

УДК 622.112(082)

## МОДЕРНИЗАЦИЯ И СРЕДСТВА АНАЛИЗА ПРИВОДА КОЛЕС ШАХТНОГО САМОХОДНОГО ВАГОНА

Таяновский Г.А., Басалай Г.А., Матусович Э.В., Загоровский Ю.В. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь)

*Проведены информационно-патентные изыскания, разработаны технические предложения различных способов совершенствования привода колес самоходного вагона, отдельные инструментальные средства прикладного исследования с целью последующего выбора рациональной схемы и параметров привода колес по принятой системе критериев, с учетом требований к самоходному шахтному вагону (ШВС) и экономической целесообразности. Разработана механико-математическая модель ШВС, необходимая для изучения процессов трогания вагона с места и его разгона, а также для выбора параметров привода колес и системы управления гидродожимных фрикционных муфт.*

### Введение

На калийных рудниках для доставки отбитой проходческим комбайном горной массы к конвейерам на расстояния до 200 метров используют колесные самоходные шахтные вагоны (ШВС) (рисунок 1). Привод колес вагона осуществляется от электродвигателей по бортам, их свойства обуславливают большую динамичность трогания с места и остановки ШВС, а значит и высокую нагруженность приводов колес, дергания машины на этих режимах движения. Такая особенность характерна также и для новых зарубежных и отечественных моделей самоходных вагонов. Использование частотного регулирования тяговых электродвигателей не устраняет отмеченной динамики.

Цель работы состоит в обосновании технически реализуемых целесообразных путей улучшения динамики привода колес самоходного вагона.



1 – комбайн; 2 – бункер-перегрузчик; 3 – самоходный вагон

**Рисунок 1 – Размещение и движения самоходного вагона в шахте**

### Результаты исследований

Динамические нагрузки, возникающие в приводе колес, возрастают с увеличением ускорений вагона при трогании с места и разгоне, а также при торможении. Поэтому реальный путь снижения таких нагрузок состоит в управлении темпом нарастания крутящего момента, передаваемого от электродвигателя к первичному валу привода колес в начале трогания, и согласования работы электродвигателя и привода при торможении. При этом числовые значения допустимых ускорений самоходного вагона можно принять по аналогии с тягово-транспортными полноприводными колесными низкоскоростными машинами, для которых такие уровни ускорений достаточно исследованы и обоснованы [1, 2].

Технические средства, позволяющие достичь приемлемого по критериям динамической нагрузки и ускорения водителя [2] закона набора скорости вагоном, достаточно разнообразны, однако все требуют дополнительных затрат. Поэтому необходимы исследования эффективности предлагаемых технических решений.

При ограничении продольного ускорения значением  $a$  м/с<sup>2</sup> [2] и при рабочей скорости вагона  $v$  м/с целесообразная графическая диаграмма половины цикла движения имеет вид, показанный на рисунке 2.

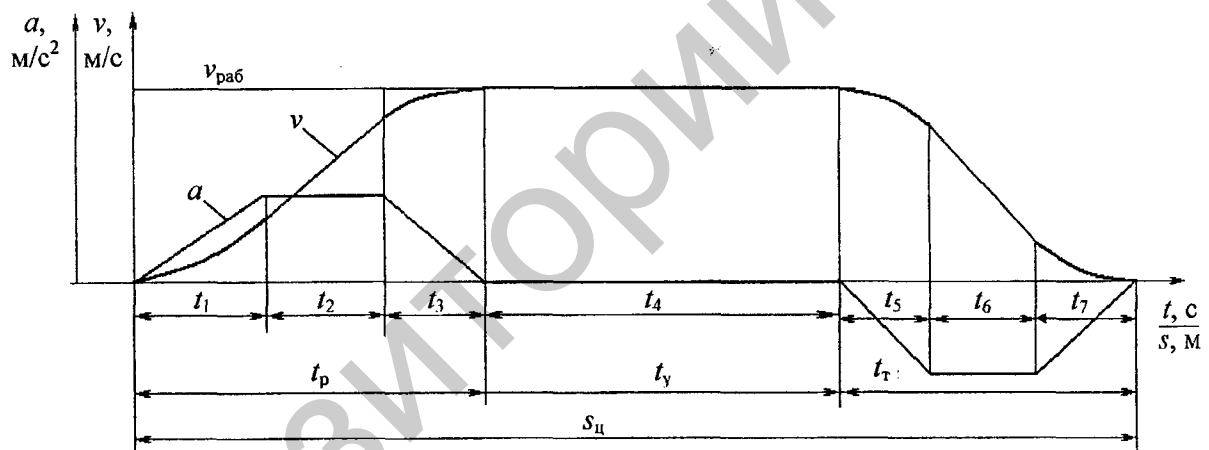


Рисунок 2 – Изменения ускорения и скорости самоходного вагона

В период трогания с места и разгона ( $t_p$ ) ускорение вначале растет до значения  $a$ , затем остается некоторое время ( $t_2$ ) постоянным, а далее убывает до нуля ( $t_3$ ). После чего необходимое для преодоления пути время ( $t_4$ ) вагон движется с установившейся рабочей скоростью  $v$  до начала торможения. При торможении ускорение меняет знак, причем также вначале оно растет ( $t_5$ ), в период  $t_6$  – остается постоянным, а к окончанию торможения ( $t_7$ ) уменьшается до нуля.

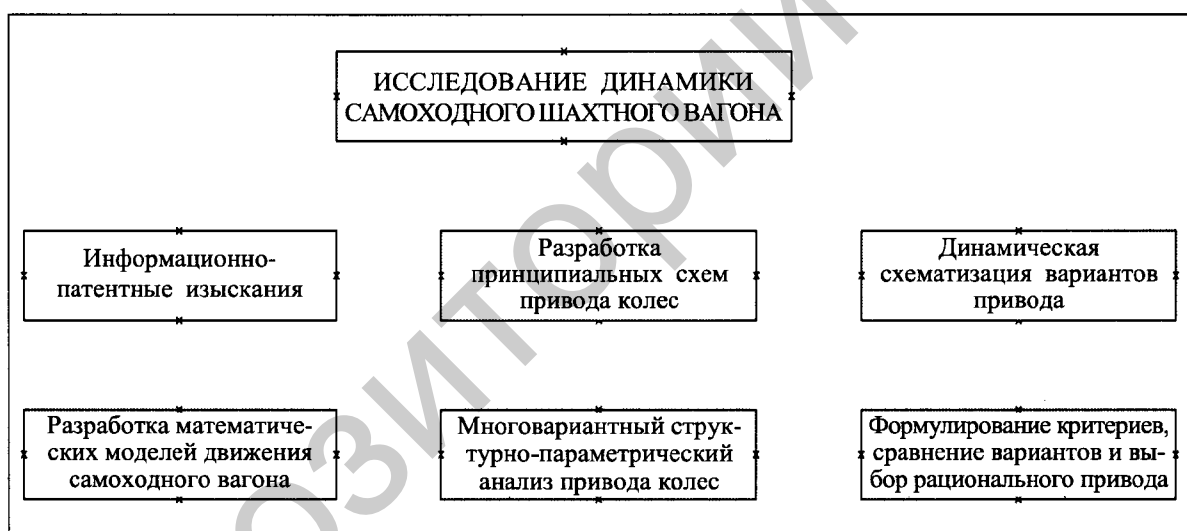
Как следует из наблюдений за нагрузками в приводах колес, их максимальные значения соответствуют периодам  $t_1$  и  $t_5$  (рисунок 2), а в периоды  $t_2$  и  $t_6$  они превышают нагрузки, характерные для периодов  $t_3$ ,  $t_4$ ,  $t_7$ . Следовательно, необходимы такие усовершенствования штатных приводов колес самоходного вагона, которые обеспечат приемлемую динамику нагрузок на привод и допустимые по санитарным нормам уровни продольных колебаний водителя как раз в периоды ( $t_1-t_2$ ) и ( $t_5-t_6$ ).

В работе рассмотрены потенциальные возможности нескольких вариантов технических решений, способных обеспечить целесообразный характер динамики движения и нагрузок в трансмиссии самоходного вагона:

- а) использование гидроаккумуляторов;
- б) применение гидроходопреобразователей;
- в) использование объемных гидромеханических передач (ОГМП) – так называемых двухпоточных передач;
- г) применение фрикционных управляемых муфт.

Для перечисленных вариантов разработаны принципиальные комбинированные схемы приводов колес вагона. На их основе по методике динамической схематизации приводов машин Е.И. Ривина [1] составлены динамические расчетные схемы с сосредоточенными параметрами перечисленных вариантов приводов колес самоходного вагона. Далее составлены математические описания движения масс расчетных динамических моделей и получены соответствующие системы уравнений динамики.

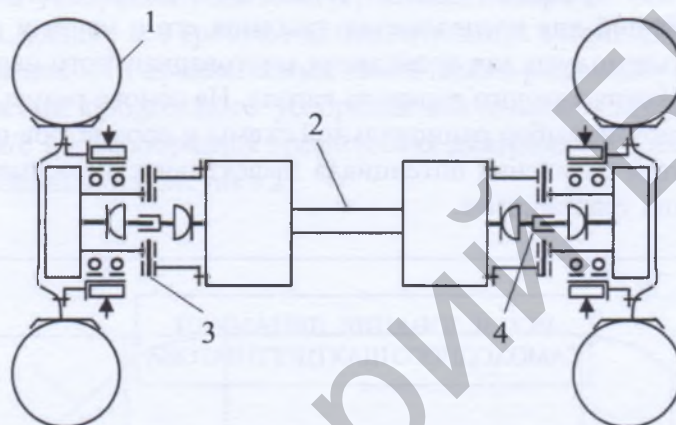
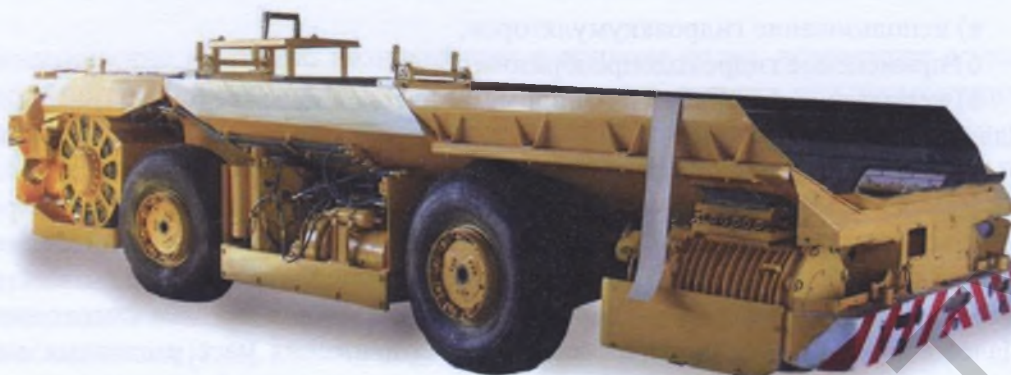
Далее в статье приведен один из вариантов механико-математической модели ШВС, предназначенной для исследования трогания его с места и разгона. Разрабатываются программные модули для проведения многовариантного параметрического анализа процесса движения каждого варианта вагона. На основе результатов такого анализа (рисунок 3) возможен выбор рациональной схемы и параметров привода колес самоходного вагона путем сравнения потенциала эффективности рассмотренных вариантов усовершенствования трансмиссии.



**Рисунок 3 – Структура исследования самоходного вагона**

С учетом схемы штатного привода колес исследуемого самоходного вагона и его конструктивно-компоновочного размещения на машине (рисунок 4) существенными являются ограничения на габаритные размеры вводимых в трансмиссию дополнительных элементов.

На исследуемом ШВС применена система поворота со всеми управляемыми ведущими колесами, имеющими возможность поворота относительно остова машины вокруг вертикальной оси (рисунок 4), что существенно усложняет трансмиссию и механизм управления поворотом колес. Поэтому одновременно целесообразно рассматривать различные варианты совершенствования привода, связанные с возможностями обеспечения многофункциональности системы поворота самоходного вагона для обеспечения необходимых показателей его маневровых свойств [3].



1 – колесо; 2 – осто́в самоходного вагона;  
3 – ось поворота ведущего колеса; 4 – карданный вал

**Рисунок 4 – Вид самоходного вагона и схема установки колесных узлов**

Как ранее отмечалось, проблемными с позиции динамики являются процессы трогания с места и разгона до установившейся скорости ШВС. Поэтому выбор схемы и параметров привода колес таких полноприводных машин при проектировании требует изучения динамики движения ШВС и нагруженности трансмиссии путем математического моделирования переходных процессов, каким и является трогание с места и разгон.

Одна из задач данного исследования состояла в разработке динамической расчетной системы и математического описания процессов трогания с места и разгона ШВС для последующего исследования на ЭВМ.

Общие методические положения динамической схематизации объекта исследования в виде динамической системы с сосредоточенными массами и составления математического описания их движения изложены в работах многих ученых: Вейца В.Л., Кочуры А.Е., Ривина Е.И. и др. [1]. Порядок и основные приемы разработки математических описаний неустановившихся процессов моторно-трансмиссионного агрегата различных полноприводных колесных машин известны из работ Цитовича И.С., Островерхова Н.Л., Альгина В.Б., Тарасика В.П., Атаманова Ю.Е. и др. [2-4].

Специфика устройства исследуемого ШВС состоит в том, что он имеет два приводных тяговых асинхронных электродвигателя с системой изменения числа пар полюсов, а привод колес разных бортов осуществляется по бортам. В рассматриваемом варианте привода колес работа гидropоджимных фрикционных муфт (ГФМ), установленных в раздаточных редукторах, синхронизируется путем питания бустеров ГФМ от одной напорной магистрали управляющего контура.

На основе принципиальной кинематической схемы привода колес исследуемого ШВС (рисунок 5) разработана вначале развернутая динамическая система привода его колес. Анализ этой системы позволил, основываясь на приемах упрощения и приведения развернутых динамических систем по упомянутым методикам, сократить число масс в динамической системе привода колес каждого борта до пяти. В результате получена расчетная динамическая система ШВС, пригодная для исследования процессов его трогания с места и разгона (рисунок 6).

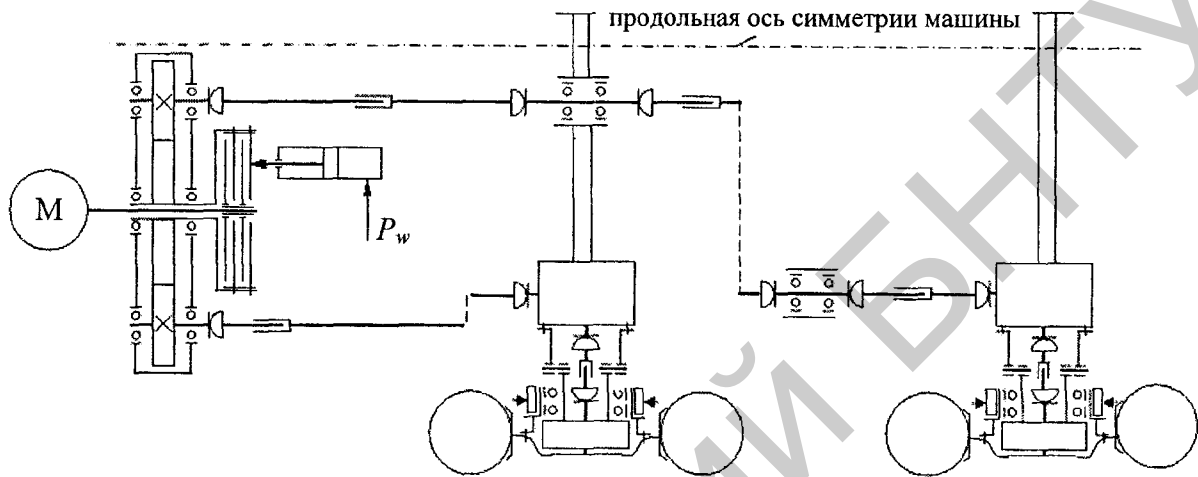
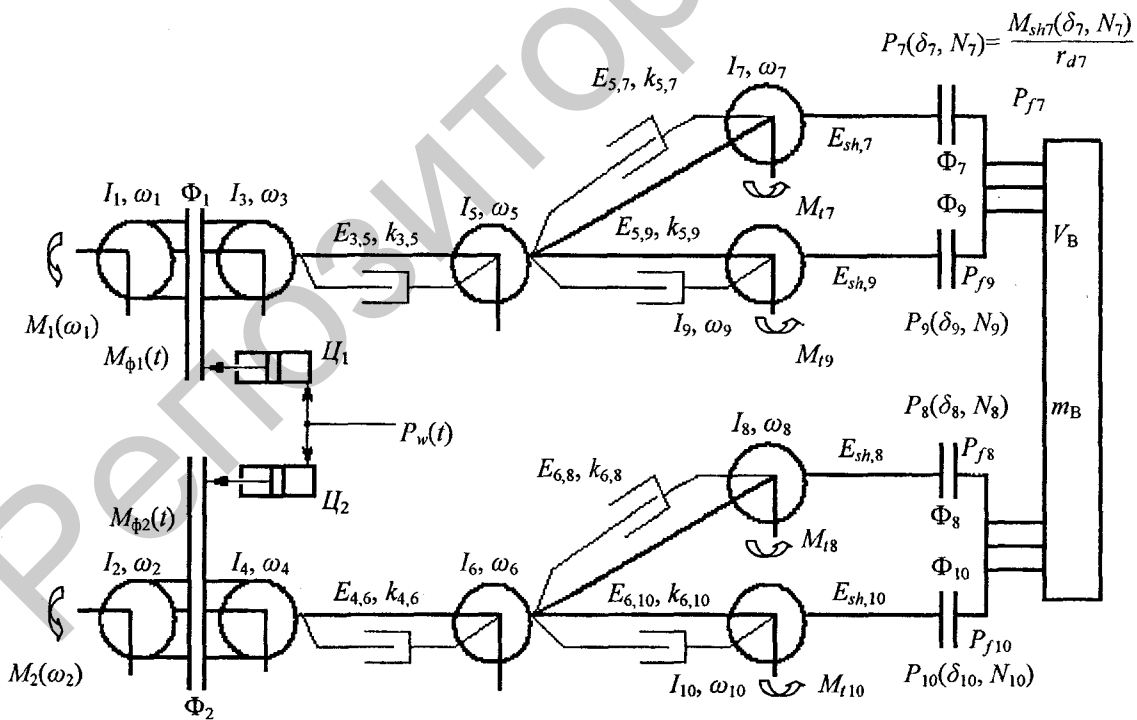


Рисунок 5 – Схема привода колес одного борта ШВС



$\Phi_1, \Phi_2$  – гидродожимные фрикционные муфты;  $\Phi_7-\Phi_{10}$  – фрикционные муфты, моделирующие сцепление колес движителя с опорной поверхностью;  $\Pi_1, \Pi_2$  – гидроцилиндры управления гидродожимными фрикционными муфтами;  $V_B$  – текущее значение скорости движения вагона;  $m_B$  – масса вагона

Рисунок 6 – Расчетная динамическая система привода колес ШВС

Математическое описание составлено с учетом допущения о том, что ШВС конструктивно симметричен относительно продольно-вертикальной плоскости, а воздействия поверхности движения на правые и левые соответствующие колеса равны [4]. Нагрузки на колеса по мостам могут различаться в зависимости от степени нецентрального расположения груза в ШВС, а давления воздуха в шинах могут отличаться друг от друга.

Дифференциальные уравнения движения масс рассматриваемой расчетной динамической системы привода колес правого борта ШВС имеют вид:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_1(\omega_1) - M_{\phi 1}(T); \quad I_3 \dot{\omega}_3 = M_{\phi 1}(T) - M_{35}; \\
 \text{при } \rightarrow \omega_1 &= \omega_3 \rightarrow (I_1 + I_3) \dot{\omega}_1 = M_1(\omega_1) - M_{35}; \\
 M_{\phi 1}(T) &= M_{\phi 1 \max} (1 - e^{-K_{\phi 1} T}); \quad K_{\phi 1} = \ln 20 / T_{\text{вкл.сц}}; \\
 \dot{M}_{35} &= (\omega_3 - \omega_5) / E_{35}; \quad \dot{M}_{57} = (\omega_5 - \omega_7) / E_{57}; \quad \dot{M}_{7sh} = (\omega_7 - \omega_{sh}) / E_{sh7}; \\
 I_5 \dot{\omega}_5 &= M_{35} - M_{57} - M_{59}; \quad \dot{M}_{9sh} = (\omega_9 - \omega_{sh}) / E_{sh9}; \\
 P_{7sh} &= f(\delta_7, N_7); \quad P_{9sh} = f(\delta_9, N_9).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Уравнения движения масс привода колес левого борта ШВС соответственно аналогичны и поэтому не приводятся.

Закон изменения момента трения в ГФМ принят в соответствии с выражением [2]

$$\begin{aligned}
 M_{\phi i}(\tau) &= M_{\phi i \max} (1 - e^{-K_{\phi i} \tau}); \\
 K_{\phi i} &= \ln 20 / \tau_{\text{вкл.ГФМ}}.
 \end{aligned}$$

Математические описания работы муфт ГФМ при трогании с места и разгоне машины, как и в рассматриваемом случае раздаточных редукторов с гидropоджимными фрикционными муфтами бустерного типа, являются типовыми, широко используются при исследовании динамических нагрузок в трансмиссии различных машин при математическом моделировании на ЭВМ [4-6].

Уравнение движения массы всего ШВС, моменты на колесах в функции их буксования и действительная поступательная скорость движения машины описываются выражениями:

$$\begin{aligned}
 m_e \dot{V} &= \Sigma P_{shi}(\delta_i, N_i) - P_{\Sigma fi}; \quad P_{\Sigma fi} = \Sigma f_{ki}^0 N_i; \\
 M_{shi} &= M_{shi}(\delta_2, N_2) = \varphi_{i \max} N_i r_{ki}^0 (1 - e^{-k_i \delta_i}); \\
 V &= \omega_i r_i^0 (1 - \delta_i); \rightarrow \delta_i = \frac{\omega_i r_i^0 - V}{\omega_i r_i^0};
 \end{aligned}$$

с другой стороны

$$\delta_i = \begin{cases} (\ln(A_i / (A_i - M_{shi}))) / K_i, & \text{если } \delta_i \geq 0; \\ (\ln(B_i / (B_i - M_{shi}))) / L_i, & \text{если } \delta_i < 0; \end{cases} \quad A_i = a_i N_i r_i^0; \quad B_i = b_i N_i r_i^0,$$

где  $\dot{\omega}_i = d\omega_i / dt$ ;

$\omega_i$  – угловые ускорения и угловые скорости  $i$ -х инерционных масс;

$I_i$  – приведенные к валу двигателя моменты инерции масс динамической системы;  
 $E_{ij}$  – приведенные к валу двигателя податливости участков трансмиссии между  $i$ -й и  $j$ -й инерционными массами;  
 $M_i$  – момент на валу двигателя привода колес данного борта;  
 $M_{\phi i}(T)$  – момент ГФМ;  
 $P_{\Sigma f_{i c}}$  – суммарная сила сопротивления передвижению ШВС;  
 $\Phi_i$  – ГФМ;  
 $E_{shj}$  – тангенциальная податливость шин колес переднего и заднего мостов ШВС;  
 $\delta_i$  – буксования колес движителя ШВС;  
 $\tau_{\text{вкл.ГФМ}}$  – время включения ГФМ;  
 $P_{f_{ki}}, f_{ki}$  – условные силы и коэффициенты сопротивления качению колес переднего и заднего мостов ШВС;  
 $N_i, r_{ki}^0$  – нормальные нагрузки и радиусы качения в ведомом режиме колес переднего и заднего мостов ШФС;  
 $V$  – текущая скорость движения ШВС;  
 $a_i, b_i, K_i, L_i$  – константы аппроксимации зависимости крутящего момента или тягового усилия, развиваемого  $i$ -м ведущим или отстающим колесом, от его буксования выражением вида

$$M_{ki}(\delta_i, N_i) = \varphi_{i \max} N_i r_{ki}^0 (1 - e^{-k_i \delta_i}).$$

При необходимости в приведенных уравнениях можно учесть и демпфирование в валах динамической системы. Для этого во всех уравнениях с моментами инерции в правые части алгебраически с соответствующими знаками добавляются моменты от неупругих сопротивлений в валах динамической системы, примыкающих к данной инерционной массе, в виде

$$\pm k_{i,i+1}(\omega_i - \omega_{i+1}),$$

где  $k_{i,i+1}$  – коэффициенты демпфирования соответствующих валов;

$\omega_i, \omega_{i+1}$  – угловые скорости, соответственно,  $i$ -й и  $(i+1)$ -й инерционных масс, соединенных безинерционным упругим валом с демпфированием [4-6].

При определении радиусов шин, входящих в ранее приведенные выражения, необходимо учесть возможную разную вертикальную нагрузку на колеса ШВС при работе.

Известна предложенная В.А. Петрушовым, С.А. Шуклиным и В.В. Московкиным экспериментально выявленная зависимость для определения радиуса  $r_j^0$  качения колеса в ведомом режиме в функции внутришинного давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо, который принимается в качестве единого расчетного радиуса при исследовании динамики качения колеса [2, 3]

$$r_j^0 = r_{jc} \cdot \frac{r_{jc} P_{wj} + v_{1j} \cdot N_j}{r_{jc} P_{wj} + v_{2j} \cdot N_j},$$

где  $v_{1j}, v_{2j}$  – эмпирические константы аппроксимации результатов экспериментов предложенным моделирующим выражением;

$P_{wj}$  – давление воздуха в шине;

$N_j$  – вертикальная (нормальная) нагрузка на колесо;

$r_{jc}$  – свободный радиус колеса с шиной.

Система (1) полученных уравнений имеет нулевые начальные условия, кроме  $\omega_1 = \omega_{10}$ , то есть в начальный момент времени вал электродвигателя имеет некоторую угловую скорость  $\omega_{10}$ .

Для определения касательной силы тяги колес  $i$ -го моста используется формула:

$$P_{shi} = \varphi \cdot G_i (1 - e^{-k_i \delta_i}),$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью;

$G_i$  – вертикальная нагрузка, приходящаяся на  $i$ -е колесо;

$k_i$  – коэффициент, зависящий от свойств опорной поверхности;

$\delta_i$  – буксование  $i$ -го колеса.

Буксование колес ведущих мостов рассчитываются по выражению:

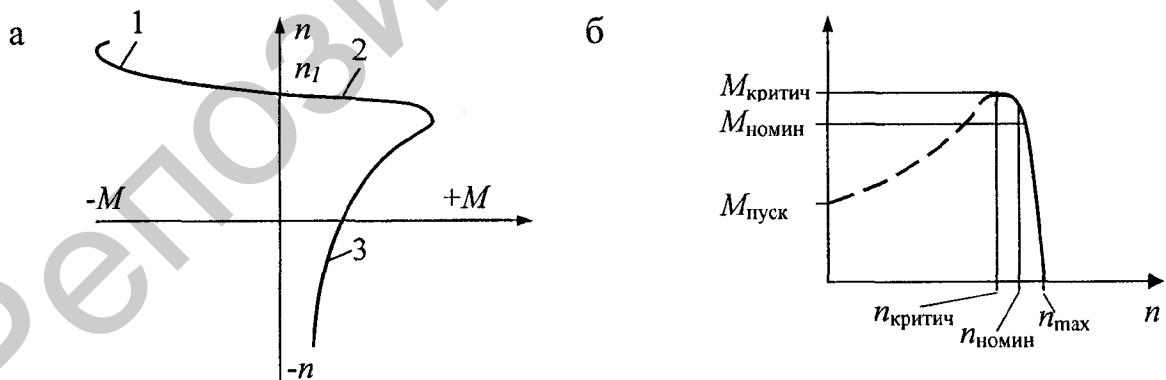
$$\delta_i = \frac{\mathcal{G}_{Ti} - \mathcal{G}}{\mathcal{G}_{Ti}} = 1 - \frac{\mathcal{G}}{\mathcal{G}_{Ti}} = 1 - \frac{\dot{x}}{\omega_i r_i}, \quad (2)$$

где  $\mathcal{G}_{Ti}$  – теоретическая скорость центра  $i$ -го колеса;

$\mathcal{G} = \dot{x}$  – действительная скорость машины;

$\omega_i$  – угловая скорость  $i$ -го колеса, определяемая из решения системы уравнений (1).

Работа каждого из приводных тяговых электродвигателей ШВС на одной передаче моделируется его рабочей характеристикой (рисунок 7).



1 – генераторный режим; 2 – двигательный режим;

3 – режим электромагнитного торможения

**Рисунок 7 – Механическая (а) и скоростная (б) характеристики тягового электродвигателя ШВС**

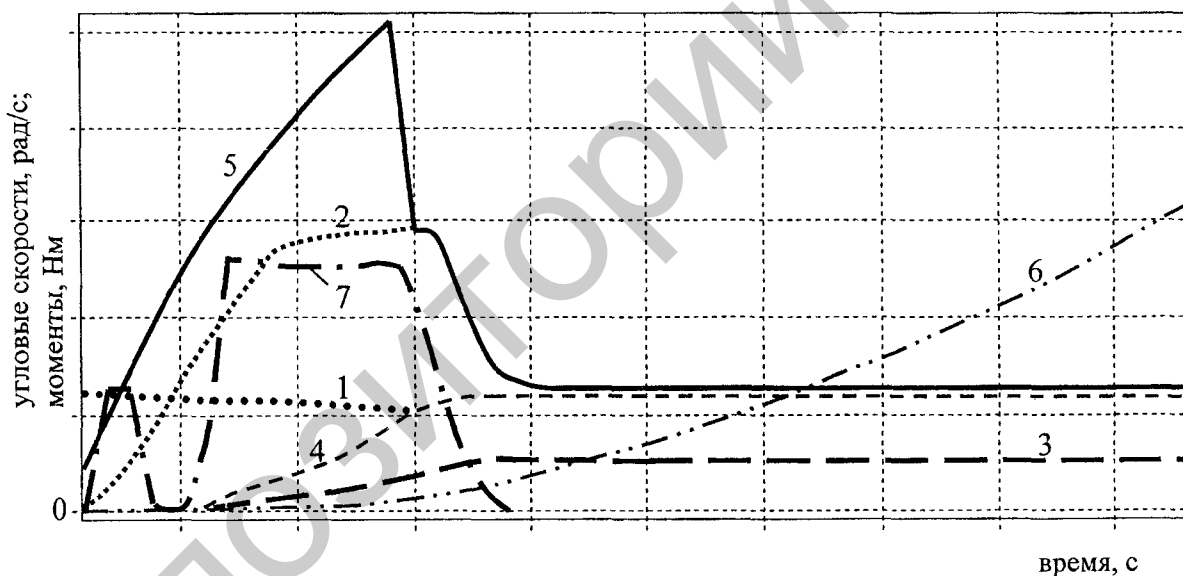
На рабочем тяговом участке скоростную характеристику электродвигателей ШВС можно с достаточной точностью описать следующими математическими выражениями:



$$M = \begin{cases} M_{\text{критич}} - a \times (n_{\text{номин}} + n_{\text{критич}})^2, & \text{при } n_{\text{номин}} > n > n_{\text{критич}}; \\ M_{\text{номин}} \times \left( 1 - \frac{n - n_{\text{номин}}}{n_{\text{тах}} - n_{\text{номин}}} \right), & \text{при } n \geq n_{\text{номин}}; \\ a = \frac{M_{\text{номин}} \cdot M_{\text{критич}}}{(n_{\text{номин}} + n_{\text{критич}})^2}. \end{cases}$$

Решая совместно уравнения математического описания движения масс расчетной динамической системы ШВС, можно определить динамические моменты, ускорения, скорости в основных звеньях трансмиссии, самой машины, буксования колес мостов, их касательные силы тяги и другие величины. Пример результатов моделирования на ПЭВМ динамики трогания с места и разгона ШВС с помощью разработанного программного приложения для рассматриваемого варианта привода колес приведен на рисунке 8.

Оциллограмма трогания ШВС с места и разгона



- 1 — угловая скорость вала электродвигателя; 2 — момент, развиваемый электродвигателем;
- 3 — скорость ШВС; 4 — угловая скорость ведомой части ГФМ; 5 — момент трения ГФМ;
- 6 — путь, проходимый ШВС; 7 — ускорение ШВС

**Рисунок 8 — Характер изменения различных физических величин, отражающих динамику трогания с места и разгона ШВС**

### Заключение

Таким образом, разработана структура научного исследования, проведены информационно-патентные изыскания, разработаны технические предложения различных способов совершенствования привода колес самоходного вагона, отдельные инструментальные средства прикладного исследования с целью последующего выбора рациональной схемы и параметров привода колес по принятой системе критериев, с учетом требований к самоходному шахтному вагону и экономической целесообразности. Раз-

работана механико-математическая модель ШВС, необходимая для изучения процессов трогания вагона с места и его разгона, а также для выбора параметров привода колес и системы управления ГФМ.

#### Список использованных источников

1. Динамика колесных машин: монография / И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2006. – 462 с.
2. Тракторы: теория / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Андрианов, Д.С. Исследование комбинированной системы поворота самоходного вагона / Д.С. Андрианов, науч. рук. Г.А. Таяновский // Сб. науч. тр. IX-й Международной конференции молодых ученых и студентов БНТУ, Минск, 29-31 окт. 2013 г. / БНТУ – Минск, 2013. – С. 22-24.
4. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
5. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко; под ред. И.С. Цитовича. – Минск: Наука и техника, 1986. – 214 с.
6. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

---

Tayanovsky G.A., Basalai G.A., Matusovich E.V., Zagorovski Yu.V.

#### Modernization and analysis tools of the wheels' drive of a mine self-powered vehicle

*The authors have made a data and patent research and have developed draft proposals of different means of modernization of the wheels' drive of a mine self-powered vehicle, certain tools of the applied research for further selection of a rational scheme and parameters of the wheels' drive according to the established criteria taking into account the requirements to a self-powered mine vehicle and economic efficiency. Mechanical-mathematical model of a self-powered mine vehicle has been developed which is necessary for the study of take-off and acceleration processes, and also for the selection of parameters of the wheels' drive and the control system of hydropressing friction coupling.*

Поступила в редакцию 05.05.2014 г.