

УДК 621.926.9

Павлиненко О. И.,
к.т.н. Власенко Д. А.,
к.т.н. Левченко Э. П.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА РОТОРНОГО УДАРНОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТАЛЬНОЙ КОЛОТОЙ ДРОБИ

В работе предложена методика определения мощности привода роторно-ударного измельчителя стальной колотой дроби. На основании уравнения Лагранжа второго рода предложена математическая закономерность для определения величины крутящего момента, требуемого для обеспечения вращательного движения ротора с молотами в процессе раскалывания материала. С помощью полученных результатов обоснована зависимость для определения мощности привода ударного измельчителя для раскалывания стальной дроби.

Ключевые слова: ударный роторный измельчитель, стальная колотая дробь, уравнение Лагранжа второго рода, мощность, крутящий момент.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Область применения сферической и остроугольной стальной колотой дроби довольно широка. Машиностроение и металлургия, авиа- и автомобилестроение, прочие сферы промышленности активно используют этот материал для дробеструйной и дробеметной обработки.

Для исключения недостатков используемых в данное время шаровых мельниц и валковых дробилок [1] (в том числе: переизмельчение дробимого продукта по причине многократного ударного нагружения шарами, низкая производительность валковых дробилок и, вследствие этого, высокая энергоемкость процессов) при изготовлении колотой дроби рекомендуется использовать в качестве способа разрушения сырья стесненный центральный удар [2]. Такой принцип наложения разрушающей нагрузки исключает переизмельчение материала и снижает энергозатраты [2, 3], за счет чего повышается эффективность процесса раскалывания в целом. Вследствие этого для реализации предлагаемого метода рекомендуется использовать ударный роторный измельчитель с падающими молотами [2, 3].

Постановка задачи. Задачами данной работы являются аналитическое исследо-

вание и обоснование закономерностей основных энергосиловых параметров предлагаемого ударного роторного измельчителя, реализующего приготовление остроугольной дроби путем раскалывания стальной дроби округлой формы.

Изложение материала и его результаты. Для определения мощности двигателя в первую очередь необходимо определить значение крутящего момента на валу ротора измельчителя, требуемого для обеспечения вращательного движения ротора молотов.

Крутящий момент будет зависеть от трех основных величин: момента, необходимого для преодоления сил трения молотов и скребка о материал, находящийся на рабочей поверхности корпуса, момента сил тяжести от веса ударников и момента, возникающего от сил трения в подшипниковых опорах [4]

$$M_p = M_{mp} + M_m + M_{mp.n.}, \quad (1)$$

где M_{mp} — момент от сил трения молотов и скребка о материал по внутренней рабочей поверхности дробилки; M_m — момент сил тяжести ударных элементов; $M_{mp.n.}$ — момент от сил трения в подшипниковых опорах ротора.

Для определения требуемого крутящего момента, создаваемого электродвигателем для обеспечения вращательного движения ротора и процесса выдачи дробы, необходимо рассмотреть условия, при которых молот, а затем скребок взаимодействуют с массивом расколотой дробы и увлекают за собой определенное количество материала, перемещая его по внутренней поверхности корпуса к выгрузному отверстию (рис. 1). При этом часть материала скатывается под действием силы тяжести в нижний сектор рабочей поверхности корпуса и захватывается скребком, а затем выдается через выгрузное отверстие.

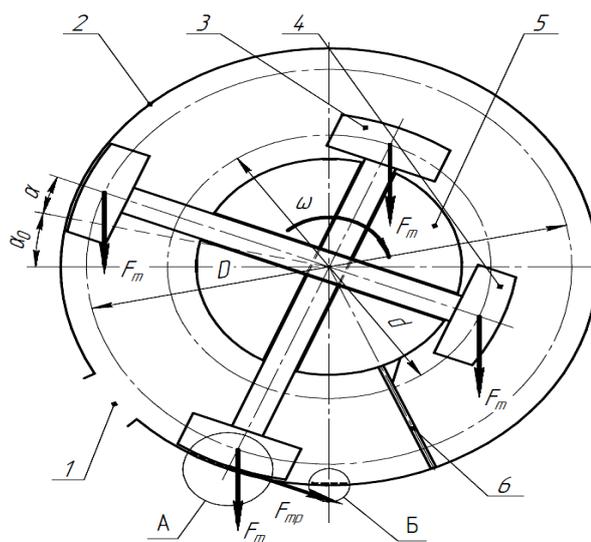
На вал ротора при его вращательном движении и поступательном движении ударных элементов относительно направляющих ротора действуют следующие моменты: от силы трения F_{mp} , возникающей при взаимодействии рабочей поверхности одного из ударников со слоем дробимого материала в зоне контакта с корпусом ударной мельницы, вращающий момент M_p , передаваемый от электродвигателя, приложенный к валу ротора, а также от силы тяжести молотов F_m .

Для этих условий необходимо определить закономерность, по которой изменяется крутящий момент M_p , приводящий во вращательное движение ротор измельчителя с ударниками.

Для определения закономерности, по которой изменяется величина крутящего момента на валу ротора, используется уравнение Лагранжа второго рода [5, 6]. В качестве обобщенной координаты принимается угол α поворота молотов ротора относительно горизонтальной оси координат x (рис. 1)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha, \quad (2)$$

где T — кинетическая энергия системы «ротор — молоты», Дж; Q_α — обобщенные силы, действующие на систему, Н.



1 — выгрузное отверстие; 2 — рабочая поверхность корпуса, 3 — молот в нижнем положении; 4 — молот в верхнем положении; 5 — ротор; 6 — скребок;

A — зона взаимодействия молота с материалом при движении к выгрузному отверстию; Б — зона ударного контакта материала с молотом

Рисунок 1 Расчетная схема для определения крутящего момента на валу измельчителя

Чтобы найти обобщенные силы Q_α , соответствующие обобщенной координате, сообщим системе возможное перемещение, т. е. зададим углу α возможное приращение.

В сумму элементарных работ задаваемых моментов на возможном перемещении $\delta\alpha$ войдут работа крутящего момента от электродвигателя M_p , работа момента силы трения при взаимодействии ударника или скребка с материалом на поверхности корпуса M_{mp} , работа момента от силы тяжести ударников M_m и работа сил трения в подшипниковых опорах $M_{mp.n}$.

$$\begin{aligned} \delta A_\alpha &= Q_\alpha \delta\alpha = \\ &= (M_p - M_{mp} - M_m - M_{mp.n.}) \delta\alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

После выгрузки порции готового продукта происходит взаимодействие скребка с оставшейся дробью в нижней части корпуса. Таким образом, действие силы тре-

ния при контакте с материалом продолжается на всем участке движения ротора от нижнего положения до угла $\alpha = \frac{\pi}{2}$.

При определении текущих и максимального значений требуемого крутящего момента необходимо рассматривать движение ударного элемента и ротора на двух участках рабочей поверхности корпуса (относительно центра вращения ротора) (рис. 1):

1) при движении молотов в секторе $0^\circ \dots \alpha_0$ (значение угла положения оси молотов относительно горизонтали, при котором начинается относительное движение штока ударного элемента по направляющим при вращательном движении ротора [3]);

2) при движении ударных элементов в секторе углов $\alpha_0 \dots \frac{\pi}{2}$.

Для обоих случаев момент от силы трения молота по дробе определяется как

$$M_{mp} = F_{mp} R = m_m g \cos \alpha R f_2, \quad (4)$$

$$x(t) = \frac{R-r}{2} - \frac{1}{4\omega^2} \left(\begin{array}{l} 2g(\sin(\alpha_0 + \omega t) - f_1 \cos(\alpha_0 + \omega t)) + \\ + e^{\omega t} [\omega^2(r-R) + g(\cos \alpha_0(1-f_1) + \sin \alpha_0(1+f_1))] - \\ - e^{-\omega t} [\omega^2(R-r) + g(\cos \alpha_0(1+f_1) - \sin \alpha_0(1-f_1))] \end{array} \right), \quad (6)$$

где f_1 — динамический коэффициент трения скольжения материала рабочей поверхности ударных элементов по раскалываемому материалу и корпусу; ω — угловая скорость вращательного движения ротора измельчителя, c^{-1} ; t — время движения системы «ротор — молоты», c ; e — основание натурального логарифма.

При этом момент сил тяжести молотов в процессе относительного движения штоков ударных элементов по направляющим

где m_m — масса молота, $кг$; g — ускорение свободного падения, $м/с^2$; R — радиус вращения молотов в их верхнем положении относительно центра вращения ротора 3 (рис. 1), $м$; f_2 — коэффициент трения материала молота по материалу дробы.

Момент от сил тяжести для ударного элемента в нижнем положении

$$M_{m1} = F_m (r - R) \cos \alpha = m_m g (r - R) \cos \alpha, \quad (5)$$

где r — радиус вращения молотов в их нижних положениях относительно центра вращения ротора, $м$.

Для ударного элемента в верхнем положении 4 (рис. 1) необходимо рассмотреть движение системы при углах поворота ротора $\alpha \leq \alpha_0$ и $\alpha \geq \alpha_0$. В этом случае плечи сил тяжести будут изменяться в зависимости от пройденного ударным элементом расстояния по направляющим относительно оси вращения ротора, определяемого по следующей зависимости [3]

ротора измельчителя определяется по закономерности

$$M_{m2} = F_m (r - R + 2x(t)) \sin \alpha = m_m g (r - R + 2x(t)) \sin \alpha. \quad (7)$$

С учетом того, что угол поворота молотов ротора ударного измельчителя $\omega t = \alpha$, аналитическое выражение (6) принимает следующий вид

$$x(\alpha) = \frac{R-r}{2} - \frac{1}{4\omega^2} \left(\begin{array}{l} 2g(\sin(\alpha_0 + \alpha) - f_1 \cos(\alpha_0 + \alpha)) + \\ + e^\alpha [\omega^2(r-R) + g(\cos \alpha_0(1-f_1) + \sin \alpha_0(1+f_1))] - \\ - e^{-\alpha} [\omega^2(R-r) + g(\cos \alpha_0(1+f_1) - \sin \alpha_0(1-f_1))] \end{array} \right). \quad (8)$$

С учетом зависимости (8) формула (5) приобретает вид

$$M_{m2} = m_m g (r - R + 2x(\alpha)) \cos \alpha. \quad (9)$$

Тогда сумма элементарных работ действующих моментов на возможном при-

$$\left| \begin{aligned} \delta A_\alpha &= (M_p + m_m g [(r - R)(\cos \alpha + \sin \alpha) - 2Rf_2 \cos \alpha]) \delta \alpha, & \text{если } \alpha \leq \alpha_0, \\ \delta A_\alpha &= (M_p + m_m g [(r - R + 2x(\alpha)) \cos \alpha - (R - r) \sin \alpha - 2Rf_2 \cos \alpha]) \delta \alpha, & \text{если } \alpha \geq \alpha_0. \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Обобщенные силы

$$\left| \begin{aligned} Q_\alpha &= M_p + m_m g [(r - R)(\cos \alpha + \sin \alpha) - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \leq \alpha_0, \\ Q_\alpha &= M_p + m_m g [(r - R + 2x(\alpha)) \cos \alpha - (R - r) \sin \alpha - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \geq \alpha_0. \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Кинетическая энергия системы «ротор — молоты»

$$T = J_y \omega^2 + J_y \omega^2 = m_m \omega^2 (R^2 + r^2), \quad (12)$$

где J_y — момент инерции ударного элемента относительно центра вращения ротора, Нм².

Частная производная кинетической энергии системы по обобщенной координате α с учетом того, что $\omega = \dot{\alpha}$

$$\frac{\delta T}{\delta \alpha} = 0. \quad (13)$$

Первая частная производная зависимости кинетической энергии системы «ротор — шток — молот» по обобщенной уг-

$$\left| \begin{aligned} 2m_m \ddot{\alpha} (R^2 + r^2) &= M_p + m_m g [(r - R)(\cos \alpha + \sin \alpha) - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \leq \alpha_0, \\ 2m_m \ddot{\alpha} (R^2 + r^2) &= M_p + \\ &+ m_m g [(r - R + 2x(\alpha)) \cos \alpha - (R - r) \sin \alpha - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \geq \alpha_0. \end{aligned} \right. \quad (16)$$

Принимая во внимание то, что угловая скорость вращательного движения ротора $\omega = \dot{\alpha} = const$, а, следовательно, угловое

ращении $\delta \alpha$ при их совместном движении на обоих секторах рабочей поверхности корпуса измельчителя, описанных выше, будет определяться как

ловой скорости вращательного движения ротора $\dot{\alpha}$

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{\alpha}} = 2m_m \dot{\alpha} (R^2 + r^2). \quad (14)$$

Вычисляем производную кинетической энергии по времени от частной производной по скорости

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\alpha}} \right) = 2m_m \ddot{\alpha} (R^2 + r^2). \quad (15)$$

Используя ранее полученные зависимости (2–15), а также учитывая обобщенные силы в уравнении Лагранжа второго рода, получаем окончательный результат в виде следующего выражения

ускорение при вращении $\ddot{\alpha} = 0$, зависимость (14) для определения крутящего момента примет следующий вид

$$\left| \begin{aligned} M_p &= -m_m g [(r - R)(\cos \alpha + \sin \alpha) - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \leq \alpha_0, \\ M_p &= -m_m g [(r - R + 2x(\alpha)) \cos \alpha - (R - r) \sin \alpha - 2Rf_2 \cos \alpha], & \text{если } \alpha \geq \alpha_0. \end{aligned} \right. \quad (17)$$

При проведении математических расчетов энергосиловых параметров роторного измельчителя использовались технико-эксплуатационные характеристики, рекомендуемые для обеспечения высокой эффективности процесса раскалывания стальной дроби [3]: угловая скорость вращения ротора $\omega = 2,05 \text{ с}^{-1}$; рабочие радиусы вращения молотов в их верхнем и нижнем положениях $R = 1,05 \text{ м}$ и $r = 0,3 \text{ м}$ соответственно; материал штока, молотов и корпуса мельницы — сталь ($f_2 = 0,15$); материал направляющих ротора — бронза ($f_1 = 0,12$); масса молота $m_m = 350 \text{ кг}$; масса ротора $m_p = 500 \text{ кг}$; коэффициент полезного действия привода $\eta_{np} = 0,9$.

Графическое отображение зависимости необходимого крутящего момента от углового положения ротора в процессе дробления материала представлено на рисунке 2.

Следующим этапом следует определение момента трения в подшипниках.

Для ударных роторных дробилок и мельниц, исходя из опыта их производственной эксплуатации [7], для опор валов роторов рекомендуется использовать радиальные двухрядные роликовые сферические самоустанавливающиеся подшипники типа 3000 (серия ширин — 0) [8].

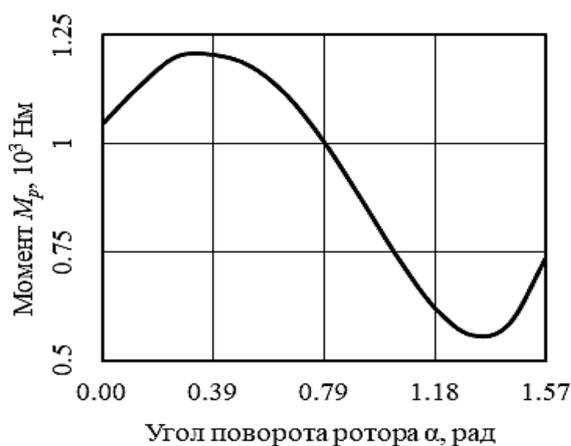


Рисунок 2 График зависимости крутящего момента от сил трения о материал и сил тяжести молотов от угла положения ротора

Для определения момента трения в опорах ротора целесообразно использовать методику, предложенную компанией АВ SKF для данного типа подшипников [9].

По расчетной модели [9] момент трения в подшипниках определяется как

$$M_{mp.n.} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (18)$$

где M_{rr} — момент трения качения, Нм; M_{sl} — момент трения скольжения, Нм; M_{seal} — момент от сил трения в уплотнениях, Нм; M_{drag} — момент трения в подшипниках, возникающий за счет сопротивления, взбалтывания, разбрызгивания и т. д., Нм.

Момент от сил трения в подшипниках определяем эмпирическим выражением

$$M_{rr} = G_{rr} (v n_p)^{0,6}, \quad (19)$$

где G_{rr} — переменная, зависящая от типа подшипника, среднего диаметра подшипника, радиальной нагрузки (вес ротора и молотов) F_r , осевой нагрузки F_a и определяемая по следующим формулам, Нм

$$G_{rr.e} = Y_1 d_n^{1,85} (F_r + Y_2 F_a)^{0,54}; \quad (20)$$

$$G_{rr.l} = Y_3 d_n^{2,3} (F_r + Y_4 F_a)^{0,31}. \quad (21)$$

где Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 — геометрические константы моментов трения качения; d_n — диаметр тел качения подшипника, мм.

При таком виде нагрузок на ротор осевая нагрузка фактически не возникает, поэтому в дальнейших расчетах она не учитывается.

При $G_{rr.e} \leq G_{rr.l}$ переменная $G_{rr} = G_{rr.e}$; в случае, если $G_{rr.e} \geq G_{rr.l}$, то $G_{rr} = G_{rr.l}$;

v — кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре (для пластичной смазки — величина вязкости базового масла), $\text{мм}^2/\text{с}$.

Момент трения скольжения в подшипниках

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}, \quad (22)$$

где G_{sl} — переменная, зависящая от типа подшипника, среднего диаметра подшипника d_n , радиальной нагрузки F_r , осевой нагрузки F_a и определяемая по следующим формулам, Нм

$$G_{sl.e} = S_1 d_n^{0,25} \left(F_r^4 + S_2 F_a^4 \right)^{\frac{1}{3}}; \quad (23)$$

$$G_{sl.l} = S_3 d_n^{0,94} \left(F_r^3 + S_4 F_a^3 \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (24)$$

При $G_{sl.e} \leq G_{sl.l}$ переменная $G_{rsl} = G_{sl.e}$; в случае, если $G_{sl.e} \geq G_{sl.l}$, то $G_{sl} = G_{sl.l}$;

μ_{sl} — коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки [4].

Момент трения в подшипниках с уплотнениями на обеих сторонах можно приблизительно рассчитать при помощи следующего эмпирического уравнения

$$M_{seal} = K_{s1} d_s^\beta + K_{s2}, \quad (25)$$

где K_{s1} — константа, зависящая от типа подшипника; d_s — диаметр сопротивления поверхности уплотнения, мм; β — показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения; K_{s2} — константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения.

Потери на сопротивление и перемещение («барботажа») смазочного материала в подшипниковой опоре ротора выражаются одной компонентой потерь

$$M_{drag} = 10V_M K_{roll} B d_n^4 n_p^2, \quad (26)$$

где V_M — переменная как функция, зависящая от высоты уровня смазочного материала и среднего диаметра подшипника; K_{roll} — константа для подшипников, определяется по эмпирической формуле

$$K_{roll} = \frac{K_L K_Z (D_n + d_e)}{D_n - d_e} \cdot 10^{-12}, \quad (27)$$

где K_L , K_Z — константы, зависящие от типа подшипника; B — ширина внутреннего кольца подшипника, мм.

На рисунке 3 отображена графическая зависимость крутящего момента на валу ротора от его углового положения.

Мощность двигателя измельчителя определяется по следующей зависимости

$$W_{дв} = \frac{M_{кр} \omega}{\eta_{np}}, \quad (28)$$

где η_{np} — КПД привода [10].

На рисунке 5 отображена графическая зависимость мощности двигателя привода измельчителя от углового положения ротора.

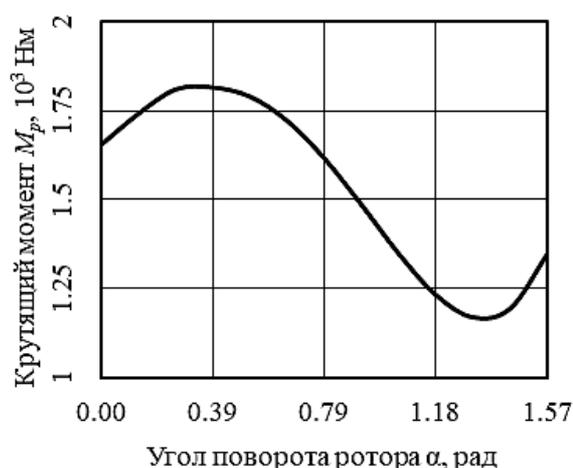


Рисунок 3 График зависимости крутящего момента на валу ротора мельницы от его углового положения

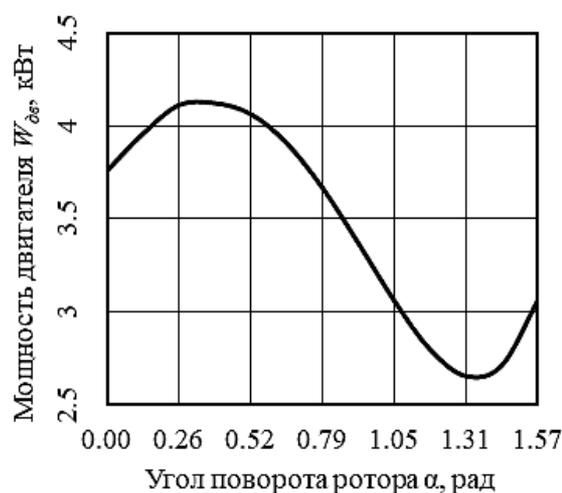


Рисунок 4 График зависимости мощности двигателя измельчителя от угла поворота ротора

Таким образом, мощность электродвигателя ударного роторного измельчителя стальной дробы можно определить по графику как максимальное ее значение с учетом коэффициента запаса мощности $k_{\text{моц}}$ (перегрузочная способность, обычно принимается 1,5...1,7).

Выводы и направление дальнейших исследований. В ходе проведенных исследований разработана методика обоснования следующих энергосиловых параметров ударного роторного измельчителя от углового положения ротора:

- крутящего момента на валу ротора;
- мощности электродвигателя привода.

Предложены формулы для их определения.

Результаты исследований могут использоваться при обосновании основных энергосиловых параметров экспериментальной дробильной установки для подтверждения адекватности методики при проведении эмпирических исследований, а в дальнейшем — как рекомендации при определении технико-эксплуатационных характеристик ударного роторного измельчителя с подвижными молотами для внедрения в производство стальной колотой дробы взамен используемой в настоящее время шаровой мельницы.

В настоящее время такие работы проводятся в Донбасском государственном техническом университете с привязкой к условиям производства стальной дробы ООО «Завод стальной дробы» в г. Алчевске.

Библиографический список

1. Павлиненко, О. И. Анализ возможности использования существующих технических средств для получения стальной колотой дробы [Текст] / О. И. Павлиненко, Э. П. Левченко, В. Г. Чебан // *Металлургические процессы и оборудование : специальный выпуск сборника научных трудов ДонНТУ*. — Донецк : Донецкая политехника, 2016. — № 4 (3). — С. 38–44.
2. Павлиненко, О. И. Аналитические приемы обоснования основных параметров процесса раскалывания стальной дробы стесненным ударом [Текст] / О. И. Павлиненко, Д. А. Власенко, Э. П. Левченко // *Сб. науч. тр. ДонГТУ*. — Алчевск : ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. — № 15 (58). — С. 106–112.
3. Павлиненко, О. И. Обоснование конструктивно-технологических параметров роторной ударной мельницы для производства колотой дробы [Текст] / О. И. Павлиненко, Д. А. Власенко, Э. П. Левченко // *Вестник ДонНТУ*. — Донецк : ГОУ ВПО «ДонНТУ», 2019. — № 4 (18). — С. 3–9.
4. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С. М. Тарг. — М. : Высшая школа, 2010. — 416 с.
5. Медведев, Б. В. Начала теоретической физики. Механика, теория поля, элементы квантовой механики [Текст] / Б. В. Медведев. — М. : Физматлит, 2007. — 38 с.
6. Курс теоретической механики [Текст] : учебник для вузов / Дронг В. И. [и др.] ; под ред. К. С. Колесникова. — [3-е изд., стер.]. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. — 735 с. : ил.
7. Власенко, Д. А. Комплексный анализ особенностей эксплуатации дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве [Текст] / Д. А. Власенко // *Инновационные перспективы Донбасса. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов*. — Донецк : ДонНТУ, 2019. — Т. 3 — С. 150–154.
8. ГОСТ 5721–75. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры [Текст]. — Введ. 01–07–1977. — М. : Изд-во стандартов, 1992. — 15 с.
9. Момент трения, потери мощности и пусковой момент подшипника [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-power-loss-startingtorque/index.html> (10.05.2020).
10. Физическая энциклопедия [Текст]. Т. 2 / Д. Н. Зубарев ; под ред. А. М. Прохорова. — М. : Советская энциклопедия, 1990. — 704 с.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым Ю. А.,
к.т.н., доц., зав. каф. МППЖ ЛНАУ Фесенко А. В.*

Статья поступила в редакцию 26.05.20.

Pavlinenko O. I., PhD in Engineering Vlasenko D. A., PhD in Engineering Levchenko E. P.
(DonSTU, Alchevsk, LPR)

**DETERMINING THE DRIVE CAPACITY OF ROTOR IMPACT CRUSHER FOR
THE STEEL GRIT PRODUCTION**

The paper introduces the method of determining the capacity of rotor-impact crusher of steel grit. Having based the Lagrange equation of the second kind there has been proposed the mathematical regularity to determine the value of the torque required to ensure the rotational movement of the rotor with hammers during splitting the material. With the results obtained, the dependence for determining the drive capacity of impact crusher for splitting the steel grit is justified.

Key words: *impact rotor crusher, steel grit, Lagrange equation of the second kind, capacity, torque.*