УДК 622.619

ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОШИПНО-КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА РАБОЧЕГО ОРГАНА ШАХТНОЙ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

И.П.ТИМОФЕЕВ, *д-р техн. наук*, *профессор*, *partim@mail.ru*
И.А.КОРОЛЕВ, *канд. техн. наук*, *ассистент*, *korolyov_ia@spmi.ru*
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург, Россия

Статья посвящена динамическому исследованию механизма рабочего органа шахтной погрузочной машины, выполненного по кривошипно-кулисной схеме с криволинейной кулисой, а также влияния на коэффициент неравномерности движения механизма рабочего органа параметров и особенностей конструктивной формы нагребающей лапы. На основании синтеза механизмов рабочего органа погрузочной машины предложена кинематическая схема с нагребающей лапой, состоящей из прямолинейной рабочей и криволинейной хвостовой частей. Разработана динамическая модель механизма с учетом переменной массы нагребаемого насыпного груза и параметров привода рабочего органа, составлено уравнение движения. Сравнение статистических показателей активной мощности привода механизма нагребающих лап погрузочной машины и результатов отдельного компьютерного моделирования рассматриваемых механизмов свидетельствует о работоспособности предлагаемой модели.

***Ключевые слова*:** погрузочная машина, кривошипно-кулисный механизм, нагребающая лапа, динамическое исследование, переменная масса, коэффициент неравномерности движения.

Несмотря на возрастающий объем комбайнового способа проведения выработок, около 50 % общей протяженности выработок проводится с применением буровзрывных работ и погрузкой горной массы погрузочными машинами и скреперными установками. Буровзрывные работы с использованием погрузочных машин применяются в основном при проведении выработок смешанным забоем по углю и породе (около 76 %) и чисто породным забоем (около 24 %) в горно-геологических условиях, где проходческие комбайны не могут быть использованы (породы с коэффициентом крепости более 8, малопротяженные выработки длиной до 200 м и т.д.). На горных предприятиях эксплуатируются, в основном, два типа погрузочных машин непрерывного действия – 1ПНБ-2 и 2ПНБ-2 [2, 4].

Серийно выпускаемая буропогрузочная машина 2ПНБ-2Б позволяет механизировать бурение шпуров с помощью навесного бурильного оборудования и погрузку горной массы при проведении горных выработок по углю и породе с крепостью по шкале Протодьяконова $f = 12$ [2, 3].

Одной из основных задач механизации проведения подготовительных выработок является создание высокопроизводительных, надежных и долговечных погрузочных машин для различных горно-технических условий. Погрузочные машины могут служить базой для компоновки комплексов оборудования, механизирующих основные технологические операции при проведении горизонтальных и наклонных выработок.

В современных горных погрузочных машинах непрерывного действия типа ПНБ механизмы нагребающих лап выполнены по кривошипно-балансирной и кривошипно-кулисной кинематическим схемам [3].

На основании синтеза механизмов рабочего органа погрузочной машины типа ПНБ предложена кинематическая схема кривошипно-кулисного механизма с нагребающей лапой, состоящей из прямолинейной рабочей и криволинейной хвостовой частей [5].

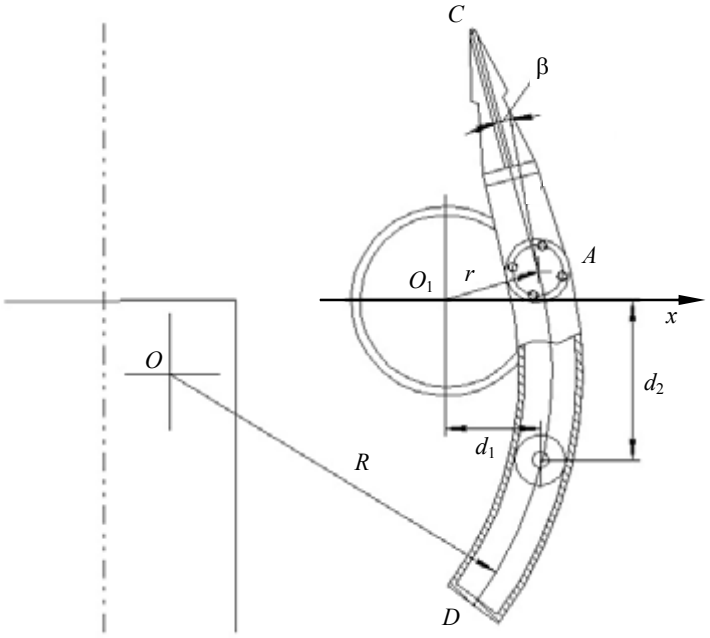


Рис.1. Рабочий орган погрузочной машины типа ПНБ с криволинейной лапой

Ось прямолинейной рабочей части касательна криволинейной хвостовой части в месте шарнирного соединения лапы с приводным диском и отклонена от нее на угол β = 5° в сторону оси машины. Криволинейная часть имеет постоянную кривизну с центром кривизны в зоне приемного конвейера.

На рис.1 представлен рабочий орган погрузочной машины типа ПНБ с предлагаемым конструктивным исполнением нагребающей лапы. Площадь, заключенная в траектории, описываемая передней кромкой, является функцией нескольких переменных: r – радиуса ведущего диска; d_1, d_2 – координат центра направляющего ролика; R – радиуса кривизны хвостовой части; β – угла отклонения рабочей части лапы.

На рис.2 представлены основные параметры кинематической схемы, используемые в построении динамической модели механизма нагребающей лапы со следующими условными обозначениями: r – длина кривошипа O_1A, мм; R – радиус кулисы OA, мм; l_1 – длина кулисы AB, мм; l_0 – длина рабочей части лапы AC, мм; β – угол отклонения рабочей части нагребающей лапы AC от прямолинейной части, град.

Расстояние от центра вращения кривошипа – точки O_1 до центра ползуна O_3 равно

$$d = \sqrt{d_1^2 + d_2^2},$$

где d_1, d_2 – координаты центра вращения направляющего ролика.

Угол между O_1B и осью x: $\alpha = \arccos\frac{d_1}{d}$.

Хорда, соединяющая кривошипную точку A и точку B, принадлежащую лапе:

$$AB = \sqrt{r^2 + d^2 - 2rd\cos(\alpha + \varphi)}.$$

Угол между хордой AB и вертикалью

$$\varepsilon = \arcsin\frac{d_1 - r\cos\varphi}{AB}.$$

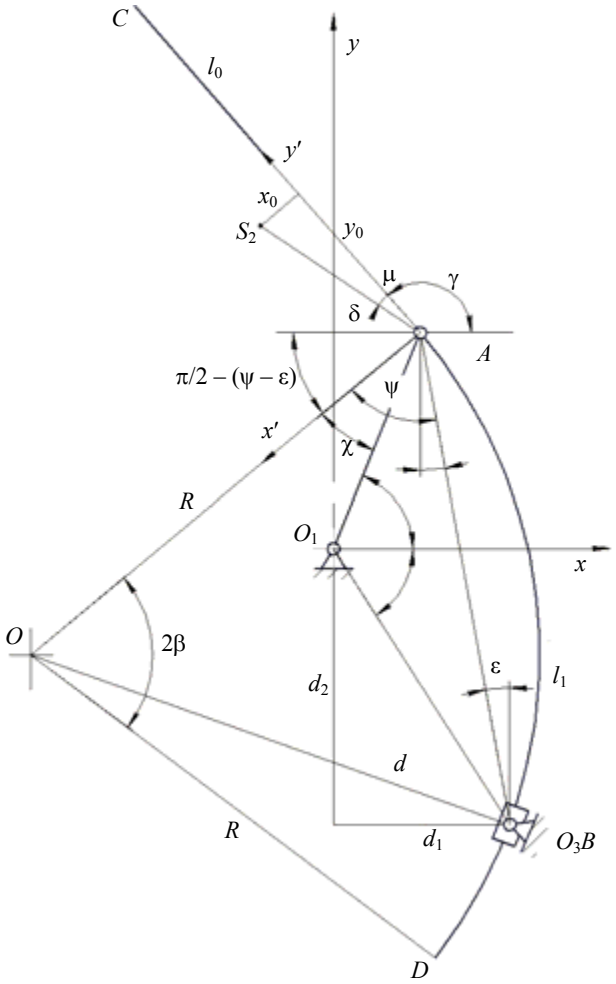


Рис.2. Схема к составлению динамической модели кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой

Угол между хордой AB и радиусом кривизны хвостовой части R: $\psi = \arccos\frac{AB}{2R}$.

Угол положения рабочей части лапы $\gamma = \pi - \psi + \varepsilon$.

Масса хвостовой части лапы $m_1 = 2\rho R\beta$, где ρ – удельный вес материала лапы.

Статический момент криволинейной части лапы относительно оси x: $M_x = 2\int_0^{\beta} \rho R^2(\cos\varphi - \cos\beta)d\varphi$, после преобразований $M_x = 2\rho R^2(\sin\beta - \beta\cos\beta)$.

Координата центра масс хвостовой части

$$y_1 = \frac{2\rho R^2(\sin\beta - \beta\cos\beta)}{2\rho R\beta} = R\left(\frac{\sin\beta}{\beta} - \cos\beta\right).$$

При $a = R\cos\beta$ получим

$$OC_1 = a + y_1 = R\cos\beta + R\left(\frac{\sin\beta}{\beta} - \cos\beta\right) =$$

$$= R\frac{\sin\beta}{\beta}.$$

Учитывая, что $AM = 2R\sin\frac{\beta+\varphi}{2}$, получим момент инерции хвостовой части лапы относительно точки A:

$$J_A^{(1)} = \int_{-\beta}^{\beta} \rho R 4R^2 \sin^2\frac{\beta+\varphi}{2}d\varphi = 2\rho R^3\int_{-\beta}^{\beta}(1-\cos(\beta+\varphi))d\varphi = 2\rho R^3(2\beta - \sin 2\beta) = 4\rho R^3\beta\left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right);$$

$$J_A^{(1)} = 2m_1R^2\left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right).$$

где 2β – угол между OA и OD (рис.2), $\beta = l_1/2R$; l_1 – длина криволинейной части лапы AD.

Координаты центра масс криволинейной части лапы в системе координат (x', y'): $\xi_1 = R - OC_1\cos\beta$ и $\eta_1 = -OC_1\sin\beta$.

Учитывая, что масса лапы $m = m_0 + m_1$, где m_0 – масса прямолинейной части лапы; m_1 – масса криволинейной части лапы, получим координаты центра масс лапы в системе координат (x, y):

$$\eta_C = \frac{m_0\frac{l_0}{2} + m_1\eta_1}{m},$$

$$\xi_C = \frac{m_1 \xi_1}{m}.$$

Учитывая, что $l = l_0 + l_1$, где l_0 – длина прямолинейной части лапы и $R = \frac{l_1}{2\beta}$, получим из предыдущих выражений:

$$\eta_C = \frac{\rho \frac{{l_0}^2}{2} - \rho l_1 R \frac{\sin^2\beta}{\beta}}{\rho(l_0 + l_1)} = \frac{l_0^2 - 2 l_1 R \frac{\sin^2\beta}{\beta}}{2l},$$

$$\xi_C = -\frac{l_1}{l} R\left(1 - \frac{\sin\beta\cos\beta}{\beta}\right) = -\frac{l_1}{l} R\left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right).$$

Тогда окончательно координаты центр масс лапы в системе координат (x', y'):

$$\delta_1 = \frac{l_1}{l} R\left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right) = x_0,$$

$$\delta_2 = \frac{l_0^2 - l_1^2 \frac{\sin^2\beta}{\beta^2}}{2l} = y_0.$$

Момент инерции лапы равен

$$J_A = J_A^{(0)} + J_A^{(1)} = \frac{1}{3} m_0 l_0^2 + 2 m_1 R^2 \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right),$$

где $J_A^{(0)}$ и $J_A^{(1)}$ – соответственно моменты инерции прямолинейной и криволинейной частей лапы.

Момент инерции лапы относительно центра масс S_2:

$$J_{S_2} = J_A - (m_0 + m_1)\delta^2,$$

где $\delta^2 = {\delta_1}^2 + {\delta_2}^2$, тогда

$$J_{S_2} = \frac{1}{3} m_0 l_0^2 + 2 m_1 R^2 \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right) - m\delta^2, \; m = m_0 + m_1.$$

Учитывая, что $m_0 = \rho l_0 = \frac{m}{l} l_0$ и $m_1 = \rho l_1 = \frac{m}{l} l_1$, получим:

$$J_{S_2} = \frac{m}{l}\left(\frac{l_0^2}{3} + 2 l_1 R^2 \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2\beta}\right) - l\delta^2\right).$$

Кинетическая энергия лапы $T_{CD} = \frac{1}{2} m V_{S_2}^2 + \frac{1}{2} J_{S_2} \dot{\gamma}^2$, угловая скорость лапы составляет $\left|\vec{\omega}_2\right| = \dot{\gamma}$.

Скорость центра масс S_2:

$$\vec{v}_{S_2} = \vec{v}_A + \vec{\omega}_2 \cdot AC;$$

$$\vec{v}_A = \vec{\omega} \cdot O_1 A;\ |\vec{\omega}| = \dot{\varphi}.$$

В локальной системе координат (ξ, η)

$$\vec{v}_A = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \dot{\varphi} \\ r\cos\chi & r\sin\chi & 0 \end{vmatrix} = -\{\sin\chi, \cos\chi\} r\dot{\varphi},$$

где $\chi = \varphi - \frac{\pi}{2} + (\psi - \varepsilon) = \varphi + \frac{\pi}{2} - (\pi - (\psi - \varepsilon)) = \varphi - \gamma + \frac{\pi}{2}$; $\vec{i}$, $\vec{j}$ и $\vec{k}$ – компоненты скоростей по осям; $\cos\chi = -\sin(\varphi - \gamma) = \sin(\gamma - \varphi)$; $\sin\chi = \cos(\varphi - \gamma) = \cos(\gamma - \varphi)$; $\vec{v}_A = -\{\cos(\gamma - \varphi), -\sin(\gamma - \varphi)\} r\dot{\varphi}$.

Тогда скорость точки A в проекции на координатные оси $\vec{i}$, $\vec{j}$ и $\vec{k}$:

$$\vec{v}_{S_2}^r = \vec{\omega} \cdot AS_2 = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \dot{\gamma} \\ -\delta_1 & \delta_2 & 0 \end{vmatrix} = \dot{\gamma}\{-\delta_2, -\delta_1\},$$

где $\delta_1 = \delta\sin\mu$, $\delta_2 = \delta\cos\mu$, $\mu = \operatorname{arctg}\frac{\delta_1}{\delta_2}$;

$$(v_{S_2})^2 = (v_{S_2}^r)^2 + (v_{S_2})^2 + 2v_A v_{S_2}^r = r^2\dot{\varphi}^2 + \delta^2\dot{\gamma}^2 + 2\dot{\varphi}\dot{\gamma}r(\delta_2\cos(\gamma - \varphi) - \delta_1\sin(\gamma - \varphi)) =$$

$$= r^2\dot{\varphi}^2 + \delta^2\dot{\gamma}^2 + 2\dot{\varphi}\dot{\gamma}r\delta\cos(y - \varphi - \mu).$$

Так как $\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{d\varphi}\dot{\varphi}$, то последнее выражение будет преобразовано:

$$v_{S_2}^2 = \dot{\varphi}^2\left(r^2 + \delta^2\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)^2 + 2r\delta\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)\cos(\gamma - \varphi + \mu)\right).$$

Обозначим $q(\varphi) = r^2 + \delta^2\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)^2 + 2r\delta\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)\cos(\gamma - \varphi + \mu)$.

Окончательно кинетическая энергия всей лапы равна

$$T_{\text{лапы}} = \frac{1}{2}\left(mq(\varphi) + J_{CD}\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)^2\right)\dot{\varphi}^2.$$

Кинетическая энергия механизма:

$$T = T_{\text{ротора}} + T_{\text{кр}} + T_{\text{лапы}} = \frac{1}{2}J_{\text{ротора}}\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}J_{\text{кр}}\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}\left(mq(\varphi) + J_{CD}\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)^2\right)\dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2}J(\varphi)\dot{\varphi}^2,$$

где $J(\varphi) = J_{\text{ротора}} + J_{\text{кр}} + mq(\varphi) + J_{\text{лапы}}\left(\frac{d\gamma}{d\varphi}\right)^2$ – приведенный к кривошипу момент инерции механизма.

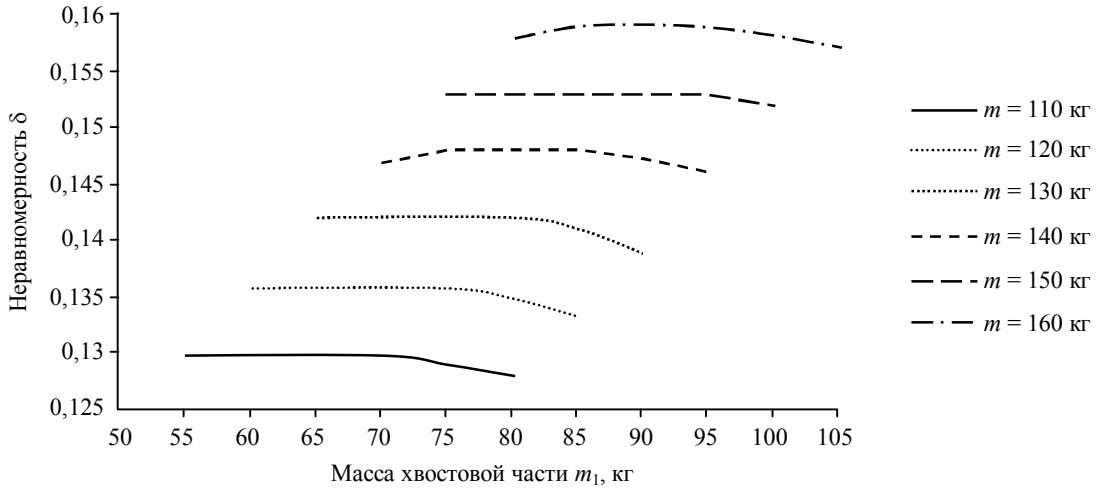


Рис.3. График зависимости $\delta = f(m_1)$ для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной хвостовой частью лапы

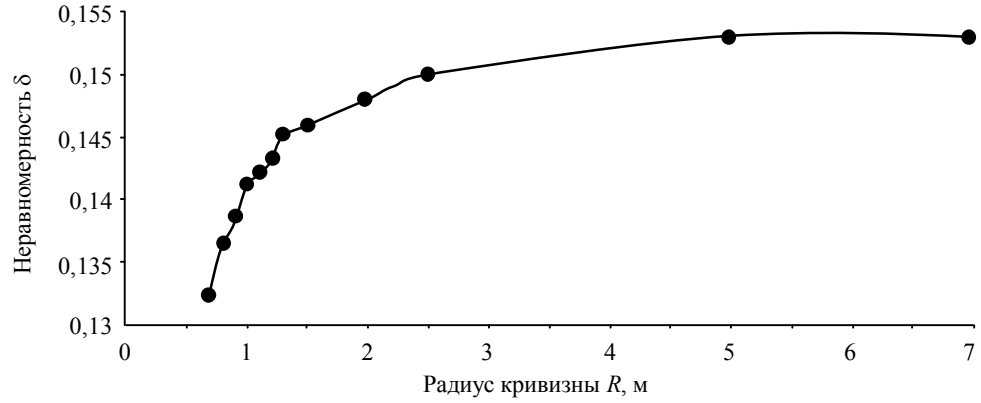


Рис.4. График зависимости $\delta = f(R)$ для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной хвостовой частью лапы

Полученные выражения кинетической энергии и приведенного момента инерции механизма подставим в уравнение Лагранжа:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \varphi} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q .$$

Данное уравнение описывает движение ведущего звена механизма рабочего органа погрузочной машины, на основании представленных зависимостей получено окончательное уравнение движения механизма нагребающей лапы с учетом момента двигателя для исследования коэффициента неравномерности движения механизмов нагребающей лапы [1, 6].

На неравномерность движения δ влияет смещение центра масс нагребающей лапы в сторону хвостовой части перераспределением масс рабочей и хвостовой частей лапы. Установлено, что с увеличением массы хвостовой части лапы коэффициент неравномерности движения механизма снижается для всех принятых значений массы лапы m.

На рис.3 представлены зависимости неравномерности хода δ в функции массы хвостовой части лапы m_1 для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной хвостовой частью лапы.

Установлена параболическая зависимость $\delta = f(m_1)$. Анализ представленных кривых показал, что с увеличением массы хвостовой части лапы m_1 коэффициент неравномерности движения механизма δ снижается для всех принятых значений массы лапы m для исследуемых механизмов.

На рис.4 представлен график зависимости неравномерности движения ведущего звена (кривошипа) δ от радиуса искривления хвостовой части R для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной хвостовой частью лапы.

При изменении радиуса кривизны хвостовой части лапы R от 0,7 до 2,5 м коэффициент неравномерности δ возрастает от 0,132 до 0,150, при дальнейшем изменении R от 2,5 до 7 м коэффициент неравномерности δ практически не изменяется (0,150-0,153), а кривая приближается к значению коэффициента неравномерности равного 0,154.

Радиус криволинейной хвостовой части лапы R оказывает значительное влияние на вписываемость траектории и ее расположение на приемной плите. Поэтому в расчетах принято рациональное значение R = 1,1 м. Сравнение статистических показателей активной мощности привода механизма нагребающих лап погрузочной машины 2ПНБ-2 и результатов отдельного компьютерного моделирования рассматриваемых механизмов показало удовлетворительную сопоставимость и однородность совокупности основных статистических показателей, что свидетельствует о работоспособности предлагаемой модели.

По результатам динамического исследования механизмов нагребающих лап погрузочной машины типа ПНБ для исследуемых механизмов установлена параболическая зависимость коэффициента неравномерности движения механизма от массы хвостовой части нагребающей лапы. Увеличение массы хвостовой части лапы ведет к снижению коэффициента неравномерности движения. Сравнительный анализ показывает снижение коэффициента неравномерности для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой в 1,4 раза в сравнении с кривошипно-кулисным с прямолинейной кулисой и в 1,3 раза в сравнении с кривошипно-балансирным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Обоснование рациональных параметров механизма нагребающих лап шахтной погрузочной машины / И.П.Тимофеев, Н.А.Белоус, А.Ю. Кузькин, Г.В.Соколова // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 4; URL: www.science-education.ru/118-13901. Дата публикации 11.07.2014.

2. Погрузочные машины непрерывного действия: Учеб. пособие для вузов / Под ред. проф. И.Г.Штокмана. М.:Недра, 1986. С.319-337.

3. *Ревякина Е.А.* Метод определения параметров погрузочных машин с парными нагребающими лапами с учетом масштабного фактора и формы кусков погружаемого материала: Автореф. дис.…канд. техн. наук / Южно-Российский государственный технический университет (Новочеркасский политехнический институт). Новочеркасск, 2007. 20 с.

4. *Солод В.И.* Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И.Солод, В.И.Зайков, К.М.Первов. М.: Недра, 2003. 503 с.

5. *Тимофеев И.П.* Оптимизация параметров механизма нагребающей лапы погрузочной машины типа ПНБ / И.П.Тимофеев, Н.А.Белоус, А.Ю. Кузькин // Записки Горного института. 2014. Т. 209. С.13-16.

6. *Тимофеев И.П.* Синтез механизма исполнительного органа шахтной погрузочной машины с нагребающими лапами / И.П.Тимофеев, М.А.Васильева, А.Ю.Кузькин // Записки Горного института. 2012. Т.195. С.241-244.

REFERENCES

1. *Timofeev I.P.*, *Belous N.A.*, *Kuz'kin A.Y.*, *Sokolova G.V.* Obosnovanie racional'nyh parametrov mehanizma nagrebajushhih lap shahtnoj pogruzochnoj mashiny (*Justification of rational parameters of the shovel paw mechanism in a mine loading machine*). Sovremennye problemy nauki i obrazovanija. 2014. N 4; URL: www.science-education.ru/118-13901. Publication date 11.07.2014.

2. Pogruzochnye mashiny nepreryvnogo dejstvija (*Continuous loading machines*) / Edited by professor I.G.Shtokman. Moscow: Nedra, 1986, p.319-337.

3. *Revjakina E.A.* Metod opredelenija parametrov pogruzochnyh mashin s parnymi nagrebajushhimi lapami s uchetom masshtabnogo faktora i formy kuskov pogruzhaemogo materiala (*The method of determining the parameters of loading machines with pair gathering arms in view of the scale factor and shape of the loaded pieces*). Abstract of dissertation of candidate of technical sciences. Yuzhno-Rossiiskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet (Novocherkasskii politekhnicheskii institut). Novocherkassk, 2007, p.20.

4. *Solod V.I.*, *Zajkov V.I.*, *Pervov K.M.* Gornye mashiny i avtomatizirovannye kompleksy (*Mining machines and automated systems*). Moscow: Nedra, 2003, p.503.

5. *Timofeev I.P.*, *Belous N.A.*, *Kuz'kin A.Y.* Optimizacija parametrov mehanizma nagrebajushhej lapy pogruzochnoj mashiny tipa PNB (*Parameter optimization of the shovel paw mechanism in the LCS-type loading machine*). Zapiski Gornogo instituta. 2014. Vol.209, p.13-16.

6. *Timofeev I.P.*, *Vasilyeva M.A.*, *Kuz'kin A.Y.* Sintez mehanizma ispolnitel'nogo organa shahtnoj pogruzochnoj mashiny s nagrebajushhimi lapami (*Underground loading machine's working tool mechanism and shovel paws synthesis*). Zapiski Gornogo instituta. 2012. Vol.195, p.241-244.

DYNAMIC STUDY OF UNDERGROUND LOADING MACHINE'S WORKING TOOL CRANK-ROCKER MECHANISM

I.P.TIMOFEEV, *Dr. of Engineering Sciences*, *Professor*, *partim@mail.ru*
I.A.KOROLYOV, *PhD of Engineering Sciences*, *Assistant Professor*, *korolyov_ia@spmi.ru*
National Mineral Resources University (*Mining University*), *St Petersburg*, *Russia*

The article is devoted to the dynamic study of the underground shovel's working tool mechanism, assembled in accordance with a crank-rocker scheme, containing curved wings, as well as to the study of the effect on uneven movement rate, produced by the working tool mechanism; parameters and structural characteristics of the shovel paw design shape. On the basis of a synthesis of the loading machine's working tool mechanisms, a kinematic scheme with a shovel paw, consisting of a straight operating part and a curved working tail, is offered. A dynamic model of the mechanism based on a variable weight of shovel bulk cargo and drive parameters of the working tool is developed, a motion equation is made up. Comparison between statistical indicators of effective output obtained from the shovel loaders drive mechanism and the results of a separate computer simulation of the mechanisms under analysis attest to the proposed model's performability.

Key words: loading machine, crank-rocker mechanism, shovel paw, dynamic study, variable mass, movement irregularity factor.