

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д.т.н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д.т.н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д.т.н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д.т.н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Хазанович Г. Ш., Колесниченко И. Е. Расчет технической производительности шахтных погрузочных машин 3

ТРАНСПОРТ

Забелин В. В., Зырянов И. В. К вопросу о параметрах карьерных автомобильных дорог 8

Труфанова И. С. Промежуточный привод как средство совершенствования ленточного конвейера 13

Шешко О. Е. Эколого-экономическая оценка современных карьерных транспортных машин 17

Сергеев В. В. Классификация питателей для выпуска сыпучих материалов 21

ОБОГАТИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Иванченко С. Н., Шемякин С. А., Чебан А. Ю. Обоснование параметров бульдозерно-скреперных агрегатов для обогащения золотоносных песков 28

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Болкисев В. С., Сухов Р. И., Болкисева Ю. В. Вопросы определения продолжительности безопасной эксплуатации карьерных буровых станков после окончания установленного срока службы 33

Андреева Л. И., Давлетшина Д. Р. Анализ систем планово-предупредительных ремонтов: Стратегия профилактики 38

Хорешок А. А., Богомолов И. Д., Буянкин П. В., Воробьев А. В. Оценка эксплуатационных нагрузок на опорно-поворотное устройство экскаваторов-мехлопат 43

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

Editor-in-Chief

KANTOVICH L.I., Dr. Sci. (Tech.)

Deputy Editor-in-Chief:

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)

LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Council:

KOZOVOY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)

TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),

Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS

ANTONOV B.I.

GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)

KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)

KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)

MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)

NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)

CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

Editorial Board Members:

ABRAMOVICH B.N., Dr. Sci. (Tech.)

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)

GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)

GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)

EGOROV A.N. (Belarus)

ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)

ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)

MUKHORTIKOV S.G., Dr. Sci. (Tech.)

MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)

PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)

PLYUTOV Yu.A., Cand. Sci. (Tech.)

PODERNI R.Yu., Dr. Sci. (Tech.)

SAMOLAZOV A.V.

SEMENOV V.V., Cand. Sci. (Tech.)

STADNIK N.I. (Ukraine), Dr. Sci. (Tech.)

TRIFANOV G.D., Dr. Sci. (Tech.)

KHAZANOVICH G.Sh., Dr. Sci. (Tech.)

KHORESHOK A.A., Dr. Sci. (Tech.)

YUNGMEYSTER D.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Staff:

BELYANKINA O.V.

DANILINA I.S.

CONTENTS

UNDERGROUND MINING

Khazanovich G. Sh., Kolesnichenko I. E. Technical Productivity Calculation of Mine Loaders 3

TRANSPORT

Zabelin V. V., Zyryanov I. V. Regarding Open Pit Haul Roads Parameters 8

Trufanova I. S. Intermediate Drive as a Tool of Belt Conveyor Improvement 13

Sheshko O. E. Ecological and Economic Estimation of Modern Open Pit Transport Machines 17

Sergeev V. V. Feeders Classification for the Dry Substances Yield 21

MINERAL-PROCESSING EQUIPMENT

Ivanchenko S. N., Shemyakin S. A., Cheban A. Yu. Substantiation of the Parameters of the Bulldozer-Scraper Machines for the Gold-Bearing Sands Processing 28

RELIABILITY. DURABILITY

Bolkisev V. S., Suhov R. I., Bolkiseva Yu. V. Questions of Definition of Duration Safe Operation of Career Chisel Machine Tools after the Termination of the Target Date of Service 33

Andreeva L. I., Davletshina D. R. Analysis of the System Scheduled Preventive Maintenance: A Prevention Strategy 38

Khoreshek A. A., Bogomolov I. D., Buyankin P. V., Vorobiev A. V. Assessment of Operating Loads on Supporting and Turning Arrangement of Shovel 43

Information about the journal is available online at:
<http://novtex.ru/gormash>, e-mail: gma@novtex.ru

УДК 622.619

Г. Ш. Хазанович, д-р техн. наук, проф., И. Е. Колесниченко, д-р техн. наук, проф.,
ШИ (ф) ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, г. Шахты

E-mail: hazanovich@rambler.ru

Расчет технической производительности шахтных погрузочных машин

Обоснованы математические модели для расчета технической производительности шахтных погрузочных машин с нагребными лапами и ковшовым рабочим органом. В отличие от известных методов расчета производительность определяется с учетом геометрических, силовых и энергетических ограничений, накладываемых конструктивными характеристиками машины.

Ключевые слова: погрузочная машина шахтная, расчет производительности, математические модели, ограничения производительности.

G. Sh. Khazanovich, I. E. Kolesnichenko

Technical Productivity Calculation of Mine Loaders

Mathematical models for calculation of technical productivity of mine loaders with nagrebyushchy paws and kovshovy working body are proved. Unlike known methods of calculation productivity is defined with the geometrical, power and power restrictions imposed by constructive characteristics of the car.

Keywords: loader mine, productivity calculation, mathematical models, productivity restrictions.

Введение

Шахтные погрузочные машины (ШПМ) относятся к числу основных видов оборудования для проведения выработок по крепким породам. Для правильного выбора модели ШПМ в конкретных условиях эксплуатации, оценки ее эффективности необходимо использование проверенных в производственных условиях методов расчета технической производительности Q , м³/мин. Приводимые в технических характеристиках ШПМ значения Q носят, как правило, рекламный характер, не содержат сведений об ограничениях производительности по основным влияющим факторам — напорному усилию, мощности привода, максимально допустимой нагрузке, устойчивости и т. п. В научной школе ЮРГПУ (НПИ) собраны и обобщены материалы расчетного и экспериментального характера, которые послужили основой разработки методики определения технической производи-

тельности ШПМ [1, 2]. Главной отличительной особенностью методики является то, что техническая производительность рассчитывается как минимальное значение из ряда значений $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ с учетом возможностей приводов и ходового движителя. Для расчета каждого из значений Q_i рассматривается рабочий процесс, на основе которого вычисляется допустимое значение технологической характеристики, например, глубины внедрения рабочего органа, продолжительности цикла и т. д., исходя из которых рассчитываются объем разового захвата q_i и производительность Q_i .

ШПМ с парными нагребными лапами

Для машин этого типа ограничениями являются геометрические размеры погрузочного органа и продолжительность цикла черпания, соответствующая производительность — Q_1 ; допустимая длительная нагрузка двигателя нагребной части — Q_2 ;

максимальная допустимая нагрузка двигателя на гребающей части — Q_3 ; максимальное напорное усилие движителя — Q_4 .

Ниже приведены математические модели для расчета соответствующих значений производительности:

$$Q_1 \leq 0,195 B_3 h_{л.макс} d K_{\Pi} K_T f(k_{hd}) n_d,$$

где B_3 — ширина захвата приемной плиты, м; $h_{л.макс}$ — максимальная высота нагребавшей лапы, м; d — диаметр ведущего диска, м; K_{Π} — коэффициент влияния числа нагребаний n_n , находящихся в среднем на одну подачу машины на штабель: при $n_n = 1...3$ $K_{\Pi} = 0,95$; при $n_n = 4...5$ $K_{\Pi} = 0,8...0,85$; K_T — коэффициент, учитывающий отход машины от штабеля: при неподвижной машине $K_T = 1$, при отсутствии специального тормозного приспособления $K_T = 0,8...0,85$; $f(k_{hd})$ — функция, учитывающая соотношение высоты лапы $h_{л.макс}$ и среднего размера куска погружаемого материала $d_{ср}$ (для рядового штабеля $d_{ср} = 0,2$ м), $f(k_{hd}) = 1 + (1,54/k_{hd}) + 0,065 k_{hd}$, $k_{hd} = h_{л.макс}/d_{ср}$; n_d — частота вращения ведущего диска, мин^{-1} ;

$$Q_2 \leq \frac{N_{дл} \eta_p \cdot 10^4}{\sqrt{\tau} \rho_m [120,6 K_{ГГ} d + p 1,62 (H + L \omega)]},$$

где $N_{дл}$ — суммарная длительная мощность двигателей нагребавшей части, кВт; h_p — КПД редукторов; τ — относительная продолжительность работы двигателей нагребавшей части в период уборки штабеля, $\tau = \frac{1}{3,1 - 0,6 \frac{B_3}{B_B} - 0,25 Q_T}$; B_B — ширина

выработки по почве, м; Q_T — паспортная техническая производительность машины, $\text{м}^3/\text{мин}$; ρ_m — плотность погружаемого материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; $K_{ГГ}$ — коэффициент влияния крепости f (по шкале проф. М. М. Протождяконова), $K_{ГГ} = 1/(1,56 - 0,14f + 0,005f^2)$; p — индекс формы связи нагребавших лап и передаточного конвейера ($p = 1$ — групповой привод; $p = 0$ — индивидуальный привод); H — высота подъема груза конвейером, м; L — длина трассы передаточного конвейера, м; ω — коэффициент тяги скребкового конвейера;

$$Q_3 \leq \frac{N_{дл} \eta_p \lambda_d \cdot 10^4}{\rho_m [217,8 K_{ГГ} d + p 1,62 (H + L \omega)]},$$

где λ_d — коэффициент перегрузки двигателя по крутящему моменту;

$$Q_4 \leq \frac{0,195 B_{пл} h_{л.макс} K_{\Pi} K_T f(k_{hd}) n_d}{\cos \alpha_{пл}} \times \left[\frac{m_M g (\psi \cos \beta + \sin \beta)}{K_{вн} B_3} \right]^{0,8},$$

где $\alpha_{пл}$ — угол наклона плиты питателя к почве выработки, °; β — угол наклона почвы выработки к горизонту, °; $K_{вн}$ — коэффициент влияния основных факторов на сопротивление внедрению плиты питателя в штабель:

$$K_{вн} = K'_0 K_B K_{\alpha} K_{тп} K_{\beta} K_{вш},$$

здесь $K'_0 = 3,1 \cdot 10^5$ — коэффициент согласования размерностей; K_B — коэффициент влияния крепости погружаемого материала, $K_B = 0,012 + 0,014f$; K_{α} — коэффициент влияния угла наклона питателя, $K_{\alpha} = 0,65 + 0,015 \alpha_{пл}$; $K_{тп}$ — коэффициент, характеризующий трудности процесса погрузки, т. е. состояние почвы, разрыхленность горной массы после взрыва и т. п., для средних условий $K_{тп} = 1,0...1,2$; для тяжелых — $K_{тп} = 1,35...1,45$; K_{β} — коэффициент влияния угла наклона почвы к горизонту β , при проведении уклонных выработок $K_{\beta} = 2^{\beta}$; $K_{вш}$ — коэффициент влияния высоты штабеля $H_{шт}$, м, $K_{вш} = 1,4 - 0,32/H_{шт}$.

ШПМ с ковшовым рабочим органом

Для погрузочных машин ковшового типа ограничивающими факторами при формировании производительности являются: вместимость погрузочного органа v_k , м^3 ; продолжительность цикла черпания $t_{ц}$, с, что соответствует производительности — Q_{1k} ; максимальный момент, реализуемый приводом механизма зачерпывания, — Q_{2k} ; максимальное напорное усилие механизма подачи ковша на штабель — Q_{3k} . Необходимо также учитывать возможность нагрева электродвигателей выше допустимой температуры при длительной эксплуатации. Соответствующие значения производительности машин определяются по формулам, приведенным ниже:

$$Q_{1k} \leq 60 \frac{z v_k}{t_{ц}},$$

где z — число ковшей; v_k — вместимость ковша, максимальная по технической документации, м^3 .

Продолжительность цикла черпания $t_{ц}$ определяется как сумма длительностей элементов цикла — внедрение, зачерпывание, разгрузка ковша, движение от штабеля и обратно, возвращение ковша в исходное положение.

Для машин на колесно-рельсовом ходу типа ППН (ППН-2, ППН-3, 1ППН-5 и др.), которые осуществляют загрузку прицепленной к машине вагонетки, из опытных данных

$$t_{ц} = 60/n_{ц},$$

где $n_{ц}$ — число черпаний в минуту, $n_{ц} = 4...5$.

Для машин на гусеничном ходу типа МПК-3 и др., имеющих жесткую рукоять, в каждом цикле черпания машина совершает движение от штабеля до места разгрузки в вагонетку, на конвейер и т. п. и обратно, поэтому

$$t_{ц} = \frac{2L_{ср}}{\sqrt{K_{\nu}}v_{м}} + t_{вн} + t_3 + t_p + \Theta,$$

где $t_{вн}$, t_3 , t_p — продолжительность соответственно внедрения, зачерпывания, разгрузки ковша, с; Θ — пауза, вызванная возвращением ковша в исходное положение, с; $L_{ср}$ — средняя длина перемещения машины в цикле черпания от штабеля до места разгрузки ковша, м; $v_{м}$ — установившаяся скорость ходовых перемещений, м/с; K_{ν} — коэффициент снижения скорости машины в цикле, $K_{\nu} = 0,8...0,85$.

Составляющие $t_{вн}$, t_3 , t_p , Θ определяются по кинематическим характеристикам механизмов и опытным данным:

$$t_{вн} = 0,77/L_K; t_3 = 2/\omega_3; t_p + \Theta = 11,$$

где L_K — длина ковша, м; ω_3 — угловая скорость вращения ковша при зачерпывании, c^{-1} .

Для машин типа МПК-1000Т, имеющих телескопическую поворотную рукоять, расчет производительности вида Q_{1k} проводится аналогично ранее описанному для машин МПК-3. Для повышения производительности машин этого класса место приема горной массы от ковша должно устанавливаться в непосредственной близости от машины. Как правило, рабочий процесс машин типа МПК-1000Т включает внедрение ковша выдвижением стрелы, совмещенное черпание при одновременном выдвижении и повороте ковша, втягивание телескопа, подъем стрелы в вертикальной плоскости, поворот стрелы в горизонтальной плоскости, перемещение машины, разгрузку ковша и необходимую технологическую паузу. Для расчета длительности указанных операций необходимо

знать диаметры рабочих полостей указанных гидроцилиндров d_{ni} , м, расход насосной станции q_H , л/мин, соответствующие расстояния $L_{стр}$ и углы поворота ковша ϕ_K и стрелы $\phi_{стр}$, °.

Продолжительность цикла при последовательном выполнении операций:

$$t_{ц} = \frac{2L_{ср}}{K_{\nu}v_{м}} + \frac{6,4 \cdot 10^4}{q_H} \sum_{i=1}^5 z_{\text{ци}} L_i d_{ni}^2 + \Theta,$$

где $z_{\text{ци}}$ — число рабочих гидроцилиндров для i -го перемещения; L_i — линейное перемещение точки крепления силового гидроцилиндра к соответствующему механизму, м; для телескопа стрелы при $i = 1$ $L_1 = L_{стр}$; для остальных механизмов $L_2 = \phi_K R_K$; $L_3 = \phi_{стр3} R_{стр3}$; $L_4 = \phi_{стр4} R_{стр4}$; $L_5 = \phi_{рк} R_{рк}$; ϕ_K , $\phi_{стр3}$, $\phi_{стр4}$, $\phi_{рк}$ — конечные углы соответственно поворота ковша при черпании, стрелы в вертикальной плоскости, стрелы в горизонтальной плоскости, ковша при разгрузке, рад; R_K , $R_{стр3}$, $R_{стр4}$, $R_{рк}$ — радиусы соответствующих окружностей.

$$Q_{2k} = 60 \frac{v_3 S_{3,\text{max}}}{t_{ц}},$$

где $S_{3,\text{max}}$ — максимально допустимая глубина внедрения, определенная из условия преодоления двигателем максимального сопротивления зачерпыванию:

$$S_{3,\text{max}} \leq \sqrt{(7,5d_{ср})^2 + C} - 7,5d_{ср};$$

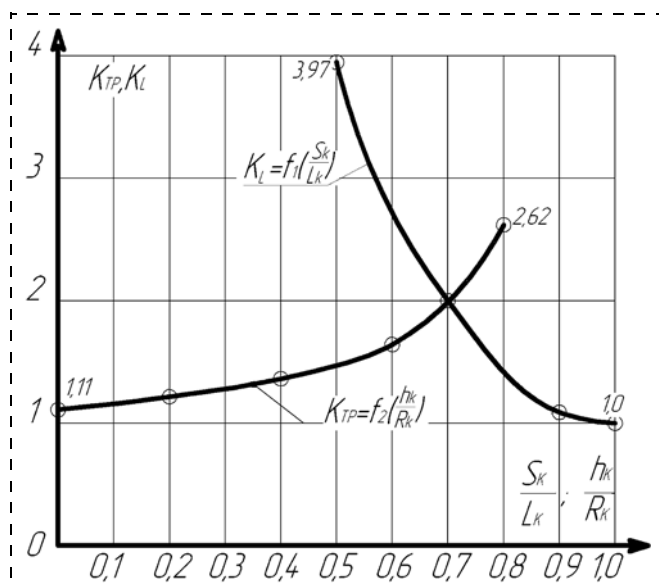
$$C = \frac{N_{3,\text{max}} \eta_p (6x + x^3)^{1,7}}{12,55 \omega_3 B_K R_K K_f K_{вн} K_{\beta}},$$

здесь $N_{3,\text{max}}$ — максимальная мощность, которая может быть реализована в механизме зачерпывания,

кВт; $x = \sqrt{1 - (h_K/R_K)^2}$ — показатель геометрической "крутизны" траектории передней кромки ковша; h_K — высота центра вращения ковша, м; R_K — радиус вращения передней кромки ковша, м; B_K — ширина днища ковша; $K_f = 1 + 1,17f$; остальные обозначения аналогичны приведенным в формуле для расчета Q_4 ; $v_3(S_3)$ — зависимость объема раздельного черпания от глубины внедрения ковша в штабель, рассчитывается по соотношению

$$v_3 = B_K F_3 K_{см} - \Delta v,$$

где $K_{см}$ — коэффициент увеличения объема черпания за счет совмещения процессов внедрения и зачерпывания (среднее значение $K_{см} = 1,4$); Δv —



Зависимость коэффициентов K_L и $K_{Тр}$ от крутизны траектории h_k/R_k и относительной глубины внедрения S_k/L_k

объем ссыпания через боковые стенки ковша, m^3 ; F_3 — площадь раздельного черпания, m^2 , определяемая углом откоса штабеля φ , глубиной внедрения S_3 и траекторией движения передней кромки ковша; последние оцениваются двумя коэффициентами K_L и $K_{Тр}$ (см. рисунок):

$$F_3 = 0,5 S_3^2 \sin \varphi K_L K_{Тр}.$$

Объем ссыпания рассчитывают для ковшей с боковой разгрузкой, при этом, как правило, ковш имеет одну боковую стенку. Объемы призм ссыпания приближенно могут быть выражены через l — уровень расположения материала в ковше над задней стенкой — по формулам:

$$\Delta v_1 = 0,5 l_x^2 (h_{ст} + 0,5 l_x \operatorname{ctg} \alpha') \operatorname{ctg} \varphi_c;$$

$$\Delta v_2 = \Delta v_1 \left[1 - \frac{(L_k - \delta) \sin \alpha'}{l_x} \right]^2;$$

$$l_x = \sqrt{\frac{h_{ст}^2}{\operatorname{ctg} \alpha'} + \frac{F_3}{0,5 \operatorname{ctg} \alpha'}} - \frac{h_{ст}}{\operatorname{ctg} \alpha'},$$

где δ — величина отодвигания боковой стенки от передней кромки ковша; φ_c — угол откоса горной массы при ссыпании; $h_{ст}$ — высота задней стенки ковша; α' — угол наклона днища ковша к почве выработки перед началом разгрузки ковша.

$$Q_{3k} \leq 60 \frac{\Delta v(S)}{t_{ц}},$$

где S — максимально возможная глубина внедрения ковша в штабель, исходя из соотношения напорного усилия и сопротивлений внедрению $W_{вн}(S)$. Величина S при статическом напорном усилии $F_{ст}$ (для машин типа МПК-1000Т) может быть получена в результате решения уравнения $W_{вн}(S) = F_{ст}$, т. е.

$$F_{ст} = K_{дн} B_k S_{ст}^{1,25} + K_{б.ст} (S_{ст} - S_1)^2, \quad (1)$$

где $K_{дн} = K_o'' K_b K_\alpha K_{тп} K_\beta K_{вн} K_{ус}$ — обобщенный удельный коэффициент сопротивлений внедрению днища ковша; $K_{б.ст} = n_{ст} K_o'' K_A K_{ус} K_b K_{тп} K_\beta K_{вн}$ — обобщенный коэффициент сопротивлений внедрению боковых стенок ковша; коэффициент согласования размерностей, при $[S] = m$ — $K_o'' = 0,98 \cdot 10^5$; K_A — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона боковой стенки A к почве выработки; влияние угла A проявляется в зависимости от угла отклонения боковой стенки от вертикали C_1 , по-

этому $K_A = (0,07A - 1,57) \left| \frac{C_1 - 90}{90} \right|$, $A \in (45^\circ, 120^\circ)$;

$C_1 \in (0^\circ, 30^\circ)$; $K_{ус}$ — коэффициент влияния угла C — сопряжения боковых стенок с днищем, $K_{ус} = [1,4 \cdot 10^{-4} (C - 120)^2 + 0,8] \frac{A}{70}$, $C \in (60^\circ, 120^\circ)$; $n_{ст}$ —

число боковых стенок ковша; S_1 — величина выступающей части днища относительно боковых стенок.

Для ковшей открытого типа, без боковых стенок (машины МПК и аналогичные) $n_{ст} = 0$, $K_{б.ст} = 0$, тогда $S_{ст} = [F_{ст} / (K_{дн} B_k)]^{0,8}$. Величина $F_{ст}$ определяется по-разному для машин с зависимым (колесно-рельсовые, гусеничные) и независимым напором. В первом случае $F_{ст} = m_M g (\psi \cos \beta + \sin \beta)$, где m_M — масса машины, кг; β — угол наклона почвы выработки, в уклоне $\beta > 0$; ψ — коэффициент сцепления движителя с почвой.

Для машин с независимым напором типа МПК-1000Т, К-313 и т. п., для комплекса "Сибирь" напорное усилие определяется как максимальное усилие гидроцилиндров внедрения ковша.

Для ковшей с боковыми стенками ($K_{б.ст} \neq 0$) уравнение (1) не имеет строгого аналитического решения, что затрудняет получение выражения для производительности машины в конечном виде. Поэтому целесообразно найти приближенное решение, например, путем замены во втором слагаемом уравнения (1) $S_{ст}$ на $S_{ст}^{1,25}$. Это приведет к незначительному уменьшению статической глубины внедрения, что пойдет в запас расчета. После

простых преобразований уравнение относительно $S_{\text{ст}}^{1,25}$ примет вид

$$\frac{K_{\text{дн}} B_{\text{к}} S_{\text{ст}}^{1,25}}{K_{\text{б.ст}}} + (S_{\text{ст}}^{1,25})^2 - 2S_1 S_{\text{ст}}^{1,25} + S_1^2 - \frac{F_{\text{ст}}}{K_{\text{б.ст}}} = 0.$$

Статическая глубина внедрения ковша с боковыми стенками:

$$S_{\text{ст}} = \left[\sqrt{0,25(\Phi - 2S_1)^2 + \frac{F_{\text{ст}}}{K_{\text{б.ст}}} - S_1^2} - 0,5(\Phi - 2S_1) \right]^{0,8},$$

$$\text{где } \Phi = \frac{K'_0 K_\alpha B_{\text{к}}}{K'_0 n_{\text{ст}} K_A}.$$

Формулу нельзя применять при $K_{\text{б.ст}} = 0$ или $n_{\text{ст}} = 0$.

Для погрузочных машин с зависимым напором ППН, МПК и др. глубина внедрения складывается из статической составляющей $S_{\text{ст}}$ и динамического приращения $\Delta S_{\text{дин}}$. Для определения $\Delta S_{\text{дин}}$ необходимо решать уравнение динамики внедрения, что достаточно трудоемко. В целях приближенного определения $\Delta S_{\text{дин}}$ можно воспользоваться энергетическим подходом, считая, что приращение $\Delta S_{\text{дин}}$ формируется под действием кинетической энергии системы "машина—привод" после достижения соотношения $W_{\text{вн}}(S) = F_{\text{ст.мах}}$.

При этом возможны два случая:

1) ходовая часть имеет колесно-рельсовый движитель и внедрение во втором этапе происходит с буксующими колесами;

2) ходовая часть имеет гусеничный движитель, внедрение после достижения $F_{\text{ст.мах}}$ происходит с выключенным приводом.

После линеаризации уравнения (1) получаем приближенные значения динамической составляющей глубины внедрения ковша: в первом случае

$$\Delta S_{\text{дин}} = v_0 \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{1,25 K_{\text{дн}} B_{\text{к}} S_{\text{ст}}^{0,25} + 2 K_{\text{б.ст}} (S_{\text{ст}} - S_1)}},$$

во втором случае

$$\Delta S_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{ст.мах}}}{W'(S_{\text{ст}})} \left(\sqrt{1 + \frac{W'(S_{\text{ст}}) v_0^2 m_{\text{пр}}}{F_{\text{ст.мах}}^2}} - 1 \right),$$

где $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса системы "машина—привод—вагонетка", кг; $W'(S_{\text{ст}})$ — производная от функции $W(S)$ в точке $S = S_{\text{ст}}$:

$$W'(S_{\text{ст}}) = 1,25 K_{\text{дн}} B_{\text{к}} S_{\text{ст}}^{0,25} + 2 K_{\text{б.ст}} (S_{\text{ст}} - S_1).$$

Заключение

На основе обобщения экспериментальных, производственных данных и использования теории работы ШПМ получены аналитические соотношения, позволяющие определять их техническую производительность с учетом геометрических, силовых, энергетических ограничений, накладываемых на процесс погрузки конструктивными возможностями машины. При этом также учитываются основные условия ведения погрузочных работ — крепость и крупность горной массы, угол наклона выработки и др. Главной особенностью предлагаемой методики является то, что техническая производительность ШПМ — это не единственное предварительно известное число, а ряд значений, каждое из которых отражает отдельные возможности машины. В конкретных условиях может быть реализовано различное значение производительности, что нужно учитывать при выборе машины и оценке ее эффективности.

Список литературы

1. Хазанович Г. Ш. Буровзрывные проходческие системы / Г. Ш. Хазанович, В. В. Ленченко. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. 504 с.
2. Машины и оборудование для горностроительных работ / под ред. проф. Л. И. Кантовича и проф. Г. Ш. Хазановича. М.: Горная книга, 2011. 445 с.

УДК 622.684

В. В. Забелин, ст. науч. сотр., **И. В. Зырянов**, д-р техн. наук, зам. директора по научной работе, Институт "Якутнипроалмаз" АК "АЛРОСА", г. Мирный

E-mail: ZabelinVV@alrosa.ru, ZyryanovIV@alrosa.ru

К вопросу о параметрах карьерных автомобильных дорог

Проведен анализ действующих в Российской Федерации нормативных документов, определяющих ширину транспортных берм в карьерах. Изучен опыт определения параметров карьерных дорог на зарубежных карьерах. Представлены фактические условия эксплуатации автомобилей на кимберлитовых карьерах. Рекомендуется уточнить параметры карьерных автодорог с учетом отечественного и зарубежного опыта.

Ключевые слова: карьерная дорога, элементы транспортной бермы, ширина автомобиля, нормативные документы, проезжая часть, обочина.

V. V. Zabelin, I. V. Zyryanov

Regarding Open Pit Haul Roads Parameters

The analysis of existing within Russian Federation regulatory documents, defining width of haulage berms in the open pits has been made in this article. Also experience of identification of open pit haul roads parameters in the foreign pits has been studied. Actual conditions of the auto cars operating in kimberlite open pits are presented herein. A recommendation for specifying parameters of open pit haul roads is given with due consideration of local and foreign experience.

Keywords: open pit haul road, elements of haulage berm, auto car width, regulatory documents, roadway, road shoulder.

В современной мировой практике открытого способа добычи полезных ископаемых доминирующей технологией производства горных работ по-прежнему остается экскавация с буровзрывной подготовкой скальных и полускальных пород к выемке и с последующим использованием автомобильного и железнодорожного транспорта.

Технология выемки полезных ископаемых на карьерах основана на применении выемочно-погрузочных и транспортных машин большой единичной мощности. Производительность этих машин постоянно наращивают путем увеличения конструктивных элементов без изменения их принципа работы. Однако в настоящее время эти машины достигли такого технического уровня, при котором возможности их дальнейшего совершенствования приблизились к разумному пределу, а перспективы повышения экономической эффективности в этом направлении снижаются.

Таким образом, снижение себестоимости добычи полезного ископаемого следует искать в разработке

и применении новых технологий горных работ, в расширении технических возможностей имеющегося горного оборудования, в возможностях снижения объемов добычи пустых пород, т. е. понижении коэффициента вскрыши. Этот показатель имеет большое значение при разработке месторождений небольших размеров в плане и простирающихся на значительную глубину, к которым относятся кимберлитовые трубки.

Одним из направлений снижения объема вскрышных пород является минимизация ширины транспортных берм, определяемая параметрами карьерных автомобильных дорог.

Исследования [1] показывают, что сокращение ширины транспортного съезда на 1 м при глубине карьера от 400 до 900 м позволяет сократить объем вскрыши в контуре карьера от 0,6 до 19,1 млн м³.

Ширина транспортной бермы карьерных автомобильных дорог определяется поперечными размерами следующих элементов: закуветной полки для сбора осыпей с вышележащего откоса, водоот-

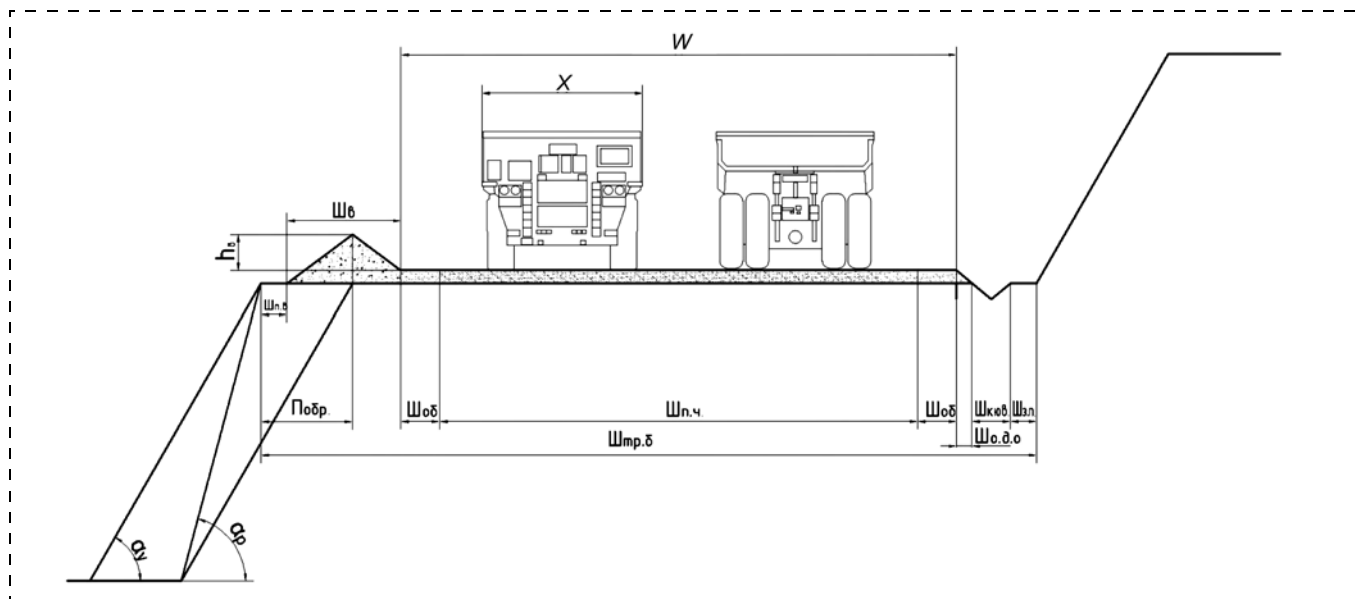


Рис. 1. Элементы транспортной бермы в карьере по нормативным документам РФ:

Ш_{п.ч} — ширина проезжей части; Ш_{об} — ширина обочин; Ш_{кюв} — ширина кювета; Ш_{з.п} — ширина закюветной полки; Ш_{о.д.о} — ширина откоса дорожной одежды; Ш_б — ширина ориентирующего вала; Ш_{тр.б} — ширина транспортной бермы; h_b — высота ориентирующего вала; Ш_{п.в} — ширина полосы выветривания; Ш_{обр} — ширина призмы обрушения; X — ширина автосамосвала; W — ширина дороги; α_y — угол устойчивого уступа; α_p — угол рабочего уступа

водного сооружения, проезжей части, обочин, ограждения и полосы выветривания (призмы обрушения), отделяющей бровку земляного полотна от ограждения (рис. 1).

Параметры карьерных автомобильных дорог в Российской Федерации, от которых зависит ширина транспортных берм, определяются следующими нормативными документами:

а) Единые правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом ПБ 03-498—02 [2];

б) Нормы технологического проектирования горнорудных предприятий цветной металлургии с открытым способом разработки ВНТП 35—86 [3].

в) СНиП 2.05.07—91*. Промышленный транспорт [4].

Последний документ заменяется в связи с утверждением нового свода правил СП 37.13330.2012. Промышленный транспорт. Актуализированная редакция СНиП 2.05.07—91* (утвержден приказом Министерства регионального развития Российской Федерации (Минрегион России) от 29 декабря 2011 г. № 635/7) [5], после утверждения постановлением Правительства новой редакции перечня национальных стандартов.

Анализ указанных выше документов показывает, что величина нормирования по элементам карьерных автомобильных дорог изменяется в широком диапазоне (например, ширина обочины изменяется от 0,5 [3] до 3,5 м [5]). Кроме того, наблю-

дается тенденция увеличения размеров элементов транспортных берм по сравнению с принятыми в ВНТП 35—86.

Например, такой параметр, как ширина проезжей части для автосамосвала САТ-785 грузоподъемностью 136 т составляет, в зависимости от категории дороги и глубины залегания, согласно СНиП 2.05.07—91* от 26,5 до 19,0 м (табл. 47), по СП 37.13330.2012 — от 22,0 до 20,0 м (табл. 7.9), а для карьеров, расположенных в I дорожно-климатической зоне (криолитозона), — от 23,5 до 21,5 м (п. 4 примечания к табл. 7.9). В то же время для такого автомобиля по ВНТП 35—86 этот параметр независимо от категории дороги составляет 17,0 м (табл. 22).

Таким образом, только за счет ширины проезжей части по СНиП 2.05.07—91* увеличение транспортной бермы по сравнению с ВНТП 35—86 составляет от 2,0 до 9,5 м. При вводе СП 37.13330.2012 это изменение будет составлять от 3,0 до 5,0 м, а для карьеров, расположенных в криолитозоне, — от 4,5 до 6,5 м. Можно сказать, что в верхнем диапазоне последний документ соответственно на 4,5 и 3,0 м уменьшает транспортную берму за счет ширины проезжей части.

Однако по СП 37.13330.2012 (табл. 7.9) в 2—2,5 раза увеличивается минимальная ширина обочины по сравнению с размером, установленным в ПБ 03-498—02 "Единые правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых

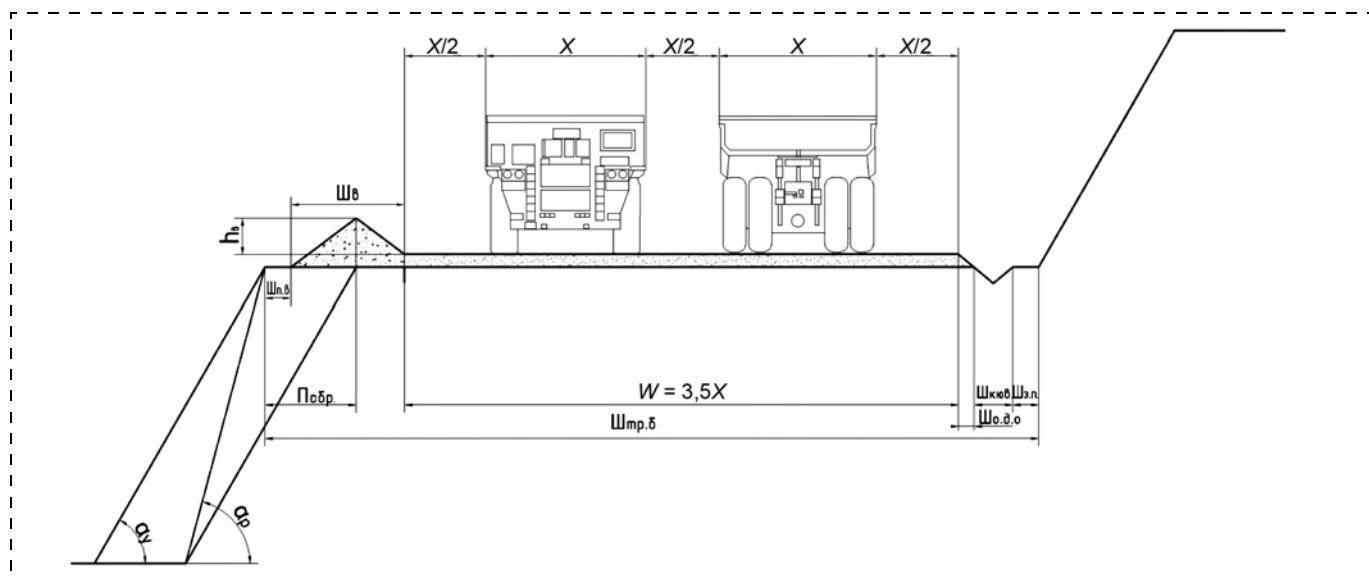


Рис. 2. Элементы транспортной бермы по зарубежным источникам:

Ш_{тр.б} — ширина транспортной бермы; Ш_{кюв} — ширина кювета; Ш_{з.п} — ширина закуветной полки; Ш_{о.д.о} — ширина откоса дорожной одежды; Ш_в — ширина ориентирующего вала; h_в — высота ориентирующего вала; Ш_{п.в} — ширина полосы выветривания; П_{обр} — ширина призмы обрушения; X — ширина автосамосвала; α_у — угол устойчивого уступа; α_р — угол рабочего уступа

открытым способом" (п. 378) и СНиП 2.05.07—91* (п. 5.19, примечание 3 к табл. 47 и 48), и в 2—3 раза по сравнению с ВНТП 35—86 (табл. 24). Наличие на дороге двух таких обочин дает дополнительное увеличение транспортной бермы на 3,0...4,5 м, т. е. фактически новый нормативный документ не уменьшает размеры транспортной бермы, а увеличивает.

Например, под автосамосвалы САТ-785 для карьеров, расположенных в криолитозоне, увеличение ширины проезжей части дороги и обочины суммарно дает рост ширины транспортной бермы по сравнению с ВНТП 35—86 от 7,5 до 9,5 м, чему соответствует увеличение объема вскрышных работ, в зависимости от глубины карьера, от 4,5 (H = 400 м) до 180,0 млн м³ (H = 900 м).

Изучение параметров дорог, применяемых на зарубежных карьерах [6], показывает, что ширина проезжей части карьерных дорог нормируется от грузоподъемности самосвала и, как следствие, его ширины и определяется на прямых участках по формуле

$$W = (1,5L + 0,5)X,$$

где W — ширина проезжей части, м; L — число полос движения; X — ширина самосвала.

Из формулы следует, что отношение ширины проезжей части дороги к ширине автосамосвала для двухполосного движения составляет 3,5 (рис. 2).

Следует заметить, что, как видно на рис. 2, на зарубежных карьерах нет обочин, т. е. ширина проезжей части дороги и есть ширина дороги для движения автосамосвалов, минимальная величина которой должна быть в 3,5 раза больше ширины самого большого самосвала, эксплуатируемого на этой дороге. Фактическая ширина дорог на карьерах за рубежом находится в интервале 3,5...4,0 от ширины самого большого самосвала, эксплуатируемого на карьерах [6].

В нормативных документах, применяемых в нашей стране, такой показатель для карьерных дорог без учета обочин составляет в зависимости от категории дороги по СНиП 2.05.07—91* от 2,7 до 4,1, а по СП 37.13330.2012 — от 2,7 до 3,3. С учетом обочин соотношение достигает для указанных выше нормативных документов соответственно от 3,3 до 4,9 и от 3,7 до 5,0, что в среднем на 17 и 24 %, а по максимальным значениям на 40 % больше зарубежного норматива.

Величину заложенных в ВНТП 35—86 размеров карьерных дорог по отношению ширины проезжей части к ширине автомобиля оценим на примере САТ-777 и САТ-785, по причине их нормирования по грузоподъемности, а не по ширине автомобилей. У автосамосвала САТ-777 при грузоподъемности 91 т и габаритной ширине 6,5 м это соотношение с учетом обочин (табл. 24) составляет от 2,7 до 3,1, а у автосамосвала САТ-785 при грузоподъемности 136 т и ширине 6,64 м — от 2,9 до 3,4.

Параметры, определяющие минимальные размеры элементов транспортной бермы карьера

Параметр	ПБ 03-498—02	СНиП 2.05.07—91*	СП 37.13330.2012	ВНТП 35—86	За рубежом
Высота ориентирующего породного вала h_b	Максимальный диаметр колеса автомобиля ($>0,5D_{к.мак}$)	Грузоподъемность транспорта, 0,7...1,6 м	Грузоподъемность транспорта, 0,8...2,0 м	Не нормируется, но определяется шириной вала (при $Ш_b = 4$ м и угле естественного откоса пород 35...40° расчетная высота $h_b = 2,8...3,4$ м, при $Ш_b = 3$ м соответственно $h_b = 2,1...2,6$ м)	Максимальный диаметр колеса автомобиля (0,5...0,75 от $D_{к.мак}$), итого 1,2...3,5 м
Ширина ориентирующего породного вала $Ш_b$	h_b и свойства пород	h_b , зависящая от грузоподъемности транспорта	h_b , зависящая от грузоподъемности транспорта	Ширина автомобиля (при ширине автомобиля до 3,8 м — 3 м, если больше — 4 м)	h_b и свойства пород
Ширина полосы выветривания $Ш_{п.в}$	Не нормируется	П. 5.17, 1 м	П. 7.5.1, 1 м	Устойчивость угла откоса уступа (1 м при устойчивом угле откоса, при неустойчивом прибавляется призма обрушения)	Не нормируется
Ширина обочины в карьере $Ш_{об}$	Максимальный диаметр колеса автомобиля ($>0,5D_{к.мак}$)	Число полос движения и место расположения дороги, п. 5.19, примечание 3 к табл. 47 и 48 — 1,5 м	Категория дороги и габариты автомобиля, п. 7.5.2, табл. 7.9 — 1,5...3,5 м	Ширина автомобиля, сторона расположения и вид ограждения, п. 16.7, табл. 24 — 0,5...1,5 м	Не нормируется
Ширина водотводных канав (кювета) $Ш_{кюв}$	Не нормируется	Гидравлический расчет	Гидравлический расчет, 0,5 м по дну	П. 16.7, табл. 24 — 0,5 м	Ширина по верху от 1 до 4 м
Ширина закуветной полки $Ш_{з.п}$	Не нормируется	Не нормируется	Физико-механическими свойствами пород, п. 7.5.2 — не менее 1 м	П. 16.7, табл. 24 — 0,5 м	Не нормируется
Ширина проезжей части $Ш_{п.ч}$	Размер автомобиля согласно действующим нормам и правилам	Глубина карьера, ширина автомобиля и категория дорог, по табл. 47, в особо трудных условиях — по табл. 48	Ширина автомобиля и категория дорог, по табл. 7.9, для условий вечной мерзлоты (криолитозоны) — по примечанию 4 к табл. 7.9	Грузоподъемность автомобиля и уклон дороги, по табл. 22	$W = (1,5L + 0,5) X$, где W — ширина проезжей части, м; L — число полос движения; X — ширина самосвала, м

Параметры элементов карьерной дороги, от которых зависит ширина транспортной бермы, по документам [2—6] и диапазон их изменения приведены в таблице.

Многолетний опыт разработки кимберлитовых карьеров показывает, что в условиях вечной мерзлоты большегрузные карьерные автомобили безаварийно эксплуатируются при параметрах карьерных дорог, отличающихся от предусмотренных указанными выше нормативными документами. Так, на карьере "Юбилейный" продолжительное время (с 1995 г.) успешно эксплуатируются автосамосвалы грузоподъемностью 136 т (Unit Rig MT-3300, Холпак 510 Е и БелАЗ-75131) на транспортных бермах шириной 30 м. На рис. 3—5 показаны общий вид автомобильных дорог на карьере "Юбилейный" и их размеры на карьерах АК "АЛРОСА".

Согласно нормативным документам для карьера "Юбилейный" ширина транспортной бермы должна составлять исходя из размеров самого широкого автосамосвала БелАЗ-75131 (7,58 м): по ВНТП 35—86 — 28,5 м, по СНиП 2.05.07—91* в зависимости от глубины карьера и категории дороги

от 32,5 до 40,5 м и по СП 37.13330.2012 в зависимости от категории дороги от 41,0 до 44,0 м (для криолитозоны от 38,0 до 40,0 м).

Как видим, наиболее близки и соответствуют размерам параметры транспортной бермы карьера "Юбилейный", заложенные в ВНТП 35—86. Остальные нормативные документы требуют их увеличения.



Рис. 3. Общий вид автомобильных дорог на карьере "Юбилейный"



Рис. 4. Размеры автомобильной дороги на карьере "Юбилейный"

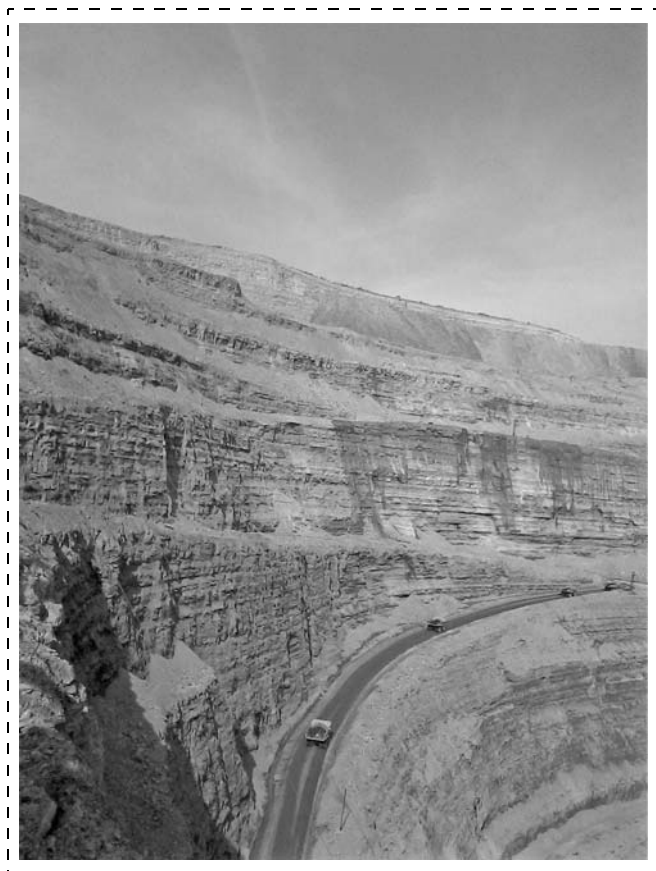


Рис. 5. Размеры автомобильной дороги на карьере "Удачный"

Как уже отмечалось, увеличение размеров транспортных берм ведет к значительному росту объема вскрышных работ на карьерах, существенному снижению эффективности разработки карьеров, снижению предельной глубины их отработки и, как следствие, — к уменьшению полноты выемки полезного ископаемого.

Анализ изложенного выше показывает, что определяющим и для параметров элементов карьерных дорог являются габаритные размеры автомобилей.

Параметр габарита карьерного автомобиля определяется по выступающим частям, т. е. по зеркалам заднего вида. Одним из направлений уменьшения габарита автомобиля является замена зеркал на видеокамеры. Это позволит значительно уменьшить габаритные размеры автомобиля. Таким образом, необходимо нормативное закрепление возможности замены зеркал заднего вида видеокамерами.

Кроме того, учитывая особенность залегания кимберлитовых месторождений (трубок), в целях уменьшения объемов вскрыши на алмазных карьерах транспортные бермы следует проектировать с максимальными разрешенными продольными уклонами. Другим направлением ее сокращения является заложение транспортных берм с минимально допустимыми габаритами карьерных дорог, которые зависят от габарита карьерного автомобиля.

Учитывая изложенное выше, зарубежный и многолетний безаварийный опыт эксплуатации автомобилей на кимберлитовых карьерах Якутии, предлагается уточнить нормативы параметров карьерных автодорог в действующих нормативных документах с установлением их в соответствии ВНТП 35—86.

Список литературы

1. **Технология** разработки глубоких карьеров Якутии / А. Д. Андросов. Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 1996. 215 с.
2. **Единые** правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом (ПБ 03-498—02). Сер. 03. Вып. 22 / Колл. авт. М.: Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России, 2003. 152 с.
3. **Нормы** технологического проектирования горно-рудных предприятий цветной металлургии с открытым способом разработки ВНТП 35—86 / Минцветмет СССР. 109 с.
4. **СНиП 2.05.07—91***. Промышленный транспорт. Минстрой России. М.: ГП ЦПП, 1996. 112 с.
5. **СП 37.13330.2012**. Промышленный транспорт. Актуализированная редакция СНиП 2.05.07—91*. Минрегион России. М.: Аналитик, 2012. 196 с.
6. **Dwayne D. Nannant, Bruce Regenburg** "Guidelines for mine haul road design". 2001. 111 p.

Промежуточный привод как средство совершенствования ленточного конвейера

Рассматриваются различные типы промежуточных приводов и влияние их применения на реализуемое конвейером тяговое усилие.

Ключевые слова: ленточный конвейер, промежуточный привод, линейный привод, вакуум-привод, магнитофрикционный привод.

I. S. Trufanova

Intermediate Drive as a Tool of Belt Conveyor Improvement

The article considers the various types of intermediate drives and the impact of their use on traction effort realized by conveyor.

Keywords: belt conveyor, drive, intermediate drive, linear drive, vacuum drive, magnetic friction drive.

Работы по совершенствованию конструкции промежуточных приводов продолжают вестись в различных странах мира, в том числе и России, так как повышение тяговой способности приводов, сокращения при этом их длины и независимости от угла наклона конвейера существенно улучшают технико-экономические показатели и расширяют область применения многоприводных ленточных конвейеров.

У наклонных и особенно у крутонаклонных ленточных конвейеров увеличенной длины — магистральных и шахтных подъемных — существенно снижаются тяговые возможности линейных приводов за счет того, что реализуемое ими тяговое усилие зависит от нормальной составляющей веса транспортируемого груза, которая уменьшается с увеличением угла наклона конвейера, а также дополнительно снижается при переменной во времени степени заполнения поперечного сечения грузонесущей ветви ленты транспортируемым грузом. Это вызывает необходимость существенного увеличения длины линейного привода с соответствующим повышением капитальных и эксплуатационных расходов. Поэтому повышение тягового усилия, реализуемого линейным приводом, является актуальной задачей, решение которой позволит существенно улучшить технико-экономические показатели при транспортировании насыпных грузов ленточными конвейерами за счет

уменьшения удельной материалоемкости, энергоемкости и трудоемкости при эксплуатации как горизонтальных, так и наклонных ленточных конвейеров увеличенной длины.

Значительная протяженность конвейерных линий практически неизбежно влечет за собой их многозвенность.

Многозвенность конвейерных линий отрицательно сказывается на их надежности. Каскад из пяти последовательно установленных конвейеров обладает коэффициентом готовности 0,75 при коэффициенте готовности отдельного конвейера 0,96...0,98. Снижение многозвенности конвейерных линий и обеспечение на них бесперегрузочного транспортирования сыпучего груза — актуальная проблема. Ее решение возможно увеличением длины става конвейеров с головным барабанным приводом. Однако это сопряжено с необходимостью увеличения прочности, а следовательно, и стоимости конвейерной ленты, увеличением мощности и габаритов приводной станции, что снижает эффективность применения конвейеров. Поэтому длина конвейеров, применяемых на шахтах, обычно не превышает 1000...1500 м.

Увеличение длины конвейера в одном стае в целях снижения многозвенности конвейерных линий можно осуществить путем применения многоприводных ленточных конвейеров (МПЛК) с промежуточными ленточными приводами. МПЛК

представляет собой замкнутый контур грузонесущей ленты, в межленточном пространстве которого располагаются, с расчетным интервалом по его длине, n -е число промежуточных ленточных приводов в виде коротких ленточных конвейеров, верхняя ветвь ленты которых находится в силовом фрикционном контакте с грузонесущей лентой конвейера. Каждый промежуточный привод преодолевает сопротивление только своего интервального участка. При этом натяжение ленты этого участка не передается на последующий интервальный участок, ведомый последующим приводом. С помощью промежуточных приводов можно модернизировать любой серийный конвейер, обеспечив совместную работу с головным барабанным приводом этого конвейера. При этом существенно меняется эпюра натяжений ленты конвейера с промежуточным приводом, в сравнении с одним головным приводом, характеризующаяся снижением максимального натяжения ленты (рис. 1).

Применение промежуточных приводов позволяет увеличить длину конвейеров в одном ставе до нескольких километров, используя при этом низкопрочную конвейерную ленту значительно меньшей стоимости. За рубежом (ФРГ, Англия, США) МПЛК используют уже свыше 20 лет для совершенствования транспортных систем угольных и рудных шахт, уменьшая с их помощью число транспортных звеньев в конвейерных линиях. По данным фирмы "Даути Меко" (Англия), применение МПЛК для этой цели позволяет снизить капитальные затраты при сооружении конвейерных линий на 30...40 % за счет применения более дешевой конвейерной ленты и сокращения числа перегрузочных пунктов.

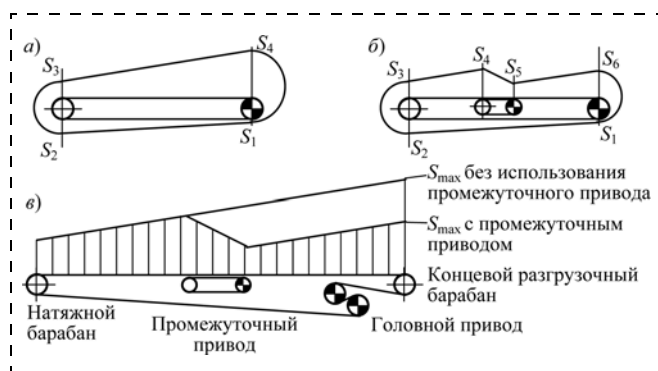


Рис. 1. Эпюры натяжения конвейерной ленты:

a — с использованием на конвейере только головного барабанного привода; b — при совместной работе головного барабанного и ленточного промежуточного приводов; c — сопоставительная эпюра максимального натяжения ленты конвейера при головном барабанном приводе и его совместной работе с промежуточным

К преимуществам МПЛК следует отнести:

- увеличение энерговооруженности конвейера за счет дополнительного оснащения электроприводами, распределенными по длине конвейера, при этом для промежуточных приводов используются типовое приводное оборудование, идентичное с приводным оборудованием конечного барабанного привода модернизируемого конвейера;
- увеличение длины одноставных конвейеров, в том числе действующих, с использованием конвейерных лент меньшей прочности, меньшей массы и стоимости, которая составляет у обычных конвейеров около 70 % общей стоимости. Это существенно снижает капитальные затраты на приобретение конвейера и эксплуатационные при замене изношенной ленты;
- унификацию типоразмера конвейерных лент, применяемых на конвейерах шахты, независимо от общей мощности, установленных на них приводов.

Тяговая способность промежуточного привода $F_{п.п}$ при полной загрузке участка ленты конвейера, находящегося над ним, определяется по формуле

$$F_{п.п} = k_p Q \varphi_{сц} = k_p (l(q_l + q_{гр})g \cos \beta) \varphi_{сц},$$

где Q — усилие прижатия лент, кН; l — длина промежуточного привода, м; q_l — линейная масса грузонесущей ленты, кг/м; $q_{гр}$ — линейная масса груза на грузонесущей ленте конвейера, кг/м; g — ускорение свободного падения, м/с²; β — угол наклона конвейера; k_p — коэффициент резерва тяговой способности привода; $\varphi_{сц}$ — коэффициент сцепления между лентами конвейера и промежуточного привода.

Анализ формулы позволяет выявить недостатки МПЛК:

- повышение тяговой способности привода возможно путем увеличения его длины. Длина промежуточного привода при горизонтальной установке конвейера достигает 150...200 м, что приводит к повышенному расходу конвейерной ленты для конвейера и роlikоопор для холостой ветви промежуточных приводов;
- снижение удельной тяговой способности промежуточного привода с увеличением угла наклона конвейера и, как следствие, увеличение расчетной длины промежуточного привода. Уже при углах наклона 4...5° длина промежуточных приводов вырастает настолько, что делает применение многоприводных конвейеров малоэффективным. Так, МПЛК, созданный фирмой

"Даути Меко", при длине 1700 м и угле наклона 5° включает два промежуточных привода длиной 400 м каждый. Его применение в магистральной выработке калийного рудника взамен каскада последовательно установленных конвейеров снизило расходы на сооружение конвейерной линии лишь на 16,6 %.

Для повышения удельной тяговой способности ленточных промежуточных приводов предложено использовать дополнительные побудители сцепления тяговой ленты привода с грузонесущей лентой конвейера — магнитные силы и атмосферное давление.

В первом случае это достигается путем оснащения верхней ветви ленты постоянными магнитами (рис. 2, а), взаимодействующими с магнитомягкой конвейерной лентой (такие приводы получили название "магнитофрикционных"). Во втором случае предложен вакуум-привод, конструкция которого (см. рис. 2, з) позволяет создавать вакуум между тяговой лентой привода и грузонесущей лентой конвейера, что обеспечивает дополнительное прижатие последней к тяговой ветви ленты промежуточного привода атмосферным давлением.

Удельная тяговая способность, кН/м^2 , магнитофрикционного привода за счет действия магнитных сил увеличивалась на 0,46 кН , что позволяло уменьшить длину промежуточных приводов и расширить область применения многоприводных

ленточных конвейеров за счет применения в наклонных выработках, так как магнитные силы обеспечивают неизменность тяговой способности промежуточных приводов при любом угле наклона конвейера.

Конструкция вакуум-приводов достаточно проста и выполнена с использованием узлов приводов серийных ленточных конвейеров. В рабочей поверхности тяговой ленты привода выполнены поперечные глухие пазы-каналы, в которых при работе привода создается вакуум с помощью водокольцевого вакуум-насоса. Их удельная тяговая способность в 30—50 раз, в зависимости от типа и ширины ленты, превышает (при вакууме 40 кПа) удельную тяговую способность обычных ленточных конвейеров. Поэтому максимальная длина вакуум-приводов составляет 20...30 м. Это позволяет разместить в межленточном пространстве конвейера дополнительно к расчетному числу приводов 1—2 резервных, что повышает надежность конвейера, коэффициент готовности которого становится равным коэффициенту готовности обычного ленточного конвейера. Тяговая способность вакуум-привода остается неизменной при любом угле наклона конвейера, что существенно расширяет область применения многоприводных конвейеров.

Промышленного применения эти приводы также пока не получили. Конструкции вакуум-при-

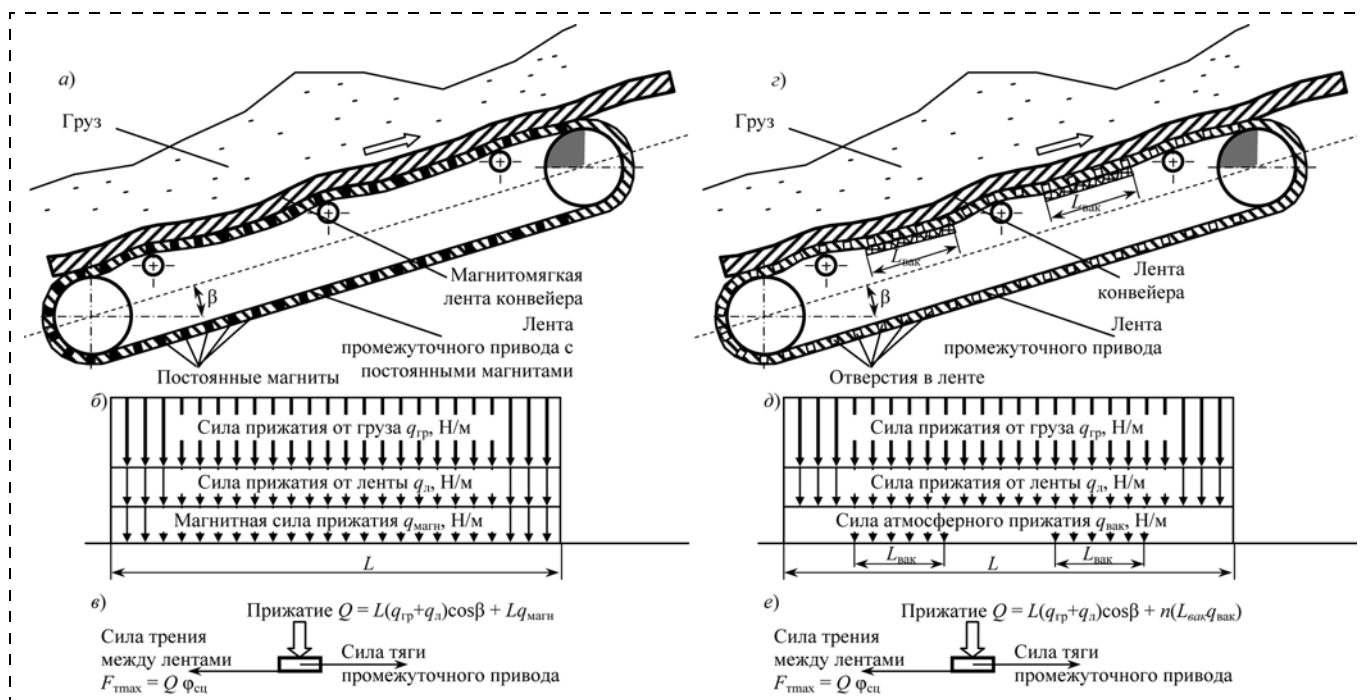


Рис. 2. Взаимодействие магнитофрикционного и вакуум-привода с лентой конвейера:

а, з — схемы; б, д — силы, формирующие прижатие; в, е — схемы к определению максимальной силы тяги, передаваемой промежуточным приводом

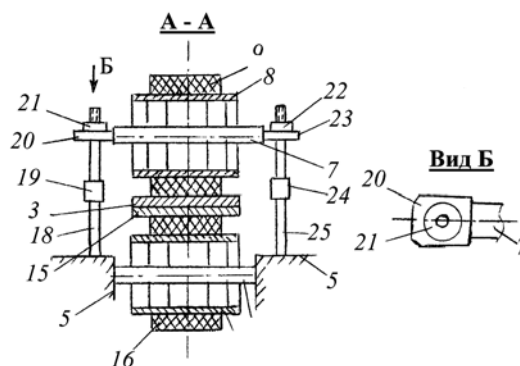
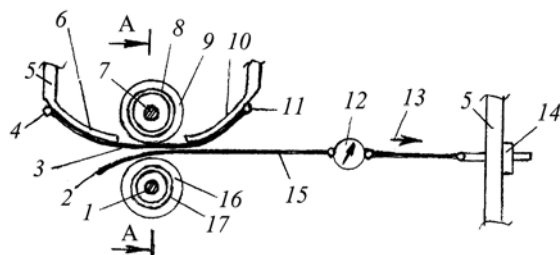


Рис. 3. Лабораторный стенд для исследования параметров линейного привода

водов на уровне патентов зафиксированы в США, ФРГ, Франции и Австралии [1].

Проанализировав эффективность передачи тягового усилия промежуточного привода в зависимости от угла наклона конвейера и его заполненности грузом, было получено, что применение средств для прижатия двух лент друг к другу позволило ощутимо поднять эффективность использования промежуточных приводов как при высоких углах наклона, так и при отсутствии груза на ленте конвейера. Прирост эффективности изменяется по линейному закону пропорционально силе прижатия, которую обеспечивает побудитель прижатия. 100 %-ная эффективность достигается при горизонтальной установке конвейера, а с ростом угла наклона снижается по степенной зависимости.

На кафедре горных транспортных машин Горного института был разработан лабораторный стенд (рис. 3) для исследования параметров промежуточного линейного привода с прижимными роликами [2].

Стенд для исследования параметров промежуточного линейного привода ленточного конвейера содержит раму 5, на которой размещены расположенные друг на друге два отрезка 3 и 15 гибких прорезиненных лент, имитирующих грузонесущую ветвь конвейерной ленты и верхнюю ветвь приводной ленты линейного привода. Над верхней 3 и под нижней 15 лентами размещены с возможностью взаимодействия с ними горизонтально ориентированные ролики 8 и 17 с закрепленными на них съемными эластичными ободами 9 и 16. Ролики 8 и 17 установлены с возможностью их вращения относительно неподвижных горизонтальных осей 7 и 1. При этом концы оси 1 нижнего ролика 17 неподвижно закреплены на раме 5, а концы 20 и 23 оси 7 верхнего ролика 8 выполнены плоской формы с вертикальными отверстиями с возможно-

стью их смещения в вертикальной плоскости относительно закрепленных на раме 5 стоек 18 и 25 круглого поперечного сечения с винтовыми нарезками в верхней их части и нажимными гайками 21 и 22. На стойках 18 и 25 размещены связанные с регистрирующими приборами (не показаны) датчики 19 и 24 усилий сжатия. Оба конца 4 и 11 верхней ленты 3 с прогибом их вверх по криволинейным направляющим 6 и 10 закреплены на раме 5, один конец 2 нижней ленты 15 со стороны нижнего ролика 17 свободно размещен на нем, а второй конец снабжен прибором 12, регистрирующим натяжение ленты 15, и связан с винтовым механизмом 14 ее натяжения относительно рамы 5. Ширина роликов 8 и 17 принята больше ширины их съемных эластичных ободов 9 и 16, каждый из которых выполнен разной ширины, толщины и изготовлен из различных эластичных материалов. 13 — направление смещения нижней ленты 15.

В заключение следует отметить, что применение промежуточных линейных приводов позволит расширить возможности использования конвейеров при различных углах их наклона и профилях трасс конвейеров, в том числе при ограниченной длине смежных участков конвейера с различными углами наклона и при неравномерном распределении транспортируемого груза по трассе конвейера.

Список литературы

1. Васильев К. А., Николаев А. К., Сазонов К. Г. Транспортные машины и грузоподъемное оборудование обогатительных фабрик. СПб.: Наука, 2006. 359 с.
2. Пат. РФ № 2476851. Стенд для исследования параметров промежуточного линейного привода ленточного конвейера / Тарасов Ю. Д., Труфанова И. С.

Эколого-экономическая оценка современных карьерных транспортных машин

Приведены результаты эколого-экономической оценки современных карьерных транспортных машин. Рассмотрены изменения показателей использования энергии, материалоемкости машин, влияние на экологию рабочей зоны. Оценены экономическая и экологическая эффективность современных машин при увеличении глубины карьера и рекомендуемая область их применения.

Ключевые слова: современные карьерные транспортные машины, тяговые агрегаты, карьерные самосвалы, дизель-троллейбусы, конвейеры, крутонаклонные конвейеры с прижимной лентой, трубчатые конвейеры, показатель использования энергии, материалоемкость, экологическая и экономическая эффективность машин, глубина карьера, область применения.

О. Е. Sheshko

Ecological and Economic Estimation of Modern Open Pit Transport Machines

Results of ecological and economic estimation of modern open pit transport machines are given in the article; changes of indicators of utilization of energy, material capacity of cars, influence on ecology of a working zone is considered; economic and ecological efficiency of modern machines is estimated when the depth of a pit is increasing. Recommended area of their application is estimated too.

Keywords: modern open pit transport machines, traction units, dump trucks, diesel-electric trucks, conveyors, sandwich belt high angle conveyors, pipe conveyors, indicator of utilization of energy, material capacity, ecological and economic efficiency of machines, depth of a pit, area of application.

Рост затрат на транспортирование горной массы в карьерах и ухудшение экологической ситуации из-за усложнения условий эксплуатации технологического транспорта с увеличением глубины карьеров стимулирует поиск путей уменьшения затрат на транспортирование горной массы и улучшения экологии горных регионов.

Известно, что эксплуатация мощных автосамосвалов с дизельными двигателями сопровождается выбросами в атмосферу не только нетоксичных газов, но и большого количества токсичных веществ: оксида углерода, оксидов азота, углеводородов, альдегидов и сажи [1, 3, 8]. Значения этих выбросов варьируются в зависимости от типа двигателя автосамосвала, степени его износа и мощности, характеристики топлива, типа дорог и параметров трассы.

Рост глубины карьеров и интенсификация горных работ обуславливают концентрацию техники в ограниченном пространстве, а значит увеличение поступлений вредных примесей в атмосферу и ухудшение естественного воздухообмена.

Для обеспечения нормальной жизнедеятельности человека состав атмосферы карьеров должен отвечать установленным нормативам по содержанию основных составных частей воздуха и вредных примесей с учетом требований ГОСТ 12.1.005—88 "Воздух рабочей зоны".

Превышение этих нормативов сказывается не только на человеческом факторе, но и на экономике предприятия, так как влечет за собой необходимость остановки карьера, ухудшение видимости на трассе, что также обуславливает, частично или полностью, остановку оборудования. Все это вызывает потери производительности и, как следствие, экономический ущерб.

Вместе с тем нельзя не учитывать, что в последнее время появились карьерные машины, обладающие более высокими экологическими и экономическими показателями.

Например, при появлении мощных тяговых агрегатов (локомотивов) повысился показатель использования энергии при железнодорожном транспорте, так как тяговые агрегаты способны

преодолевать подъемы до 60 %, т. е. средний подъем составляет сегодня не менее 4 % (средняя высота подъема $H_{\Pi} = 40$ м на 1 км длины).

В связи с этим удельная энергоёмкость $e_{ж.д.т}$ железнодорожного карьерного транспорта (затраты энергии на подъем 1 т на 1 м), считая удельные затраты энергии $e_{э}$ равными 0,4 кВт·ч/(т·км), $e_{ж.д.т} = 3,6 \cdot e_{э} / H_{\Pi} = 0,032$ МДж/(т·м), а показатель использования энергии ($\eta_{э.т}$, %) при железнодорожном транспорте по отношению к теоретически необходимому ($e_{т} = 0,01$ МДж/(т·м)) составит $\eta_{э.т} = e_{т} / e_{ж.д.т} \cdot 100 = 31,25$ % [2].

При автомобильном транспорте, если принять удельный расход топлива $q_{т} = 125$ г/(т·км); теплоту сгорания 1 кг дизельного топлива $Q_{д.т} = 42$ кДж/г; величину руководящего подъема в грузовом направлении $i = 80$ % (т. е. $H_{\Pi} = 80$ м на 1 км длины), то средние фактические удельные затраты энергии при автотранспорте составят

$$e_{а.т} = \frac{q_{т} Q_{д.т}}{H_{\Pi}} = \frac{66}{т \cdot м} \approx 0,066 \text{ МДж/т} \cdot \text{м}.$$

То есть показатель использования тепловой энергии дизельного топлива в целом составит $\eta_{э.т} = e_{т} / e_{а.т} \cdot 100 = 15$ %.

Вместе с тем у современных карьерных самосвалов зарубежных фирм, топливная аппаратура которых оборудована по европейским стандартам, удельный расход топлива оказывается ниже на 25 %, что соответствует показателю использования тепловой энергии $\eta_{э.т} = 20$ % [4].

В настоящее время в мировой горной практике эксплуатируются более 120 дизель-троллейбусов (автосамосвалов с электромеханической трансмиссией), оснащенных двумя системами питания привода — от контактной сети и от дизель-генераторной установки. При этом от дизель-генераторной установки дизель-троллейбус работает в среднем 15 % времени рейса, что сказывается на показателе использования энергии

$$e_{д.т} = 3,6 e_{э} \cdot 0,85 + \frac{q_{т} Q_{д.т}}{H_{\Pi}} \cdot 0,15 = 0,0252 \text{ МДж/(т} \cdot \text{м)};$$

$$\eta_{э.т} = e_{т} / e_{д.т} \cdot 100 = 39 \text{ \%}.$$

При конвейерном транспорте, если принять коэффициент интенсивности работы конвейера $K_{и} = 0,8$, а угол подъема груза $\alpha = 18^{\circ}$, то удельный расход энергии конвейером составит

$$e_{к} = 0,3 \cos \alpha / K_{и} + 0,224 \cos \alpha + 4,1 \sin \alpha = 1,84 \text{ кВт} \cdot \text{ч/(т} \cdot \text{км)} [2].$$

Учитывая, что при $\alpha = 18^{\circ}$ высота подъема на 1 км длины конвейера равна 325 м, удельный расход энергии на подъем 1 т горной массы составит

$$e_{к.т} = 3,6 e_{к} / H_{\Pi} = 0,020 \text{ МДж/(т} \cdot \text{м)}.$$

Показатель использования энергии $\eta_{э.т}$, %, при конвейерном транспорте:

$$\eta_{э.т} = e_{т} / e_{к.т} \cdot 100 \approx 50 \text{ \%}.$$

Современные специальные ленточные конвейеры нового поколения — трубчатые и крутонаклонные — способны преодолевать (и уже преодолевают) углы подъема 30...60° (и даже 90°), что соответствует показателю использования энергии 54...60 %.

Безусловно, расчеты не учитывают некоторых составляющих потерь (например, потери энергии при движении по горизонтальным участкам, во время погрузки и разгрузки и др.).

При определении показателей использования энергии методом поэлементного расчета или экспериментально для конкретных условий эксплуатации значения могут получаться несколько меньше, чем расчетные, но соотношения величин останется неизменным: показатель использования энергии при железнодорожном транспорте несколько выше, чем у автомобильного, но соизмерим с дизель-троллейбусным транспортом. Расчеты свидетельствуют также о неоспоримых энергетических преимуществах конвейерного транспорта, особенно современных специальных типов.

Изменения происходят и в материалоемкости современных карьерных машин: уменьшился расход дефицитных шин (стоимость шин составляет примерно 20 % от первоначальной стоимости автосамосвала, а затраты на шины за весь амортизационный период автомобиля составляют до 70 % его стоимости); поддерживающих роликоопор ленточных конвейеров (которые также обладают меньшей массой и меньшим коэффициентом сопротивления движению); появились новые типы лент (фирм "Contitech", "Phoenix" и др.), которые имеют больший срок службы (затраты на конвейерную ленту составляют значительную часть эксплуатационных расходов).

Значительные изменения произошли и в способности карьерных машин загрязнять окружающую среду. Это в большой степени касается карьерных автосамосвалов. Большое внимание уделяется техническому обслуживанию машин, в частности регулировке топливной аппаратуры, нейтрализаторов выхлопных газов (часто двойного действия),

которое оказывает существенное влияние на процентное содержание выхлопных газов.

Парк машин большой грузоподъемности возрастает, в результате чего снижается число автосамосвалов, что также уменьшает вредные выбросы в атмосферу. У импортных самосвалов оказались ниже и удельные показатели вредных выбросов, что снижает негативное воздействие на экологию региона [3, 4].

Например, самосвал САТ-785С, введенный в эксплуатацию в ОАО "Лебединский ГОК", с первых месяцев показал преимущества в работе перед автосамосвалом БелАЗ-7513, имеющим практически ту же грузоподъемность. Грузооборот превысил аналогичный показатель на 32 %, удельный расход топлива оказался ниже на 25 % при тех же условиях. Выше оказались также показатели надежности, коэффициент технической готовности, долговечность и экологические характеристики [4].

Уменьшению загазованности внутрикарьерной атмосферы способствует также перевод двигателей автосамосвалов на газодизельный режим работы. Например, испытания самосвала САТ-785В на карьере "Мурунтау" показали снижение вредных выбросов на 30...60 % по сравнению с автосамосвалом БелАЗ-75131 (в зависимости от условий эксплуатации) [3].

Значительно улучшается состояние воздушной среды карьера при применении дизель-троллейбусов.

При достижении некоторыми карьерами глубины 500 м, увеличении длины участков подъема при этом до 10...11 км, высокие цены на дизельное топливо остро поставили вопрос создания дизель-троллейбусов.

Специалисты ОАО "Белорусский автомобильный завод" также ведут работы в этом направлении, в результате чего был создан ряд дизель-троллейбусов грузоподъемностью 136, 170, 220 или 320 т на базе самосвалов с электромеханической трансмиссией [5].

Это позволит увеличить производительность самосвала, снизить расход топлива, уменьшить вредные выбросы в атмосферу, а в итоге снизить затраты на транспортирование горной массы. Однако следует учесть, что затраты на создание дизель-троллейбуса примерно на 10...15 % выше, чем на автосамосвал аналогичной грузоподъемности [5].

В связи с этим существующие методики определения количества выбросов транспортных машин в атмосферу, базировавшиеся на старых моделях машин, не в полной мере отражают современное

положение вещей, поэтому необходима их корректировка (снижение удельных выбросов для машин нового поколения). Это потребует проведения трудоемких экспериментальных исследований, но позволит расширить зону применения автомобильного транспорта, что особенно важно для тех случаев, когда ему практически нет альтернативы.

Кардинальное изменение экологической и экономической ситуации обеспечивается только при уменьшении зоны использования дизельных самосвалов (в качестве сборочного транспорта). При вводе в эксплуатацию на глубокие горизонты ленточных конвейеров (особенно крутонаклонных) с передвижными и переносными дробильными агрегатами, за счет быстрого переноса которых более рационально используется сборочный автомобильный транспорт, повышается гибкость систем циклично-поточной технологии.

Таким образом, на глубоких карьерах назрела, экологически и экономически обоснована необходимость реконструкции систем технологического транспорта с использованием средств конвейерного подъема, особенно крутонаклонного.

Это подтверждается применением последних на карьерах "Майданпек" (Сербия) и особенно "Мурунтау" Навоийского ГМКа (Узбекистан), глубина которого уже достигла 600 м, а в перспективе может быть увеличена до 900...1000 м.

С 1980-х гг. на карьере достаточно успешно использовалась циклично-поточная технология транспортирования полезного ископаемого (с традиционным ленточным конвейером). При этом улучшались технико-экономические показатели карьера, так как значительно сокращались расстояния транспортирования и высота подъема горной массы автотранспортом.

Известно, что при увеличении глубины карьера на 100 м затраты на транспортирование автосамосвалами возрастают примерно в 1,5 раза, а конвейерами — на 5...6 %.

С 2010 г. на карьере "Мурунтау" введен в эксплуатацию крутонаклонный конвейер с прижимной лентой под углом наклона $\approx 35^\circ$, преодолевающий высоту 270 м и далее транспортирующий руду до склада еще примерно 1 км (работая, как ленточный).

В связи с этим появилась необходимость установления областей применения различных видов транспорта (и их комбинаций) при увеличении глубины карьера с экологических и экономических позиций.

Границей рационального применения транспортной машины по глубине в конкретных условиях эксплуатации можно принять достижение в рабочей зоне карьера предельно допустимых концентраций вредных веществ. Расчеты суммы концентрации вредных веществ в рабочей зоне карьера

к их предельно допустимым значениям $\sum \frac{C_i}{\text{ПДК}_i}$

(где C_i — основные выбросы токсичных веществ при работе дизельных двигателей и пыли; ПДК_i — предельно допустимые значения этих величин) были проведены для условного карьера с грузооборотом 30 млн т/год, до глубины карьера 700 м (при работе автомобильного, дизель-троллейвозного и конвейерного транспорта).

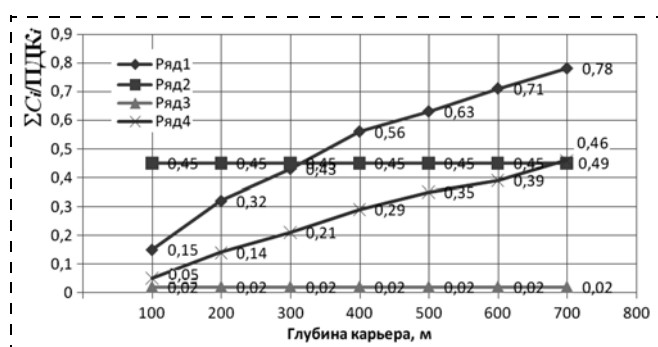


Рис. 1. Изменение суммы концентрации вредных веществ в рабочей зоне карьера к их предельно допустимым значениям для различных видов транспортных машин при изменении глубины карьера: ряд 1 — автомобильный транспорт; ряд 2 — доля выбросов вредных веществ, обусловленная транспортом в карьерах; ряд 3 — конвейерный транспорт; ряд 4 — дизель-троллейвозный транспорт

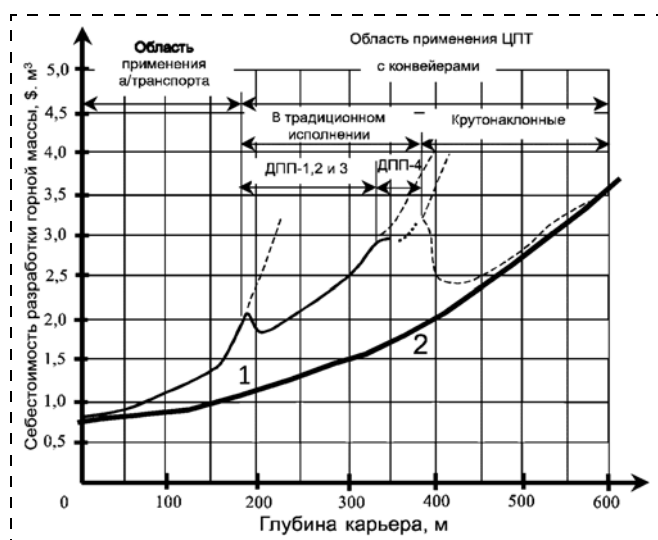


Рис. 2. Зависимости изменения затрат на транспортирование горной массы по глубине карьера: 1 — реальные затраты; 2 — предполагаемые затраты при применении крутонаклонных конвейеров

Значения выбросов современных транспортных машин принимались по известной "Методике расчета вредных выбросов (сбросов) для комплекса оборудования открытых горных работ (на основе удельных показателей)", уменьшив их не на 20...30 %, как указывается рядом авторов, а всего на 10 % [6].

Долю загрязнения карьерной воздушной среды, приходящуюся на транспортные машины, приняли равной 0,45 в соответствии с данными технической литературы [9]. Результаты расчетов представлены на рис. 1.

На рисунке видно, автомобильный транспорт нового поколения может быть экологически допустимым почти до глубины 300 м, а дизель-троллейвозный — до 700 м. Загрязнения, вызванные конвейерным транспортом (независимо от типа конвейера), незначительны и практически не зависят от глубины карьера (см. рис. 1, ряд 3).

Экономическая оценка, конечно, вносит свои существенные коррективы в указанные области целесообразной работы транспортных машин при увеличении глубины карьера: затраты на транспортные машины; инфраструктуру дизель-троллейвозного транспорта; создание дробильно-перегрузочных пунктов при комбинированном автомобильно-конвейерном транспорте; подготовительные работы для введения традиционного или крутонаклонного конвейерного подъема и т. д.

В связи с этим интересно рассмотреть реальные затраты на карьере "Мурунтау", где применялся и применяется автомобильный и автомобильно-конвейерный транспорт с традиционными ленточными и крутонаклонным конвейером с прижимной лентой на подъеме (рис. 2) [7].

Как видно на рис. 2, на глубине карьера около 180...200 м удельные затраты на автомобильный транспорт резко возрастают. Именно в это время на карьере "Мурунтау" был введен автомобильно-конвейерный транспорт с традиционными конвейерами. Видимый всплеск увеличения затрат на этом уровне объясняется затратами на дробильно-перегрузочные пункты — ДПП-1, 2, и 3 и организационные работы. Затраты при автомобильно-конвейерном транспорте продолжают расти с глубиной карьера, но более медленно (чем при автомобильном транспорте). На глубине карьера 340...380 м наблюдается второй всплеск затрат, при вводе в эксплуатацию крутонаклонного конвейера с прижимной лентой (затраты на дробильно-перегрузочный пункт ДПП-4, организационные ра-

боты). Далее, удельные затраты резко снижаются (правая пунктирная линия) и рост их замедляется.

Таким образом, можно заключить, что с появлением современных машин появилась возможность работать на несколько больших глубинах открытым способом, что экологически и экономически оправдано. Однако переход на циклично-поточную технологию остается основным способом кардинального уменьшения затрат на транспортирование и улучшение экологической ситуации горного региона.

Список литературы

1. Астахов А. С., Малышев Ю. Н., Пучков Л. А., Харченко В. А. Экология: горное дело и природная среда: учеб. для вузов. М.: Изд-во Академии горных наук, 1999.
2. Тангаев И. А. Энергоемкость процессов добычи и переработки полезных ископаемых. М.: Недра, 1986.
3. Ильин С. А., Коваленко В. С., Пастихин Д. В. Преодоление изначальных недостатков открытого способа разработки: опыт и результаты на Урале: настоящее и будущее // Горный журнал. № 4. 2012. С. 25—33.

4. Дронов Н. Н., Ефремов Ю. И., Беклемищев А. Н. Опыт работы карьера Лебединского ГОКа: Гигантские масштабы, оригинальные технологии, перспективы развития // Горный журнал. № 11. 2009. С. 88—91.

5. Степук О. Г., Зуёнок А. С. Дизель-троллейвозный транспорт БелАЗ: перспективы и исполнения в горном производстве // Горный журнал. № 1. 2013. С. 52—55.

6. Методика расчета вредных выбросов (сбросов) для комплекса оборудования открытых горных работ (на основе удельных показателей). Национальный научный центр горного производства — ИГД им. А. А. Скочинского. Люберцы, 1999. 68 с.

7. Филиппов С. А., Куролов А. А. Повышение эффективности работы экскаваторно-автомобильных комплексов при формировании транспортной схемы глубоких карьеров технологическими модулями // Маркшейдерия и недропользование. № 2. 2007. С. 53—55.

8. Экономика, организация, управление природными и техногенными ресурсами: учеб. пособие / В. Г. Гридин, А. Р. Калинин, А. А. Кобяков и др.; под ред. проф. А. А. Кобякова и проф. В. А. Харченко. М.: Горная книга, 2012. 752 с.

9. Открытые горные работы: справочник / К. Н. Трубецкой, М. Г. Потапов, К. Е. Виноцкий, Н. Н. Мельников. М.: Горное бюро, 1994. 590 с.

УДК 622

В. В. Сергеев, д-р техн. наук, проф., СКГМИ (ГТУ), г. Владикавказ

E-mail: vv_sergeev_47@mail.ru

Классификация питателей для выпуска сыпучих материалов

Предложена классификация питателей для выпуска сыпучих материалов, применяющихся в различных областях промышленности, преимущественно в горной, при выпуске руды из бункеров, дучек, рудоспусков и систем с торцовым выпуском с обрушением руды и налегающих пород.

Ключевые слова: бункер, дучка, рудоспуск, затвор, питатель, буродоставочная выработка, система отработки с торцовым выпуском.

V. V. Sergeev

Feeders Classification for the Dry Substances Yield

The feeders classification for the dry substances yield used in various industries chiefly in mining during ore output out of bunkers, ore discharges and systems with the end output of ore crushing and overled rocks.

Keywords: bunker, ore discharge, feeder, drill supply mining.

В различных отраслях промышленности для регулирования и обеспечения управляемого выпуска сыпучих материалов из различных емкостей, бун-

керов, дучек, рудоспусков, в системах с торцовым выпуском с обрушением руды и налегающих пород и т. д. используются запирающие и регули-

рующие выпуск из них устройства различной конструкции, которые можно объединить общим понятием — питатели.

В настоящее время все запорные установки подразделяются [1—3] на устройства прерывистого (дискретного) действия — затворы и непрерывного действия — питатели. Но опыт показывает условность такого деления. Например, даже в случае использования мерных сосудов для загрузки скипов в дозаторной из дозирочного бункера требуется регулируемый спокойный выпуск горной массы в скип. Это необходимо для увеличения срока службы подъемных канатов и футеровки скипа, что не только компенсирует потери, связанные со снижением производительности загрузки, но в целом повышает экономические показатели загрузки. Вместе с тем любой затвор можно в любой момент перекрыть, обеспечивая истечение различных порций материала, а также, при соответствующем открытии проходного отверстия — обеспечить необходимую производительность непрерывного истечения материала из бункера. В свою очередь питатели непрерывного типа легко могут обеспечить дискретную подачу материала.

Из-за того, что рассматриваемые устройства при таком подходе не могут быть однозначно отнесены к какому-либо классу, подклассу или группе, указанные выше признаки не могут быть классификационными. Это затрудняет изучение данных конструкций, их обобщение и разработку новых.

Приводимая ниже классификация основана на делении всех питателей на стационарные и перемещающиеся за фронтом выпуска.

Стационарные питатели устанавливаются у разгрузочного отверстия на весь срок службы емкости, бункера, дучки, рудоспуска и т. д. При этом сами указанные устройства могут иметь возможность перемещаться в пространстве, как, например, саморазгружающийся вагон.

Питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска устанавливаются, например, в буро-доставочной выработке системы обработки с торцовым выпуском руды с обрушением руды и налегающих пород.

Наибольшее распространение получили **стационарные питатели**. Эти питатели, в свою очередь, подразделяются на питатели пассивного и активного действия.

Стационарные питатели пассивного действия в зоне выпуска из емкости или бункера никак не воздействуют на выпускаемый материал. Они могут лишь открывать и закрывать выпускное отверстие

на полное сечение или его часть. Процессы, происходящие внутри емкости или бункера, под действием всевозможных устройств и приспособлений (аэраторы, вибраторы, мембраны и т. д.), снижающие или предотвращающие зависание, примерзание и т. д. материала, при этом не рассматриваются.

Стационарные питатели активного действия непосредственно влияют на истечение материала из выпускного отверстия. При этом процессы внутри бункера также не рассматриваются.

Среди **стационарных питателей пассивного действия** известны шиберные заслонки, которые делятся на заслонки *с линейным перемещением* (горизонтальным, вертикальным и наклонным [1, 2] (рис. 1)), *вращающиеся* (с осью вращения по оси заслонки и с осью вращения по краю шиберов, например, задний борт самосвала ЗИЛ, *Supra S0012H*, *Supra S0012R*, откидные днища саморазгружающихся вагонов [2, 3] (рис. 2) и т. д.), *секторные затворы* прямого и обратного действия [1, 2] (рис. 3), *челюстные* [1, 2] (рис. 4), *пальцевые затворы* [1, 2] (рис. 5), *ленточные и пластинчатые перекрывающие затворы* [1, 2] (рис. 6), *лотковые затворы* [1, 2] (рис. 7), *конусные затворы* [1, 2, 4, 5] (рис. 8) и *шаровые затворы* [4—6] (рис. 9). Известны также *цепные* (рис. 10), *маятниковые* [1, 2] (рис. 11) и *мембранные* (рис. 12) затворы.

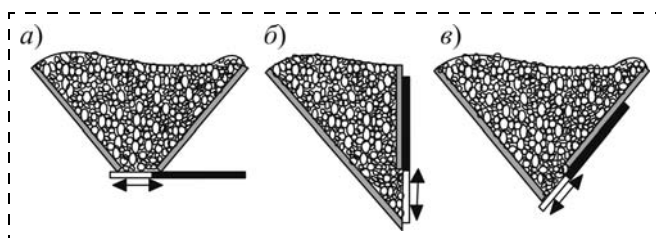


Рис. 1. Линейно-перемещающиеся шиберные заслонки: а — с горизонтальным; б — с вертикальным; в — с наклонным перемещением шиберов

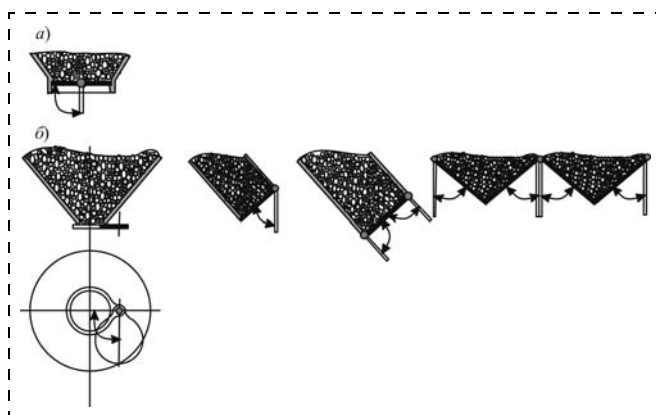


Рис. 2. Вращающиеся шиберные заслонки: а — с осью вращения по оси заслонки; б — с осью вращения по краю заслонки

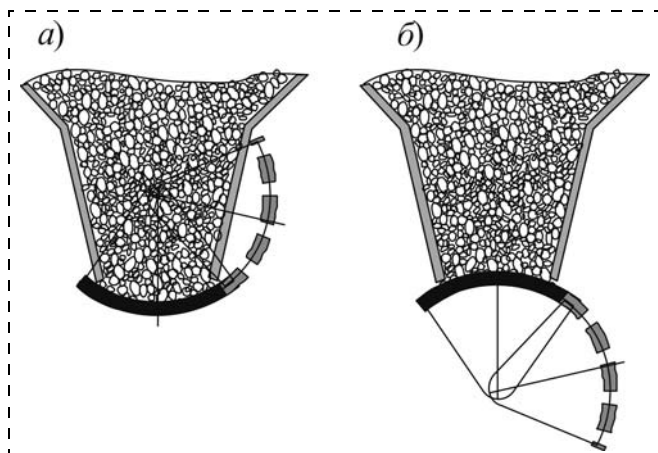


Рис. 3. Секторные затворы:
а — прямого действия; б — обратного действия

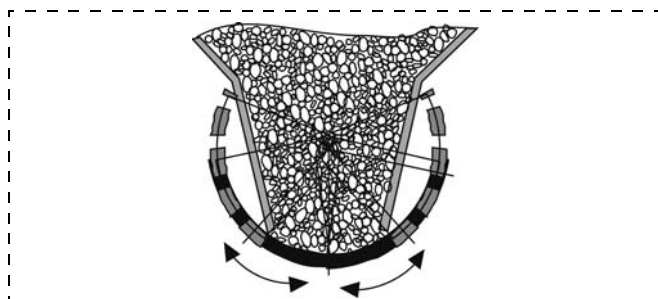


Рис. 4. Челюстной затвор

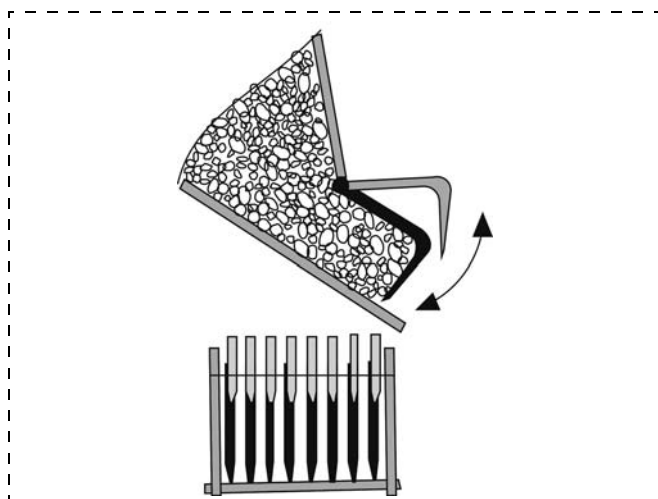


Рис. 5. Пальцевый затвор

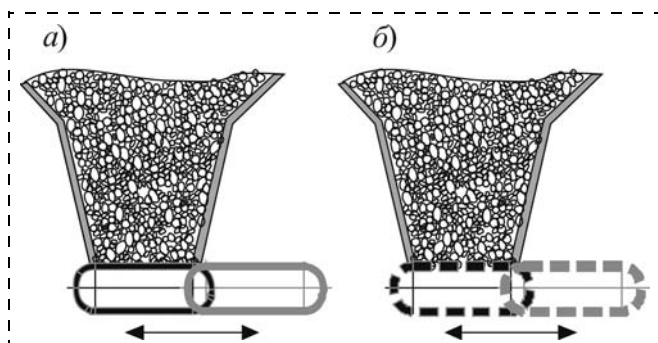


Рис. 6. Ленточные (а) и пластинчатые (б) перекрывающие затворы

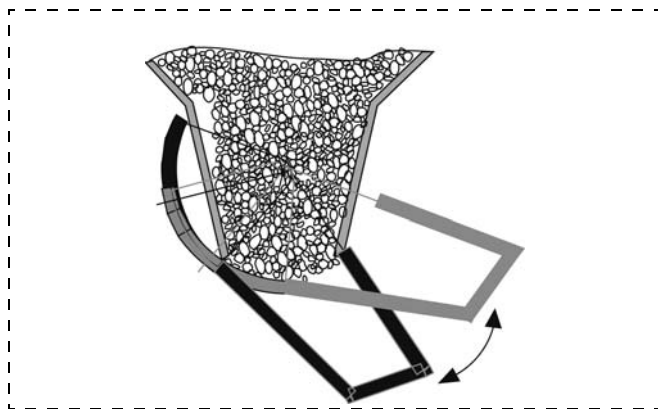


Рис. 7. Лотковый затвор

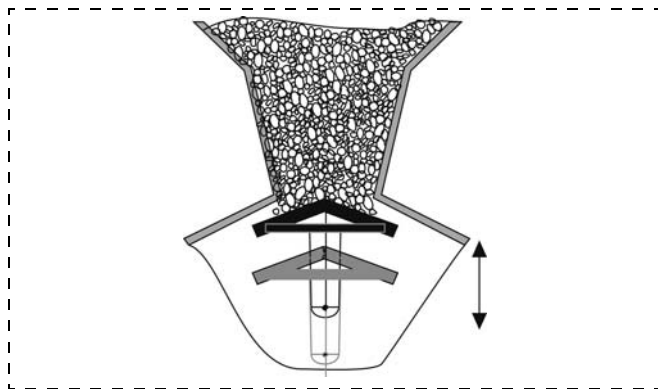


Рис. 8. Конусный затвор

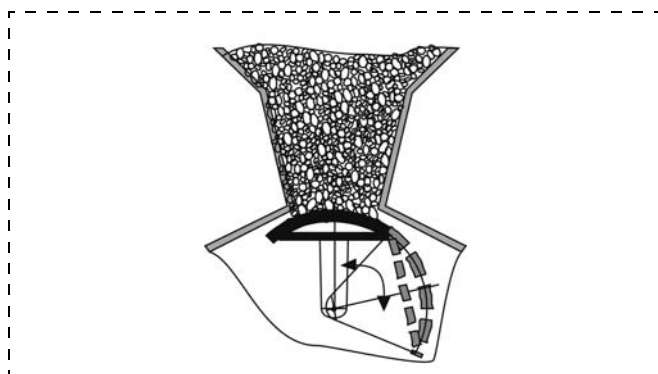


Рис. 9. Шаровой затвор

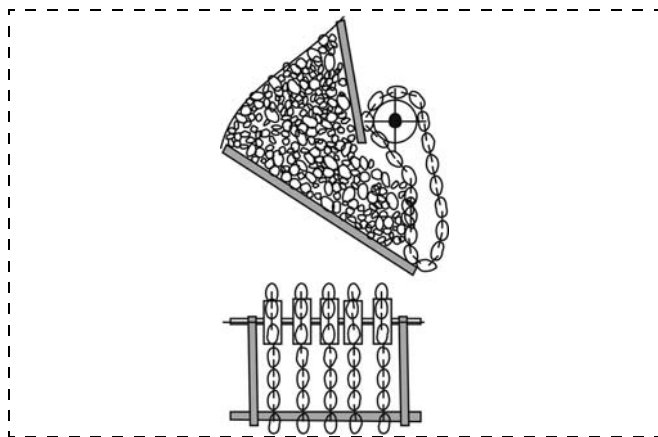


Рис. 10. Цепные затворы

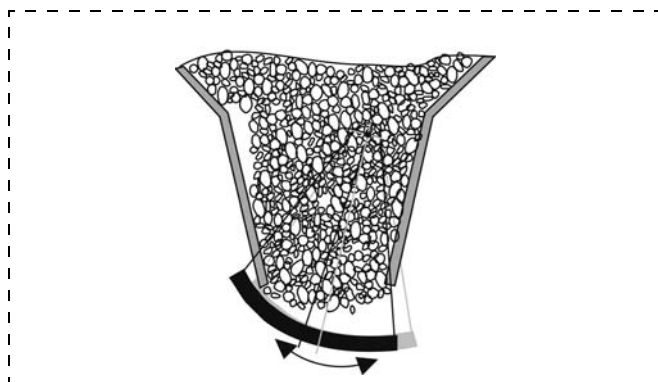


Рис. 11. Маятниковые затворы

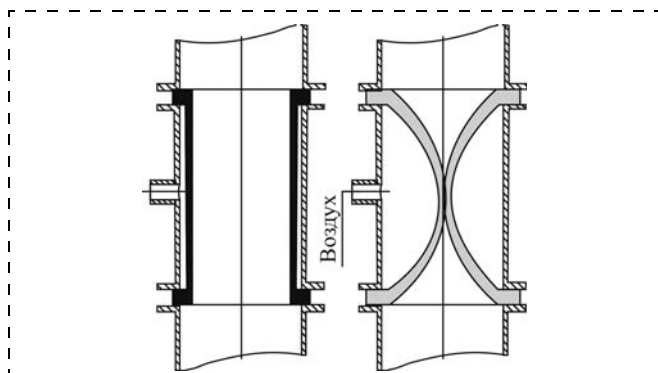


Рис. 12. Мембранные затворы

К стационарным питателям активного действия относятся конвейерные: шнековые, ленточные, пластинчатые, возвратно-поступательные, дисковые, цепные [1, 2] (рис. 13) и вибрационные (вибропитатели и виброконвейеры) [1—3, 10, 12] (рис. 14), которые обеспечивают выгрузку материала из открытых емкостей путем непосредственного воздействия на него, в зоне выпуска из емкости или бункера без учета процессов, происходящих внутри самого бункера или емкости.

Менее распространены питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, устанавливаемые, например, в буродоставочной выработке системы отработки с торцовым выпуском и обрушением руды и налегающих пород. Эти питатели также делятся на питатели пассивного и активного действия.

Питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, пассивного действия на выпускаемую горную массу из очистного блока не оказывают активного воздействия. Горная масса в буродоставочную выработку выгружается под воздействием гравитационных сил через зазор между питателем и торцом выработки. Величину этого зазора и регулируют питатели пассивного действия, перемещающиеся

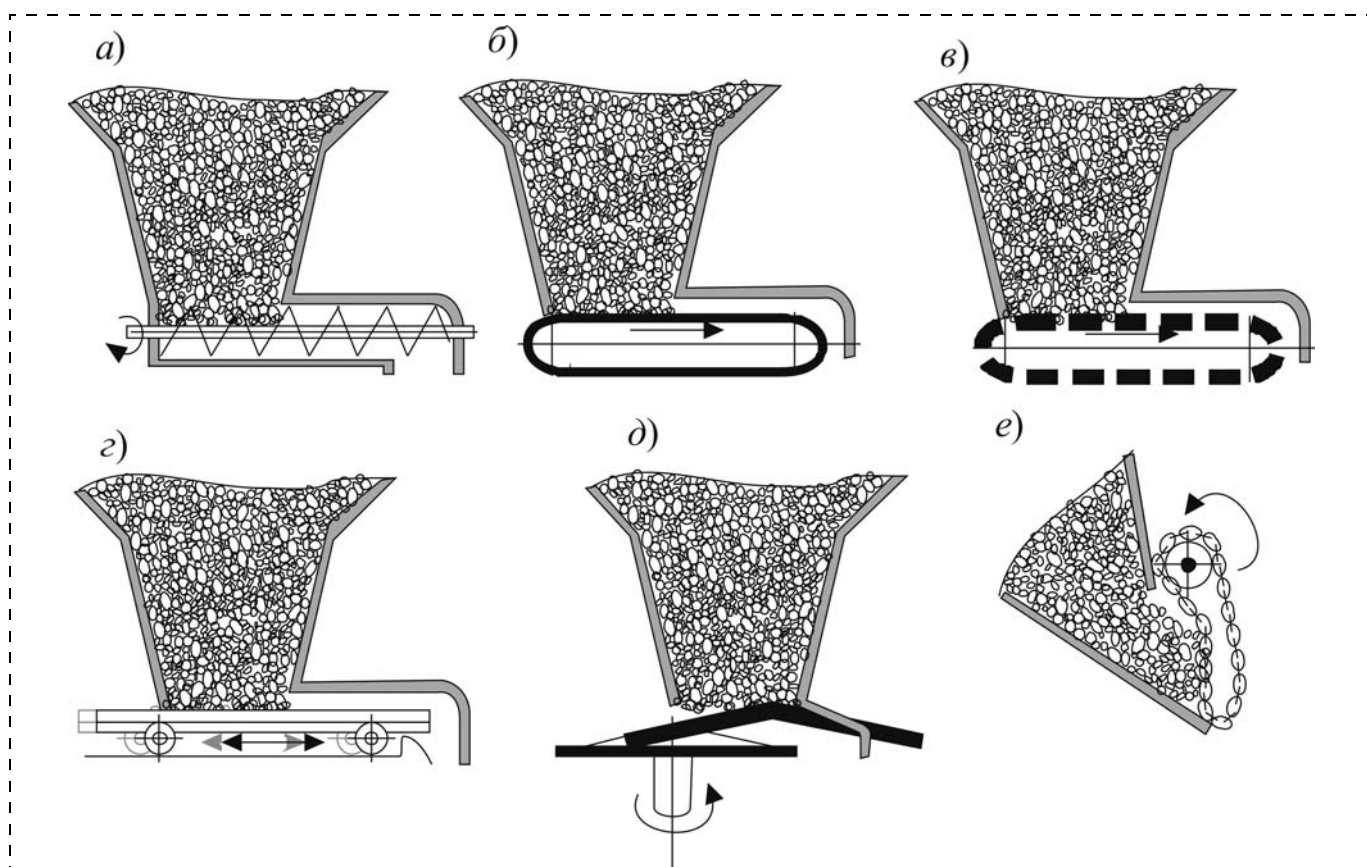


Рис. 13. Конвейерные питатели:

а — шнековые; б — ленточные; в — пластинчатые; г — возвратно-поступательные; д — дисковые; е — цепные

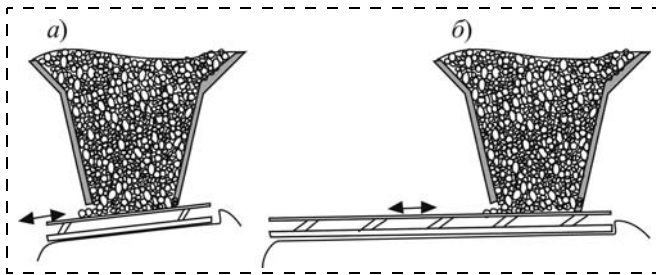


Рис. 14. Вибрационные питатели:
а — вибропитатели; б — виброконвейеры

за фронтом выпуска. Этим обеспечивается размер фигуры выпуска. От этого зависит, будет выпускаться руда или порода или их смесь.

Эти питатели подразделяются на металлические и изготовленные из подручных материалов.

К *пассивным питателям*, изготовленным из металла, перемещающимся за фронтом выпуска, относятся поршневые [13] (рис. 15). Функции пас-

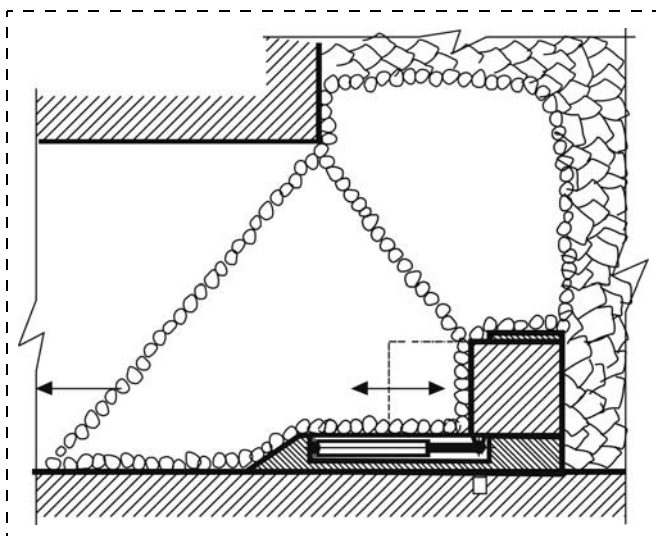


Рис. 15. Пассивные поршневые питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, без направляющих по выработке, изготовленные из металла

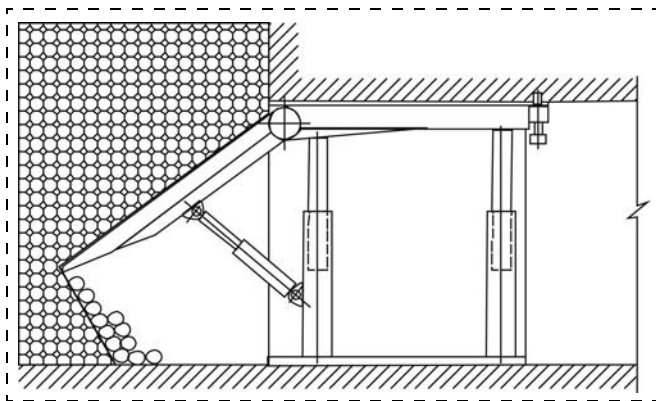


Рис. 16. Пассивные, перемещающиеся за фронтом выпуска, огражденные крепи, изготовленные из металла

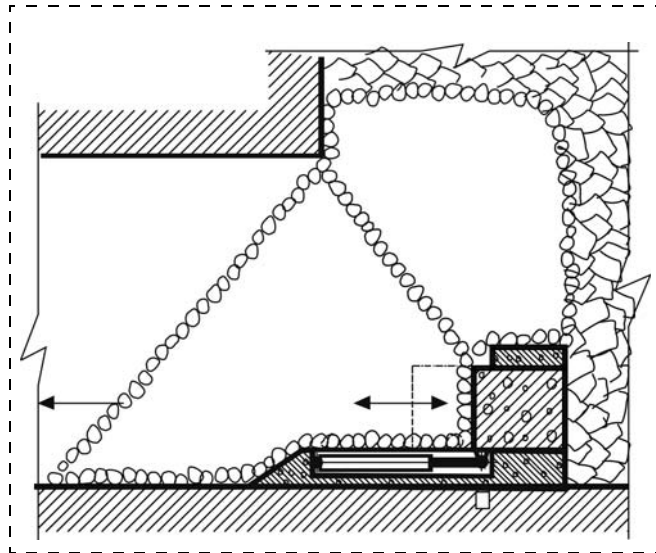


Рис. 17. Пассивные, перемещающиеся за фронтом выпуска, поршневые питатели без направляющих по выработке, изготовленные из подручных материалов

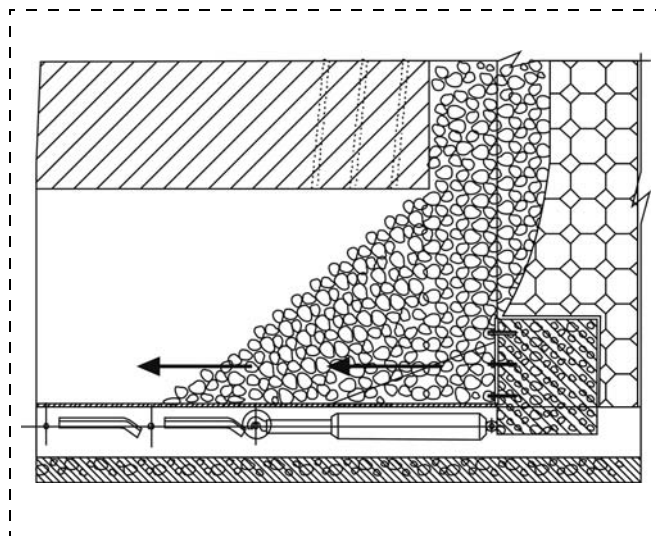


Рис. 18. Пассивные поршневые питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, с направляющей траншеей, изготовленные из подручных материалов

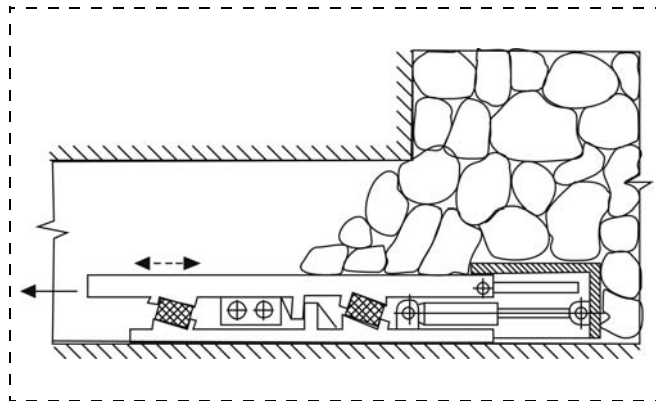


Рис. 19. Активные вибрационные металлические питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, не перекрывающие его

сивных питателей выполняют оградительные крепи [14] (рис. 16) и конструкции института "Унипромедь" (гидроразмывные) [15].

Пассивные поршневые питатели, изготовленные из подручных материалов, например железобетона, могут перемещаться по выработке за фронтом выпуска как без направляющих (рис. 17), так и по направляющей траншее (рис. 18).

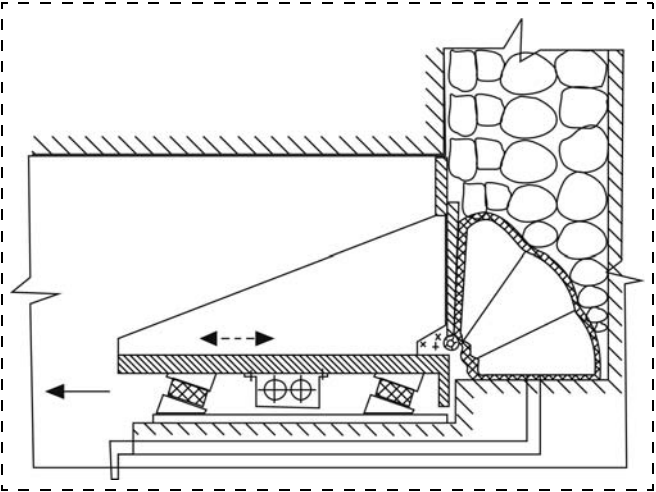


Рис. 20. Активные вибрационные металлические питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, перекрывающие его

Активные питатели, изготовленные из металла и перекрывающие выпускное отверстие, представлены вибрационными и поршневыми без направляющих по выработке [13, 23] (рис. 19) и вибрационными с направляющей траншеей [9, 19], а также возвратно-поступательными [8]. Среди *активных питателей, изготовленных из металла и не перекрывающих выпускное отверстие*, известны виб-

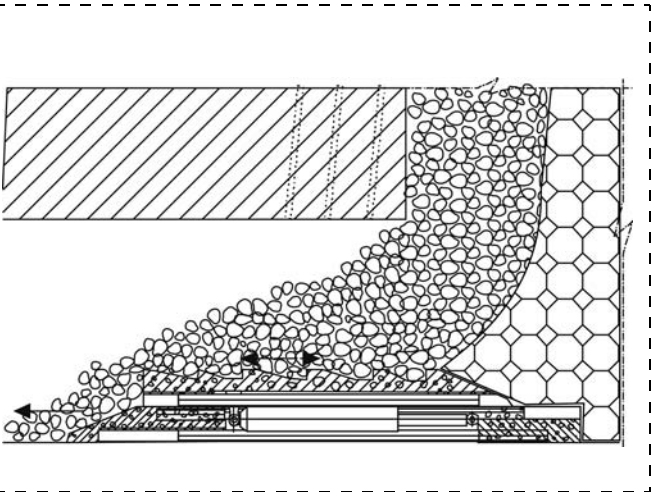


Рис. 21. Активные возвратно-поступательные питатели, перемещающиеся за фронтом выпуска, изготовленные из подручных материалов

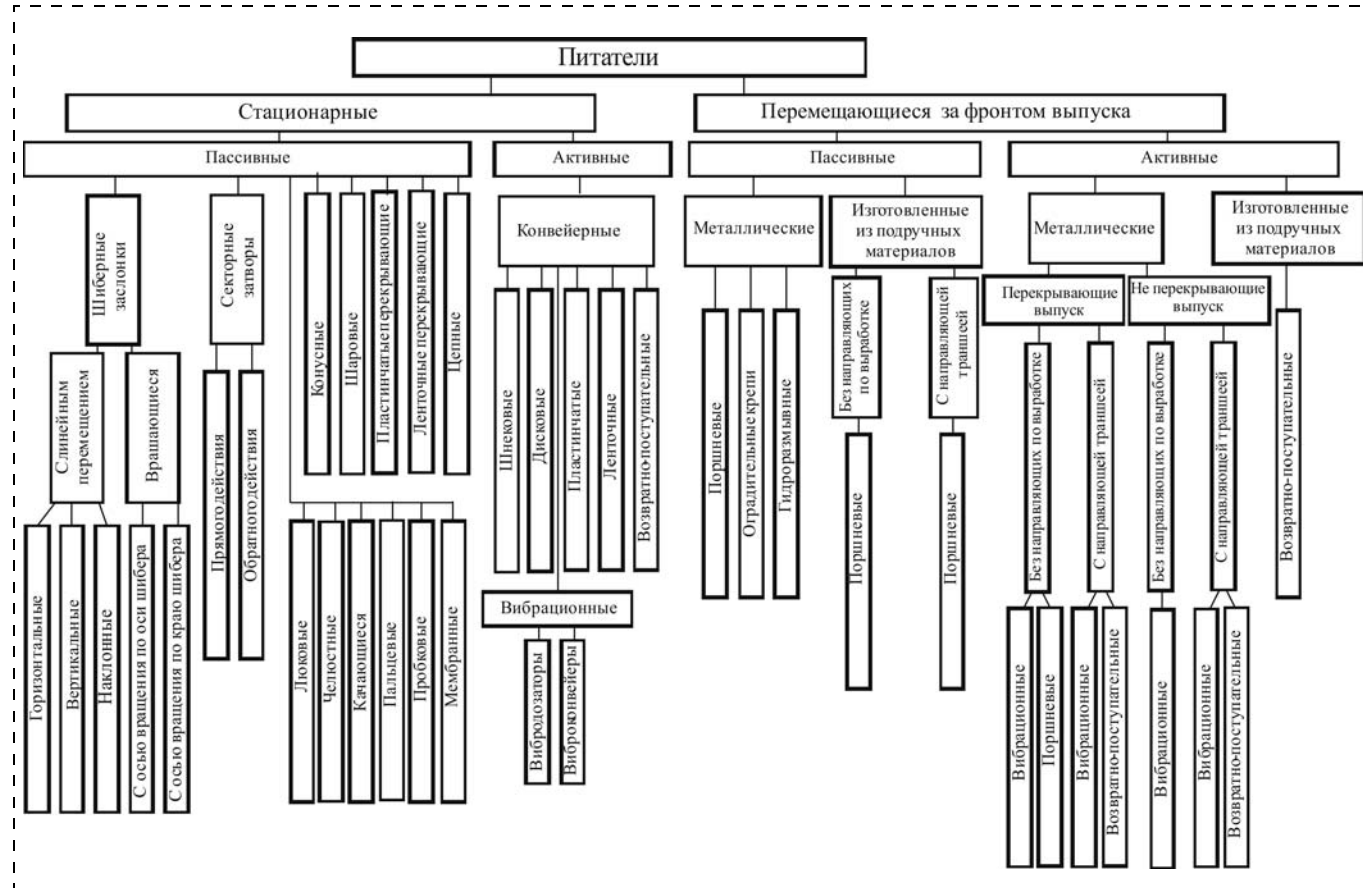


Рис. 22. Классификация питателей для выпуска сыпучих материалов

рационные, используемые как без направляющих по выработке [16, 26] (рис. 20), так и с направляющей траншеей [17, 22], а также возвратно-поступательные [7, 24, 25].

Среди *активных питателей, изготовленных из подручных материалов*, например железобетона, перемещающихся за фронтом выпуска без направляющих по выработке, известны возвратно-поступательные (рис. 21).

Все описанные выше типы питателей сгруппированы в "Классификацию питателей для выпуска сыпучих материалов" (рис. 22).

Список литературы

1. **Транспорт** на горных предприятиях / Под общ. ред. Б. А. Кузнецова. М.: Недра, 1976. 552 с.
2. **Галкин В. И., Шешко Е. Е.** Транспортные машины. М.: Горная книга, Изд-во МГГУ, 2010. 588 с.
3. **Справочник** по шахтному транспорту / Под ред. Г. И. Пейсаховича и И. П. Ремизова. М.: Недра, 1977. 624 с.
4. **Сергеев В. В.** Развитие теоретических основ создания и конструирования камерных пневмозарядчиков для заряжания шпуров и скважин непатронированными взрывчатыми веществами. Владикавказ: Изд-во ООО НПКП "МАВР", 2004, 446 с.
5. **Кантович Л. И., Мерзляков В. Г.** Горные машины и оборудование для подземных горных работ. М.: Изд-во МГГУ, 2013. 408 с.
6. **Трубопроводный транспорт** / Смолдырев А. Е. М.: Недра, 1970. 272 с.
7. **А. с. (СССР) 1788295.** Устройство для выпуска руды / И. П. Губин, А. И. Мозолев, Е. Г. Захаров и др. Оpubл. 15.01.1993, Бюл. № 2.
8. **А. с. (СССР) 1276837.** Устройство для выпуска руды / В. А. Шестаков, С. О. Версилов, А. Н. Дулин и др. Оpubл. 15.12.1986, Бюл. № 46.
9. **А. с. (СССР) 1453049.** Устройство для выпуска руды / П. Ф. Дейнеко, Г. П. Черкасов и Ю. И. Кудрявцев. Оpubл. 23.01.1989, Бюл. № 3.
10. **Варсановьев В. Д.** Вибрационные бункерные устройства на горных предприятиях. М.: Недра, 1984. 183 с.

11. **Версилов С. О.** Обоснование рациональных технологий с обрушением для комплексного использования запасов наклонных рудных залежей / Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Новочеркасск, 1996.

12. **Учитель А. Д., Гушин В. В.** Вибрационный выпуск горной массы. М.: Недра, 1981. 232 с.

13. **А. с. (СССР) 1682602.** Устройство для выпуска руды / А. П. Ожогин. Оpubл. 07.10.1991, Бюл. № 37.

14. **Пат. (РФ) 2275504.** Устройство для управления выпуском руды из блоков / Шестаков В. А., Белодедов А. А., Малыгин Р. А. и др. Оpubл. 27.04.2006.

15. **А. с. (СССР) 1260523.** Способ выпуска отбитой руды / Л. Г. Настобурко. Оpubл. 30.09.1986, Бюл. № 36.

16. **А. с. (СССР) 1694929.** Устройство для выпуска и погрузки руды / А. И. Коноваленко, Ю. И. Юров, Ю. И. Кудрявцев и др. Оpubл. 30.11.1991, Бюл. № 44.

17. **А. с. (СССР) 1807970.** Устройство для выпуска и погрузки руды / Ф. Ф. Киданов и Ю. И. Кудрявцев. Оpubл. 07.04.1993, Бюл. № 13.

18. **Пат. (РФ) 2341434.** Питатель для выпуска руды / Сергеев В. В., Версилов С. О., Игнатов М. В. и Ефимов А. Р. Оpubл. 20.12.2008.

19. **А. с. (СССР) 1722988.** Устройство для выпуска руды из горной выработки / Ю. И. Кудрявцев, Г. М. Бабаянц, Ю. И. Юров и др. Оpubл. 30.03.1992, Бюл. № 12.

20. **А. с. (СССР) 1559160.** Устройство для выпуска руды / В. А. Шестаков, В. В. Сергеев, С. О. Версилов и др. Оpubл. 23.04.1990, Бюл. № 15.

21. **А. с. (СССР) 1754908.** Устройство для торцового выпуска руды / В. А. Шестаков, В. В. Сергеев, С. О. Версилов и др. Оpubл. 15.08.1990, Бюл. № 30.

22. **А. с. (СССР) 1765077.** Устройство для выпуска и погрузки руды / Ю. И. Кудрявцев, Г. М. Бабаянц, Ю. И. Юров и др. Оpubл. 30.09.1992, Бюл. № 36.

23. **А. с. (СССР) 1751362.** Устройство для выпуска руды / Ю. И. Кудрявцев, Г. М. Бабаянц, Ю. И. Юров. Оpubл. 30.07.1992, Бюл. № 28.

24. **А. с. (СССР) 1461936.** Устройство для выпуска руды / А. И. Зеленовский и И. П. Губин. Оpubл. 28.02.1989, Бюл. № 8.

25. **А. с. (СССР) 1551807.** Способ выпуска руды / В. А. Шестаков, С. О. Версилов, А. Н. Дулин и др. Оpubл. 23.03.1990, Бюл. № 11.

26. **Пат. (РФ) 2122637.** Устройство для выпуска и погрузки руды / Кудрявцев Ю. И., Чекменев А. Н., Макеев В. А. Оpubл. 27.11.1998.

УДК 621.878.62

С. Н. Иванченко, д-р техн. наук, проф., **С. А. Шемякин**, д-р техн. наук, проф., ТОГУ,
А. Ю. Чебан, канд. техн. наук, науч. сотр., ИГД ДВО РАН, г. Хабаровск

E-mail: chebanay@mail.ru

Обоснование параметров бульдозерно-скреперных агрегатов для обогащения золотоносных песков

Проведено обоснование основных параметров бульдозерно-скреперных агрегатов, а именно вместимости ковша и мощности, в соответствии с производительностью промывочного оборудования, применяемого при открытых добычных работах на россыпных месторождениях драгоценных металлов. Предложен способ работы промывочного оборудования с бульдозерно-скреперным агрегатом, а также приведен прогноз экономической эффективности от его внедрения.

Ключевые слова: бульдозер, скреперный ковш, бульдозерно-скреперный агрегат, промывочное оборудование, экономический прогноз.

S. N. Ivanchenko, S. A. Shemyakin, A. Yu. Cheban

Substantiation of the Parameters of the Bulldozer-Scraper Machines for the Gold-Bearing Sands Processing

The substantiation of a major parameters of the bulldozer-scraper machines, namely bucket capacity and power, in conformity with the productivity of washing equipment to be used in open mining operations at the alluvial deposits of precious metals. Proposed way of working washing equipment with the bulldozer-scraper machine, and economic forecast of its implementation.

Keywords: bulldozer, scraper bucket, the bulldozer-scraper machines, washing equipment, economic forecast.

В настоящее время доля россыпного золота, добываемого открытым способом, достаточно велика и составляет порядка 23...25 % в общем объеме добычи в Российской Федерации.

На большинстве предприятий Хабаровского края, Магаданской области, Якутии, Чукотки и др. при разработке россыпных месторождений в качестве основной горной машины применяются преимущественно бульдозеры [1—3]. Это связано со значительным распространением крупнообломочных горных пород в зонах добычных работ, где другие горные механизмы неэффективны. Однако и бульдозеры, и бульдозерно-рыхлительные агрегаты, имея определенные преимущества перед прочими горными машинами, проигрывают многим из них в энергоемкости перемещения горной массы на открытых горных работах. Сопrotивление перемещению призмы волочения перед отвалом

лом бульдозера за счет трения породы о породу составляет более 60 % от общего тягового усилия базовой машины.

В последние 25 лет в Российской Федерации и за рубежом проведены значительные работы по созданию нового типа машин [4, 5], а именно, бульдозерно-скреперных агрегатов (БСА), приспособленных для работы в тяжелых горных условиях на вскрышных и добычных работах. Конструктивная схема этих машин отличается наличием скреперного ковша между гусеницами (рис. 1, а). Бульдозерное оборудование располагается впереди машины. По этой схеме созданы БСА в России, Швейцарии, Японии, Франции и т. д. Все БСА имеют возможность перемещать горную массу или в скреперном ковше, или перед бульдозерным отвалом и, наконец, при небольших подъемах пути

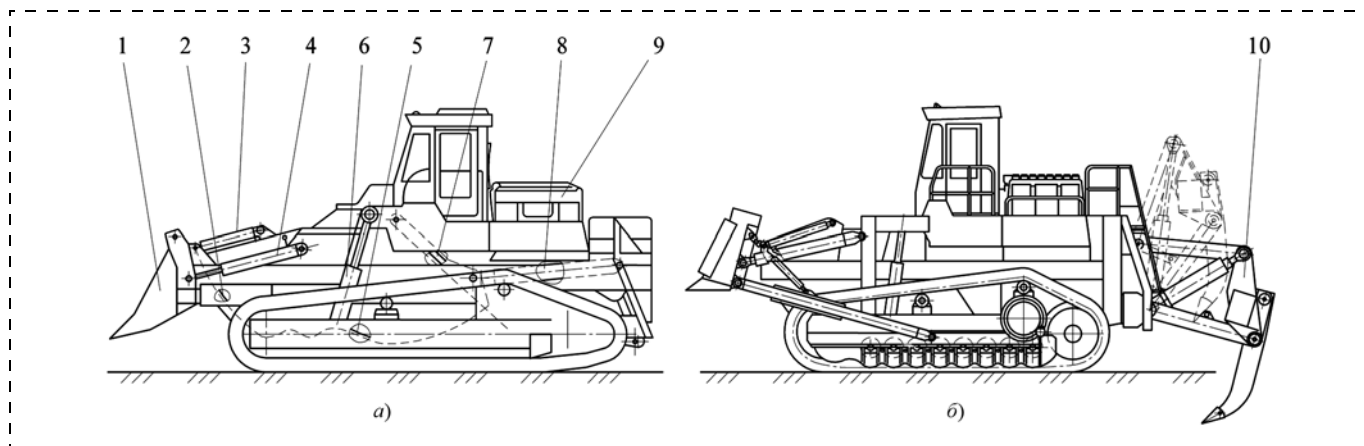


Рис. 1. Конструктивные схемы бульдозерно-скреперного агрегата (а) и возможного в перспективе бульдозерно-скреперно-рыхлительного агрегата (б): 1 — отвал; 2 — заслонка; 3 — гидроцилиндр поворота заслонки; 4 — гидроцилиндр поворота отвала; 5 — ковш; 6 — гидроцилиндр подъема-опускания ковша; 7 — поворотная задняя стенка; 8 — гидроцилиндр поворота стенки; 9 — силовая установка; 10 — рыхлительное оборудование

одновременно в скреперном ковше и перед бульдозерным отвалом.

В частности, ОАО "Челябинский тракторный завод" выпускает БСА марки ДЗ-194 с скреперным ковшом вместимостью 18 м^3 , который создан на основе узлов и деталей серийного дизель-электрического гусеничного трактора ДЭТ-350. Основные параметры ДЗ-194: мощность двигателя — 283 кВт; масса — 61 200 кг; максимальная транспортная скорость передвижения — 16 км/ч; габаритные размеры — $9000 \times 5260 \times 4735 \text{ мм}$.

Компания "Frutiger" (Швейцария) начала производство БСА марки SR T-18 Tiger, основные параметры которого: вместимость скреперного ковша — 18 м^3 ; мощность двигателя — 350 кВт; масса — 38 000 кг; максимальная транспортная скорость передвижения — 20 км/ч; габаритные размеры — $7200 \times 3500 \times 4000 \text{ мм}$.

Поскольку многие россыпные месторождения содержат крупнообломочные включения, мерзлотные прослойки или мерзлый верхний слой, можно предположить, что в перспективе на БСА может быть установлено рыхлительное оборудование по конструктивной схеме, представленной на рис. 1, б, т. е. БСРА.

Эффективная дальность транспортирования горной массы с помощью крупных БСА достигает 300...350 м, что в несколько раз больше соответствующих показателей бульдозеров.

Применение БСА эффективно на породах различного состояния: многолетнемерзлых с постепенным оттаиванием в течение сезона, сезонного промерзания или талых на всю глубину залегания.

В целях выявления преимуществ БСА и БСРА перед прочими видами машин при перемещении

горной массы были проведены расчеты производительности ряда машин с приблизительно равными мощностями двигателей в зависимости от дальности перемещения породы. Расчеты проводились по известным в литературе [6, с. 270—277] зависимостям. Результаты расчета представлены на рис. 2. Как видно на рисунке, БСА превосходят по производительности скреперы при дальности транспортировки породы до 400 м. Бульдозеры имеют равную производительность только при

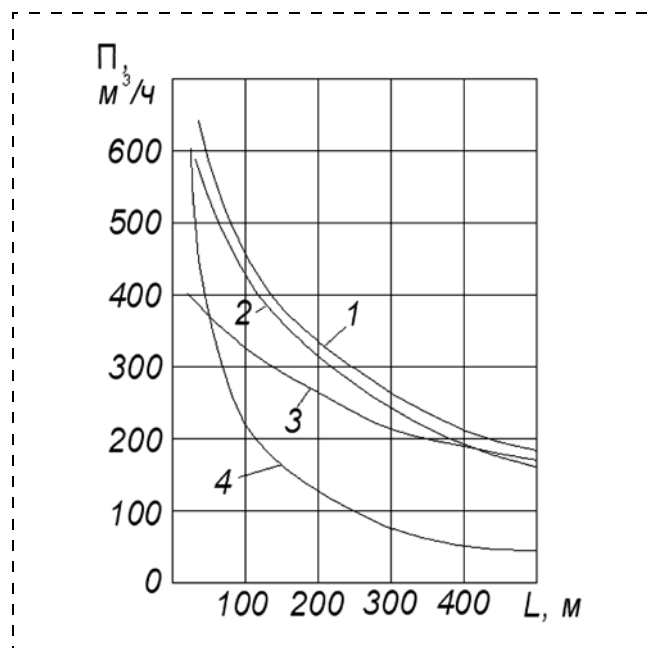


Рис. 2. Зависимость производительности Π от дальности транспортирования породы L :

1 — БСА марки ДЗ-194 ($q = 18 \text{ м}^3$); 2 — возможный вариант бульдозерно-скреперно-рыхлительного агрегата с расчетной вместимостью ковша $q = 15 \text{ м}^3$; 3 — скрепер ДЗ-115 ($q = 16 \text{ м}^3$); 4 — бульдозер ДЗ-141ХЛ на тракторе Т-500 (без скреперного ковша)

дальности транспортировки породы 20...25 м. При большей дальности транспортировки породы производительность бульдозеров по сравнению с БСА резко падает (в 2—4 раза).

БСРА из-за наличия достаточно тяжелого рыхлительного оборудования на 8...10 % уступает по производительности БСА, однако если увеличить удельную мощность, отнесенную к вместимости ковша, и за счет этого повысить транспортные скорости БСРА, то экономическая эффективность использования БСРА может оказаться равной или даже несколько выше, чем у БСА. Например, если при одной и той же мощности двигателя как у ДЗ-194 (283 кВт) уменьшить вместимость ковша до 15 м³, то и с рыхлительным оборудованием БСРА-15 будет развивать максимальную скорость до 18 км/ч, а производительность приблизится к производительности ДЗ-194.

Существующие модели БСА имеют вместимость скреперных ковшей 18...25 м³ и поэтому они эффективны только при больших объемах перемещаемых горных масс, например при вскрышных работах различных месторождений, в том числе и россыпных. Однако на добычных работах, связанных с обогащением золотоносных песков, эти модели не могут быть эффективны, поскольку производительность их не согласуется с производительностью промывочного оборудования, применяемого в настоящее время практически повсеместно.

Таким образом, требуется типоразмерный ряд БСА (БСРА), поставленный в комплекте с промывочным оборудованием.

Многие старательские артели на открытых россыпных месторождениях при подаче породы в приемные бункеры гидровашгердов используют бульдозеры на базе трактора Т130Г и его модификаций. Теоретический объем призмы волочения этих машин составляет 2,45 м³, а расчетная эксплуатационная производительность двух бульдозеров, обычно работающих на добычном блоке, при дальности транспортирования породы каждым по 25 м достигает 61 м³/ч. В связи с этим бульдозеры на базе Т130Г комплектуются с промывочными приборами ПГШ-II-50, гидровашгердами ВГ-11-1200 и гидромонитором ГМН-250У. Для работы с указанным промывочным оборудованием требуется один БСА с вместимостью скреперного ковша порядка 5...6 м³, с тем чтобы за один цикл работы заполнять приемный бункер гидровашгерда без излишка и не вызывать простоя машины. Незначительное изменение параметров бортов приемного

бункера вполне допустимо и не вызывает сколь-нибудь заметных затрат на модернизацию. В этом случае, в целях облегчения размыва породы гидромонитором, один из бортов приемного бункера со стороны загрузки целесообразно выполнить наклонным под углом 45...50° к горизонту и проводить выгрузку из ковша БСА частично в бункер и частично на наклонную часть борта. По мере размыва породы в приемном бункере горную массу можно сбрасывать струей воды гидромонитора с наклонной поверхности борта. Однако наилучшим вариантом модернизации является объединение двух или более гидровашгердов с металлической решеткой над приемными бункерами для прохода БСА.

При использовании БСА и БСРА возможны различные технологические схемы разработки добычных блоков, конфигурации добычного блока и расстановки промывочного оборудования в зависимости от конкретного месторождения, но наиболее рациональной для большинства случаев является схема работ с двухкрылым добычным блоком [7] (рис. 3).

Отличительной особенностью предлагаемого двухкрылого блока является то, что крылья его представляют собой параллелограммы ДСВК и

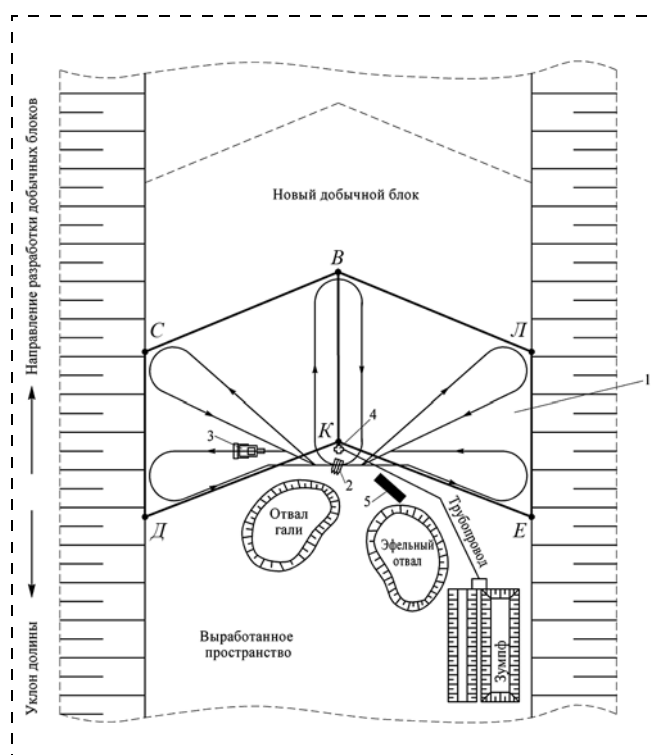


Рис. 3. Конфигурация добычного блока, схема разработки породы и расположения промывочного оборудования:
1 — добычный блок; 2 — гидровашгерд; 3 — БСА (БСРА); 4 — гидромонитор; 5 — промывочный прибор

ВКЕЛ с равными расстояниями угловых точек от приемных бункеров гидровашгердов 2 с выдвижением вперед (вверх по уклону долины) угловой точки по смежной стороне крыльев (точка *В*). Промывочное оборудование, состоящее из нескольких объединенных гидровашгердов с приемными бункерами, гидромонитором 4 и промывочным прибором 5, расположено со стороны угловой точки по смежной стороне снизу по уклону долины (точка *К*). Объединенные гидровашгерды имеют единую горловину для пульпопровода, а над приемными бункерами располагается металлическая решетка для прохода по ней БСА или БСРА. Металлическая решетка располагается на таком уровне, чтобы не препятствовать движению струи гидромонитора при выбросе гали с верхней точки лотка гидровашгерда.

Гидромонитор установлен на специальных салазках с направляющими и имеет возможность перемещаться по направляющим в поперечном направлении относительно оси гидровашгердов.

Разработку породы в добычном блоке осуществляют с помощью БСА или БСРА послойно по веерно-кольцевой схеме. БСА или БСРА при переменном переходе из одного крыла добычного блока в другое каждый раз проходит по металли-

ческой решетке, высыпая породу из ковша равномерно по приемным бункерам (рис. 4). Число объединенных приемных бункеров выбирают из условия размыва породы гидромонитором.

Нижние участки добычного блока по уклону долины должны разрабатываться с некоторым опережением, чтобы избежать залива водой пространства добычного блока. Для этой цели при оттаивании породы используют рыхление во время движения БСРА от объединенных приемочных бункеров к периферийным участкам добычного блока.

Поскольку БСА и БСРА перемещают преимущественно породу в скреперном ковше, а не волоком перед бульдозерным отвалом, то в этом случае сопротивление перемещению оказывается меньшим, а следовательно, при одной и той же скорости движения и мощности двигателя эти машины могут перемещать значительно больший объем породы. В связи с этим можно увеличить время цикла подачи породы в объединенные приемные бункеры, а также размеры добычного блока. Негабаритные валуны остаются на металлической решетке. В целях предотвращения потерь ценного продукта негабаритные валуны можно обмыть на металлической решетке струей гидромонитора, а затем удалить с помощью отвала БСА или БСРА в выработанное пространство. После полной выработки породы в песках добычного блока осуществляется переход на разработку нового добычного блока.

Таким образом, данный способ добычных работ позволяет получить следующий технический результат:

возможность проводить добычу на валунистых породах с большими размерами добычного блока и тем самым уменьшить число перестановок промывочного оборудования в течение сезона;

уменьшить число горной техники, предназначенной для разработки и перемещения породы и тем самым уменьшить капитальные и эксплуатационные затраты.

Как показала опытно-конструкторская проработка машины, расширение колеи и постановка скреперного оборудования вызывают утяжеление БСА на базе трактора Т130Г по сравнению с силой тяжести бульдозеров марок ДЗ-110В или ДЗ-27С ориентировочно на 50 кН. Если БСА движется с незначительно уменьшенными скоростями из-за некоторого увеличения силы тяжести по сравнению с бульдозером ДЗ-110В, но работает один вместо двух бульдозеров, то расчетное время цикла БСА по известным зависимостям [6, с. 210—220]

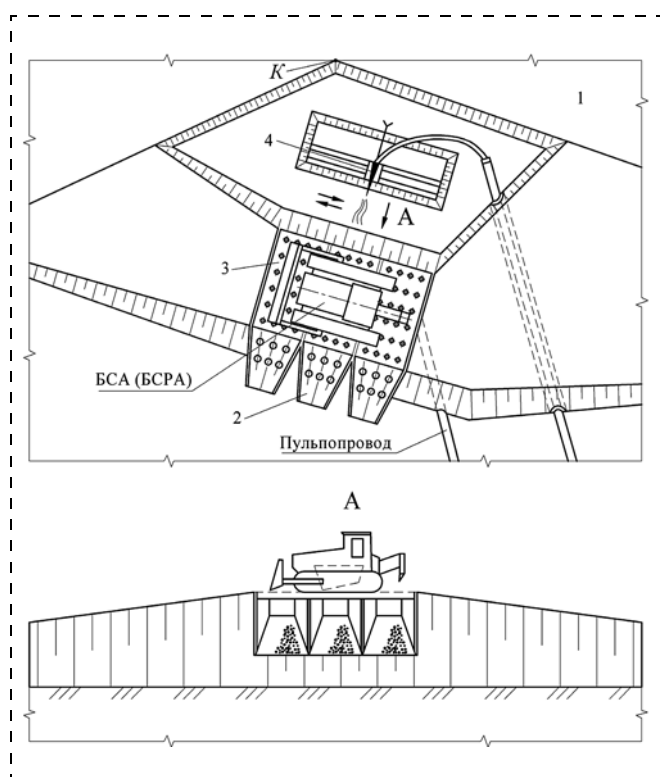


Рис. 4. Узел установки гидровашгердов и гидромонитора:
1 — добычной блок; 2 — гидровашгерды; 3 — приемные бункеры гидровашгердов; 4 — гидромонитор

Комплектность БСА (БСРА) и промывочного оборудования

Марка БСА (БСРА)	Число БСА (БСРА)	Базовый трактор и его мощность, кВт	Гидровашгерд	Число гидровашгердов	Промывочный прибор	Гидромонитор
БСА-5,5	1	Т-130Г, 118	ВГ-11-1200	2	ПГШ-П-50	ГМН-250У
БСА-10	1	Т-330, 250	ВГ-11-1200	4	ПГШ-П-50	ГМН-250У
БСА-10	1	Т-330, 250	ВГ-1700	3	ПГШ-П-50	ГМН-350
БСА-15	1	Т-500, 353	ВГ-1700	4	ПГШ-П-50	ГМН-350

будет равно 260 с, а вместимость скреперного ковша $5,5 \text{ м}^3$. Зная собственную силу тяжести базовых тракторов и бульдозерного оборудования и принимая [2, 4] соотношение между силой тяжести породы в ковше и силой тяжести дополнительного скреперного оборудования 1,6...1,7, можно высчитать вместимость скреперных ковшей соответственно для базовых моделей тракторов: Т-330 ($q = 10 \text{ м}^3$) и Т-500 ($q = 15 \text{ м}^3$).

Если известна производительность гидровашгердов (ВГ-11-1200 — $61 \text{ м}^3/\text{ч}$, ВГ-1700 — $87 \text{ м}^3/\text{ч}$), то можно определить и время цикла $T_{\text{ц}}$ БСА, которое для БСА-5,5 равно 260 с, соответственно для БСА-10 $T_{\text{ц}} = 410 \text{ с}$, а для БСА-15 $T_{\text{ц}} = 700 \text{ с}$.

Тогда путь перемещения $l_{\text{п}}$ от бункеров гидровашгердов до угловых точек блока, а при некотором допущении от точки К до угловых точек параллелограммов ДСВК и ВЛЕК (см. рис. 3) для БСА-5,5 будет равен 50 м, для БСА-10 — 146 м и для БСА-15 — 310 м. Площадь двухкрылого добычного блока равна $2l_{\text{п}}^2$, следовательно, для БСА-5,5, БСА-10 и БСА-15 площади блоков будут соответственно равны 5000, 42 500 и 192 000 м^2 . Таким образом, при равной мощности двигателей бульдозеров и БСА площадь добычного блока при использовании БСА вместо бульдозеров может быть увеличена от 6 до 60 раз.

Рекомендуемые комплекты БСА и промывочного оборудования приведены в таблице.

Экономическое обоснование разработки россыпных месторождений с использованием БСА было выполнено применительно к артели старателей "Восток" ассоциации "Хабаровскзолото". Замена двух бульдозеров ДЗ-110В на один БСА-5,5 на базе трактора Т-130Г с вместимостью скреперного ковша $5,5 \text{ м}^3$ дает чистый доход на одном промывочном участке за сезон 0,86 млн руб. Это достигается не только за счет меньшей стоимости одного БСА-5,5 вместо двух бульдозеров, но и из экономии на топливе, на техобслужива-

нии, на всех видах ремонта и диагностировании, на снижении заработной платы за счет уменьшения числа машинистов, на уменьшении расходов на смазочные материалы и амортизационные отчисления, и, наконец, на уменьшении числа перестановок промывочного оборудования.

Список литературы

1. Мамаев Ю. А., Шемякин С. А. Повышение эффективности добычных работ при открытом способе разработки россыпных месторождений // Колыма. 2001. № 3. С. 23—25.
2. Чебан А. Ю., Рассказов И. Ю., Шемякин С. А., Корнеева С. И. Анализ эффективности применения выемочно-транспортирующих машин на предприятиях Хабаровского края, разрабатывающих россыпные месторождения // Маркшейдерия и недропользование. 2012. № 5 (61). С. 34—37.
3. Рассказов И. Ю., Чебан А. Ю., Литвинцев В. С. Анализ технической оснащенности горно-добывающих предприятий Хабаровского края и Еврейской автономной области // Горный журнал. 2013. № 2. С. 30—34.
4. Кузьмин Э. Н., Регирер Л. Е., Уткин В. И., Харкун Б. И. Землеройно-транспортная машина — скрепер-дозер // Строительные и дорожные машины. 1991. № 9. С. 6—9.
5. Рубайлов А. В., Грузинов А. И., Мишин В. А., Бриммер А. А. Оценка эффективности работы скрепер-дозерных агрегатов // Строительные и дорожные машины. 1990. № 7. С. 8—13.
6. Машины для земляных работ: конструкция, расчет, потребительские свойства: в 2-х кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учеб. пособие для вузов / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. 401 с.
7. Пат. 2194860 Российская Федерация. Е21 С41/30. Способ добычных работ на открытых россыпных месторождениях / Шемякин С. А., Мамаев Ю. А.; заявитель и патентообладатель Тихоокеанский государственный университет; заявл. 05.12.2001; опубл. 20.12.2002, Бюл. № 35.

УДК 622.233.05

В. С. Болкисев, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., **Р. И. Сухов**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ИГД УрО РАН,
Ю. В. Болкисева, асс., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: glebov@igd.uran.ru

Вопросы определения продолжительности безопасной эксплуатации карьерных буровых станков после окончания установленного срока службы¹

Обоснована необходимость определения срока безопасного использования бурового станка. Представлена концепция изменения параметров технического состояния буровых станков в процессе их эксплуатации. Приведена методология определения остаточного ресурса после истечения срока службы станка. Предложены методы определения срока дальнейшей безопасной эксплуатации станков.

Ключевые слова: буровой станок, безопасность, остаточный ресурс, срок эксплуатации.

V. S. Bolkisev, R. I. Suhov, Yu. V. Bolkiseva

Questions of Definition of Duration Safe Operation of Career Chisel Machine Tools after the Termination of the Target Date of Service

The indispensability of definition of timeframe of safe use of the chisel machine tool is proved. The concept of variation of parameters of a technical condition of chisel machine tools during their operation is presented. The methodology of definition of a residual resource after expiry of the term of service of the machine tool is resulted. Methods of definition of timeframe of the further safe operation of machine tools are offered.

Keywords: the chisel machine tool, a security, a residual resource, timeframe of operation.

Физический износ всего эксплуатируемого в горной промышленности горно-шахтного оборудования достигает 80 %. Причем темпы старения оборудования из-за недостаточных инвестиций на реновацию не снижаются. Это означает, что в своем большинстве оборудование эксплуатируется за пределами срока службы, который в соответствии с [1] должен быть установлен в технической документации заводов-изготовителей. Однако Законом о промышленной безопасности (№ 116-ФЗ от 21.07.1997 г.) эксплуатация оборудования с истекшим сроком службы запрещается без проведе-

ния комплекса работ, представляющего собой экспертизу промышленной безопасности (ЭПБ) и определяющего возможность продления этого срока.

Практика горно-добывающих предприятий показывает, что к завершению нормативного срока эксплуатации технологическое оборудование в зависимости от горно-технических условий и производственной загрузки имеет различную степень износа и исчерпания ресурса. Но в целом, при сохранении технических параметров оно выдерживает установленные технологические режимы и за пределами нормативного срока службы. В этом случае у предприятий, кроме настоящей потребности, имеется и техническая возможность

¹ Работа подготовлена по конкурсным проектам фундаментальных исследований УрО РАН № 12-Т-102-141, № 12-М-23457, ГР № 01201369005.

продолжить эксплуатацию оборудования вплоть до его предельного износа и старения. Не составляет исключения и оборудование для проходки взрывных скважин. В частности, изготовители карьерных буровых станков обычно регламентируют их срок службы в пределах 7—10 лет, в то время как реальные сроки использования станков достигают 20 лет.

Таким образом, при сложившейся ситуации на предприятиях горно-добывающей промышленности возникла необходимость постоянного выполнения работ по ЭПБ технических устройств.

Суть ЭПБ заключается в проверке соответствия горного оборудования правилам безопасной эксплуатации, а также в определении риска аварий. Порядок и правила ее выполнения регламентируются целой системой нормативных и методических документов, а содержание должно включать обязательные разделы, предусмотренные правилами [2]. В связи с этим ЭПБ является сложным регламентируемым процессом, включающим несколько этапов и направленным на решение, как минимум, двух задач: первая — определение возможности технического устройства безопасно работать в паспортном режиме; вторая — определение срока, на который допускается дальнейшая безопасная эксплуатация этого устройства.

При решении первой задачи процедура ЭПБ в основном не представляет затруднений. Здесь, как правило, используется специализированная нормативная документация, где приводятся критерии предельного безопасного состояния оборудования. Применительно к шарошечным буровым станкам это — "Временные методические указания ..." [3]. Тогда результат экспертизы основывается на сравнении этих критериев с параметрами фактического состояния бурового станка. Параметры фактического состояния выявляются путем технического освидетельствования и диагностирования, которое и составляет основу ЭПБ.

Цель диагностирования — определить в количественных показателях физический и функциональный износ деталей и узлов станка с помощью измерительного и неразрушающего контроля. Использование неразрушающих методов контроля связано с существенными затратами времени и требует наличия как дорогостоящего приборного обеспечения, так и апробированных расчетных методик. Здесь целесообразно применять наиболее простые методы и методики, по которым мож-

но дать реальную картину технического состояния станка без выполнения сложных расчетов. Практика показала, что для достоверного диагностирования шарошечных буровых станков достаточно использовать вихретоковый (для обнаружения поверхностных дефектов), ультразвуковой (внутренних дефектов) и вибрационный (для обнаружения дефектов агрегатов с вращающимися узлами) методы неразрушающего контроля. Использование этих методов не только снижает субъективность оценки технического состояния бурового станка, но и позволяет установить возможные причины и места возникновения дефектов. Получаемые в результате диагностирования данные износа отдельных агрегатов и узлов позволяют также обоснованно планировать сроки, вид и материально-техническое обеспечение ремонтов.

Если принимается решение о продолжении эксплуатации, то необходимо решить вторую задачу ЭПБ — определить срок дальнейшего безопасного применения бурового станка. Этот срок представляет собой продолжительность эксплуатации в пределах до прогнозируемого наступления предельного состояния (исчерпания остаточного ресурса) или определенный период в пределах остаточного ресурса. Следовательно, решение второй задачи непосредственно обусловлено предварительным определением остающегося у станков ресурса безопасной работоспособности. Решение этой задачи по ряду причин связано с существенными затруднениями.

Во-первых, станок представляет собой сложное агрегированное устройство с отдельным для каждого агрегата ресурсом безопасности. Причем, еще до истечения нормируемого срока службы большая часть агрегатов либо проходила неоднократные ремонты, либо подвергалась полной замене, что кардинально изменяет начальный ресурс станка. Следовательно, устанавливаемый изготовителем срок службы бурового станка как индивидуального технического устройства оказывается не только непосредственно не связанным с безопасностью эксплуатации, но и не может служить отправным пунктом для определения остаточного ресурса. Поэтому производители импортных станков и не устанавливают их срок службы, а указывают гарантийный срок эксплуатации.

Во-вторых, использовать имеющиеся методические указания или руководства для целей определения остаточного ресурса бурового станка не-

возможно либо из-за их ориентации на конкретный вид машин или оборудования, либо из-за их чрезмерно общего описательного характера [3].

В-третьих, значительная часть ремонтов узлов и агрегатов станка выполняется непосредственно в условиях карьеров, где качество работ контролируется или визуально, или пробными пусками агрегата. Безопасный ресурс после таких работ становится случайной величиной, которая практически непредсказуема без использования больших массивов статистической информации и вероятностных методов расчета.

Наконец, применительно к буровым станкам руководящие документы оставляют открытым вопрос: следует ли определять остаточный ресурс для станка как индивидуальной единицы или выполнять расчеты по наиболее ответственным агрегатам. Здесь необходимо учитывать, что риск инцидента или аварии на любом из агрегатов, есть не что иное как риск инцидента или аварии, не позволяющий станку выполнять свое функциональное назначение. Исходя из этого, более логичным представляется поэтапное (поагрегатное) определение остаточного ресурса станка. Тогда решение задачи облегчается наличием большого объема статистической информации, полученной в течение многолетней эксплуатации станков и позволяющей установить динамику истощения ресурса отдельными их агрегатами.

Выполненный нами анализ многолетней практики применения шарошечных буровых станков показывает, что эксплуатационная надежность каждого станка (коэффициент готовности — K), которая определяет уровень ресурса безопасности, прямолинейно снижается по мере увеличения времени T его использования (рис. 1). Поддержание эксплуатационной надежности осуществляется через периодические ремонты, после которых уровень безопасности по сравнению с предыдущим периодом возрастает. С учетом этого, в качестве методологической основы расчета остаточного ресурса может быть положен алгоритм (рис. 2), суть которого заключается в следующем [4].

Станок при запуске в эксплуатацию имеет установленный изготовителем начальный ресурс (значение N_0 на оси ординат), который соответствует начальному уровню безопасности. В процессе эксплуатации (участок 0 — T_1 на оси абсцисс) ресурс безопасности снижается, постепенно приближаясь к допустимому уровню, предъявляемому к

нему требованиями промышленной безопасности. При достижении нормируемого срока службы (время эксплуатации 0 — T_1 , снижение ресурса до точки 1) выполняется ремонт или комплекс работ по ЭПБ. В это время ресурс безопасности обычно еще не достигает допустимого уровня. Как правило, по результатам заключения экспертизы срок службы продлевается при условии проведения корректирующих мероприятий. В результате реализации мероприятий по устранению дефектов, ремонту или модернизации ресурс безопасности может быть повышен до уровня до N_2 и станок выходит на новый срок эксплуатации, рекомендованный экспертизой (участок T_1 — T_2). В конце этого срока T_2 ресурс безопасности снижается до уровня N_3 , но также может и не достигать допустимого уровня. Тем не менее в связи с окончанием продленного срока вторично проводится ЭПБ (точка 2 кривой динамики ресурса). По результатам вторичной экспертизы станок либо выводится из эксплуата-

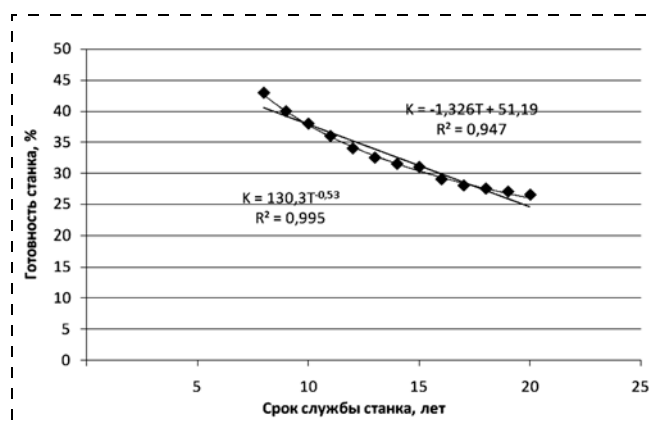


Рис. 1. Тренд снижения эксплуатационной надежности при увеличении возраста станка

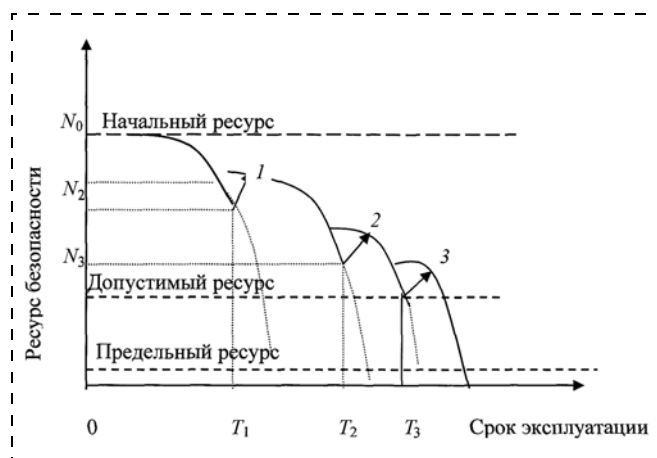


Рис. 2. Динамика ресурса безопасности при эксплуатации станка

ции, либо на нем снова проводятся корректирующие мероприятия, повышающие ресурс безопасности до уровня между N_2 и N_3 . Корректирующие мероприятия позволяют продлить эксплуатацию станка на период $T_2 - T_3$. После окончания вновь назначенного срока, если уровень безопасности выше допустимого, то описанный процесс продолжается. Наконец остаточный ресурс станка достигает предельного и станок должен быть выведен из эксплуатации.

В настоящее время из-за сложности количественного определения значений остаточного ресурса (точек 1—3 и т. д.) допустимый срок продолжения безопасной эксплуатации устанавливается субъективно экспертной оценкой. Причем, в качестве точки отсчета остаточного ресурса принимается не момент принятия решения о продолжении эксплуатации, а ресурс при первоначальном техническом состоянии станка. Вместе с тем из функций на рис. 1 и 2 видно, что ресурс безопасности непрерывно изменяется и в любом периоде эксплуатации не соответствует первоначальному ресурсу, независимо от проведенных корректирующих мероприятий. Наглядно недостаток использования параметров первоначального технического состояния станка для расчетов остающегося ресурса безопасности и времени допускаемой дальнейшей эксплуатации можно проиллюстрировать, например, применительно к базовым металлоконструкциям. После пуска в эксплуатацию, уже в период нормируемого срока службы, перманентно и непосредственно в условиях карьера ведутся сварочные работы с неконтролируемым качест-

вом. В связи с этим надежность узлов и деталей в любой отрезок времени применения станка становится случайной величиной, а ресурс работоспособности — непрогнозируемым.

Рассмотренный алгоритм устраняет этот недостаток и учитывает практику эксплуатации станков, которая четко свидетельствует, что с увеличением продолжительности эксплуатации станка период безаварийной работы должен уменьшаться [5]. Одновременно постоянно возрастают затраты на проведение экспертиз, ремонт или модернизацию станка. Таким образом, алгоритм, как методология для определения остаточного ресурса, показывает, что продлеваемый срок безопасной эксплуатации не может быть постоянным. Конкретизация процедуры определения остаточного ресурса сводится к построению по имеющейся статистической информации тренда истощения ресурса (математическое описание кривых на рис. 2) и экстраполяции тренда до момента пересечения его с линией предельного или опасного состояния. Если статистической информации недостаточно, то для построения тренда достаточно выполнить несколько (не менее четырех) измерений параметров агрегата любым из наиболее простых и малозатратных видов неразрушающего контроля. Так, для металлоконструкций и сварных швов для оперативной и объективной информации достаточно применение ультразвукового и вихретокового, а для вращающихся агрегатов — вибродиагностического методов измерений.

В качестве примера на рис. 3 показано использование алгоритма расчета срока безопасной экс-

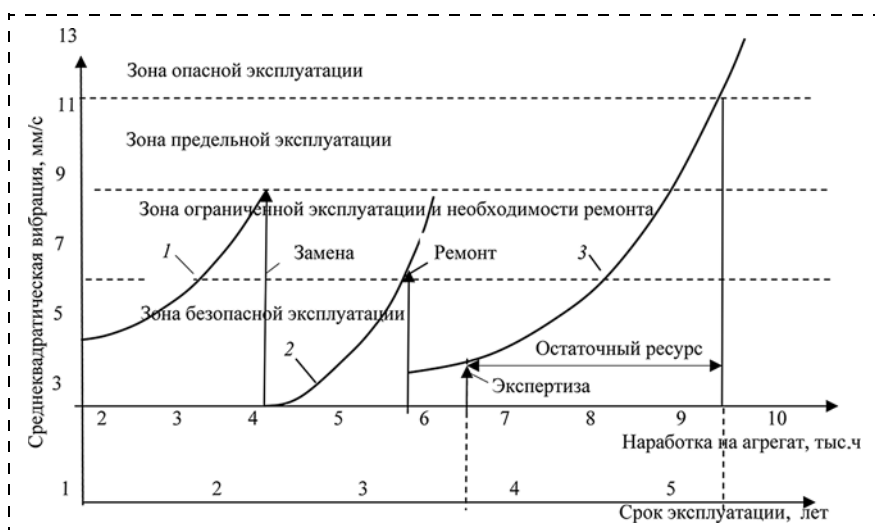


Рис. 3. Определение остаточного ресурса агрегата вращателя при проведении экспертизы промышленной безопасности

плуатации агрегата вращателя станка СБШ-250МНА-32. Станки этого типа наиболее распространены на горных предприятиях. Исходные данные можно получать при техническом вибродиагностировании прибором СД-12. Расчет основан на выявлении закономерности (тренда) изменения виброскорости в зависимости от циклов нагружения механизма. Прогнозирование количественного значения остаточного ресурса сводится к экстраполяции найденного тренда и определению момента пересечения его с линией предельного или опасного состояния.

Тренд устанавливается по изменению уровня вибрации шестерни с числом зубьев $Z = 16$ и упорного подшипника редуктора вращателя в частотной полосе 130...140 Гц. На рис. 3 видно, что вибрация вращателя после 4000 ч наработки достигла предельной нормы (кривая 1). Поэтому редуктор был демонтирован. Вибрация нового редуктора после 2000 ч работы оказалась в зоне ограниченной эксплуатации (кривая 2), в связи с чем и был выполнен его ремонт. Отремонтированный редуктор проработал 500 ч, когда началось выполнение работ по ЭПБ бурового станка (кривая 3). При проведении ЭПБ вибрация вращателя составляла 4 мм/с. Характер изменения вибрации аналогичен кривым 1 и 2, что позволяет построить тренд ее дальнейшего роста (кривая 3). Если восстановить перпендикуляры из точек времени проведения экспертизы и времени пересечения тренда с зоной опасной эксплуатации агрегата, то расстояние между ними и будет допустимым сроком дальнейшей безопасной эксплуатации агрегата. Тренд 3 показывает, что через 3000 ч вибрация агрегата достигнет зоны опасной эксплуатации. Таким образом, в отличие от общепринятого срока продления безопасной эксплуатации станков 3 года, техническое диагностирование и выполненный расчет свидетельствуют, что срок его дальнейшей безопасной эксплуатации из-за выхода вращателя в опасный режим работы не превышает 1,5 года. Причем, через 1 год целесообразно перевести станок на щадящие параметры режима бурения с уменьшением токовой нагрузки на агрегат за счет снижения осевой нагрузки на буровой инструмент. Для этого, например, в менее крепких породах диаметр скважин можно уменьшить.

Аналогично устанавливаются остаточный ресурс и допустимый срок дальнейшей безопасной эксплуатации по другим ответственным агрегатам станка.

Для определения остаточного ресурса специфику работы бурового станка можно учесть также через анализ объемов бурения скважин и затраченного при этом времени ремонта агрегатов. Такой подход позволяет определить частоту отказов отдельных узлов и выявить остаточный ресурс каждого из агрегатов станка. Как правило, частота отказов подчиняется логнормальному распределе-

нию. Используя и развивая этот способ, можно разработать вероятностную модель выживаемости механизмов станков различных типов (вращательных, ударно-вращательных и др., в том числе импортного производства), которая будет описывать процесс выбытия агрегатов из эксплуатации по мере достижения ими предельного состояния. При этом математическое описание деградационных процессов по ресурсным параметрам исключает субъективность оценок остаточного ресурса не только ответственных узлов и агрегатов, но в целом станка как единого технического устройства.

Предлагаемая методология определения остаточного ресурса позволяет своевременно и качественно проводить отбраковку узлов и обоснованно устанавливать необходимость ремонта станка на ближайший период. Кроме того, объективность оценки остающегося запаса безопасности и допустимого срока дальнейшей безопасной эксплуатации необходима для достижения наиболее полной выработки ресурса механизмов, при этом способствуя предупреждению инцидентов, сокращению затрат на текущие ремонты и ликвидацию аварийного состояния оборудования.

Список литературы

1. **Технический** регламент о безопасности машин и оборудования: постановление Правительства РФ от 15.09.2009 № 753.
2. **Правила** проведения экспертизы промышленной безопасности. ПБ-03-246—98. ПБИ 03-490-(246)—02.
3. **Временные** методические указания по проведению обследования (экспертизе промышленной безопасности) карьерных буровых станков с истекшим сроком службы с целью определения возможности дальнейшей их безопасной эксплуатации. Утв. 08.04.2002. Госгортехнадзор РФ.
4. **Временные** методические указания по обследованию буровых установок с истекшим сроком службы. ЗАО "Уралмаш-сервис", ОГБ БУ ОАО "Уралмаш". МУ 33-98. Согласовано Госгортехнадзором 24.12.1998. № 10-13/694.
5. **Болкисева Ю. В., Сухов Р. И., Худяков А. Г., Перетунов А. С.** Влияние срока службы станка на эффективность бурения скважин // Горный журнал. Известия вузов. 2010. № 4. С. 61—64.

Анализ систем планово-предупредительных ремонтов: Стратегия профилактики

Анализ систем планово-предупредительных ремонтов (ППР) горных машин в 1984—1990 гг., позволил выявить как положительные результаты, так и недостатки, с учетом которых была разработана новая система ППР по техническому состоянию.

Ключевые слова: стратегия, планово-предупредительный ремонт, производительность, норма, ресурс горной техники, стандартизация.

L. I. Andreeva, D. R. Davletshina

Analysis of the System Scheduled Preventive Maintenance: A Prevention Strategy

Analysis of systems scheduled preventive maintenance of mining machines in 1984 and 1990, revealed positive results and disadvantages, given that the new system has been developed PPR condition maintenance.

Keywords: strategy, preventative maintenance, performance, norm, resource mining equipment standardization.

Известно, что ухудшение функциональных характеристик машины и ее элементов в течение эксплуатации, в основном, связано с износом составных частей, зависящим от интенсивности и времени использования по назначению. Любой ремонт направлен на устранение последствий износа и восстановление первоначальных или близких к ним функциональных характеристик. Существует ряд взглядов на стратегию ремонтных воздействий в течение срока службы машины. Общим во всех случаях является стремление к выбору стратегии ремонта, которая обеспечивает минимум затрат при требуемом качестве ремонта и эксплуатационной надежности машин.

Исследователи выделяют две основные стратегии ремонта — ремонт машины по потребности, т. е. по достижении ею или отдельными системами предельного технического состояния и планово-предупредительный ремонт, предусматривающий планирование и организацию ремонтных воздействий в определенные сроки, базирующиеся на исследовании закономерностей изнашивания составных частей и предупреждающие переход машины в состояние близкое, к предельному.

По мнению авторов, система планово-предупредительного ремонта является предпочтительной, так как позволяет заранее обеспечивать ремонт необходимыми ресурсами и оптимально распределять их, а также планировать и организовывать ремонт как неотъемлемую составную часть всего технологического процесса, существенно снижающего элементы стихийности.

Действующая до 1984 г. на открытых горных работах система ППР, предусматривающая остановку горных машин в ремонт в установленные календарные сроки, не учитывала интенсивности их использования, условий эксплуатации и не была связана с основным показателем деятельности разрезов (карьеров) — выпуском продукции.

Анализ планирования и производства ремонтов горных машин в условиях этой системы ППР показал, что фактические объемы работы, выполненные экскаваторами одной и той же модели на момент остановки в ремонт, различаются между собой в 2 раза и более.

Даже если учесть различия горно-геологических условий, квалификацию обслуживающего персонала и другие факторы, влияющие на производи-

Таблица 1

Экскаватор	Среднегодовая производительность экскаватора, млн м ³	Наработка на капитальный ремонт, млн м ³	Наработка на капитальный ремонт (система НИИОГР), млн м ³	Недоиспользованный ресурс	
				млн м ³	%
ЭКГ-4, ЭКГ-4,6	0,86	3,5	8,0	4,5	56
ЭКГ-4У	1,06	4,2	8,0	3,8	48
ЭКГ-8И	1,6	6,4	14,0	7,6	54
ЭКГ-6,3У	1,4	5,6	11,0	5,4	49
ЭКГ-12,5	2,95	11,8	22,0	10,2	46
ЭШ-6/60	1,65	6,6	10,0	3,4	34
ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	2,35	9,4	16,0	6,6	41
ЭШ-14/75	2,7	16,2	23,5	7,3	31
ЭШ-15/90	3,2	19,2	25,0	5,8	23

тельность экскаваторов, разброс фактической наработки горной массы отражает разницу в техническом состоянии горной техники.

При поступлении экскаватора, например, на капитальный ремонт, его ресурс по методике НИИОГР, как правило, оказывается недоиспользованным в среднем на 40...42 % ($\approx 6,0$ млн м³) (табл. 1) по сравнению с возможным, рассчитанным по методике НИИОГР.

Производство капитальных ремонтов экскаваторов с недоиспользованным ресурсом сопровождается выполнением излишних сборочно-разборочных операций. Это приводит, как правило, к нарушению посадок в сопряжениях и часто к необоснованной замене деталей из-за стремления ремонтных служб предприятий "оправдать" запланированные ранее финансовые средства.

Однако производительность экскаваторов или их фактическая наработка является одним из главных факторов, влияющих на расход как материальных, так и нематериальных ресурсов за период их эксплуатации (рис. 1).

Снижение производительности горных машин происходит в результате увеличения частоты и продолжительности внутрисменных аварийных перерывов. Так, на разрезах угольной промышленности время на аварийный ремонт экскаваторов ЭКГ-5 и ЭКГ-8И со сроком службы до 10 лет увеличивается на 15...25 % по сравнению с экскаваторами со сроком службы до 8 лет, а со сроком эксплуатации более 10 лет — в 2—2,5 раза.

В соответствии с этим в 1985 г. приказом Минуглепрома СССР было утверждено новое Положение о ППР оборудования на открытых горных работах.

При разработке Положения был использован обширный статистический материал по ресурсу узлов и деталей горной техники, фактической периодичности, продолжительности и трудоемкости ремонтов. Для определения нормативов ремонта горного оборудования, эксплуатируемого в единичных экземплярах, а также вновь вводимого был применен метод аналоговой экстраполяции с учетом конструктивных особенностей (массы, габаритов, ремонтосложности).



Рис. 1. Зависимость производительности экскаватора ЭКГ-8И от срока его эксплуатации

Основные результаты работы отрасли по этому Положению таковы:

- по сравнению с 1984 г. фактические среднегодовые простои одноковшовых экскаваторов в плановых ремонтах снизились на 11 % на один списочный экскаватор, по роторным экскаваторам среднегодовые простои на единицу техники сократились на 18 %, по буровым станкам — 22 %;
- суммарное время, высвободившееся для производительной работы экскаваторов в год, составило 6500...7000 ч (только по одноковшовым экскаваторам);
- значительное сокращение количества планируемых крупных ремонтов (средних и капитальных) позволило повысить качество их проведения силами имеющихся ремонтных мощностей, а в ряде случаев централизовать и проведение текущих ремонтов.

Практическое внедрение Положения о ППР на угольных разрезах позволило также выявить недостатки и упущения как самого документа, так и организации подготовки и проведения ремонтов, что значительно повлияло на выполнение ремонтных нормативов (трудоемкости и продолжительности).

Тем не менее техническое состояние горной техники не улучшилось, в частности, аварийные простои практически не снизились. Хотя анализ причин аварий показал, что примерно 50 % из них не связаны с качеством выполнения ремонтов, а зависят от соблюдения правил технической эксплуатации, конструктивной надежности машин, технологического брака при их изготовлении. Значительная часть отказов была вызвана недостатками в организации проведения технического обслуживания и ремонтов.

Также было установлено, что нормативная продолжительность ремонтов горной техники выдерживается в среднем на 70...75 % при частич-

ном или полном невыполнении технического обслуживания и месячных ремонтов — основных профилактических видов ремонта. Невыполнение профилактических работ неизбежно приводит к ухудшению технического состояния машин и увеличению объемов работ при плановых, восстановительных и аварийных ремонтах (рис. 2).

Выполнение заложенных в нормативах трудозатрат на ремонт зависит от многих конкретных факторов: наличия и качества ремонтных мощностей, состояния горных машин, климатических условий, обеспеченности грузоподъемными средствами и т. д.

Обобщив информацию несовершенства системы ППР 1985 г., можно выделить следующее:

- жесткая регламентация межремонтных периодов в календарных службах;
- проведение планового ремонта без составления экономического обоснования и определения его целесообразности;

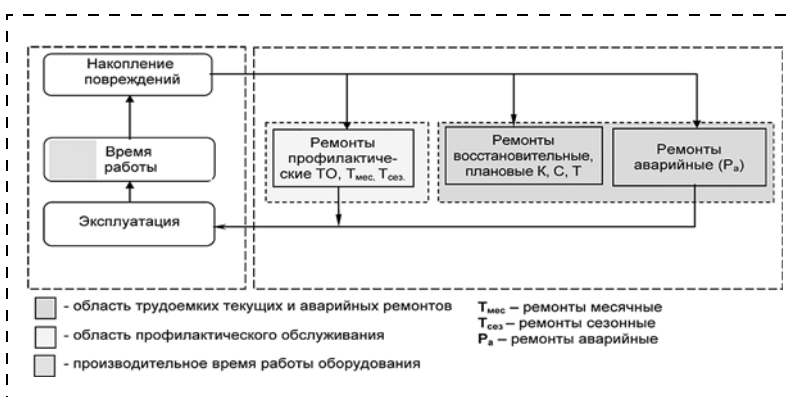


Рис. 2. Соотношение ремонтов профилактических и аварийно-восстановительных

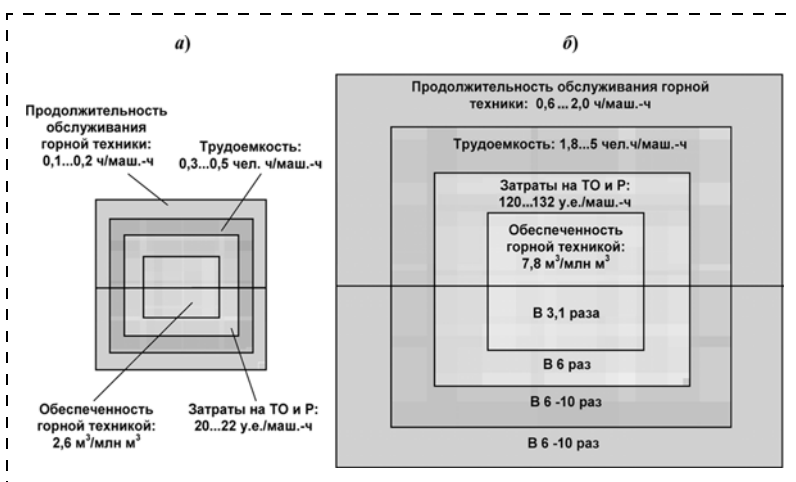


Рис. 3. Удельные показатели функционирования системы обеспечения работоспособности горной техники зарубежных (а) и отечественных (б) предприятий

- несогласованность работы ремонтных служб разрезов и специализированных организаций по ремонту;
- отсутствие нормативной документации для оценки трудоемкости выполнения ремонтных операций некоторых видов горной техники;
- несовершенный хозяйственный (организационно-экономический) механизм.

В результате произведенных расчетов было также установлено, что система обеспечения работоспособности горной техники угольных разрезов характеризуется 3—4-кратным избытком производственных мощностей, 5—7-кратным — материальных и трудовых ресурсов. Кроме того, производительное время работы горной техники в 2—3 раза меньше времени его нахождения в работе.

Эти данные подтверждены сравнительной оценкой удельных показателей функционирования системы обеспечения работоспособности горной техники зарубежных и отечественных горных предприятий (рис. 3).

Таким образом, на российских предприятиях были выявлены значительные

резервы повышения эффективности использования ремонтных мощностей и горной техники.

Добиться улучшений результатов работы ремонтной службы можно, если изменить целевую функцию ее деятельности — от аварийно-восстановительных ремонтов горной техники перейти на профилактические работы. Решение такой задачи возможно только изменением организации системы обеспечения работоспособности горной техники.

В целом, результаты внедрения Положения о ППР 1984—1985 гг. можно оценить положительно. Созданы специализированные подразделения по ремонту, внедрены в практику планирования и учета ремонтных работ элементы АСУ, разработаны программы планирования ремонтов и оптимальной загрузки ремонтных мощностей.

В 1990 г. институтом "НИИОГР" была разработана и внедрена на ряде предприятий угольной промышленности система ППР, учитывающая объемы переработанной горной массы, горно-геологические и климатические условия, что позволило практически полностью использовать ресурс единицы техники. Основой системы ППР явилась структура ремонтного цикла.

Практика эксплуатации показывает, что ресурс экскаваторов после первого капитального ремонта восстанавливается лишь на 70...80 %, поэтому была принята двухцикловая структура ремонта.

Наработка на ремонтный цикл переработанной горной массы:

$$T_p = V_k k_1 k_2 k_3, \text{ м}^3, \quad (1)$$

где V_k — вместимость ковша, м^3 ; k_1 — коэффициент, выражающий отношение среднего ресурса до капитального ремонта к вместимости ковша (для экскаваторов-механических лопат $k_1 = 1,76 \cdot 10^6$, для экскаваторов-драглайнов $k_1 = 1,68 \cdot 10^6$); k_2 — коэффициент учета условий эксплуатации, равный для мягких пород 0,8, для полускальных — 1,0, для скальных — 1,2; k_3 — коэффициент восстановления ресурса, для первого ремонтного цикла (от ввода в эксплуатацию до капитального ремонта) равен 1, для последующих — 0,8.

Наработку на текущий ремонт T_T рассчитывают по формуле

$$T_T = V_k k_2 k_4, \text{ м}^3, \quad (2)$$

где k_4 — коэффициент, выражающий отношение среднего ресурса быстроизнашивающихся деталей (кроме канатов и зубьев) к вместимости ковша (для экскаваторов-механических лопат $k_4 = 0,044 \cdot 10^6$).

Наработка на техническое обслуживание:

$$T_{To} = 0,5 T_T. \quad (3)$$

Нормативы периодичности технического обслуживания и ремонта экскаваторов приведены в табл. 2.

Продолжительность ремонтного цикла в годах:

$$m_{i(\text{год})}^n = \frac{Q_k}{q}, \quad (4)$$

где Q_k — наработка на капитальный ремонт, млн м^3 ; q — годовая производительность оборудования, $\text{млн м}^3/\text{год}$; n — число циклов.

Нормативы продолжительности ремонта и технического обслуживания экскаваторов приведены в табл. 3.

При подготовке Положения были учтены: производительность передовых бригад отрасли, реальные условия эксплуатации, предложения работников технических служб предприятий и, в известной степени, результаты сложившейся системы учета и отчетности.

Таблица 2

Экскаватор	Наработка на ремонт, млн м^3 горной массы (породы III категории)			
	Первый ремонтный цикл		Второй ремонтный цикл	
	K	T	K	T
ЭКГ-5А	9,0	1,5	7,2	1,2
ЭКГ-8И	13,0	2,2	10,8	1,8
ЭКГ-10	17,0	2,8	14,0	2,3
ЭКГ-12	19,0	3,2	16,0	2,7
ЭКГ-15	26,4	4,4	21,0	3,5
Р&Н	23,0	3,8	19,2	3,2

Таблица 3

Экскаватор	Производительность, календ. сут				
	K	C	T	$T_{\text{мес}}$	$T_{\text{сез}}$
ЭКГ-5А	40	25	12	2	2
ЭКГ-8И	60	28	17	3	3
ЭКГ-12	70	35	26	3	3
ЭШ-10/70	62	33	26	3	3

Структура ремонтного цикла для большинства экскаваторов была принята следующая:

$$B - T_1 - T_2 - C - T_1 - T_2 - K_1,$$

где B — ввод в эксплуатацию; T_1, T_2 — текущие ремонты; C — средние ремонты; K_1 — капитальный (первый) ремонт.

Двухцикловая система (с момента ввода в эксплуатацию до первого капитального ремонта) характеризуется наработкой на все виды ремонта на 20 % больше, чем от капитального первого до капитального второго. Кроме того, дважды в год проводится сезонное техническое обслуживание горных машин.

Исследования по применению систем ППР легли в основу разработки "Методического положения о планово-предупредительных ремонтах горного оборудования для открытых горных работ на основе технической диагностики" в 2002 г.

Технологическая часть этого Положения предусматривает техническую диагностику горной техники (органолептическую, инструментальную и с помощью приборов). Целью диагностирования является оценка основных рабочих параметров, выявление скрытных неисправностей, предотвращение их развития, а также корректировку объемов работ по техническому обслуживанию и ремонту, прогнозирование ресурса деталей, узлов и системы в целом.

Определение нормативов продолжительности и затрат труда на ТО и ремонт горных машин базируется в данном случае на исследовании технологических процессов ремонтных работ, где прежде всего необходимо регламентировать рациональную последовательность разборочно-сборочных работ, которая зависит от вида ремонта и может значительно различаться даже для однотипного оборудования.

Установлено, что одной из причин низкого качества обслуживания горной техники является отсутствие обоснованного состава и регламента ремонтных воздействий. Регламентированный состав работ определяется в целях предотвращения прогрессивного нарастания износа, исключения преждевременного появления отказов узлов и агрегатов.

Одним из элементов Положения является стандартизация рабочих процессов. Как показывает практика, избежать отклонений от установленных условий ведения технологического процесса ремонта горной техники невозможно. Однако любое отклонение вызывает дополнительное потребление ресурсов и, следовательно, рост затрат. В целях рационального использования ресурсов в ремонтном производстве необходимо учитывать все отклонения по объектам и технологическим процессам.

В зависимости от ритмичности процесса ремонта горной техники определяется уровень его стандартизации. Стандарты задаются по уровню эффективного использования оборудования, инструмента, оснастки, рабочего времени ремонтного персонала и ресурсов, вовлекаемых в процесс ТО и ремонта, и являются в дальнейшем основанием для определения эффективности функционирования ремонтной службы.

Для каждого вида работ составляется регламент технологических операций, включающий затраты труда на их выполнение, параметры технологического процесса и условия выполнения ремонтных работ.

Таким образом, стандартизация технологических процессов и устранение отклонений от установленных стандартов выполнения ремонтных работ становятся одним из инструментов улучшения организации ремонтного обслуживания. Она позволяет планировать и прогнозировать работу ремонтной службы горно-добывающего предприятия в целом, а также выявлять и использовать внутренние резервы.

Список литературы

1. **Андреева Л. И.** Организационные основы системы обеспечения работоспособности горного оборудования на угольных разрезах: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1999. С. 47—48.
2. **АК "АЛРОСА".** Стратегия развития ремонтного производства в АК "АЛРОСА" // Отчет о научно-исследовательской работе. Мирный, 2006. 73 с.
3. **Методическое** положение о планово-предупредительных ремонтах горного оборудования для открытых горных работ на основе технической диагностики. Челябинск, 2002. 56 с.

А. А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **И. Д. Богомолов**, д-р техн. наук, проф.,
П. В. Буйанкин, ст. преп., **А. В. Воробьев**, канд. техн. наук, доц., КузГТУ, г. Кемерово
E-mail: pv.buyankin@gmail.com, vorob@tpu.ru.

Оценка эксплуатационных нагрузок на опорно-поворотное устройство экскаваторов-мехлопат

Представлены краткие результаты определения эксплуатационных нагрузок на элементы опорно-поворотного устройства экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия. Приведены рекомендации по снижению влияния рассчитанных нагрузок на напряжения в конструкции.

Ключевые слова: экскаватор-мехлопата, опорно-поворотное устройство, эксплуатационные нагрузки, напряжения в конструкции, центральная цапфа.

A. A. Khoreshok, I. D. Bogomolov, P. V. Buyankin, A. V. Vorobiev

Assessment of Operating Loads on Supporting and Turning Arrangement of Shovel

Presents summary results of the determination of operating loads on elements supporting and turning arrangement shovel and comprehensive assessment of their impact. Recommendations on reduction of influence of the calculated loads on stress in the structure.

Keywords: shovel, supporting and turning arrangement, operating loads, stress in the structure, center pin.

Экскаваторы-мехлопаты на открытых горных работах являются ведущим звеном технологического процесса добычи полезного ископаемого, причем эксплуатируются в сложных условиях. Внеплановые простои экскаваторов, неизбежно возникающие в процессе эксплуатации, оказывают негативное влияние на эффективность работы всего предприятия.

Анализ внеплановых простоев парка экскаваторов-мехлопат крупнейшей компании по добыче угля открытым способом — ОАО "УК "Кузбасс-разрезуголь", позволил установить, что одним из наиболее часто встречающихся отказов являются поломки элементов опорно-поворотного устройства, при этом число поломок центральной цапфы составляет до трети от всех отказов. Среднее время восстановления работоспособности оставляет до 48 ч, что связано с необходимостью наличия запасных частей, механизации ремонтных работ и пр.

При выполнении экспертных обследований экскаваторов с различными сроками службы установлено, что одним из распространенных дефектов центральных цапф являются трещины ее верхней части, приводящие к излому, поэтому для более полного изучения причин разрушения был прове-

ден фрактографический анализ поверхности излома. В результате этого выявлены направление развития дефекта и предположения об условиях его образования, а именно воздействие при эксплуатации основных и аварийных нагрузок.

Также установлено, что наибольшему износу (раскатыванию) подвержена передняя часть верхнего рельса. Это свидетельствует о наибольших эксплуатационных нагрузках, возникающих при работе в сложных забоях при наличии наклона экскаватора.

При анализе справочной [1] и конструкторской [2] документации установлено, что при расчете опорно-поворотных устройств карьерного экскаватора ЭКГ-10 не учитываются динамические нагрузки, возникающие от движения и степени наполнения ковша горной массой за время черпания. Наклон экскаватора и его поворотной платформы в указанных материалах не принимался, поэтому его наличие также служит дополнительной причиной увеличения нагрузок.

С учетом изложенного выше для оценки влияния усилий резания и напора, наклона поворотной платформы на опорно-поворотное устройство экскаватора ЭКГ-10 выведены формулы расчета экс-

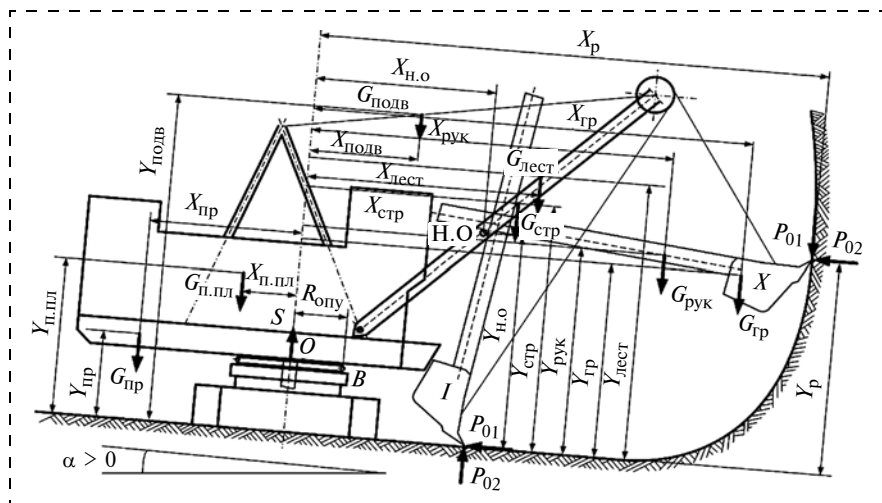


Рис. 1. Схема расположения элементов механической системы экскаватора ЭКГ-10 при определении нагрузок на его опорно-поворотное устройство

плутационных нагрузок [3]. Схема расположения элементов его механической системы приведена на рис. 1.

На рис. 1 и в формулах (1)–(9) приведены следующие обозначения: $G_{пр}$, $G_{пл}$, $G_{подв}$, $G_{стр}$, $G_{лест}$, $G_{рук}$, $G_{гр*i*}$ — массы противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием, подвески стрелы (канаты, подкосы и пр.), лестницы стрелы, ковша с подвеской и рукояти, вес грунта в i -м положении ковша за время черпания ($i = 1 \dots 10$); G — общий вес механической системы; $X_{пр}$, $X_{пл}$, $X_{подв}$, $X_{стр}$, $X_{лест}$, $X_{рук}$, $X_{гр*i*}$, X_G , $Y_{пр}$, $Y_{пл}$, $Y_{подв}$, $Y_{стр}$, $Y_{лест}$, $Y_{рук}$, $Y_{гр*i*}$, Y_G — координаты центра масс противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием,

подвески стрелы, лестницы стрелы, ковша с подвеской и рукояти, а также механической системы; $X_{н.о}$ и $Y_{н.о}$ — координаты напорной оси; X_p и Y_p — координаты точки приложения точки резания P_{01} и усилия напора P_{02} ; S — отрывающее усилие в центральной цапфе; $R_{опу}$ — радиус роликового круга; B — место (точка) расположения переднего ролика; α — угол наклона в продольном направлении; dK/dt — количество движения механической системы, зависящее от движения ковша и рукояти и наполнения ковша горной массой; $G_{гр}^{max}$ — максимальная масса грунта в ковше; $K_{zi} = 0,1 \dots 1$ —

коэффициент заполнения ковша грунтом в его i -м положении ($i = 1 \dots 10$); ω — угловая скорость поворота ковша и рукояти относительно напорной оси; v — скорость выдвижения рукояти; t — время черпания.

На рис. 1 не показаны следующие параметры: β — угол наклона в поперечном направлении; $l_{н.о}^{рук}$ — расстояние от центра массы рукояти до напорной оси; $l_{н.о}^{гр}$ — расстояние от центра массы грунта в ковше до напорной оси; a — расстояние от зуба до центра масс ковша.

Координаты центра масс механической системы вращающейся части экскаватора определены в зависимости от движения и степени наполнения ковша горной массой при черпании:

$$X_{C_i} = \frac{X_{пр} G_{пр} + X_{пл} G_{пл} + X_{подв} G_{подв} + X_{стр} G_{стр} + X_{лест} G_{лест} + X_{рук_i} G_{рук} + X_{гр_i} G_{гр_i}}{G}; \quad (1)$$

$$Y_{C_i} = \frac{Y_{пр} G_{пр} + Y_{пл} G_{пл} + Y_{подв} G_{подв} + Y_{стр} G_{стр} + Y_{лест} G_{лест} + Y_{рук_i} G_{рук} + Y_{гр_i} G_{гр_i}}{G}. \quad (2)$$

Вес грунта в ковше в i -м положении ковша определяется формулой

$$G_{гр_i} = G_{гр}^{max} K_{zi}. \quad (3)$$

Координаты центра тяжести грунта в ковше в i -м положении за время черпания:

$$X_{гр_i} = X_{н.о} + (vt_i + l_{н.о}^{гр}) \sin \omega t_i; \quad (4)$$

$$Y_{гр_i} = Y_{н.о} - (vt_i + l_{н.о}^{гр}) \cos \omega t_i. \quad (5)$$

Координаты центра тяжести рукояти и ковша в i -м положении за время черпания:

$$X_{рук_i} = X_{н.о} + (vt_i + l_{н.о}^{рук}) \sin \omega t_i; \quad (6)$$

$$Y_{рук_i} = Y_{н.о} - (vt_i + l_{н.о}^{рук}) \cos \omega t_i. \quad (7)$$

Координата X_{Gi} точки пересечения линии действия равнодействующей всех сил тяжести поворотной платформы или веса G с ее опорной поверхностью имеется при наличии наклона, при этом

передний ролик (точка B) является ребром опрокидывания, проявляющимся при потере устойчивости:

$$X_{G_i} = X_{G_i} + Y_{G_i} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

Потеря устойчивости поворотной платформы приводит к увеличению отрывающего усилия S в центральной цапфе, зависящего от времени черпания, усилий резания и напора:

$$S_i = -\frac{1}{R_{\text{опу}}} [G(R_{\text{опу}} - X_{C_i}) \times \cos \alpha \cos \beta - Y_{C_i} \sin \alpha \sin \beta] + (X_p - R_{\text{опу}})((-P_{01} \sin(\omega t_i) + P_{02} \cos(\omega t_i)) + Y_p(P_{01} \cos(\omega t_i) + P_{02} \sin(\omega t_i))). \quad (9)$$

В результате изучения построенной в программе MathCAD траектории центра масс поворотной платформы установлено, что при наклоне платформы на 12° координаты точки пересечения линии действия веса G с опорной поверхностью радиусом $R_{\text{опу}} = 1900$ мм изменяются от 0,27 до 2,41 м, что приводит к потере устойчивости платформы. При этом нахождение этой координаты над передним роликом будет при наклоне экскаватора в продольном направлении 4° при завершении черпания (рис. 2).

С использованием теоремы об изменении главного вектора количества движения механической системы определены основные реакции связей в опорно-поворотном устройстве (см. рис. 1 и 3), которые даны в формулах (10)–(12).

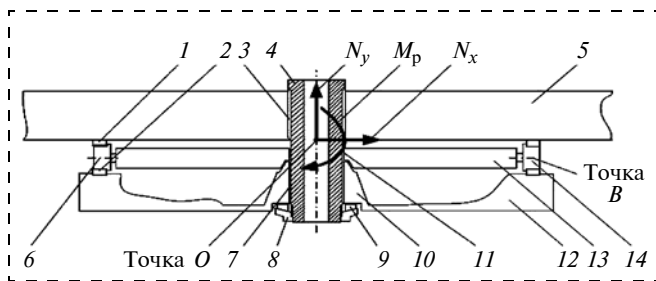


Рис. 3. Схема общей конструкции опорно-поворотного устройства и расположения реакций связей: 1 – верхний рельс; 2 – нижний рельс; 3 – втулка (верхний и нижний пояса) поворотной платформы; 4 – центральная цапфа; 5 – поворотная платформа; 6 – роликовый круг; 7 – втулка нижней рамы; 8 – гайка центральной цапфы; 9 – сферическая шайба; 10 – отливка нижней рамы; 11 – втулка сепаратора роликового круга; 12 – нижняя рама; 13 – сепаратор роликового круга; 14 – передний ролик (точка B); N_x – горизонтальная составляющая нагрузок; N_y – вертикальная составляющая нагрузок; M_p – реактивный (изгибающий) момент

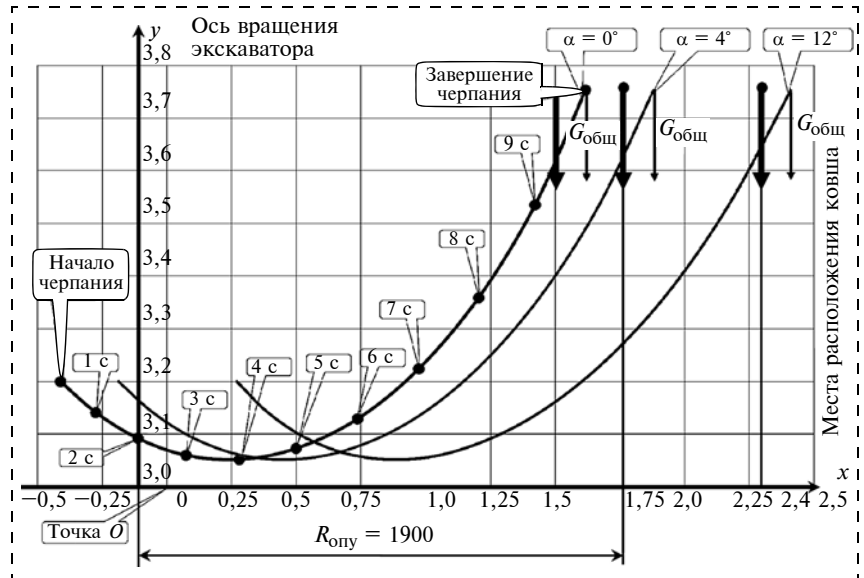


Рис. 2. Траектория центра масс механической системы поворотной платформы экскаватора ЭКГ-10 и узлов, расположенных на ней, при различных углах наклона поворотной платформы

Основные нагрузки, имеющие статистическую и динамическую составляющие, выраженные через реакции связей, воздействующие на опорно-поворотное устройство:

$$N_x = \Sigma N_x^{\text{CT}} + \Sigma N_x^{\text{ДИН}} = (-\Sigma G_{ix}) - \left(P_{01x} + P_{02x} - \frac{dK_x}{dt} \right) = -\Sigma G_{ix} - P_{01x} - P_{02x} + \frac{dK_x}{dt} = -[G_{\text{пр}} + G_{\text{п.пл}} + G_{\text{подв}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{лест}} + G_{\text{рук}} + K_3 t] \times g \sin \alpha \cos \beta - P_{01} \cos(\omega t_i) - P_{02} \sin(\omega t_i) + K_3 [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}} + a) \omega \cos(\omega t_i) + v \sin(\omega t_i)] + K_3 t [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}} + a) (-\omega^2 \sin(\omega t_i) + 2v \omega \cos(\omega t_i))] + G_{\text{рук}} [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}}) (-\omega^2 \sin(\omega t_i) + 2v \omega \cos(\omega t_i))]; \quad (10)$$

$$N_y = \Sigma N_y^{\text{CT}} + \Sigma N_y^{\text{ДИН}} = (-\Sigma G_{iy}) - \left(P_{01y} + P_{02y} - \frac{dK_y}{dt} \right) = -\Sigma G_{iy} - P_{01y} - P_{02y} + \frac{dK_y}{dt} = [G_{\text{пр}} + G_{\text{п.пл}} + G_{\text{подв}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{лест}} + G_{\text{рук}} + K_3 t] \times g \cos \alpha \sin \beta - P_{01} \sin(\omega t_i) - P_{02} \cos(\omega t_i) + K_3 [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}} + a) \omega \sin(\omega t_i) + v \cos(\omega t_i)] + K_3 t [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}} + a) \omega^2 \cos(\omega t_i) + 2v \omega \sin(\omega t_i)] + G_{\text{рук}} [(vt + l_{\text{н.о}}^{\text{рук}}) \omega^2 \cos(\omega t_i) + 2v \omega \sin(\omega t_i)]; \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
M_p = & (Y_{\text{пр}}G_{\text{пр}} + Y_{\text{п.пл}}G_{\text{п.пл}} + Y_{\text{подв}}G_{\text{подв}} + \\
& + Y_{\text{стр}}G_{\text{стр}} + Y_{\text{лест}}G_{\text{лест}} + Y_{\text{рук}}G_{\text{рук}} + Y_{\text{гр}}K_3t) \times \\
& \times g\sin\alpha\cos\beta + (X_{\text{пр}}G_{\text{пр}} + X_{\text{п.пл}}G_{\text{п.пл}} + X_{\text{подв}}G_{\text{подв}} + \\
& + X_{\text{стр}}G_{\text{стр}} + X_{\text{лест}}G_{\text{лест}} + X_{\text{рук}}G_{\text{рук}} + X_{\text{гр}}K_3t) \times \\
& \times g\cos\alpha\sin\beta - Y_p(P_{01}\cos(\omega t_i) + P_{02}\sin(\omega t_i)) - \\
& - X_p(-P_{01}\sin(\omega t_i) + P_{02}\cos(\omega t_i)) + \\
& + Y_{\text{рук}}G_{\text{рук}}\ddot{X}_{\text{рук}} + Y_{\text{гр}}G_{\text{гр}}\ddot{X}_{\text{гр}} - \\
& - X_{\text{рук}}G_{\text{рук}}\ddot{Y}_{\text{рук}} - X_{\text{гр}}G_{\text{гр}}\ddot{Y}_{\text{гр}}.
\end{aligned} \quad (12)$$

В результате аналитических расчетов в программе MathCAD получены значения максимальных эксплуатационных нагрузок, которые приведены в таблице.

Анализ полученных результатов показывает, что воздействие внешних сил (эксплуатационных нагрузок) приводит к знакопеременным значениям нагрузок в опорно-поворотном устройстве, которые негативно влияют на его элементы и приводят к изменению напряжений, следовательно, к износу элементов и поломкам оборудования.

Для комплексной оценки воздействия эксплуатационных нагрузок на опорно-поворотное устройство выполнен расчет напряженно-деформированного состояния с использованием системы SolidWorks Simulation. Геометрическая модель опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10 (в разрезе), выполненная с приложением максимальных расчетных нагрузок, приведена на рис. 4 (см. 4-ю стр. обложки).

Установлено, что наиболее нагруженным элементом опорно-поворотного устройства является центральная цапфа. Максимум напряжений на цапфе расположен в области галтели, дополнительным концентратором напряжений является отверстие под рымболт, выходящее на вертикальную

стенку цапфы. На рис. 5 (см. 4-ю стр. обложки) изображена центральная цапфа и показана ее область, в которой полученные напряжения превышают предел текучести материала (275 МПа для стали 40).

Рассматривая полученные методом конечных элементов результаты, получено подтверждение причин поломок центральной цапфы и износа верхнего рельса опорно-поворотного устройства.

Имеющиеся максимальные напряжения на центральной цапфе превышают предел текучести материала, следовательно, являются причиной разрушения. Также подтверждено, что отверстие под рымболт является дополнительным концентратором.

Изучение характера нагружения мест контакта верхнего рельса и роликов роликового круга также подтверждает, что наиболее нагружены семь передних роликов, при этом передний подвержен максимальным напряжениям.

Для снижения влияния эксплуатационных нагрузок на конструкцию центральной цапфы предложен перенос отверстий под рымболты ближе к оси (было 230 мм, предложено 165 мм) и увеличение радиуса галтели с 10 до 25 мм, что не повлечет значительного изменения конструкции остальных (сопряженных) элементов опорно-поворотного устройства.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния опорно-поворотного устройства с центральной цапфой, имеющей усовершенствованную конструкцию, приведены на рис. 6 (см. 4-ю стр. обложки).

Данная картина свидетельствует о снижении эксплуатационных нагрузок на элементы опорно-поворотного устройства в 10 раз, соответственно будут снижены внеплановые отказы по причине разрушения конструкции, следовательно, возрастет коэффициент технической готовности экскаватора в целом.

Значения максимальных расчетных эксплуатационных нагрузок в опорно-поворотном устройстве экскаватора ЭКГ-10

Параметр	Без наклона		При наличии наклона 12°	
	Начало черпания	Завершение черпания	Начало черпания	Завершение черпания
Отрывающая нагрузка, кН	–624	2376	–542	2494
Горизонтальная нагрузка, кН	334,9	90,9	867,4	674,2
Момент реактивный, кН·м	–1758,8	9050	–28,1	11122
Вертикальная нагрузка, кН	2472	3154	2406	3082

Список литературы

1. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 6-е изд. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
2. ПО "Ижорский завод им. Жданова". Расчет моментов инерции экскаватора ЭКГ-10. 3532.00.00.000 РР1, 1983.
3. Хорешок А. А., Соколова Е. К., Буянкин П. В. Исследование причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия на нагрузки опорно-поворотного устройства // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 3. С. 11–14.



ежегодная национальная выставка
ВУЗПРОМЭКСПО 2014
русская наука — основа индустриализации



В сентябре стартует национальная выставка-форум «ВУЗПРОМЭКСПО 2014»

С 29 по 30 сентября 2014 года в старейшем выставочном комплексе столицы «Гостиный двор» пройдет вторая по счету национальная выставка-форум «ВУЗПРОМЭКСПО. Отечественная наука — основа индустриализации».

Организаторами мероприятия выступают Министерство науки и образования Российской Федерации, Министерство экономического развития Российской Федерации и Министерство промышленности и торговли Российской Федерации. Стратегические партнеры выставки — промышленные госкорпорации «Ростех» и «Росатом».

Основной целью мероприятия является — демонстрация современных и научных разработок, направленных на модернизацию российской промышленности, а также выстраивание тесного взаимодействия организаций реального сектора экономики с российскими вузами, направленного на ускорение инновационного развития экономики России.

В прошлом году в экспозиции приняло участие около восьмидесяти предприятий и ста вузов со всех регионов России.

Среди них лучшие высшие учебные заведения страны: «Московский государственный технологический университет СТАНКИН», представивший на суд жюри опытно-конструкторские разработки по линии Государственного инженерного центра и информационно-образовательные системы для развития высшего образования и переподготовки специалистов, «Национальный исследовательский Томский государственный университет» — автор уникальных технологий по производству малотоксичных материалов, используемых в промышленной отрасли, «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)», продемонстрировавший новые авангардные материалы для современных отраслей науки и технологии в областях: ракетно-космической техники, информатики, медицины и т. д.

А также представители бизнес-сектора — крупнейшие отечественные предприятия: Аэрофлот, ОАО «Концерн радиостроения ВEGA», ООО «Металл-групп», АК «Рубин», ОАО «Эфко» и многие другие.

Выставка «ВУЗПРОМЭКСПО 2014» обещает быть еще более масштабной, чем прошлогоднее событие, так как к ее организации будет приложено максимум усилий. Среди особых гостей мероприятия в этом году ожидается увидеть: Заместителя Председателя Правительства РФ — Ольгу Юрьевну Голодец, Министра образования и науки РФ — Дмитрия Викторовича Ливанова, Директора Департамента инновационного развития Министерства экономического развития РФ — Артема Евгеньевича Шадрина и других представителей органов исполнительной власти страны.

Экспозиция будет работать два дня, в течение которых высшим учебным заведениям и предприятиям предстоит продемонстрировать свои новейшие разработки в таких научных областях, как: машиностроение, информационно-телекоммуникационные, транспортные и космические системы, индустрия наносистем и материалов и т. д.

В рамках работы выставки представителям производственных компаний будет предоставлена возможность подписать соглашения с вузами о покупке технологических новшеств, либо о партнерстве и начале совместной инновационной деятельности с конкретными высшими учебными заведениями.

Формат мероприятия останется неизменным. Поэтому, как и в прошлом году он будет включать экспозиционную часть и деловую программу, участники которой смогут обсудить на постоянно действующем форуме все интересующие их вопросы, касающиеся кооперации российских высших учебных заведений и промышленных организаций.

Организаторы выставки уверены, что «ВУЗПРОМЭКСПО 2014» станет отличной коммуникационной площадкой для вузов и предприятий, заинтересованных в инновационном развитии страны, а также в укреплении собственных позиций на внутреннем и внешнем рынке.

Подробности об участии в выставке будут представлены на сайте www.vuzpromexpo.ru

Некоторые пояснения к блоку англоязычной информации

(см. также 3-ю стр. обложки)

Издательство "Новые технологии", выпускающее шесть научно-технических журналов, принимает меры к их включению в международную наукометрическую базу "Scopus", являющуюся наряду с базой данных Web of Science (WoS) одной из двух глобальных систем. Если БД WoS охватывает фундаментальные науки, то БД Scopus, отражая и эту сферу знания, включает также широкий спектр прикладных и инженерных отраслей.

Первым шагом по вступлению в БД Scopus (далее просто Scopus) является подготовка англоязычной информации о журнале. Читатели уже могли обратить внимание, что в журнале "Горное оборудование и электромеханика" появился англоязычный титул. Но это наиболее простая часть подготовки. Главное же — англоязычное сопровождение статей, основные требования к которому кратко даны на 3-й стр. обложки.

Ниже приведены отдельные пояснения.

1. *Фамилии и инициалы авторов* указываются в одной из принятых в статье систем транслитерации (см. также требования к списку литературы).

2. *Заглавие* статей должно быть информативным (пример неконкретности: "К вопросу о ..."), допускается использовать только общепринятые сокращения. В переводе заглавий не должно быть транслитераций с русского языка, кроме, например названий приборов и др. объектов, имеющих

собственные имена. Требования об отсутствии транслитераций касается также авторского резюме (аннотаций) и ключевых слов.

3. Конкретизируя требования к *аннотации*, подчеркнем, что аннотация на английском языке в русскоязычном издании является для иностранного читателя единственным источником информации о содержании статьи. Зарубежные специалисты по аннотации должны оценить публикацию, определить интерес к работе автора и сделать на нее ссылку, запросить полный текст статьи и т. д. Таким образом, аннотация, по сути дела, независимый от статьи источник информации.

В связи с этим англоязычная аннотация не должна быть простым переводом с русскоязычной, так как перед ней ставятся существенно иные задачи. Решению этих задач будет способствовать применение англоязычной специальной терминологии.

4. *Список литературы* (References) в романском алфавите (латинице). В дополнение к приведенному на 3-й стр. обложки отметим, что одно из обязательных требований при включении в References ссылок на переводные издания: указывать реквизиты (авторы, название, место и время издания) *на языке оригинала* и только затем (в квадратных скобках) в транслитерированном с русского языка виде.

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Е.В. Конова. Корректор Е.В. Комиссарова.

Сдано в набор 16.04.2014. Подписано в печать 27.05.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО614. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Оригинал-макет ООО "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.