

## ОБОСНОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА НА ПРОЦЕСС ЕГО ТОРМОЖЕНИЯ

*Лукиенко Л.В.*

*Тульский государственный педагогический университет им. Л.Н. Толстого,  
г.Тула*

**Ключевые слова:** очистной комбайн, бесцепная система подачи, процесс торможения, тормозной режим двигателя.

**Аннотация.** В работе показаны особенности работы двигателя бесцепной системы подачи, а также рассмотрены особенности влияния элементов механизма подачи очистных комбайнов с электроприводом механизма подачи на процесс его торможения.

## JUSTIFICATION OF THE INFLUENCE OF ELEMENTS OF THE HAULAGE MECHANISM OF THE SHEARER LOADER ON THE PROCESS OF ITS BRAKING

*Lukienko L.V.*

*Tula state pedagogical University named after L.N. Tolstoy, Tula*

**Keywords:** shearer loader, chainless haulage system, the braking process, brake mode of mover.

**Abstract.** The paper shows the features of the drive of the chainless haulage system, as well as the features of the influence of elements of the haulage mechanism of shearer loaders with an electric haulage mechanism on the process of its braking.

Одним из современных требований, предъявляемых к эксплуатируемой в промышленности технике, является обеспечение безопасности производственного процесса и обслуживающего персонала. В качестве примера можно рассмотреть выемку полезных ископаемых подземным способом из наклонных пластов. Решение этой задачи осуществляется в основном с использованием длинных очистных комплексно-механизированных забоев. При этом в качестве основной выемочной машины нашёл применение очистной комбайн, оснащённый бесцепной системой подачи. Её приводное зубчатое колесо взаимодействует с цевочной или зубчатой рейкой, жёстко закреплённой на завальном или забойном борту скребкового конвейера.

Целью работы является обоснование влияния элементов механизма подачи очистного комбайна на процесс его торможения.

В современных очистных комбайнах нашли наибольшее распространение механизмы подачи с электрическим приводом.

Тормозной путь очистного комбайна зависит от соотношения движущих сил и усилий сопротивления движению. К первым могут быть отнесены:

составляющая силы веса (скатывающая составляющая), инерция движущихся поступательно и вращающихся масс. При определённом стечении обстоятельств (перегон комбайна вниз по заранее зачищенной дороге с поднятым задним шнеком) движущую силу может также создавать передний шнек, перекатывающийся по почве. Однако, в связи с небольшой величиной этого усилия при расчётах им можно пренебречь, учитывая, что по требованиям правил безопасности коэффициент запаса тормозного усилия для каждого тормоза должен быть не менее 1,6 для тяжёлых машин. Усилия сопротивления: потери на трение в опорах и внутренние потери в двигателе БСП, трансмиссии и приводе механизма подачи, тормозной момент.

Таким образом, обобщённая математическая модель торможения очистного комбайна может быть записана в следующем виде:

$$M_m = f(G, \alpha, J_g, f_{on}, F_{\partial g}, F_{mp}, F_{np}, S_m), \quad (1)$$

где:  $M_m$  – необходимый тормозной момент,  $G$  – сила тяжести комбайна,  $\alpha$  – угол падения пласта,  $J_g$  – приведённый момент инерции вращающихся масс,  $f_{on}$  – коэффициент трения в опорах машины,  $F_{\partial g}$ ,  $F_{mp}$ ,  $F_{np}$  – внутренние потери в двигателе БСП, трансмиссии и приводе механизма подачи соответственно,  $S_m$  – тормозной путь.

Следовательно, для разработки математической модели процесса торможения очистного комбайна необходимо иметь математический аппарат, описывающий все составляющие приведённой зависимости. Одной из нерешённых до настоящего времени проблем является вопрос о величине потерь в двигателе БСП.

Двигатель БСП переводится в тормозной режим при перемещении очистного комбайна вниз вдоль лавы в пластах с углом падения более  $0^0$ , а также при неуправляемом скольжении машины под действием активных внешних сил в аварийных ситуациях. При этом ведущим элементом двигателя становится реечный став, а направление приложенного к колесу момента противоположно направлению его вращения.

Для обычного эвольвентно-цевочного двигателя характерно наличие кромочного контакта на выходе даже при номинальном межосевом расстоянии  $a_{w2-p}$ . Поэтому в тормозном режиме (рис. 1) вход в зацепление будет начинаться с кромки зуба.

Смена ведущего элемента (по сравнению с двигательным режимом) влечёт за собой изменение направления скорости скольжения и силы трения в точке контакта зуба и цевки на обратное (рис. 1).

Это приводит к тому, что линия действия  $n'-n'$  результирующей силы  $R$  отклоняется от нормали  $n-n$  на величину угла трения  $\varphi_{тр}$  в сторону центра колеса, а в зацеплении возникает выталкивающая радиальная сила  $F_{рад}$ , которая стремится к увеличению межосевого расстояния в паре.

В зависимости от смещения оси рейки  $h$  от основной окружности колеса возможны два варианта входа.

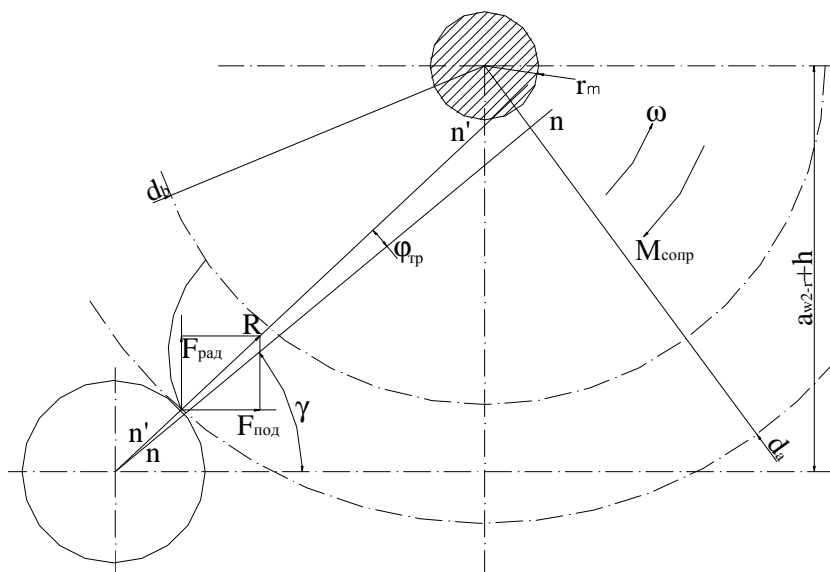


Рис. 1. Схема сил, действующих на колесо движителя в тормозном режиме при увеличенном  $a_{w2-p}$

Первый (при значительных  $h$ ) характеризуется тем, что в момент начала зацепления образующая цевки и окружность вершин колеса  $d_a$  (точка контакта  $Y$  принадлежит верхней грани зуба) становятся касательными друг к другу. Происходит «утыкание». При этом нормаль  $n-n$  пройдет через центр цевки и ось колеса – движитель заклинивается.

Во втором варианте (точка  $Y$  находится на продольной кромке зуба) контактная нормаль  $n-n$  располагается под углом  $\gamma$  к линии центров цевок, достигающем максимальных значений именно в момент входа в зацепление, а линия действия  $n'-n'$  результирующей силы  $R$  будет отклонена от  $n-n$  на угол  $\varphi_{тр}$  и направлена к центру колеса движителя БСП. При такой ориентировке  $n'-n'$  велика вероятность того, что линия действия  $R$  пройдет через круг трения радиуса  $r_t$  в опоре, а это, как известно из теории механизмов и машин, также приведет к заклиниванию движителя. Действующие в зацеплении выталкивающие радиальные усилия, достигающие при увеличенном межосевом расстоянии в паре колесо-рейка наибольших величин, будут стремиться отжать колесо и тем самым способствовать самоторможению. Следовательно, при увеличенном  $a_{w2-p}$  работа обычного движителя БСП в тормозном режиме становится невозможной. Это является следствием наличия длительного кромочного контакта.

В тормозном режиме на колесо движителя со смещенной рейкой будут действовать выталкивающие (направленные к оси колеса) радиальные усилия, которые будут максимальными при входе в зацепление и затем плавно снижаться до минимума по мере приближения цевки к линии межосевого расстояния. Смена контактирующих профилей происходит в тот момент, когда точка  $Y$  зуба выходящего из зацепления, находится в зоне линии  $a_{к-p}$

(слева от неё). Точное значение  $x$  координаты центра цевки при пересопряжении будет зависеть от  $k_\alpha$ ,  $\Delta a$  и  $\Delta p$ .

Коррекция межосевого расстояния  $\Delta a$  в паре колесо- рейка колеблется в пределах от 1,5 мм до 25 мм. Коррекция основного шага зубчатого колеса  $\Delta p$  изменяется от 1мм до 4 мм.

При разработке математической модели процесса торможения очистного комбайна, оснащённого бесцепной системой подачи зубчато-реечного типа, необходимо учитывать особенности работы движителя БСП в этом режиме.

При отработке наклонного пласта полезного ископаемого к комбайну приложена сила тяжести  $G$ , которая имеет две составляющие – нормальную  $G \cdot \cos \alpha$  и касательную  $G \cdot \sin \alpha$ . Последняя является активной внешней силой, способствующей скольжению вниз по пласту. Нормальная составляющая приводит к возникновению силы трения в опорах, равной  $fG \cos \alpha$ . Здесь  $f$  – приведённый коэффициент трения опор о направляющие конвейера.

На колесо движителя стоящего на наклонном пласте комбайна действует момент, равный произведению результирующей силы  $R$  на плечо  $m$ . Величина этого плеча определяется геометрией движителя и, с учётом сказанного выше, может быть найдена из зависимости:

$$m = a - x_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \gamma_1). \quad (2)$$

Расчёты показывают, что для применяемых в настоящее время движителей уменьшение плеча приложения силы  $R$  по сравнению с радиусом начальной окружности составляет 19...28%, что является достаточно весомой величиной.

Следовательно, значение тормозного момента, действующего на колесе (с учётом геометрии движителя БСП), необходимого для исключения сползания, стоящего на месте обесточенного комбайна:

$$M'_m = G \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha) \cdot [a - x_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \gamma_1)]. \quad (3)$$

На машину в период торможения действуют динамические силы (обусловленные кинетической энергией вращающихся масс привода и поступательного движения её корпуса), а также внутренние силы. Поэтому математическая модель процесса торможения очистного комбайна, оснащённого БСП, учитывающая геометрические характеристики движителя БСП и силовые параметры механизма подачи может быть записана в общем виде:

$$M' = G \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha) \cdot [a - x_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \gamma_1)] + M_\delta - M_{\text{вн.с.}}, \quad (4)$$

где  $M_\delta$  – момент движущих сил, приведённый к валу колеса движителя БСП,  $M_{\text{вн.с.}}$  – момент внутренних сил, приведённый к валу колеса движителя БСП.

В зависимость (4), кроме рассмотренных выше, входят две величины – момент, возникающий от внутренних сил сопротивления и момент, обусловленный действием движущих сил. Первая составляющая для рассматриваемой группы комбайнов, может быть учтена коэффициентом

полезного действия трансмиссии. Вторая – является более сложной. Рассмотрим, из чего складывается и как может быть определён момент, возникающий от действия движущих сил.

Работая на наклонном пласте, очистной комбайн обладает потенциальной и кинетической энергиями. Потенциальная энергия, определяющая перепад высот, входит в выражение (4) в развёрнутом виде. Таким образом, необходимо получить зависимость для определения кинетической энергии, которой обладает машина. Её кинетическую энергию можно представить в виде двух составляющих: кинетической энергии поступательного движения корпуса и кинетической энергии вращательного движения элементов трансмиссии. Следует отметить, что кинетическая энергия вращения ротора электродвигателя составляет 95...97 % от общей энергии трансмиссии. Поэтому далее будем учитывать лишь влияние ротора на торможение комбайна. Тогда уравнение, описывающее энергию машины, приведённую к колесу движителя БСП, может быть записано в виде:

$$E = \frac{M}{2} \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{J}{2} \cdot \left( \frac{u}{60 \cdot R_k} \cdot \frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot n \cdot \eta_p \cdot \eta', \quad (5)$$

где  $M$  – масса комбайна, кг;  $\frac{dx}{dt}$  – скорость движения машины, м/с;  $J$  – момент инерции ротора электродвигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $u$  – передаточное число трансмиссии;  $R_k$  – радиус начальной окружности колеса движителя, м;  $n$  – количество электродвигателей;  $\eta_p$  – коэффициент полезного действия редуктора подающей части;  $\eta'$  – коэффициент полезного действия движителя БСП в тормозном режиме.

Известно, что усилие, необходимое для перемещения тела, есть отношение энергии, которой оно обладает к перемещению:

$$F = \frac{1}{S_m} \cdot \left( \frac{M}{2} \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{J}{2} \cdot \left( \frac{u}{60 \cdot R_k} \cdot \frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot n \cdot \eta_p \cdot \eta' \right). \quad (6)$$

Момент, обусловленный действием движущих сил, может быть записан:

$$M_\delta = \frac{R_k}{S_m} \cdot \left( \frac{M}{2} \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{J}{2} \cdot \left( \frac{u}{60 \cdot R_k} \right)^2 \cdot n \cdot \eta_p \cdot \eta' \right). \quad (7)$$

Итак, окончательно:

$$\begin{aligned} \frac{iM_m u}{\eta_p \eta'} = G(\sin \alpha - f \cos \alpha) [a_{\kappa-p} - x_0 t g(\varphi + \gamma_1)] + \\ + \left( \frac{M}{2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{J}{2} \left( \frac{u}{60 R_k} \cdot \frac{dx}{dt} \right)^2 n \eta_p \eta' \right) \frac{R_k}{S_m}, \end{aligned} \quad (8)$$

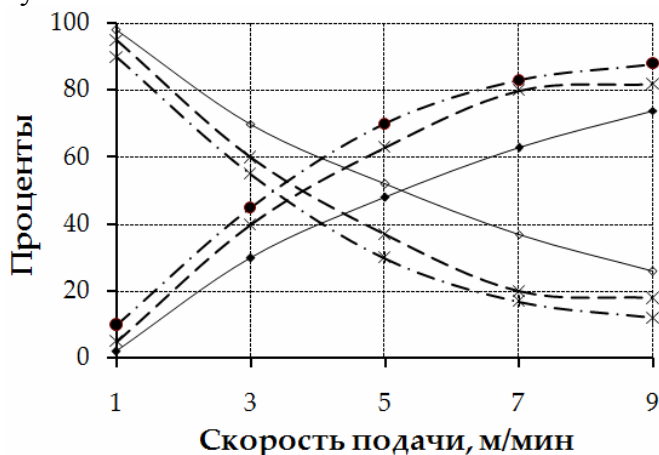
где  $i$  – количество механизмов подачи, установленных на очистном комбайне.

Зависимость (8) обеспечивает возможность анализа влияния на процесс торможения элементов выемочной машины с электроприводом механизма подачи. При её разработке приняты следующие допущения:

- шнеки не контактируют с забоем;
- при определении кинетической энергии вращающихся масс учитывается только инерция ротора электродвигателя механизма подачи;
- колебаниями шага зацепления и межосевого расстояния движителя БСП, а также перемещением точки контакта по цевке пренебрегаем.

Анализ зависимости (8) показывает, что при прочих равных условиях, тормозной путь находится в прямой зависимости от кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс. При этом, учитывая небольшие скорости движения машин, трудно ожидать, что кинетическая энергия поступательно движущихся масс может играть значительную роль в формировании тормозного пути. В то же время на эту величину оказывает большое влияние передаточное число кинематической цепи тормоз – приводное колесо движителя БСП.

Для определения мер, направленных на повышение эффективности работы тормозных устройств, необходимо иметь чёткое представление о том, какая доля тормозного момента расходуется на гашение энергии различных элементов машины, свободно движущейся по наклонному пласту. С этой целью был определён удельный вес в процентах моментов, действующих на колесе движителя БСП вследствие кинетических энергий поступательно движущихся и вращающихся масс, а также работы скатывающей составляющей силы тяжести для комбайнов 1КШЭ, РКУП25 и 2РКУП20 в функции скорости перемещения. Результаты расчётов представлены в виде графиков на рисунке 2.



1-1' – кинетическая энергия вращающихся масс и потенциальная энергия комбайна 1КШЭ; 2-2' – то же для комбайна РКУП25; 3-3' – то же для комбайна 2РКУП20

Рис. 2. Распределение тормозного момента по отдельным составляющим

Графики построены для следующих условий: угол падения пласта  $\alpha=35^{\circ}$ , путь торможения  $S_m=0,4$  м. Из графиков следует, что удельные веса

различных видов энергий в значительной мере зависят от начальной скорости торможения. При  $v=8$  м/мин удельный вес момента от кинетической энергии вращающегося ротора для 1КШЭ составляет 82,6 %, работы составляющей силы веса 17,2 %, кинетической энергии поступательно движущихся масс – 0,2 %.

Те же величины при  $v=4$  м/мин: 53,4 %, 46,5 %, 0,07 % соответственно (уменьшение удельного веса кинетических энергий может быть объяснено меньшей величиной скорости). Для 2РКУП20 ещё больше выражена ведущая роль кинетической энергии вращающихся масс – при  $v=9$  м/мин удельный вес её составляет 88,3 %. Аналогичные расчёты были проведены для 1КШЭ при следующих исходных данных  $S_m=0,7$  м,  $\alpha=35^\circ$ ,  $v=8$  м/мин. Анализ результатов показал, что путь торможения оказывает меньшее влияние на эти величины. Так, при  $S_m=0,7$  м удельный вес момента от кинетической энергии вращения ротора электродвигателя составляет 80,3 %, работы скатывающей составляющей 19,6 %, кинетической энергии поступательно движущихся масс 0,1 %.

Таким образом, установлено, что у комбайнов с электрическим приводом механизма подачи тормозной момент, развиваемый ВСТ в основном расходуется на гашение кинетической энергии вращающихся элементов трансмиссии и, прежде всего - высокооборотного ротора электродвигателя. Следовательно, для повышения эффективности работы тормозных устройств и обеспечения возможности надёжной остановки в соответствии с требованиями безопасности необходимо разгружать тормоз от действия кинетической энергии вращающегося ротора электродвигателя.

В качестве альтернативного правилам безопасности критерия, определяющего эффективность работы систем торможения, может быть использована величина удельного тормозного момента:

$$K_m = \frac{M_m}{M + K_u}, \quad (9)$$

где  $M$  – скатывающая составляющая силы тяжести машины, кг;  $M_m$  – тормозной момент, развиваемый тормозом комбайна, приведённый к колесу движителя, Н·м;  $K_u$  – коэффициент, учитывающий дополнительную составляющую в направлении движения от инерционных сил.

Такой критерий, учитывая все основные силы, действующие на комбайн в начале торможения, позволяет объективно судить об эффективности тормозов уже на стадии проектирования.

Величина удельного тормозного момента растёт с уменьшением массы машины (рис. 3), что может быть объяснено увеличением доли динамической составляющей в общем балансе сил.

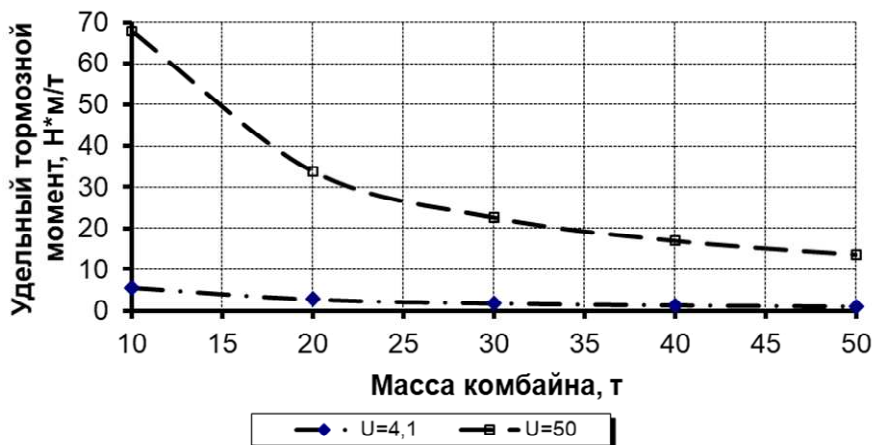


Рис. 3. Зависимость удельного тормозного момента от массы комбайна

На основе единого методического подхода к изучению процесса торможения очистного комбайна, оснащённого бесцепной системой подачи показано следующее.

– При торможении тяжёлых комбайнов с электроприводом механизма подачи основная часть энергии торможения расходуется на гашение кинетической энергии вращающихся масс, при этом влияние составляющей силы тяжести не является определяющим в общем балансе сил при торможении

– Требование правил безопасности о том, что величина момента, развиваемого одним тормозом должна быть не менее двух составляющих сил тяжести комбайна, не может служить критерием эффективности тормозов. В качестве критерия эффективности работы тормозных устройств может быть использован удельный тормозной момент.

– Величина удельного тормозного момента для комбайнов с электроприводом механизма подачи растёт с уменьшением массы машины, что может быть объяснено увеличением доли динамической добавки от вращающихся элементов трансмиссии.

#### Список литературы

1. Дьяков В.А. Создание и установление основных параметров тормозного устройства комбайна с бесцепной системой подачи. Автореф. канд. дисс. – Караганда: КНИУИ, 1985. – 17 с.
2. Носенко С.И. Разработка методов расчёта тяговых органов бесцепных систем подачи очистных комбайнов, обеспечивающих повышение прочности и снижение металлоёмкости реечных ставов. Дисс. ... канд. техн. наук. – Тула, 1991. – 245с.
3. Фролов А.Г., Буцык Н.И. Выбор параметров цевочного зацепления зубчато – реечного механизма БСП выемочного комбайна // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1980. – №4. – С. 93-96
4. Обабков В.К., Райхман А.М. Особенности поведения очистных комбайнов при различной жёсткости двигателя системы подачи // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1984. – №9. – С. 69-73.



5. Бойко Н.Г., Горобец И.А., Костюков В.М. Кинематика зацепления зубьев движителя бесцепной системы подачи очистных комбайнов // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1988. – №9. – С. 79-82.
6. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 432 с.
7. Смирнов С.Н., Годынский Э.Г. Геометрия цевочного зацепления бесцепных систем подачи выемочных машин // Сб. Исследование и совершенствование способов средств осушения и очистной выемки шахт Подмоскловного бассейна. – Тула: ТулПИ, 1980. – С.153-160.
8. Горобец И.А. Оптимизация профиля зубьев движителей механизма перемещения очистных комбайнов // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1992. – №5. – С. 77-82.

### References

1. Dyakov V.A. Creation and establishment of the main parameters of the brake device of a combine with a chainless feed system. Abstract of the cand. diss. – Karaganda: KNIUI, 1985. – 17 p.
2. Nosenko S.I. Development of methods for calculating the traction organs of chainless feed systems of cleaning combines, which provide an increase in strength and a decrease in the metal content of rack-and-pinion staves. Diss. ... cand. of tech. sc. – Tula, 1991. – 245p.
3. Frolov A.G., Butsyk N.I. Selection of parameters of the pinion engagement of the gear-rack mechanism of the BSP of the dredging combine // News of higher educational institutions. Mining journal. – 1980. – No. 4. – P. 93-96
4. Obabkov V.K., Raikhman A.M. Features of the behavior of cleaning combines with different stiffness of the feed system mover // News of higher educational institutions. Mining journal. – 1984. – No. 9. – P. 69-73.
5. Boyko N.G., Gorobets I.A., Kostyukov V.M. Kinematics of engagement of teeth of the mover of a chainless feed system of cleaning combines // News of higher educational institutions. Mining journal. – 1988. – No. 9. – P. 79-82.
6. Gavrilenko V.A. Fundamentals of the theory of involute gear transmission. – М.: Mechanical Engineering, 1969. – 432 p.
7. Smirnov S.N., Godynsky E.G. the geometry of the cycloid gear chainless feed systems of mining machines // Proc. The study and improvement of methods of means of drainage and stoping mines the Suburban pool. – Tula: TulPI, 1980. – P. 153-160.
8. Gorobets I.A. Optimization of the profile of the teeth of the movers of the movement mechanism of cleaning combines // News of higher educational institutions. Mining journal. – 1992. – No. 5. – P. 77-82.

#### *Сведения об авторах:*

**Лукиенко Леонид Викторович** – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, Тульский государственный педагогический университет им. Л.Н. Толстого, Тула, Россия, lukienko\_lv@mail.ru

#### *Information about authors:*

**Lukienko Leonid Viktorovich** – doctor of technical sciences, associate professor, head of the department, Tula state pedagogical university named after L.N. Tolstoy, Tula, Russia, lukienko\_lv@mail.ru

*Получена 06.12.2020*