

УДК 629.3: 001.891.573

*В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий*

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА МНОГОДИСКОВЫХ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 629.3: 001.891.573

*V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, V. S. Savitsky*

## THE SIMULATION OF THE PROCESS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION MULTIPLATE FRICTION CLUTCHES HEATING

### Аннотация

Изложена методика моделирования процесса нагрева фрикционных дисков многодисковых фрикционов системы управления переключением передач. Приведены результаты моделирования и анализа температуры нагрева дисков при буксовании фрикционов гидромеханической передачи карьерного самосвала БелАЗ грузоподъемностью 60 т. Показано влияние процессов управления фрикционами и двигателем на температуру нагрева дисков при переключении передач.

### Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, многодисковый фрикцион, фрикционный диск, пара трения, удельная работа трения, температура нагрева фрикционного диска.

### Abstract

Methods of modeling the process of heating of friction discs of multiplate clutches of gear changing control system are presented. The paper gives the results of modeling and analyzing the temperature of disks heating in skidding of hydromechanical transmission friction clutches of the BelAZ 60-ton quarry dump truck. The influence of friction clutches and engine control upon the temperature of disk heating in gear shifting is shown.

### Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, multiplate clutch, friction disk, friction couple, specific friction work, friction disk heating temperature.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30.90 т применяются гидромеханические передачи (ГМП). Основные компоненты ГМП - гидродинамический трансформатор (ГДТ), многоступенчатая механическая коробка передач (КП) и система управления. Переключение ступеней коробки передач осуществляется многодисковыми фрикционами с гидроприводом управления. Опыт эксплуатации самосвалов показывает, что надежность и долговечность ГМП в основном определяется работоспособностью фрикционов. Поэтому при проектировании ГМП возникает необходимость тщательного

анализа условий работы фрикционов и научно-технического обоснования выбора их параметров.

Работа фрикционов характеризуется высоким уровнем механических нагрузок на фрикционные диски, высокими значениями давления на поверхностях трения и температуры нагрева дисков. На функционирование фрикционов в процессе переключения ступеней оказывает существенное влияние множество факторов: характеристики двигателя, структура и параметры механизмов трансмиссии, характеристики ходовой системы машины, способы и алгоритмы управления фрикционами и

двигателем, условия эксплуатации, квалификация водителей и др.

На этапе проектирования ГМП определение механической и тепловой нагруженности фрикционов осуществляется на основе математического моделирования процессов их функционирования с учетом физических свойств и параметров всех механизмов, участвующих в передаче энергии двигателя к ведущим колесам машины.

В статье приведена методика моделирования и результаты анализа теплонпряженности фрикционов ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555 грузоподъемностью 60 т. Методика осно-

вана на математическом описании механической части трансмиссии, тепловых свойств фрикционных дисков, характеристик двигателя, гидротрансформатора, внешней среды, характеристик управления двигателем и фрикционами ГМП. Для оценки результатов анализа механических нагрузок трансмиссии и температуры нагрева фрикционных дисков использована соответствующая система показателей.

На рис. 1 показана динамическая модель трансмиссии самосвала, построенная на основе метода сосредоточенных масс [1].

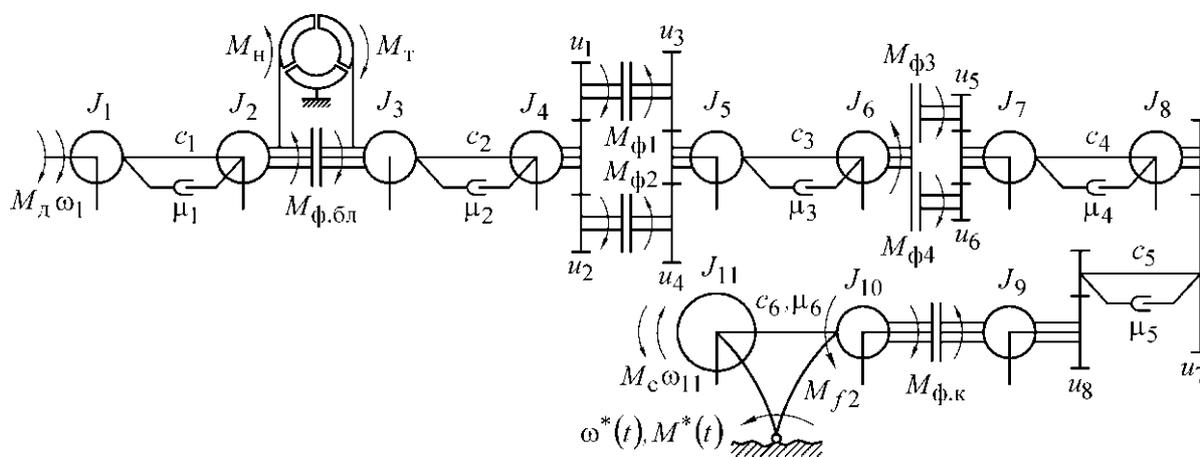


Рис. 1. Динамическая модель трансмиссии

Приняты следующие обозначения параметров модели:  $J_i$  - момент инерции  $i$ -й сосредоточенной массы, кг·м<sup>2</sup>;  $C_j$  - коэффициент жесткости  $j$ -го упругого элемента, Н·м/рад;  $c_j$  - коэффициент демпфирования  $j$ -го диссипативного элемента, Н·м·с/рад;  $u_k$  - передаточное число  $k$ -го трансформаторного элемента;  $M_d$  - вращающий момент двигателя, Н·м;  $M_n$ ,  $M_m$  - моменты насосного и турбинного колес ГДТ, Н·м;  $M^2$  - момент сопротивления качению ведущих колес машины, Н·м;  $M_c$  - суммарный

приведенный момент сопротивления движению машины, Н·м;  $M_{ф.бл}$  - момент трения фрикциона блокировки ГДТ, Н·м;  $M_{ф.д}$  - момент трения  $q$ -го фрикциона коробки передач, Н·м;  $M_{ф.к}$  - момент сцепления ведущих колес с дорогой, Н·м;  $M^*(t)$ ,  $\omega^*(t)$  - функции воздействий неровностей дороги на окружающую деформацию шин ведущих колес.

Для составления математического описания динамической модели трансмиссии использован структурно-матричный метод [1] и получены топологические и компонентные уравнения.

Топологические уравнения описывают условия динамического равновесия по-

тенциалов (вращающих моментов), действующих на сосредоточенные массы:

$$dn_j/dt = (M_{дj} - My_{j1} - M_{д1}) / j_1;$$

$$d\omega_{21} = \frac{-M_{н1} - M_{ф.бл} \wedge \Pi_{ш.бл} (1 - \beta_{ф.бл}) + (My_{11} + M_{д1}) \cdot ((y_2 + M_{д2}) \wedge \phi_{бл} \wedge \phi_{бл})}{J_2 + J_3 A_{ф.бл}} dt$$

$$d\omega_{31} = \frac{M_{г1} + M_{ф.бл} \wedge \Pi_{ш.бл} (1 - \beta_{ф.бл}) + ((y_1 + M_{д1}) \cdot \phi_{бл} \wedge \phi_{бл}) \cdot ((y_2 + M_{д2}) \cdot \phi_{бл} \wedge \phi_{бл})}{J_2 A_{ф.бл} + J_3} dt$$

$$d\omega_{41}/dt = \frac{M_{ф1} \text{ sig}^n \otimes \phi_1 (1 - \beta_{ф1})}{u_1 \Pi_1} - \frac{M_{ф2} \text{ sig}^n \wedge 2 (1 - \beta_{ф2})}{u_2 \Pi_2} \cdot ((y_2 + M_{д2}))$$

$$\cdot \left( \frac{M_{н1} + M_{н3}}{u_1 \Pi_1 u_3 \Pi_3} + \frac{u_2 n_2 u_4 n_4}{J_4 + J_5} \wedge \frac{L_{ф1}}{(M_1 M_3)} \frac{L_{ф2}}{(W_2 W_4)} \right)$$

$$d\omega_{51}/dt = [ \text{sig}^n \wedge (1 - \beta_{ф1}) n_3 + M_{ф2} \text{ sig}^n \wedge 2 (1 - \beta_{ф2}) \Pi_4 \cdot ((y_2 + M_{д2})) + ((y_2 + M_{д2})) \cdot ((P \wedge \Pi A \Pi + A_{ф2} \phi_2 \wedge 2 \Pi_2 \llcorner 4 \Pi_4)) ] / [ J_4 \cdot ((u_1 + \dots) \llcorner 3) + J_5 ]$$

$$d\omega_{61}/dt = [ -M_{ф3} \text{ sig}^n \wedge (1 - \beta_{ф3}) - M_{ф4} \text{ sig}^n \wedge (1 - \beta_{ф4}) + ((y_2 + M_{д2})) \cdot ((y_4 + M_{д4})) \cdot \{ \phi_3 / (\wedge 5) + \wedge 4 \phi_4 / (\llcorner 6 \Pi_6) \} ] / [ J_6 + J_7 (\wedge \phi \wedge / + \phi_4 / ) ] ;$$

$$d\omega_{71}/dt = [ M_{ф3} \wedge \Pi_{ш.ф3} (1 - \beta_{ф3}) u_5 \Pi_5 + M_{ф4} \text{ sig}^n \otimes \phi_4 (1 - \beta_{ф4}) u_6 \Pi_6 \cdot ((y_4 + M_{д4})) + ((y_3 + M_{д3})) \cdot ((P \phi_3 \llcorner 5 \Pi_5 + A_{м.ф4} \phi_4 \llcorner 6 \Pi_6)) ] / [ J_6 \cdot ((y_4 + M_{д4})) + J_7 ] ;$$

$$d\omega_{81}/dt = [ ((y_4 + M_{д4}) \cdot ((y_5 + M_{д5})) \llcorner 7 \Pi_7 ) ] / J_8 ;$$

$$d\omega_{91} = \frac{-M_{ф.к} \wedge \Pi_{ш.ф.к} (1 - \beta_{ф.к}) + ((y_5 + M_{д5}) \llcorner 8 \Pi_8 \cdot ((y_6 + M_{д6})) \phi_{к.к} \wedge \phi_{к.к}}{(J_9 + J_{10} \phi_{к.к})}$$

$$d\omega_{101}/dt = [ -M_{ф.к} / 2 + M_{ф.к} \wedge \Pi_{ш.ф.к} (1 - \beta_{ф.к}) + (y_5 + M_{д5}) \llcorner 8 \Pi_8 \phi_{к.к} \wedge \phi_{к.к} \cdot ((My_5 + M_{д5})) ] / (9 \phi_{к.к} + J_{10}) ;$$

$$dQ_u/dt = (-M_c - My_6 - \dots)$$

где  $\omega_{ij}$  - угловая скорость вращения i-й сосредоточенной массы, рад/с;  $M_{.j}$ ,  $J_{.j}$  - моменты j-го упругого и диссипативного элементов соответственно, Н-м;  $\Pi_{к}$  - КПД к-го трансформаторного элемента;  $\phi_{к}$  - дискретная функция

состояния q-го фрикционного элемента;  $R_{фд}$  - дискретная функция размыкания фрикционного элемента.

Система уравнений (1) дополняется компонентными уравнениями, описывающими физические свойства упругих и диссипативных элементов:

$$\frac{dM_{y/i}}{dt} - \sum_{i=1}^n \dots \quad (2)$$

где  $I_{y/i}$  - инцидентор  $j$ -го упругого элемента, определяющий его связь с  $i$ -й массой [1];  $S_j$  - функция учета параметров трансформаторных элементов, связанных с  $i$ -й массой и  $j$ -м упругим элементом;  $n$  - количество сосредоточенных масс.

Моменты диссипативных элементов определяют по аналогичной формуле, только вместо  $dM_{y/j} / dt$  подставляют  $M_{d,j}$ , а вместо  $c_j$  - коэффициент демпфирования  $d_j$ .

Дискретная функция  $L^q$  вычисляется из выражения

$$L^q = \begin{cases} 1 & \text{при } |v_{фд}| \leq D_{доп} \\ 0 & \text{при } |v_{фд}| > D_{доп} \end{cases} \quad (3)$$

где  $v_{фд}$  - скорость относительного скольжения дисков  $q$ -го фрикциона, рад/с;  $D_{доп}$  - допустимая скорость скольжения, определяющая условие замыкания фрикциона (принимают в пределах 1...3 % от начального значения

При  $L^q = 1$  фрикцион замкнут, а при  $L^q = 0$  - разомкнут (буксует).

Дискретная функция  $R^q$  вычисляется по формуле

$$R^q = 0,5[1 + \text{sign}(M^q - M_{доп}^q)] \quad (4)$$

при  $M^q < M_{доп}^q$  получаем  $R^q = 0$ , что приводит к размыканию фрикциона.

При моделировании температурного поля фрикционных дисков примем следующие допущения [2]:

- тепловой поток одномерный и направлен по нормали к поверхностям трения;

- генерирование теплового потока на поверхностях дисков обусловлено работой трения;

- теплофизические коэффициенты  $X$  и  $C$  не зависят от температуры;

- отводом теплоты в окружающую среду пренебрегаем в связи с кратковременностью процесса буксования;

- фрикционные диски представляют собой плоские бесконечные пластины конечной толщины, ограниченные двумя плоскостями  $x = 0$  и  $x = b/2$ , при равномерно распределенном тепловом источнике в плоскости  $x = 0$  и теплоизолированной поверхности  $x = b/2$ .

Температурное поле фрикционных дисков определяется решением дифференциального уравнения теплопроводности Фурье. В одномерном случае, когда теплопередача осуществляется только вдоль оси  $x$ , уравнение имеет вид [1]:

$$\frac{dT}{dt} = X \frac{d^2T}{dx^2} \quad (5)$$

где  $T$  - температура;  $X$  - коэффициент теплопроводности материала дисков, Вт/(м·К);  $C$  - удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К);  $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  - текущее время, с.

Граничные условия для принятой модели теплопередачи

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = XA \quad \frac{dT}{dx} \Big|_{x=b/2} = 0 \quad (6)$$

Введем дискретизацию фрикционных элементов по координате  $x$ , выделив в диске тонкие слои толщиной  $h$ , и аппроксимируем частную производную  $\partial^2 T / \partial x^2$  методом конечных разностей:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{T(x+h, t) - 2T(x, t) + T(x-h, t)}{h^2} \quad (7)$$

где  $x, x + h, x - h$  - геометрические координаты слоев;  $h$  - шаг дискретизации.

В результате получаем систему обыкновенных линейных дифференциальных уравнений, описывающих температурное поле по толщине фрикционного диска:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{X_2}{C_1 p_1 h_1} - \frac{X_2}{C_2 p_2 h_2} (T - T_2);$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{X_{i+1}}{C_{i+1} p_{i+1} h_{i+1}} - \left( T - T_{i+1} \right) \quad (8)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{2X_n}{C_n p_n h_n} (T_{n-1} - T_n).$$

Во фрикционах ГМП самосвала БелАЗ-7555 используется пара трения сталь 65Г - металлокерамика МК-5. Металлокерамическая накладка закреплена на стальной основе фрикционного диска методом спекания. Для стального и металлокерамического дисков составляются отдельные системы уравнений вида (8). При этом учитывается различие теплофизических констант для стали и металлокерамики, а также наличие маслосгонных канавок на металлокерамической накладке, уменьшающих площади поверхности и объемы выделяемых слоев.

Удельный тепловой поток  $\Phi$ , генерируемый на поверхности одной пары трения:

$$\Phi = \frac{P_{тр}}{A_{ф}} = \frac{M_{ф}}{A_{ф}^2} \quad (9)$$

где  $P_{тр}$  - мощность трения, Вт;  $A_{ф}$  - площадь поверхности трения,  $m^2$ ;  $g_{ф}$  - количество пар трения;  $M_{ф}$  - момент трения фрикциона, Н-м;  $\dot{\Phi}$  - скорость относительного скольжения дисков

фрикциона, рад/с.

Тепловые потоки  $\Phi_{ст}$  и  $\Phi_{МК}$ , поглощаемые соответственно стальным и металлокерамическим дисками пары трения, различаются. Их распределение между дисками определяется из соотношений

$$\Phi_{ст} = K_{X_{ст}} \Phi - K_{X_{ст}} P_{тр} / (A_{ф} g_{ф}); \quad (10)$$

$$\Phi_{МК} = K_{X_{МК}} \Phi - K_{X_{МК}} P_{тр} / (A_{ф} g_{ф}), \quad (11)$$

где  $K_{X_{ст}}, K_{X_{МК}}$  - коэффициенты распределения теплового потока между дисками пары трения.

Значения  $K_{ст}$  и  $K_{МК}$  определяются по формуле Ф. Шаррона, согласно которой

$$K_{X_{ст}} = \frac{1}{1 + \frac{X_{МК} C_{МК} P_{МК}}{L X_{ст} C_{ст} P_{ст}}} \quad (12)$$

$$K_{X_{МК}} = \frac{1}{1 + \frac{X_{ст} C_{ст} P_{ст}}{X_{МК} C_{МК} P_{МК}}} \quad (13)$$

Для выбора шага сетки  $h$  метода конечных разностей был проведен вычислительный эксперимент, в котором принималась равномерная (регулярная) сетка с постоянными значениями  $h_i$ , но различной величины, и неравномерная сетка с увеличением шага  $h_i$  по мере удаления от поверхности трения. На рис. 2 приведены графики поверхностной температуры стального диска  $T^{\wedge}$  и удельной мощности трения  $P_{уд}$ . Графики 1.3 получены при использовании разработанной функции для решения уравнений (8) в MATLAB при равномерном шаге сетки  $h$ : 1 -  $h = 0,05$ ; 2 -  $h = 0,1$ ; 3 -  $h = 0,2$  мм. График 4 соответствует неравномерной сетке, шаг которой изменялся в пределах 0,1, 0,2 мм. Очевидно, что сетка должна быть равномерной. Это обусловлено тем, что увеличение толщины последующих слоев диска эквивалентно снижению их



лялось в соответствии с алгоритмом мехатронной системы автоматического управления ГМП при трех вариантах взаимодействия с электронной системой управления двигателем:

- 1) без воздействий на программу управления двигателем при  $u_a = 100\%$ ;
- 2) с уменьшением вращающего момента двигателя на  $20\%$ ;
- 3) с уменьшением настройки скоростного режима двигателя путем снижения координаты  $u_a$  на  $16\%$ .

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

Моменты формирования команд на автоматическое переключение передач определялись в соответствии с алгоритмом мехатронной системы управления. Управление фрикционами при переключении передач выполнялось в трех вариантах:

- 1) с отрицательным перекрытием характеристик давления выключаемого и включаемого фрикционов;
- 2) с нулевым перекрытием характеристик;
- 3) с положительным перекрытием.

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. После переключения передачи гидротрансформатор блокировался. На приведенных ниже рисунках показаны графики, полученные при трогании самосвала с места и движении на подъем при управлении фрикционами с нулевым перекрытием, но без управления двигателем.

На рис. 3, а представлены графики изменения вращающих моментов двигателя  $M_d$ , насосного колеса  $M_n$  и тур-

бины  $M_m$  гидротрансформатора, а на рис. 3, б - графики моментов на валу турбины  $M_{y2}$  и на карданном валу  $M_{y4}$ . В момент времени  $t = 0,4$  с началось включение фрикциона первой передачи  $\Phi_1$  и самосвал трогался с места. При  $t = 4,4$  с происходит переключение передач  $1 \rightarrow 2$ , а при  $t = 6,6$  с блокируется гидротрансформатор, при этом  $n_m = n_d$ ,  $M_n = M_m = 0$ , т. е. воздействие  $M_n$  и  $M_m$  на движение масс трансмиссии исключается, а вместо них подключается момент двигателя  $M_d$ . Переключение  $2 \rightarrow 3$  произошло в момент времени  $10,3$  с. Из приведенных графиков видно, что при переключении передач и блокировании ГДТ происходят всплески моментов  $M_{y2}$  и  $M_{y4}$ .

На рис. 4, а показаны графики изменения удельной мощности трения фрикционов включаемых передач  $r_{уд}$ , а на рис. 4, б - удельной работы буксования  $Ж_{уд}$ . На рис. 5, а приведены графики изменения температуры в четырех слоях (поверхностном, срединном и двух промежуточных) стальных дисков фрикциона 1-й передачи при трогании самосвала, а на рис. 5, б - фрикциона 3-й передачи при переключении  $2 \rightarrow 3$ .

Для оценки влияния способов управления фрикционами и двигателем на динамические нагрузки в трансмиссии и теплонапряженность фрикционов полученные результаты моделирования представлены в виде диаграмм. На рис. 6 приведены диаграммы удельной мощности  $r_{уд}$  и удельной работы  $Ж_{уд}$  трения, а на рис. 7 - температуры стальных дисков  $T_{cm}$  фрикциона 3-й передачи и коэффициента динамичности момента на карданном валу  $\xi_d$  при переключении  $2 \rightarrow 3$ .

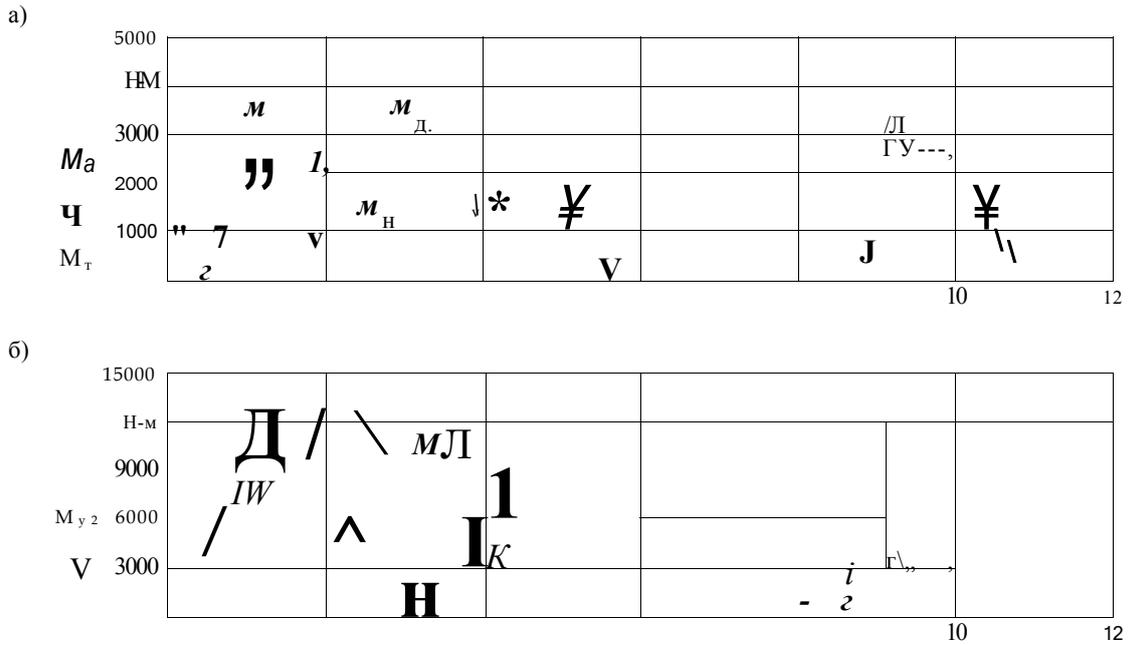


Рис. 3. Графики моментов двигателя и колес ГДТ (а) и коэффициентов динамичности моментов на валу турбины и карданном валу (б)

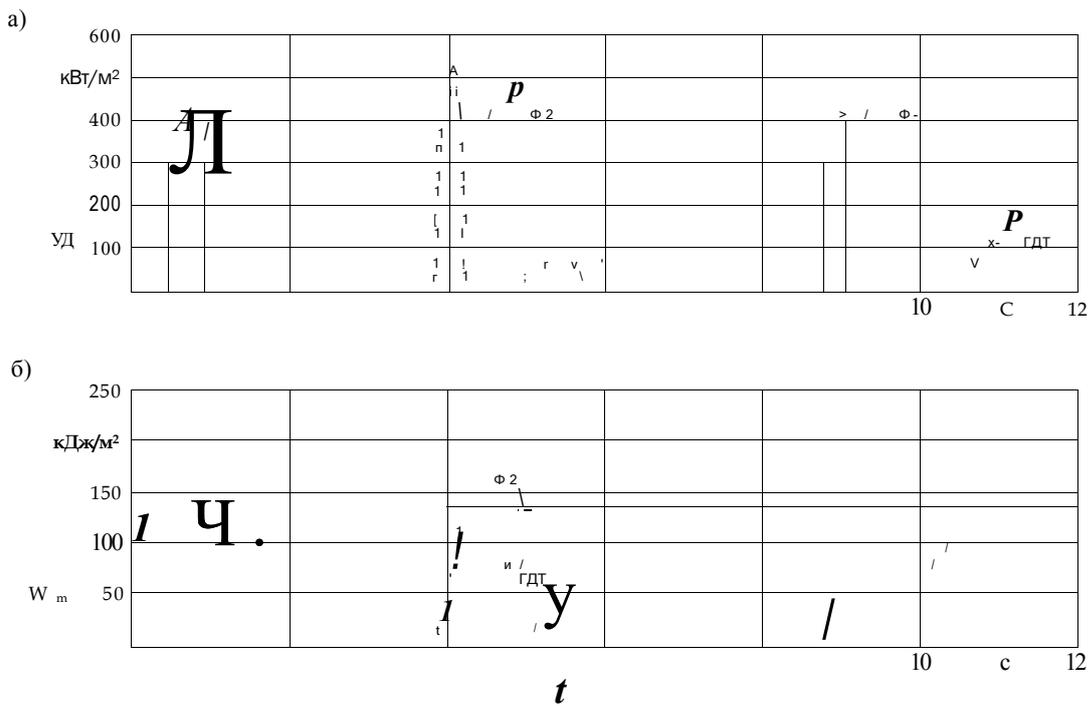


Рис. 4. Графики удельной мощности (а) и удельной работы трения фрикционов (б)

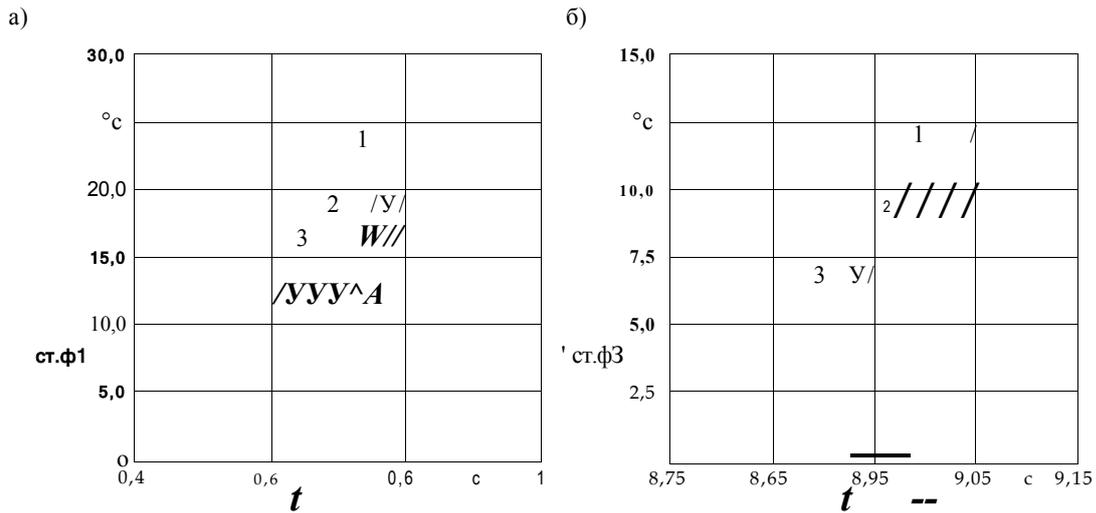


Рис. 5. Графики температуры в четырех слоях стальных дисков фрикционов 1-й (а) и 3-й (б) передач

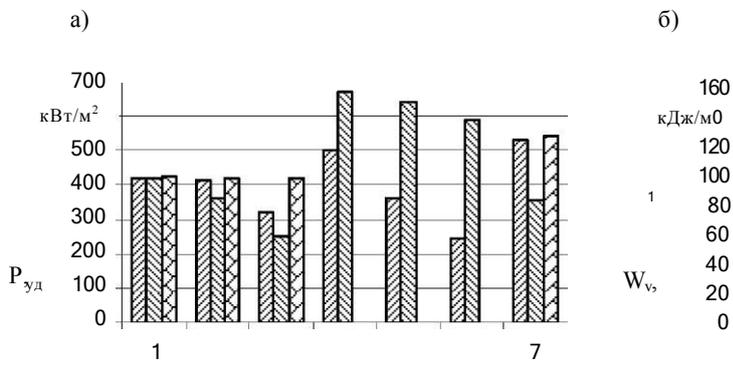


Рис. 6. Диаграммы удельной мощности (а) и удельной работы трения фрикциона (б)

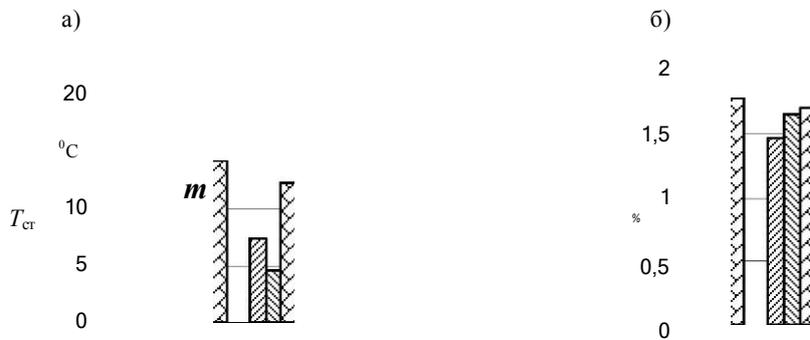


Рис. 7. Диаграммы температуры стальных дисков фрикциона (а) и коэффициента динамичности момента на карданном валу (б)

Коэффициент динамичности вычислялся по формуле

$$k_d = M_{\text{в}}/M_{\text{ном } i} \quad (14)$$

где  $M_{\text{ном } i}$  – момент на карданном валу на  $i$ -й передаче при номинальном моменте двигателя.

Вариант 1 соответствует переключению передач без управления двигателем; вариант 2 – переключению с управлением моментом двигателя; вариант 3 – переключению с управлением скоростным режимом двигателя. Управление фрикционными при этом осуществлялось по заданной программе изменения давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах фрикционов (программное управление). Варианты 4...6 отличаются от вариантов 1...3 тем, что управление фрикционными осуществлялось посредством ПИД-регулятора, который обеспечивал адаптацию характеристики управления к изменению параметров процесса буксования фрикционов. Алгоритм работы ПИД-регулятора описан в [3]. Во всех упомянутых вариантах использовалась характеристика коэффициента трения, зависящая от скорости скольжения фрикционных дисков. Для оценки влияния переменности коэффициента трения на исследуемые процессы в варианте 7 было принято его постоянное значение, не зависящее от скорости скольжения. При этом использовалось программное управление фрикционными.

При моделировании вариантов 1...3 и 7 осуществлялись переключения с отрицательным перекрытием включения фрикционов (левые столбцы), с нулевым перекрытием (средние столбцы) и с положительным перекрытием (правые столбцы). Величина отрицательного перекрытия составляла  $-0,07$  с, а положительного –  $+0,2$  с. На всех диаграммах, приведенных на рис. 6 и 7, использованы одинаковые обозначения столбцов. Положительное перекрытие при управлении посредством ПИД-регуля-

тора не применялось.

Сравним вначале результаты первых трех вариантов. Наименьшие значения параметров  $R_{\text{уд}}$ ,  $J_{\text{уд}}$  и  $T_{\text{ст}}$  получаются при нулевом перекрытии (средние столбцы) и управлении скоростным режимом двигателя (третий вариант). Так, при нулевом перекрытии управление моментом двигателя снижает удельную работу трения с  $107,6$  до  $89,6$  кДж/м<sup>2</sup>, а управление скоростным режимом – до  $33,2$  кДж/м<sup>2</sup>. Температура стальных дисков при этом снижается с  $14,8$  соответственно до  $12,5$  и до  $4,7$  °С. Отрицательное и положительное перекрытия увеличивают теплонапряженность дисков. При отрицательном перекрытии это происходит из-за разрыва потока энергии, передаваемой от двигателя к ведущим колесам, вследствие чего маховик двигателя и массы ведущих частей трансмиссии увеличивают кинетическую энергию, которую придется поглотить фрикциону в процессе переключения передачи. Положительное перекрытие увеличивает работу трения из-за циркуляции мощности в замкнутом контуре, образуемом включаемым и выключаемым фрикционными. Однако на динамические нагрузки положительное перекрытие оказывает полезное влияние (см. рис. 7, б).

Управление фрикционными посредством ПИД-регулятора в целом снижает работу трения и температуру нагрева дисков (см. рис. 6, б и 7, а) и значительно снижает динамичность моментов трансмиссии (см. рис. 7, а). Но наиболее существенно то, что при этом система обеспечивает адаптацию характеристик управления фрикционными к изменяемым параметрам процесса буксования, прежде всего к изменению коэффициента трения. Кроме того, время буксования фрикциона строго ограничено заданной величиной настройки ПИД-регулятора, что исключает его перегрев в любых условиях движения машины.

При использовании фрикционных материалов с постоянным коэффициентом

том трения можно снизить динамические нагрузки (см. рис. 7, б), но работа буксования (см. рис. 6, б) и температура нагрева дисков (см. рис. 7, а) при программном управлении не снижается и может даже возрастать.

Таким образом, проведенные исследования показали, что наиболее рационально при переключении передач в

ГМП осуществлять управление фрикционами с нулевым перекрытием при одновременном управлении режимами двигателя. Такой способ управления позволяет существенно снизить теплонапряженность фрикционов и динамические нагрузки в трансмиссии, повысить надежность и долговечность ГМП.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. - Минск : Дизайн ПРО, 2004. - 640 с.
2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет : учебник для вузов / И. П. Ксеневиц [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук И. П. Ксеневица. - М. : Машиностроение, 1991. - 544 с.
3. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. - 2011. - № 2. - С. 2-11.

#### LIST OF LITERATURE

1. **Tarasik, V. P.** Mathematical modeling of engineering systems : textbook for HEIs / V. P. Tarasik. - Minsk : Dizain PRO, 2004. - 640 p.
2. Tractors. Development, designing and calculation : textbook for HEIs / I. P. Ksenevich [etc.] ; ed. by I. P. Ksenevich, DSc. - M. : Mash<sup>s</sup>-oeme, 1991. - 544 p.
3. Mechatronic system of hydromechanical transmission automatic control for BelAZ quarry dump trucks / V. P. Tarasik [etc.] // Truck. - 2011. - № 2. - P. 2-11.

*Статья сдана в редакцию 21 декабря 2011 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Юрий Сергеевич Романович**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Виктор Сергеевич Савицкий**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Yury Sergeyevich Romanovich**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Тел.: +375-0222-23-09-79. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Viktor Sergeyevich Savitsky**, PhD student, Belarusian-Russian University. Тел.: +375-0222-47-72-67. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

# **ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

**№ 1 - 2012**

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Художественное оформление обложки	И. А. Алексеюс
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать 02.03.2012. Формат 60x84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 17,3. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ № 167.

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.