

ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ТАЖЕЛО НАГРУЖЕННЫХ ГОРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Л.В.ЛУКИЕНКО, д-р техн. наук, профессор, *lukienko_lv@mail.ru*

К.В.ГАЛЬЧЕНКО, аспирант, *lukienko_lv@mail.ru*

И.В.ЛИТВИНОВ, аспирант, *lukienko_lv@mail.ru*

Новомосковский институт (филиал) Российского химико-технологического университета
им. Д.И.Менделеева, Россия

В статье представлены результаты исследований по обоснованию кинематических и силовых параметров зубчато-реечных движителей тяжело нагруженных горно-технологических машин. Показано, что для принятия конструктором более обоснованных конструктивных решений целесообразно проводить оценку изнашивания проектируемой передачи на стадии проектирования. Предложено применять дополнительные показатели качества зацепления: коэффициенты ускорения и скорости скольжения, а также коэффициент задиростойкости. Введение этих параметров позволит выбрать геометрические параметры проектируемых движителей, которые будут обладать наилучшими кинематическими и силовыми характеристиками и наименее склонны к изнашиванию.

Ключевые слова: зубчато-реечный двигатель, горно-технологическая машина, изнашивание, коэффициент ускорения скольжения, коэффициент скорости скольжения.

Энергетической стратегией России на период до 2035 г. поставлена задача увеличения добычи угля в 1,28 раза при внедрении передового оборудования для добычи и транспортировки угля. Одно из направлений решения этой важной проблемы – применение зубчато-реечных передач в тяжело нагруженных горно-технологических машинах (очистных комбайнах, экскаваторах, стволовых комплексах) обусловлено целым рядом их достоинств. Вместе с тем необходимость разработки горно-технологических машин, обладающих повышенным ресурсом, и возросшая конкуренция среди производителей горного машиностроения предполагают проведение комплекса исследований по совершенствованию методов проектирования и обоснованию кинематических и силовых параметров зубчато-реечных движителей тяжело нагруженных горно-технологических машин.

Известные методы конструирования позволяют определить основные параметры зубчато-реечных движителей лишь в проектном состоянии [1, 2, 4, 6] и не учитывают их изменения в процессе неизбежного изнашивания. При этом используемые качественные показатели (коэффициент запаса профиля, коэффициент неравномерности скорости подачи, силовой коэффициент) не дают возможности конструктору принять обоснованное решение при выборе параметров проектируемой передачи. Создание обоснованного теоретического метода выбора силовых и кинематических параметров с учетом изнашивания зубчато-реечных движителей тяжело нагруженных горно-технологических машин, подтвержденного результатами опыта эксплуатации, позволило бы разработать корректную методику прогнозирования ресурса зубчато-реечных движителей на стадии проектирования.

Поверхностная прочность зубьев тяжело нагруженной зубчато-реечной передачи по критерию заедания может быть охарактеризована коэффициентом задиростойкости и повышается при увеличении скорости качения либо уменьшении скорости скольжения [3]. Зависимость для расчета коэффициента задиростойкости имеет вид

$$\chi = \frac{r_0}{r_{\text{п}} - r_0},$$

где r_0 – радиус цевки цевочной рейки, мм; $r_{\text{п}}$ – радиус профиля зуба колеса, мм.

Оценку влияния скорости скольжения на работоспособность проектируемой передачи целесообразно проводить по зависимости:

$$\xi = \frac{\omega_1 r_{\text{k}} (r_{\text{п}} - r_0)}{r_0 \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos \left(a \tan \left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)} \right) \right)}}.$$

Как известно, прогрессивное истирание материала поверхностного слоя взаимодействующих тел может быть объяснено ускоренным скольжением при перемещении одного тела относительно другого. Для количественной оценки этого явления целесообразно использовать коэффициент ускоренного скольжения:

$$\Omega = \frac{\frac{d}{d(\phi_1)} \left((r_{\text{п}} - r_0) \omega_1 \sqrt{\frac{r_{\text{п.п}}^2 + r_{\text{п}}^2 - 2r_{\text{п.п}} r_{\text{п}} \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)}{r_0}} \right)}{\frac{d}{d(\phi_1)} \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos \left(a \tan \left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)} \right) \right)}},$$

$$r_{\text{k}} = \sqrt{r_{\text{п.п}}^2 + r_{\text{п}}^2 - 2r_{\text{п.п}} r_{\text{п}} \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)},$$

где $v_1 = \omega_1 r_{\text{k}}$ – скорость вращения зубчатого колеса; r_{k} – радиус окружности, на которой расположена точка контакта зуба колеса и цевки; $r_{\text{п.п}}$ – радиус окружности, на которой расположены центры кривизны радиусов профилей зубьев колеса; γ_i – угол давления в зацеплении; ω_1 – угловая скорость вращения зубчатого колеса; a_{w2} – межосевое расстояние в паре зубчатое колесо – цевочная рейка; ϕ_i – угол поворота зубчатого колеса; $v_p = \omega_1 (a_{w2} - r_0 \sin \gamma_i)$ – скорость подачи горно-технологической машины.

Анализируя графики зависимости коэффициентов ускорения и скорости скольжения (рис.1), можно отметить, что коэффициент ускорения скольжения гораздо более чувствителен к происходящим изменениям при работе зубчатого колеса (изменяется за фазу зацепления на 93,3 %, тогда как коэффициент изменения скорости скольжения – на 41,7 %) и, таким образом, более полно в сравнении с коэффициентом скорости скольжения может охарактеризовать работу контактирующих элементов. При этом при проектировании необходимо стремиться к минимизации коэффициента ускорения скольжения.

Проведенный натурный эксперимент [5] по изучению изнашивания зубчато-реечных движителей в различных горно-геологических условиях показал, что они работают в условиях сухого трения, часто в присутствии абразивной среды, при колебании межосевого расстояния и значительном колебании действующих нагрузок. Основной причиной выхода из строя зубчато-реечных движителей является механическое изнашивание. При описании процесса изнашивания определяющими факторами являются геометрические и силовые параметры движителя (рис.2, а), необходимо также учитывать и трибологические характеристики взаимодействующих деталей. Процесс изнашивания элементов зубчатого колеса и рейки (рис.2, б) [7] может быть охарактеризован величиной скорости изнашивания, направленной по нормали к поверхности трения вглубь изнашиваемого материала и зависящей от режима работы рассматриваемой точки взаимодействующих профилей и свойств материала. Для решения задачи изнашивания рассмотрим ряд дискретных состояний, через

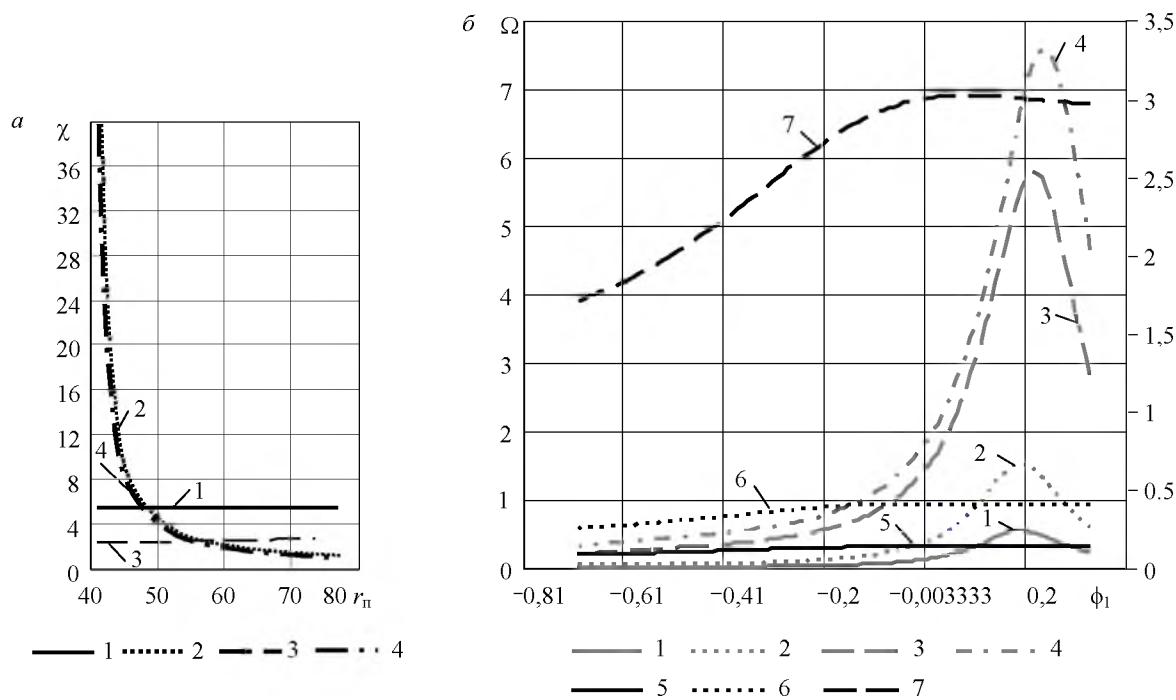


Рис.1. Зависимости коэффициента задиростойкости от радиуса профиля зуба колеса (а) и коэффициентов ускорения и скорости скольжения (б) от угла поворота колеса ($z = 17$, шаг зацепления рейки $p = 80$ мм)
а: 1 - $\chi(r_n)$; 2 - $\chi_1(r_n)$; 3 - $\chi_2(r_n)$; 4 - $\chi_3(r_n)$; б: 1 - $\Omega(\phi_1)$; 2 - $\Omega_1(\phi_1)$; 3 - $\Omega_2(\phi_1)$; 4 - $\Omega_3(\phi_1)$; 5 - $\zeta_1(\phi_1)$; 6 - $\zeta_2(\phi_1)$; 7 - $\zeta_3(\phi_1)$

которые проходит движитель за время его эксплуатации. Каждое последующее состояние контактирующих элементов отличается от предыдущего на величину износа за некоторый малый промежуток времени – шаг износа. В результате изнашивания за один шаг зубья колеса и рейки перейдут в новое состояние, при этом векторы износа и перемещений деталей совпадать не будут.

Чтобы обеспечить постоянство контакта, колесо должно повернуться на некоторый дополнительный угол, что приведет к нарушению характеристик работы машины. Оценка износа пары за один шаг может быть осуществлена с учетом распределения удельной нагрузки при контакте двух профилей с различными радиусами кривизны и упругими свойствами материала, а также известных закономерностей изнашивания материала.

Исходными данными для расчета на износ пары зубчатое колесо – цевочная рейка являются: шаг зацепления P_p , диаметр цевок d_u , межосевое расстояние a_{w2-p} и диапазон его возможного варьирования Δa_{w2-p} , минимальное значение зазора в зацеплении J_{min} , радиус профиля зуба колеса r_{n2} , радиус окружности центров профилей зубьев колеса $r_{ц,n2}$, число зубьев z_2 и частота вращения колеса n_2 , толщина зубьев колеса b , суммарная длина реечного става L_p , крутящий момент на колесе M_{kp2} , коэффициент трения пары материалов колеса и рейки f_{tp} , модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов колеса E_2 и рейки E_3 , v_2 и v_3 , коэффициенты для определения интенсивностей изнашивания $J_{2i,k}$ материалов колеса и рейки $A_2, A_3, B_2, B_3, C_2, C_3, D_2, D_3$, максимально допустимая суммарная величина износа в паре колесо – рейка $\Delta h_{2-p \max}$, временной интервал шага износа δt , а также величины, определяемые из расчета геометрии зубчато-реечной передачи $\psi_{a2 \max}, \phi, \phi_2, \tau_2, r_{f2}, r_{v2}, y_0$.

Для анализа взаимодействия контактирующих профилей применим метод обращения движения: колесо вращается вокруг своей закрепленной оси, а рейка, под действием крутящего момента, передаваемого колесом, перемещается по касательной к окружности, на которой расположены центры профилей зуба колеса. Износ в i -й точке контакта зуба колеса за первый шаг определяется по зависимости

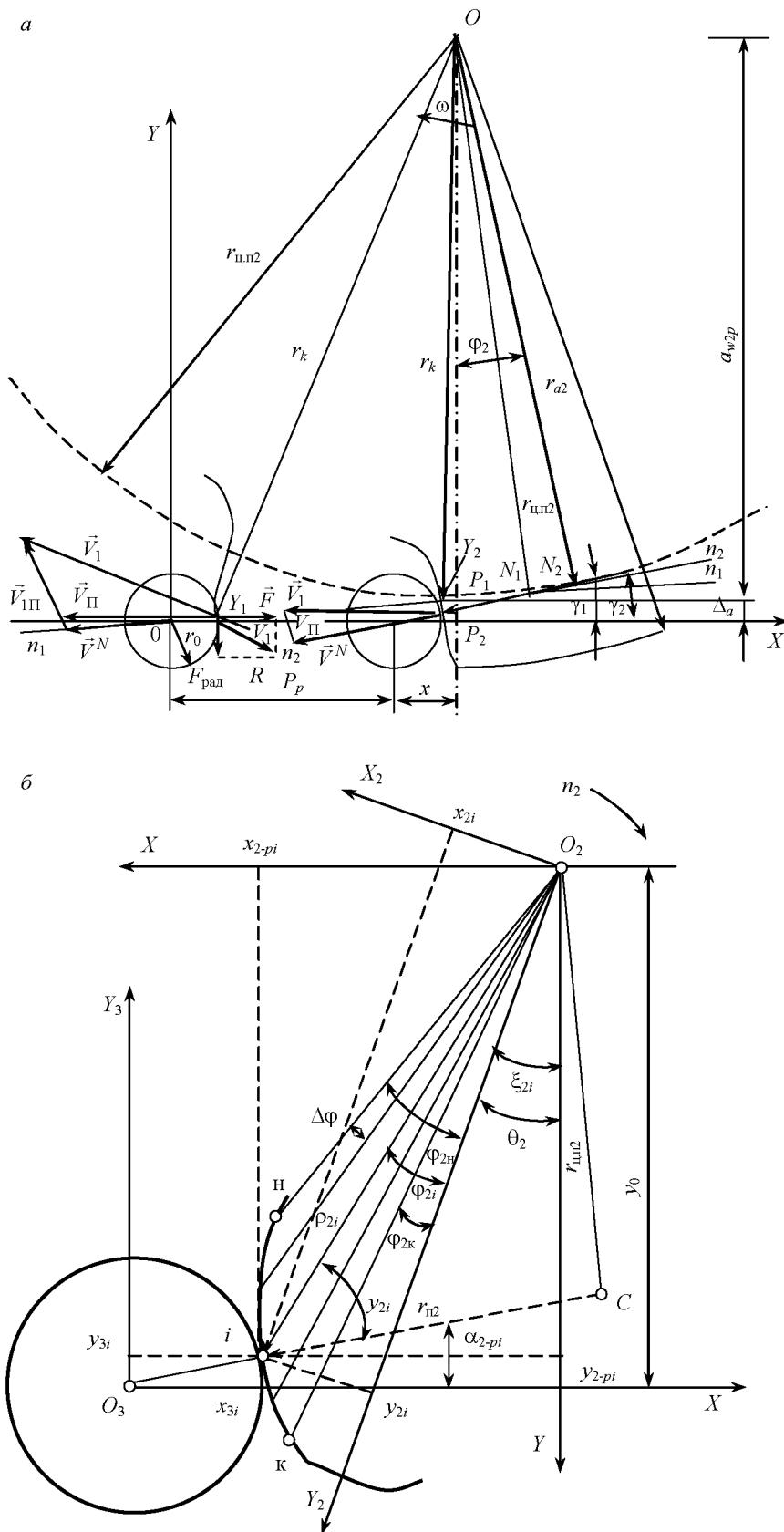


Рис.2. Расчетная схема к определению: а – силовых и кинематических параметров зубчато-реечной передачи; б – изнашивания зубчато-реечной передачи

$$h_{2i} = 2d_{2-pi} \left(1 + \frac{\left| \sqrt{p_{2i-1}^2 + p_{2i}^2 - 2p_{2i-1}p_{2i} \cos(\Delta\varphi)} - |y_{3i} - y_{3i-1}| \right|}{\sqrt{p_{2i-1}^2 + p_{2i}^2 - 2p_{2i-1}p_{2i} \cos(\Delta\varphi)}} \right) n_2 \delta t \sum_{k=1}^m J_{2i,k},$$

где d_{2-pi} – половина длины линии контакта профилей; $\Delta\varphi$ – угловой шаг для расчета на износ; n_2 – частота вращения колеса зубчато-реечного движителя; p_{2i} – радиус вектор i -й точки контакта; $J_{2i,k}$ – интенсивность изнашивания материала колеса.

Для определения величин интенсивностей изнашивания $J_{2i,k}$ материалов элементов движителей были проведены модельные стеновые исследования. Проведенный анализ показал, что наиболее подходящей является машина трения СМЦ-2, предназначенная для испытания материалов при механическом изнашивании в условиях трения качения при нормальных температурах.

Зависимость для определения интенсивности изнашивания материалов колеса и рейки (при коэффициенте корреляции 0,997 и погрешности разброса данных 3,8 % по механической составляющей изнашивания) имеет вид

$$J_{2i,k} = A_2 (B_2 P_{i,k}^3 + C_2 P_{i,k}^3 + D_2 P_{i,k}),$$

где A_2 – коэффициент абразивного ускорения износа материала колеса; B_2 , C_2 , D_2 – коэффициенты для определения механической составляющей изнашивания колеса; $P_{i,k}$ – контактная нагрузка в паре колесо – рейка движителя.

В работе [7] получены значения коэффициентов B_2 , C_2 , D_2 для различных сочетаний марок сталей и видов термообработки, применяемых для изготовления движителей БСП.

Передача достигает предельного состояния при выполнении условия

$$(h_{2i} + h_{3i}) = \Delta h_{2-p \max},$$

где $(h_{2i} + h_{3i})$ – суммарная величина износа контактирующих элементов; $\Delta h_{2-p \max}$ – максимально допустимый износ.

Подход к решению задачи моделирования процесса изнашивания пары шестерня – зубчатое колесо аналогичен примененному при расчете пары зубчатое колесо – рейка. Принятый способ разбиения линии контакта деталей позволяет разработать единую модель процесса изнашивания трехэлементного движителя за счет использования угла поворота радиус-вектора, определяющего положение текущей точки контакта рабочих профилей со-пряженных деталей в подвижной системе координат, жестко связанной с зубом колеса. Это обеспечивает достаточно точное моделирование работы исследуемых движителей БСП высокопроизводительных очистных комбайнов. Методика позволяет через шаг износа определять координаты точек контакта изношенных профилей деталей. Причем учитывается, что в процессе одного шага износа в трехэлементном движителе изнашиваются оба профилья зуба зубчатого колеса (один – при взаимодействии с зубом шестерни, второй – при контакте с зубом или цевкой рейки). Каждый такой процесс моделируется отдельно.

По окончании шага износа характер взаимодействия контактирующих профилей меняется. При этом пересчету и коррекции подлежат развивающиеся системой усилие подачи F_n и скорость перемещения комбайна V , зависящие непосредственно от также подлежащих пересчету крутящего момента на зубчатом колесе M_{kp} и частоты вращения колеса n_2 . Контролируемыми величинами при расчете трехэлементного движителя являются колебания усилия подачи и скорости перемещения комбайна, прочность зубьев шестерни и колеса, а также величины максимальных износов зубьев и цевок, которые не должны превышать уста-

новленных предельных значений. По достижении какой-либо характеристикой своего предела расчет прекращается и определяется ресурс трехэлементного движителя БСП очистного комбайна.

Изменение усилия подачи за фазу зацепления может быть оценено по зависимости, учитывающей процесс изнашивания контактирующих элементов:

$$F_{ni} = -\frac{M_{kp2} \cos\left(\arctg(f_{tp}) - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \alpha_{2-p}\right)}{\rho_{2i} \cos\left(\xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \arctg(f_{tp})\right)},$$

где f_{tp} – коэффициент трения в зацеплении колесо – рейка; M_{kp2} – крутящий момент на зубчатом колесе; α_{2-p} – угол давления в зацеплении колесо – рейка; ξ_{2i} – угол между неподвижной системой координат, жестко связанной с центром колеса XO_2Y и подвижной системой координат X_2OY_2 , жестко связанной с зубом колеса.

Анализ результатов моделирования (рис.3) позволяет сделать вывод, что на большей части фазы зацепления усилие подачи убывает, а скорость перемещения комбайна возрастает (точка контакта смещается к нижней границе рабочего участка профилей).

Характер кривых меняется на последней четверти фазы зацепления (точка контакта смещается к верхней границе рабочего участка профилей), при этом пересопряжение сопровождается понижением скорости подачи и скачком усилия (возрастает). Минимум кривой усилия подачи совпадает с максимумом кривой скорости перемещения комбайна. В результате изнашивания за время эксплуатации коэффициенты неравномерности усилия и скорости подачи контактирующих профилей зубьев шестерни, зубчатого колеса и зубьев (цевок) рейки существенно повышаются.

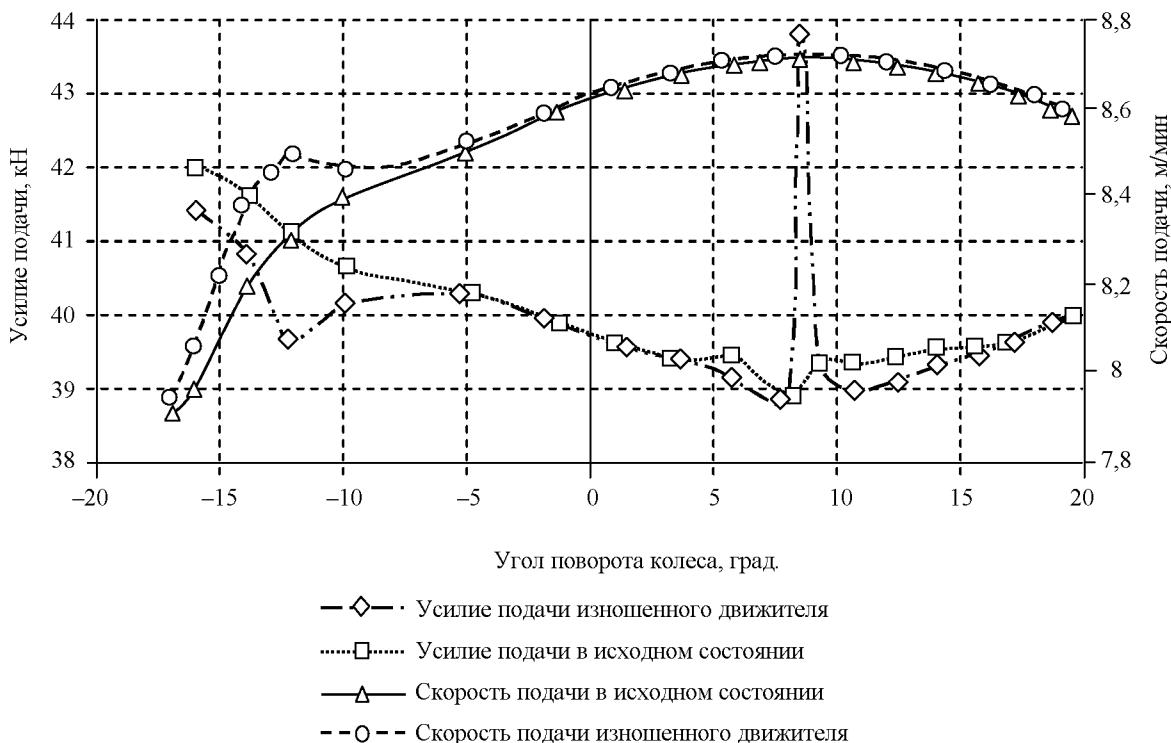


Рис.3. Изменение усилия подачи и скорости подачи в исходном и изношенном состоянии для двухэлементного движителя с зубчатой рейкой

При этом в двухэлементных движителях увеличение колебаний усилия подачи за фазу зацепления с износом профилей настолько значительно, что на момент максимального суммарного линейного износа в паре (6 мм) указанная характеристика возрастает почти в 2 раза относительно первоначального (исходного) уровня. Таким образом, в качестве критерия предельного состояния такого типа движителей следует рекомендовать коэффициент неравномерности усилия подачи, не допуская более чем двукратное его превышение в сравнении с доэксплуатационными показателями, либо, как минимум, контролировать указанный параметр наряду с контролем величины износа контактирующих профилей. Зубчато-реечный движитель должен проектироваться с двукратным запасом изгибной прочности изношенных зубьев колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по номинальным нагрузкам.

В трехэлементном движителе изменение силовых и кинематических характеристик в результате износа контактирующих профилей не столь значительно. Поэтому для такого типа движителей в качестве критерия предельного состояния следует рекомендовать величину максимального суммарного линейного износа профилей. При этом следует контролировать значения коэффициента неравномерности скорости подачи, не допуская его двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей. Необходимо проектировать движитель с учетом соблюдения требуемой изгибной прочности изношенных зубьев шестерни, зубчатого колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по максимально возможной нагрузке. В работе показано [7], что на изнашивание движителей существенное влияние оказывают также неравномерность силовых и кинематических характеристик привода, механические свойства материалов и горно-технологические условия эксплуатации. На основе аналитических исследований установлено, что ресурс движителей с зубчатой рейкой в среднем в 1,5 раза выше ресурса движителей с цевочным реечным ставом, что хорошо подтверждается накопленным опытом многолетней эксплуатации.

Проведенный с применением ПЭВМ на основе метода конечных элементов анализ прочностных характеристик тяговых органов (рис.4) позволил установить характер распределения напряжений в контактирующих элементах.

При проведении исследований было принято, что к рейке приложено тяговое усилие (80-250 кН) от взаимодействия с колесом движителя, равномерно распределенное по контактной образующей цевки. Моделирование опор осуществлено жестким закреплением по крепежным отверстиям. В качестве конечных элементов приняты четырехузловые тетраэдры со стороной 5 мм. Анализ напряженно-деформированного состояния показал, что наи-

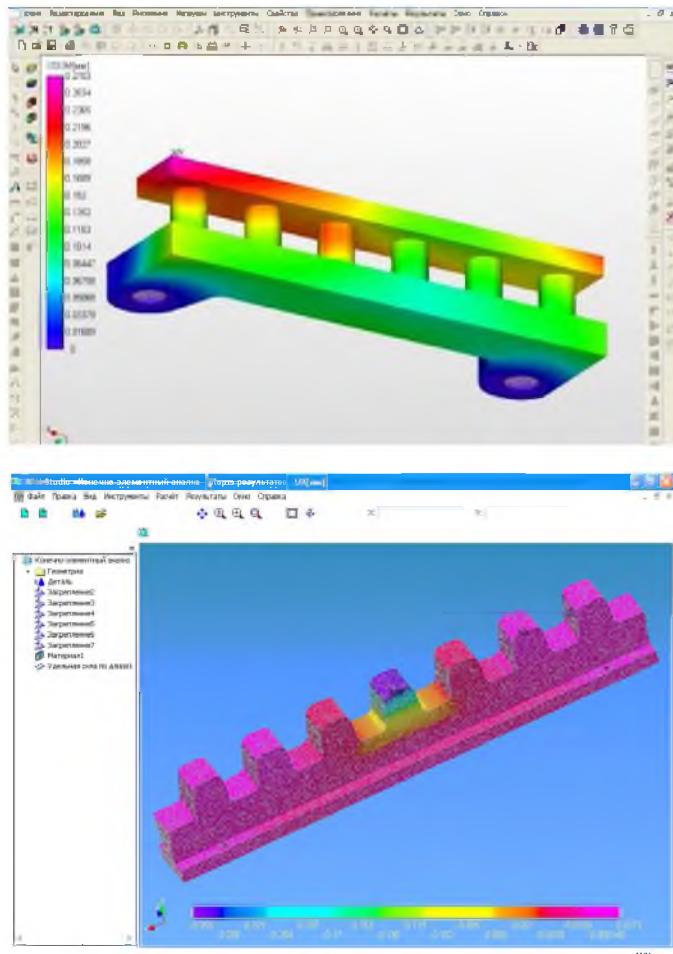


Рис.4. Анализ напряженно-деформированного состояния тяговых реек

более нагруженными элементами реек являются зуб, к которому приложена контактная нагрузка, а также два соседних зуба.

Результаты исследований могут быть использованы при проектировании зубчато-реечных движителей тяжело нагруженных горно-технологических машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бесцепные системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н.Семенов, В.Г.Лукиенко, Б.М.Геллер и др. М.: Недра, 1988. 152 с.
2. *Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов* / ДонНТУ. Донецк, 2004. 206 с.
3. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 431 с.
4. Кондрахин В.П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов / В.П.Кондрахин, В.В.Косарев, М.И.Стадник; ДонНТУ. Донецк, 2010. 257 с.
5. Лукиенко Л.В. Перспективы совершенствования тяговых органов бесцепных систем подачи / Л.В.Лукиенко, Л.М.Гельфанд, Т.Н.Андропова // Уголь. 1992. № 5. С.25-32.
6. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / П.Г.Сидоров, С.В.Козлов, В.А.Крюков, Л.П.Полосатов. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
7. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А.Бреннер, К.А.Головин, Т.В.Ковалева, Л.В.Лукиенко, А.Е.Пушкарев. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. 220 с.

REFERENCES

1. Semenov Yu.N., Lukienko V G., Geller B.M. et al. Bestsepnye sistemy podachi ochistnykh kombainov (*Chainless haulage systems of shearer loaders*). Moscow: Nedra, 1988, p.152.
2. Boiko N.G. Dinamika ochistnykh kombainov (*Dynamics of shearer loaders*). DonNTU. Donetsk, 2004, p.206.
3. Gavrilenco V.A. Osnovy teorii evol'ventnoi zubchatoi peredachi (*Foundations of the theory of an involute gearing*). Moscow: Mashinostroenie, 1969, p.431.
4. Kondrakhin V.P., Kosarev V.V., Stadnik M.I. Elektricheskie mehanizmy peremeshcheniya ochistnykh kombainov (*Electric haulage mechanisms of shearer loaders*). DonNTU. Donetsk, 2010, p.257.
5. Lukienko L.V., Gel'fand L.M., Andropova T.N. Perspektivy sovershenstvovaniya tyagovykh organov bestsepnykh sistem podachi (*Prospects of developing traction units of chainless haulage systems*). Ugol'. 1992. N 5, p.25-32.
6. Sidorov P.G., Kozlov S.V., Kryukov V.A., Polosatov L.P. Silovye zubchatye transmissii ugo'l'nykh kombainov. Teoriya i proektirovanie (*Power gear transmissions of shearer loaders. Theory and design*). Moscow: Mashinostroenie, 1995, p.296.
7. Brenner V.A., Golovin K.A., Kovaleva T.V., Lukienko L.V., Pushkarev A.E. Statsionarnye i tormoznye rezhimy raboty bestsepnykh sistem peremeshcheniya ochistnykh kombainov (*Stationary and brake operating modes chainless haulage systems of shearer loaders*) Tula: Izd-vo TulGU, 2007, p.220.

JUSTIFICATION OF KINEMATIC AND POWER PARAMETERS OF RACK AND PINION GEAR FOR HEAVY-LOADED MINING MACHINES

L.V.LUKIENKO, Dr. of Engineering Sciences, Professor, lukienko_lv@mail.ru

K.V.GAL'CHENKO, Postgraduate student, lukienko_lv@mail.ru

I.V.LITVINOV, Postgraduate student, lukienko_lv@mail.ru

Novomoskovsk Institute (branch) of Mendeleyev University of Chemical Technology of Russia,
Russia

The article contains the research findings on the justification of kinematic and power parameters of a rack and pinion system for heavy-loaded mining machines. The article points out that for a designer to find more reasonable constructive solutions it is advisable to carry out wear assessment of the designed gear at a design stage. Application of additional quality parameters of gearing is proposed, i.e. coefficients of acceleration and sliding velocity and the scoring resistance coefficient. Introduction of these parameters will allow choosing geometrical parameters of the designed gearing, which will possess the best kinematic and power characteristics and will be least inclined to wear.

Key words: rack and pinion system, mining machine, wear, sliding acceleration coefficient, sliding velocity coefficient.