

УДК 629.113

В. П. Тарасик, В. С. Савицкий, О. В. Пузанова

ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ С ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКЕЙ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.113

V. P. Tarasik, V. S. Savitsky, O. V. Puzanova

CONTROL OF AUTOMATIC TRANSMISSION WITH PLANETARY GEARBOX

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 муфтами. Произведено сравнение двух способов управления фрикционными муфтами – с отрицательным и нулевым перекрытием ступеней.

Ключевые слова:

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

Abstract

The paper presents the results of studies of transient processes in the transmission of a quarry dump truck during gear shifting. The diagrams were obtained which show the relationship between the accepted criteria to assess the quality of transient processes and the parameters to control friction clutch couplings. A comparison was made between two techniques for controlling friction clutch couplings, i.e. with negative and zero overlapping of steps.

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 и базовая трехступенчатая коробка передач,

позволяющие получить шесть передач переднего хода. 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 ранее и используемая на карьерных самосвалах БелАЗ с серийной ГМП. Описание этой МСАУ изложено в [2].

Определение параметров характеристик управления фрикционными муфтами пред-



ложено произвести на основе математического моделирования переходных процессов в трансмиссии. Для получе-

ния математической модели составлена динамическая модель трансмиссии, представленная на рис. 2.

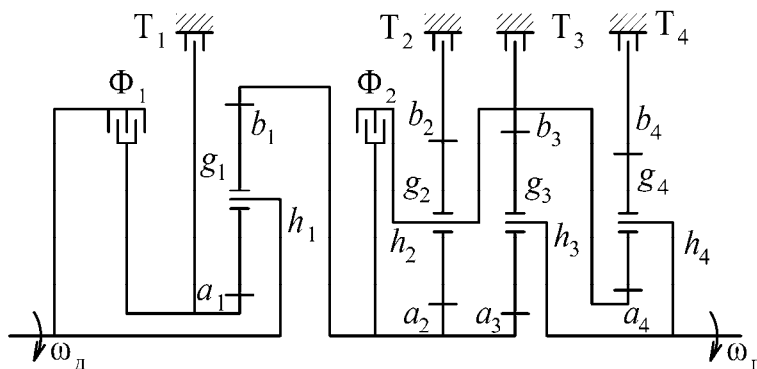


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

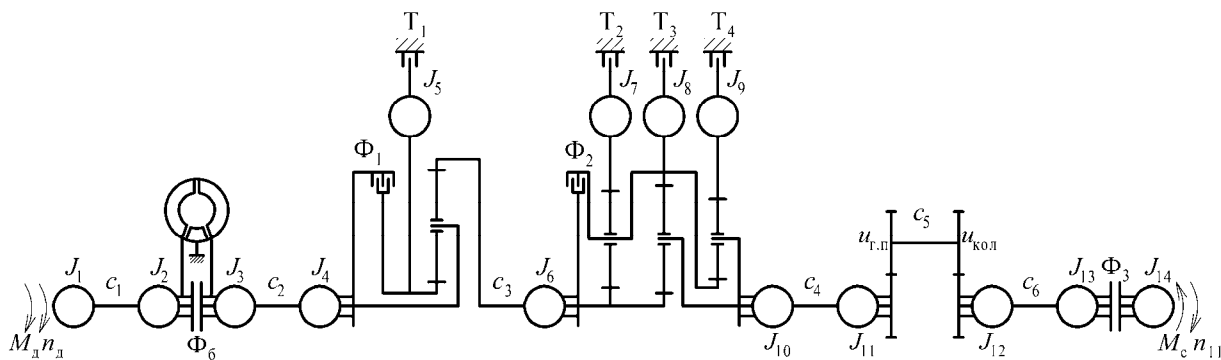


Рис. 2. Динамическая модель трансмиссии самосвала

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 зве-

ньев 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.

Параметром упругого элемента является коэффициент жесткости. В динамической 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.

Параметром диссипативного элемента является коэффициент сопротивления (демпфирования) μ_j . Значение μ_j определяется на основе априорной информации об относительных коэффициентах затухания колебаний γ_j . Поскольку диссипативные элементы в механической системе всегда сопутствуют упругим элементам, то обозначения индексов

и наименования параметров γ_j и μ_j аналогичны таковым для c_j .

Для сосредоточенных масс $J_4 \dots J_{10}$ были определены соответствующие им моменты инерции по следующей формуле:

$$J_k = \sum_{i=1}^m J_i, \quad (1)$$

где J_k – момент инерции k -го инерционного элемента, кг·м²; J_i – момент инерции детали, входящей в k -й инерционный элемент, кг·м²; m – число деталей, входящих в k -й инерционный элемент.

Параметры инерционных, упругих и диссипативных элементов динамической модели гидромеханической трансмиссии приведены в табл. 1 и 2.

Табл. 1. Параметры инерционных элементов динамической модели

Параметр	Значение, кг·м ²	Параметр	Значение, кг·м ²
J_1	3,34	J_8	2,451
J_2	3,055	J_9	1,020
J_3	0,381	J_{10}	1,765
J_4	2,236	J_{11}	1,073
J_5	0,717	J_{12}	136,953
J_6	2,527	J_{13}	2403,61
J_7	0,428	J_{14}	41912/97131*

Примечание – * – в числителе – для снаряженного автомобиля; в знаменателе – для автомобиля с полной нагрузкой

Табл. 2. Параметры упругих и диссипативных элементов динамической модели

Параметры модели			
Коэффициент жесткости, Н·м/рад		Коэффициент демпфирования, Н·м·с/рад	
Параметр	Значение	Параметр	Значение
c_1	51981,21	μ_1	86,3979
c_2	319423	μ_2	58,9559
c_3	566229	μ_3	418,1362
c_4	261067,6	μ_4	86,79
c_5	396380,9	μ_5	417,9487
c_6	6520000	μ_6	29861

Построение математической модели трансмиссии осуществлено структурно-матричным методом [3]. В общем

виде уравнения математической модели, согласно этому методу, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_i}{dt} &= \frac{\sum_{l=1}^L I_{vil} M_{vil} + \sum_{j=1}^N I_{yij} M_{yij} T_{yij} + \sum_{k=1}^K I_{dik} M_{dik} T_{dik} + \sum_{q=1}^Q I_{fiq} M_{fiq} (1-L_q) \operatorname{sign} \left(\sum_{i=1}^n -I_{fiq} \omega_i \right)}{J_i (1-L_q) + \sum_{i=1}^n |I_{fiq}| J_i L_q}; \\ \frac{dM_{yj}}{dt} &= -c_j \sum_{i=1}^n I_{yij} \omega_i S_{yij}; \quad j = \overline{1, N}; \quad i = \overline{1, n}; \end{aligned} \right\} (2)$$

$$M_{dk} = -\mu_k \sum_{i=1}^n I_{dik} \omega_i S_{dik}; \quad k = \overline{1, K}, \quad (3)$$

где ω_i – угловая скорость i -й массы; J_i – момент инерции i -й массы; M_{vil} – момент l -го внешнего воздействия на i -ю массу; M_{yij} – момент j -го упругого элемента, действующий на i -ю массу; M_{dik} – момент k -го диссипативного элемента, действующий на i -ю массу; T_{yij} – параметр, характеризующий преобразование момента j -го упругого элемента трансформаторным элементом, расположенным между данным упругим элементом и i -й массой; S_{yij} – кинематический параметр того же трансформаторного элемента; c_j – коэффициент жесткости

j -го упругого элемента; M_{fiq} – момент q -го фрикциона, связанного с i -й массой; L_q – дискретная функция состояния q -го фрикциона; μ_k – коэффициент демпфирования k -го диссипативного элемента; n – количество сосредоточенных масс; L – количество внешних воздействий; N – количество упругих элементов; K – количество диссипативных элементов; Q – количество фрикционов; I_{vil} , I_{yij} , I_{dik} , I_{fiq} – инциденторы – дискретные функции, имеющие значения 0, -1, +1.

При воздействии l -го внешнего момента M_{vil} на i -ю массу $I_{vil} = \pm 1$ (знак «плюс», если направления векто-



ров M_{bil} и ω_i совпадают, а знак «минус», если противоположны), а при отсутствии воздействия $I_{bil} = 0$. Инциденты I_{yij} , I_{dik} и I_{fiq} аналогично описывают связи соответственно упругих и диссипативных элементов и фрикционных с массами: если элемент на выходе массы, то знак «минус», а если на входе, то знак «плюс».

В динамических моделях механических систем каждый упругий элемент сопровождается параллельным диссипативным элементом, поэтому $k = j$; $I_{dik} = I_{yij}$; $T_{dik} = T_{yij}$; $S_{dik} = S_{yij}$.

В динамической модели учтено шесть упругих элементов: параметр c_1 отображает упругие свойства карданной передачи между двигателем и ГМП; параметр 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.

Функция состояния q -го фрикциона определяется по формуле

$$L_q = \begin{cases} 1 & \text{при } \left| \sum_{i=1}^n I_{fiq} \omega_i \right| \leq \Delta \omega_q; \\ 0 & \text{при } \left| \sum_{i=1}^n I_{fiq} \omega_i \right| > \Delta \omega_q, \end{cases} \quad (4)$$

где $\Delta \omega_q$ – допустимая относительная скорость скольжения дисков q -го фрикциона, при которой можно считать его замкнутым.

В режиме скольжения фрикционных дисков (буксование фрикциона) $L_q = 0$, поэтому на i -ю массу будет действовать момент трения q -го фрикциона M_{fiq} , а в знаменателе первого дифференциального уравнения системы (1) второе слагаемое знаменателя окажется равным нулю. В замкнутом состоянии фрикциона $L_q = 1$, поэтому мо-

мент q -го фрикциона не действует на i -ю массу. При этом в первом уравнении системы (2) первое слагаемое знаменателя равно нулю, а массы, расположенные на входе и выходе данного фрикциона, объединяются.

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

Таким образом, система дифференциальных уравнений (2) в приведенном виде представляет собой универсальный алгоритм математического описания физических свойств ступенчатой трансмиссии любой самоходной машины, передачи в которой переключаются фрикционными элементами.

Выполнялось моделирование движения самосвала в условиях полигона ОАО «Белорусский автомобильный завод». Использование в качестве модели маршрутов движения на полигоне обеспечивает возможность последующего сравнения расчетных и экспериментальных значений параметров оценки переходных процессов.

При моделировании принимались два испытательных маршрута движения:

- трогание с места и разгон самосвала на горизонтальном участке длиной 380 м;
- трогание с места и движение на подъем на участке длиной 180 м при угле $h = 0,08$.

Имитировалось движение самосвала с полной нагрузкой, полная его масса принята $m_a = 104000$ кг.

Самосвал трогался с места на первой ступени ПКП. При этом предполагалось, что фрикцион делителя Φ_1 включен предварительно на нейтрали, а трогание осуществляется включением фрикциона T_3 . 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 γ_a удерживалось постоянным в течение 1,5 с для того, чтобы обеспечить полное завершение процесса буксования фрикциона T_3 . Затем в течение 1 с положение педали акселератора увеличивалось по линейной характеристике до значения $\gamma_a = 100$ %, после чего продолжалось движение самосвала до момента переключения на следующую передачу.

Переключение передач осуществлялось при трех вариантах взаимодействия с системой управления двигателем:

- без воздействий на программу управления двигателем при $\gamma_a = 100$ %;
- с уменьшением вращающего момента двигателя на 20 %;
- с уменьшением настройки скоростного режима двигателя на величину, определяемую снижением координаты γ_a на 16 %.

Первый вариант управления в дальнейшем будем называть «без управления двигателем»; второй – «управление моментом двигателя»; третий – «управление скоростным режимом».

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Блокирование гидротрансформатора на второй передаче производилось по программе алгоритма, а на остальных передачах выполнялось сразу же непосредственно после включения очередной передачи. На горизонтальном участке полигона самосвал успевал осуществлять переключения с 1-й по 6-ю передачу с блокировкой гидротрансформатора на 2–6 передачах, а на подъеме – с 1-й по 3-ю передачу с блокированием ГДТ на 2 и 3 передачах.

Управление фрикционами при переключении передач выполнялось в

двух вариантах:

- с отрицательным перекрытием характеристик давления выключаемого и включаемого фрикционов;
- с нулевым перекрытием характеристик.

Время отрицательного перекрытия принималось равным 0,07 с. Выключение фрикциона блокировки гидротрансформатора при переключениях передач во всех опытах осуществлялось одновременно с выключением фрикциона предыдущей передачи.

На рис. 3–6 показаны графики, иллюстрирующие протекание основных параметров, характеризующих процесс функционирования механизмов трансмиссии и режимов их работы, в том числе режима работы двигателя, фрикционов коробки передач и режимов движения самосвала в условиях модельных маршрутов. Приведенные графики соответствуют троганию самосвала с места на уклоне $h = 0,08$ и последующему разгону.

На рис. 3, а представлены графики, отражающие изменение вращающих моментов двигателя M_d , насосного колеса M_n и турбины M_T гидротрансформатора, а на рис. 3, б – изменение частоты вращения вала двигателя n_d и турбины гидротрансформатора n_T при управлении фрикционами с отрицательным перекрытием. На рис. 4, а, б приведены такие же графики, полученные при управлении фрикционами с нулевым перекрытием.

Момент времени $t = 0,4$ с соответствует началу подъема давления в гидроцилиндре фрикциона T_3 включения первой ступени. В процессе включения фрикциона частота вращения турбины n_T быстро падает до стопового режима.

Отрицательное значение n_T обусловлено упругими свойствами вала турбины, а также тем, что при моделировании не имитировалось торможение самосвала, в результате он откатывался



назад. В момент времени $t = 1,5$ с осуществлялось увеличение нажатия на педаль акселератора, и вращающие момен-

ты двигателя M_D , насосного колеса M_H и турбины M_T гидротрансформатора быстро возрастали.

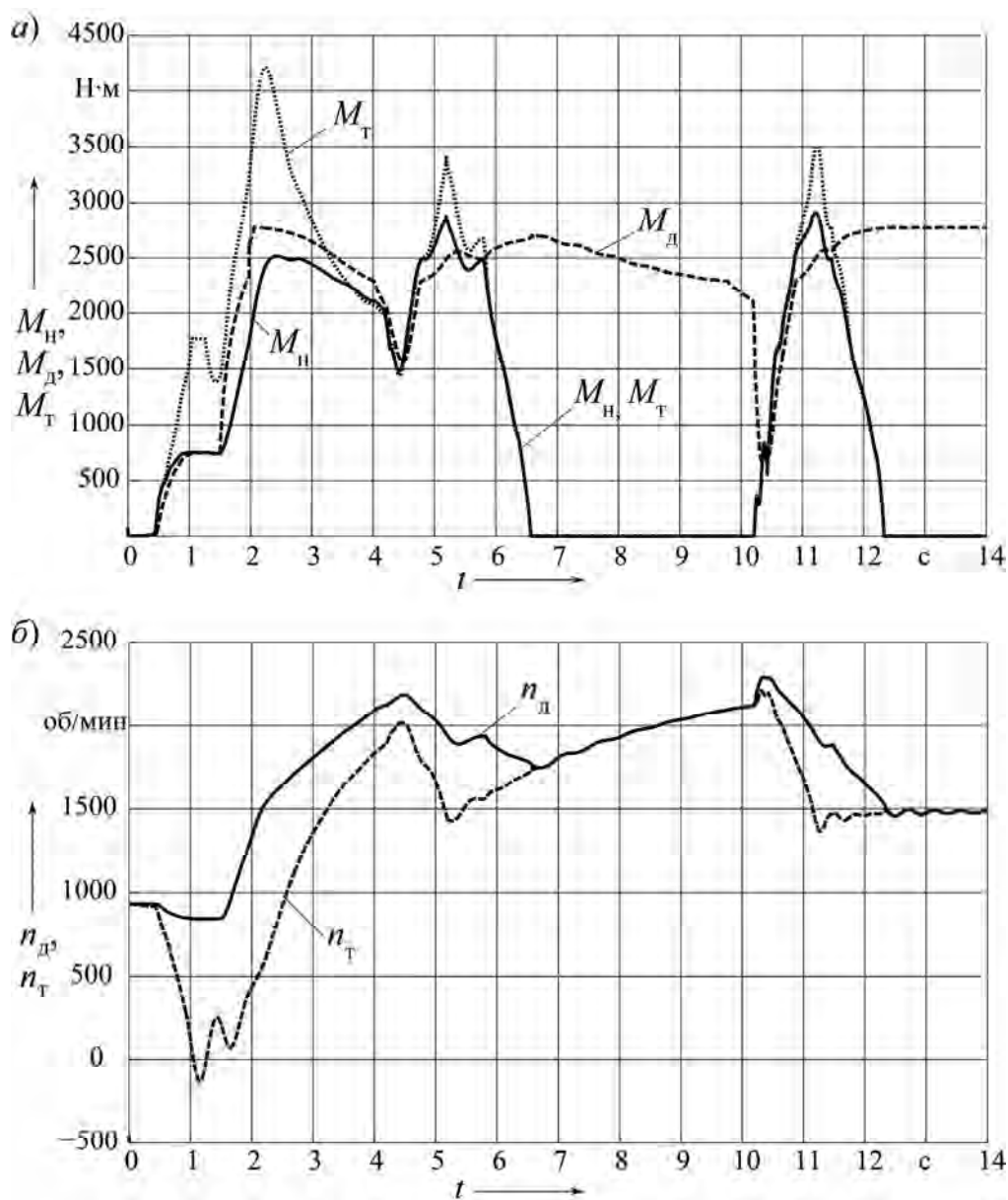


Рис. 3. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)



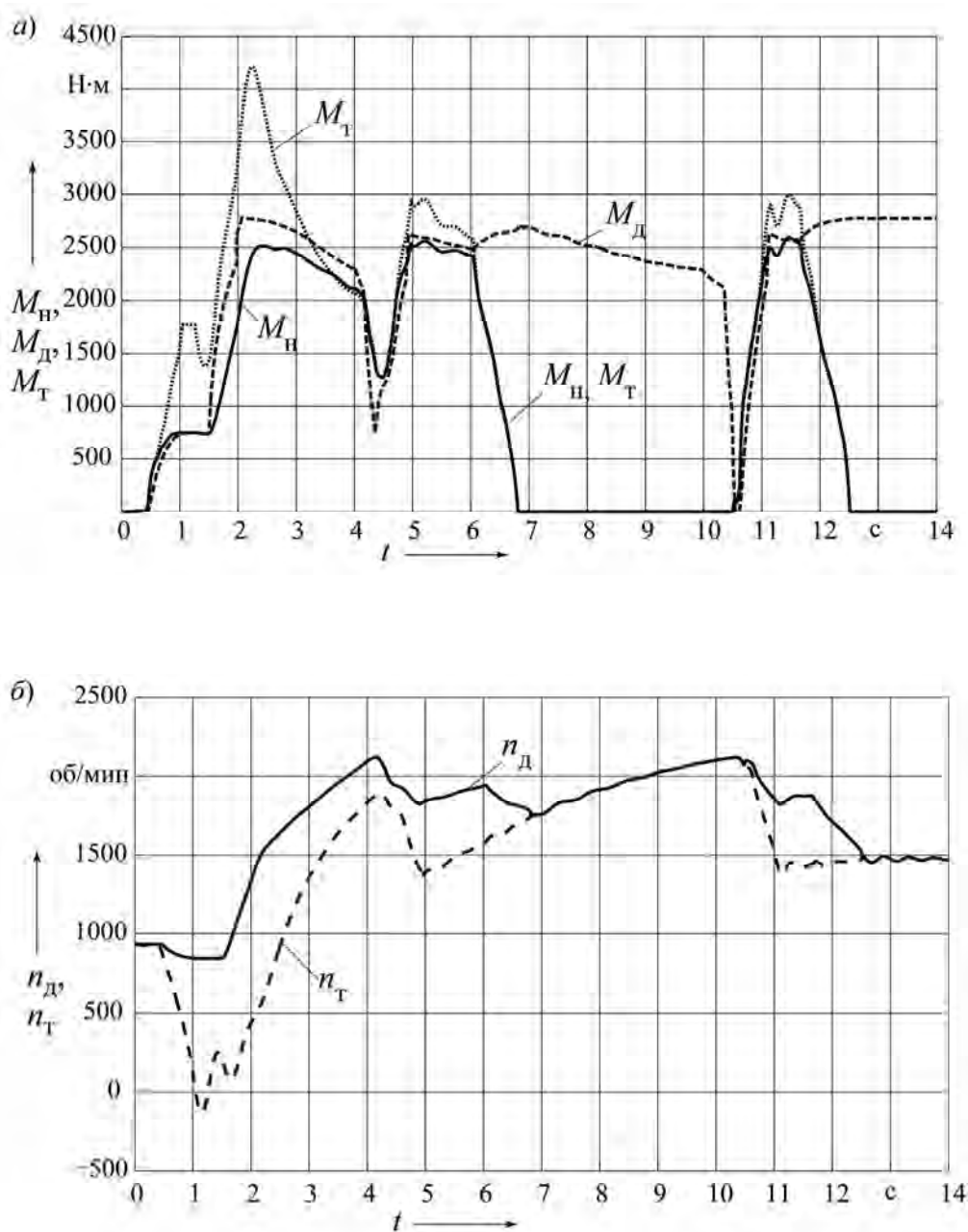


Рис. 4. Графики изменения моментов двигателя и ГДТ (а) и частоты вращения их валов (б)

Процесс трогания самосвала с места во всех опытах выполнялся по одному и тому же алгоритму, поэтому начальное протекание процессов на всех графиках на интервале времени $t=0..4$ с абсолютно одинаковое. В момент времени $t=4,4$ с происходит переключение передач $1 \rightarrow 2$, а при $t=6,6$ с блокируется гидротрансформа-

тор, при этом $n_T = n_D$, $M_H = M_T = 0$, т. е. воздействие M_H и M_T на движение масс трансмиссии исключается, а вместо них подключается момент двигателя M_D .

Сравнивая графики, представленные на рис. 3 и 4, можно видеть, что в случае отрицательного перекрытия при управлении фрикционными вращающий



момент на турбине в переходном процессе получается выше, чем при нулевом перекрытии, следовательно, и нагрузка в трансмиссии будет выше.

Рассмотрим графики, приведенные на рис. 5 и 6, на которых отображено изменение моментов в упругих элементах трансмиссии:

- момент на карданном валу между двигателем и ГМП M_{y1} ;
- момент на валу турбины гидротрансформатора M_{y2} ;
- момент на валу ПКП (между де-

лителем и БКП) M_{y3} ;

– момент на карданном валу между ГМП и главной передачей M_{y4} .

Графики на рис. 5 соответствуют управлению фрикционами с отрицательным перекрытием, а на рис. 6 – с нулевым. Сравнение этих графиков показывает, что в первом случае (см. рис. 5) вращающие моменты на турбине M_{y2} и на карданном валу M_{y4} значительно выше, чем во втором (см. рис. 6).

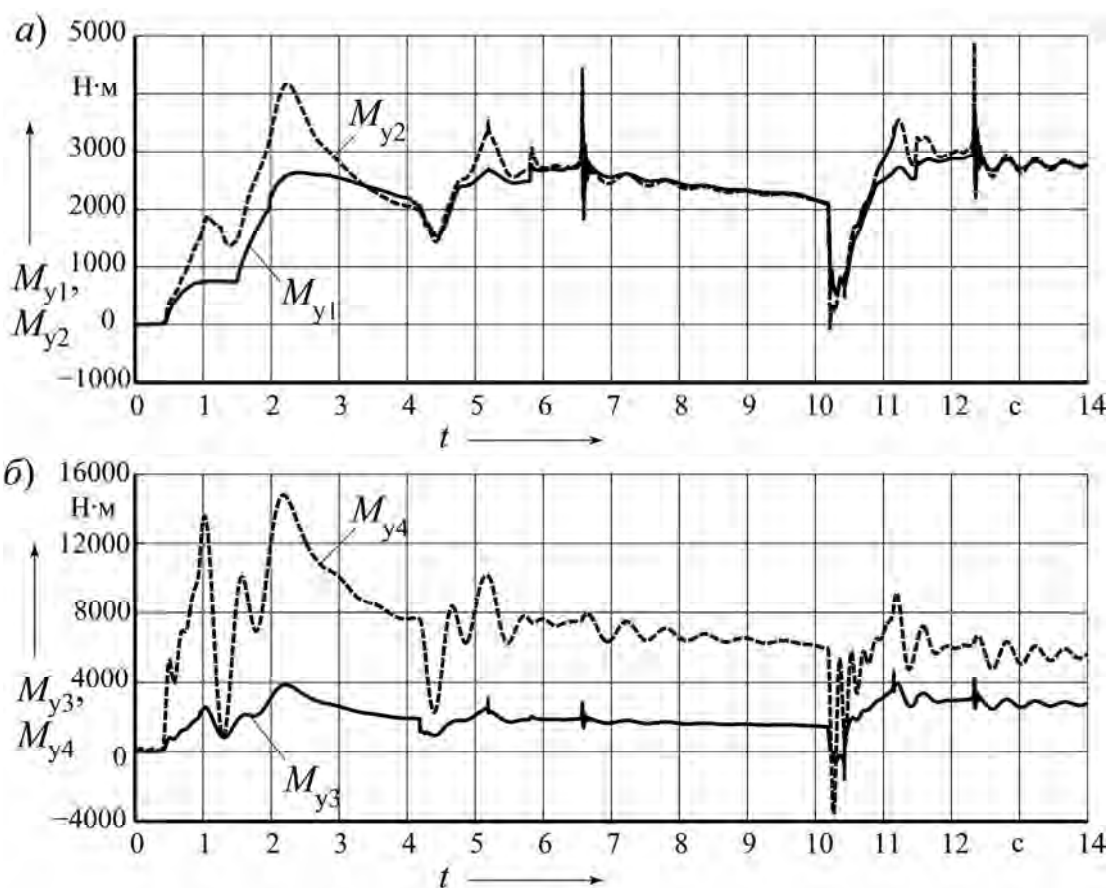


Рис. 5. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционами с отрицательным перекрытием



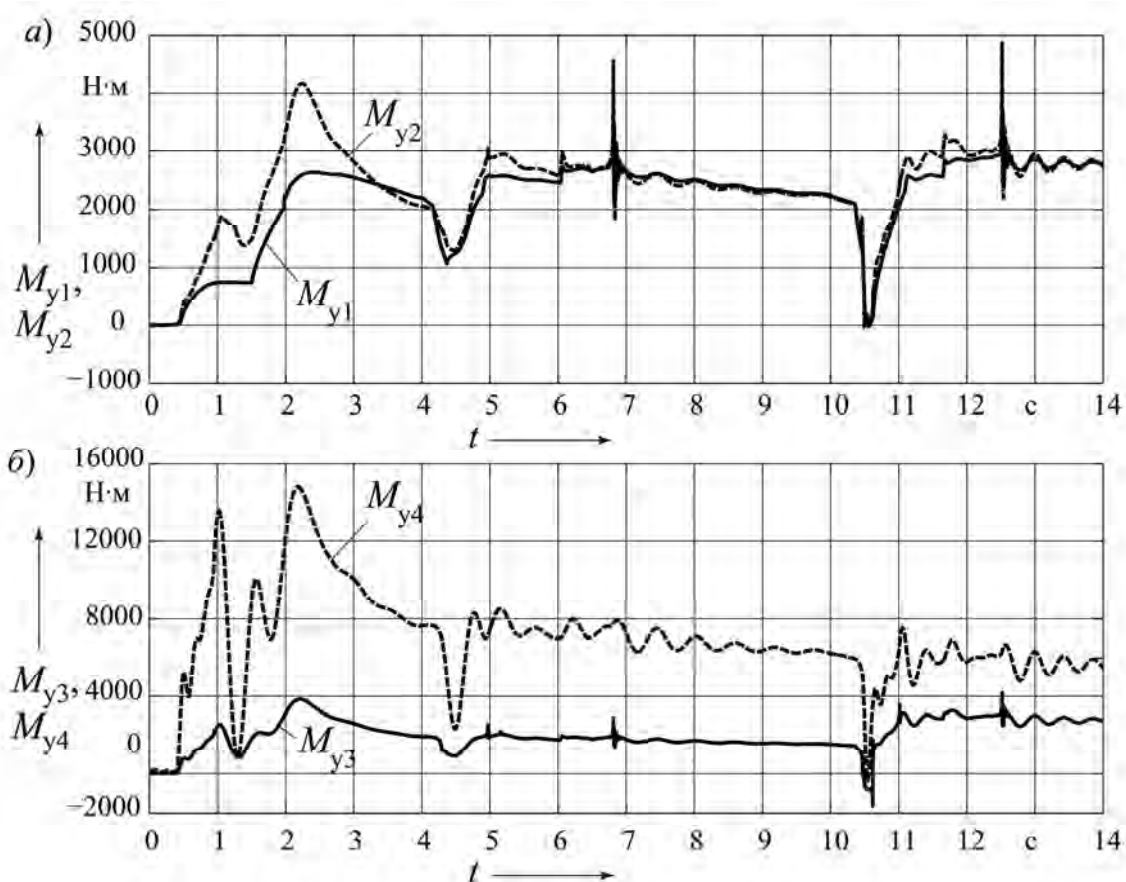


Рис. 6. Графики изменения моментов на валах трансмиссии при управлении фрикционными с нулевым перекрытием

Переключение $2 \rightarrow 3$ осуществляется одновременным управлением четырьмя фрикционными: фрикционы T_1 и T_3 выключаются, а вместо них включаются фрикционы Φ_1 и T_2 (соответствует моменту времени $t_{2 \rightarrow 3} = 10,2$ с на рис. 5 и $t_{2 \rightarrow 3} = 10,6$ с на рис. 6). Видно, что одновременное переключение четырех фрикционов приводит к разрыву потока мощности, о чем свидетельствует падение моментов в упругих элементах трансмиссии практически до нуля. Такой характер изменения моментов в варианте на рис. 5 возникает в связи с отрицательным перекрытием управления фрикционными, когда снимается нагрузка с двигателя и его момент падает до нуля (см. рис. 3, б), а для варианта на рис. 6 он обусловлен появле-

нием циркуляции мощности.

При блокировании гидротрансформатора наблюдаются значительные всплески моментов на валу турбины M_{y2} (см. рис. 5, а и 6, а). На выходной карданный вал они не проходят (момент M_{y4}), т. к. поглощаются инерционными элементами ПКП, увеличивая их кинетическую энергию. На валу ПКП всплески моментов M_{y3} незначительны, что объясняется той же причиной, что и для M_{y4} .

Согласно полученным результатам проведенных исследований величина перекрытия характеристик управления фрикционными заметно влияет на значение коэффициента динамичности и показателей теплонапряженности фрикци-



онных дисков. При нулевом перекрытии значения коэффициента динамичности и удельной работы трения существенно уменьшаются по сравнению с отрицательным перекрытием. На снижение ра-

боты буксования фрикционов наибольшее влияние оказывает характер управления двигателем в процессе переключения передач.

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.

Статья сдана в редакцию 2 декабря 2017 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Виктор Сергеевич Савицкий, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Ольга Владимировна Пузанова, доц., Белорусско-Российский университет.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Viktor Sergeevich Savitsky, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: avtobru@gmail.com.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.