УДК
622.232.
72.016.62:
622.817.5:
06.048.28

А.Ю. Ермаков

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ПО ГАЗОВОМУ ФАКТОРУ

Рассмотрены вопросы параметров режимов работы очистных комбайнов и дается обоснование оптимальной скорости подачи машины при полной загрузке двигателя, приведена расчетная схема действующих сил на резец и даны полученные аналитические зависимости динамического взаимодействия параметров комбайна, определены области допустимых значений скорости резания и скорости подачи очистного комбайна при различной мощности пластов.

Ключевые слова: оптимизация, режим работы, параметры, очистной комбайн, газовый фактор.

Задачей разработки оптимизационной модели режимных параметров очистных комбайнов является обоснование оптимальной скорости подачи машины при полной загрузке двигателя, т.е. при максимальном использовании эффективной мощности двигателя, идущей на резание и подачу. Необходимость решения такой задачи назрела в связи с увеличением в 10–15 раз нагрузки на очистные забои, изменением парка очистного оборудования и переходом шахт на технологии подземной разработки по схеме «шахта-лава».

В основу оптимизационной модели расчета режимных параметров очистных комбайнов положена сформированная в ТулГУ базовая математическая модель нагруженности привода выемочно-проходческой машины с любым непланетарным исполнительным органом при механическом разрушении полезного ископаемого в конкретных горно-геологических условиях. Модель описывает процесс механического резания в виде двух фаз состояния элементарного цикла резания – дробления и скола, что является ее отличительной особенностью. Кроме того, она учитывает максимально возможное количество конструктивных и режимных параметров выемочной машины, а также геотехнологических характеристик разрушаемого мас-

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 4. С. 375–387.
© 2017. А.Ю. Ермаков.

сива и контактного взаимодействия исполнительного органа очистного комбайна с массивом.

Исходя из того, что данная работа ориентирована на очистные комбайны с двумя шнековыми исполнительными органами, выделим следующие основные режимные параметры: скорость подачи $V_{\text{п}}$; скорость резания $V_{\text{р}}$; число одновременно работающих резцов на первом $z_{\text{р},1}$ и на втором $z_{\text{р},2}$ исполнительном органе; количество резцов в линии резания m_1; частота вращения исполнительного органа n_1; суммарная мощность двигателя W; мощность двигателя, затрачиваемая на резание $W_{\text{р}}$; мощность двигателя, затрачиваемая на подачу машины $W_{\text{п}}$; максимальная глубина резания $h_{\max}$; КПД режущей $\eta_{\text{р.ч}}$ и подающей $\eta_{\text{п.ч}}$ части.

Математическая модель разрушения массива и расчета режимных параметров очистного комбайна базируется на том, что при резании горных пород на контактные поверхности резца действуют переменные силы, которые имеют максимум вблизи от режущей кромки и резко убывают при удалении от нее по кривым гиперболического вида. Для упрощения расчетов сложный характер распределенных сил заменяется сосредоточенным. На рис. 1 приведена схема действия таких сосредоточенных сил на резец наклонного положения, расположенного в системе *XYZ*, ориентированной относительно вектора $\overline{V_p}$ абсолютной скорости резания. На рис. 1 приняты следующие обозначения: $N_{\text{п}}$, $N_{\text{з}}$, $N_{\text{б},1}$ и $N_{\text{б},2}$ – нормальная сила, действующая на переднюю, заднюю и боковые грани резца соответственно; $N_{\text{п}}f_{\text{п}}$, $N_{\text{з}}f_{\text{з}}$, $N_{\text{б},1}f_{\text{б},1}$ и $N_{\text{б},2}f_{\text{б},2}$ – силы трения в соответствующих плоскостях резания; $f_{\text{п}}$, $f_{\text{з}}$ и $f_{\text{б}}$ – коэффициенты трения граней резца о массив; P_{z}, P_{y} и P_{x} – горизонтальная, вертикальная и боковая составляющая усилия резания; α – рабочий угол резания резца; φ – конструктивный угол приострения передней грани резца; δ – установочный угол наклона резца; ак – конструктивная длина главной режущей кромки резца.

Запишем уравнения равновесия в принятой системе координат:

$$\left.\begin{aligned}
&P_z = N_n\left(\sin\alpha + f_n\cos\alpha\right) + N_з f_з + f_б\left(N_{б,1} + N_{б,2}\right);\\
&P_y = N_n\left(-\cos\alpha + f_n\sin\alpha\right)\cos\delta + N_з\cos\delta -\\
&-N_{б,1}\sin\left(\delta-\varphi\right) + N_{б,2}\sin\left(\delta+\varphi\right);\\
&P_x = N_n\left(-\cos\alpha + f_n\sin\alpha\right)\sin\delta + N_з\sin\delta +\\
&+N_{б,1}\cos\left(\delta-\varphi\right) - N_{б,2}\cos\left(\delta+\varphi\right).
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

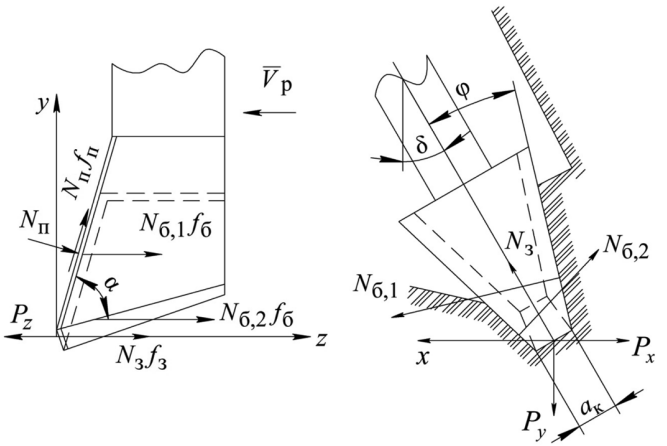

Рис. 1. Схема сил, действующих на резец

Для реализации задачи разработки оптимизационной расчетной модели, представим ниже основные уравнения, характеризующие соотношения между конструктивными, геотехнологическими и режимными параметрами выемочной машины при механическом разрушении массива.

В работе [1] на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований для определения нормальных сил были получены следующие выражения:

$$N_n = 100\tau_{sz}\left(R_3 h^2 + R_4 h\right)\Pi_2 K_ф \Pi_3; \quad (2)$$

$$N_{б,1} = N_{б,2} = \tau_{sz} h \Delta_б A_{F,б}; \quad (3)$$

$$N_з = \tau_{sz} a_к \Delta_з A_{F,з}, \quad (4)$$

где τ_{sr} – разрушающее напряжение в главной плоскости; h – глубина резания; Ω – угол скола элемента массива; Π_2 – параметр соотношения средних и максимальных нормальных сил, действующих на переднюю грань резца; $K_ф$ – коэффициент формы передней грани резца; Π_3 – параметр, учитывающий взаимовлияние соседних резцов на исполнительном органе; $\Delta_б$ и $\Delta_з$ – фаска износа по боковым и задней граням резца; $A_{F,б}$ и $A_{F,з}$ – параметры, учитывающие форму боковой и задней площадок износа резца;

$$R_3 = \left[\sin 2\varphi + \sin\left(\alpha + \Omega\right)\right]\left(2R_2 \sin\alpha \ \sin\Omega \ \cos^2\varphi\right)^{-1};$$

$$R_2 = \sin\left(\alpha + \Omega\right) + f_n \cos\left(\alpha + \Omega\right);$$

$$R_4 = a_к \left(R_2 \sin\Omega\right)^{-1}.$$

Параметр Π_3 вычисляется по эмпирической формуле:

$$\Pi_3 = \frac{t_* - a_к + 1,5}{10,3h\left(1 - \Pi_1\right) + 1,5}, \qquad (5)$$

где t_* – шаг резания (расстояние между резцами по ширине исполнительного органа); Π_1 – параметр, характеризующий хрупко-пластические свойства разрушаемого массива.

На основании формул (2)–(4), уравнения для определения P_z и P_y можно записать в следующем виде (в этих уравнениях принято):

$$P_z = 100\tau_{sz}\left[\left(R_3h^2 + R_4h\right)\Pi R_1 + \left(2h\Delta_б A_{F,б} + a_к\Delta_з A_{F,з}\right)f_n\right]K_{осл}; \qquad (6)$$

$$P_y = 100\,\tau_{sz}\left[\left(R_3h^2 + R_4h\right)\Pi R_5\cos\delta + h\,\Delta_б A_{F,б}R_6 + a_к\,\Delta_з A_{F,з}\cos\delta\right]K_{осл} \qquad (7)$$

где $\Pi = \Pi_2\Pi_3$; $R_1 = \sin\alpha + f_n\cos\alpha$; $K_{осл}$ – коэффициент ослабления прочности массива.

Глубина резания h связана с режимными параметрами очистного комбайна с помощью следующих соотношений:

$$h = h_{\max}\theta \quad \text{и} \quad h_{\max} = \frac{100V_n}{m_1n_1}\cos\delta, \qquad (8)$$

где $\theta = \left(1 - \cos\varphi_к\right) / \varphi_к$ – параметр, учитывающий характер изменения глубины резания, исходя из дуги контакта резцов $\varphi_к$ исполнительного органа с массивом.

Усилие P_z, возникающее на отдельно взятом резце и действующее в направлении подачи очистного комбайна, лежит в основе расчета мощности двигателя $W_р$, расходуемой на резание.

Выражение для определения мощности $W_р$ при наличии двух шнеков выглядит следующим образом:

$$W_p = \sum_{i=1}^{2} W_{p,i} = \frac{10^{-3}}{\eta_{p.ч}}\sum_{i=1}^{2}\left(V_{p,i}z_{p,i}P_{z,i}\right). \qquad (9)$$

Скорость резания и число одновременно работающих резцов для i-го исполнительного органа определяются по формулам:

$$V_{p,i} = \frac{\pi D_i n_1}{60}; \qquad (10)$$

$$z_{p,i} = 100\frac{B_i}{t_i}m_1\frac{\varphi_{к,i}}{2\pi}, \qquad (11)$$

где D_i – диаметр i-го исполнительного органа; B_i – ширина захвата (конструктивная ширина) i-го исполнительного органа.

Важной характеристикой выемочной машины при ее перемещении вдоль линии очистного забоя является усилие подачи, которое определяется по формуле (для двухшнекового очистного комбайна):

$$P_n = \sum_{i=1}^{2} Q_{x,i} + G\left(f_{mp}\cos\alpha_{пл} + \sin\alpha_{пл}\right) \pm f_{mp}\sum_{i=1}^{2} Q_{y,i}\ , \qquad (12)$$

где $Q_{x,i}$ и $Q_{y,i}$ – суммарные составляющие усилия, действующие на i-й исполнительный орган в направлении вектора подачи выемочной машины и перпендикулярно почве пласта полезного ископаемого соответственно; $f_{тр}$ – коэффициент трения основания комбайна по решетчатому ставу. Знак «+» перед третьим слагаемым указывает на движение комбайна по восстанию пласта, знак «-» – по падению. Суммарные усилия находятся из выражений:

$$Q_{x,i} = z_{p,i}\left(P_{z,i}\frac{\sin\varphi_{к,i}}{\varphi_{к,i}} + P_{y,i}\frac{1-\cos\varphi_{к,i}}{\varphi_{к,i}}\right); \qquad (13)$$

$$Q_{y,i} = z_{p,i}\left(P_{z,i}\frac{1-\cos\varphi_{к,i}}{\varphi_{к,i}} - P_{y,i}\frac{\sin\varphi_{к,i}}{\varphi_{к,i}}\right). \qquad (14)$$

На основании полученного значения усилия подачи очистного комбайна определяется мощность, идущая на подачу и перемещение машины вдоль очистного забоя:

$$W_n = 10^{-3}\frac{P_n V_n}{60\eta_{п.ч}}\,. \qquad (15)$$

Суммарная мощность двигателя находится из выражения:

$$W = W_p + W_n\,. \qquad (16)$$

Представленная в виде группы уравнений (1)–(16) расчетная модель отличатся универсальностью, связывая между собой максимальное число конструктивных и режимных параметров выемочной машины с геотехнологическими характеристиками массивов горных пород или полезного ископаемого. При этом обеспечивается возможность моделирования работы очистных комбайнов в широком диапазоне конструктивного исполнения.

При построении оптимизационной модели необходимым является формирование целевой функции и совокупности ограничений при выделении группы управляемых переменных. Как известно [4], к управляемым переменным относятся вели-

чины, значение которых необходимо найти в процессе решения задачи. Их часто называют оптимизируемыми величинами. К неуправляемым переменным относят величины, которые в процессе решения данной задачи остаются постоянными. Возможные значения управляемых переменных часто ограничены условиями задачи. Ограничения обычно задаются набором уравнений или неравенств. Наличие ограничений суживает круг решений задачи и делает ее определенной.

При построении модели оптимизации в качестве управляемых переменных принимаются следующие режимные параметры: скорость подачи и скорость резания; частота вращения исполнительного органа; суммарная мощность двигателя; максимальная глубина резания; количество резцов в линии резания. Выбор данных параметров в качестве управляемых переменных обусловлен геотехнологической ситуацией: в очистном забое с заданными горно-геологическими условиями имеется конкретный очистной комбайн в паспортном конструктивном исполнении. Т.е. все, отмеченные выше, конструктивные параметры выемочной машины и геотехнологические параметры являются неизменными.

В связи с тем, что основным показателем эффективности работы очистного забоя является суточная нагрузка $A_{\text{сут}}$, то она и берется в качестве основного критерия, который максимизирует целевая функция:

$$Z = A_{сут} \rightarrow \max . \qquad (17)$$

Нагрузка на очистной забой определяется по скорости подачи выемочной машины [2, 3], что предполагает выбор данного параметра в качестве одной из двух базовых переменных, отвечающих выделенной совокупности режимных характеристик. Скорость подачи, к тому же, аналитически взаимоувязывается со всеми управляемыми режимными параметрами очистного комбайна, т.е. она является наиболее чувствительной по отношению к остальным параметрам. В результате целевая функция может быть сформирована следующим образом:

$$Z = V_n \rightarrow \max . \qquad (18)$$

В качестве второй управляемой переменной, отличающейся высокой степенью чувствительности, принимаем скорость резания, так как она связана и с мощностью, и с числом резцов, и с частотой вращения (9)–(11).

Рассмотрим систему ограничений, которые необходимо соблюдать при решении данной задачи. Первое ограничение связано с максимальной глубиной резания $h_{\max}$, которая не должна

превышать конструктивного вылета резца $l_р$, обеспечивая зазор между разрушаемым массивом и шнековым исполнительным органом.

Такое ограничение формируется в следующем виде:

$$h_{\max} \le 0,9\, l_p\,. \tag{19}$$

Используя второе уравнение (8), получим данное ограничение в виде неравенства:

$$\frac{100V_n}{m_1 n_1}\cos\delta \le 0,9 l_p\,. \tag{20}$$

Как отмечалось выше, оптимизационная модель строится на двух базовых переменных $V_п$ и $V_р$. Выразим из уравнения (10) частоту оборотов через скорость резания:

$$n_1 = \frac{60V_p}{\pi D}\,. \tag{21}$$

Тогда неравенство (20) примет следующий вид:

$$\frac{100V_n}{m_1}\frac{\pi D}{60V_p}\cos\delta \le 0,9 l_p\,. \tag{22}$$

После несложных преобразований получим ограничение по глубине резания в виде неравенства:

$$27V_p m_1 l_p - 50\pi V_n D\cos\delta \ge 0\,. \tag{23}$$

Второе ограничение вытекает из условия взаимовлияния соседних резцов, параметр которого вычисляется по формуле (5). При имеет место нерациональное глубоко блокированное (щелевое) резание, когда взаимовлияние соседних резцов отсутствует. В результате второе ограничение представляется в виде следующего неравенства:

$$\frac{t_* - a_к + 1,5}{10,3h\left(1-\Pi_1\right)+1,5} \le 1\,. \tag{24}$$

На основании (8) запишем следующее выражение для определения глубины резания:

$$h = \frac{100V_n\left(1-\cos\varphi_к\right)\cos\delta}{m_1 n_1 \varphi_к}\,. \tag{25}$$

Подставив (21) в (25), получим,

$$h = \frac{5,24V_n D\left(1-\cos\varphi_k\right)\cos\delta}{m_1 V_p \varphi_k}\,. \tag{26}$$

Тогда неравенство (24) приобретает следующий вид:

$$\frac{m_1 V_p \varphi \left(t_* - a_к + 1,5\right)}{54 V_n D \left(1 - \Pi_1\right)\left(1 - \cos\varphi_к\right)\cos\delta + 1,5 m_1 V_p \varphi_к} \le 1. \qquad (27)$$

В результате проведенных преобразований неравенство (24) в качестве ограничения по фактору взаимовлияния резцов формируется в виде:

$$6 V_p m_1 \left(t - a_к\right)\varphi_к - 103\pi V_n D \left(1 - \Pi_1\right)\left(1 - \cos\varphi_к\right)\cos\delta \le 0. \quad (28)$$

Следующим ограничением является ограничение по установленной мощности электродвигателя.

При использовании формулы (16) это ограничение можно записать в виде:

$$W_p + W_n \le W_{уст}. \qquad (29)$$

На основании уравнений (5)–(15) запишем выражения для определения мощности двигателя, идущей на резание и на подачу комбайна.

Уравнения сформированы исходя из равенства конструктивных параметров для исполнительных органов очистного комбайна. В итоге имеем

$$W_p = \frac{1,6 B \varphi_к \tau_{sz} V_n D \left(K_{осл,\,1} + K_{осл,\,2}\right)}{t_* \eta_{р.ч}} \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{R_1 \Pi_2 K_ф R_7 \left(t - a_к + 1,5\right)\left(R_3 R_7 V_n D + R_4 V_p m_1\right)}{10,3 R_7 V_n D \left(1 - \Pi_1\right) + 1,5 V_p m_1} + ; \right. \qquad (30)$$

$$\left. + \frac{a_к \Delta_з A_{F,з} f_n V_p m_1}{V_n D} + 2\Delta_б A_{F,б} f_n R_7 \right]$$

$$W_n = 1,67 \cdot 10^{-3} \frac{V_n}{\eta_{п.ч}} \left\{ 507 V_n D B \varphi_к \tau_{sz} \frac{K_{осл,\,1} + K_{осл,\,2}}{t_* V_p} \cdot \right.$$

$$\cdot \left[\frac{\Pi_2 K_ф K_7 \left(t - a_к + 1,5\right)\left(R_3 R_7 V_n D + R_4 V_p m_1\right)\left(R_1 R_8 + R_5 R_9\right)}{10,3 R_7 V_n D \left(1 - \Pi_1\right) + 1,5 V_p m_1} + \right. \qquad (31)$$

$$\left. + \frac{a_к \Delta_з A_{F,з} V_p m_1 \left(f_n R_8 + R_9 \cos\delta\right)}{V_n D} + \Delta_б A_{F,б} R_7 \left(2 f_n R_8 + R_6 R_9\right) \right] +$$

$$\left. + G\left(f_{тр} \cos\alpha_{пл} + \sin\alpha_{пл}\right) \right\}$$

В уравнениях (30) и (31) приняты следующие обозначения:

$$R_7 = 5,23\left(1-\cos\varphi_к\right)\cos\delta \,/\, \varphi_к\,;\; R_8 = \sin\varphi_к + f_n\left(1-\cos\varphi_к\right);$$

$$R_9 = \left(1-\cos\varphi_к\right) - f_n \sin\varphi_к\,.$$

Как видно из уравнений (30) и (31), они не являются линейными относительно базисных переменных, что не позволяет применять для решения данной задачи оптимизации методы линейного программирования.

Следующее ограничение связано с положительностью базисных переменных.

$$V_п \geq 0 \;\text{ и }\; V_р \geq 0. \qquad (32)$$

Однако значения допустимой скорости резания регламентируются условиями стойкости резцов, которые для обычных углей, а также для слабых неабразивных углей ограничиваются следующими пределами [5]:

$$2,0 \leq V_р \leq 6,0. \qquad (33)$$

Кроме того, скорость подачи очистного комбайна ограничена ее предельно допустимой величиной:

$$V_п \leq V_{пред}. \qquad (34)$$

В результате сформированы все допустимые ограничения. В итоге оптимизационная модель расчета режимных параметров выемочной машины включает неравенства (23), (28), (29), (32), (33) и (34) с целевой функцией (18).

Апробация модели производилась для очистного забоя, оборудованного выемочным комбайном К-500-Ю. Конструктивные параметры: рабочий угол резания резца – 85°; конструктивный угол заострения передней грани резца – 4°; конструктивная длина главной режущей кромки резца – 0,9 см; фаска износа по задней и боковым граням резца – 0,4 и 0,1 см; коэффициент формы передней грани резца – 1,0; установочный угол наклона резца – 0°; диаметр исполнительного органа очистного комбайна – 1,4 м; шаг резания (расстояния между резцами по ширине исполнительного органа) – 4,5 см; ширина захвата (конструктивная ширина исполнительного органа) – 0,63 м; параметр, учитывающие форму задней и боковой площадок износа резца – 1. Геотехнологические параметры: угол падения пласта – 0°; угол скола элемента массива – 55°; коэффициент трения угля по металлу – 0,3; параметр хрупко-пластических свойств

угля – 0,5; параметр соотношения средних и максимальных нормальных сил, действующих на переднюю грань резца – 0,43; разрушающее напряжение в главной плоскости – 10 МПа; коэффициент ослабления массива перед первым и вторым исполнительным органом – 1,0 и 0,68; угол дуги контакта резцов первого и второго исполнительного органа с массивом – 180°. Режимные параметры комбайна К-500Ю: $V_п \le 9{,}5$ м/мин; $V_р = 2–6$ м/с; суммарная мощность двигателя $W \le 605$ кВт; максимальная глубина резания 4,5 см; КПД режущей и подающей части 0,85 и 0,80. Масса комбайна 32 000 кг. Исходя из того, что количество резцов в линии резания является целочисленной управляемой переменной, задача оптимизации решалась при m_1, равном 1, 2, 3 и 4. На рис. 2–5 приведены области допустимых решений, полученные по результатам вычислительного эксперимента.

На рисунках приняты следующие обозначения: *1* – ограничение по конструктивному вылету резца (область допустимых решений справа от прямой); *2* – ограничение по взаимовлиянию резцов (область допустимых решений слева от прямой); *3* – ограничение по минимальной скорости резания (область допустимых решений справа от прямой); *4* – ограничение по максимальной скорости резания (область допустимых решений слева от прямой); *5* – ограничение по технически допустимой скорости подачи (область допустимых решений снизу от прямой); *6* – ограничение по установленной мощности двигателя (область допустимых решений слева от прямой).

Построенные графики показывают, что окончательное решение имеется при любом m_1. Однако из рис. 2 и 3 следует, что

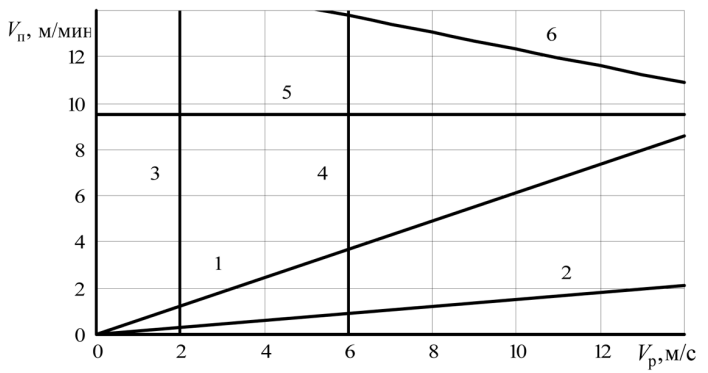

Рис. 2. Области допустимых значений скорости резания и скорости подачи очистного комбайна при $m_1 = 1$

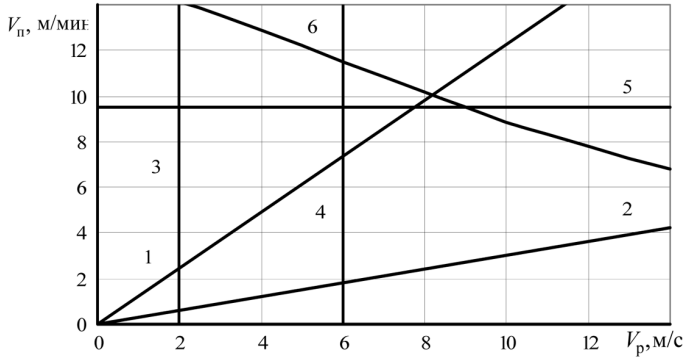

Рис. 3. Области допустимых значений скорости резания и скорости подачи очистного комбайна при $m_1 = 2$

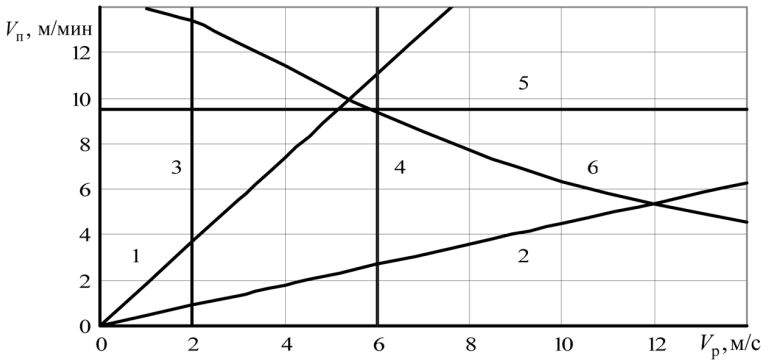

Рис. 4. Области допустимых значений скорости резания и скорости подачи очистного комбайна при $m_1 = 3$

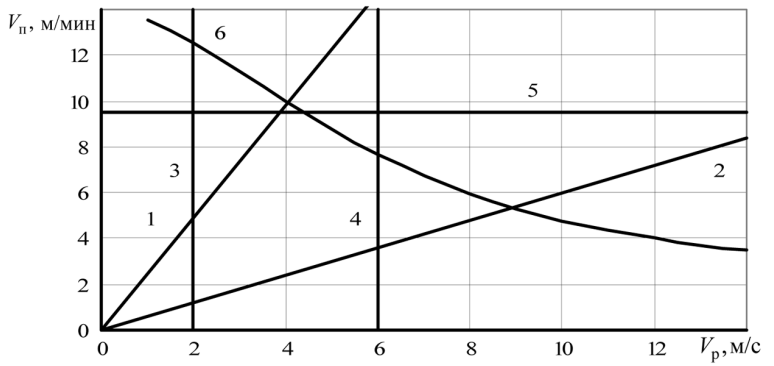

Рис. 5. Области допустимых значений скорости резания и скорости подачи очистного комбайна при $m_1 = 4$

сама область (опорное решение) ограничивается прямыми *1, 2, 3* и *4*, что говорит о неполном использовании технических возможностей выемочной машины. Так, например, оптимальное решение для $m_1 = 1$ лежит при скорости подачи 3,7 м/мин и скорости резания 6,0 м/с, а для $m_1 = 2$ – при 7,3 и 6,0 соответственно. В первом случае комбайн набирает 36,5% мощности, а во втором – 73,0%. Скорость подачи реализуется только на 38,9 и 76,8% соответственно.

При такой постановке решения, найденные при числе резцов в линии резания, равном 3 и 4, являются оптимизирующими, т.к. дают искомые параметры при максимально допустимых режимных характеристиках, как по технически допустимой скорости подачи, так и по максимальной установленной мощности двигателя.

При $m_1 = 3$ имеем: $V_п = 9{,}5$ м/мин; $V_р = 5{,}94$ м/с; мощность, идущая на резание $W_р = 597{,}73$ кВт; мощность на подачу $W_п = 7{,}27$ кВт. При $m_1 = 4$: $V_п = 9{,}5$ м/мин; $V_р = 4{,}40$ м/с; мощность, идущая на резание $W_р = 594{,}84$ кВт; мощность на подачу $W_п = 10{,}16$ кВт.

Полученные оптимальные параметры режима работы очистного комбайна необходимо сопоставлять с расчетной скоростью подачи, которая определяется из реальных характеристик газовой ситуации в очистном забое в зависимости от природной и остаточной газоносности угля, а также от концентрации метана в исходящей струе очистного забоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Горная* энциклопедия. Т. 3. Кенган – Орт / Гл. ред. Е.А. Козловский. – М.: Советская энциклопедия, 1987. – 592 с.

2. *Перегудов Ф. И.*, *Тарасенко Ф. П.* Введение в системный анализ. – М.: Высшая школа, 1989. – 367 с.

3. *Ефимов В. И.*, *Гридин В. Г.*, *Агеева И. В.* Эколого-экономические перспективы развития добычи угля в Кузнецком бассейне // Геотехнологии и защита окружающей среды. – 2006. – № 2. – С. 39–46.

4. *Мкртчян Г. М., Бондаренко Л. А., Гайнутов О. Г. и др.* Природопользование в системе управления. – Новосибирск: Наука, 1991. – 240 с. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Ермаков Анатолий Юрьевич – кандидат технических наук,
генеральный директор,
ООО «Сибниуглеобогащение»,
e-mail: ermakovay@suek.ru.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2017. No. 4, pp. 375–387.

UDC 622.232.
72.016.62:
622.817.5:
06.048.28

A.Yu. Ermakov

OPTIMIZATION OF OPERATING CONDITIONS OF CUTTER–LOADERS IN TERMS OF GAS CONTENT

The article considers operating parameters of cutter–loaders and substantiates the optimal advance rate of the machine with the fully loaded motor, presents the analytical model of the forces on the cutter bit and shows the resultant analytical dependences to describe dynamic interaction between the parameters of the machine. The construction of the optimization model involves the controlled variables represented by the operating parameters: advance rate and cutting rate; rotation speed of the cutting head; overall capacity of the motor; maximum cutting depth; number of cutting bits per cutting line. The choice of these parameters as the controlled variables is governed by the geotechnical situation: production heading with the preset ground conditions; specific cutter–loader of the standard design. As a result, the allowable constraints are formulated, and the optimization model is constructed for calculating the operating conditions of a cutter–loader, including equations and inequalities with the objective function. The calculated optimal operating conditions of a cutter–loader should be compared with the estimated advance rate of the machine, determined based on the actual gas content in a production heading, depending on the natural and residual gas content of coal, as well as on the concentration of methane in the return circulation air in the production heading.

Key words: optimization, operation mode, parameters, shearer, gas-oil ratio.

AUTHOR

Ermakov A.Yu., Candidate of Technical Sciences,
General Director, e-mail: ermakovay@suek.ru,
LLC «Sibniiugleobogaschenie»,
653000, Prokopyevsk, Russia.

REFERENCES

1. *Gornaya entsiklopediya*. T. 3. Kengan – Ort. Gl. red. E.A. Kozlovskiy (Mining Encyclopedia, vol. 3. Kengan – Orth. Kozlovskiy E.A. (Ed.)), Moscow, Sovetskaya entsiklopediya, 1987, 592 p.

2. Peregudov F.I., Tarasenko F.P. *Vvedenie v sistemnyy analiz* (Introduction to system analysis), Moscow, Vysshaya shkola, 1989, 367 p.

3. Efimov V.I., Gridin V.G., Ageeva I.V. *Geotekhnologii i zashchita okruzhayushchey sredy*, 2006, no 2, pp. 39–46.

4. Mkrtchyan G.M., Bondarenko L.A., Gaynutov O.G. *Prirodopol'zovanie v sisteme upravleniya* (Nature use in management system), Novosibirsk, Nauka, 1991, 240 p.

МЫСЛИ О РОЛИ КНИГИ В ОБЩЕСТВЕННЫХ ПРОЦЕССАХ

Каждая выпущенная книга – праздник для автора, читателя и издателя.