

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.014.8-235

Д. С. Белабенко, В. Б. Альгин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С БЛОКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ ФРИКЦИОНОВ

UDC 629.014.8-235

D. S. Belabenko, V. B. Algin

SIMULATION OF THE SHIFT PROCESS IN THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION WITH INTERACTIVE CLUTCHES

Аннотация

Рассмотрены подходы к моделированию переходных процессов в трансмиссии. Разработана динамическая схема трансмиссии автомобиля с применением операции нормализации. С использованием концепции регулярной механической системы сформированы универсальные уравнения динамики трансмиссии, не зависящие от ее состояния при переключении передач, дополненные моделью гидропривода двойной фрикционной муфты. Проведено сравнение результатов моделирования и эксперимента. Получены данные по силовой и тепловой нагруженности гидромеханической передачи.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, динамическая схема, математическая модель, переходный процесс, компьютерное моделирование, способ управления.

Abstract

Various approaches to the simulation of shift processes in the hydromechanical transmission are considered. The dynamic scheme of the car's transmission has been developed with the use of the normalization operation. By applying the concept of a regular mechanical system, universal equations of transmission dynamics have been obtained which do not depend on its condition when shifting gears and are supplemented by the model of hydraulic drive of the double friction clutch. The simulation results have been compared with the experimental ones. The data on power and thermal loading of the hydromechanical transmission have been obtained.

Keywords:

hydromechanical transmission, dynamic scheme, mathematical model, shift process, computer simulation, control method.

Введение

Исторически первый способ достижения требуемого качества переключения передач – установка в гидроприводе фрикционов механизмов плавности или гидравлических демпферов. Такой способ применялся в системах управления (СУ), основанных на гидравлической автоматике и электронном управ-

лении с дискретными электрогидравлическими клапанами. Недостаток таких СУ – сложность синхронизации включаемых и выключаемых фрикционов.

Дальнейшее развитие СУ связано с появлением технологии Clutch-to-Clutch. Она является ключевой для управления современными гидромеханическими передачами (ГМП) [1], повышает точность синхронизации и координации работы



включаемого и выключаемого элементов управления (ЭУ) для достижения высокого качества переключения. Реализация данной технологии основана на применении электрогидравлических пропорциональных клапанов (ЭГПК), позволяющих точно контролировать закон изменения давления в зависимости от сигналов используемых датчиков. Несмотря на достигнутое качество переходного процесса, технология продолжает совершенствоваться.

В тех случаях, когда в разрабатываемом автомобиле используется готовая СУ, поставляемая сторонним поставщиком, и нет возможности детального воспроизведения ее работы, возникает еще одна задача – оптимизация процесса переключения путем настройки существующей СУ с изменением доступных параметров. Такой способ совершенствования переходного процесса рассмотрен в работе.

Одним из способов моделирования переходных процессов является задание закона изменения давления рабочей жидкости в гидравлических цилиндрах (ГЦ) ЭУ и определение передаваемого крутящего момента последними [2]. Такой способ предложен, например, в [3].

Второй способ – детальное исследование гидропривода фрикциона, в том числе ЭГПК. При этом задающим сигналом является закон изменения тока на электромагните ЭГПК. Этот способ применим при полностью известных параметрах гидропривода, включая ЭГПК [2].

Третий способ заключается в моделировании поведения гидропривода с упрощением модели ЭГПК, что, с одной стороны, позволяет более детально исследовать переходный процесс, с другой – не приводит к ошибкам, связанным с принятием ряда допущений в отношении неизвестных параметров [2]. Данный способ использован в работе.

Математическая модель переходного процесса гидромеханической передачи с блоком взаимодействующих фрикционов

В [2] представлена разработанная математическая модель гидропривода двойной фрикционной муфты (ДФМ), предназначенная для моделирования переключения с третьей на четвертую передачу в ГМП МЗКТ-4361. Впервые уравнения содержат индикаторы состояния положения поршня в ГЦ, которые определяют моменты начала сжатия отжимных пружин, фрикционных дисков, упорного диска. Усилие на фрикционные диски, создающее момент трения, равно разности позиционной нагрузки и усилия отжимных пружин [2] и определяется по формуле

$$F(z) = c_{уд}(z - H)\lambda_{уд} + c_{фд}(z - H + z_{фд})\lambda_{фд}, \quad (1)$$

где $c_{уд}$ – жесткость упорного диска (определяется с применением метода конечных элементов); z – перемещение поршня; H – ход поршня до полного сжатия фрикционных дисков; $z_{фд}$ – перемещение поршня до соприкосновения с фрикционными дисками; $\lambda_{фд}$, $\lambda_{уд}$ – индикаторы состояния, принимают значение «0», если положение поршня z не достигло заданного значения (начала деформации фрикционных дисков и упорного диска соответственно), значение «1» – при достижении заданного значения.

Момент трения ЭУ

$$M_{тр} = n_{\mu} R_{\mu} \mu_{тр} F(z), \quad (2)$$

где n_{μ} – число пар трения фрикциона; R_{μ} – радиус трения фрикционных дисков; $\mu_{тр}$ – коэффициент трения фрикционных дисков.

Динамическая схема трансмиссии (рис. 1) автомобиля составлена по [4] с учетом недопущения ошибок, описанных в [5], и положений, на которых основывается концепция регулярных механических систем [6], и выполнена с

применением операции нормализации, которая позволяет использовать простую формулу для вычисления внутренних крутящих моментов замкнутых ЭУ [7].

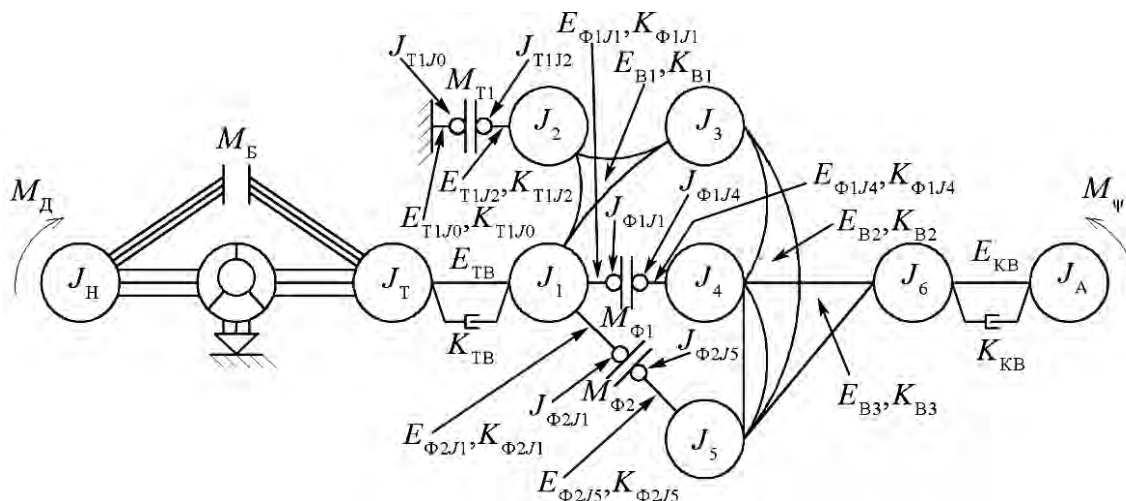


Рис. 1. Динамическая схема трансмиссии автомобиля для расчета переключения с третьей на четвертую передачу

На рис. 1 использованы следующие обозначения: J_H – момент инерции насосного колеса и приведенных к нему моментов инерций вращающихся деталей двигателя; J_T – момент инерции турбинного колеса; E_{TB} , E_{KB} – податливость турбинного и карданного валов; K_{TB} , K_{KB} – коэффициенты демпфирования турбинного и карданного валов; J_i – моменты инерции элементов планетарного редуктора ГМП; J_A – момент инерции колес автомобиля и поступательно движущейся массы автомобиля, приведенные к выходному валу ГМП; E_{Tij} – податливость полумуфт ЭУ; K_{Tij} – коэффициенты демпфирования полумуфт ЭУ; J_{Tij} – момент инерции полумуфт ЭУ; E_{Bi} – податливость планетарных рядов; K_{Bi} – коэффициенты демпфирования планетарных рядов; M_D – крутящий момент двигателя; M_B – внутренний крутящий момент фрикциона блокировки гидродинамического трансформатора (ГДТ); $M_{\Phi 1}$, $M_{\Phi 2}$,

M_{T1} – внутренние крутящие моменты ЭУ Φ_1 , Φ_2 и T_1 соответственно; M_{Ψ} – крутящий момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к выходному валу ГМП

Математическая модель трансмиссии описывается универсальными дифференциальными уравнениями, которые не изменяются для всех состояний фрикциона и двух смежных передач в отличие от математической модели приведенной, например, в [3]:

$$\begin{aligned}
 J_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} &= M_D - M_H - M_B; \\
 J_T \frac{d^2 \varphi_T}{dt^2} &= M_B + M_T - M_{TB}; \\
 J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= M_{TB} - M_1 - \\
 &- M_{\Phi 1 J 1} - M_{\Phi 2 J 1} \text{ и т. д.}, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где φ – угловые перемещения инерционных звеньев; M_H , M_T – крутящие мо-



менты со стороны рабочей жидкости ГДТ на насосном и турбинном колесах соответственно; $M_{ТВ}$ – крутящий момент упругого звена турбинного вала; M_i – крутящие моменты упругих звеньев первого, второго и третьего планетарных рядов соответственно; $M_{\Phi 1J}$,

$M_{\Phi 2J}$ – крутящие моменты упругих звеньев полумуфт фрикционов.

Крутящие моменты упругих звеньев вычисляются интегрированием первых производных, которые определяются по формулам:

$$\frac{dM_{ТВ}}{dt} = \frac{1}{E_{ТВ}} \left(\frac{d\varphi_{Т}}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + K_{ТВ} \left(\frac{d^2\varphi_{Т}}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} \right);$$

$$\frac{dM_{КВ}}{dt} = \frac{1}{E_{КВ}} \left(\frac{d\varphi_6}{dt} - \frac{d\varphi_A}{dt} \right) + K_{КВ} \left(\frac{d^2\varphi_6}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_A}{dt^2} \right);$$

$$\frac{dM_1}{dt} = \frac{1}{E_{В1}} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - u_1 \frac{d\varphi_2}{dt} - (1-u_1) \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + K_{В1} \left(\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} - u_1 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (1-u_1) \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \right) \text{ и т. д., (4)}$$

где $M_{КВ}$ – крутящий момент упругого звена карданного вала.

Внутренние крутящие моменты ЭУ [4] вычисляются по формуле

$$M_{\Phi} = (1-\lambda_{\Phi}) \cdot M_{3\Phi} + \lambda_{\Phi} \cdot M_{с\Phi}, \quad (5)$$

где λ_{Φ} – индикаторы состояния фрикционных ЭУ, принимают значение «1» при скольжении фрикционных дисков, «0» при замыкании фрикциона; $M_{3\Phi}$ – внутренний крутящий момент фрикциона в замкнутом состоянии; $M_{с\Phi}$ – моменты трения фрикциона в разомкнутом состоянии.

Верификация результатов моделирования

Математическое моделирование проводилось в интегрированной среде разработки программного обеспечения с объектно-ориентированным языком программирования Delphi 7.

При стендовых испытаниях использовалось следующее оборудование:

– динамометр балансирный DS 1036-4/N с весовым стрелочным измерительным устройством типа ZDY 101.

Предел измерений – от 0 до 10000 Н·м; цена деления – 1 Н·м; приведённая погрешность измерения крутящего момента – не более $\pm 1\%$; приведённая погрешность измерения частоты вращения – не более $\pm 0,2\%$;

– измерительный комплекс НВМ Somat XR MX840BR с установленным программным обеспечением Catman Easy version 4.2;

– датчики давления НВМ РЗСР с пределом измерений от 0 до 5 МПа, класс точности 0,2.

В качестве рабочей жидкости применялось масло марки «А» ТУ 38.101.1282–89.

На рис. 2 показан график изменения давления рабочей жидкости в ГЦЭУ Φ_1 и Φ_2 при включении ЭУ Φ_2 со включенным ЭУ Φ_1 в процессе проведения стендового эксперимента. На рис. 3 показан график с результатами моделирования. В табл. 1 приведено сравнение результатов эксперимента и моделирования.

Имеются относительно высокие отклонения по времени нарастания давления в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_2 и давлению в точке 5 (см. рис. 2) в сравнении с аналогичной точкой 7 (см. рис. 3).



Отклонение при стендовом эксперименте можно объяснить неподвижностью корпуса ДФМ, в результате чего подвижное уплотнение допускало большие утечки, чем при штатной работе. Остальные параметры совпадают с удовлетворительной точностью.

На рис. 4 показаны графики изменения давления при включении ЭУ Φ_2 со включенным ЭУ Φ_1 при вращающихся ГЦ. По графикам видно, что время нарастания давления в гидро-

приводе ЭУ Φ_2 совпадает с результатом моделирования.

На рис. 5 приведены графики частоты вращения элементов трансмиссии автомобиля при моделировании, на рис. 6 – при дорожных испытаниях.

В табл. 2 представлено сравнение графиков частоты вращения элементов трансмиссии при моделировании и эксперименте. Результаты моделирования с достаточной точностью совпадают с результатами дорожных испытаний.

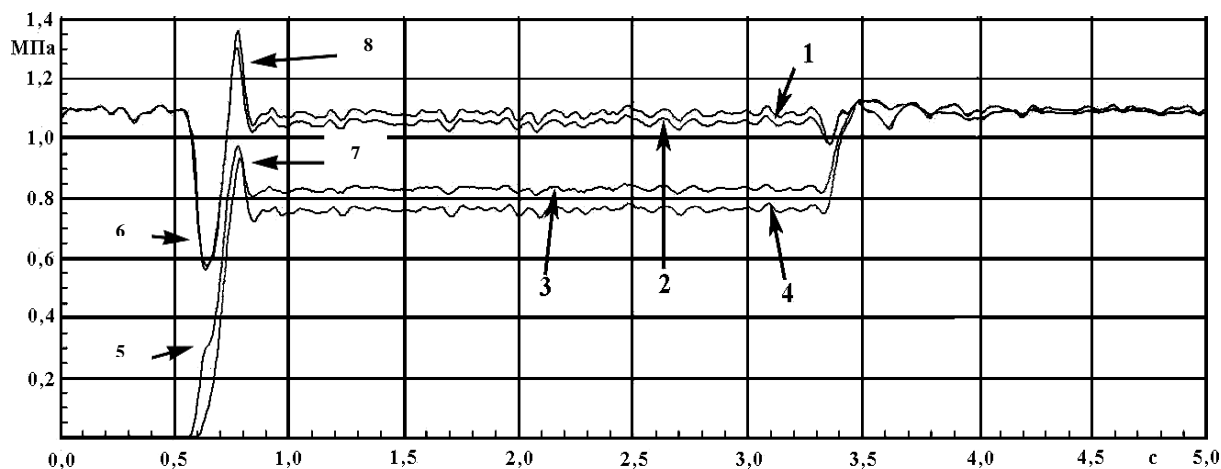


Рис. 2. График изменения давления в гидроприводе и ГЦ ЭУ Φ_1 и Φ_2 в стендовом эксперименте: 1 – давление в ГЦ ЭУ Φ_1 ; 2 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_1 ; 3 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_2 ; 4 – давление в ГЦ ЭУ Φ_2 ; 5 – точка завершения наполнения свободного объема ГЦ; 6 – падение давления за счет увеличения расхода рабочей жидкости при наполнении ГЦ Φ_2 ; 7, 8 – скачок давления в ГЦ Φ_2 и Φ_1 соответственно

Табл. 1. Сравнение результатов эксперимента и моделирования

Параметры	Эксперимент	Моделирование	Погрешность, %
Время нарастания давления в ГЦ ЭУ Φ_2 , с	2,5	1,7	32
Давление в ГЦ ЭУ Φ_1 , МПа	1,1	1,15	4,5
Давление в ГЦ ЭУ Φ_2 , МПа	0,75	0,775	3,3
Давление в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_1 , МПа	1,10	1,12	1,8
Давление в гидроприводе ГЦ ЭУ Φ_2 , МПа	0,85	0,90	5,9
Давление в точке завершения наполнения свободного объема ГЦ Φ_2 , МПа	0,3	0,4	33
Скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_1 , %	123	110	12
Скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_2 , %	126	123	2,4



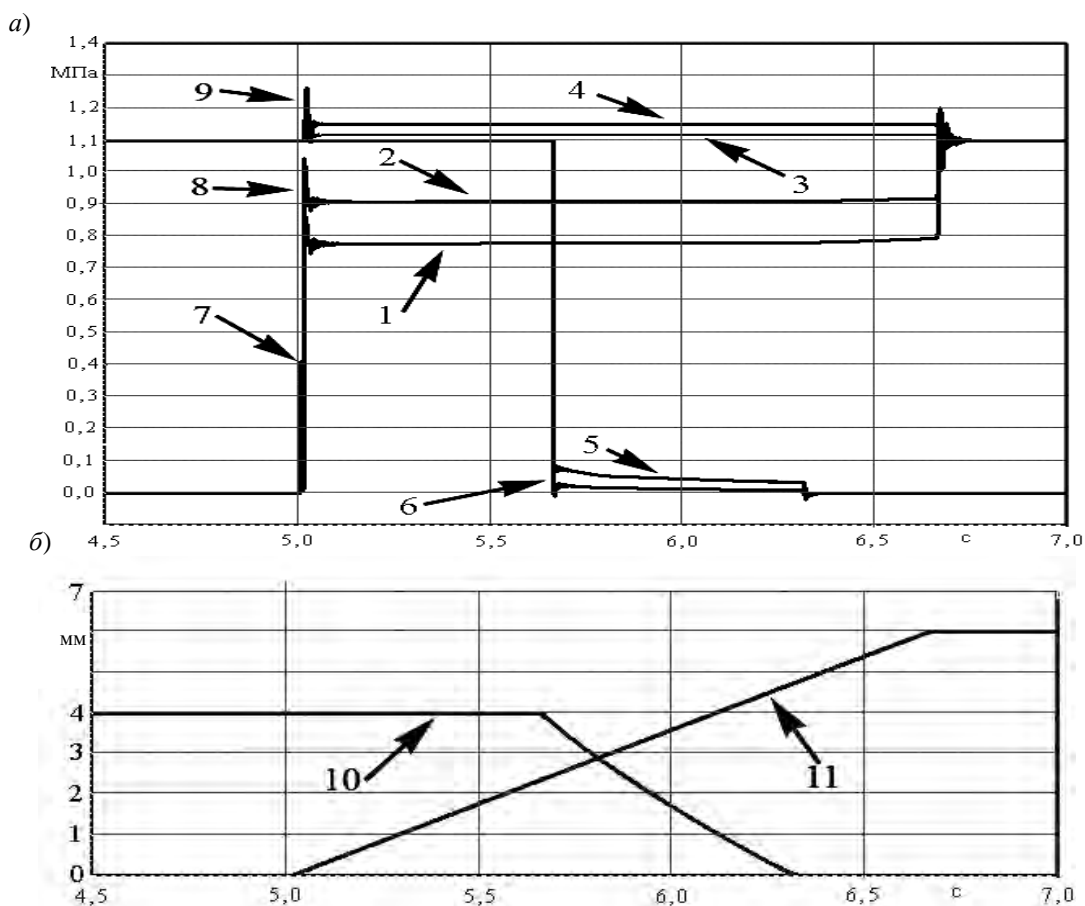


Рис. 3. График изменения давления в ГЦ и гидроприводе ЭУ Φ_1 , Φ_2 и T_1 при моделировании: *a* – график изменения давления в ГЦ и гидроприводе ЭУ; *б* – перемещение поршня ГЦ ЭУ; 1 – давление в ГЦ ЭУ Φ_2 ; 2 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_2 ; 3 – давление в канале гидропривода ЭУ Φ_1 ; 4 – давление в ГЦ ЭУ Φ_1 ; 5 – давление в ГЦ ЭУ T_1 ; 6 – давление в канале гидропривода ЭУ T_1 ; 7 – точка завершения наполнения свободного объема ГЦ; 8, 9 – скачок давления в ГЦ ЭУ Φ_2 и Φ_1 соответственно; 10, 11 – перемещение поршня ЭУ T_1 и Φ_2 соответственно

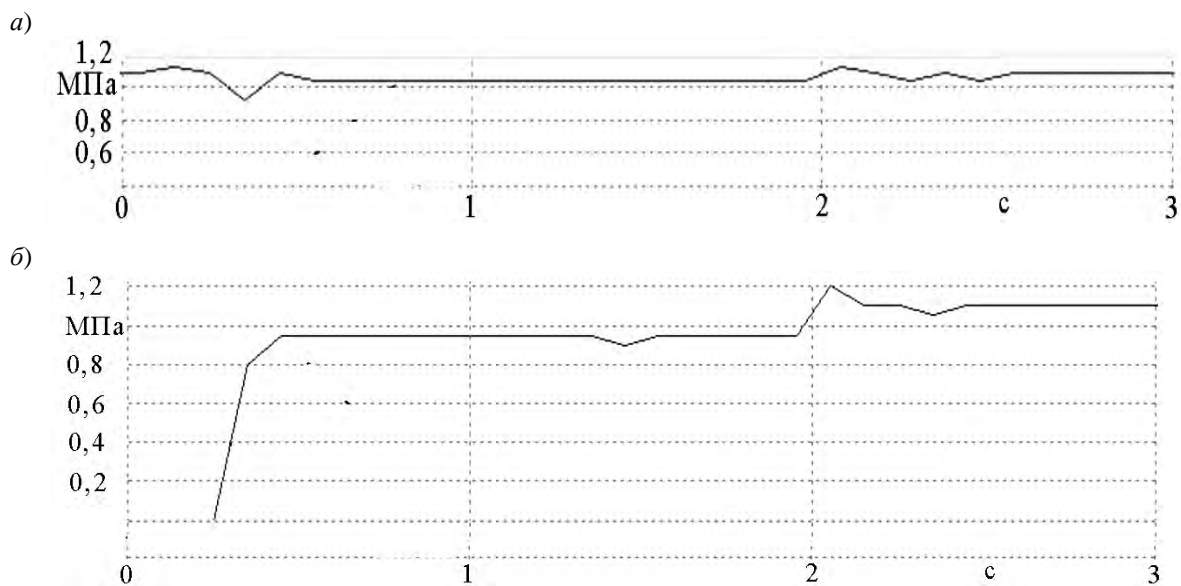


Рис. 4. Изменение давления в каналах гидропривода ЭУ при переключении с третьей на четвертую передачу при вращающихся ГЦ: *a* – давление в канале ЭУ Φ_1 ; *б* – давление в канале ЭУ Φ_2 ; *в* – давление в канале ЭУ T_1



Окончание рис. 4

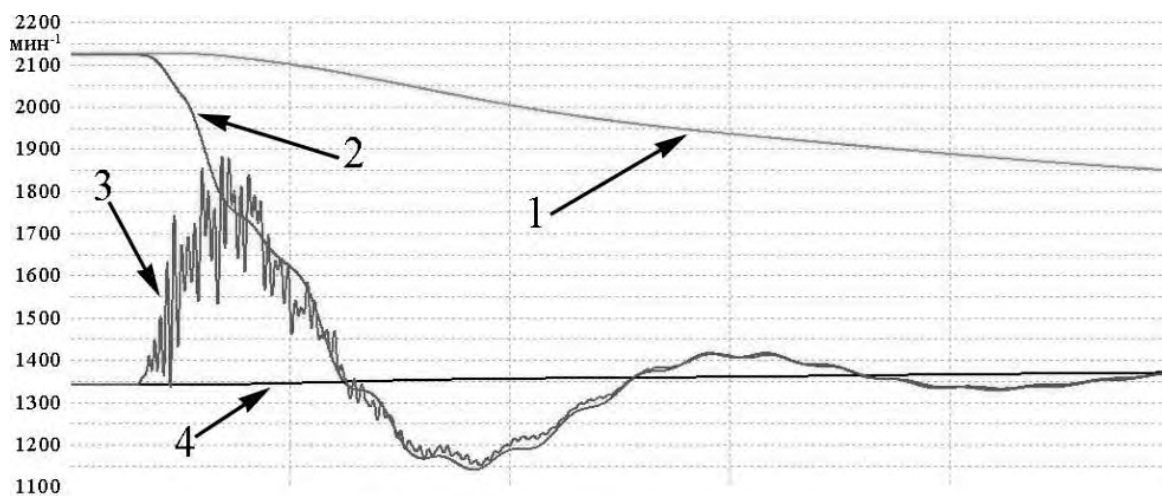


Рис. 5. Результат моделирования: 1 – частота вращения насосного колеса ГДТ; 2 – частота вращения турбинного колеса ГДТ; 3 – частота вращения выходного вала ГМП; 4 – частота вращения ведущих колес, приведенная к выходному валу ГМП

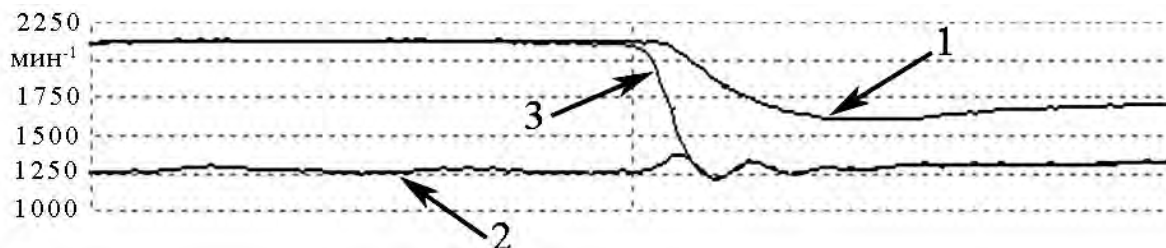


Рис. 6. Результат дорожных испытаний: 1 – частота вращения насосного колеса ГДТ; 2 – частота вращения выходного вала ГМП; 3 – частота вращения турбинного колеса ГДТ

Табл. 2. Сравнение результатов моделирования и дорожных испытаний

Параметры	Эксперимент	Моделирование	Погрешность, %
Установившаяся частота вращения насосного колеса, мин ⁻¹	1630	1750	7,4
Установившаяся частота вращения турбинного колеса, мин ⁻¹	1270	1350	6,3



Анализ результатов

С учетом достаточной точности выполненного моделирования проведено исследование зависимости оценочных параметров от угла уклона дороги и хода поршня ГЦ фрикциона Φ_2 . В качестве оценочных параметров по аналогии с [8–10] выбраны максимальный крутя-

щий момент на карданном и турбинном валах и удельная мощность буксования фрикциона Φ_2 . В качестве предельного значения для удельной мощности буксования принято значение 80 Вт/см^2 [10]. На рис. 7 показан результат исследования по удельной мощности буксования при различном ходе поршня фрикциона Φ_2 .

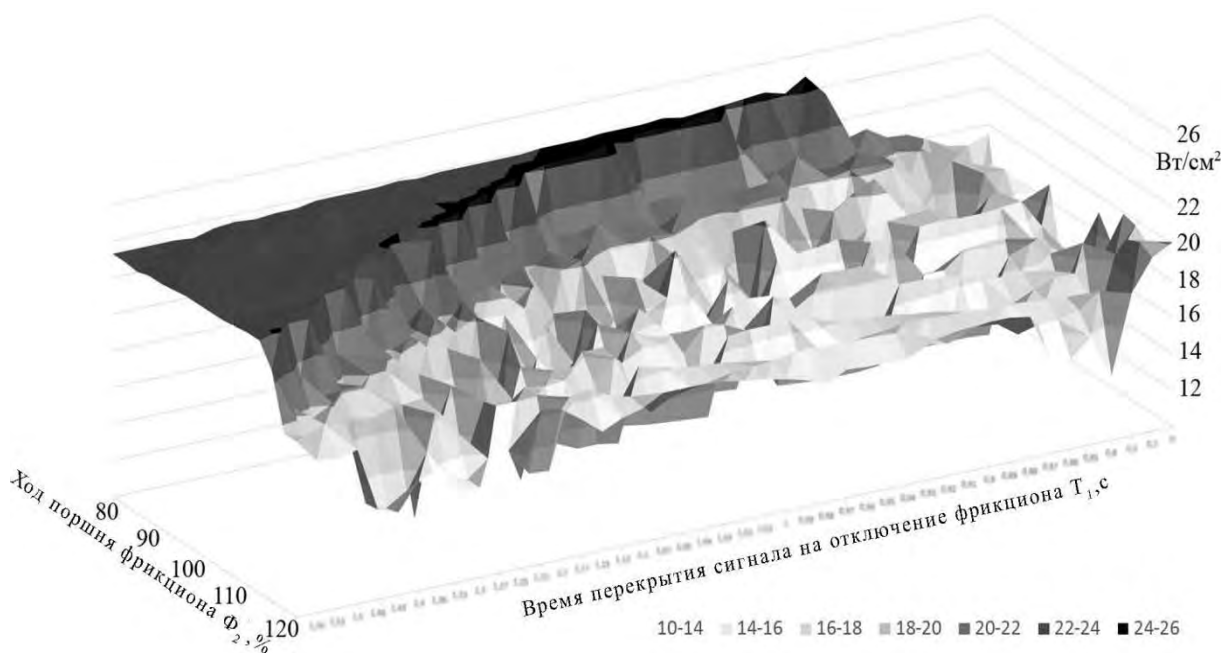


Рис. 7. Зависимость удельной мощности буксования фрикциона Φ_2 от времени перекрытия сигнала на отключение фрикциона T_1 и хода поршня фрикциона Φ_2

По результатам исследования построена зависимость мощности буксования фрикциона Φ_2 от максимальных крутящих моментов на выходном и турбинном валах ГМП. Указанная зависимость показана на диаграмме пузырькового типа (рис. 8).

Можно выделить четыре группы переходных процессов (см. рис. 8). В группу 1 входят переключения, связанные с разрывом потока мощности (удельная мощность буксования ниже 16 Вт/см^2) и со значительным перекрытием (удельная мощность буксования выше 22 Вт/см^2). В группу 2 входят переключения с мощностью буксования от 16 до 18 Вт/см^2 . В группу 3 входят переключения, которые лежат на

переходном участке между верхней и нижней поверхностями (см. рис. 7), с удельной мощностью буксования фрикциона Φ_2 от 18 до 22 Вт/см^2 .

Аналогичные исследования проведены при различных уклонах дороги. В процессе переключения передач на спусках более 1 град максимальный динамический крутящий момент на валах значительно возрастает, а зона оптимального управления сужается. Это свидетельствует о необходимости выработки особых рекомендаций или принципиального изменения технологии управления при движении в таких дорожных условиях.

Результаты исследования показали, что в исследуемом диапазоне оши-



бочный способ управления приводит к увеличению максимального динамического крутящего момента на турбинном и выходном валах в среднем на величину около 15 %. В рассмотренном диапазоне регулирования наименьший мак-

симальный динамический крутящий момент на турбинном и выходном валах составил 78 и 70 % от соответствующих наибольших значений при оценке зависимости от хода поршня фрикциона Φ_2 и 76 и 61 % – от угла уклона дороги.

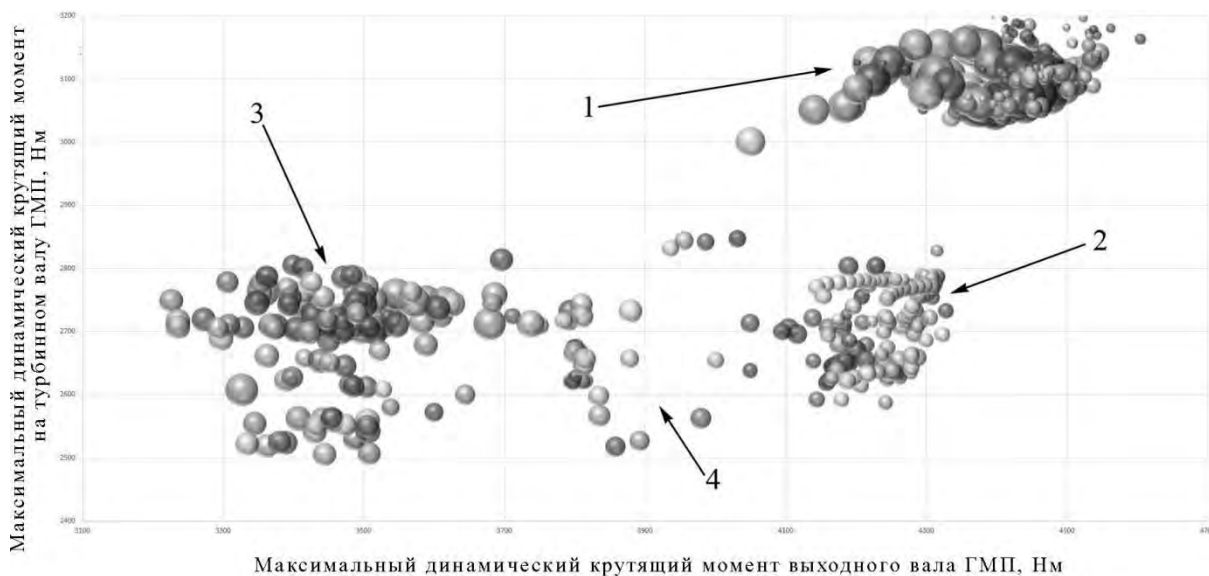


Рис. 8. Зависимость мощности буксования фрикциона Φ_2 от максимальных динамических крутящих моментов турбинного и выходного валов: 1 – высокие динамические крутящие моменты турбинного и выходного валов; 2 – высокий динамический крутящий момент выходного вала и низкий динамический крутящий момент турбинного вала; 3 – низкие динамические крутящие моменты турбинного и выходного валов; 4 – переходная группа переключений между группами 2 и 3

Заключение

Разработанная модель включает гидравлическую (гидропривод и ГЦ ДФМ) и механическую (трансмиссия) части, позволяет достаточно точно воспроизводить процесс переключения передач и обрабатывать процесс управления, выявлять и оценивать последствия изменений параметров этого процесса.

Математическая модель содержит универсальные дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения/выключения фрикциона и двух смежных передач в ГМП. Универсальность обеспечена за счет использования индикаторов состояния положения поршня в ГЦ (применено впервые) и состояния фрикциона (замкнут/разомкнут).

С помощью моделирования определено рациональное перекрытие сигнала на отключение фрикциона T_1 при различных ходах поршня фрикциона Φ_2 и уклонах дороги. Это дает возможность производить настройку параметров в штатной системе управления ГМП МЗКТ-4361. Применение полученных значений параметров позволяет при достаточно точном управлении снизить динамические нагрузки на величину до 39 %, а при управлении в достаточно широком диапазоне – не менее чем на 15 %.

Так как число факторов, воздействующих на поведение ГМП при переключении передач, велико, то в рамках данной статьи для наглядности показана зависимость от двух из них. В общем случае задачу учета воздействия до-



ступных к оценке факторов следует решать путем разработки адаптивного способа управления.

Процесс переключения передач на спуске должен сопровождаться специально разработанным способом управления, чтобы гарантировать снижение максимального динамического крутящего момента.

Установлены и наглядно представ-

лены (в виде диаграмм пузырькового типа) зависимости удельной мощности буксования фрикциона от максимальных динамических крутящих моментов турбинного и карданного валов. В результате определены области с характерными значениями и создан инструмент для визуального контроля получаемых при моделировании результатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красневский, Л. Г.** Автоматические трансмиссии: технология «Clutch-to-clutch shifts» – история и современное состояние / Л. Г. Красневский, А. В. Белевич // Механика машин, механизмов и материалов. – 2018. – № 1. – С. 5–13.
2. **Белабенко, Д. С.** Особенности конструкции и рабочего процесса блока взаимодействующих фрикционов гидромеханической трансмиссии / Д. С. Белабенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2019. – № 1. – С. 19–29.
3. **Горбатенко, Н. Н.** Математическое моделирование процесса переключения ступеней в планетарной коробке передач автомобиля / Н. Н. Горбатенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4 (57). – С. 5–16.
4. **Альгин, В. Б.** Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
5. **Альгин, В. Б.** Динамика многомассовых систем машин при изменении состояний фрикционных компонентов и направлений силовых потоков / В. Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 4. – С. 21–32.
6. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 406 с.
7. **Algin, V.** Models and approaches in design and diagnostics of vehicles planetary transmissions [Electronic resource] / V. Algin, M. Ishin, S. Paddubka // IOP Conf. Ser: Mater. Sci. Eng. – 393 012042. – P. 1–10. – Mode of access: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/393/1/012042/pdf>. – Date of access: 10.11.2018.
8. **Савицкий, В. С.** Влияние характеристик управления переключением передач на показатели качества переходных процессов / В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4. – С. 69–80.
9. Определение оценочных показателей переключения передач гидромеханической трансмиссии мобильной машины / В. Н. Басалаев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 1. – С. 32–35.
10. **Басалаев, В. Н.** Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии / В. Н. Басалаев, А. В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2. – С. 24–32.

Статья сдана в редакцию 20 июня 2019 года

Дмитрий Сергеевич Белабенко, начальник отдела ГМП, ОАО «Минский завод колесных тягачей». E-mail: megainventor@yandex.ru.

Владимир Борисович Альгин, зам. начальника НТЦ, ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси. E-mail: vladimir.algin@gmail.com.

Dmitriy Sergeevich Belabenko, Head of the Hydromechanical Transmission Division, JSC Minsk Wheel Tractor Plant. E-mail: megainventor@yandex.ru.

Vladimir Borisovich Algin, Deputy Head of the Scientific and Technical Center, SSI Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. E-mail: vladimir.algin@gmail.com.

