

4. Маляров П.В. Исследование режимов работы шаровых мельниц с целью разработки износостойких профилей футеровочных плит/ Маляров П.В. Автореф. дис.. канд. техн. наук: 05.05.06. – Ленинград, 1980.

УДК 622.232

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ГОРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Л.В. Лукиенко

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой Агроинженерии и техносферной безопасности, ФГБОУ ВО Тульский государственный педагогический университет им. Л.Н. Толстого, Тула, Россия, e-mail: lukienko_lv@mail.ru

Аннотация. 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 движитель, горно-технологическая машина, изнашивание, коэффициент ускорения скольжения, коэффициент скорости скольжения.

CHOICE OF GEAR AND RACK SYSTEMS PARAMETERS FOR MINING TECHNOLOGICAL MACHINES

Leonid Lukienko

Ph.D., associate professor, head of the department of Agroengineering and technosphere safety, Tula state pedagogical university of L. N. Tolstoy, Tula, Russia, e-mail: lukienko_lv@mail.ru

Abstract. Results of researches on justification of kinematic and power parameters of gear and rack systems of hard loaded mining technological machines are presented in this article. It is shown that for adoption of more reasonable constructive decisions by the designer it is expedient to carry out an assessment of wear of the projected drive at a design stage. It is offered to apply additional indicators of quality of gearing: coefficients of speedup and speed of slippage, and also scoring resistance coefficient. Introduction of these parameters will allow to choose geometrical parameters of the designed systems which will possess the best kinematic and power characteristics and are least inclined to wear.



Keywords: gear and rack system, mining technological machine, wear, slippage speedup coefficient, slippage speed coefficient.

Введение. Энергетической стратегией России на период до 2035 года поставлена задача увеличения добычи угля в 1,28 раза при внедрении передового оборудования для добычи и транспортировки угля. Одним из направлений решения этой важной проблемы является применение зубчато-реечных передач в тяжело нагруженных горно-технологических машинах (очистных комбайнах, экскаваторах, стволопроходческих комплексах, монорельсовых дорогах), что 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.

Цель работы состоит в разработке дополнительных показателей, характеризующих конструктивные решения зубчато-реечных движителей горно-технологических машин, что позволит конструктору принимать более обоснованные решения.

Основной материал. Известные методы конструирования позволяют определить основные параметры зубчато-реечных движителей лишь в проектном состоянии [1, 2, 3, 4] 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 учётом изнашивания зубчато-реечных движителей тяжело нагруженных горно-технологических машин, подтверждённого 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 и [5]. Зависимость для расчёта коэффициента задиростойкости имеет вид:

$$\chi = \frac{r_0}{r_{\pi} - r_0}, \quad (1)$$

где: r_0 – радиус цевки цевочной рейки, мм; r_n – радиус профиля зуба колеса, мм

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

$$\zeta = \frac{\omega_1 r_k (r_n - r_0)}{r_0 \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos\left(\text{atan}\left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)}\right)\right)}} \quad (2)$$

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

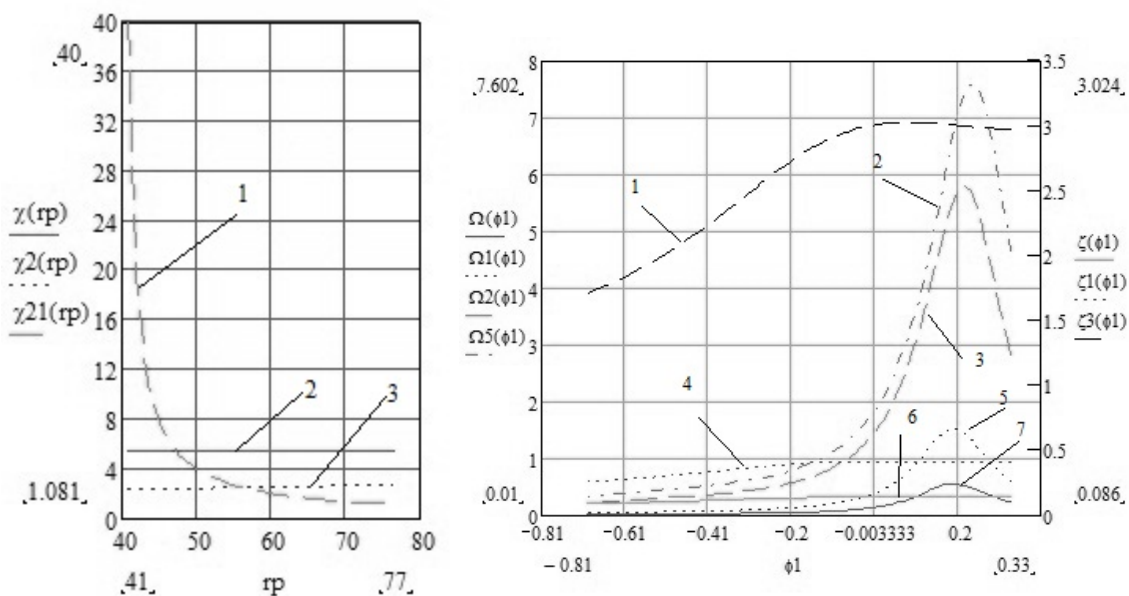
$$\Omega = \frac{\frac{d}{d(\phi_1)} \left((r_n - r_0) \omega_1 \sqrt{\frac{r_{цп}^2 + r_n^2 - 2r_{цп} r_n \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)}{r_0}} \right)}{\frac{d}{d(\phi_1)} \sqrt{v_p^2 + v_1^2 - 2v_p v_1 \cos\left(\text{atan}\left(\frac{r_0 \cos(\gamma_i)}{a_{w2} - r_0 \sin(\gamma_i)}\right)\right)}} \quad (3)$$

$$r_k = \sqrt{r_{цп}^2 + r_n^2 - 2r_{цп} r_n \cos(\gamma_i - \phi_i + \pi/2)} \quad (4)$$

где: $v_1 = \omega_1 r_k$ – скорость вращения зубчатого колеса; r_k – радиус окружности, на которой расположена точка контакта зуба колеса и цевки; $r_{цп}$ – 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 изменяется на 41,7%) и, таким образом, более полно, по сравнению с коэффициентом скорости скольжения, может охарактеризовать работу контактирующих элементов. При этом, при проектировании необходимо стремиться к минимизации величины коэффициента ускорения скольжения.

Проведённый натурный эксперимент [6] 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 величин действующих нагрузок.



- 1 – коэффициент задиростойкости зуба колеса при числе зубьев колеса $z=17$
- 2 – коэффициент задиростойкости цевки при числе зубьев колеса $z=17$
- 3 – коэффициент задиростойкости цевки при числе зубьев колеса $z=10$

- 1 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 41 мм; 2 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 41 мм; 3 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 43 мм; 4 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 43 мм; 5 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 55 мм; 6 – зависимость коэффициента скорости скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 62 мм; 7 – зависимость коэффициента ускорения скольжения от угла поворота колеса при радиусе профиля зубьев 62 мм

Рис. 1. – Зависимости коэффициента задиростойкости от радиуса профиля зуба колеса и коэффициентов ускорения и скорости скольжения от угла поворота колеса ($z=17$, шаг зацепления рейки $p=80$ мм)

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), необходимо также учитывать и трибологические характеристики взаимодействующих деталей. Процесс изнашивания

элементов зубчатого колеса и рейки (рис. 3) [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 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.

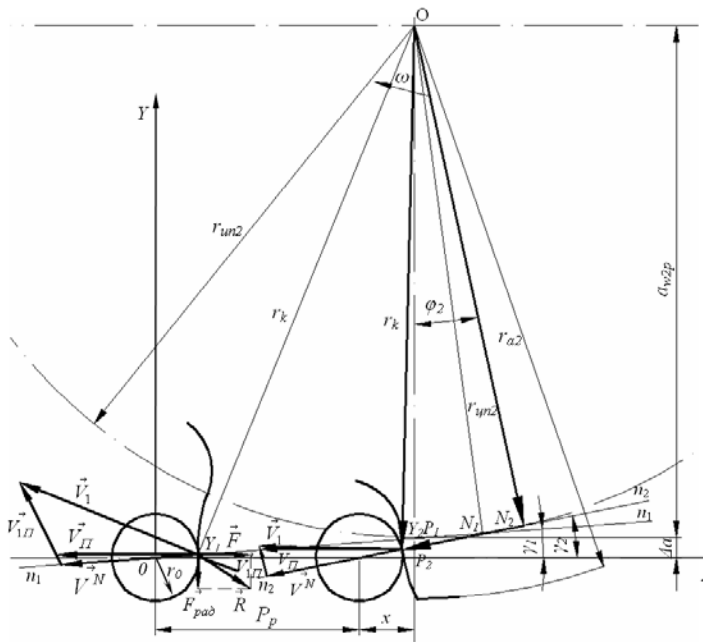


Рис. 2. – Расчётная схема к определению силовых и кинематических параметров зубчато-реечной передачи

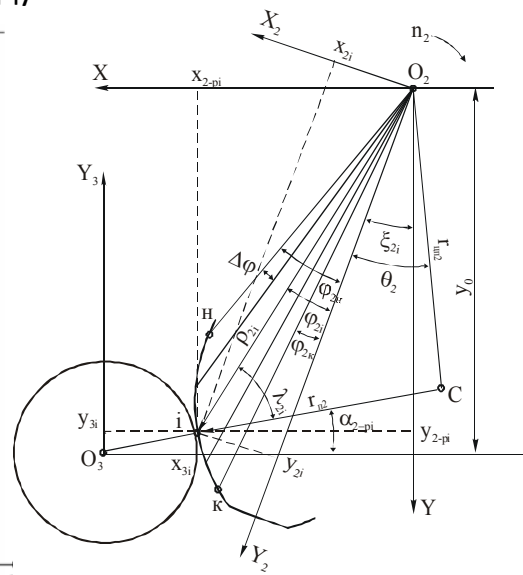


Рис. 3. – Расчётная схема к определению изнашивания зубчато-реечной передачи

Чтобы обеспечить постоянство контакта, колесо должно повернуться на некоторый дополнительный угол, что приведёт к нарушению характеристик работы машины. Оценка износа пары за один шаг может быть осуществлена с учётом 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 $r_{п2}$, радиус окружности центров профилей зубьев колес $r_{ун2}$, число зубьев и

частота вращения колеса z_2 и 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_{mp} , модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов колеса и рейки E_2 и E_3 , ν_2 и ν_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 $\psi_{a2max}, \phi, \phi_2, \tau_2, r_{f2}, r_{a2}, y_0$.

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

$$h_{2i} = 2d_{2-pi} \left(1 + \frac{\left| \sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)} - \frac{|y_{3i} - y_{3i-1}|}{\cos \alpha_{2-p}} \right|}{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)}} \right) n_2 \delta t \sum_{k=1}^m J_{2i,k}, \quad (5)$$

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

Для определения величин интенсивностей изнашивания $J_{2i,k}$ материалов элементов движителей были проведены модельные стендовые исследования. Проведённый 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:

$$J_{2i,k} = A_2 \cdot (B_2 \cdot P_{i,k}^3 + C_2 \cdot P_{i,k}^2 + D_2 \cdot P_{i,k}), \quad (6)$$

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:

$$(h_{2i} + h_{3i}) = \Delta h_{2-p \max}, \quad (7)$$

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 применённому при расчете пары «зубчатое колесо – рейка». Принятый способ разбиения линии контакта деталей позволяет разработать единую модель процесса изнашивания трёхэлементного движителя за счёт использования угла поворота радиус-вектора, определяющего положение текущей точки контакта рабочих профилей сопряженных 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 профиля 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 развиваемые системой усилие подачи F_n и скорость перемещения комбайна V , зависящие непосредственно от также подлежащих пересчету крутящего момента на зубчатом колесе $M_{кр}$ и частоты вращения колеса n_2 . Контролируемыми величинами при расчете трёхэлементного движителя являются колебания усилия подачи и скорости перемещения комбайна, прочность зубьев шестерни и колеса, а также величины максимальных износов зубьев и цевков, которые не должны превышать установленных 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:

$$F_{ni} = \frac{M_{kp2} \cdot \cos \left(\arctg (f_{mp}) - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \alpha_{2-p} \right)}{\rho_{2i} \cdot \cos \left(\xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \arctg (f_{mp}) \right)} \quad (8)$$

где: f_{mp} – 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, жёстко связанной с центром колеса XO_2Y и подвижной системой координат X_2OY_2 , жёстко связанной с зубом колеса.

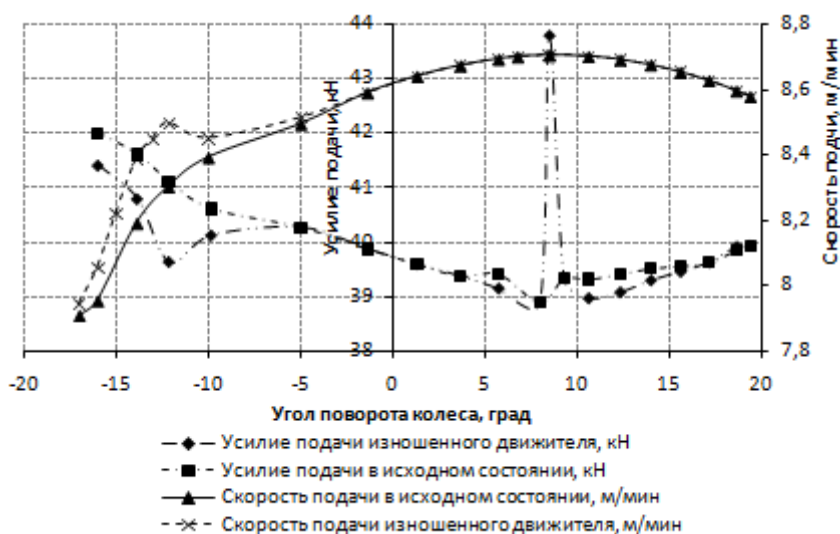


Рис.4. – Изменение усилия подачи и скорости подачи в исходном и изношенном состоянии для двухэлементного движителя с зубчатой рейкой

Анализ результатов моделирования (рис.4) 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.

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 в 6

мм указанная характеристика возрастает почти в два раза относительно первоначального (исходного) уровня. Таким образом, следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния такого типа движителей использовать величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее более чем двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей, 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 следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния применять 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. 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.5) позволил установить характер распределения напряжений в контактирующих элементах.

При проведении исследований было принято, что к рейке приложены тяговое усилие (80... 250 кН) от взаимодействия с колесом движителя, равномерно распределенное по контактной образующей цевки. Моделирование опор осуществлено жестким закреплением по крепёжным отверстиям. В качестве конечных элементов приняты четырёхузловые тетраэдры со стороной 5 мм.

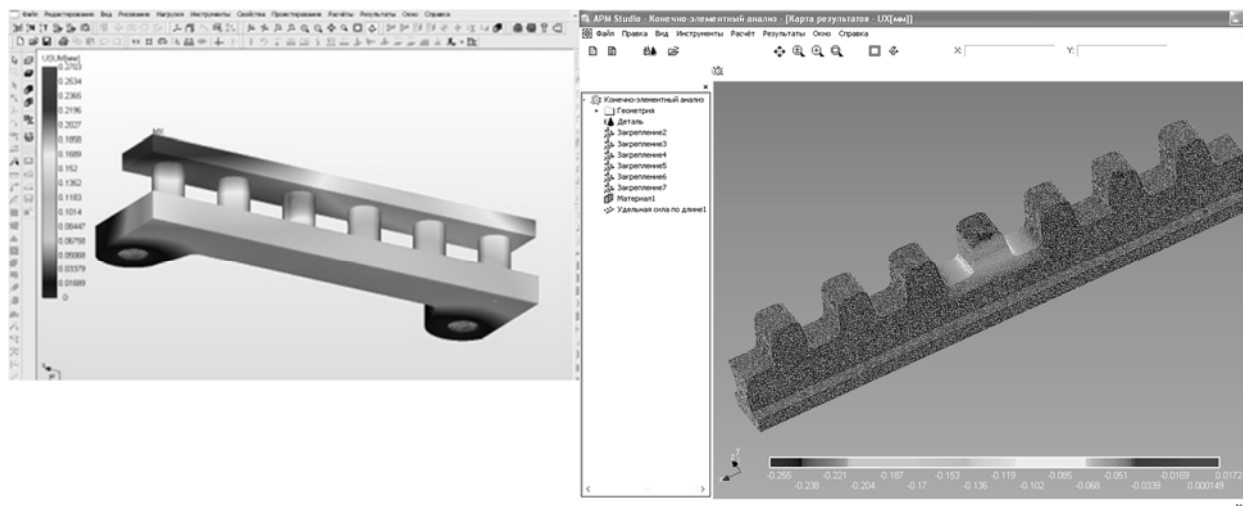


Рис. 5. – Распределение суммарных перемещений в цевочной рейке и продольных перемещений в зубчатой рейке

Анализ напряжённо деформированного состояния показал, что наиболее нагруженными элементами реек являются зуб, к которому приложена контактная нагрузка, а также два соседних зуба.

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

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецк: Изд-во ДонНТУ, 2004. – 206 с.
2. Кондрахин В.П., Косарев В.В., Стадник М.И. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов. – Донецк: Технопарк Дон НТУ УНИТЕХ, 2010. – 257 с.
3. 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.
4. Бесцепные системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семёнов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер и др. – М.: Недра, 1988. – 152 с.
5. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 431 с.
6. Лукиенко Л.В., Гельфанд Л.М., Андропова Т.Н. Перспективы совершенствования тяговых органов бесцепных систем подачи. Уголь, М, 1992, №5, с. 25-32
7. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалёва, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарёв. –Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.
8. Медынцева Ю.В., Балицкая Т.Ю. Коэффициент ускоренного скольжения в гипoidных зубчатых передачах. Труды Одесского политехнического университета, №1, 2006, с. 25-29