

УДК 629.3

*В. П. Тарасик, Ю. С. Романович*

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.3

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

## SELECTION OF PARAMETERS FOR CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF THE PLANETARY GEARBOXES

### **Аннотация**

Изложена методика анализа процессов функционирования фрикционов планетарной коробки передач при переключении ступеней и определения показателей качества переходных процессов, нагрузок в трансмиссии и параметров теплонапряженности фрикционных дисков. Получены графики результатов регрессионного анализа, иллюстрирующие зависимости принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Приведены рекомендации по выбору параметров алгоритма совместного управления фрикционами делителя и базовой коробки передач.

### **Ключевые слова:**

гидромеханическая передача, планетарная коробка передач, делитель, базовая коробка передач, фрикцион, алгоритм управления, время регулирования, время перекрытия передач.

### **Abstract**

The paper presents methods to analyze the functioning of friction clutches of the planetary gearbox during steps changes and to determine the quality of transient processes, loads in the transmission and parameters of thermal stress of friction discs. Diagrams of the results of regression analysis have been obtained, which illustrate the dependences of accepted criteria for assessing the quality of transient processes upon the parameters of friction clutch control. The recommendations are given with regard to the choice of parameters of the algorithm for joint control of friction clutches of the splitter and the basic gearbox.

### **Key words:**

hydromechanical transmission, planetary gearbox, splitter, basic gearbox, friction clutch, control algorithm, control time, time of gears overlap.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» при участии сотрудников кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана гидромеханическая передача (ГМП) с мехатронной системой автоматического управления и диагностирования. В состав ГМП входят гидротрансформатор ЛГ-470ПП и шестиступенчатая планетарная коробка передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется многодиско-

выми фрикционами с электрогидравлическим приводом управления. ПКП представляет собой композиционную структуру и состоит из двух компонентов – двухступенчатого делителя и трехступенчатой базовой коробки передач (БКП) [1, 3].

Кинематическая схема ПКП приведена на рис. 1. Делитель выполнен с прямой и повышающей передачами. Прямая передача включается замыканием фрикциона  $\Phi_1$ , а повышающая –

фрикциона  $T_1$ . В базовой коробке передач понижающие передачи включаются фрикционами  $T_2$  и  $T_3$ , а прямая – фрикционом  $\Phi_2$ .

Характерная особенность принятой кинематической схемы заключается

в необходимости одновременного управления двумя парами фрикционов при каждой смене передачи в БКП – два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других.

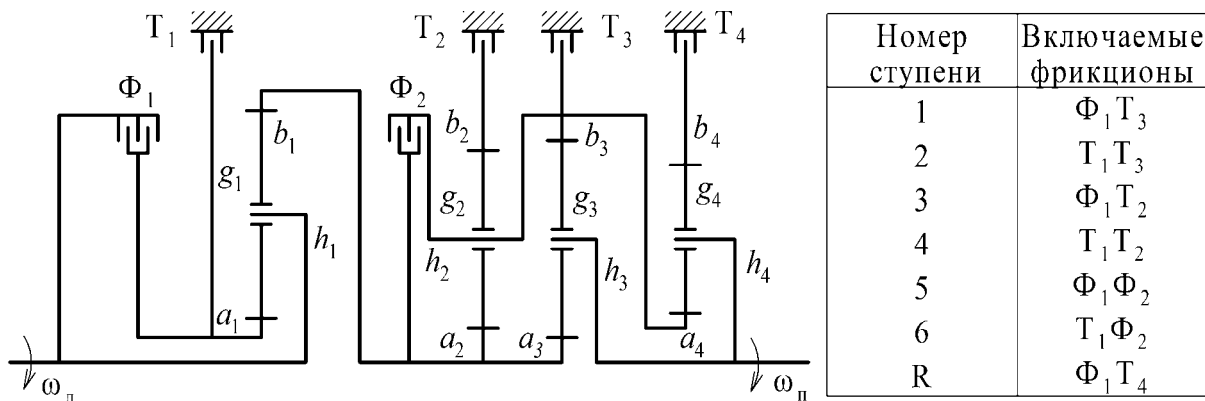


Рис. 1. Кинематическая схема ПКП

Это существенно усложняет организацию процесса согласованного управления фрикционами, влияет на надежность и долговечность их работы и ухудшает качество переходных процессов при переключении передач. Такая ситуация создается при переключениях на высшие ( $2 \rightarrow 3$  и  $4 \rightarrow 5$ ) и на низшие ( $5 \rightarrow 4$  и  $3 \rightarrow 2$ ) передачи. Так, при переключении  $2 \rightarrow 3$  необходимо выключить фрикционы  $T_1$  и  $T_3$ , а вместо них включить фрикционы  $\Phi_1$  и  $T_2$ .

Для поиска рациональных путей управления фрикционами был выполнен комплекс исследований на математических моделях, результаты которых изложены в данной статье. Динамическая модель системы «двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–дорога» и математическая модель приведены в [2].

Параметрами характеристики управления фрикционами являются: время регулирования давления  $t_p$ , начальное давление рабочей жидкости в

гидроциindre фрикциона  $p_{\phi 0}$ , скорость нарастания давления  $k_p = dp_{\phi}/dt$  и время перекрытия характеристик управления фрикционами  $t_{п.п}$  (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

Характеристики управления фрикционами при переключении передач показаны на рис. 2. График  $p_{\phi 1}$  отображает изменение давления в гидроциindre выключаемого фрикциона коробки передач, а график  $p_{\phi 2}$  – выключаемого. Давления  $p_{\phi 1}, p_{\phi 2}$  даны за вычетом величины затрачиваемого давления на сжатие возвратных пружин поршня гидроциндра. Момент времени  $t = 0$  соответствует подаче контроллером управления ГМП сигнала на переключение передачи. В этот момент давление  $p_{\phi 1}$  снижали в 3...4 раза и поддерживали на этом уровне, обеспечивая выполнение заданного требования по времени перекрытия передач

$t_{п.п}$ . Сплошной линией показана характеристика  $p_{\phi 1}$  при положительном перекрытии  $t_{п.п}^+$ , а штрихпунктирной –

при отрицательном перекрытии  $t_{п.п}^-$ .

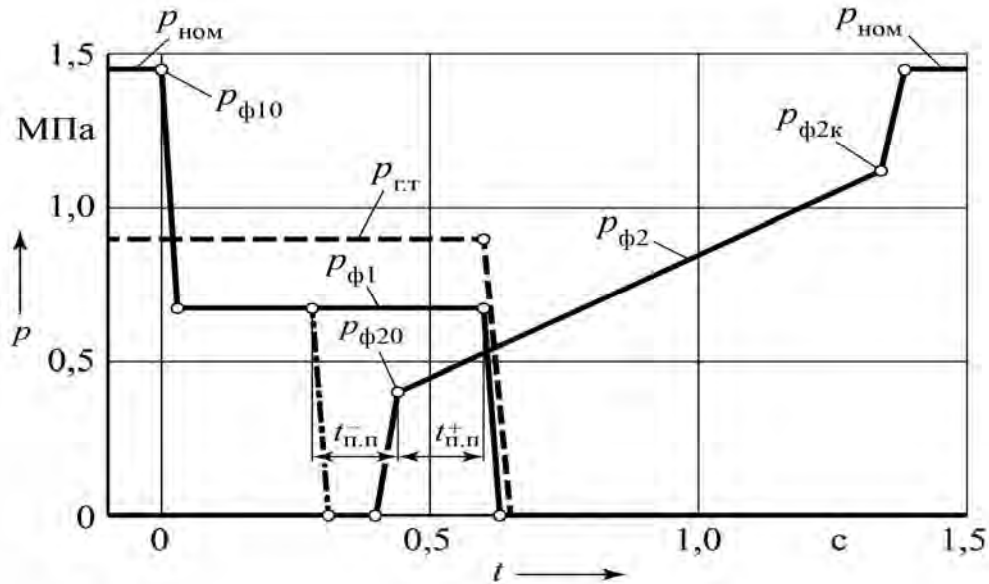


Рис. 2. Характеристики управления фрикционными

График  $p_{г.т}$  соответствует изменению давления в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора. При переключении с низшей на высшую передачу гидротрансформатор разблокировали одновременно с выключением фрикциона предыдущей передачи, как показано на рис. 2. Переключение с высшей на низшую передачу осуществляли с разблокированием гидротрансформатора до момента времени  $t = 0$  в соответствии с алгоритмом автоматического управления блокировкой.

В качестве критериев оценки процессов функционирования фрикционов приняты следующие параметры: удельная работа  $W_{уд}$  и удельная мощность буксования фрикциона  $P_{уд}$ ; время буксования  $t_{б}$ ; максимальная температура поверхностного слоя фрикционных дисков  $T_{пmax}$ ; объемная температура после завершения процесса включения фрикциона  $T_{об}$ ; коэффициент динамичности

момента на карданном валу  $k_{д4}$  (на выходе коробки передач); максимальное ускорение автомобиля в переходном процессе  $a_{max}$ ; максимальное значение производной ускорения по времени (джерк)  $j_{max} = (da/dt)_{max}$ .

Для оценки влияния параметров характеристик управления фрикционными  $p_{\phi 0}$ ,  $k_p$ ,  $t_{п.п}$  на принятые критерии проводился активный многофакторный вычислительный эксперимент на математической модели системы «двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–дорога» с имитацией процесса движения самосвала по маршруту с характеристиками реального карьера [3].

Параметры характеристик управления в эксперименте принимались в качестве факторов, а критерии – в качестве функций отклика. Значения факторов в процессе эксперимента варьировались на трех уровнях: на нижнем уровне  $p_{\phi 0} = 0,2$  МПа;  $k_p = 0,6$  МПа/с;

$t_{п.п} = -0,2$  с (отрицательное перекрытие); на среднем уровне  $p_{ф0} = 0,4$  МПа;  $k_p = 0,8$  МПа/с;  $t_{п.п} = 0$  с (нулевое перекрытие); на верхнем уровне  $p_{ф0} = 0,6$  МПа;  $k_p = 1,0$  МПа/с;  $t_{п.п} = +0,2$  с (положительное перекрытие).

По результатам эксперимента построены квадратичные регрессионные модели:

$$y_j = b_{j0} + b_{j1}x_1 + b_{j2}x_2 + b_{j3}x_3 + b_{j4}x_1x_2 + b_{j5}x_1x_3 + b_{j6}x_2x_3 + b_{j7}x_1^2 + b_{j8}x_2^2 + b_{j9}x_3^2; \\ j = \overline{1, m}, \quad (1)$$

где  $y_j$  –  $j$ -я функция отклика;  $x_1, x_2, x_3$  – нормированные значения факторов соответственно  $p_{ф0}$ ,  $k_p$ ,  $t_{п.п}$ ;  $b_{j0}, b_{j1}, \dots, b_{j9}$  – коэффициенты регрессий  $j$ -й функции отклика;  $m$  – количество определяемых функций отклика.

На рис. 3 приведены графики, отображающие влияние параметров характеристик управления фрикционами  $\Phi_1$  и  $T_2$  на критерии оценки при переключении  $2 \rightarrow 3$ . Сплошными линиями изображены графики, полученные для фрикциона  $T_2$ , а штриховыми – для фрикциона  $\Phi_1$ . Из приведенных графиков видно, что фрикцион  $T_2$  работает в более напряженных условиях, чем фрикцион  $\Phi_1$ . Наибольшее влияние на выходные показатели оказывает время перекрытия передач  $t_{п.п}$ , а наименьшее – скорость нарастания давления  $k_p$ .

Рассмотрим подробнее полученные результаты. Как видно из рис. 3, а и б, при  $x_1 = x_2 = x_3 = 0$  (значения факторов в центре плана) удельная работа буксования  $W_{уд}$  фрикциона  $T_2$  в 2,91 раза больше, чем фрикциона  $\Phi_1$ , а

удельная мощность буксования  $P_{уд}$  больше в 1,78 раза. При этом фрикцион  $T_2$  буксует дольше фрикциона  $\Phi_1$  в 1,89 раза (рис. 3, в), несмотря на то, что запасы моментов трения этих фрикционов практически одинаковы. Характер влияния времени перекрытия  $t_{п.п}$  на  $W_{уд}$ ,  $P_{уд}$ ,  $t_б$  примерно одинаковый, а минимальные значения этих показателей получаются при времени перекрытия, близком к нулю, или при небольшом отрицательном перекрытии, не превышающем  $(-0,05)$  с.

Начальное значение давления  $p_{ф0}$  оказывает также значительное влияние на рассматриваемые показатели, особенно на удельную мощность буксования  $P_{уд}$ . Так, при изменении  $p_{ф0}$  с 0,2 на 0,6 МПа удельная мощность буксования фрикциона  $\Phi_1$  возрастает с 350 до 1180 кВт/м<sup>2</sup> (т. е. в 3,37 раза), а фрикциона  $T_2$  – с 800 до 1920 кВт/м<sup>2</sup> (т. е. в 2,4 раза). Работа же буксования снижается, т. к. при этом уменьшается время буксования (рис. 3, в).

Параметр  $k_p$  слабо влияет на  $W_{уд}$  и  $P_{уд}$  фрикциона  $\Phi_1$ , что можно объяснить небольшим временем его буксования. У фрикциона  $T_2$  его влияние также сравнительно небольшое.

Графики изменения поверхностной температуры нагрева фрикционных дисков  $T_{пmax}$  (рис. 3, з) фрикционов  $\Phi_1$  и  $T_2$  подобны графикам изменения удельной мощности буксования  $P_{уд}$ , что обусловлено их непосредственной взаимозависимостью, поскольку  $P_{уд}$  определяет поток тепловой энергии, генерируемой на поверхностях трения фрикционных дисков, а графики объемной температуры дисков  $T_{об}$  (рис. 3, д) подобны графикам удельной работы буксования  $W_{уд}$ .

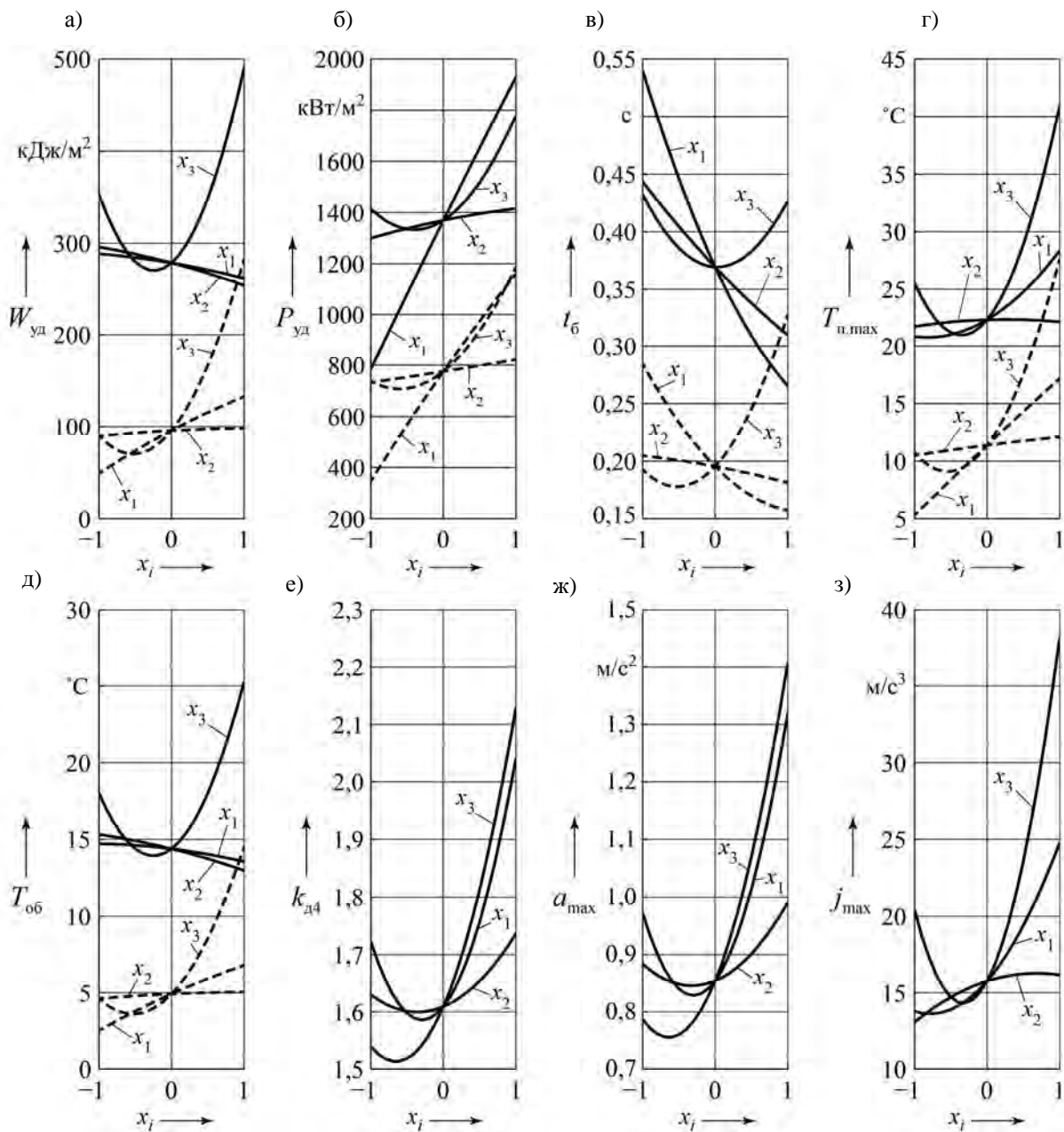


Рис. 3. Влияние параметров характеристик управления фрикционами на критерии оценки переходного процесса при переключении передач 2→3: сплошные линии – для фрикциона базовой коробки передач  $T_2$ ; штриховые – для фрикциона делителя  $\Phi_1$

Рассмотрим влияние параметров характеристики управления фрикционами  $p_{\phi 0}$ ,  $k_p$ ,  $t_{п.п}$  на динамические нагрузки в трансмиссии. Динамическая нагруженность оценивалась коэффициентом динамичности моментов на валах трансмиссии. Значение коэффициента динамичности  $k_{дi}$  момента на  $i$ -м упру-

гом элементе динамической модели вычислялось по формуле

$$k_{дi} = \frac{M_{yi \max}}{M_{e \max} u_{\text{тp}i}}, \quad (2)$$

где  $M_{yi \max}$  – максимальное значение момента на  $i$ -м упругом элементе в переходном процессе переключения пере-

дач;  $M_{e\max}$  – максимальный вращающий момент двигателя;  $u_{\text{Tr}i}$  – передаточное число участка трансмиссии от маховика двигателя до  $i$ -го упругого элемента.

На рис. 3, *e* приведены графики изменения коэффициента динамичности  $k_{\text{д4}}$  на карданном валу между ПКП и главной передачей. На величину  $k_{\text{д4}}$  основное влияние оказывает время перекрытия передач  $t_{\text{п.п}}$  и начальное давление характеристики управления  $p_{\text{ф0}}$ . Параметр  $k_p$  влияет существенно слабее. Минимальное значение  $k_{\text{д4}}$  достигается при отрицательном перекрытии передач  $t_{\text{п.п}} = -0,1$  с и значении  $p_{\text{ф0}} = 0,35$  МПа. При нулевом перекрытии значение  $k_{\text{д4}}$  возрастает всего на 6,3 %.

Для оценки влияния переходных процессов при переключении передач на комфортность условий работы водителя определялись максимальные значения ускорений самосвала  $a_{\text{max}}$  и джерка  $j_{\text{max}}$ . Минимальные значения  $a_{\text{max}}$  и  $j_{\text{max}}$  получаются при  $t_{\text{п.п}} = -(0,05 \dots 0,1)$  с и незначительно повышаются при  $t_{\text{п.п}} = 0$  (рис. 3, *ж* и *з*). С увеличением положительного или отрицательного перекрытия их значения возрастают. Так, при  $t_{\text{п.п}} = -0,2$  с значение  $a_{\text{max}}$  увеличивается в 1,1 раза, а значение  $j_{\text{max}}$  – в 1,46 раза; при  $t_{\text{п.п}} = +0,2$  с  $a_{\text{max}}$  возрастает в 1,87 раза, а  $j_{\text{max}}$  – в 2,71 раза. Существенное влияние на их величину оказывает также начальное давление характеристики управления фрикционами  $p_{\text{ф0}}$ . При изменении  $p_{\text{ф0}}$  от 0,25 МПа, при котором достигается минимум  $a_{\text{max}}$  и  $j_{\text{max}}$ , до 0,6 МПа  $a_{\text{max}}$  возрастает в

1,59 раза, а  $j_{\text{max}}$  – в 1,8 раза.

Аналогичные исследования проведены для процесса переключения передачи  $3 \rightarrow 2$ . Согласно полученным регрессионным моделям приняты следующие значения параметров характеристик управления фрикционами  $T_1$  и  $T_3$ , реализующими это переключение:  $p_{\text{ф0}} = 0,2$  МПа;  $k_p = 0,8$  МПа/с;  $t_{\text{п.п}} = -0,1$  с.

Наглядное представление о влиянии времени перекрытия передач  $t_{\text{п.п}}$  на изменение показателей качества переходных процессов при переключении передач  $2 \rightarrow 3$  отображено на рис. 4...6. Графики на рис. 4, *a...e* получены при нулевом перекрытии  $t_{\text{п.п}} = 0$ ; на рис. 5, *a...e* – при положительном перекрытии  $t_{\text{п.п}} = +0,2$  с; на рис. 6, *a...e* – при отрицательном перекрытии  $t_{\text{п.п}} = -0,2$  с. Остальные параметры характеристик управления были одинаковыми во всех вариантах:  $p_{\text{ф0}} = 0,2$  МПа;  $k_p = 0,8$  МПа/с. В обозначениях показателей использованы индексы включаемых фрикционов:  $W_{\text{ф1}}$ ,  $P_{\text{ф1}}$ ,  $T_{\text{ф1п}}$ ,  $T_{\text{ф1об}}$  – для фрикциона  $\Phi_1$ ;  $W_{\text{Т2}}$ ,  $P_{\text{Т2}}$ ,  $T_{\text{Т2п}}$ ,  $T_{\text{Т2об}}$  – для фрикциона  $T_2$ .

Отметим вначале характерную особенность композиционной схемы ПКП, отображаемую приведенными графиками: при переключении на высшие передачи, осуществляемом двумя парами фрикционов, первым замыкается фрикцион делителя. Время его буксования в 2...4 раза меньше времени буксования фрикциона БКП.

Рассмотрим поведение основных критериев в сопоставляемых вариантах. Как видно из рис. 4, *a*, 5, *a* и 6, *a*, в первом варианте максимальное значение удельной мощности буксования  $P_{\text{уд}}$  фрикциона БКП  $T_2$  меньше, чем во втором, в 1,75 раза и в 1,69 раза

меньше, чем в третьем. Меньшие значения получаются и для удельной работы буксования  $W_{уд}$  (соответственно в 1,5 и 1,2 раза), а также для темпера-

туры нагрева фрикционных дисков  $T_{п}$  (в 1,67 и 1,22 раза).

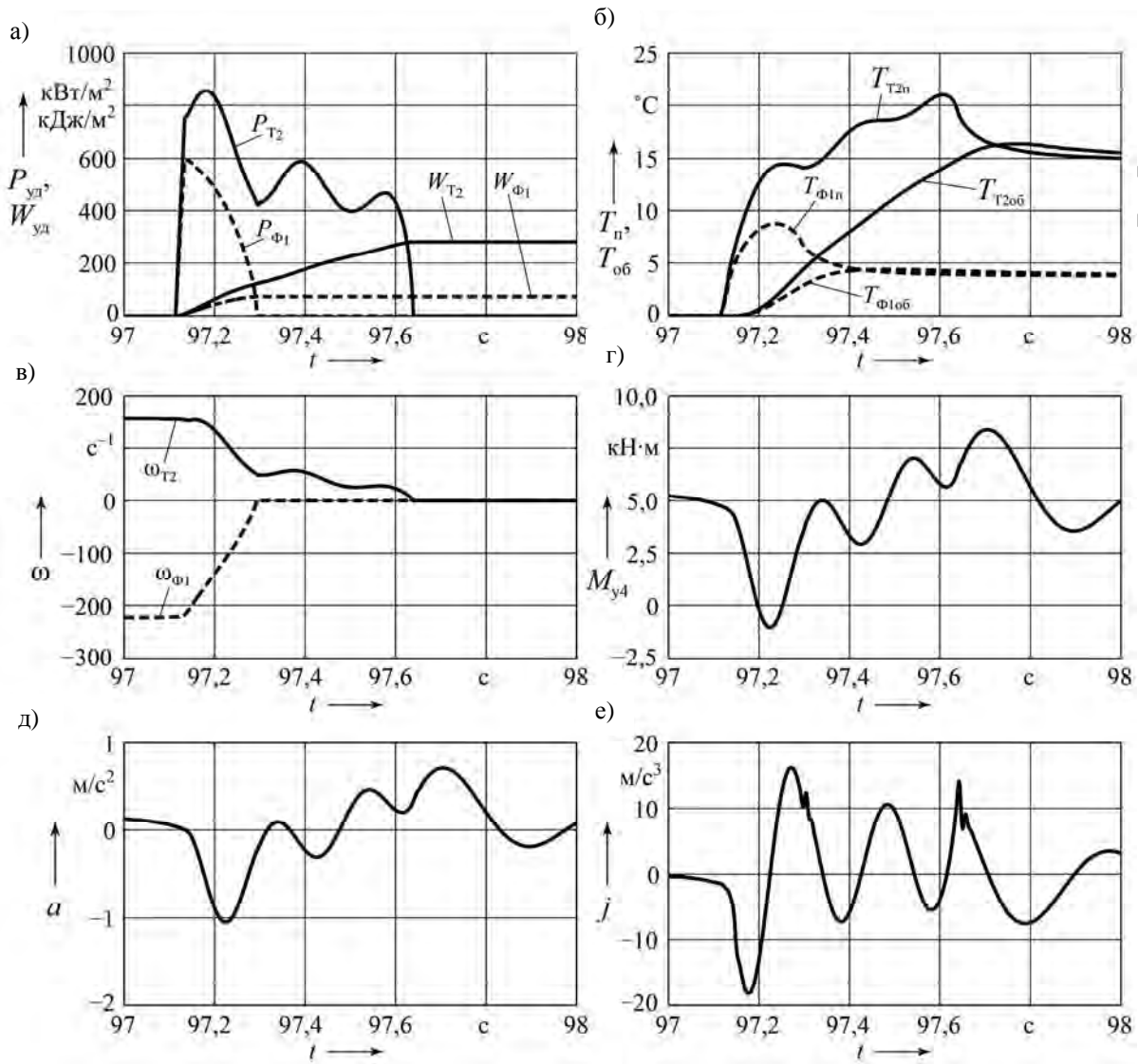


Рис. 4. Изменение исследуемых показателей качества переходного процесса при переключении передач 2 → 3:  $P_{уд}$  и  $W_{уд}$  – удельная мощность и удельная работа буксования фрикционов;  $T_{п}$  и  $T_{об}$  – поверхностная и объемная температуры фрикционных дисков;  $\omega$  – относительная скорость скольжения дисков;  $M_{y4}$  – момент на карданном валу трансмиссии;  $a$  и  $j$  – ускорение и джерк автомобиля

Неудачный выбор величины и знака  $t_{п.п}$  также может отрицательно сказываться на значениях динамических нагрузок, ускорения и джерка автомобиля. Так, при  $t_{п.п} = +0,2$  с максималь-

ное значение вращающего момента на карданном валу  $M_{y4}$  возрастает в 1,43 раза, величина  $a_{max}$  – в 1,97 раза, а  $j_{max}$  – в 2,93 раза; при  $t_{п.п} = -0,2$  с – соответственно в 1,16, 1,35 и 1,4 раза.

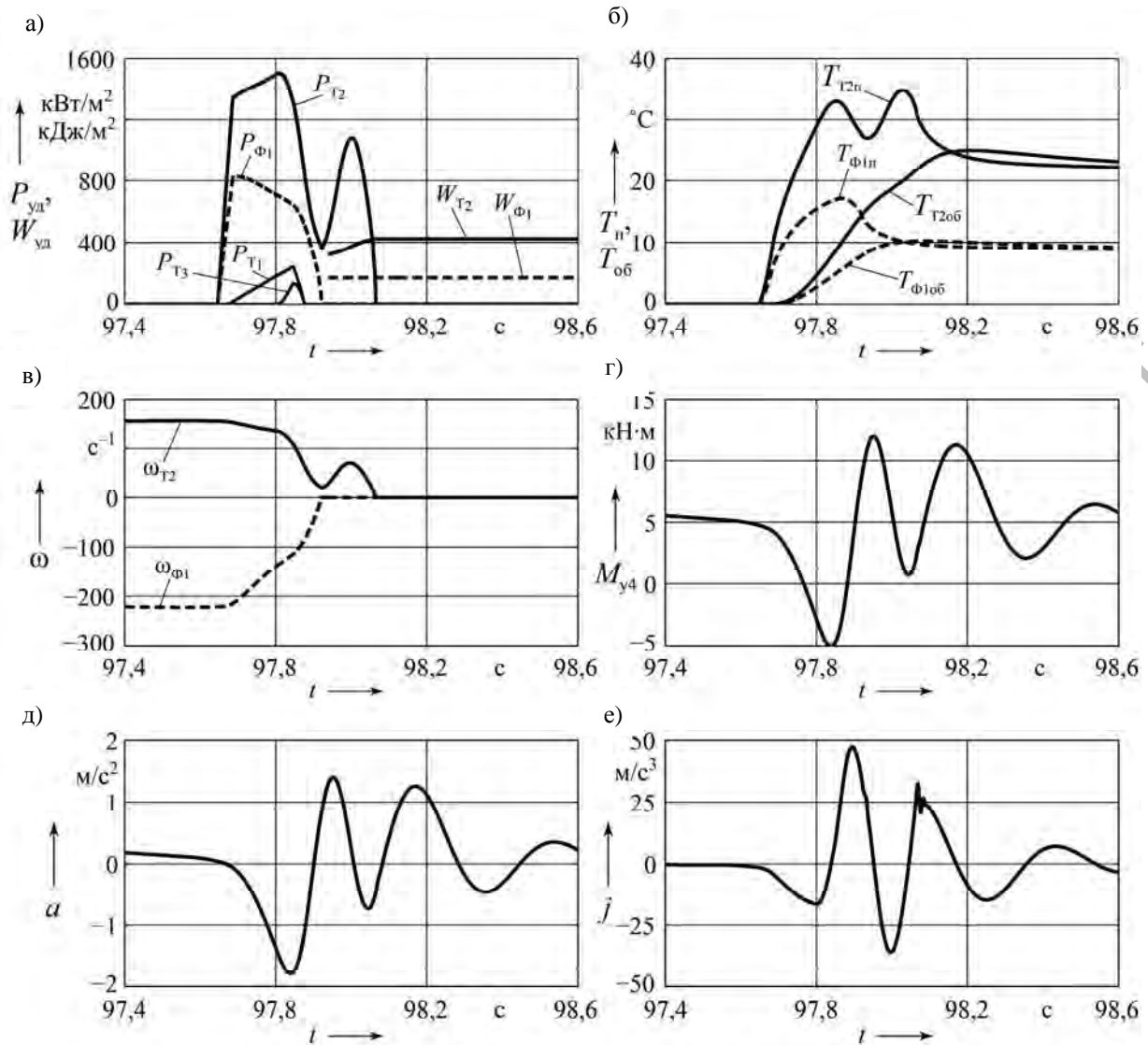


Рис. 5. Изменение показателей качества переходного процесса при переключении передач 2 → 3 с положительным перекрытием  $t_{п.п} = +0,2$  с (обозначения соответствуют рис. 4)

Значение  $M_{y4}$  при нулевом перекрытии практически не падает ниже нуля (см. рис. 4, г), поэтому ускорение  $a$  и джerk  $j$  изменяются плавно (см. рис. 4, д, е), их отрицательные значения сравнительно невелики и кратковременны, что характеризует плавность движения автомобиля при рациональном перекрытии передач. Переключение осуществляется при непрерывной передаче энергии к ведущим колесам, т. е. выполняется важнейшее требова-

ние к автоматическим трансмиссиям.

На плавность движения автомобиля и ощутимость водителем продольных толчков при переключении передач наиболее существенное влияние оказывают размахи ускорения  $a_{\max} - a_{\min}$  и джерка  $j_{\max} - j_{\min}$ . При нулевом перекрытии их значения составляют соответственно  $1,76 \text{ м/с}^2$  и  $34,37 \text{ м/с}^3$ ; при  $t_{п.п} = +0,2 \text{ с}$  –  $3,20 \text{ м/с}^2$  и  $83,57 \text{ м/с}^3$ ; при  $t_{п.п} = -0,2 \text{ с}$  –  $2,54 \text{ м/с}^2$  и  $51,79 \text{ м/с}^3$ .



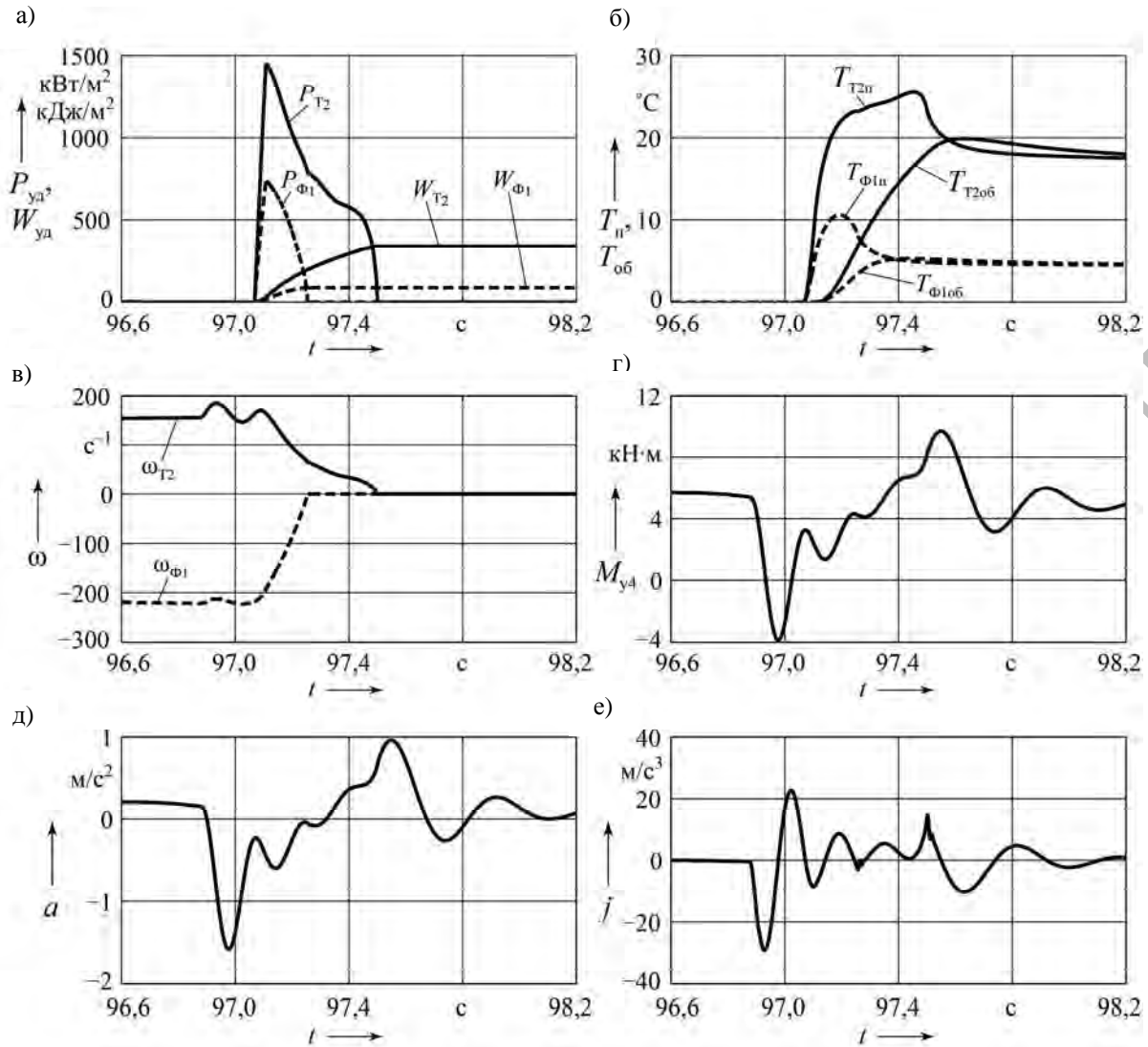


Рис. 6. Изменение показателей качества переходного процесса при переключении передач  $2 \rightarrow 3$  с отрицательным перекрытием  $t_{\text{п.п}} = -0,2$  с (обозначения соответствуют рис. 4)

Существенное ухудшение показателей  $M_{\text{у4}}$ ,  $a$  и  $j$  при увеличении положительного перекрытия сопровождается циркуляцией мощности в замкнутых контурах, образуемых механизмами делителя и БКП, т. к. одновременно с буксованием включаемых фрикционов  $\Phi_1$  и  $T_2$  в течение времени  $t_{\text{п.п}}$  буксуют также выключаемые фрикционы  $T_1$  и  $T_3$ . При этом возрастают динамические нагрузки на механизмы ПКП. Ухудшение этих же показателей происходит и

при отрицательном перекрытии  $t_{\text{п.п}} = -0,2$ , что обусловлено увеличением частоты вращения турбины гидротрансформатора и прекращением подвода энергии к ПКП в интервале времени  $t_{\text{п.п}}$ , что сопровождается увеличением скорости скольжения дисков фрикциона  $\omega_{T_1}$  (см. рис. 5, в), а следовательно, и работы буксования этого фрикциона.

Аналогичные графики получены при моделировании переключения  $4 \rightarrow 5$ .

При переключениях на низшие передачи последовательность замыканий включаемых фрикционов оказалась обратной – первым замыкался фрикцион базовой коробки передач, а затем – фрикцион делителя.

На рис. 7, *a...e* представлены графики, иллюстрирующие изменения во времени исследуемых показателей качества процесса переключения 3 → 2.

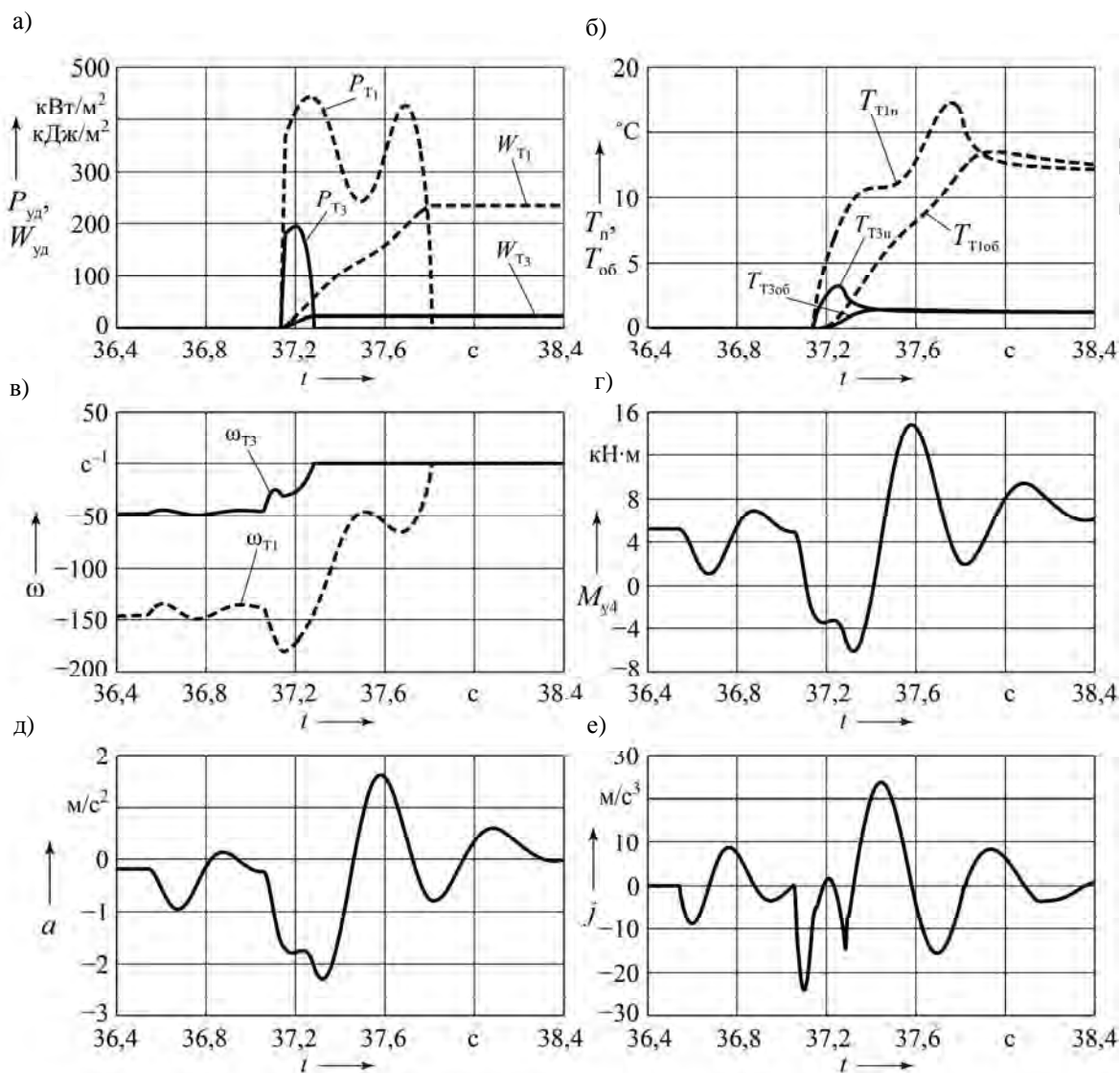


Рис. 7. Изменение исследуемых показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 2 (обозначения соответствуют рис. 4)

Переключение на низшую передачу осуществлялось с разблокированным гидротрансформатором и с отрицательным перекрытием характеристик управления давлениями включаемого и выключаемого фрикционов. Принимали величину отрицательного перекрытия

$t_{п.п}^- = -0,1$  с (время перекрытия передач). Сравнивая эти графики с соответствующими графиками, отображающими процесс переключения 2 → 3 (см. рис. 4, *a...e*), отметим их существенные отличия. Характерной особенностью

переключения на низшую передачу является увеличение относительной скорости скольжения фрикционных дисков  $\omega_{T1}$  фрикциона  $T_1$  за время отрицательного перекрытия  $t_{п.п}^-$  (см. рис. 7, в), что увеличивает его работу буксования, а диски получают более высокую температуру нагрева (см. рис. 7, б). У фрикциона  $T_3$  за этот же период относительная скорость дисков  $\omega_{T3}$  снижается. Фрикцион делителя  $T_1$  выполняет гораздо большую работу трения, чем фрикцион базовой коробки передач  $T_3$  (см. рис. 7, а). При этом фрикционы  $T_1$  и  $T_3$  имеют одинаковые коэффициенты запаса моментов трения. Момент на карданном валу  $M_{y4}$  в этом случае в 1,61 раза больше, чем при переключении  $2 \rightarrow 3$  (см. рис. 7, з и 4, з), причем возникает довольно значительный отрицательный момент ( $-5,698$  кН·м), что приводит к отрицательному ускорению (см. рис. 7, д). Размах ускорения автомобиля  $a_{\max} - a_{\min}$  в два раза больше, чем при переключении  $2 \rightarrow 3$ , и сопровождается большой величиной джерка (см. рис. 7, е).

Таким образом, можно отметить более низкое качество переходных процессов при переключении на низшие передачи, сопровождаемое увеличением динамических нагрузок и снижением комфортности условий работы водителя. При нулевом или положительном перекрытии передач, а также при увеличении отрицательного перекрытия свыше оптимального значения, равного в данном случае  $t_{п.п}^- = -0,1$ , при котором получены графики на рис. 7, все показатели качества процесса переключения  $3 \rightarrow 2$  существенно ухудшаются.

По результатам выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

1. В планетарных коробках пере-

дач композиционной структуры при одновременной смене ступеней в делителе и базовой коробке передач времена буксования их фрикционов существенно различаются. Обеспечить их одновременное замыкание практически невозможно. В этом заключается органическое свойство таких коробок передач.

2. Установлено, что при переключении с низшей на высшую передачу первым замыкается фрикцион делителя, а при переключении с высшей на низшую передачу, наоборот, раньше происходит замыкание фрикциона базовой коробки передач.

3. Такой характер взаимодействия фрикционов делителя и базовой коробки передач может приводить к ухудшению показателей качества переходных процессов при переключении передач, снижению надежности и долговечности фрикционов. Поэтому управление фрикционами требует применения соответствующих алгоритмов. Необходимо способствовать скорейшему замыканию фрикционов, имеющих склонность к этому свойству, а качество переключения передачи обеспечивать управлением другим фрикционом, завершающим процесс переключения.

4. Алгоритм управления должен обеспечивать адаптацию своих параметров к изменению параметров и характеристик фрикционов в процессе эксплуатации. Наиболее эффективно применение ПИД-регулятора.

5. Переключение на высшие передачи целесообразно осуществлять с нулевым перекрытием, а на низшие – с небольшим отрицательным (в пределах до 0,1 с).

6. Предложенная методика анализа процессов функционирования фрикционов ПКП, основанная на проведении активного многофакторного вычислительного эксперимента на математической модели трансмиссии автомобиля, регрессионном анализе и применении расширенного комплекса показателей

качества переходного процесса, позволила определить и выбрать рациональ-

ные параметры и характеристики управления фрикционами.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 4. – С. 16–19.
2. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 12–15.
3. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
4. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
5. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.

*Статья содана в редакцию 3 апреля 2014 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by

**Юрий Сергеевич Романович**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: rys@tut.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Yury Sergeevich Romanovich**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rys@tut.by.