

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 622.016.25(622.271.323.013(045))

**АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
ТОННЕЛЕПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА****Часть 1. Структура комплекса и формирование расчетных зависимостей**

Казаченко Г.В., Цыбуленко П.В. (УО «Белорусский национальный технический университет», г. Минск, Беларусь), Желтов И.Г., Елизаров Д.П. (СУ-173 треста № 15 «Спецстрой», г. Минск, Беларусь)

Приводятся технические параметры тоннелепроходческого комплекса компании «Herrenknecht», который использован для прокладки коллектора «Центр» в г. Минске. Анализ работы комплекса базируется на оценках энергоемкости рабочего процесса, которые основаны на принятых в настоящее время методах расчета затрат энергии на разрушение породы и ее транспортирование, а также на продвижение комплекса по трассе. С другой стороны, оценки производятся на основе данных о работе комплекса, регистрируемых в бортовом компьютере.

Введение

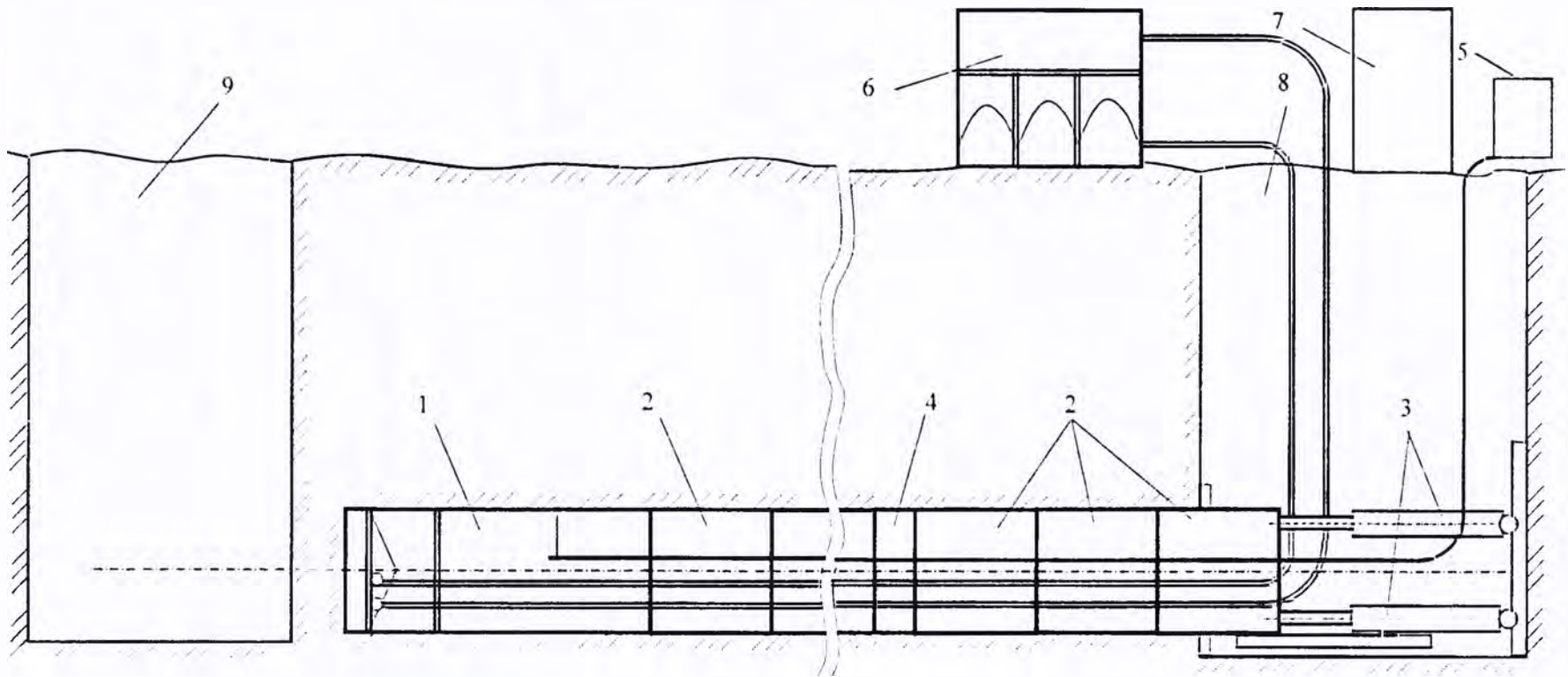
Проходка подземных горных выработок большой протяженности (метро, тоннели, штреки и т.д.) – один из наиболее сложных технологических процессов подземного строительства. Этот процесс может осуществляться различными способами. Одна из самых производительных и надежных технологий реализуется оборудованием фирмы «Herrenknecht», которая производит тоннелепроходческие комплексы, работающие в самых различных горно-геологических условиях.

Для прокладки коллектора «Центр» в г. Минске используется тоннелепроходческий комплекс на базе проходческой машины М-1166М. Горно-геологические и гидрологические условия, свойства грунтов по трассе коллектора оказывают влияние на величину нагрузок, действующих на элементы комплекса, кинематику его передвижения и, в конечном счете, на производительность. Специфические условия разработки горных пород рабочими элементами комплекса с гидродинамическим креплением забоя и гидротранспортом разработанной породы требуют учитывать не только сопротивляемость пород механическому разрушению режущими элементами тоннелепроходческой машины, но также энергетику дробления крупных кусков породы, транспортирования гидросмеси и выделения частиц породы из гидросмеси. Не менее важное значение имеет задача определения сопротивления подаче тоннелепроходческой машины и продвижения комплекта железобетонных колец.

Предлагаемое исследование направлено на решение отмеченных задач и обоснование методики расчетов по определению силовых и кинематических параметров работы тоннелепроходческих комплексов на базе тоннелепроходческой машины М-1166М.

Структура и основные технические данные комплекса

Проходческое оборудование компании «Herrenknecht» составляет основу всего тоннелепроходческого комплекса. В состав комплекса входят: тоннелепроходческая машина; основная и промежуточные домкратные станции; линии гидротранспорта вынимаемых пород и подачи жидкости в призабойное пространство; сепарирующая установка; комплект железобетонных колец; крановое оборудование; стартовая и приемная шахты; энергетическая станция; система управления; комплект контейнеров технического и социального обеспечения (рисунок 1).



1 – тоннелепроходческая машина; 2 – железобетонные кольца; 3 – основная домкратная станция;
 4 – промежуточная домкратная станция; 5 – бентонитовая станция; 6 – сепарирующая установка;
 7 – операционный контейнер; 8 – стартовая шахта; 9 – приемная шахта

Рисунок 1 – Принципиальная схема комплекса

Тоннелепроходческий комплекс собирается на стартовой шахте, из которой обычно прокладываются два участка тоннеля до приемных шахт, расположенных на трассе коллектора впереди и сзади стартовой шахты. Прокладка каждого участка тоннеля начинается с установки в стартовой шахте основной домкратной станции и тоннелепроходческой машины.

После включения комплекса машина подается на забой цилиндрами основной домкратной станции и производится проходка участка равного по длине ходу цилиндров станции, которые после этого выводятся в исходное положение. На раму домкратной станции устанавливается железобетонное кольцо, наращиваются системы гидротранспорта, комплекс опять включается и осуществляется проходка отрезка тоннеля равного длине кольца. Таким образом, циклы проходки отрезков тоннеля повторяются. Набор железобетонных колец и составляет участок коллектора между двумя смежными по трассе шахтами. При проходке длинных участков и недостаточности усилия основной домкратной станции для продвижения тоннеля можно использовать промежуточные домкратные станции и проталкивать комплект железобетонных колец по частям. Обеспечение требуемого направления проходки коллектора осуществляется специальной системой навигации. Удаление разрабатываемой породы выполняется гидротранспортной системой, содержащей линии транспорта породы, подачи воды в призабойное пространство и сепарирующую установку. В призабойном пространстве порода смешивается с потоком жидкости. Образовавшаяся гидросмесь по транспортной линии подается в сепарирующую установку, где происходит отделение частиц породы от воды. Очищенная от частиц породы вода по линии питания поступает обратно в призабойное пространство. Порода, выделенная из смеси, складывается и наземным транспортом вывозится для утилизации или вторичного использования. Для снижения трения между стенками тоннеля и окружающими породами в зазор между наружной поверхностью железобетонных колец и внутренней поверхностью русла тоннеля закачивается раствор бентонита, который готовится на бентонитовой станции и используется также для повышения плотности потока жидкости. Управление работой тоннелепроходческой машины и всеми системами и устройствами, обеспечивающими ее продвижение по трассе тоннеля, осуществляется с пульта управления, расположенного в операционном контейнере.

Основные характеристики оборудования тоннелепроходческого комплекса приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные технические данные комплекса

№ п/п	Наименования показателя	Значение	Единица измерения
1	Тоннелепроходческая машина		
	1.1 Диаметр машины	3025	мм
	1.2 Мощность привода режущего ротора	315	кВт
	1.3 Частота вращения	0-2,5; 0-6,9	об/мин
2	Главная домкратная станция		
	2.1 Ход цилиндров станции	4000	мм
	2.2 Максимальное общее усилие	21000	кН
3	Промежуточная домкратная станция		
	3.1 Максимальное усилие станции	1020	кН
	3.2 Ход цилиндров	350	мм
4	Система транспортирования гидросмеси		
	4.1 Количество насосов	2	шт
	4.2 Мощность привода основного насоса	160	кВт
	4.3 Номинальная производительность	300	м ³ /ч
	4.4 Напор	60	м

При разработке математической модели рабочего процесса тоннелепроходческого комплекса целесообразно пользоваться балансовыми соотношениями с применением имеющегося статистического материала и результатов наблюдений за его работой. В качестве исходных балансовых соотношений рационально выбрать соотношения энергетические и материальные. Для составления балансовых соотношений энергетического характера определим затраты мощности на работу основных механизмов комплекса.

Мощность для привода режущей головки в стационарном режиме состоит из двух составляющих: мощности для разрушения забоя и мощности на дробление отбитой породы. Первую составляющую будем определять наиболее распространенной зависимостью (рисунок 2) [1]:

$$N_p = \int_0^Q e_p dQ = e_p \iint_S dS \cdot \mathcal{G}_n, \quad (1)$$

где e_p – средние удельные затраты мощности;

Q – объемная производительность;

S – площадь поперечного сечения выработки;

\mathcal{G}_n – скорость подачи режущей головки на забой.

Так как режущая головка представляет собой комбинированный инструмент с различными типами режущих элементов, которые к тому же работают в породах с различным сопротивлением резанию, то интеграл (1) можно представить суммой:

$$N_p = \sum_i^n \sum_j^m \int_0^S e_{ij} dS_j \cdot \mathcal{G}_n, \quad (2)$$

где e_{ij} – удельные затраты мощности (удельное сопротивление резанию) при разрушении режущими элементами i -го типа части забоя со свойствами j -го типа;

$i = 1, n$ – индекс режущего элемента;

$j = 1, m$ – индекс части забоя, отличающийся прочностью;

$dQ_j = dS_j \cdot \mathcal{G}_n$ – дифференциал производительности по породе j -типа.

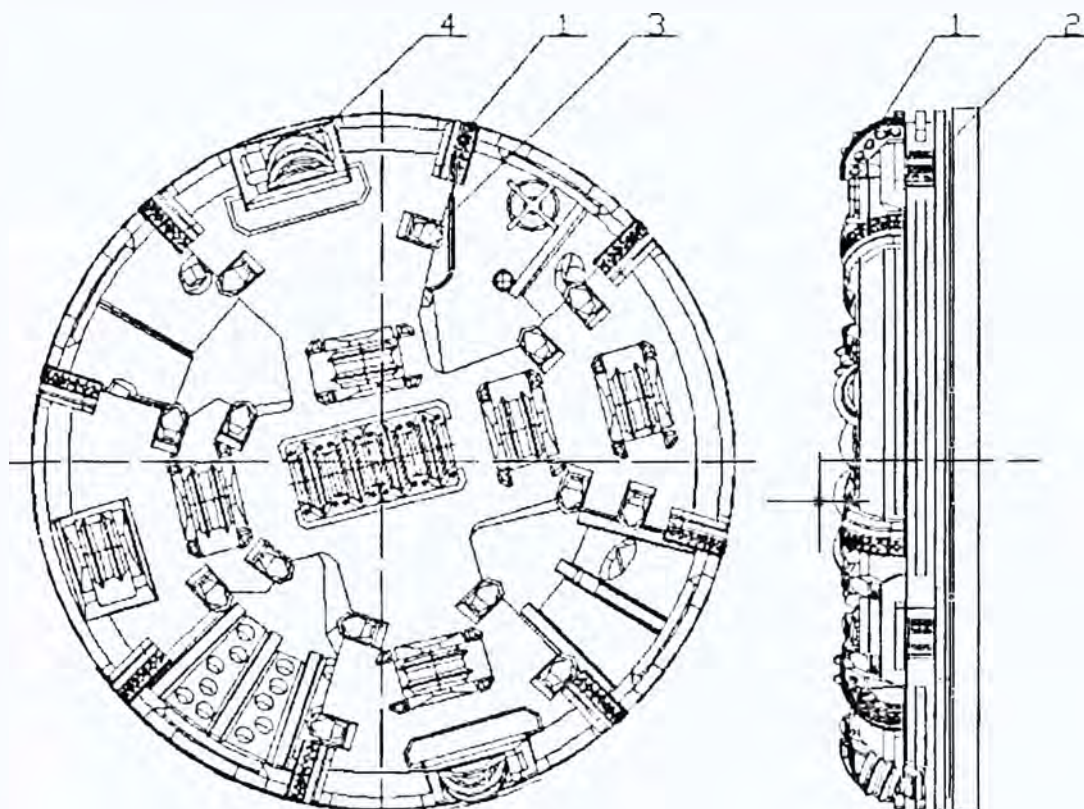
Формула (2) указывает, что N_p является случайной величиной в силу малой вероятности проходки участка с постоянными по сечению свойствами разрабатываемой породы.

Совмещение в тоннелепроходческой машине режущей головки с дробилкой, а также наличие в забойной камере гидросмеси породы с жидкостью требует учета затрат энергии на дробление породы и ее перемешивание.

Мощность на выполнение этих операций обозначим через $N_{дп}$ и представим также в виде зависимости от производительности:

$$N_{дп} = e_{дп} \cdot Q, \quad (3)$$

где $e_{дп}$ – удельные затраты энергии на перемешивание материала в забойной камере и дробление крупных включений.



1 – резец ковшовый; 2 – резец наружный; 3 – резец торцевой; 4 – шарошка
Рисунок 2 – Режущая головка

Зная значение e_p и $e_{дп}$, можно определить максимальную скорость $\mathcal{G}_{\text{тн}}$ подачи режущей головки на забой из уравнения баланса мощности ротора, т.е. возможную по мощности привода режущей головки скорость подачи. Запишем уравнение баланса мощности привода режущей головки:

$$\eta N_d = N_{\text{рв}} = (e_{\text{дп}} + e_p) \cdot \mathcal{G}_{\text{тн}} \cdot S, \quad (4)$$

где η – КПД привода ротора;

$N_{\text{рв}}$ – общие затраты мощности на привод ротора;

N_d – мощность двигателя привода ротора.

Тогда:

$$\mathcal{G}_{\text{тн}} = \frac{\eta N_d}{(e_{\text{дп}} + e_p) \cdot S}. \quad (5)$$

Анализ теоретических и экспериментальных данных показывает, что удельные затраты $e_{\text{дп}}$ и e_p мощности зависят от скорости $\mathcal{G}_{\text{п}}$ подачи. Для определения зависимо-

сти e_p от \mathcal{G}_n воспользуемся формулой вычисления сопротивления резанию [1, 2], применяемой для оценки энергозатрат проходческих комбайнов:

$$e_p = c_1 h^{c_2}, \quad (6)$$

где h – толщина стружки, снимаемая режущими элементами ротора;

c_1 и c_2 – параметры, определяемые экспериментально.

Для режущих элементов ротора толщина стружки:

$$h_i = \frac{\mathcal{G}_n 2\pi}{\omega_p z_i}, \quad (7)$$

где z_i – число резцов в линии резания соответствующего режущего элемента ротора;

i – индекс режущего элемента;

ω_p – угловая скорость ротора.

Для оценки энергозатрат на вращение ротора в призабойном пространстве, как затрат на его движение в вязко-пластичной среде применим методику [4], согласно которой эта составляющая N_n мощности вычисляется по формуле:

$$N_n = \tau \cdot \omega_p \cdot S_c, \quad (8)$$

где τ – напряжение трения между гидросмесью и элементами режущей части;

S_c – статический момент площади соприкосновения гидросмеси с ротором относительно оси вращения:

$$S_c = \varphi \frac{2\pi}{3 \sin \alpha} (r_2^3 - r_1^3), \quad (9)$$

где α – половина угла конусности ротора;

φ – коэффициент, учитывающий степень заполнения рабочего пространства гидросмесью;

r_1, r_2 – меньший и больший радиусы корпуса дробильной камеры.

Мощность на дробление крупных и прочных кусков породы будем определять по зависимости:

$$N_n = e_{др} \cdot Q_{др}, \quad (10)$$

где $e_{др}$ – удельные затраты мощности на дробление;

$Q_{др} = k_{др} \cdot Q$ – производительность машины по кускам породы, требующим дробления;

$k_{др}$ – коэффициент, учитывающий наличие крупных, прочных включений в разрабатываемой породе.

Удельные затраты энергии на дробление зависят от прочностных характеристик крупных включений, их размеров и формы, а также конструктивных параметров дробилки, определяющих степень дробления. Их величина определяется чаще всего экспериментально или по эмпирическим зависимостям. Например, по формуле [3]:

$$e_{др} = 0,13 \cdot E \cdot k_m (\sqrt{i-1}) \cdot \sqrt{d_n}, \quad (11)$$

где E – параметр прочности;

k_m – масштабный фактор;

i – степень измельчения;

d_n – начальный эквивалентный диаметр кусков.

Мощность на перемещение подвижных частей комплекса реализуется на цилиндрах основной или промежуточной домкратных станциях. Сила сопротивления продвижению подвижной части комплекса является суммой сил сопротивления подаче режущей головки, трения между движущейся частью и стенками тоннеля, силы инерции при трогании, а также силы давления гидропригруза забоя, если таковой осуществляется.

Силу сопротивления подаче примем в первом приближении пропорциональной силе резания. Так как эти силы распределены по всей поверхности забоя, то их равнодействующая [4]:

$$P_n = \int_0^S \frac{e_p \cdot dS \cdot g_n \cdot \sqrt{2}}{\omega_p \cdot R} \cdot k_n, \quad (12)$$

где k_n – коэффициент пропорциональности между силами сопротивления резанию и сопротивлению подаче.

Если в первом приближении принять e_p и k_n постоянными, то:

$$P_n = k_n \frac{\pi R^2 \cdot e_p \cdot g_n \cdot \sqrt{2}}{\omega_p}. \quad (13)$$

Силу трения между грунтовыми стенками тоннеля и тоннелепроходческой машиной с комплектом колец, учитывая наличие бентонитовой смазки, определим посредством выражения:

$$P_{тр} = f_{тр} \cdot P_z, \quad (14)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения между грунтом и подвижными частями комплекса;

P_z – вертикальная нагрузка на подошву тоннеля.

Сила давления гидросмеси в призабойной камере:

$$P_d = p_d \cdot S_3, \quad (15)$$

где p_d – давление в призабойном пространстве;

S_3 – нормальная к оси тоннеля площадь, на которую передается давление гидро-массы в призабойном пространстве.

При установке каждого кольца и трогании подвижной части тоннеля с места к этим силам добавляется сила сопротивления инерции:

$$P_n = (m_m + m_{ko} + m_n) \cdot \frac{d^2 g_n}{dt^2}, \quad (16)$$

где m_m – масса машины;

m_{ko} – общая масса колец;

m_n – масса оборудования и материала в системах комплекса, находящихся в тоннеле.

Считая, что вертикальная нагрузка P_z подвижных частей на русло тоннеля определяется выражением $P_x = (m_m + m_{ko} + m_n) \cdot g$ и, просуммировав все составляющие силы сопротивления, получаем формулу для вычисления усилия продавливания в общем случае:

$$P_{\text{прд}} = k_n \frac{e_p \cdot g_n S \sqrt{2}}{\omega \cdot R} + \left(f_{\text{тр}} g + \frac{d^2 g_n}{dt^2} \right) (m_m + m_{ko} + m_n) + p_d \cdot S_3. \quad (17)$$

Формула (17) является основой для вычисления затрат мощности на продвижение подвижной части тоннеля $N_{\text{прд}} = P_{\text{прд}} \cdot g_n$.

Затраты энергии на транспортирование породы, ее сепарацию и подачу воды в рабочее пространство машины вычислим по известным зависимостям для транспортирования гидросмесей:

$$N_{\text{тр}} = \frac{p_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_m \eta_r}, \quad (18)$$

$$N_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{1000 \cdot \eta_m \eta_r}, \quad (19)$$

где $N_{\text{тр}}$, N_n – мощность для работы транспортной и питающей линий соответственно;

$p_{\text{тр}}$, p_n – потери давления в транспортной и питающей линиях соответственно;

$Q_{\text{тр}}$, Q_n – расход гидросмеси транспортного и питающего потока;

η_m и η_r – соответственно механический и гидравлический КПД.

Потери давления в подающей и транспортной линиях зависят от их протяженности, количества и характера местных сопротивлений, концентрации и плотности гидросмеси, режима ее движения. При их вычислении целесообразно пользоваться теоретическим и экспериментальным материалом, приведенным в работе [6]. Характер зависимостей (17, 18) позволяет не только определять затраты мощности на транспортирование, но и обоснованно выбирать рациональные и оптимальные режимы работы транспортирующей и питающей линий.

Заключение

Таким образом, сформированы все зависимости, необходимые для расчета нагрузочных режимов комплекса. Исходные данные для расчетов по этим зависимостям выбираются по справочной литературе, а также на основании анализа данных о работе комплекса при проходке нескольких участков коллектора. Результаты расчетов и анализа работы комплекса приводятся в следующей части исследования.

Список использованных источников

1. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И. Солод, В.И. Зайцев, 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. Оборудование для переработки сыпучих материалов / В.Я. Борщев [и др.]. – М.: Машиностроение, 2006. – 208 с.
4. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Высш. школа, 1968. – 408 с.
5. Казаченко, Г.В. Особенности мощностного расчета горных машин с комбинированными исполнительными органами / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай // Горная механика. – 2009. – № 2. – С. 77-88.
6. Смолдырев, А.Е. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей / А.Е. Смолдырев, Ю.К. Сафонов. – М.: Машиностроение, 1989. – 255 с.

Kazachenko G.V., Tsybulenko P.V., Zheltov I.G., Elizarov D.P.

The analysis of an operating process of driving complex

Part 1. A structure of a complex and forming of calculating dependences

Technical parameters of «Herrenknecht» company's driving complex that is used for drive of «Center» collector in the city of Minsk are given. An analysis of the complex's operation is based on estimation of energy use of the operating process. The estimation is based on methods of calculation of an energy use on a rock breaking, on a rock transporting and on the complex's driving on the road. On the other hand estimations are made on the base of data of complex's operation that are registered in on-board computer.

Поступила в редакцию 31.10.2011 г.