

УДК 629.113

*В. С. Савицкий*

## ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

UDC 629.113

*V. S. Savitsky*

## EFFECT OF CHARACTERISTICS OF GEARSHIFT CONTROL ON QUALITY INDICATORS OF TRANSIENT PROCESSES

### Аннотация

Приведены результаты исследований переходных процессов в трансмиссии карьерного самосвала при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционными. Произведено сравнение двух способов управления фрикционными – с отрицательным и нулевым перекрытием ступеней.

### Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, механизм управления фрикционными, параметры механизма, критерии качества переходных процессов.

### Abstract

The results of studies of transient processes in the transmission of a quarry dump truck during gear shifting are presented. Diagrams were obtained which depict dependencies between the accepted criteria for assessing quality of transients and the control parameters for friction clutch couplings. Two ways of friction clutch coupling control, with negative and zero overlapping of steps, were compared.

### Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, control mechanism for friction clutch coupling, mechanism parameters, quality criteria for transient processes.

На карьерном самосвале БелАЗ-7555Н грузоподъемностью 60 т применяется гидромеханическая передача (ГМП), состоящая из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и шестиступенчатой планетарной коробки передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется посредством многодисковых фрикционных муфт и тормозов, снабжённых гидроприводом управления.

Кинематическая схема планетарной коробки передач (ПКП) (рис. 1) имеет три степени свободы. В состав ПКП входят двухступенчатый делитель (Д) и базовая трехступенчатая коробка

передач (БКП), позволяющие получить шесть передач переднего хода [1]. В данной ГМП использован гидротрансформатор ЛГ-470ПП. На самосвале установлен двигатель CUMMINS модели КТТА 19-С максимальной мощностью 522 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин. В качестве системы управления проектируемой ГМП применена мехатронная система автоматического управления (МСАУ), разработанная с участием автора и используемая на карьерных самосвалах БелАЗ с серийной ГМП. Описание этой МСАУ изложено далее [2].



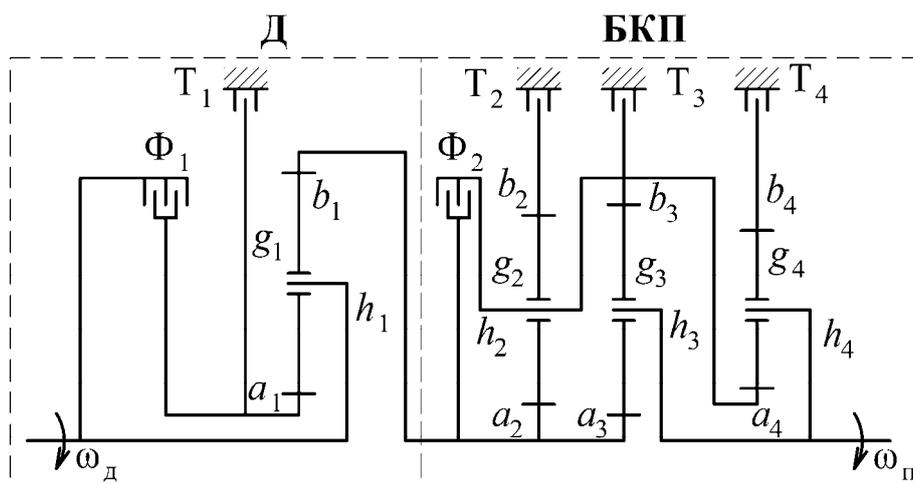


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

Проектные характеристики управления фрикционными в процессе переключения передач показаны на рис. 2. Момент времени  $t_0$  соответствует началу процесса переключения передач,

а  $t_k$  – окончанию. График  $p_{\phi 1}$  представляет собой изменение давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона, а график  $p_{\phi 2}$  – включаемого.

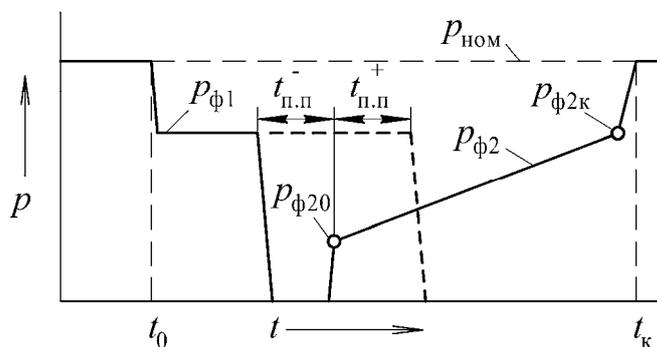


Рис. 2. Характеристики управления фрикционными

Параметрами характеристики являются: начальное давление регулирования  $p_{\phi 20}$ ; скорость возрастания давления  $k_p = dp_{\phi} / dt$ ; время перекрытия передач  $t_{п.п}$ , которое может быть как отрицательным  $t_{п.п}^-$ , так и положительным  $t_{п.п}^+$ . Отрицательное перекрытие означает, что в течение времени  $t_{п.п}^-$  присутствует разрыв между передачами и к ведущим колесам энергия не подво-

дится. Положительное перекрытие означает, что в течение времени  $t_{п.п}^+$  включены две передачи и к ведущим колесам энергия подводится двумя параллельными потоками.

Поскольку условия движения карьерного самосвала изменяются в довольно широких пределах, то необходимо определить оптимальные характеристики управления фрикционными для различных условий. Определение характеристик управления фрикционными



при переключении передач производилось на основе математического моделирования и параметрической оптимизации [3]. Для получения математиче-

ской модели составлена динамическая модель трансмиссии, представленная на рис. 3.

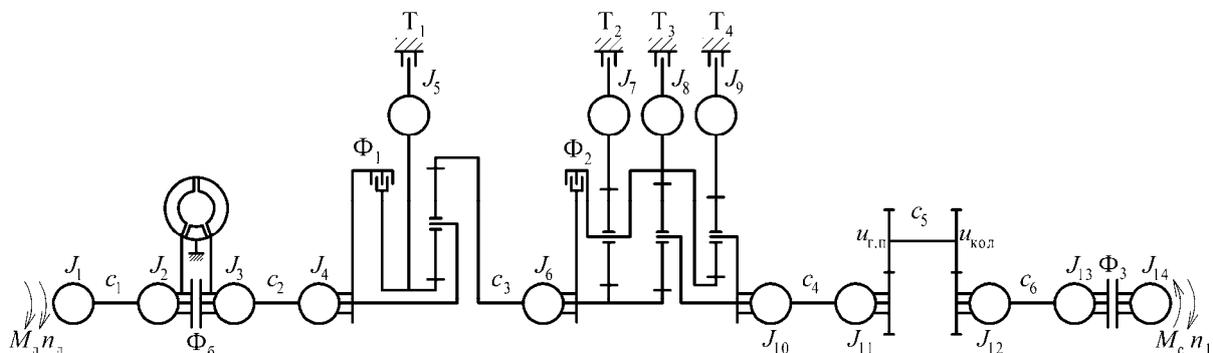


Рис. 3. Динамическая модель трансмиссии самосвала

Моменты инерции сосредоточенных масс в динамической модели обозначены  $J_i$ . Взаимодействие инерционных элементов осуществляется посредством упругих, диссипативных, трансформаторных и фрикционных элементов.

При разработке динамической модели выделено 14 инерционных элементов и определены их параметры – моменты инерции. Они отображают инерционные свойства следующих элементов:  $J_1$  – момент инерции двигателя;  $J_2$  – момент инерции насосного колеса гидротрансформатора (ГДТ);  $J_3$  – момент инерции турбины ГДТ;  $J_4 \dots J_{10}$  – моменты инерции звеньев ПКП;  $J_{11}$  – момент инерции главной передачи и дифференциала;  $J_{12}$  – момент инерции колесной передачи;  $J_{13}$  – момент инерции ведущих колес;  $J_{14}$  – момент инерции, учитывающий инерционные свойства поступательно движущейся массы автомобиля, а также момент инерции ведомых колес (моменты инерции  $J_i$ , кг·м<sup>2</sup>).

Параметром упругого элемента является коэффициент жесткости. В ди-

намической модели обозначены коэффициенты жесткостей  $c_j$  следующих элементов:  $c_1$  – коэффициент жесткости карданной передачи между двигателем и ГМП;  $c_2$  – коэффициент жесткости турбинного вала ГМП;  $c_3$  – коэффициент жесткости входного вала базовой коробки передач;  $c_4$  – коэффициент жесткости выходного вала ГМП и карданной передачи между ГМП и главной передачей;  $c_5$  – коэффициент жесткости полуосей;  $c_6$  – коэффициент жесткости шин ведущих колес (коэффициенты жесткости  $c_j$ , Н·м/рад).

Параметром диссипативного элемента является коэффициент сопротивления (демпфирования)  $\mu_j$ . Значение  $\mu_j$  определяется на основе априорной информации об относительных коэффициентах затухания колебаний  $\gamma_j$ . Диссипативные элементы в механической системе всегда сопутствуют упругим элементам, поэтому на рис. 3 они не показаны с целью упрощения.

По динамической модели была составлена математическая модель в виде

системы дифференциальных уравнений, которые приведены в [4].

При моделировании движения самосвала трогание самосвала с места производилось на 1-й ступени ПКП. При этом предполагалось, что фрикцион делителя  $\Phi_1$  включен предварительно на нейтрали, а трогание осуществляется включением фрикциона Тз. Педаль акселератора при трогании с места фиксировалась в положении  $\gamma_a = 20\%$ , что соответствует начальной частоте вращения вала двигателя (частоте холостого хода)  $n_{\text{хх}} = 908,3$  об/мин. Это положение  $\gamma_a$  удерживалось постоянным в течение 1,5 с для того, чтобы обеспечить полное завершение процесса буксования фрикциона Тз. Затем в течение 1 с положение педали акселератора увеличивалось по линейной харак-

теристике до значения  $\gamma_a = 100\%$ , после чего продолжалось движение самосвала до момента переключения на следующую передачу.

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Блокирование гидротрансформатора на второй передаче осуществлялось по программе алгоритма, а на остальных передачах выполнялось сразу же непосредственно после включения очередной передачи.

На рис. 4 приведены графики изменения скорости  $v_a$  и ускорения  $a$  самосвала при движении на уклоне  $h = 0,06$  при переключениях передач  $N \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3$ .

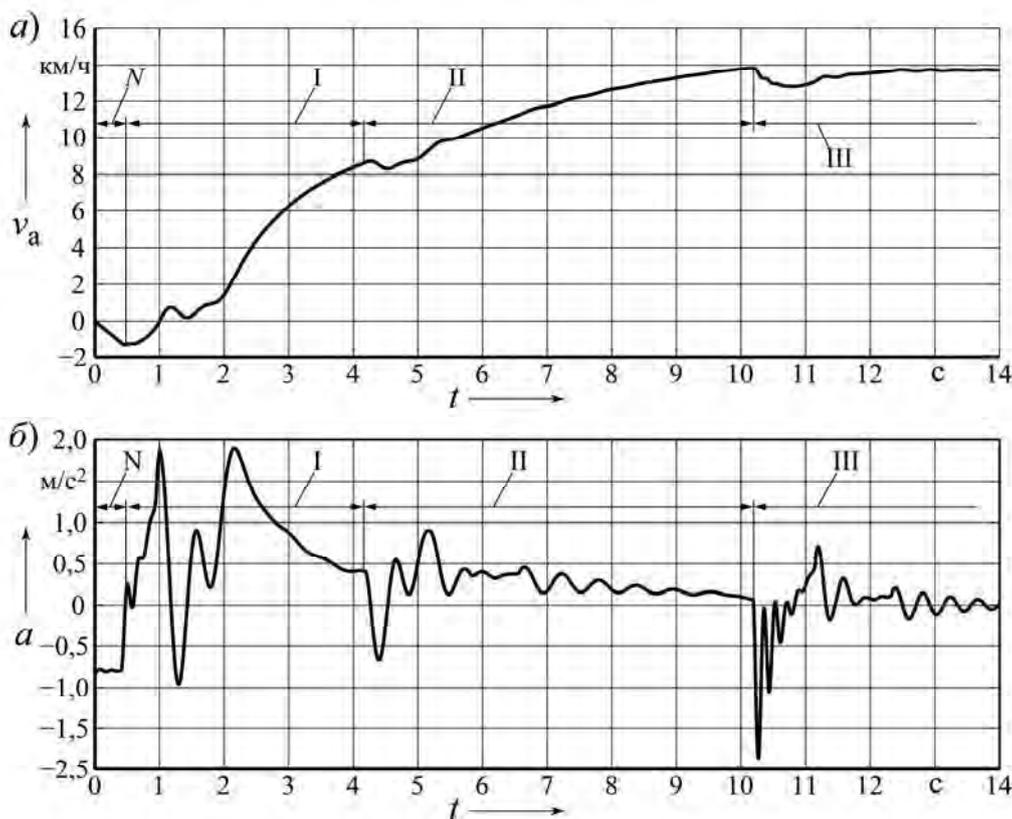


Рис. 4. Графики скорости (а) и ускорения (б) при разгоне автомобиля



На рис. 5, а показаны графики изменения давления  $p_{\phi}$  в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 5, б – графики относительных скоростей дисков фрик-

ционов  $n_{\phi}$ ; на рис. 5, в – удельные мощности трения фрикционных дисков  $P_i$ ; на рис. 5, г – удельные работы буксования  $W_i$ .

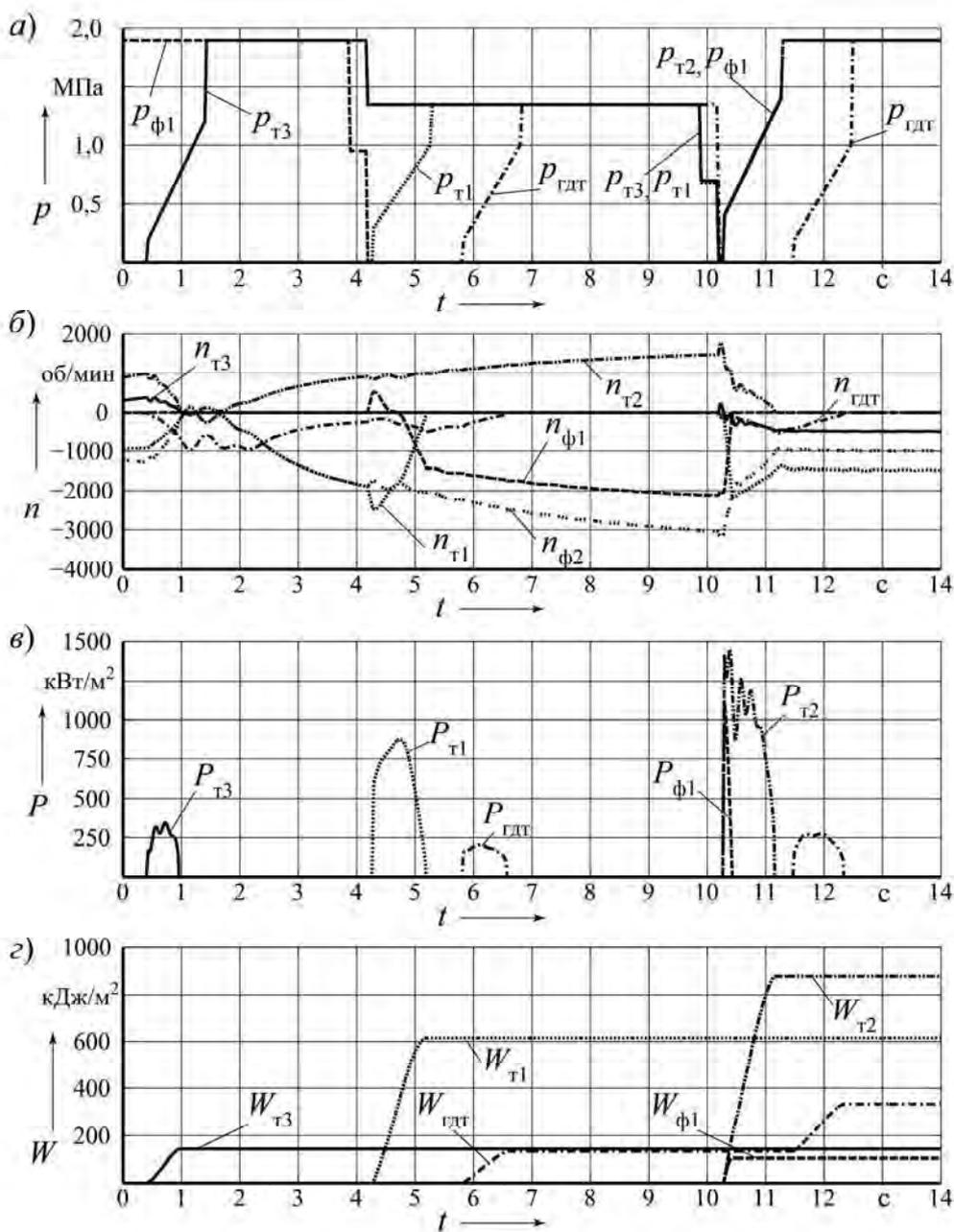


Рис. 5. Графики изменения давлений  $p_{\phi}$  (а), относительных скоростей дисков фрикционов  $n_{\phi}$  (б), удельных мощностей  $P_i$  (в) и удельных работ буксования фрикционов  $W_i$  (г)

На рис. 6, а представлены графики, отражающие изменение вращающих

моментов двигателя  $M_{\text{д}}$ , насосного колеса  $M_{\text{н}}$  и турбины  $M_{\text{т}}$  гидротранс-



форматора, а на рис. 6, б – изменение частоты вращения вала двигателя  $n_d$

и турбины гидротрансформатора  $n_T$ .

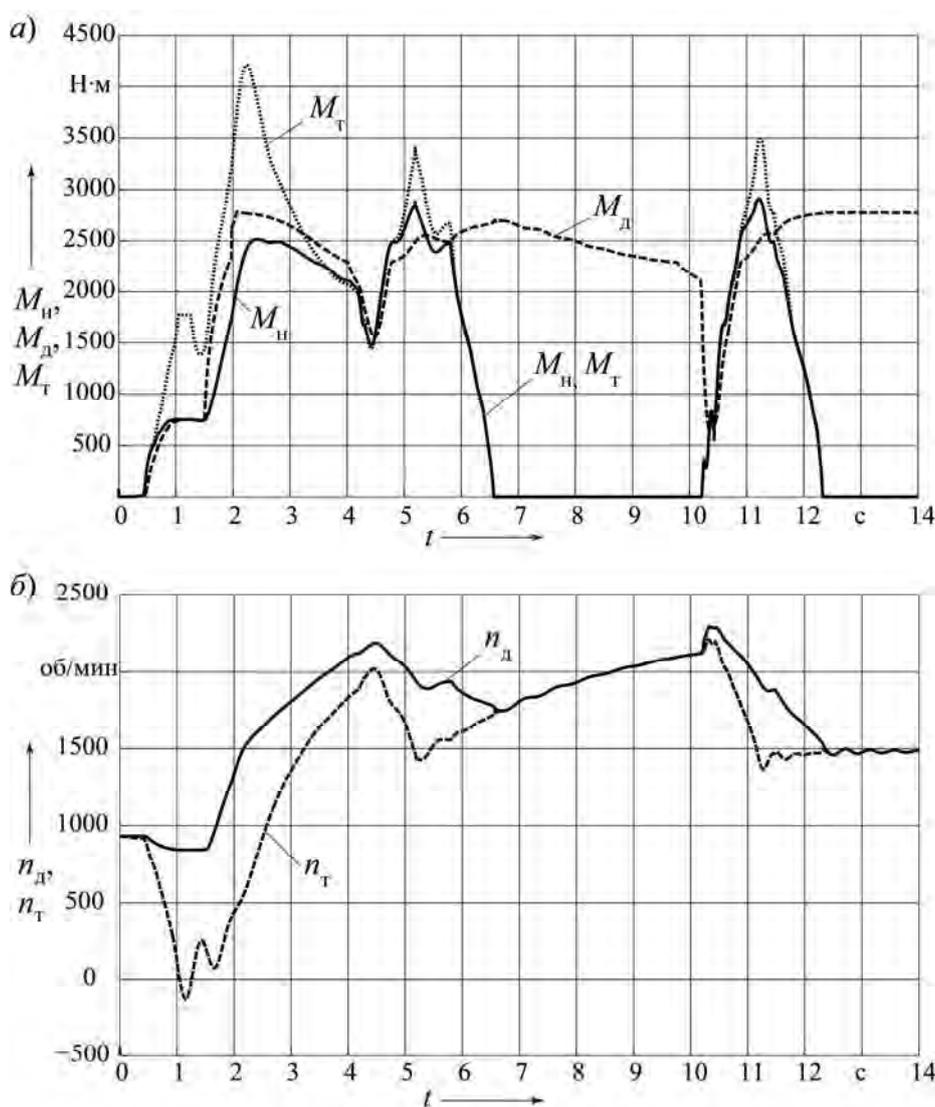


Рис. 6. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)

На рис. 7 приведены графики изменения моментов в упругих элементах трансмиссии: момента на карданном валу между двигателем и ГМП  $M_{y1}$ ; момента на валу турбины гидротрансформатора  $M_{y2}$ ; момента на валу ПКП (между делителем и БКП)  $M_{y3}$ ; момента на карданном валу между ГМП и главной передачей  $M_{y4}$ .

Как было отмечено ранее, условия движения карьерного самосвала изменяются в довольно широких пределах, поэтому определение оптимальных характеристик управления фрикционными производилось для следующих режимов:

- движение порожнего самосвала по горизонтальной дороге (уклон  $h = 0$ );
- движение гружёного самосвала по горизонтальной дороге;



– движение гружёного самосвала на уклоне  $h = 0,06$ .

Масса гружёного автомобиля при

этом принималась  $m_a = 104000$  кг, масса порожнего –  $m_0 = 44000$  кг.

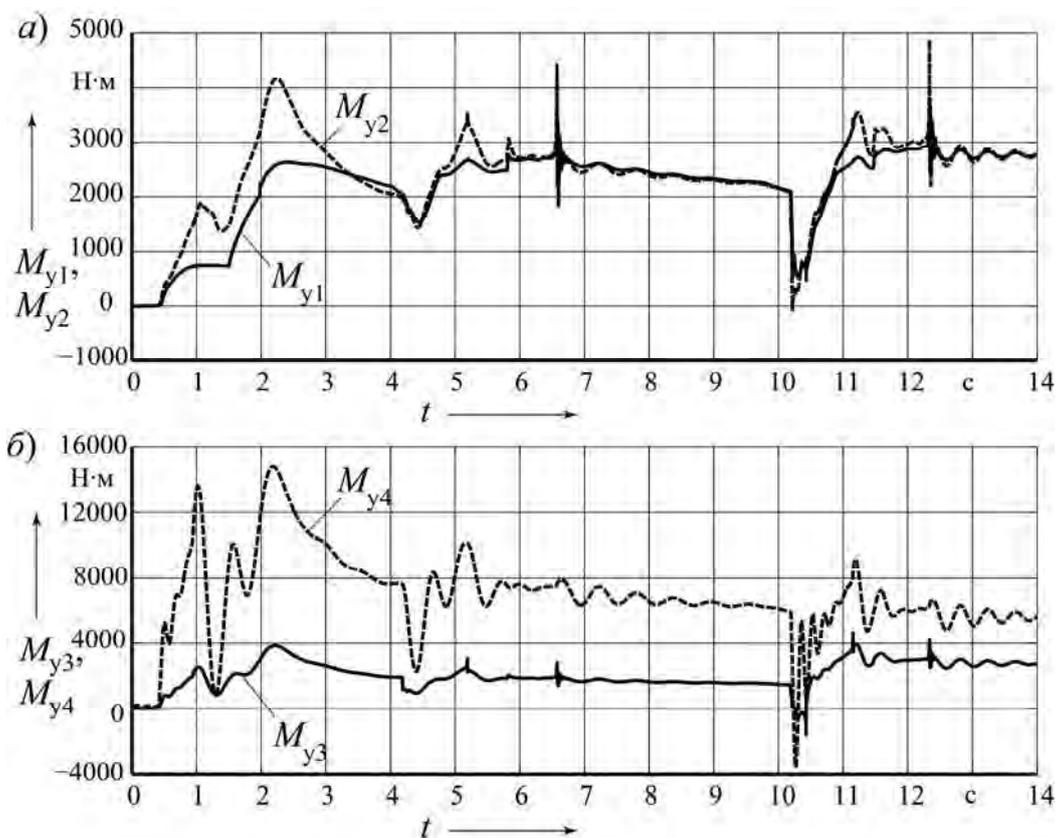


Рис. 7. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционами с отрицательным перекрытием

Решение задачи оптимизации осуществлялось на основе использования уравнений регрессий, связывающих между собой критерии и оптимизируемые параметры объекта. Уравнения регрессий при этом получены на базе проведения планируемого вычислительного эксперимента на исходной математической модели.

Для построения регрессионной модели принят квадратный полином. Структура квадратного полинома содержит основные эффекты, все парные взаимодействия и квадратичные эффекты:

$$y_j = b_{0j} + b_{1j}x_1 + b_{2j}x_2 + b_{3j}x_3 + b_{4j}x_1x_2 + b_{5j}x_1x_3 + b_{6j}x_2x_3 + b_{7j}x_1^2 + b_{8j}x_2^2 + b_{9j}x_3^2; \quad j = \overline{1,3}, \quad (1)$$

где  $x_1, x_2, x_3$  – нормированные значения факторов;  $y_j$  –  $j$ -я функция отклика;  $b_{0j}, b_{1j}, \dots, b_{9j}$  – коэффициенты  $j$ -го уравнения регрессии.

Факторами  $x_i$  являются параметры характеристик управления  $P_{ф0}, k_p, t_{п.п.}$ , а функциями отклика  $y_j$  –



критерии оценки качества процесса переключения передач: удельные мощность  $P_{уд}$ , Вт/м<sup>2</sup>, и работа буксования  $W_{уд}$ , Дж/м<sup>2</sup>, фрикциона; максимальный момент упругого элемента на выходе коробки передач  $M_{y4}$ , Н·м; максимальное ускорение автомобиля в про-

цессе переключения передач  $a_{max}$ , м/с<sup>2</sup>.

Нормированные значения факторов в каждом опыте определяются по матрице плана эксперимента (табл. 1). Во время эксперимента варьирование факторов проводили в соответствии с табл. 2.

Табл. 1. Матрица плана эксперимента

Номер опыта	Нормированное значение фактора			Номер опыта	Нормированное значение фактора		
	$x_1$	$x_2$	$x_3$		$x_1$	$x_2$	$x_3$
1	-1	-1	-1	8	+1	+1	+1
2	+1	-1	-1	9	-1	0	0
3	-1	+1	-1	10	+1	0	0
4	+1	+1	-1	11	0	-1	0
5	-1	-1	+1	12	0	+1	0
6	+1	-1	+1	13	0	0	-1
7	-1	+1	+1	14	0	0	+1

Табл. 2. Значения факторов на уровнях варьирования при проведении эксперимента

Обозначение фактора		Единица измерения фактора	Натуральное значение фактора		
Натуральное	Нормированное		на нижнем уровне ( $x_i = -1$ )	в центре плана ( $x_i = 0$ )	на верхнем уровне ( $x_i = +1$ )
$P_{ф0}$	$x_1$	МПа	0,2	0,4	0,6
$k_p$	$x_2$	МПа/с	0,6	0,8	1,0
$t_{п.п}$	$x_3$	с	-0,2	0	0,2

Результаты эксперимента для переключения 2 → 3 при движении на подъёме отображены в табл. 3. Аналогичные результаты имеют место для всех переключений на трёх приведенных ранее режимах. Для получения коэффициентов уравнений регрессий результаты экспериментов были подвергнуты регрессионному анализу, включающему три основных этапа [3]: статистический анализ результатов эксперимента, получение уравнений регрессий,

оценка адекватности и работоспособности полученной регрессионной модели. Значения коэффициентов регрессий для переключения 2 → 3 на подъёме приведены в табл. 4.

На рис. 8 представлены графики зависимостей критериев качества от нормированных значений оптимизируемых параметров, полученные по уравнениям регрессий (1) с коэффициентами из табл. 4.



Табл. 3. Значения функций отклика в точках плана эксперимента

Номер опыта	Значения функций отклика в точках плана эксперимента				Номер опыта	Значения функций отклика в точках плана эксперимента			
	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$		$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$
1	717,7	291,1	8276	1,2	8	2106	324,2	15180	3,194
2	1868	243	9605	1,561	9	757,6	269,7	6387	0,690
3	816,5	277,5	7333	0,845	10	1820	215,6	9739	1,625
4	1872	236,7	10260	1,724	11	1347	233,2	9501	1,579
5	1046	412	10510	1,859	12	1348	224,2	10160	1,773
6	2098	332,7	14510	2,99	13	1373	253,8	9261	1,456
7	1310	388,6	11220	2,05	14	1587	422	9609	1,388

Табл. 4. Значения коэффициентов регрессионных моделей

Коэффициент регрессии	Значение коэффициента регрессии для показателя качества			
	$P_{уд}$	$W_{уд}$	$M_{y_4}$	$a_{max}$
$b_0$	$1,3185 \cdot 10^3$	248,0125	$8,2334 \cdot 10^3$	1,1638
$b_1$	511,6200	-28,6700	$1,5568 \cdot 10^3$	0,4450
$b_2$	37,5800	-6,0800	175,1000	0,0397
$b_3$	149,9800	57,7400	$1,6294 \cdot 10^3$	0,4695
$b_4$	-43,8500	2,7750	194,7500	0,0664
$b_5$	-44,7250	-6,8500	463,0000	0,1294
$b_6$	21,1500	-1,5000	208,5000	0,0734
$b_7$	-29,7125	-5,3625	-170,3750	-0,0063
$b_8$	28,9875	-19,3125	$1,5971 \cdot 10^3$	0,5122
$b_9$	161,4875	89,8875	$1,2016 \cdot 10^3$	0,2582

Как видно из рис. 8, критерии качества конфликтны на всём интервале варьирования факторов. Это означает, что улучшение одного критерия качества приводит к ухудшению другого. Следовательно, выбрать однозначно оптимальные параметры характеристик по графикам, изображенным на рис. 8, не представляется возможным.

Задача оптимизации параметров является многокритериальной, поэтому необходимо свернуть векторный критерий в скалярную целевую функцию. Принципы, положенные в основу формирования целевой функции, опреде-

ляют стратегию её решения. Использована минимаксная стратегия [3]. Она позволяет обеспечить максимальное приближение одновременно всех критериев к их экстремальным значениям.

Целевая функция минимакса  $F(\vec{X})$  при наличии регрессионной математической модели объекта соответствует выражению

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left( \frac{y_j(\vec{X}) - y_{jextr}}{y_{jmax} - y_{jmin}} \right)^2, \quad (2)$$



где  $y_j(\bar{X})$  – зависимость  $j$ -го критерия от вектора оптимизируемых параметров  $\bar{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  ( $n$  – количество оптимизируемых параметров);  $y_{j\text{extr}}$  – экстремальное значение  $j$ -го критерия;  $y_{j\text{min}}, y_{j\text{max}}$  – минимальное и макси-

мальное значения  $j$ -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов  $\bar{X}$  (находятся по графикам на рис. 8, а–г);  $c_j$  – коэффициент веса, оценивающий значимость  $j$ -го критерия;  $m$  – количество критериев.

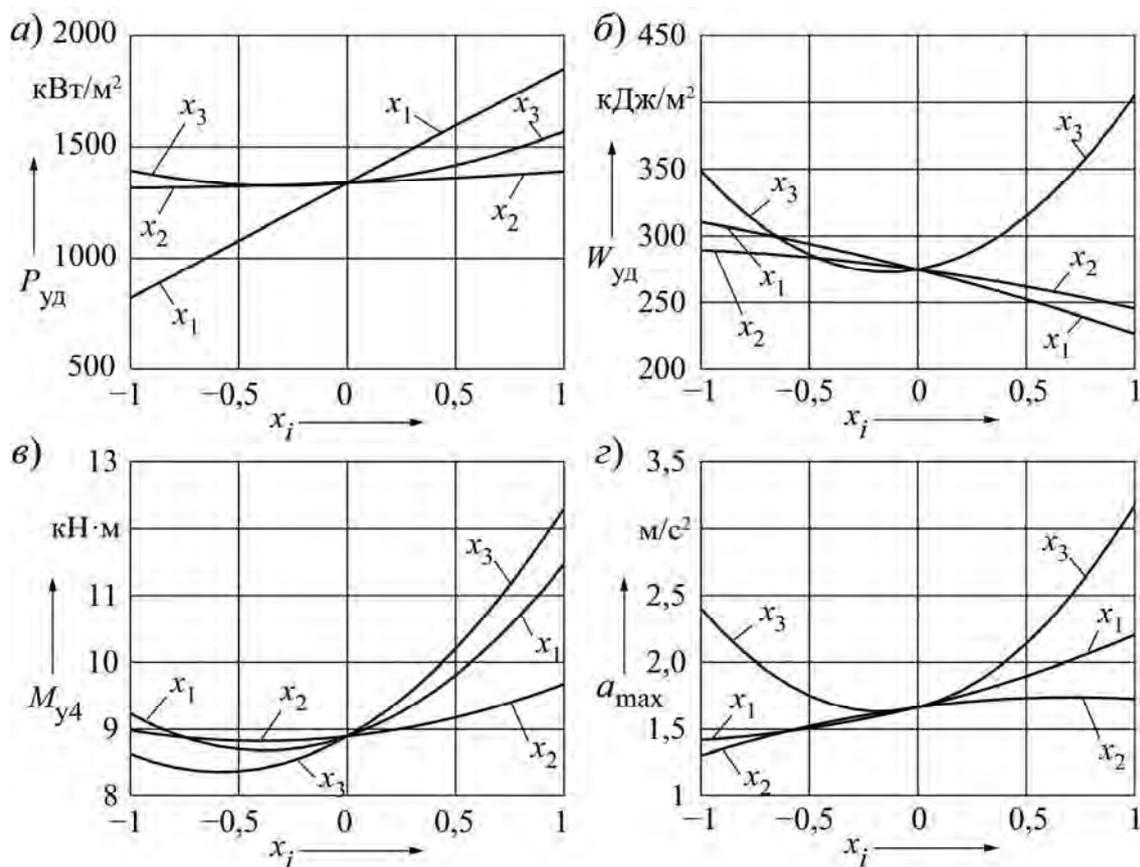


Рис. 8. Зависимости функций отклика – критериев оценки качества процесса переключения передач  $2 \rightarrow 3$  на подъёме  $P_{уд}, W_{уд}, M_{y4}, a_{max}$  от нормированных факторов  $x_i, i = 1, 3$

Коэффициенты веса выбирают из условия

$$\sum_{j=1}^m c_j = 1; c_j > 0. \quad (3)$$

Оптимальные значения параметров соответствуют минимуму целевой функции. Были приняты следующие значения коэффициентов веса:  $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 0,25$ . В результате выполненных исследований получены искомые оптимальные значения пара-

метров характеристик управления фрикционами. В табл. 5 приведены их значения для переключений  $N \rightarrow 1, 2 \rightarrow 3$  и  $3 \rightarrow 4$ . На рис. 9 представлены характеристики управления для данных переключений. Цифрой 1 обозначены характеристики переключения для порожнего автомобиля на горизонтальной дороге, цифрой 2 – для гружёного автомобиля на горизонтальной дороге, а цифрой 3 – для гружёного автомобиля на уклоне  $h = 0,06$ . Сплошными линиями изображены графики изменения дав-



ления включаемого фрикциона  $p_{\phi 2}$ , а штриховыми – выключаемого фрикциона  $p_{\phi 1}$  (см. рис. 2).

Табл. 5. Оптимальные параметры характеристик управления

Переключение	Режим движения	Параметры характеристик управления фрикционами		
		$p_{\phi 0}$	$k_p$	$t_{п.п}$
$N \rightarrow 1$	$m_0, h = 0$	0,329	0,620	-0,200
	$m_a, h = 0$	0,320	0,750	0,031
	$m_a, h = 0,06$	0,400	0,950	0
$2 \rightarrow 3$	$m_0, h = 0$	0,224	0,746	-0,078
	$m_a, h = 0$	0,200	0,980	-0,079
	$m_a, h = 0,06$	0,373	0,952	-0,030
$3 \rightarrow 4$	$m_0, h = 0$	0,200	0,651	-0,012
	$m_a, h = 0$	0,200	0,893	-0,023
	$m_a, h = 0,06$	0,299	1	-0,007

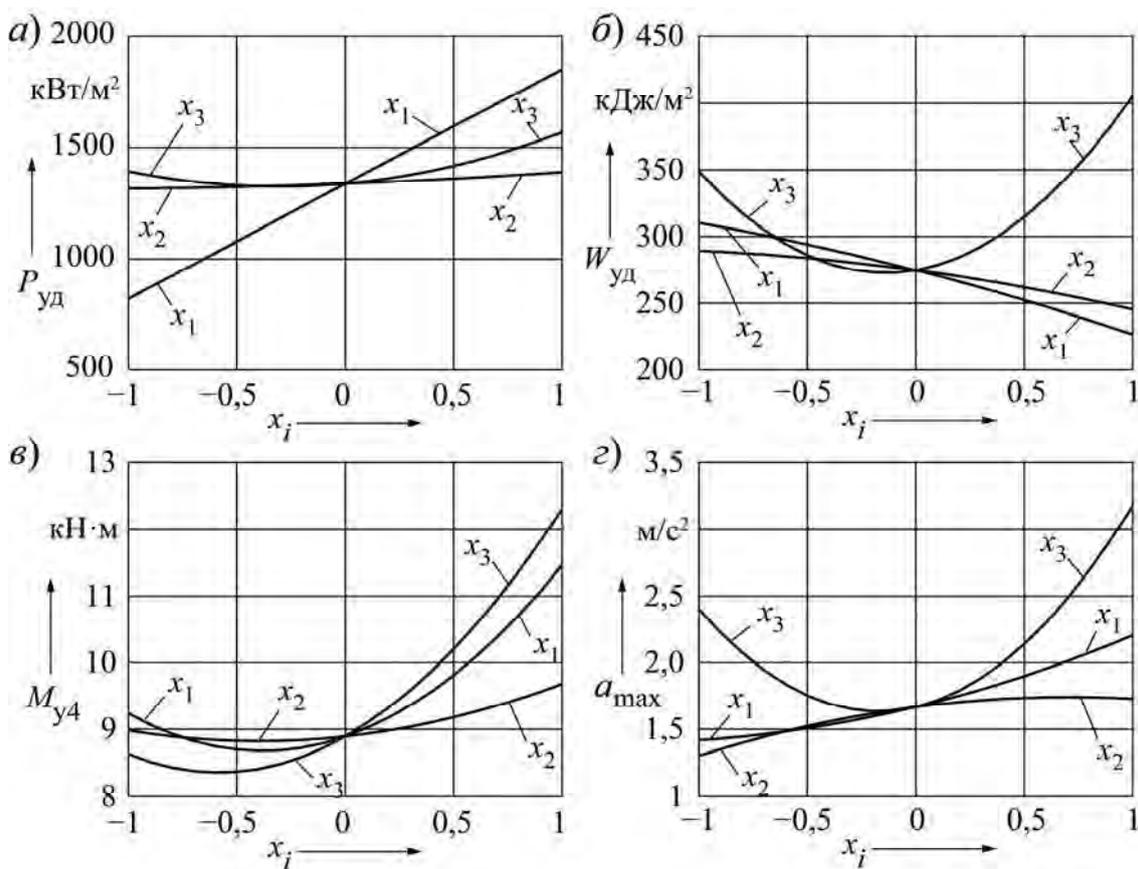


Рис. 9. Характеристики управления фрикционами при переключении передач:  $N \rightarrow 1$  (а),  $2 \rightarrow 3$  (б),  $3 \rightarrow 4$  (в)



Из приведенных данных (табл. 5) и графиков (рис. 9) можно сделать вывод о том, что параметры характеристик управления существенно зависят от условий движения самосвала. Это означает, что механизмы управления фрикционами реализации таких характеристик должны быть адаптивными. Данному требованию в полной мере отвечают электрогидравлические пропор-

циональные клапаны, т. к. давление в выходном канале такого клапана пропорционально току, протекающему в обмотке электромагнита. Контроллер системы управления регулирует ток управления клапаном в соответствии с условиями движения, и клапан преобразовывает ток управления в давление жидкости, поступающей в гидроцилиндр фрикциона.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Выбор кинематической схемы планетарной коробки передач карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3 (40). – С. 57–66.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильных машин / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 68–80.
3. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.

*Статья сдана в редакцию 27 сентября 2017 года*

**Виктор Сергеевич Савицкий**, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

**Viktor Sergeyevich Savitsky**, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-79-80-85.

