки до места захвата радиусом R_3 , центральный угол γ , связанный с высотой агломерата и радиусом R_3 , определяется следующим выражением [6].

$$\gamma = 2 \arctg \frac{h}{2R_3}. \quad (21)$$

Время, в течение которого зубья не препятствуют движению агломерата [6]:

$$t_u = \frac{2\pi}{z\omega} - \frac{\beta}{\omega} - \frac{\gamma}{\omega} = \frac{1}{\omega} \left(\frac{2\pi}{z} - \beta - \gamma \right). \quad (22)$$

Или, с учетом (19), (20) и что $\omega = \pi n / 30$:

$$t_u = \frac{30}{\pi n} \left(\frac{2\pi}{z} - 2 \arctg \frac{B_3}{D} - 2 \arctg \frac{h}{D} \right). \quad (23)$$

Для получения кусков дробленого агломерата оптимальных для доменной плавки размеров их крупность должна быть в диапазоне от 50 до 80 мм.

Таким образом, величина захвата пирога зубом звездочки может определиться как расстояние консоли от торца пирога, поступающего под действие зубьев звездочек, до конца снимающего ножа (наклонной плоскости скольжения пирога):

$$B_k = V \cdot t_u. \quad (24)$$

Подставив в выражение (24) значение скорости (16) и время цикла дробления (24), получим:

$$B_k = \left(2V_h \sin \alpha + \sqrt{V_h \sin \alpha + (\sin \alpha - f \cos \alpha) 2g L_n} \right) \times \frac{30}{\pi n} \left(\frac{2\pi}{z} - 2 \arctg \frac{B_3}{D} - 2 \arctg \frac{h}{D} \right). \quad (25)$$

Результаты расчетов, выполненных по формуле (25), приведены ниже в таблице 2 для различных значений частот вращения звездочек ротора и скоростей подачи аглопирога в рабочее пространство одновалковой зубчатой дробилки. При этом также изучалось влияние углов наклона направляющей на предполагаемую крупность готового агломерата. При расчетах скорость движения по наклонной направляющей бралась по таблице 1. Основные конструктивные и технологические параметры соответствуют принятым на производстве: диаметр звездочки $D=1,3$ м, толщина зуба $B_3=0,3$ м, высота пирога $h=0,32$ м.

МЕХАНИКА

Таблица 2 – Влияние основных параметров на частоту вращения ротора

Величина отде- ляе- мых кусков, м	Скорость движения паллеты, м/мин.	Частота вращения звездочки, об./мин.					
		4 зуба			6 зубьев		
		без учета наклона направ- ляющей с учетом толщины зуба	с учетом наклона направ- ляющей без учета толщины зуба	с учетом толщины зуба и на- клона на- правляю- щей	без учета наклона направ- ляющей с учетом толщины зуба	с учетом наклона направ- ляющей без учета толщины зуба	с учетом толщины зубьев и наклона направ- ляющей
Угол установки наклонной направляющей, $\alpha = 20^\circ$							
0,050	0,017	2,0	139,2	53,9	1,9	98,6	46,9
	0,033	3,9	195,9	76,9	3,6	130,6	72,3
	0,050	6,8	243,3	95,4	5,5	162,2	89,7
	0,067	7,9	238,5	111,2	7,4	189,0	104,5
0,065	0,017	1,5	107,1	42,9	1,4	71,4	40,3
	0,033	3,0	150,7	59,1	2,8	100,5	55,6
	0,050	4,62	187,2	74,86	4,3	124,8	70,4
	0,067	6,1	218,1	85,5	5,7	145,4	80,4
0,080	0,017	1,3	87,0	34,1	1,2	25,5	32,1
	0,033	2,4	122,4	48,0	2,3	81,6	45,1
	0,050	3,7	152,1	59,6	3,45	101,4	55,7
	0,067	4,9	177,2	69,5	4,6	118,1	65,3
Угол установки наклонной направляющей, $\alpha = 30^\circ$							
0,050	0,017	2,0	789,0	309,4	1,9	526,0	290,8
	0,033	3,9	809,7	316,7	3,6	539,8	297,7
	0,050	6,8	831,6	326,1	5,5	554,4	306,5
	0,067	7,9	852,9	334,5	7,4	568,6	314,4
0,065	0,017	1,5	606,9	238,0	1,4	404,6	223,7
	0,033	3,0	622,9	244,2	2,8	415,2	229,6
	0,050	4,62	639,7	250,9	4,3	426,5	235,9
	0,067	6,1	656,1	257,3	5,7	437,4	241,9
0,080	0,017	1,3	493,1	193,4	1,2	328,8	181,8
	0,033	2,4	506,1	198,4	2,3	337,4	186,5
	0,050	3,7	519,8	200,2	3,2	346,5	188,2
	0,067	4,9	533,1	209,0	4,6	355,4	196,5
Угол установки наклонной направляющей, $\alpha = 40^\circ$							
0,050	0,017	2,0	1098,0	420,8	1,9	732,0	395,6
	0,033	3,9	1119,3	438,9	3,6	746,2	412,6
	0,050	6,8	1141,2	447,8	5,5	760,8	420,1
	0,067	7,9	1163,1	456,4	7,4	775,4	429,0
0,065	0,017	1,5	844,6	331,3	1,4	563,1	311,4
	0,033	3,0	861,0	337,7	2,8	574,0	317,4
	0,050	4,62	877,9	344,2	4,3	585,2	323,6
	0,067	6,1	894,7	350,9	5,7	596,5	329,9
0,080	0,017	1,3	686,25	269,1	1,2	457,5	253,0
	0,033	2,4	699,6	274,6	2,3	466,4	258,1
	0,050	3,7	713,3	279,7	3,5	475,5	262,9
	0,067	4,9	726,9	285,1	4,6	484,6	268,0

Анализ полученных результатов расчетов показывает, что общепринятая методика определения основных параметров одновалковой зубчатой дробилки недостаточно точно отражает согласование подачи аглопирога с частотой вращения ротора. При этом разница фактических значений, с учетом разгона пирога по наклонной направляющей, на 2-3 порядка больше, чем без учета такого наклона по общепринятой методике.

Выявлено, что основополагающим фактором является угол наклона направляющей, изменение которого оказывает существенное влияние на процесс подачи агломерата и последующего внутрикамерного его дробления.

Для поддержания оптимального значения крупности откалываемых от агломерационного пирога кусков, скорость подачи спека в дробилку должна соответствовать скорости движения спекательных тележек (паллет) агломашины, при этом направляющая для снятия пирога с паллет должна быть горизонтальной или пирог может тормозиться, например, специальными ограничительными упорами.

Иным вариантом достижения необходимой крупности дробленого агломерата является повышение частоты вращения звездочек до значений, приведенных в таблице 2. Однако, при таком подходе, складываются совершенно иные, отличные условия разрушения, когда преобладающую роль играют ударные нагрузки с образованием большого количества частиц мелких фракций. Кроме того, повышенная скорость вращения ротора может привести к тому, что зубья звездочек будут создавать значительный вентиляционный эффект, что может существенно повысить концентрацию пыли в производственных помещениях агломерационного цеха.

Таким образом, несмотря на кажущиеся преимущества повышения частоты вращения ротора дробилки, на практике такой подход является нежелательным и вряд ли может быть востребованным в производстве агломерата.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Рассмотрены и проанализированы основные параметры, характеризующие технологический процесс дробления агломерата в одновалковой зубчатой дробилке. Результаты анализа показывают, что типовая методика расчетов не учитывает увеличения скорости подачи пирога в дробилку, вызванной наклоном направляющей. При этом фактическое приращение скорости превышает скорость спекательных тележек на величину более чем в 200 раз, что является одним из факторов образования при дроблении кусков повышенной крупности.

Поддержание оптимальной величины дробленых кусков, в оптимальном диапазоне крупности, возможно достичь путем конструктивных изменений: например, за счет горизонтального расположения наклонной направляющей или торможения пирога при подаче в дробилку, а также изменения конструкции внутри рабочей камеры машины, в том числе, с целью создания многоступенчатого наложения усилий дробления. Результаты численных расчетов могут быть применены при выборе рациональных геометрических параметров оборудования для дробления агломерата.

В дальнейших исследованиях планируется изучение различного наложения усилий на агломерационный пирог и влияние многоступенчатой схемы дробления за счет применения колосников усовершенствованной конструктивной формы и геометрии рабочих поверхностей.

Библиографический список

1. Мищенко И.М. Состояние и основные направления повышения технического уровня агломерационного производства предприятий черной металлургии / И.М. Мищенко // Металлургические процессы и оборудование. — 2005. — № 1. — С. 23–26.

2. Левченко О.А. Состояние и основные направления развития технического уровня конструкций одновалковых зубчатых дробилок / О.А. Левченко, А.М. Зинченко, Э.П. Левченко // *Металлургические процессы и оборудование*. — 2011. — № 1. — С. 24–29.
3. Еронько С.П. Моделирование процесса измельчения материала на одновалковой зубчатой дробилке / С.П. Еронько, О.А. Левченко, Р.А. Удинцов // *Металлургические процессы и оборудование*. — 2012. — № 1. — С. 17–24.
4. Гребеник В.М. Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование фабрик окискования и доменных цехов: учебн. для вузов / В.М. Гребеник, Д.А. Сторожик, Л.А. Демьянец и др. — К. : Выща школа, 1985. — 312 с.
5. Жилкин В.П. Производство агломерата, оборудование, автоматизация / В.П. Жилкин, Д.Н. Доронин. — Екатеринбург : Уральский центр ПР и рекламы, 2004. — 292 с.
6. Левченко О.А. Повышение эффективности дробления агломерата путем усовершенствования конструктивных параметров одновалковой зубчатой дробилки: дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.05.08 «Машины для металлургического производства» / О.А. Левченко. — Донецк, 2009. — 176 с.
7. Вегман Е.Ф. Теория и технология агломерации / Е.Ф. Вегман. — М. : Металлургия, 1974. — 288 с.
8. Борискин И.К. Интенсивная механическая обработка агломерата. Теория, оборудование, технология / И.К. Борискин, Г.А. Арыков, А.Н. Пыриков. — М. : МИСИС, 1998. — 248 с.
9. Пат. 59030 А МПК⁷ В 02 С 13/16. Спосіб подрібнення зерна та пристрій для його реалізації / Левченко Е.П., Кір'язєв П.М.; заявник і патентовласник ДГМІ. — № 2002129841; заявл. 09.12.02; опубл. 15.08.03, Бюл. № 8. — 2 с.: іл.

**Рекомендована к печати к.т.н., проф. Ульяницким В.Н.,
д.т.н., проф. ДонНТУ Еронько С.П.**

Статья поступила в редакцию 16.05.16.

Мороз В.В., к.т.н. Левченко Е.П., к.т.н. Левченко О.О. (ДонДТУ, м. Алчевськ, ЛНР)

ПАРАМЕТРИЧНИЙ АНАЛІЗ ОДНОВАЛКОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ДРОБАРКИ

Проаналізовано основні конструктивні та технологічні параметри одновалкової зубчастої дробарки гарячого агломерату. Уточнено та доповнено деякі залежності з розрахунку показників роботи дробарки. Визначено продуктивність, швидкість руху пирога по похилій направляючій та частота обертання ротору.

Ключові слова: одновалкова зубчаста дробарка, аналіз, конструктивні та технологічні параметри, продуктивність.

Moroz V.V., PhD in Engineering Levchenko E.P., PhD in Engineering Levchenko O.A. (Don-STU, Alchevsk, LPR)

PARAMETRIC ANALYSES OF SINGLE-SPINDLE ROLL CRUSHER

The main design and technological parameters of single-spindle roll crusher of hot agglomerate have been analyzed. Some dependence for calculating the operation criteria of a crusher were defined and completed. The capacity and the cake motion speed down inclined guide and frequency of rotor spinning were determined.

Key words: roll crusher, analysis, design and technological parameters, capacity.