

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Разработана математическая модель расчета оптимальных скоростей движения автосамосвалов в карьерах, основанная на комбинации классической теории автомобиля с современными ГИС и GPS-технологиями, что обеспечивает максимальную производительность и минимальный расход топлива автотранспорта.

Розроблена математична модель розрахунків оптимальних швидкостей руху автосамоскидів у кар'єрах, яка заснована на комбінації класичної теорії автомобіля із сучасними ГІС і GPS-технологіями, що забезпечує максимальну продуктивність і мінімальну витрату палива автотранспорту..

The considered principles of increase of technological and ecological efficiency of exploitation of kar"ernikh avtosamoskidiv are by application of radionavigaciynogo vstatkuvannya and modern information technologies which provide the observance of the optimum speed modes of motion of motor transport in kar"eri.

Вступление. Ежегодно автомобильным транспортом перевозится около 80% грузов и 75% пассажиров. Среди автомобилей, которые используются, наибольшими являются карьерные самосвалы. Расход топлива карьерными автосамосвалами является важнейшим экономическим показателем эксплуатации карьерного автотранспорта. Кроме того, он определяет загрязнение карьерного пространства продуктами сгорания топлива. Поэтому конструкторы машин и технологи стремятся повысить их топливную экономичность, определить оптимальные (рациональные) режимы работы транспорта на участках трассы в карьерах с точки зрения достижения ими максимальной производительности и минимального расхода топлива.

Большегрузные автосамосвалы являются интенсивными и постоянно действующими передвижными источниками загрязнения воздуха в карьерах. Выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания представляют сложную многокомпонентную смесь и сегодня в их составе определяется уже более 280 разных компонентов. К группе токсичных веществ относятся: оксид углерода, углеводные соединения, альдегиды, оксиды азота, диоксид серы, твердые частицы сажи, а также полициклические ароматические углеводороды, наиболее активным из которых является канцерогенное вещество - бензапирен.

Анализ известных математических моделей движения автомобиля, показал принципиальную возможность их применения к определению расчетным путем оптимальных режимов, обеспечивающих максимальную производительность и топливную экономичность карьерного автотранспорта [1, 2, 3, 4]. Однако поддержание этих режимов в реальных условиях эксплуатации транспорта на карьерах, возможно только на основе сочетания классической математической теории автомобиля с современными ГИС и GPS-технологиями.

В этой связи повышение технологической и экологической эффективности эксплуатации карьерных автосамосвалов является в настоящее время актуальной

и своевременной научной задачей.

Цель и задачи исследования. Цель работы - повышение технологической и экологической эффективности эксплуатации карьерных автосамосвалов.

Задача исследований - разработка принципов и математической модели определения оптимальных (рациональных) режимов работы карьерного автотранспорта, обеспечивающих максимальную производительность, минимум расхода топлива и вредных выбросов в атмосферу.

Материалы и результаты исследований. Исследования были проведены для условий карьеров Вольногорского ГМК, где в качестве транспортных средств применяются автосамосвалы БелАЗ-7548, грузоподъемностью 40 т.

Рассмотрим задачу определения рациональных режимов работы транспорта на участках трассы с точки зрения достижения ими максимальной производительности и минимального расхода топлива на основе сочетания классической математической теории автомобиля с современными ГИС и GPS-технологиями т.е. при наличии цифровых карт дорог и рельефа и возможности GPS- контроля скорости движения автосамосвала в карьере.

В этой гибридной математической модели возможность достижения карьерным автотранспортом оптимальных режимов основывается не только на информации о топливно-энергетических характеристиках автомобиля и характеристиках полотна карьерных дорог, но и на учете человеческого фактора водителей.

В классической теории автомобиля, как известно, в качестве основной паспортной характеристики двигателя автомобиля, определяющей его энергетические возможности, используется его так называемая "внешняя скоростная характеристика", т.е. зависимость его эффективной мощности Ne , а также эффективного момента $Me = Ne/\omega$ от частоты вращения n (угловой скорости) двигателя. К числу паспортных характеристик двигателя принадлежит также величина удельного расхода топлива q_e , которая обычно измеряется в г/кВт·ч и является основной топливно-энергетической характеристикой автотранспорта.

Расчеты рациональных параметров карьерного автотранспорта выполнялись на примере самосвала БелАЗ-7548 оснащенного двигателем марки ЯМЗ-240НМ2. Указанные технические характеристики самосвала БелАЗ-7548 приняты в соответствии со справочными данными.

Для возможности расчетного определения оптимальных режимов движения карьерного автотранспорта по участкам карьерных трасс с минимально возможными топливно-энергетическими затратами кроме технических характеристик $Ne(\omega)$ и $q_e(\omega)$, которые соответствуют полной нагрузке двигателя при полной подаче топлива Q_0 , необходимо иметь так называемые "частичные скоростные характеристики" двигателя при неполной частичной подаче топлива. Величина полной подачи топлива в двигатель Q_0 за единицу времени связана с эффективной мощностью Ne формулой

$$Q_0^{(\omega)} = q_e(\omega)Ne(\omega) \quad (1)$$

Обозначим неполную подачу топлива в двигатель через Q . Величина Q

может быть поставлена в зависимость от некоторого условного параметра α , пропорционального линейному или угловому ходу педали управления подачей топлива (на автосамосвале БелАЗ-7548 – это педаль "газа"). Таким образом, $Q=Q(\alpha, \omega)$, причем параметр α можно выбирать так, чтобы значению $\alpha=1$ (или $\alpha=100\%$) соответствовала полная подача $Q(1, \omega) = Q_0(\omega)$.

При неполной подаче топлива изменяется величина удельного расхода горючего на кВт ч. Обозначим эту величину $q(\alpha, \omega)$, причем $q(1, \omega) = q_e(\omega)$.

При неполной подаче топлива мощностная характеристика двигателя $N(\alpha, \omega)$ пропорциональна подаче топлива $Q(\alpha, \omega)$.

$$N(\alpha, \omega) = \frac{Q(\alpha, \omega)}{q(\alpha, \omega)} \quad (2)$$

Параметр α удобно выбирать так, чтобы неполную подачу можно было выразить в долях (или процентах) от полной подачи Q_0 , т.е.

$$Q(\alpha) = \alpha Q_0 \quad \alpha \leq 1 \quad (3)$$

В этом случае мощность двигателя при неполной подаче будет равна

$$N(\alpha, \omega) = \frac{\alpha \cdot Q_0(\alpha, \omega)}{q(\alpha, \omega)} = \frac{\alpha \cdot q_e(\omega) Ne(\omega)}{q(\alpha, \omega)}.$$

Если зависимость $q(\alpha, \omega)$ в паспортных данных отсутствует, то в первом приближении можно принять правдоподобную гипотезу о том, что удельный расход топлива на один кВт ч остается одним и тем же, независимо от полноты подаваемого топлива α , т.е.

$$q(\alpha, \omega) = q_e(\omega) \quad (4)$$

В этом случае, мощность двигателя при неполной подаче топлива, характеризуемой фактором α , будет пропорциональной этому фактору

$$N(\alpha, \omega) = \alpha Ne(\omega) \quad (5)$$

Для определения режимов движения карьерного автотранспорта согласно классической теории автомобиля используют уравнение его плоского движения вдоль дороги

$$m_M \delta_{sp} \frac{dv}{dt} = P_T - P_e - P_\partial, \quad (6)$$

где m_M – масса автомобиля; δ_{sp} – коэффициент приведенной массы, учитывающий инерцию вращающихся деталей автомобиля; P_T – сила тяги; P_e – сила сопротивления воздуха; P_∂ – общая сила сопротивления дороги. При расчете режимов торможения к правой части уравнения (6) следует добавить силу торможения.

Сила сопротивления воздуха P_e равна

$$P_e = c_x \rho_e \frac{v^2}{2} S, \quad (7)$$

где c_x – коэффициент силы сопротивления автомобиля; ρ_e – плотность воздуха; S – характерная площадь автомобиля "в свету".

Оценки показывают, что при скоростях движения $v \leq 10$ м/с величиной силы сопротивления воздуха можно пренебречь по сравнению с величиной силы

сопротивления воздуха P_g можно пренебречь по сравнению с величиной силы сопротивления дороги P_d .

Сила сопротивления дороги P_d состоит из двух составляющих: силы сопротивления подъему P_n и силы сопротивления качению P_k :

$$P_d = P_k + P_n. \quad (8)$$

Сила сопротивления подъему P_n определяется уклоном дороги

$$P_n = G_M i,$$

где G_M – вес автомобиля; i – уклон дороги $i = \operatorname{tg} \alpha_d \cong \alpha_d$. Сила сопротивления качению P_k , если не учитывать влияния динамических нагрузок за счет ускоренного или замедленного движения и считать, что коэффициент сопротивления качению f одинаков для всех колес автомобиля, равна

$$P_k = f G_M.$$

Коэффициент сопротивления качению f определяется по справочной литературе и не зависит от типа и состояния дороги, а также от метеорологических условий.

Таким образом, общее сопротивление дороги P_d равно

$$P_d = (f + i) G_M \equiv \psi G_M, \quad (9)$$

где $\psi = f + i$ – коэффициент сопротивления дороги.

Сила тяги P_{Tj} (на ведущих колесах) на j -ой ступени коробки передач определяется по формуле

$$P_{Tj} = \frac{M_{Tj}}{r_k} = \frac{M_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = \frac{N_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}}{\omega r_k}, \quad (10)$$

где $M_{Tj} = M_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}$ – тяговый момент, приложенный к ведущим колесам автомобиля; u_{jmp} – передаточное число трансмиссии (зависит от ступени передачи j ; $j=1$ – первая передача, $j=2$ – вторая передача и т.д.), r_k – радиус шины автомобиля; η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Величина $N_e \cdot \eta_{mp}$ представляет собой полезную мощность, затрачиваемую на движение автомобиля, N_n .

При движении без пробуксовки и юза угловая скорость вращения колеса ω_{kj} равна:

$$\omega_{kj} = \frac{\omega}{u_{jmp}},$$

а скорость движения автомобиля

$$v_j = \omega_{kj} r_k = \frac{\omega_g r_k}{u_{jmp}}, \quad (11)$$

где v – скорость автомобиля; r_k – радиус колеса.

Формула (10) совместно с (11) определяет зависимость силы тяги автомобиля P_{Tj} от скорости его движения v на каждой из ступеней коробки передач $j=1$,

2, ... при полной подаче топлива к двигателю:

$$P_{Tj}(v_j) = \frac{Ne(v_j)\eta_{mp}}{v_j}, \quad (12)$$

где $Ne(v_j) = Ne \frac{v_j u_{j mp}}{r_k}$.

Тяговая характеристика автосамосвала БелАЗ-7548, рассчитанная по формулам (2) и (3), приведена на рис. 1.

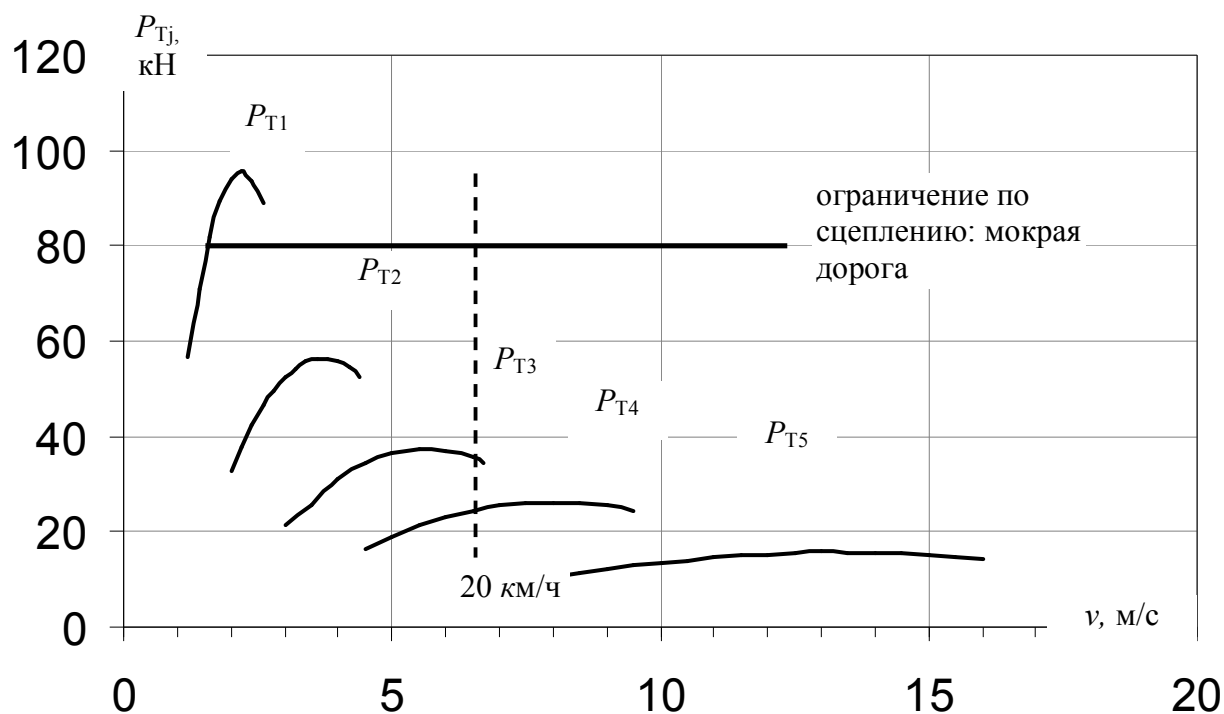


Рис. 1. Тяговая характеристика автосамосвала БелАЗ-7548

При неполной подаче топлива тяговое усилие автосредства $P_{Tj}(\alpha, v)$ определяется по формуле

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = \frac{N(\alpha, v_j)\eta_{mp}}{v_j}, \quad (13)$$

где $N(\alpha, v_j)$ — мощность двигателя при неполной подаче топлива $Q = \alpha Q_0$, пересчитанная в зависимости от скорости движения v_j на данной ступени передачи j согласно формуле (11). В предположении, что $q(\alpha, \omega) = q_e(\omega)$, согласно (5) будем иметь

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = \alpha \frac{Ne(v_j)\eta_{mp}}{v_j} = \alpha P_{Tj}(v_j), \quad (14)$$

то есть в данном предположении сила тяги при неполной подаче топлива $P_{Tj}(\alpha, v_j)$ на каждой ступени коробки передач j уменьшается прямо пропорционально коэффициенту неполноты подачи α по сравнению со значением силы тяги $P_{Tj}(v_j)$ при полной подаче топлива.

Величину удельного расхода топлива при неполной подаче его в двигатель $q(\alpha, \omega)$, пользуясь формулой (11), можно также выразить в зависимости от скорости движения автосредства. На j -ой ступени коробки передач

$$q_j(\alpha, v_j) = q\left(\alpha, \frac{v_j u_{jmp}}{r_k}\right). \quad (15)$$

В предположении (4) будем иметь

$$q_j(\alpha, v_j) = q\left(\frac{v_j u_{jmp}}{r_k}\right) = q_{ej}(v_j). \quad (16)$$

Введем понятие удельного путевого расхода топлива на единицу пути q_n , кг/км:

$$q_n^{(\alpha, \omega)} = \frac{q(\alpha, \omega)N(\alpha, \omega)}{v}.$$

На каждой ступени коробки передач j при неполной подаче топлива путевой расход топлива равен

$$q_{nj}(\alpha, v_j) = \frac{q_j(\alpha, v_j)N\left(\alpha, \frac{u_{jmp}v_j}{r_k}\right)}{v_j} = q_j(\alpha, v_j) \frac{P_{Tj}(\alpha, v_j)}{\eta_{mp}} \quad (17)$$

а при полной подаче

$$q_{nj}(v_j) = q_{ej}(v_j) \frac{P_{Tj}(v_j)}{\eta_{mp}} \quad (18)$$

Кроме указанного параметра неполноты подачи топлива α , путевой расход q_n зависит также еще и от других факторов, влияние которых трудно учитываемо и может быть определено только экспериментально по месту использования автосредства. Так на топливную экономичность влияет техническое состояние узлов и агрегатов системы питания, температура охлаждающей жидкости и атмосферы, состояние шасси, регулировка зацепления зубчатых колес главной передачи, давление в шинах и еще ряд других факторов, которые в общем можно охарактеризовать коэффициентом полезного действия η конкретного автомобиля.

Имея частичные тяговые характеристики при неполной подаче топлива $P_{Tj}(\alpha, v_j)$ (формулы (13) и (14)), а также зависимость удельного путе-

вого расхода топлива (формула (17) и (18)), можно ставить вариационную задачу об определении такого закона движения автосредства по трассе, чтобы при этом расход топлива был минимальным.

Общий расход топлива по трассе равен

$$Q = \sum_i \int_0^{l_i} q_n(\alpha, v) dx \quad (19)$$

где интеграл вычисляется по каждому отдельному участку трассы l_i с заданным сопротивлением дороги ψ_i , а суммирование производится по всем участкам трассы.

Если на выражение

$$J_i = \int_0^{l_i} q_n(\alpha, v) dx, \quad (20)$$

смотреть математически как на функционал

$$J[x(t)] = \int_0^{l_i} F(\alpha, \dot{x}) dx, \quad (21)$$

который зависит от закона движения $x(t)$ ($v = \dot{x}$) по данному участку, то, как известно из вариационного исчисления [5], минимум функционала $J[x(t)]$ достигается на функции $x(t)$, которая удовлетворяет условию

$$F_{\dot{x}}(\alpha, \dot{x}) = \text{const}.$$

Поскольку левая часть этого уравнения зависит только от $\dot{x} = v$, то его решением при ($\alpha = \text{const}$) будет одно или несколько постоянных значений $v = \text{const}$.

Таким образом, минимальный расход топлива на каждом участке трассы обеспечивается только при некоторой постоянной скорости движения $v = \text{const}$; любое отклонение от постоянной скорости приводят всегда к увеличению расхода топлива.

Указанные постоянные значения скорости для каждой ступени коробки передач j и каждого параметра неполноты α определяются из уравнения силового баланса (6). При равномерном движении с постоянной скоростью из (6) имеем уравнение

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = P_e + P_d \quad (22)$$

решение которого при заданном сопротивлении дороги P_d определяет скорость равномерного движения на заданной ступени коробки передач j .

Схема получения решения уравнения (22) проиллюстрирована графически на рис. 2.

Фактическое решение уравнения (22) осуществлялось при помощи ПЭВМ путем занесения всей информации в память и решения уравнения (22) методом Ньютона.

Для каждого заданного участка дороги определялось ψ и общее сопротивление дороги P_0 (силой P_e в процессе решения пренебрегаем). Затем из тяговой зависимости $P_{Tj}(\alpha_j, v_j)$ с указанной степенью градации по α_j находилось решение уравнения (22) при каждом α_j и каждом j .

Затем при помощи зависимостей (17) для каждой из найденных значений скорости v_{ij} находилось значение путевого расхода q_{nij} и из этих значений методом перебора определялась та совокупность i и j , при которых значение q_{nij} оказывалось минимальным. Именно эти параметры i и j называются оптимальными, поскольку они обеспечивают наибольшую топливную экономичность движения транспортного средства и наименьшее количество выбросов в атмосферу вихлопных газов. (В случае, если имелось несколько совокупностей параметров (i, j), при которых величина q_{nij} достигала одинакового минимума, оптимальным считался тот случай, при котором скорость движения больше).

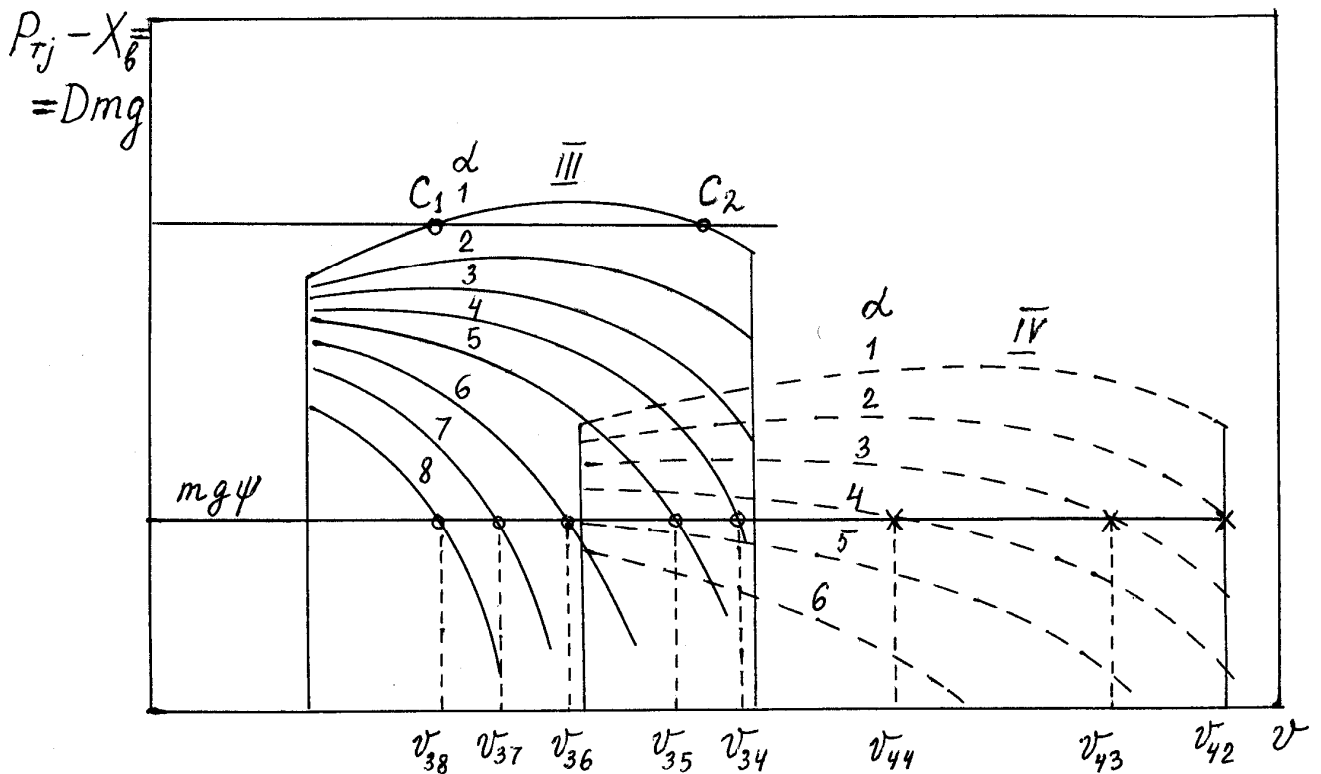


Рис. 2. Схема использования силового баланса автомобиля для определения стационарных скоростей движения при заданном сопротивлении дороги

Для обеспечения оптимальной скорости движения транспортных средств в карьере необходим контроль за их движением в реальном масштабе времени. Такое решение возможно реализовать при совместном использовании разработанной математической модели с ГИС и GPS –технологиями путем разработки и внедрения радионавигационной системы оперативного контроля параметров работы карьерных автосамосвалов.

Выводы.

1. Разработана математическая модель расчета оптимальных скоростей движения автосамосвалов в карьерах основанная на комбинации классической теории автомобиля с современными ГИС и GPS-технологиями, отличающаяся тем, что впервые параметры уклона дорог и величины удельного расхода топлива в математической модели являются величинами переменными, а не заданными. Это позволяет, в реальном масштабе времени, моделировать профиль автодорог и рассчитывать оптимальную скорость движения автосамосвалов на различных участках трассы, что обеспечивает максимальную производительность, минимум расхода топлива и вредных выбросов в атмосферу.

2. Разработана математическая модель движения карьерного автосамосвала, основанная на использовании полиномиальной аппроксимации внешних и частичных скоростных характеристик двигателя, которая позволяет находить аналитическое выражение для скорости равномерного движения самосвала в зависимости от уклона участка дороги, коэффициента сопротивления качению, степени коробки передач, степени неполноты подачи топлива и фактической массы автомобиля.

Список литературы

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля.- М.: Машгиз, 1950.-452с.
2. Павлов В.В. Тягово-скоростные свойства транспортных машин. Теория и расчет: Учебное пособие. -М.: МАДИ, 1991. - 119с.
3. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля.- Киев: Вища школа, 1978.- 168 с.
4. Потапов М.Г. Карьерный транспорт.- М.: Недра, 1985.- 240с.
5. Гельфанд И.М., Фомин С.В. Вариационное исчисление. – М.: ГИФМЛ, 1961.-228 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Собко Б.Ю.
Надійшла до редакції 22.10.2012*

УДК 549.211: 548.73: 548.75 (477)

© Ю.Б. Панов, Ю.А. Проскурня

ТЕМПЕРАТУРЫ ОБРАЗОВАНИЯ ХРОМПИРОПОВ ГЕОБЛОКОВ УКРАИНСКОГО ЩИТА И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ АЛМАЗОНОСНОСТИ

На основании определения содержания никеля в глубинных высокохромистых пиропсах, отобранных в различных областях Украинского щита (УЩ), установлены температурные условия среды их минералообразования. Это один из важнейших параметров, позволяющий оценить перспективы потенциальной алмазности как отдельных кимберлитовых тел, так и блоков УЩ в целом.

На підставі визначення вмісту нікелю в глибинних високохромістих піропах, які були відібрані в окремих ділянках Українського щита (УЩ), встановлені температурні умови середовища їх мінералоутворення. Це є одним з найважливіших параметрів, що дозволяє