

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.369–133.4(045)(476)

**ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И ОБОСНОВАНИЕ МОДЕРНИЗАЦИИ  
КОНСТРУКЦИИ СООСНЫХ РОТОРОВ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА**

Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Мартинович В.В. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь)

*Рассматривается исполнительный орган проходческой машины с соосными роторами в количестве двух или трех. Проводится сравнительный анализ их энергоэффективности и даются основы методики выбора основных конструктивных данных и режимов работы.*

**Введение**

Проходческие комбайны типа ПК остаются самой распространенной машиной при проходке горных выработок и добыче калийной руды в условиях использования камерной или смешанной систем разработки подземных месторождений сильвинита. Машины подобного принципа действия также широко используются при проходке тоннелей различного назначения. В этих машинах основным исполнительным органом для разрушения массива горной породы является ротор, представляющий собой набор пластин или секторов с установленными на них режущими инструментами. В практике получили распространение исполнительные органы, совмещающие два и более соосных ротора. Такое решение позволяет не только уменьшить неравномерность скорости резания, но также и в значительной степени повысить уравновешенность машины.

**Исследования и результаты**

Рассмотрим исполнительный орган проходческого комбайна в виде совокупности соосных роторов (рисунок 1).

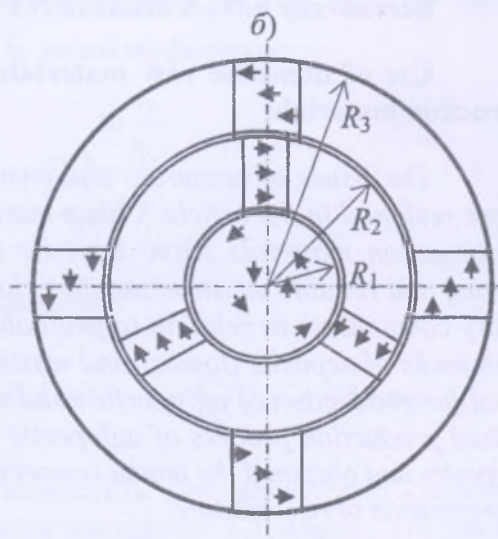
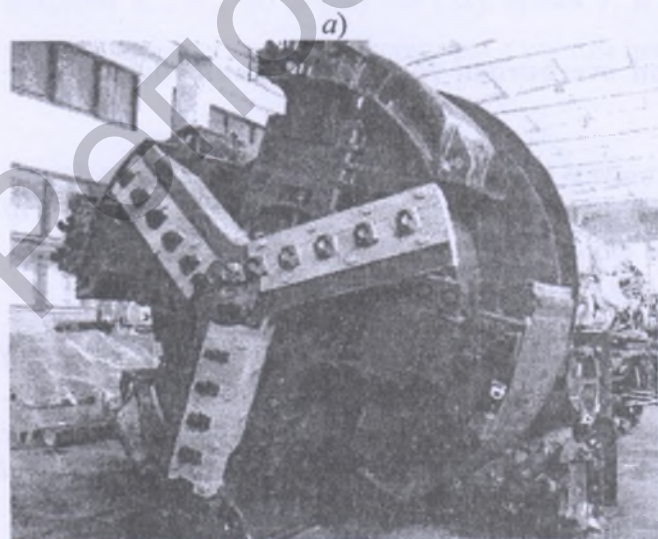


Рисунок 1 – а) соосные роторы исполнительного органа ПКС-8М;  
б) схема трех соосных роторов

Обозначим через  $\omega_i$  угловую скорость соответствующего ротора, а через  $R_i$  его наружный диаметр. Тогда общие затраты мощности на разрушение породы роторами:

$$N = \sum_{i=1}^n \int_{R_{i-1}}^{R_i} e_i \cdot dQ_i, \quad (1)$$

где  $n$  – количество роторов;

$e_i$  – удельные затраты мощности на разрушение породы режущими элементами соответствующего ротора;

$Q_i$  – производительность этого ротора.

Удельные затраты мощности зависят от большого числа параметров, характеризующих процесс отбойки породы исполнительными органами. Среди этих параметров, помимо прочностных свойств породы, большое значение имеет толщина снимаемой резцами стружки и скорость резания [1-3]. Влияние толщины стружки на удельные затраты мощности изучалось многими исследователями и может быть описано соотношением:

$$e = c_1 \cdot h^{c_2}, \quad (2)$$

где  $h$  – толщина снимаемой резцами стружки (глубина резания), которая понимается как толщина слоя породы, снимаемой резцом;

$c_1, c_2$  – параметры, значение которых устанавливается экспериментально.

Что касается скорости резания, то для различных пород ее влияние на величину удельных затрат мощности изучено не столь подробно. Тем не менее, известно, что с точки зрения энергоемкости, существует оптимальное ее значение как для различных пород, так и для различных конструкций резцов. В связи с этим представляет интерес изучение влияния количества соосных роторов на энергоемкость процесса разрушения массива с целью ее минимизации. Для того, чтобы все резцы работали при оптимальных значениях скорости резания, необходимо иметь большое количество соосных роторов, в пределе равное количеству линий резания, что затруднительно с точки зрения конструктивного решения обеспечения их приводов. Поэтому в данной статье проанализируем количество роторов от одного до трех, тем более что на этот счет имеются технические решения, в том числе и защищенные патентами Республики Беларусь [4, 5].

В условиях линейной зависимости скорости резания от радиуса расположения резцов соответствующего ротора, имеем:

$$dQ_i = v_n \cdot r_j \cdot dr \cdot d\alpha, \quad (3)$$

где  $v_n$  – скорость подачи роторов на забой;

$r_j$  – радиус расположения соответствующего элемента по площади забоя.

Удельные затраты мощности на разрушение породы считаем в соответствии с (2) минимальными, т.е. определяемыми при оптимальном с точки зрения энергоемкости значении скорости резания. Влияние изменения скорости резания на удельные затраты энергии учтем с помощью введения в (2) поправочного коэффициента  $k_r$ , зависящего от отклонения скорости резания от ее оптимального значения:

$$e = c_1 \cdot h^2 \cdot \kappa_v, \quad (4)$$

где  $\kappa_v$  – коэффициент, зависящий от скорости резания.

Толщину горной породы, снимаемую каждым резцом, определим с учетом его положения относительно оси вращения роторов (рисунок 2).

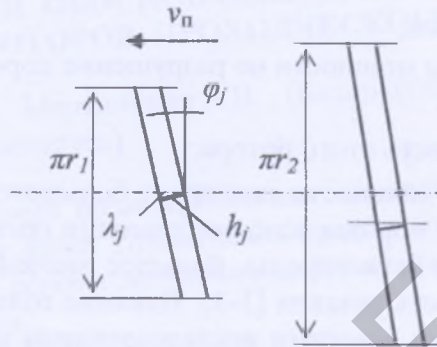


Рисунок 2 – К определению толщины стружки, снимаемой резцами ротора, расположенными на различных расстояниях от оси вращения

Непосредственно из рисунка 2 имеем:

$$h_j = \lambda_j \cdot \cos \varphi_j, \quad (5)$$

где  $\lambda_j = v_n \cdot t_j$  – поступательное перемещение роторов за время поворота на угол между двумя смежными резцами в линии резания;

$\varphi_j$  – угол подъема соответствующей винтовой линии резания.

Угол подъема винтовой линии резания зависит от положения резца относительно оси вращения, так что

$$\cos \varphi_j = \frac{2\pi \cdot r}{\sqrt{(v_n \cdot t_j)^2 + 4\pi^2 \cdot r^2}}, \quad (6)$$

где  $t_j = \frac{2\pi}{\omega_i \cdot z_j}$  – время поворота ротора на угол между двумя соседними резцами в линии резания;

$z_j$  – число резцов в соответствующей линии резания;

$\omega_i$  – угловая скорость вращения соответствующего ротора.

Таким образом, окончательно:

$$h_j = v_n \frac{2\pi}{\omega_i \cdot z_j} \cdot \frac{2\pi \cdot r}{\sqrt{\left(v_n \frac{2\pi}{\omega_i \cdot z_j}\right)^2 + 4\pi^2 \cdot r^2}}. \quad (7)$$

Так как скорость подачи намного меньше окружной скорости  $v_p$  резания, за исключением небольшой области вблизи оси вращения роторов, где  $v_p$  также имеет малые значения, то для практических расчетов, с пренебрежной погрешностью, удобнее пользоваться приближенным значением толщины стружки:

$$h_j \cong v_n \frac{2\pi}{\omega_i \cdot z_j} \quad (8)$$

Рассмотрим удельные затраты мощности для трех вариантов органа разрушения – один ротор, два ротора и три соосных ротора при одинаковом сечении разрабатываемого забоя и одинаковой для всех скорости подачи.

В первом случае производительность:

$$Q_1 = v_n \cdot S = v \cdot \pi \cdot R_3^2, \quad (9)$$

где  $S$  – общая площадь сечения выработки;

$R_3$  – радиус исполнительного органа и, соответственно, сечения выработки.

Во втором случае:

$$Q_2 = v_n \left( \int_0^{2\pi} \int_0^{R_2} r \cdot d\alpha \cdot dr + \int_0^{2\pi} \int_{R_2}^{R_3} r \cdot d\alpha \cdot dr \right) = \pi \cdot v_n (R_2^2 + (R_3^2 - R_2^2)), \quad (10)$$

Наконец, в третьем случае:

$$Q_3 = \pi \cdot v_n (R_1^2 + (R_2^2 - R_1^2) + (R_3^2 - R_2^2)). \quad (11)$$

Формулы (9-11) записаны таким образом, чтобы иметь возможность использования влияния соотношения радиусов роторов на удельные затраты мощности на разрушение.

В статье [2] показано, что уравнивание двух соосных роторов в случае независимости удельных затрат мощности от скорости резания достигается при соотношении наружного радиуса к радиусу внутреннего ротора:

$$R_3/R_2 = \sqrt{2}. \quad (12)$$

Для исполнительного органа с тремя соосными роторами при независимости удельных затрат мощности от скорости резания возможны различные сочетания размеров роторов в зависимости от направлений вращения. Если два внутренних ротора вращаются в одну сторону, а наружный в другую, то остается справедливым соотношение (11), т.е. в этом случае  $R_3/R_2 = \sqrt{2}$ , а радиус первого центрального ротора  $R_1$  может выбираться в пределах  $0 \div R_2$  или из других условий, которые сейчас не рассматриваются.

Если первый внутренний и наружный роторы вращаются в одну сторону, а средний в другую, то соотношения между их радиусами из условия уравнивания

моментов от сил сопротивления резанию, получим, приравняв нулю сумму этих моментов. Отсюда имеем:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0, \quad (13)$$

где  $M_1, M_2, M_3$  – моменты сил сопротивления резанию на соответствующем роторе.

Выразив их через удельные затраты энергии и производительность роторов по разрушенной породе, получим:

$$e_1 \frac{R_1^2}{\omega_1} - e_2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{\omega_2} + e_3 \frac{R_3^2 - R_2^2}{\omega_3} = 0, \quad (14)$$

Таким образом, выбор размеров роторов зависит от значений их скоростей вращения, а также удельных затрат энергии при работе каждого ротора.

Рассмотрим самый простой случай, когда  $e_1 = e_2 = e_3 = e_p$ ,  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$ . Тогда радиусы роторов удовлетворяют соотношению, вытекающему из (14) при указанных выше допущениях:

$$R_3^2 = 2(R_2^2 - R_1^2). \quad (15)$$

Радиус  $R_3$  определяется сечением выработки, что касается выбора значений  $R_1, R_2$ , то в его основе может быть положено несколько дополнительных условий:

- обеспечение минимума затрат энергии на разрушение массива;
- обеспечение равной нагруженности приводов роторов;
- обеспечение равномерности фракционного состава отбитой породы и др.

Поскольку одной из главных задач модернизации исполнительного органа является снижение энергозатрат на разрушение массива, которые составляют основную часть затрат мощности на работу комбайна, то в качестве второго условия для нахождения радиуса центрального ротора (забурника) выбираем первое условие, которое представим в виде:

$$e_{cp} = \frac{e_1 \cdot Q_1}{Q} + \frac{e_2 \cdot Q_2}{Q} + \frac{e_3 \cdot Q_3}{Q}, \quad (16)$$

где  $e_{cp}$  – средние удельные затраты мощности на работу основного исполнительного органа;

$e_1, e_2, e_3$  – то же для каждого ротора.

Ввиду того, что скорость подачи для всех роторов одинакова, последнее соотношение представим в виде:

$$e_{cp} = \frac{e_1 \cdot R_1^2}{R_3^2} + \frac{e_2 \cdot (R_2^2 - R_1^2)}{R_3^2} + \frac{e_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2) Q_3}{R_3^2}. \quad (17)$$

Условия минимума средних удельных затрат мощности:

$$\frac{\partial e_{\text{cp}}}{\partial R_1} = 0; \quad \frac{\partial e_{\text{cp}}}{\partial R_2} = 0. \quad (18)$$

Эти условия выполняются при нулевых значениях  $R_1$  и  $R_2$ , что противоречит условию задачи. Поэтому сначала более подробно исследуем случай, когда удельные затраты мощности на разрушение массива одинаковы для всех роторов, и выполняется условие (14). Оно может выполняться при различных сочетаниях  $R_1$  и  $R_2$ . Запишем (15) в виде:

$$R_3 = \sqrt{2} \cdot R_2 \sqrt{1 - C^2}, \quad (19)$$

где  $C = R_1/R_2$ .

Исследуем некоторые характерные сочетания  $R_1$  и  $R_2$ , например, при равенстве моментов на первом и третьем роторах имеем:

$$M_1 = M_3 = \frac{1}{2} M_2, \quad (20)$$

и при постоянном  $e$  получаем второе уравнение для определения радиусов первого и второго роторов:  $\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} = R_1^2$  или

$$R_2 = \sqrt{3} \cdot R_1, \quad (21)$$

а

$$R_1 = \frac{1}{2} R_3. \quad (22)$$

Более удобным является представление формулы (19) в виде:

$$\frac{R_2}{R_3} = \frac{1}{\sqrt{2(1 - C^2)}}, \quad (23)$$

которая позволяет пользоваться безразмерным отношением, которое иллюстрируется на рисунке 3.

Представляют интерес некоторые сочетания диаметров первого и второго роторов:

1)  $R_1 = \frac{1}{2} R_2$ , в этом случае  $R_3^2 = 2 \left( R_2^2 - \frac{1}{4} R_2^2 \right)$ , откуда следует:

$$R_2 = R_3 \sqrt{\frac{2}{3}}; \quad R_1 = \frac{R_3}{\sqrt{6}}; \quad (24)$$

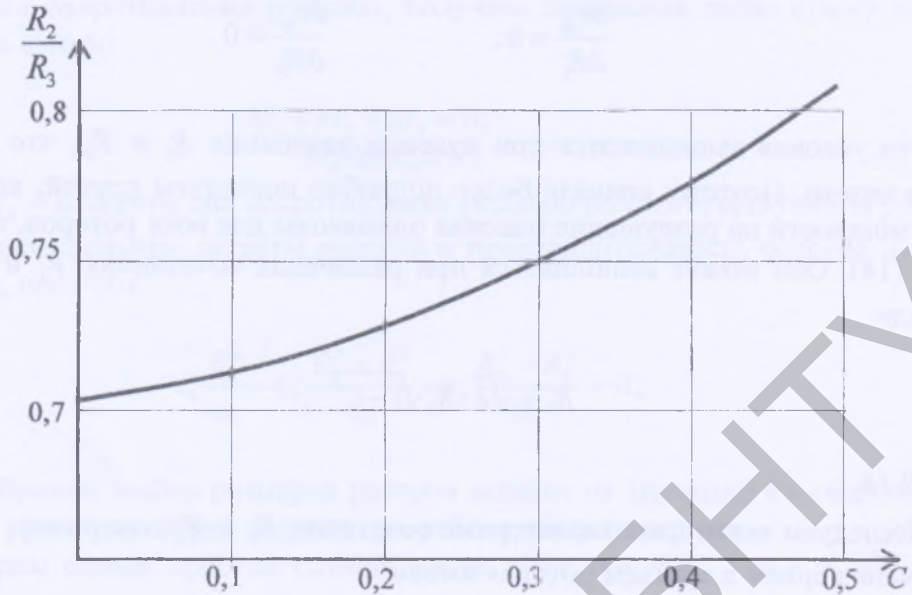


Рисунок 3 – Соотношение между радиусами трехроторного бура

$$2) \quad R_1 = \frac{1}{3} R_2, \text{ в этом случае } R_3^2 = 2 \left( R_2^2 - \frac{1}{9} R_2^2 \right) = \frac{16 R_2^2}{9},$$

$$\text{и} \quad R_2 = \frac{3}{4} R_3; \quad R_1 = \frac{1}{4} R_3; \quad (25)$$

$$3) \quad R_1 = \frac{1}{4} R_2, \text{ при таком соотношении } R_3^2 = 2 \left( R_2^2 - \frac{1}{16} R_2^2 \right) = \frac{30 R_2^2}{16};$$

$$R_2 = \frac{4}{\sqrt{30}} R_3; \quad R_1 = \frac{R_3}{\sqrt{30}}; \quad (26)$$

$$4) \quad R_1 = \frac{1}{5} R_2, \text{ рассматривая такое соотношение, получим:}$$

$$R_2 = \frac{5}{4\sqrt{3}} R_3; \quad R_1 = \frac{R_3}{4\sqrt{3}}. \quad (27)$$

Записанные соотношения могут быть использованы лишь в первом приближении, так как в них не учитывается влияние скорости резания на удельные затраты энергии при разрушении. Это влияние с учетом формул (4) и данных, приведенных в [4, 5], оценим путем введения зависимости:

$$\kappa_v = 1 + \kappa (v_p - v_{p0})^2, \quad (28)$$

где  $v_p = \omega \cdot r$  – скорость резания;

$v_{p0}$  – оптимальное ее значение;

$\kappa$  – коэффициент, определяемый экспериментально.

Условие равновесия исполнительного органа запишем, вычислив моменты сил сопротивления резанию на каждом из роторов:

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \int_0^{2\pi} \int_0^{R_1} \frac{e_1 \cdot dQ_1}{\omega_1} = \int_0^{2\pi} \int_0^{R_1} \frac{c_1 \cdot h^{c_2} \left(1 + \kappa (v_p - v_{p0})^2\right) v_n \cdot r \cdot dr \cdot d\alpha}{\omega_1} = \\
 &= \frac{v_n}{\omega_1} 2\pi \cdot c_1 \cdot h^{c_2} \left[ \frac{1}{2} R_1^2 (1 + r_{10}^2 \cdot \kappa \cdot \omega_1^2) + \kappa \cdot \omega_1^2 \cdot R_1^3 \left( \frac{1}{4} R_1 - \frac{2}{3} r_{10} \right) \right]; \\
 M_2 &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{e_2 \cdot dQ_2}{\omega_2} = \\
 &= \frac{v_n}{\omega_2} 2\pi \cdot c_1 \cdot h^{c_2} \left[ \frac{1}{2} (R_2^2 - R_1^2) (1 + r_{20}^2 \cdot \kappa \cdot \omega_2^2) + \kappa \cdot \omega_2^2 (R_2^3 - R_1^3) \left( \frac{1}{4} (R_2 - R_1) - \frac{2}{3} r_{20} \right) \right]; \\
 M_3 &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{e_3 \cdot dQ_3}{\omega_3} \\
 &= \frac{v_n}{\omega_3} 2\pi \cdot c_1 \cdot h^{c_2} \left[ \frac{1}{2} (R_3^2 - R_2^2) (1 + r_{30}^2 \cdot \kappa \cdot \omega_3^2) + \kappa \cdot \omega_3^2 (R_3^3 - R_2^3) \left( \frac{1}{4} (R_3 - R_2) - \frac{2}{3} r_{30} \right) \right],
 \end{aligned} \tag{29}$$

где  $r_{10}$ ,  $r_{20}$ ,  $r_{30}$  – радиусы первого, второго и третьего роторов, соответствующие оптимальной скорости резания.

Поскольку при вычислении этих моментов положено, что оптимальная скорость  $v_p$  одинакова для всех роторов, то это приводит к следующему соотношению:

$$\omega_1 \cdot r_{10} = \omega_2 \cdot r_{20} = \omega_3 \cdot r_{30}. \tag{30}$$

Оптимальные значения радиусов первого, второго и третьего роторов можно найти из условия обеспечения минимума затрат мощности на работу каждого из роторов.

Так как  $N_1 = M_1 \omega_1$ , то

$$N_1 = 2\pi \cdot v_n \cdot c_1 \cdot h^{c_2} \left[ \frac{1}{2} R_1^2 + \kappa \cdot \omega_1^2 \left( \frac{1}{4} R_1^4 - r_{10} \frac{2}{3} R_1^3 + r_{10}^2 \frac{1}{2} R_1^2 \right) \right]. \tag{31}$$

Приравняв к нулю частную производную  $\frac{\partial N_1}{\partial r_{10}}$ , получим уравнение:

$$r_{10} \cdot \kappa \cdot \omega_1^2 \cdot R_1^2 - \frac{2}{3} \kappa \cdot \omega_1^2 \cdot R_1^3 = 0, \tag{32}$$

из которого следует:

$$r_{10} = \frac{2}{3} \cdot R_1. \tag{33}$$

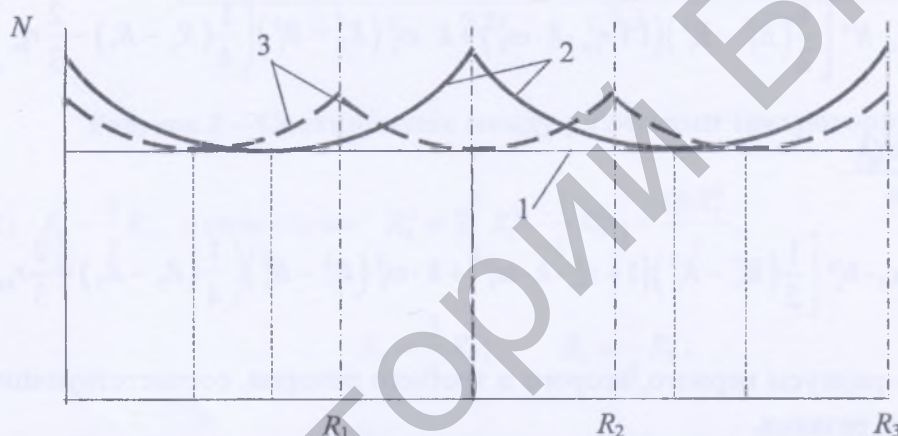


Определяя аналогичным образом  $r_{20}$  и  $r_{30}$  получим:

$$r_{20} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (34)$$

$$r_{30} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_3^3 - R_2^3}{R_3^2 - R_2^2}. \quad (35)$$

Таким образом, получены все необходимые соотношения для выбора и определения геометрических и кинематических параметров двухроторного и трехроторного исполнительных органов в предположении, что удельные энергозатраты мощности для их работы зависят от скорости резания, а при ее отклонении от оптимальных значений растут согласно выражениям (4, 28). При этом затраты мощности на разрушение породы роторами могут быть иллюстрированы графически (рисунок 4).



1 – уровень оптимальных затрат мощности;  
2 – двухроторная схема; 3 – трехроторная схема

Рисунок 4 – Зависимость затрат мощности от числа роторов

Диаграмма, приведенная на рисунке 4, показывает, что трехроторная схема исполнительного органа проходческой машины энергетически более эффективна, чем двухроторная, и, тем более, чем однороторная. При расположении режущих элементов на лучах использование трехлучевой схемы установки резцов также способствует снижению динамических нагрузок в приводе вследствие возможности установки большего числа резцов в линиях резания. Это особенно проявляется при разработке пластовых месторождений, в том числе соляных.

#### Заключение

Выполненное исследование показывает, что при создании и эксплуатации проходческих машин с фронтально-роторными исполнительными органами, оснащенными режущими элементами в виде резцов, предпочтение следует отдавать трехроторным, трехлучевым исполнительным органам. Такие исполнительные органы позволяют снизить удельные затраты энергии и уменьшить неравномерность нагрузки на роторы. Однако это не единственный способ повышения энергетических и силовых параметров показателей, характеризующих работу проходческих машин. Один из таких способов – оснащение роторов комбинациями режущих элементов. Например, резцы-шарошки, резцы различных типов и другие.

## Список использованных источников:

1. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
2. Казаченко, Г.В. Использование балансовых соотношений для выбора параметров мобильных технологических машин / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай // Горная механика. – 2008. – №4. – С. 59-68.
3. Морев, А.Д. Горные машины для калийных рудников // А.Б. Морев, А.Д. Смычник, Г.В. Казаченко. – Минск: Интегралполиграф, 2009. – 544 с.
4. Юнгмейстер, Д.А. Основы синтеза проходческих и добычных комплексов для сложных горно-геологических условий: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Д.А. Юнгмейстер. – Санкт-Петербург, 2003. – 245 л.
5. Харламова, Н.А. Исследование механизма разрушения соляных горных пород резцовым инструментом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.15.11 / Н.А. Харламова; Пермск. гос. техн. ун-т. – Пермь, 1998. – 22 с.

Kazachenko G.V., Basalay G.A., Martinovich V.V.

**Operation features and reason for design improvement of coaxial rotors of road heading machine**

*Cutting drum of the road heading machine with two or three coaxial rotors is reviewed. Carried out comparative analysis of their energy efficiency. Principles of selection procedure concerning the main design data and operating modes are provided.*

Поступила в редакцию 14.02.2013 г.