

УДК 622.232.83-251-026.52.(042)

В.Я. ПРУШАК, чл.-корр. НАН Беларуси; Н.А. ВЫСОЦКАЯ
Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством, Республика Беларусь

Г.В. КАЗАЧЕНКО, канд. техн. наук
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МОЩНОСТНОГО БАЛАНСА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА С СООСНЫМИ РОТОРАМИ И КОМБИНИРОВАННЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ

Рассматривается методика моделирования процессов выемки породы проходческими комбайнами с исполнительными органами сложной структуры. Определены общие затраты мощности на разрушение породы роторами. Произведен расчет влияния толщины стружки на удельные затраты мощности. Представлена схема по определению толщины стружки, снимаемой резами ротора, расположенными на различных расстояниях от оси вращения. Рассмотрены 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. Отмечено, что уравновешивание двух соосных роторов в случае независимости удельных затрат мощности от скорости резания достигается при соотношении наружного радиуса к радиусу внутреннего ротора. Рассмотрены уравнения балансов общих затрат мощности и производительности проходческих комбайнов на разрушение забоев, разделенных на мощности, потребляемые внешним и центральным бурами, бермовыми фрезами и отрезными коронками.

Ключевые слова: исполнительный орган, ротор, удельные затраты мощности, общие затраты мощности, производительность, резы, внешний бур, центральный бур, бермовые фрезы, отрезные коронки

Введение. Существенная часть всего объема руды, добываемого на Старобинском месторождении, извлекается с помощью проходческих комбайнов. [1]. Основные (или исполнительные) элементы машины — это те элементы, функция которых совпадает с функцией машины, например, рабочие органы комбайна, обеспечивающие разрушение породы [2]. Исполнительные органы в ряде горных машин имеют сложную структуру и включают несколько отдельных механизмов. Разрушающие элементы этих механизмов не только отличаются конструктивно, но и контактируют с породами при различных режимах взаимодействия. Следствием этого являются разные энергоемкости разрушения одной и той же породы механизмами комбинированного исполнительного органа, а также величины нагрузок, действующих на эти механизмы. В проходческих комбайнах типа КРП основным исполнительным органом для разрушения массива горной породы является ротор, представляющий собой набор пластин или секторов с установленными на них режущими инструментами [3].

На всех рудниках ОАО «Беларуськалий» эксплуатируются в основном проходческие комбайны марок ПКС-8М и КРП-3. Их можно отнести к машинам тяжелого типа, применение которых на калийных рудниках экономически более целесообразно. Проходческие комбайны марки ПКС-8М эксплуатировались во всех шахтах до 2011 года, а в настоящее время осуществляется поставка усовершенствованных комбайнов типа КРП-3. По выходным техническим характеристикам эти комбайны практически не различаются. Однако в конструкцию ряда узлов КРП-3 внесены изменения, позволяющие повысить их надежность и долговечность. Так, отличительной особенностью КРП-3 является то, что вместо массивного главного цилиндрического редуктора установлены два малогабаритных планетарных редуктора [4].

Моделирование балансовых соотношений по мощностям. Рассмотрим исполнительный орган проходческого комбайна в виде совокупности соосных роторов (рис. 1).

Общие затраты мощности на разрушение породы роторами определим по формуле (1):

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

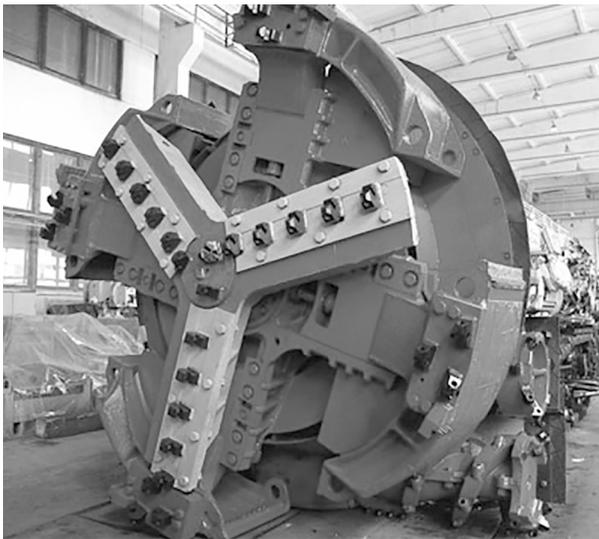
где n — количество роторов; e_i — удельные затраты мощности на разрушение породы режущими инструментами соответствующего ротора; Q_i — производительность этого ротора.

Удельные затраты мощности зависят от большого числа показателей, характеризующих процесс отбойки породы исполнительными органами комбайна. Среди этих показателей, кроме прочностных свойств породы, большое значение имеет толщина стружки, снимаемой резами и скорость резания [5]. Влияние толщины стружки на удельные затраты мощности могут быть представлены в виде соотношения (2):

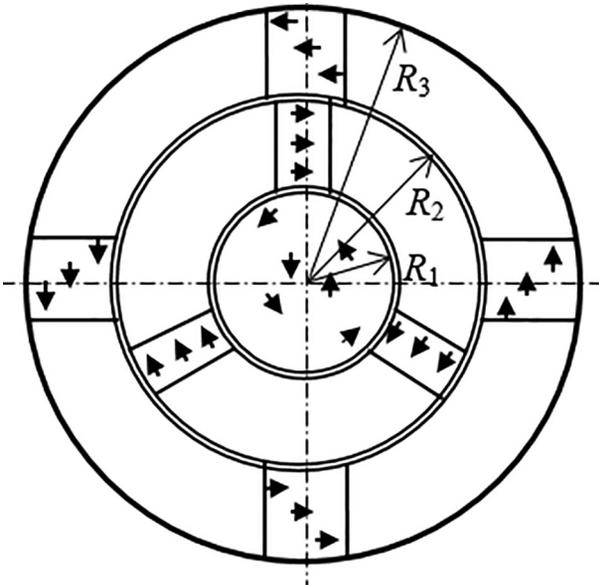
$$e = c_1 \cdot h^{c_2}, \quad (2)$$

где h — глубина резания, которая понимается как толщина слоя породы, снимаемая резцом; c_1, c_2 — параметры, значения которых устанавливаются экспериментально.

Известно, что с точки зрения энергоемкости для скорости резания существует оптимальное ее значение как для различных пород, так и для резцов различных конструкций. Поэтому представляет интерес изучение влияния количества соосных роторов на энергоемкость процесса разрушения массива с целью ее минимизации. Для того, чтобы резы работали при наилучших значениях скорости резания, необходимо иметь большое количество соосных роторов, равное количеству линий резания, что не просто с точки зрения конструктивного решения обеспечения их приводов. Поэтому проведем анализ количества роторов от одного до трех, тем более,



а



б

Рисунок 1 — Исполнительный орган проходческого комбайна:
а — основные роторы исполнительного органа ПКС-8М;
б — схема трех соосных роторов

что на этот счет имеются технические решения, в том числе и защищенные патентами РБ [6].

Линейную зависимость скорости резания от радиуса расположения резцов соответствующего ротора представим в виде (3):

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

где v_n — скорость подачи роторов на забой; r_j — радиус расположения соответствующего элемента по площади забоя; r и a — текущие значения радиуса и текущего угла.

Толщину горной породы, которую снимает каждый резец, определим с учетом его расположения относительно оси вращения роторов (рисунок 2).

Из рисунка 2 видно (4):

$$h_j = \lambda_j \cdot \cos\varphi_j, \quad (4)$$

где $\lambda_j = v_n \cdot t_j$ — поступательное перемещение роторов за время поворота на угол между двумя соседними резцами

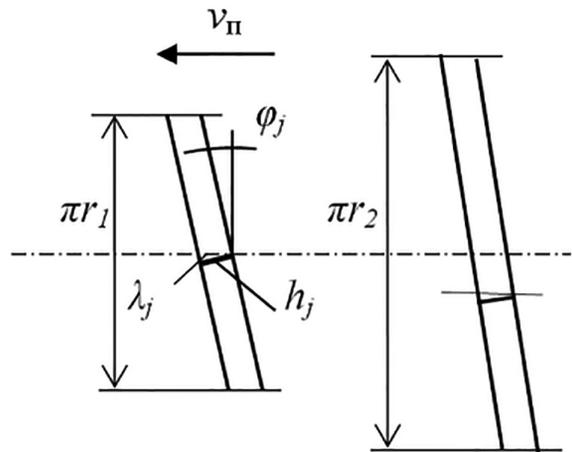


Рисунок 2 — К определению толщины стружки, снимаемой резцами ротора, расположенными на различных расстояниях от оси вращения

в линии резания; φ_j — угол подъема соответствующей винтовой линии резания.

Определим значение $\cos\varphi_j$ с помощью выражения (5):

$$\cos\varphi_j = \frac{2\pi \cdot r}{\sqrt{(v_n \cdot t_j)^2 + 4\pi^2 \cdot r^2}}, \quad (5)$$

где $t_j = \frac{2\pi}{\omega_i \cdot z_j}$ — время поворота ротора на угол между

двумя смежными резцами в линии резания; z_j — число резцов в соответствующей линии резания; ω_i — угловая скорость вращения соответствующего ротора.

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

В первом случае производительность представляется в виде формулы (6):

$$Q_1 = v_n \cdot S = v \cdot \pi \cdot R_3^2, \quad (6)$$

где S — общая площадь сечения выработки; R_3 — радиус исполнительного органа и, соответственно, сечения выработки.

Во втором случае производительность представляется выражением (7):

$$Q_2 = v_n \left(\int_0^{R_2} \int_0^{2\pi} r \cdot d\alpha \cdot dr + \int_0^{R_3} \int_{R_2}^{2\pi} r \cdot d\alpha \cdot dr \right) = \pi \cdot v_n (R_2^2 + (R_3^2 - R_2^2)). \quad (7)$$

Наконец, в третьем случае производительность представляется формулой (8):

$$Q_3 = \pi \cdot v_n (R_1^2 + (R_2^2 - R_1^2) + (R_3^2 - R_2^2)). \quad (8)$$

Формулы (6)–(8) записаны так, чтобы была возможность использования влияния соотношения радиусов роторов на удельные затраты мощности на разрушение.

Уравновешивание двух соосных роторов в случае, если удельные затраты мощности не зависят от скорости резания, достигается при соотношении наружного радиуса ротора к внутреннему радиусу.

Для исполнительного органа с тремя соосными роторами при постоянстве удельных затрат мощности от

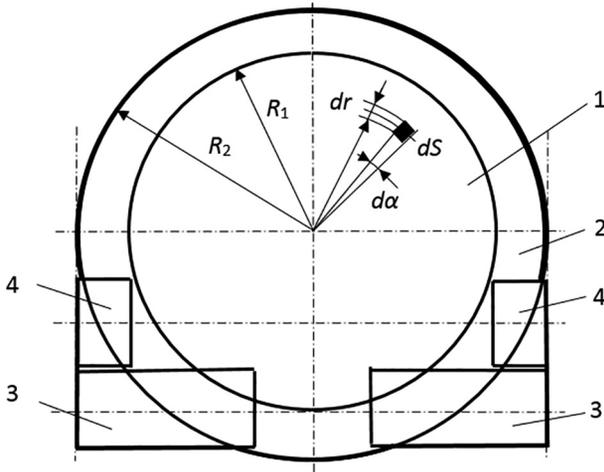


Рисунок 3 — Схема к определению мощности для разрушения породы: 1 — центральный бур; 2 — внешний бур; 3 — бермовые фрезы; 4 — отрезные коронки

скорости резания возможны различные варианты размеров роторов в зависимости от направлений вращения. Если два внутренних ротора вращаются в одну сторону, а наружный — в другую, то остается верным соотношение (8), т. е. в этом случае $\frac{R_3}{R_2} = \sqrt{2}$, а радиус первого центрального ротора R_1 может быть выбран в пределах от 0 до R_2 или из других условий.

Если первый внутренний и наружный роторы вращаются в одну сторону, а средний — в другую, то отношения между их радиусами из условия уравнивания моментов от сил сопротивления резанию, получим, приняв нулю сумму этих моментов. Выражение примет вид (9):

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0, \quad (9)$$

где M_1, M_2, M_3 — моменты сил сопротивления резанию на одном из роторов. Выразив их через удельные затраты энергии и производительность роторов по разрушенной породе, получим (10):

$$e_1 \frac{R_1^2}{\omega_1} - e_2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{\omega_2} + e_3 \frac{R_3^2 - R_2^2}{\omega_3} = 0. \quad (10)$$

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

Рассмотрим уравнения балансов общих затрат мощности и производительности проходческих комбайнов на разрушение забоев, разделенных на мощности, потребляемые внешним и центральным бурами, бермовыми фрезами отрезными коронками. Удельные затраты на разрушение породы будем вычислять по формуле (2).

Центральный бур. Мощность для разрушения им породы в общем случае представлена выражением (11) (рисунок 3):

$$N_1 = \int_0^{R_1} \int_0^{2\pi} dN_1, \quad (11)$$

где R_1 — радиус бура.

Дифференциал мощности разрушения выражается с помощью (12):

$$dN_1 = e_{p1} \cdot dQ_1, \quad (12)$$

где e_{p1} — удельные затраты мощности на разрушение породы центральным буром; $dQ_1 = v_n \cdot dS_1$, а также можно определить по формуле (3); dS_1 — дифференциал площади забоя, разрабатываемой центральным буром.

Если считать e_{p1} неизменным для всей площади забоя, разрушаемой центральным буром, и подставив соотношения для dN и dQ_1 в (12), имеем (13):

$$N_1 = \pi \cdot e_{p1} \cdot v_n \cdot R_{12}. \quad (13)$$

Толщину стружки, которую снимают резцы центрального бура, вычислим по формуле (14):

$$h_1 = \frac{2\pi \cdot v_n}{z_1 \cdot \omega_1}. \quad (14)$$

Для определения числа резцов z_1 в линии резания центрального бура целесообразно воспользоваться формулой профессора Ф.А. Опейко [7], которая в рассматриваемом случае может быть представлена в виде (рисунок 4):

$$z_1 = b \cdot k / R_1.$$

Ширину захвата реза принимаем с учетом бороздки, образуемой резцом $b = b_0 + 2h_1 \cdot \text{tg}\beta$, где b_0 — ширина реза, β — угол развала бороздки.

Подставив (14) в (13), окончательно получим (15):

$$N_1 = \pi c_1 \left(\frac{2\pi}{z_1 \cdot \omega_1} \right)^{c_2} \cdot v_n^{(1+c_2)} \cdot R_1^2. \quad (15)$$

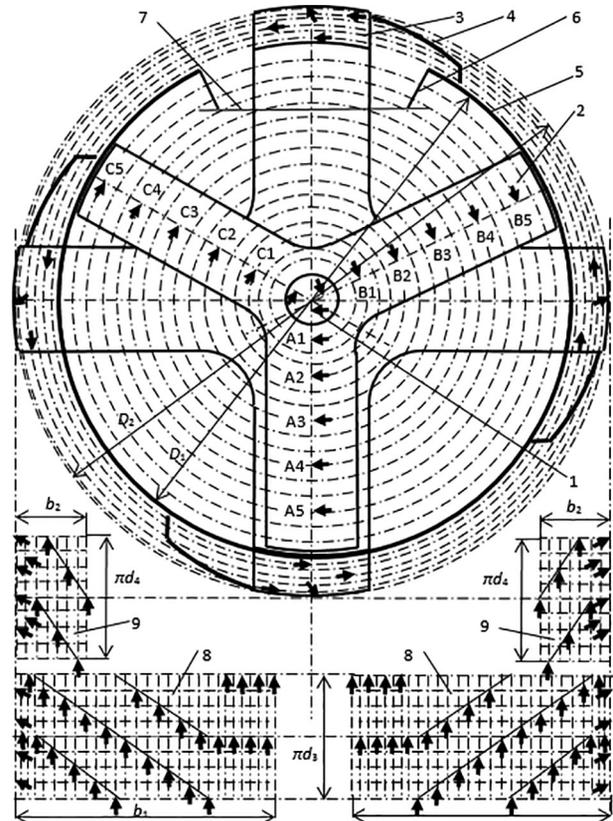


Рисунок 4 — Расположение резцов на трехлучевом буре, четырехлучевом роторе с ковшами, а также на бермовых фрезях и отрезных коронках соосного исполнительного органа проходческого комбайна: 1 — центральный забурник; 2 — трехлучевой бур; 3 — четырехлучевой ротор; 4 — ковши; 5 — цилиндрический кожух; 6 — загрузочная воронка; 7 — рабочая ветвь конвейера; 8 — бермовые фрезы; 9 — отрезные коронки; A, B, C — лучи внутреннего бура

Внешний бур. Рассуждая так же, как и в случае с центральным буром, и проведя такие же преобразования для внешнего бура, получим формулу (16) для вычисления мощности, затраченной им на разрушение породы:

$$N_2 = \pi c_1 \left(\frac{2\pi}{z_2 \cdot \omega_2} \right)^{c_2} \cdot v_n^{(1+c_2)} \cdot (R_2^2 - R_1^2), \quad (16)$$

где ω_2 — угловая скорость внешнего бура; z_2 — число резцов в линии резания внешнего бура; R_2 — его наружный радиус.

Бермовые фрезы. Считаем, что бермовыми фрезами разрушается часть забоя, площадь которой равна площади сечения выработки за вычетом площади, разрушаемой центральным и внешним бурами, а также двумя отрезными дисками. Площадь забоя, разрушаемая двумя бермовыми фрезами, определяем по формуле (17):

$$S_6 = S_b - \pi R_2^2 - S_d, \quad (17)$$

где S_6 — площадь забоя, разрушаемая двумя бермовыми фрезами; S_b — площадь сечения выработки; S_d — площадь забоя, разрушаемого двумя отрезными коронками.

Тогда мощность на разрушение породы бермовыми фрезами

$$N_3 = e_{p3} \cdot v_n \cdot S_6.$$

Средняя толщина стружки при работе бермовых фрез вычисляется как 2/3 от максимальной толщины:

$$h_3 = \frac{4\pi \cdot v_n}{3z_3 \cdot \omega_3},$$

где ω_3 — угловая скорость бермовых фрез; z_3 — число резцов в линии резания бермовых фрез.

Таким образом имеем (18):

$$N_3 = \pi c_1 \left(\frac{2\pi}{3z_3 \cdot \omega_3} \right)^{c_2} \cdot v_n^{(1+c_2)} \cdot S_6. \quad (18)$$

Отрезные коронки:

$$N_4 = e_{p4} \cdot Q_4,$$

где $e_{p4} = c_1 \left(\frac{4\pi}{3z_4} \cdot \frac{v_n}{\omega_4} \right)^{c_2}$ — удельные затраты мощности на

разрушение породы отрезной коронкой; ω_4 — угловая скорость отрезных коронок; z_4 — число резцов в линии резания отрезных коронок; $Q_4 = v_n \cdot S_d$ — производительность отрезных коронок.

Величины c_1 и c_2 считаем постоянными для всех органов разрушения. Тогда общие затраты на разрушение породы исполнительным органом

$$N_p = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = c_1 v_n^{(1+c_2)} \left[\left(\frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} \pi \cdot R_1^2 + \left(\frac{2\pi}{\omega_2 z_2} \right)^{c_2} \pi (R_2^2 - R_1^2) + \left(\frac{4\pi}{3\omega_3 z_3} \right)^{c_2} \cdot S_6 + \left(\frac{4\pi}{3\omega_4 z_4} \right)^{c_2} \cdot S_d \right].$$

Заключение. Таким образом, в статье получены соотношения, позволяющие исследовать баланс мощности проходческого комбайна через удельные и общие затраты. Предложен метод разработки общих затрат мощности по элементам комбинированного исполнительного органа комбайна серии ПК. Этот способ может быть использован при анализе энергозатрат на работу других сложных устройств разрушения горных пород. Выбор размеров роторов зависит от значений их скоростей вращения, а также удельных затрат энергии при работе каждого ротора. Полученные результаты требуют дальнейшего уточнения в части значений некоторых величин, входящих в расчетные формулы. Это позволит не только уточнить затраты мощности на работу механизмов, но и рационально выбрать конструктивные размеры, а также режимные параметры их работы.

Список литературы

1. Устройство и эксплуатация проходческого комбайна ПКС-8М / В.А. Данилов [и др.]; под ред. В.Я. Прушак. — Минск: Тэхналогія, 2010. — 175 с.
2. Данилов, В.А. Технология производства и ремонта горных машин и оборудования / В.А. Данилов, В.Я. Прушак, Е.М. Найденышев. — Минск: Тэхналогія, 2007. — 486 с.
3. Казаченко, Г.В. Особенности работы и обоснование модернизации конструкции соосных роторов проходческого комбайна / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, В.В. Мартинович // Горная механика и машиностроение. — 2013. — № 1. — С. 70–79.
4. Прушак, В.Я. Надежность проходческих комбайнов для отработки калийных месторождений / В.Я. Прушак, О.М. Волчек // Горная механика и машиностроение. — 2015. — № 3. — С. 50–55.
5. Морев, А.Д. Горные машины для калийных рудников // А.Д. Морев, А.Д. Смышник, Г.В. Казаченко. — Минск: Интегралполиграф, 2009. — 544 с.
6. 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. — СПб., 2003. — 245 л.
7. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. — Минск: Выш. шк., 1968. — 408 с.

Prushak V.Ya., Vysotskaya N.A., Kazachenko G.V.

The method of calculation of power balance of tunneling machine with coaxial rotors and combined the executive bodies

The simulation methods of the excavating the solid by tunneling machines with executive bodies of a complex structure is considered. The total costs of the power to destroy the rock by the rotors are determined. The influence of chip thickness on specific power consumption is calculated. A scheme is presented for determining the chip thickness, which is taken off by rotor cutters located at different distances from the axis of rotation. The specific power costs for three variants of the fracture body are considered — one rotor, two rotors and three coaxial rotors with the same cross section of the developed face and the same feed speed for all. It is noted that the balancing of two coaxial rotors in the case of the independence of the specific power input from the cutting speed is achieved at a ratio of the outer radius to the radius of the inner rotor. Equations of balances of the total costs of capacity and productivity of tunneling machines for the destruction of the faces divided by the power consumed by the external and central drills, berm cutters and cutting bits are considered.

Поступил в редакцию 10.08.2017.