УДК 629.3

В. П. Тарасик, О. В. Пузанова

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ГИБРИДНОГО КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.3

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova

PROCEDURE FOR DETERMINING MAIN PARAMETERS AND CHARACTERISTICS OF A HYBRID QUARRY DUMP TRUCK

Аннотация

Предложена методика определения энергетических параметров гибридного карьерного самосвала и оценки эффективности его работы в карьерных условиях. Приведены результаты моделирования процесса движения самосвала в двух карьерах, существенно различающихся параметрами дорожных условий – глубиной и крутизной уклонов. Представлены графики изменения вращающего момента электродвигателя, тягового усилия ведущих колес, скорости и ускорения движения груженого самосвала на различных участках маршрута при подъеме из карьера, а также графики нарастания затрачиваемой тяговыми электродвигателями энергии по пути перемещения. Исследован режим спуска снаряженного самосвала в карьер, его потенциальной энергии и энергии электродинамического торможения самосвала, оценена возможность ее накопления и последующего использования на подъеме из карьера.

Ключевые слова:

гибридный автомобиль, карьерный самосвал, дизельный двигатель, электрогенератор, тяговый электродвигатель, электромеханическая трансмиссия, электромотор-колесо, электродинамическое торможение, накопитель электрической энергии.

Abstract

A procedure is proposed for determining energy parameters of a hybrid quarry dump truck and evaluating the efficiency of its operation in quarries. The results of modeling the process of dump truck motion in the two open pits are presented, the quarries having significantly different parameters of road conditions, such as the depth and steepness of their slopes. The graphs are given which show the changes in electric motor torque, tractive force of the driving wheels, speed and acceleration during a loaded dump truck's motion along different sections of its travel route when driving upwards in the open pit, as well as the graphs showing the increase in energy spent by the electric traction motors along the path of travel. The mode of a dump truck's driving down into the quarry has been investigated, as well as its potential energy and the energy of its electrodynamic braking, and the possibility of accumulation of energy and its subsequent use while driving upwards from the quarry has been evaluated.

Keywords:

hybrid vehicle, quarry dump truck, diesel engine, electric generator, electric traction motor, electromechanical transmission, electric motor wheel, electrodynamic braking, electric energy storage system.

Карьерные самосвалы работают в сложных дорожных условиях. При вывозе груза из карьера самосвал преодолевает крутые затяжные подъемы. Устойчивость движения и производительность самосвала в значительной мере зависят от выбора источника энергии и механизмов преобразования потока энергии при передаче ее к движителям.

На большинстве существующих карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности в качестве

© Тарасик В. П., Пузанова О. В., 2021

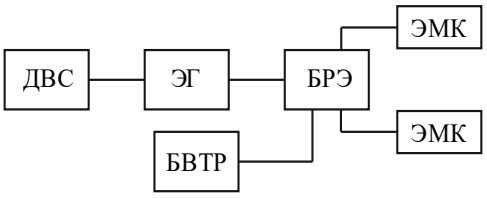
источника энергии используют дизельный двигатель в блоке с электрическим генератором. Преобразование параметров потока электрической энергии генератора при передаче ее к движителям осуществляется посредством электромотор-колес. Последние представляют собой сочетание тяговых электродвигателей с механическими зубчатыми планетарными редукторами, расположенными непосредственно в ведущих колесах. В результате достигается высокая компактность конструкции автомобиля.

Дизель-электрический источник энергии характеризуется стабильным установившимся режимом работы дизеля с высокой топливной экономичностью. При этом снижается токсичность отработавших газов и повышается ресурс дизеля.

Электромеханическая трансмиссия позволяет осуществлять непрерывный подвод энергии к ведущим колесам на тяговом режиме в процессе преодоления подъемов при выезде из карьера и плавное электродинамическое торможение самосвала на спуске в карьер, что способствует стабилизации сцепления колес с опорной поверхностью, обеспечивает устойчивое управляемое движение на виражах и сохранение работоспособности фрикционных тормозных механизмов, которые в данном случае используются в качестве запасных.

Структурная схема рассмотренной комбинации объектов источника энергии и преобразователей потока энергии представлена на рис. 1, *а*.

а)



б)

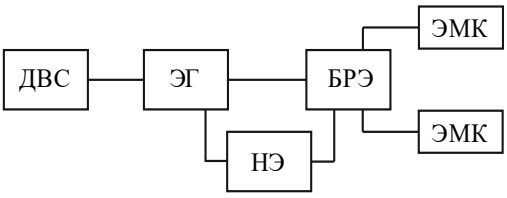


Рис. 1. Структурные схемы карьерного самосвала

Основные компоненты этой схемы: дизельный двигатель ДВС; электрогенератор ЭГ; блок распределения и управления потоком электрической энергии БРЭ, поступающей к электромотор-колесам ЭМК. Блок БРЭ также выполняет функции дифференциала, обеспечивая получение одинаковых вращающих моментов на левом и правом ведущих колесах.

Важным положительным свойством рассматриваемой схемы является обеспечение электродинамического торможения автомобиля. На спуске самосвала в карьер его потенциальная энергия положения преобразуется в электрическую энергию торможения, генерируемую тяговыми электродвигателями и направляемую через БРЭ в блок вентилируемых терморезисторов БВТР, обдуваемых направленным потоком атмосферного воздуха, создаваемого вентиляторной установкой во время торможения. Энергия торможения проходит по цепочке ЭМК – БРЭ – БВТР – воздушная среда. В результате энергия торможения не используется для выполнения полезной работы, а рассеивается в окружающей воздушной среде. Это, безусловно, недостаток данной схемы. Для обеспечения возможности использования энергии электродинамического торможения необходим накопитель энергии. Структурная схема само-

свала с накопителем электроэнергии приведена на рис. 1, *б*.

Автомобили, в которых в качестве источника энергии используют сочетание ДВС и накопителя электрической энергии, называют автомобилями с *комбинированным источником энергии* (КИЭ) или *гибридными автомобилями.*

Цель исследования

Разработка методики определения энергетических параметров и характеристик движения гибридного карьерного самосвала, оценка эффективности его работы в карьерных условиях.

Методика исследования

Рассмотрим вначале определение энергетических параметров автомобиля с источником энергии в составе ДВС–ЭГ согласно структурной схеме на рис. 1, *а*. Максимальная расчетная мощность ДВС P_{ev} определяется из условия обеспечения движения автомобиля с заданной максимальной скоростью $v_{\max}$ на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием:

$$P_{ev} = \frac{m_{\text{а}} g f_v + k_w A_{\text{л}} v_{\max}^2}{(1-k_{\text{в.о}})\eta_{\text{эг}}\eta_{\text{эд}}\eta_{\text{ред}}} v_{\max}, \quad (1)$$

где $m_{\text{а}}$ – полная масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2; f_v – коэффициент сопротивления качению при $v_{\max}$ [1]; k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с^2/м^4; $A_{\text{л}}$ – лобовая площадь автомобиля, м^2; $v_{\max}$ – максимальная скорость, м/с; $k_{\text{в.о}}$ – коэффициент отбора энергии на привод вспомогательного оборудования ДВС и механизмов управления автомобилем; $\eta_{\text{эг}}$ – КПД генератора электрической энергии; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД тягового электродвигателя; $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора ЭМК.

Мощность тягового электродвигателя находится по формуле

$$P_{\text{эд}v} = \frac{P_{ev}(1-k_{\text{в.о}})\eta_{\text{эг}}}{N_{\text{эд}}}, \quad (2)$$

где $P_{\text{эд}v}$ – мощность тягового электродвигателя, Вт; $N_{\text{эд}}$ – количество тяговых электродвигателей, устанавливаемых на проектируемый автомобиль.

Количество тяговых электродвигателей $N_{\text{эд}}$ соответствует количеству ведущих колес.

В соответствии с полученным значением $P_{\text{эд}v}$ подбирается подходящий тяговый электродвигатель из каталога выпускаемых электротехнической промышленностью либо на основе анализа аналогов проектируемого самосвала и выписываются его основные параметры: номинальные значения мощности $P_{\text{эд.ном}}$ и частоты вращения $n_{\text{эд.ном}}$; максимальный допускаемый вращающий момент электродвигателя $M_{\text{эд}\max}$ и соответствующая ему частота вращения $n_{\text{эд}\min}$.

Характеристики вращающего момента $M_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$ и мощности $P_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$ тягового электродвигателя вычисляются на основе выражений

$$M_{\text{эд}} = \begin{cases} M_{\text{эд}\max} & \text{при } 0 \le n_{\text{эд}} \le n_{\text{эд}\min}; \\ \dfrac{30P_{\text{эд.ном}}}{\pi n_{\text{эд}}} & \text{при } n_{\text{эд}\min} < n_{\text{эд}} \le n_{\text{эд}\max}; \end{cases} \quad (3)$$

$$P_{эд} = M_{эд}\pi n_{эд}/30, \quad (4)$$

где $n_{эд}$ – частота вращения вала тягового электродвигателя, рад/с.

Мощность $P_{эд}$ по формуле (4) получается в ваттах.

Передаточное число редуктора электромотор-колес $u_{ред}$ найдем из условия движения самосвала со скоростью v_{max} при $n_{эд.ном}$:

$$u_{ред} = \frac{\pi n_{эд.ном} r_{к0}}{30 v_{max}}, \quad (5)$$

где $r_{к0}$ – радиус качения колес, м.

Характеристики суммарной силы тяги $F_т = f(v)$, развиваемой на осях ведущих колес, динамического фактора $D = f(v)$ и ускорения самосвала $a = f(v)$ определим по формулам

$$F_т = M_{эд} N_{эд} \eta_{эд} u_{ред} \eta_{ред} / r_{к0}; \quad (6)$$

$$D = \frac{F_т - k_w A_л v^2}{m_а g}; \quad (7)$$

$$a = (D - f_v) g / \delta_{п.м}, \quad (8)$$

где $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы, учитывающий влияние вращающихся масс – ведущих колес, редукторов и тяговых электродвигателей электромотор-колес – на величину кинетической энергии автомобиля [1].

Для моделирования движения самосвала в карьере используем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dv}{dt} = \frac{F_т - m_а g \psi - k_w A_л v^2}{\delta_{п.м} m_а}; \\ &\frac{ds}{dt} = v; \\ &\frac{dW_{эд}}{dt} = \frac{M_{эд} N_{эд} u_{ред} v}{r_{к0}}, \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления, $\psi = f_а + h$; $f_а$ – коэффициент сопротивления качению, вычисляемый с учетом зависимости его от скорости [1]; h – продольный уклон дороги; $W_{эд}$ – изменение во времени затраты энергии тяговыми электродвигателями в процессе движения самосвала в карьере на подъеме, Дж.

При моделировании используется информация о параметрах характеристики маршрута движения самосвала в карьере – длины участков $L_{уч i}$ и уклоны h_i на каждом i-м участке.

Результаты исследования

Используем предлагаемую методику для определения энергетических параметров и моделирования движения самосвала в карьерных условиях. Определим величину энергии электродинамического торможения на спуске и оценим эффективность использования ее при движении на подъеме.

Примем при исследовании следующие параметры характеристик карьерного самосвала: грузоподъемность $m_{гр} = 90$ т; полная масса $m_а = 164000$ кг; снаряженная масса $m_0 = 74000$ кг; максимальная скорость $v_{max} = 60$ км/ч; радиус качения колес $r_{к0} = 1{,}231$ м; лобовая площадь $A_л = 26{,}4$ м^2; коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0{,}7$ Н·с^2/м^4; коэффициент сопротивления качению при малой скорости $f_0 = 0{,}02$. Самосвал двухосный с задним ведущим мостом. Следовательно, будут использованы два электромотор-колеса $N_{эд} = 2$.

Необходимую мощность ДВС определим по формуле (1), принимая $k_{во} = 0{,}1$; $\eta_{эг} = 0{,}95$; $\eta_{эд} = 0{,}96$; $\eta_{ред} = 0{,}95$. При заданном v_{max} $f_v = 0{,}0226$. В результате получаем

$P_{ev} = 905{,}5$ кВт. Затем по формуле (2) находим $P_{эдv} = 387{,}1$ кВт.

Выбираем асинхронный тяговый электродвигатель переменного тока с параметрами: $P_{эд.ном} = 380$ кВт; $M_{эд.ном} = 907{,}2$ Н·м при частоте вращения $n_{эд.ном} = 4000$ об/мин; $M_{эд\,max} = 9071{,}8$ Н·м при $n_{эд\,min} = 400$ об/мин.

Принимая $P_{эдv} = P_{эд.ном}$, по формуле (2) скорректируем величину расчетной мощности дизеля $P_{ev} = 889$ кВт.

На рис. 2, *а* приведены характеристики тягового электродвигателя $P_{эд} = f(n_{эд})$, $M_{эд} = f(n_{эд})$, а на рис. 2, *б* – тяговая характеристика самосвала $F_т = f(v)$.

Динамическая характеристика самосвала $D = f(v)$ представлена на рис. 3, *а*, а на рис. 3, *б* – потенциальная характеристика ускорения $a = f(v)$. Характеристика $D = f(v)$ отвечает требованиям ГОСТ Р 52280–2004, согласно которому $D_{max} = \psi_{max} \geq 0{,}25$.

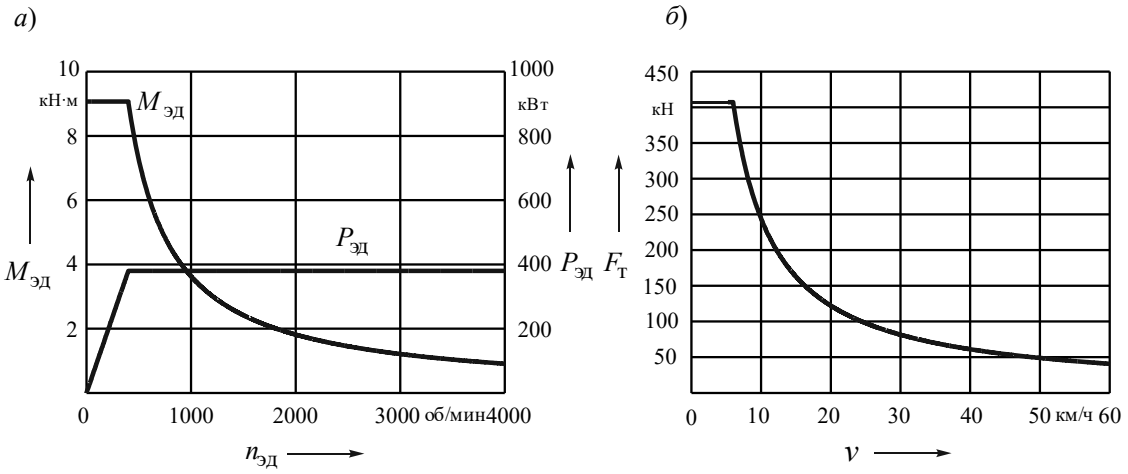


Рис. 2. Характеристики электродвигателя (*а*) и тяговая характеристика самосвала (*б*)

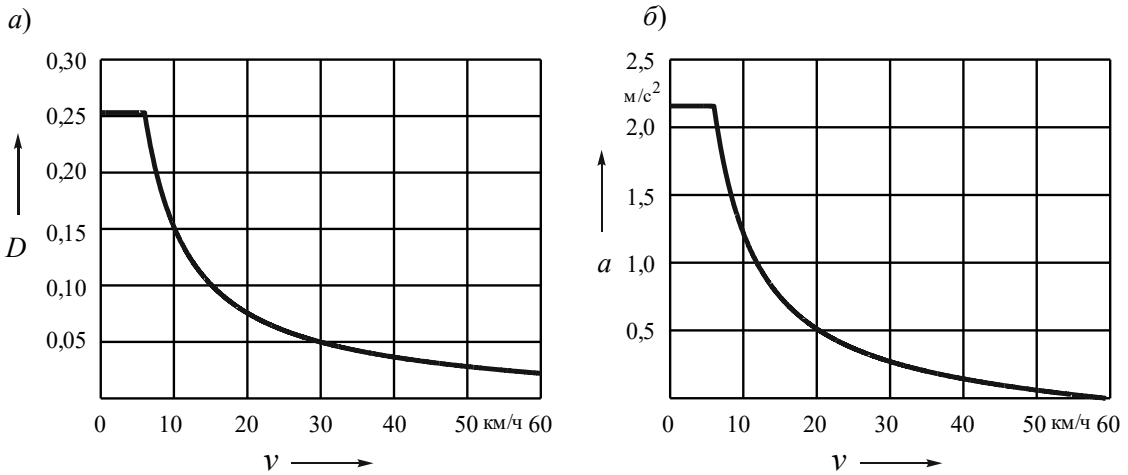


Рис. 3. Динамическая характеристика самосвала (*а*) и потенциальная характеристика ускорения (*б*)

Моделировали движение самосвала в двух карьерах, существенно различающихся между собой характеристиками дорожных условий. В табл. 1 приведены параметры характеристики маршрута движения в карьере «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл., РФ), а в табл. 2 – в карьере «Гранит» (г. п. Микашевичи, Брестская обл., РБ).

Табл. 1. Параметры характеристик карьера «Ерунаковский»

Длина участка, м	57,1	100,9	24,5	84,9	88,6	28,1	110,2	21,6	89,5	33,2	91,4	144,2	31,7	44,1
Уклон, %	0,2	7,9	10,0	10,5	11,6	6,8	3,6	5,0	3,1	6,6	7,3	3,6	7,8	3,0

Табл. 2. Параметры характеристик карьера «Гранит»

Длина участка, м	50	100	100	100	100	100	100	100	50	50	50	50	50	50
Уклон, %	4,5	4,9	3,2	0,9	0,1	0,2	5,7	5,2	0,1	0,2	6,5	6,7	3,2	2,8

На рис. 4, *а* представлены графики изменения скорости движения самосвала на подъеме во времени $v = f(t)$, а на рис. 4, *б* – по перемещению $v = f(s)$, полученные в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений (9). Сплошными линиями здесь и на всех последующих графиках показаны характеристики, полученные при моделировании для карьера «Ерунаковский», а штриховыми – для карьера «Гранит». Длины маршрутов этих карьеров немного различаются, поэтому для однозначности сравниваемых результатов использовалась длина пути в обоих случаях $L_{\text{пут}} = 940$ м. Время проезда маршрута в первом варианте карьера составило 187 с, а во втором – 121 с. Как видно из полученных графиков, скорость движения самосвала существенно зависит от уклонов участков маршрута h_i, что отражается на затратах энергии двигателей при преодолении подъемов.

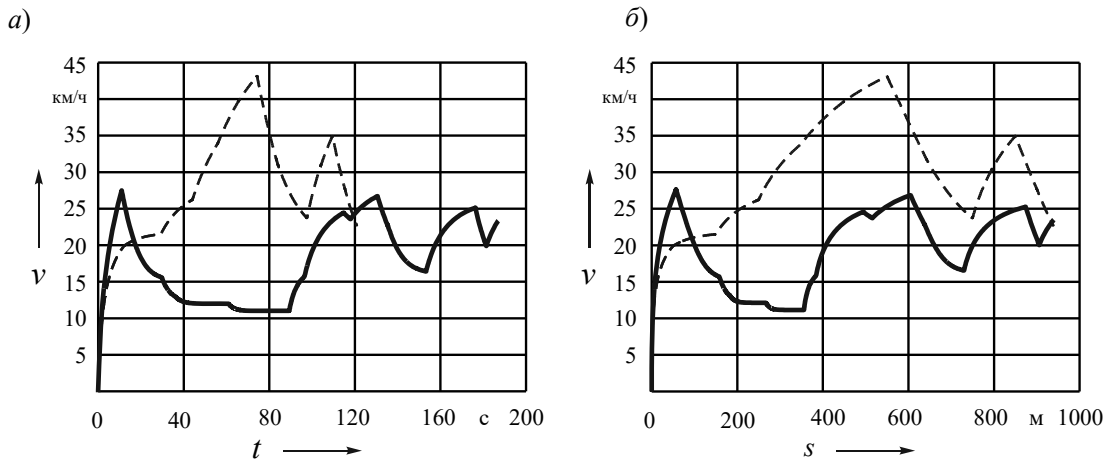


Рис. 4. Изменение скорости движения самосвала на подъеме во времени (*а*) и по перемещению (*б*)

Графики продольных уклонов участков маршрутов моделируемых карьеров приведены на рис. 5. Они дают наглядное представление об условиях работы самосвала в этих карьерах.

На рис. 6 представлены графики изменения вращающих моментов тяговых электродвигателей при движении на подъеме $M_{эд} = f(s)$, на рис. 7 – изменения суммарной силы тяги ведущих колес $F_т = f(s)$, а на рис. 8 – ускорения самосвала $a = f(s)$ в зависимости от перемещения s на маршруте.

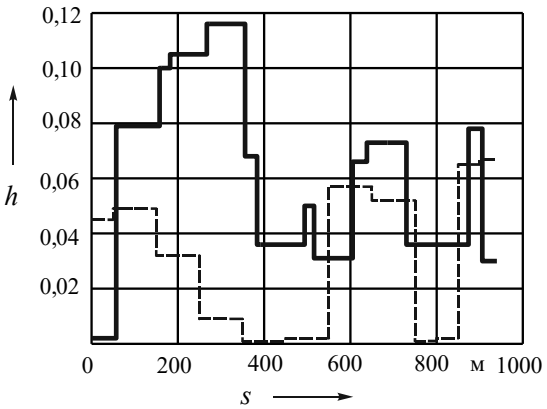


Рис. 5. Графики уклонов дороги в карьерах «Ерунаковский» и «Гранит»

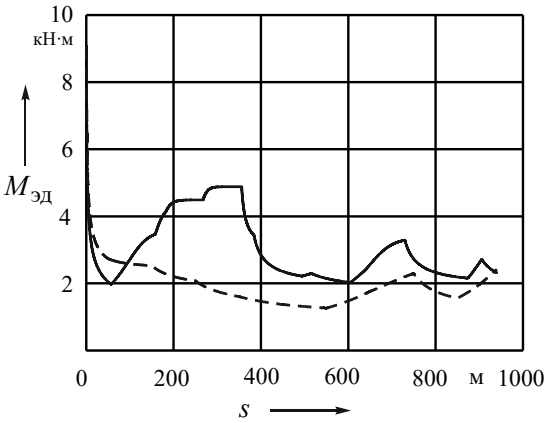


Рис. 6. Вращающие моменты тяговых электродвигателей при движении на подъеме

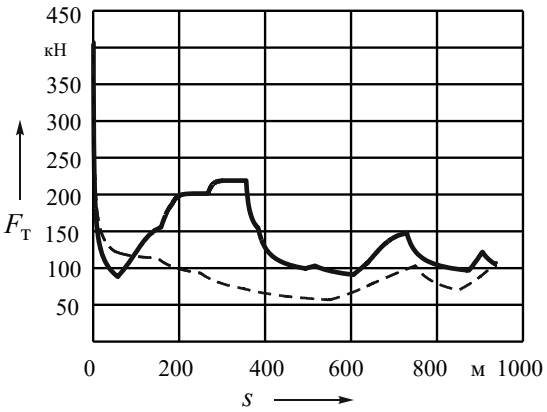


Рис. 7. Сила тяги ведущих колес самосвала при движении на подъеме

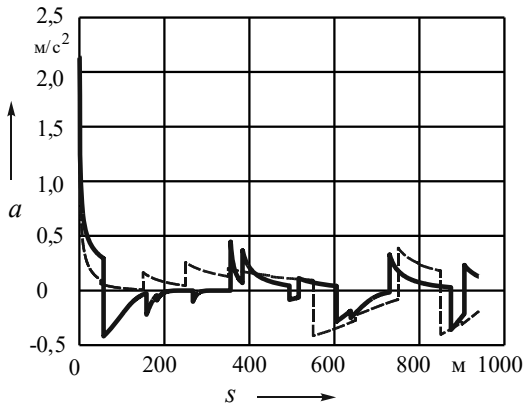


Рис. 8. Ускорение самосвала при движении на подъеме

Графики, отображающие нарастание затраты энергии тяговых электродвигателей при движении самосвала на подъеме $W_{эд} = f(s)$, представлены на рис. 9. Из этих графиков следует, что при использовании самосвала в глубоком карьере с крутыми затяжными подъемами (сплошная линия) затрата энергии на выезд его с грузом из карьера может быть существенно больше, чем в неглубоких карьерах со сравнительно небольшими уклонами (штриховая линия). Так, в сравниваемых примерах соотношение затрат энергии на подъем из карьера при одинаковой длине маршрута составило величину 1,55.

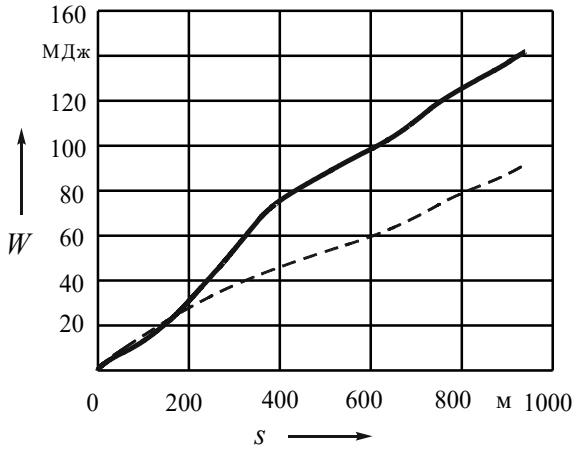


Рис. 9. Нарастание затраты энергии тяговых электродвигателей при движении самосвала на подъеме

Рассмотрим движение самосвала на спуске в карьер. Это движение выполняется с примерно постоянной скоростью, обеспечивающей безопасные условия, устойчивость и управляемость. Для этого осуществляется управляемое электродинамическое торможение самосвала посредством перевода тяговых электродвигателей в генераторный режим. Вырабатываемая ими электроэнергия может быть использована в дальнейшем на режиме подъема из карьера.

Для этого самосвал должен быть оборудован накопителем энергии, как показано на рис. 1, *б*. При движении на спуске ДВС выключают, что дает возможность снизить загрязнение воздушной среды карьера отработавшими газами и уменьшить расход топлива дизельного двигателя. Спуск снаряженного самосвала в карьер обычно совершают с постоянной скоростью $v_{\text{спуск}} = 40$ км/ч.

Оценим величину генерируемой энергии электродинамического торможения и эффективность ее использования при движении самосвала на подъеме из карьера. При этом необходимо определить полную потенциальную энергию $E_{\text{п}}$, обусловленную изменением высоты положения на всем протяжении спуска снаряженного самосвала в карьер. На каждом участке маршрута движения величина снижения высоты положения самосвала H_i (м) вычисляется по формуле

$$H_i = L_{\text{уч}i} \sin\alpha_i \approx$$

$$\approx L_{\text{уч}i} \operatorname{tg}\alpha_i = L_{\text{уч}i} h_i, \qquad (10)$$

где $L_{\text{уч}i}$ – длина i-го участка маршрута движения в карьере, м; α_i – угол продольного уклона i-го участка, град; h_i – продольный уклон, $h_i = \operatorname{tg}\alpha_i$.

Изменение потенциальной энергии $E_{\text{п}i}$ снаряженной массы самосвала m_0 на i-м участке маршрута

$$E_{\text{п}i} = m_0 g H_i. \qquad (11)$$

Полная величина потенциальной энергии на спуске в карьер $E_{\text{п}}$, Дж:

$$E_{\text{п}} = m_0 g \sum_{i=1}^{N} H_i, \qquad (12)$$

где N – количество участков маршрута с отличающимися продольными уклонами h_i.

Часть потенциальной энергии $E_{\text{п}i}$ на каждом участке спуска будет затрачена на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха. Ее величину $W_{\text{сопр}i}$ вычислим по формуле

$$W_{\text{сопр}i} = (m_0 g f_{\text{а}}^* \cos\alpha_i + k_w A_{\text{л}} (v_{\text{а}}^*)^2) L_{\text{уч}i}, \qquad (13)$$

где $f_{\text{а}}^*$ – коэффициент сопротивления качению при скорости спуска самосвала $v_{\text{а}}^*$, м/с.

При реальных значениях уклонов карьерных дорог можно принять $\cos\alpha_i = 1$. Тогда суммарная затрата энергии на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха

$$W_{\text{сопр}} = (m_0 g f_{\text{а}}^* + k_w A_{\text{л}} (v_{\text{а}}^*)^2) L_{\text{пут}}, \qquad (14)$$

где $L_{\text{пут}}$ – полная длина пути спуска в карьере, м.

Величину накопленной энергии на спуске $W_{\text{нак}}$, которая поступит в накопитель и может быть использована в дальнейшем при преодолении подъема, найдем по формуле

$$W_{\text{нак}} = (E_{\text{п}} - W_{\text{сопр}}) \eta_{\text{эдт}} \eta_{\text{ред}}, \qquad (15)$$

где $\eta_{\text{эдт}}$ – КПД тягового электродвигателя на режиме генерирования энергии торможения и передачи ее в накопитель (принят равным 0,95).

В результате моделирования получены следующие значения исследуемых параметров потоков энергии:

– для карьера «Ерунаковский»: $E_{\text{п}} = 41604$ кДж; $W_{\text{сопр}} = 16755$ кДж; $W_{\text{нак}} = 22190$ кДж; затрата энергии тя-

говыми электродвигателями на преодоление подъема составила $W_{эд} = 141800$ кДж;

– для карьера «Гранит»: $E_п = 23375$ кДж; $W_{сопр} = 18519$ кДж; $W_{нак} = 4336{,}7$ кДж; $W_{эд} = 91600$ кДж.

Эффективность использования накопленной энергии спуска оценим посредством соответствующего коэффициента

$$k_{эф} = \frac{W_{нак}}{W_{эд}}. \qquad (16)$$

Для карьера «Ерунаковский» коэффициент эффективности накопления энергии спуска $k_{эф} = 0{,}156 = 15{,}6$ %, а для карьера «Гранит» $k_{эф} = 0{,}047 = 4{,}7$ %. Очевидно, что существенную величину энергии на спуске можно накопить только в глубоких карьерах с крутыми и протяженными уклонами дороги. В карьерах с максимальными уклонами, не превышающими 4…5 %, эффективность накопления энергии на спуске весьма незначительна.

В [2] отмечено, что для самосвалов БелАЗ масса накопителя электроэнергии НЭ не превышает массы блока вентилируемых тормозных терморезисторов БВТР (см. рис. 1). Следовательно, при использовании накопителя энергии снаряженная масса самосвала не изменится и коэффициент удельной грузоподъемности его останется прежний.

На самосвалах с накопителями электроэнергии, предназначенных для глубоких карьеров, очевидно, можно использовать ДВС меньшей мощности, компенсируя ее снижение использованием накапливаемой на спусках в карьер энергией электродинамического торможения. Оценим результат на примере карьера «Ерунаковский». Величину снижения мощности ДВС вычислим по формуле

$$\Delta P_e = \frac{W_{нак}\eta_{нэ}}{(1 - k_{в.о})\eta_{эг} t_п}, \qquad (17)$$

где $\eta_{нэ}$ – КПД накопителя энергии при его разрядке с учетом потерь в конверторе в процессе потребления накопленной электроэнергии; $t_п$ – время преодоления подъема при движении в карьере (в исследуемом примере $t_п = 187$ с).

Принимая $\eta_{нэ} = 0{,}92$, получаем $\Delta P_e = 127{,}7$ кВт, что составляет 14,36 % исходного значения мощности P_{ev}. В результате искомая сниженная мощность дизеля будет $P_e^* = 761{,}2$ кВт.

Применение двигателя меньшей мощности позволяет снизить расход топлива и объем выбросов отработавших газов. Величину снижения расхода топлива за один цикл подъема самосвала из карьера найдем из выражения

$$\Delta Q_ц = g_e \Delta P_e t_п / 3600, \qquad (18)$$

где g_e – удельный расход топлива двигателя.

Удельный расход топлива дизельных двигателей, применяемых на карьерных самосвалах, в среднем составляет $g_e = 208$ г/(кВт·ч). В результате получаем $\Delta Q_ц = 1{,}380$ кг. Экономия топлива за 1 ч работы составит $\Delta Q_ч = 3600 \Delta Q_ц / t_п = 26{,}557$ кг.

Возможен иной вариант использования накопленной энергии электродинамического торможения самосвала на спуске в карьер. Суммируя энергию, поступающую от дизеля, с энергией накопителя, можно обеспечить увеличение скорости движения самосвала на подъеме из карьера и повышение его производительности. Мощность источника энергии, используемой тяговыми электродвигателями в этом случае,

$$P_{эд}^* = P_{эд.ном}(1 + k_{эф}\eta_{нэ}). \qquad (19)$$

Для карьера «Ерунаковский» $P^*_{эд} = 434{,}5$ кВт.

Подставим в выражение (3) вместо $P_{эд.ном}$ значение $P^*_{эд}$ и определим с учетом этого функцию момента тягового электродвигателя $M_{эд} = f(n_{эд})$, а затем по формуле (6) – силу тяги самосвала $F_т = f(n_{эд})$. Используя функции $M_{эд} = f(n_{эд})$ и $F_т = f(n_{эд})$ при интегрировании системы дифференциальных уравнений (9), получим графики процесса движения самосвала с гибридным источником энергии на подъеме при выезде из карьера.

На рис. 10 представлены графики изменения скорости самосвала во времени (*а*) и по перемещению (*б*), а на рис. 11, *а* и *б* – соответствующие им графики ускорения самосвала.

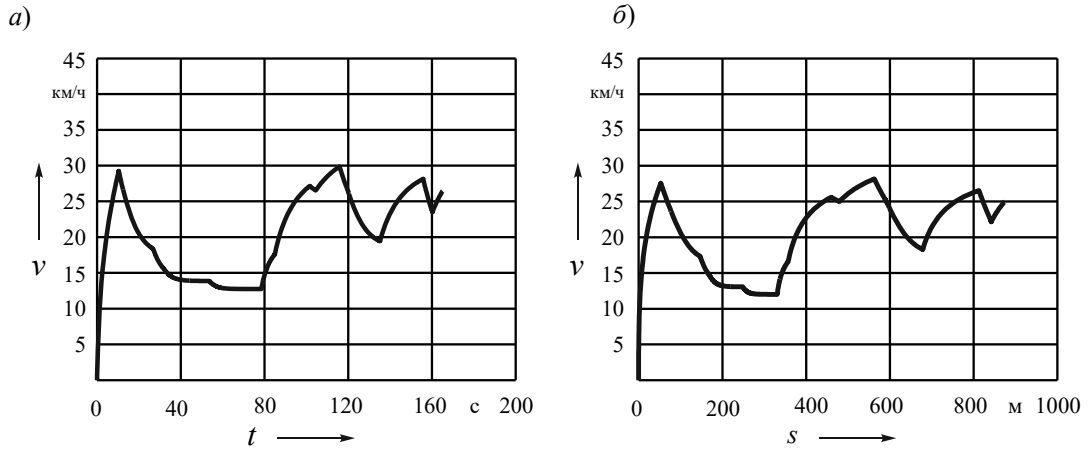


Рис. 10. Изменение скорости самосвала с гибридным источником энергии во времени (*а*) и по перемещению (*б*)

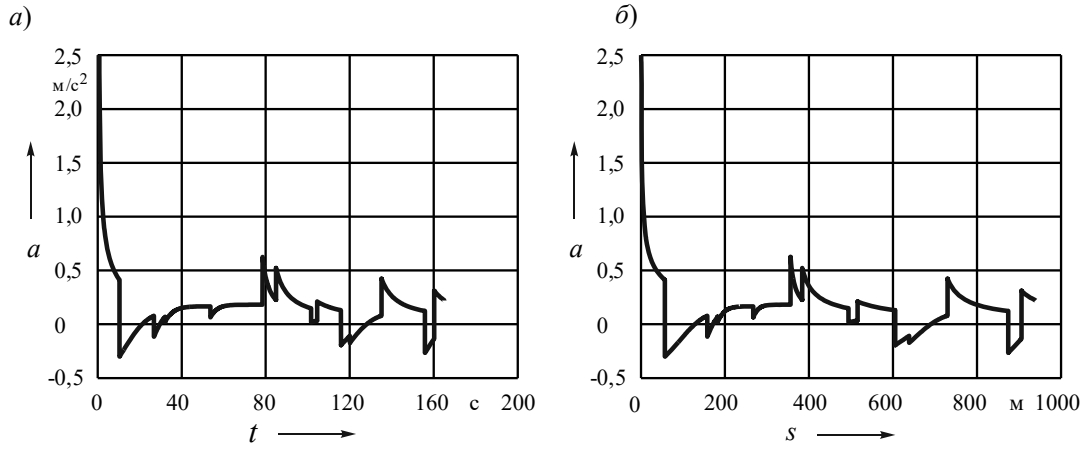


Рис. 11. Изменение ускорения самосвала с гибридным источником энергии

Сравнивая эти графики с аналогичными им графиками самосвала без накопителя энергии, приведенными соответственно на рис. 4 и 8, можно констатировать, что гибридный самосвал позволяет при прочих равных условиях обеспечить более высокую скорость движения, а следовательно, и производительность. Так, в приведенном примере время преодоления маршрута

подъема в карьере составило 165,1 с, что в 1,133 раза меньше, чем у противопоставляемого варианта, что свидетельствует о преимуществах гибридного источника энергии.

В [3] отмечается, что электропривод на грузовых автомобилях будет постепенно вытеснять гибридный привод. В частности, шведская фирма Volvo Trucks выпускает грузовые электромобили полной массой 16 и 27 т. Однако гибридная техника по-прежнему будет востребована в горнодобывающей отрасли, где необходима высокая энергоемкость источников энергии и производительность машин, а также на дорожных и строительных машинах.

Заключение

1. Разработана методика определения энергетических параметров и характеристик движения гибридного карьерного самосвала. Предложены формулы определения необходимой мощности тяговых электродвигателей и двигателя внутреннего сгорания. Приведены математические модели движения самосвала на подъеме из карьера с грузом и на спуске в карьер с использованием электродинамического торможения для поддержания заданной постоянной скорости спуска.

2. Рассмотрена модель оценки потенциальной энергии положения снаряженного автомобиля, накопления электроэнергии в процессе спуска в карьер и последующего ее использования на подъеме из карьера.

3. Показано, что накопление существенной величины энергии и ее реальное эффективное использование на этапе подъема возможно лишь при работе самосвала в глубоких карьерах с крутыми затяжными подъемами при уклонах порядка 10…12 % и более. В карьерах с уклонами не выше 4…5 % величина накапливаемой энергии электродинамического торможения незначительна и эффективность ее использования низкая.

4. Накопленную потенциальную энергию в процессе спуска в карьер можно использовать либо для применения ДВС меньшей расчетной мощности, что позволяет уменьшить расход топлива и снизить загазованность карьера, либо для повышения скорости движения на подъеме и производительности самосвала.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

2. Повышение энергетических параметров карьерных самосвалов. Методические основы выбора накопителя энергии / С. Н. Поддубко [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2014. – Вып. 3. – С. 74–76.

3. **Калинин, М. А.** Перспективные тренды коммерческого транспорта / М. А. Калинин // Грузовик. – 2020. – № 10. – С. 37–40.

Статья сдана в редакцию 26 января 2021 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.
Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-29-634-57-04.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.
Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-29-634-57-04.