

DOI: 10.53078/20778481\_2023\_2\_75

УДК 629.113

*В. П. Тарасик*

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

*V. P. Tarasik*

## SIMULATION OF LOADING MODES OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION IN A MINING DUMP TRUCK

### Аннотация

Изложена методика определения нагрузочных режимов механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала, основанная на математическом моделировании процессов движения с имитацией реальных эксплуатационных условий, предназначенная для использования на стадии проектирования. Приведены математические модели трансмиссии, модели формирования случайного воздействия микропрофиля дороги на ведущие колеса. Получены характеристики нагружения механизмов трансмиссии, двигателя, удельной работы трения фрикционных гидромеханической передачи.

### Ключевые слова:

карьерный самосвал, двигатель, гидромеханическая трансмиссия, планетарная коробка передач, фрикцион, работа трения фрикциона, корреляционная функция микропрофиля дороги.

### Для цитирования:

Тарасик, В. П. Моделирование нагрузочных режимов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала / В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 2 (79). – С. 75–86.

### Abstract

The paper presents a technique for determining loading modes of mechanisms in the hydromechanical transmission of a mining dump truck, which is based on the mathematical modeling of movement processes with the simulation of real operating conditions and intended for the use at the design stage. The mathematical models of the transmission and the models of the formation of a random effect of the road microprofile on the driving wheels are given. The characteristics of loading the transmission mechanisms and the engine, as well as the specific friction work of hydromechanical transmission friction clutches are presented.

### Keywords:

mining dump truck, engine, hydromechanical transmission, planetary gearbox, friction clutch, clutch friction work, road microprofile correlation function.

### For citation:

Tarasik, V. P. Simulation of loading modes of hydromechanical transmission in a mining dump truck / V. P. Tarasik // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 2 (79). – P. 75–86.

Для карьерного самосвала БелАЗ грузоподъемностью 60 т по заданию ГНТП «Машиностроение» создана гидромеханическая передача (ГМП) с планетарной коробкой передач (ПКП). ГМП рассчитана на работу с двигателем мощностью до 600 кВт [1].

ПКП выполнена по кинематической схеме с тремя степенями свободы и состоит из двухступенчатого делителя и трехступенчатой базовой коробки передач (БКП), позволяющих получить шесть передач переднего хода. Кинематическая схема ПКП представлена на рис. 1.

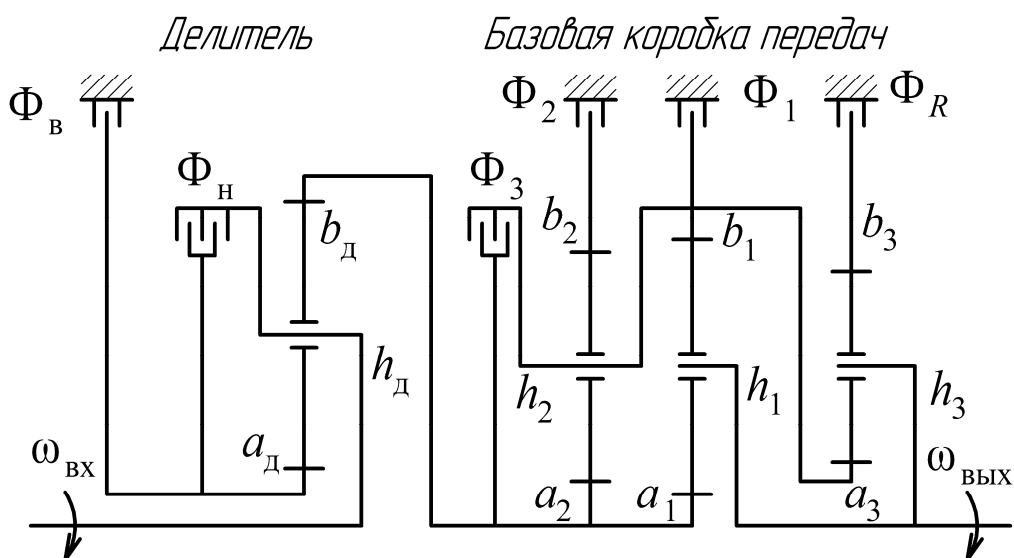


Рис. 1. Кинематическая схема планетарной коробки передач

Делитель расположен на входе ПКП и выполнен с прямой и повышающей передачами. Прямая передача получается замыканием фрикциона  $\Phi_H$ , а повышающая – замыканием  $\Phi_B$ . В состав БКП входят три планетарных ряда и фрикционы управления передачами  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_R$ . Фрикцион  $\Phi_R$  предназначен для включения передачи заднего хода. Включаемые фрикционы, передаточные числа и КПД ПКП представлены в табл. 1.

В проекте ГМП использован серийный гидротрансформатор ЛГ-470ПП. ГМП оснащена мехатронной системой автоматического управления и диагностирования.

В разработке проекта принимали участие сотрудники Белорусско-Российского университета, осуществлявшие функциональное проектирование – обоснование выбора кинематической схемы и параметров механизмов ГМП.

Табл. 1. Включаемые фрикционы, передаточные числа и КПД ПКП

Номер передачи	Фрикцион	Передаточное число	КПД
I	$\Phi_H \dots \Phi_1$	4,143	0,977
II	$\Phi_B \dots \Phi_1$	2,900	0,968
III	$\Phi_H \dots \Phi_2$	2,040	0,982
IV	$\Phi_B \dots \Phi_2$	1,428	0,973
V	$\Phi_H \dots \Phi_3$	1,0	1,0
VI	$\Phi_B \dots \Phi_3$	0,7	0,991
R	$\Phi_H \dots \Phi_R$	-4,752	0,923

Выбор параметров ГМП и их оптимизация осуществлялись на основе прогнозируемых нагрузочных режимов. Для их получения было выполнено математическое моделирование процессов движения самосвала в карьерных условиях [2]. Цель моделирования – определение вероятностных характеристик распределения моментов нагрузок валов трансмиссии и оценка тепловой напря-

женности работы фрикционов ПКП.

На рис. 2 приведена динамическая модель системы «двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – главная передача – автомобиль – дорога», разработанная с учетом выполненной эскизной компоновки ГМП [3]. В основу её разработки положена методика, изложенная в [5, с. 310].

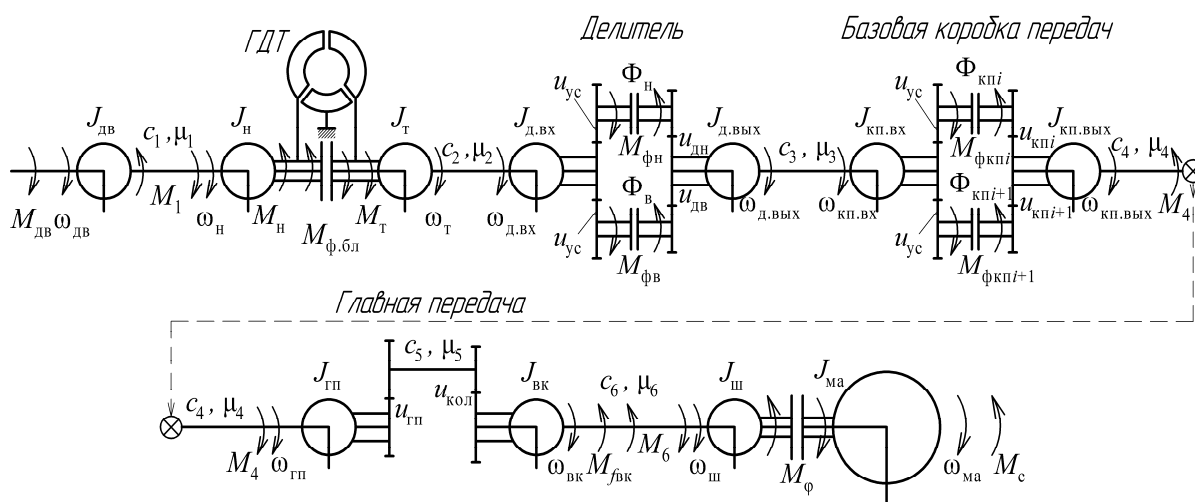


Рис. 2. Динамическая модель системы «двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – главная передача – автомобиль – дорога»

Динамическая модель отображает инерционные, упругие, диссипативные и трансформаторные свойства моделируемой системы «двигатель – трансмиссия – ведущие колеса – поступательно-движущаяся масса автомобиля» и внешние воздействия на систему – вращающий момент двигателя  $M_d$ , момент сопротивления качению ведущих колес  $M_{фвк}$  и приведенный суммарный момент сопротивления движению кузова автомобиля  $M_c$ , учитывающий также момент сопротивления качению ведомых колес  $M_{фнк}$ . Кроме того, учитывался момент сопротивления  $\Delta M_{y6}$ , формируемый воздействием неровностей микропрофиля дорожного покрытия на упругий элемент шин ведущих колес,

а также момент трения скольжения ведущих колес  $M_{ф}$ . В неблокированном состоянии гидротрансформатора (ГДТ) осуществлялось моделирование воздействий вращающих моментов насосного  $M_n$  и турбинного  $M_t$  колес.

В динамической модели учтено шесть упругих элементов с коэффициентами жесткости  $c_k$ : параметр  $c_1$  отображает упругие свойства карданной передачи между двигателем и ГМП;  $c_2$  – турбинного вала ГДТ;  $c_3$  – коробки передач;  $c_4$  – карданной передачи между ГМП и главной передачей;  $c_5$  – полуосей;  $c_6$  – шин ведущих колес.

Фрикционы включения низшей и высшей передач делителя обозначены

$\Phi_H$  и  $\Phi_B$ , а их моменты трения  $M_{\Phi_H}$  и  $M_{\Phi_B}$ . Моменты трения фрикционов  $\Phi_{kPi}$  и  $\Phi_{kPi+1}$  коробки передач обозначены  $M_{\Phi_{kPi}}$  и  $M_{\Phi_{kPi+1}}$ , а момент фрикциона блокировки гидротрансфор-

матора  $M_{\Phi_{bl}}$ .

На основе динамической модели, используя структурно-матричный метод [5], разработана математическая модель автомобиля с гидромеханической трансмиссией

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_{дв}}{dt} &= (M_{дв} - M_1) / J_{дв}; \\ \frac{d\omega_H}{dt} &= [M_1 - M_H - M_{\Phi_{bl}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{bl}})(1 - L_{\Phi_{bl}}) - M_2 L_{\Phi_{bl}} P_{\Phi_{bl}}] / (J_H + J_T L_{\Phi_{bl}}); \\ \frac{d\omega_T}{dt} &= [M_1 L_{\Phi_{bl}} P_{\Phi_{bl}} + M_T + M_{\Phi_{bl}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{bl}})(1 - L_{\Phi_{bl}}) - M_2] / (J_H L_{\Phi_{bl}} + J_T); \\ \frac{d\omega_{д.вх}}{dt} &= [M_2 - M_{\Phi_{д}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{д}})(1 - L_{\Phi_{д}}) - M_3 L_{\Phi_{д}} P_{\Phi_{д}} / (u_d \eta_d)] / (J_{д.вх} + J_{д.вых} L_{\Phi_{д}} / u_d^2); \\ \frac{d\omega_{д.вых}}{dt} &= [(M_2 L_{\Phi_{д}} P_{\Phi_{д}} + M_{\Phi_{д}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{д}})(1 - L_{\Phi_{д}})) u_d \eta_d - M_3] / (J_{д.вх} L_{\Phi_{д}} u_d^2 + J_{д.вых}); \\ \frac{d\omega_{кп.вх}}{dt} &= [M_3 - M_{\Phi_{кп}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{кп}})(1 - L_{\Phi_{кп}}) - M_4 L_{\Phi_{кп}} P_{\Phi_{кп}} / (u_{кп} \eta_{кп})] / (J_{кп.вх} + J_{кп.вых} L_{\Phi_{кп}} / u_{кп}^2); \\ \frac{d\omega_{кп.вых}}{dt} &= [(M_3 L_{\Phi_{кп}} P_{\Phi_{кп}} + M_{\Phi_{кп}} \text{sign}(\omega_{\Phi_{кп}})(1 - L_{\Phi_{кп}})) u_{кп} \eta_{кп} - M_4] / (J_{кп.вх} L_{\Phi_{кп}} u_{кп}^2 + J_{кп.вых}); \\ \frac{d\omega_{гп}}{dt} &= [M_4 - M_5 / (u_{гп} \eta_{гп})] / J_{гп}; \\ \frac{d\omega_{вк}}{dt} &= (M_5 u_{кол} \eta_{кол} - M_6 - M_{f_{вк}}) / J_{вк}; \\ \frac{d\omega_{ш}}{dt} &= [M_6 - M_{\Phi}(1 - L_{\Phi}) - M_c L_{\Phi} P_{\Phi}] / (J_{ш} + J_{ма} L_{\Phi}); \\ \frac{d\omega_{ма}}{dt} &= [M_6 L_{\Phi} P_{\Phi} + M_{\Phi}(1 - L_{\Phi}) - M_c] / (J_{ш} L_{\Phi} + J_{ма}). \end{aligned} \right\} (1)$$

Моменты  $M_1, M_2, \dots, M_6$  отображают суммарные воздействия упругих и диссипативных элементов, соединяющих между собой соответствующие сосредоточенные массы системы (см. рис. 2). Вычисление их осуществляется по формуле

$$M_i = c_i \Delta\varphi_i + \mu_i \Delta\omega_i, \quad (2)$$

где  $\Delta\varphi_i$  – угловая деформация  $i$ -го соединительного элемента;  $\Delta\omega_i$  – относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

Для отображения состояния фрикционов ГМП в динамической модели

использованы дискретные функции  $L_{\Phi_j}$  и  $P_{\Phi_j}$ . Функция  $L_{\Phi_j}$  определяет условия замыкания  $j$ -го фрикциона и вычисляется по формуле

$$L_{\Phi_j} = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_{\Phi_j} \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } \omega_{\Phi_j} > \Delta\omega, \end{cases} \quad (3)$$

где  $\omega_{\Phi_j}$  – относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков  $j$ -го фрикциона:

$$\omega_{\Phi_j} = \omega_{вхj} - \omega_{выхj}; \quad (4)$$

$\Delta\omega$  – допустимое значение  $\omega_{\phi j}$ , определяющее условие блокирования фрикциона (принимают  $\Delta\omega = 2...3$  рад/с);  $\omega_{вхj}$ ,  $\omega_{выхj}$  – угловые скорости соответственно ведущих и ведомых дисков  $j$ -го фрикциона.

При  $L_{\phi j} = 0$   $j$ -й фрикцион буксует и в уравнениях реализуется соответствующий момент его трения  $M_{\phi j}$ . При  $L_{\phi j} = 1$  фрикцион замкнут и момент его трения автоматически исключается из модели, а сосредоточенные массы на его входе и выходе объединяются.

$$P_{\phi j} = 0,5 \left\{ 1 + \text{sign} \left[ M_{\phi j} - |M_{\text{вых}} + J_{\text{вых}} \dot{\omega}_{\text{вых}}| / (u_i \eta_i) \right] \right\}, \quad (5)$$

где  $J_{\text{вых}}$ ,  $\dot{\omega}_{\text{вых}}$  – момент инерции и ускорение сосредоточенной массы на выходе  $j$ -го фрикциона;  $u_i$ ,  $\eta_i$  – передаточное число и КПД  $i$ -й включенной передачи.

Функция  $\text{sign}$  в уравнениях системы (1) учитывает знак относительной скорости скольжения дисков фрикционов при их буксовании.

Более подробное описание структуры динамической модели и её свойств приведено в [5, с. 310].

Моделирование движения самосвала осуществлялось с учетом реальных характеристик на примерах двух карьеров – «Гранит» (г. п. Микашевичи, Брестская обл., Республика Беларусь)

Для фрикциона блокировки ГДТ  $\omega_{вхj} = \omega_{\text{н}}$ ,  $\omega_{выхj} = \omega_{\text{т}}$ . При его замыкании  $\omega_{\text{т}} = \omega_{\text{н}}$ ,  $M_{\text{т}} = M_{\text{н}}$ , в результате второе и третье уравнения системы (1) оказываются одинаковыми.

При разомкнутом фрикционе блокировки ГДТ  $\Phi_{\text{бл}}$  на связанные с ним массы вместо момента трения этого фрикциона действуют моменты насосного  $M_{\text{н}}$  и турбинного  $M_{\text{т}}$  колес, а при буксующем фрикционе их значения складываются с моментом трения фрикциона блокировки  $M_{\phi \text{бл}}$ .

Дискретная функция  $P_{\phi j}$  определяет условия размыкания  $j$ -го фрикциона:

и «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл., Российская Федерация). Маршруты движения в этих карьерах существенно различаются своими параметрами, характеризующими дорожные условия. Маршрут движения представляется в виде совокупности участков дороги, каждый из которых характеризуется продольным уклоном  $h_j$ , коэффициентом сопротивления качению  $f_j$ , коэффициентом сцепления  $\phi_j$ , радиусом кривизны траектории в плане  $r_j$ . В табл. 2 приведены значения уклонов карьера «Гранит», а в табл. 3 – карьера «Ерунаковский».

Табл. 2. Параметры характеристик карьера «Гранит»

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

Табл. 3. 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	33,5
Уклон $h$ , %	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

Уклоны  $h_j$  характеризуют макропрофиль дороги, оказывающий влияние на общий уровень нагрузок в трансмиссии. Но на процессы функционирования механизмов трансмиссии влияет также микропрофиль дорожного покрытия. Для микропрофиля характерны короткие неровности дороги, воздействия которых на колеса сопровождаются колебаниями подрессоренных и недрессоренных масс автомобиля и рассогласованием кинематики вращения ведущих колес. На самосвалах БелАЗ используется рычажный направляющий аппарат подвески ведущих мостов, вызывающий периодические изменения окружной деформации шин, в результате чего в упругих элементах трансмиссии возникают колебания моментов нагрузки (валов коробки передач, карданных передач, полуосей).

Колебания скорости окружной деформации шин ведущих колес  $\Delta\omega_k$  определяются изменениями ординат микропрофиля дороги  $q(s)$ . В первом приближении значение  $\Delta\omega_k$  можно вычислить по формуле

$$\Delta\omega_k = \frac{v \operatorname{tg} \alpha_0}{r_k} \cdot \frac{dq(s)}{ds}, \quad (6)$$

где  $v$  – скорость автомобиля, м/с;  $r_k$  – радиус качения ведущих колес, м;  $\alpha_0$  – угол наклона продольного рычага подвески к горизонту в исходном статическом состоянии автомобиля, рад.

Функция  $q(s)$  представляет собой случайную функцию перемещения машины  $x_s$ . Для ее описания использован алгоритм формирования дискретных

значений ординат микропрофиля  $q_i$ , описанный в [5]. Он основан на использовании корреляционной функции микропрофиля дороги. Принято следующее выражение этой функции [6, с. 333]:

$$R_q(x_s) = \sigma_q^2 \left( A_1 e^{-\alpha_1 |x_s|} + A_2 e^{-\alpha_2 |x_s|} \cos \beta x_s \right), \quad (7)$$

где  $\sigma_q$  – среднее квадратическое значение ординат микропрофиля, м;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты, характеризующие затухание соответственно первой и второй составляющих корреляционной функции,  $\text{м}^{-1}$ ;  $\beta$  – коэффициент, характеризующий периодическую составляющую микропрофиля (путевая частота),  $\text{м}^{-1}$ ;  $A_1, A_2$  – коэффициенты распределения дисперсии между двумя составляющими корреляционной функции.

Приняты следующие значения параметров корреляционной функции ординат микропрофиля [6, с. 335]:  $\sigma_q = 0,015$  м;  $A_1 = 0,8$ ;  $A_2 = 0,2$ ;  $\alpha_1 = 0,5$   $\text{м}^{-1}$ ;  $\alpha_2 = 0,2$   $\text{м}^{-1}$ ;  $\beta = 1,8$   $\text{м}^{-1}$ . Эти значения параметров характерны для дорожных условий с изношенным бетонным покрытием.

Рассмотрим алгоритмы формирования реализаций дискретного случайного процесса с корреляционными функциями, входящими в состав выражения (7).

Последовательность ординат случайного процесса с корреляционной функцией  $R_q(x_s) = \sigma_q^2 e^{-\alpha |x_s|}$  получают по формуле [5, с. 429]

$$q_k = a_0 x_k^N + b_1 q_{k-1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (8)$$

где  $a_0 = \sigma_q \sqrt{1 - b_1^2}$ ;  $b_1 = e^{-\alpha h}$ ;  $h$  – шаг дискретизации независимой переменной  $t$ ;  $x_k^N$  – значения нормально распределенной случайной величины  $X^N$  с параметрами  $m_x = 0$  и  $\sigma_x = 1$ .

$$q_k = a_0 x_k^N + a_1 x_{k-1}^N + b_1 q_{k-1} + b_2 q_{k-2}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \quad (9)$$

где  $a_0 = \sigma_q b_0$ ;  $a_1 = \sigma_q a_0 / b_0$ ;  
 $b_0 = \sqrt{(c_1 + \sqrt{c_1^2 - 4c_0^2}) / 2}$ ;  
 $b_1 = 2e^{-\alpha h} \cos \beta h$ ;  $b_2 = -e^{-2\alpha h}$ ;  
 $c_0 = e^{-\alpha h} (e^{-2\alpha h} - 1) \cos \beta h$ ;  
 $c_1 = 1 - e^{-4\alpha h}$ .

Если корреляционная функция случайного процесса представляет собой сумму приведенных функций, согласно (7), то значение  $q_k$  равно сумме ординат, вычисленных по формулам (8) и (9). При этом  $x_k^N$  в этих формулах должны быть независимыми последовательностями нормально распределенных величин с параметрами  $m_x = 0$  и  $\sigma_x = 1$ .

Воздействие микропрофиля дороги на ведущие колеса обуславливает формирование дополнительного момента в упругом элементе шин ведущих колес  $\Delta M_{y6}$ , вычисляемого по формуле

$$\Delta M_{y6} = c_6 \int_0^t \Delta \omega_k dt. \quad (10)$$

Значение  $\Delta \omega_k$  переменна как по величине, так и по направлению. Так как микропрофиль дороги представляется в виде дискретных значений ординат  $q_i$ , полученных с шагом дискретизации их аргумента  $\Delta s$ , то в формуле (6) значение  $dq(s)/dt$  заменяется отношением  $\Delta q / \Delta s$ , где  $\Delta q$  – разность двух смежных ординат:  $\Delta q = q_{i+1} - q_i$ .

Последовательность ординат случайного процесса с корреляционной функцией  $R_q(x_s) = \sigma_q^2 e^{-\alpha |x_s|} \cos \beta x_s$  получают по формуле [5, с. 429]

Следовательно, величина  $\Delta \omega_k$  изменяется после проезда расстояния  $\Delta s$  и происходит непрерывное изменение вращающего момента  $\Delta M_{y6}$ , действующего на сосредоточенные массы  $J_{вк}$  и  $J_{ш}$  (см. рис. 2). Было принято  $\Delta s = 0,5$  м [6].

Моменты сопротивления качению  $M_{fн}$ ,  $M_{fв}$ , сопротивления подъему  $M_h$  и сопротивления воздуха  $M_w$  рассматривались как детерминированные функции и вычислялись по известным из теории автомобиля формулам [6].

При моделировании движения самосвала по маршруту получены графики изменения во времени следующих процессов: скорости  $v$ , ускорения  $a$  и перемещения  $s$  автомобиля; вращающих моментов двигателя  $M_d$  и турбины гидротрансформатора  $M_T$ ; частоты вращения вала двигателя  $n_d$  и турбины  $n_T$ ; мощности  $P_d$  и часового расхода топлива двигателя  $G_T$ ; моментов нагрузки валов трансмиссии  $M_{yj}$ ,  $j = \overline{1, 5}$ ; удельной мощности  $P_{уд}$  и удельной работы трения  $W_{уд}$  фрикционных ГМП. Осуществлялась также регистрация изменений уклона дороги  $h$ , номера передачи  $N_{к.п}$ , состояния блокировки ГДТ  $St_{бл}$ , положения педали акселератора  $\gamma_a$ , а также изменения порогов автоматического переключения передач и блокирования ГДТ, параметров адаптации МСАУ к изменению дорожных

условий. Полученные результаты моделирования движения в карьере «Гра-

нит» представлены на рис. 3.

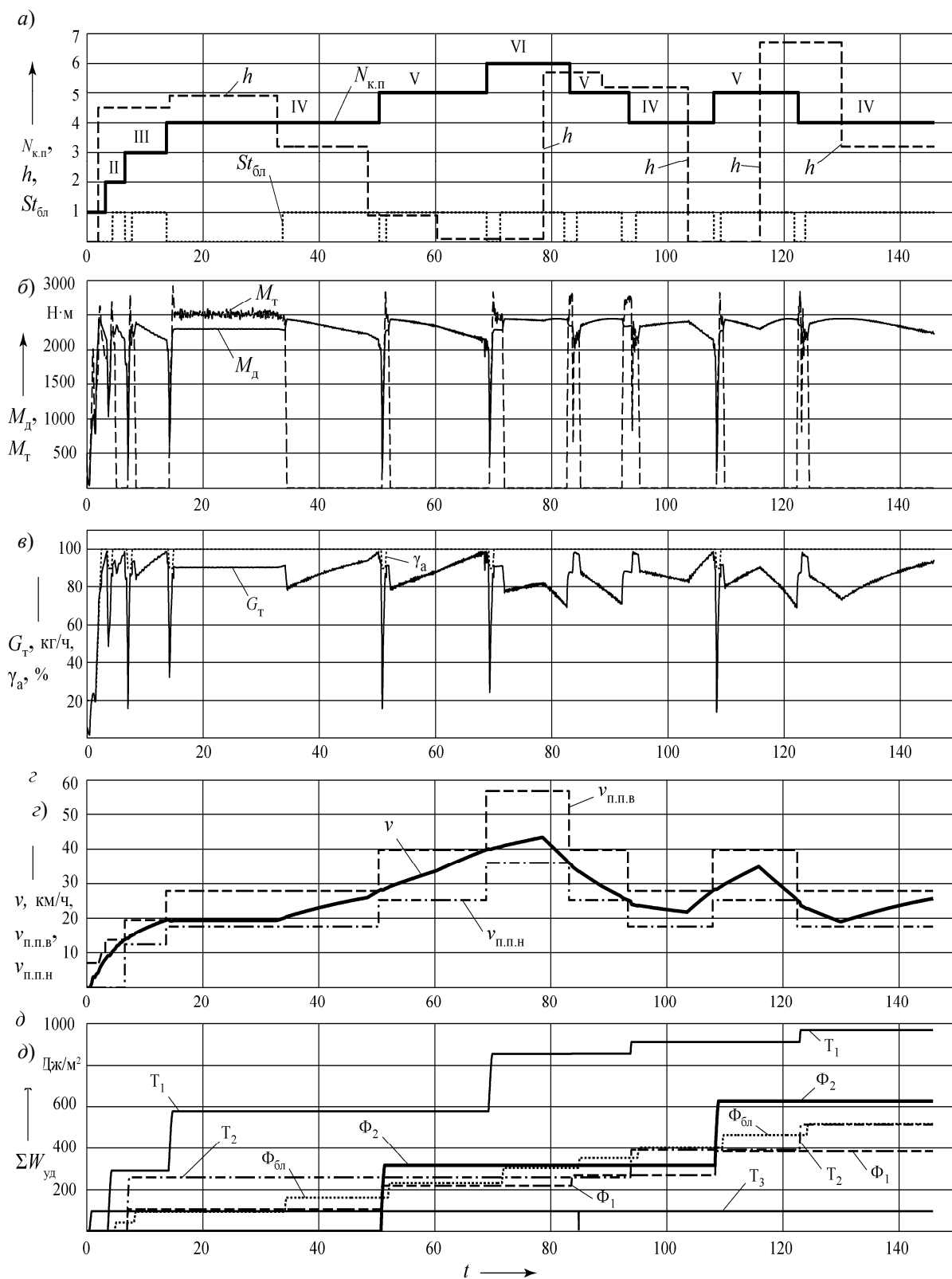


Рис. 3. Графики изменения во времени характеристик процессов функционирования механизмов самосвала при движении в карьере «Гранит»



На рис. 3, *a* приведены графики изменения во времени уклона  $h$ , номера передачи  $N_{к.п}$  и индикатора состояния фрикциона блокировки ГДТ  $St_{бл}$ ; на рис. 3, *б* – моментов двигателя  $M_d$  и турбины  $M_T$ ; на рис. 3, *в* – часового расхода топлива  $G_T$  и  $\gamma_a$ ; на рис. 3, *г* – скорости автомобиля  $v$  и порогов автоматического переключения передач на высшие  $v_{п.п.в}$  и низшие  $v_{п.п.н}$  передачи. Приведенные графики соответствуют движению самосвала в карьере «Гранит». Аналогичные графики получены и для карьера «Ерунаковский».

Из рис. 3, *б* видно, что при переключении передач гидротрансформатор автоматически разблокируется и  $M_T > M_d$ , при этом индикатор состояния ГДТ  $St_{бл} = 0$  (см. рис. 3, *a*). При заблокированном ГДТ  $M_T = 0$ , а  $St_{бл} = 1$ . В интервале времени 15...35 с самосвал движется на IV передаче с неблокированным гидротрансформатором, что обусловлено увеличением уклона  $h$  после включения этой передачи.

Графики на рис. 3, *г* иллюстрируют работу МСАУ по переключению передач. При достижении пороговых значений  $v_{п.п.в}$  или  $v_{п.п.н}$  скорости автомобиля  $v$  происходит соответствующее переключение передач ПКП и фрикционами выполняется работа трения. На графиках (см. рис. 3, *д*) отображается накопление суммарной удельной рабо-

ты трения  $\Sigma W_{уд}$  соответствующими фрикционами за время преодоления маршрута.

Результаты выполненных исследований приведены в табл. 4–6. В табл. 4 приведены данные о суммарном времени движения самосвала на различных передачах  $\Sigma t_{к.п.i}$ , при заблокированном гидротрансформаторе  $\Sigma t_{бл}$  и времени преодоления маршрута  $t_M$ , а в табл. 5 – данные о количестве включений передач. В карьере «Гранит» самосвал движется в основном на IV, V и VI передачах, а в карьере «Ерунаковский» – только на трех низших передачах II, III и IV, что отражается на показателях оценки эффективности выполнения транспортной работы и влияет на нагруженность валов трансмиссии и теплонапряженность фрикционов. В табл. 6 приведены значения ряда показателей. В качестве показателей эффективности использованы: средняя скорость движения самосвала на маршруте  $v_{ср}$ ; путевой расход топлива  $Q_s$ ; суммарный расход топлива за время преодоления маршрута  $Q_M$ . При практически одинаковой длине маршрута (1050 и 939,4 м соответственно) средняя скорость движения в первом случае составляет 25,92 км/ч, во втором – 17,59 км/ч, а путевой расход топлива – соответственно 382,1 и 572,6 л/100 км.

Табл. 4. Время движения самосвала на различных передачах  $\Sigma t_{к.п.i}$ , при заблокированном ГДТ  $\Sigma t_{бл}$  и время преодоления маршрута  $t_M$

Карьер	Единица измерения	Время движения на передачах $\Sigma t_{к.п.i}$					$\Sigma t_{бл}$	$t_M$
		II	III	IV	V	VI		
«Гранит»	с	3,352	7,141	74,600	43,260	14,290	109,000	145,8
	%	2,299	4,898	51,166	29,671	9,801	74,760	100,0
«Ерунаковский»	с	62,430	40,580	86,310	0	0	176,500	192,2
	%	32,482	21,113	44,906	0	0	91,831	100,0

Табл. 5. Количество включений передач на маршруте

Карьер	Номер передачи				
	II	III	IV	V	VI
«Гранит»	1	1	3	3	1
«Ерунаковский»	2	4	3	0	0

Табл. 6. Показатели эффективности выполнения транспортной работы и нагруженности фрикционных элементов управления ГМП

Карьер	Показатель								
	эффективности			нагруженности фрикционных элементов $\Sigma W_{уд}$					
	$v_{ср}$ , км/ч	$Q_s$ , л/100 км	$Q_m$ , л	$\Phi_H$	$\Phi_3$	$\Phi_B$	$\Phi_2$	$\Phi_1$	$\Phi_{бл}$
«Гранит»	25,92	382,1	4,012	383,8	626,6	968,2	513,7	96,45	517,6
«Ерунаковский»	17,59	572,6	5,379	288,5	0	1096,0	515,1	134,2	471,9

В табл. 6 также приведены значения суммарной удельной работы трения фрикционов  $\Sigma W_{уд}$ . Величина  $\Sigma W_{уд}$  определяет износ фрикционных дисков. Наибольшую суммарную удельную работу трения выполняет фрикцион делителя  $\Phi_B$  (см. рис. 3, д): суммарная его работа трения в карьере «Гранит»  $\Sigma W_{уд} = 968,2$  кДж/м<sup>2</sup>, а в карьере «Ерунаковский»  $\Sigma W_{уд} = 1096,0$  кДж/м<sup>2</sup>, причем за одно переключение она составляет 285 кДж/м<sup>2</sup>. Такое же значение работы трения при единичном включении фрикциона  $\Phi_2$ , но количество его включений меньше. Удельная работа трения фрикциона  $\Phi_3$  за одно включение составляет 330 кДж/м<sup>2</sup>, но он в карьере «Гранит» включается всего 2 раза, а в карьере «Ерунаковский» не включается, т. к. он используется при переключениях IV  $\rightarrow$  V.

Таким образом, установлено, что наибольшую удельную работу трения за единичное включение совершают фрикционы  $\Phi_B$ ,  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$ , а суммарная удельная работа трения каждого фрик-

циона зависит от сложности маршрута, обуславливающей количество его включений. Следовательно, эти фрикционы будут определять ресурс работы механизма управления ГМП и их параметры подлежат оптимизации в первую очередь.

Для оценки влияния карьерных условий на нагрузки в трансмиссии сравним значения моментов на карданном валу  $M_{к.в}$ , полученные в карьере «Гранит» (рис. 4, а) и в карьере «Ерунаковский» (рис. 4, б). Наибольшие нагрузки возникают при трогании самосвала с места. В обоих случаях они достигают 10 кН·м. В дальнейшем среднее значение момента изменяется соответственно изменению величины уклона  $h$ , а его колебания относительно среднего значения обусловлены влиянием микропрофиля дороги и переходными процессами при переключениях передач. Величина момента  $M_{к.в}$  существенно снижается при неблокированном гидротрансформаторе. Это видно из рис. 4, а, на котором в интервале времени 15...35 с гидротрансформатор разбло-

кирован, и амплитуды колебаний момента  $M_{к.в}$  снижаются. Однако на этом режиме снижается скорость самосвала

(см. рис. 3, *з*) и возрастает расход топлива (см. рис. 3, *в*).

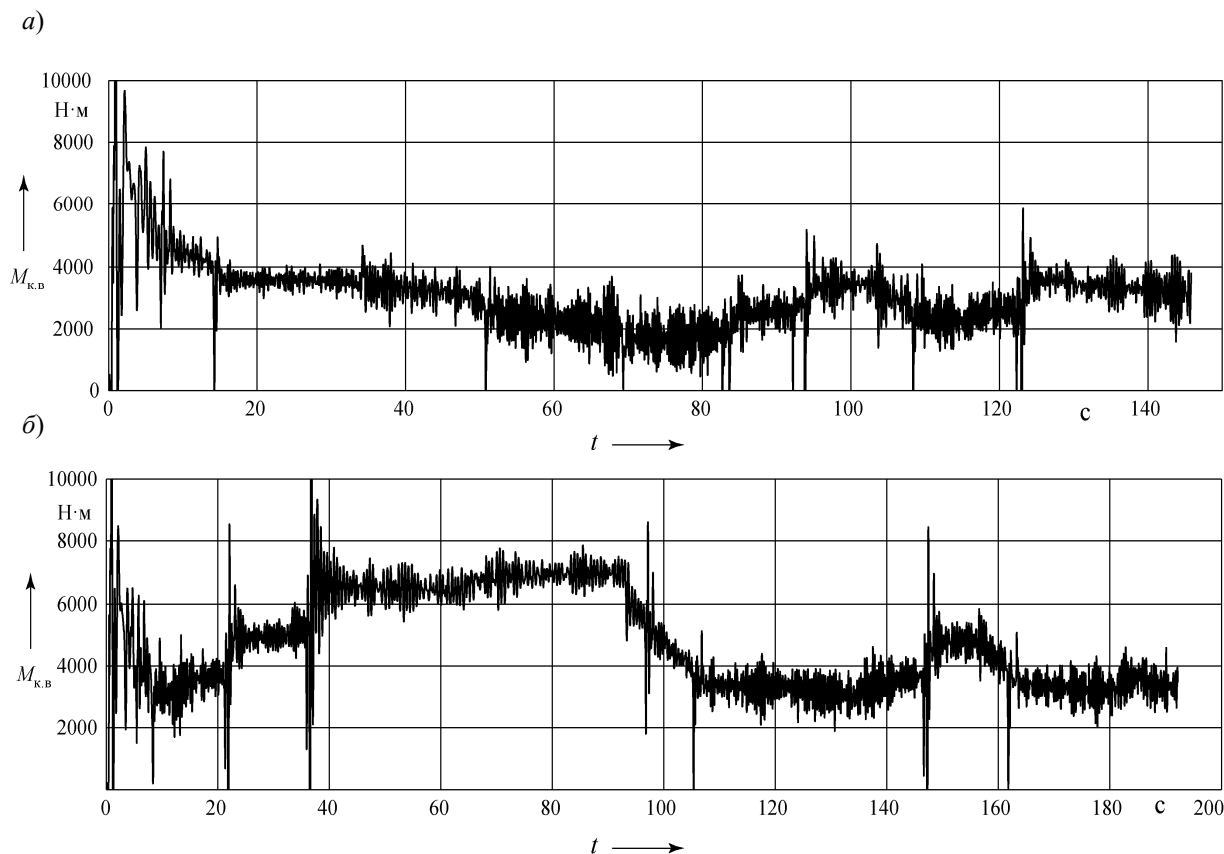


Рис. 4. Графики изменения во времени моментов нагрузки на карданном валу трансмиссии самосвала при движении в карьере «Гранит» (*а*) и в карьере «Ерунаковский» (*б*)

При переключениях передач нагрузки зависят от дорожных условий, требующих использования различных передач, поэтому во втором карьере значения  $M_{к.в}$  гораздо выше, чем в первом. Особенно значительны величины моментов при переключениях на низшие передачи. Так, в момент времени  $t = 36,7$  с на рис. 3, *б* отображено переключение III  $\rightarrow$  II, при котором значение  $M_{к.в}$  достигает 10 кН·м, т. е. не ниже, чем при трогании с места. При переключениях на высшие передачи нагрузки в трансмиссии существенно ниже, чем при переключениях на низшие передачи. Отметим также, что при

автоматическом переключении передач в однотипных условиях значения  $M_{к.в}$  оказываются практически одинаковыми, что является положительным свойством МСАУ.

Моделирование движения самосвала в карьерных условиях осуществлялось с учетом влияния микропрофиля дороги на нагрузки механизмов гидромеханической трансмиссии. Описание ординат микропрофиля дороги формировалось на основе корреляционной функции (7) и алгоритмов её реализации (8) и (9). В результате режимы функционирования механизмов автомобиля представляли собой случайные

процессы. Вероятностному анализу подвергались вращающиеся моменты двигателя  $M_d$  и трансмиссии  $M_{к.в}$ , мощности  $P_d$  и частоты вращения вала двигателя  $n_d$ , а также ряда других параметров и характеристик самосвала. При этом определялись оценки математического ожидания, дисперсии, корреляционной функции, спектральной плотности, а также характеристики плотности распределения каждого исследуемого

параметра автомобиля.

Результаты выполненного вероятностного анализа процессов функционирования и нагрузочных режимов механизмов ГМП будут изложены в последующих статьях. Их использование в процессе функционального и конструкторского проектирования гидромеханической передачи для карьерного самосвала позволит принимать обоснованные решения по выбору параметров создаваемой конструкции.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
2. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
3. **Тарасик, В. П.** Методика моделирования планетарной передачи / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 10. – С. 10–18.
4. Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко [и др.]; под ред. В. П. Тарасика. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
5. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
6. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.

*Статья сдана в редакцию 30 апреля 2023 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-291-85-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

**Valdimir Petrovich Tarasik**, Dr. Sc. (Tech.), Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-291-85-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.