

УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, Р. В. Плякин

УПРАВЛЕНИЕ ФРИКЦИОНАМИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С ДЕМУЛЬТИПЛИКАТОРОМ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, R. V. Plyakin

FRICITION CLUTCH CONTROL IN THE GEARBOX WITH A DEMULTIPLICATOR

Аннотация

Приведены результаты математического моделирования переходных процессов при переключении передач гидромеханической трансмиссии автомобиля. Определены показатели теплонапряжённости фрикционов коробки передач с демультипликатором. Предложен алгоритм управления фрикционами и дана оценка его эффективности.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, многоступенчатая коробка передач с тремя степенями свободы, делитель, демультипликатор, фрикционы переключения передач, показатели качества переходных процессов.

Abstract

The results of mathematical modeling of transient processes during gear shifting in the hydromechanical transmission of a vehicle are presented. Thermal stress ratings for friction clutches of the gearbox with a demultiplier are determined. An algorithm for friction clutch control is proposed and its efficiency is estimated.

Keywords:

hydromechanical transmission, multistage gearbox with three degrees of freedom, splitter, demultiplier, friction clutches of gear shift, quality ratings of transient processes.

На автомобилях, работающих в тяжёлых дорожных условиях, широкое применение получили гидромеханические передачи (ГМП). Они представляют собой сочетание механической многоступенчатой коробки передач и гидродинамического трансформатора (ГДТ). Гидротрансформатор обеспечивает плавное трогание автомобиля с места и устойчивое движение в условиях бездорожья без срыва грунта и повышенного буксования ведущих колёс автомобиля. Многоступенчатая коробка передач создаёт условия для рационального использования энергетических возможностей двигателя. Кроме того, ГМП позволяет сравнительно легко обеспечить автоматизацию управления переключением

передач и блокирование гидротрансформатора посредством фрикционов с гидравлическим приводом (фрикционных муфт и тормозов). Алгоритмы управления при этом реализует мехатронная система автоматического управления (МСАУ ГМП). В результате достигается существенное повышение эффективности работы автомобиля в реальных эксплуатационных условиях.

В процессе совершенствования конструкций ГМП постоянно наблюдается увеличение количества ступеней в коробке передач, что приводит к необходимости применения сложных кинематических схем с большим числом степеней свободы. В этом случае при переключении передач возникает необ-



ходимость одновременного управления несколькими фрикционами – некоторые из них подлежат выключению, а вместо них включаются другие фрикционы. Увеличение числа степеней свободы кинематической схемы коробки передач приводит к существенному усложнению системы управления фрикционами и снижению качества процесса управления ГМП.

Наиболее часто используются коробки передач с тремя степенями свободы. В этих коробках передач при переключениях ряда ступеней осуществляют выключение двух фрикционов, а вместо них включают два других фрикциона.

Коробки передач с тремя степенями свободы применяют в составе ГМП карьерных самосвалов Caterpillar, Komatsu, БелАЗ-75570, БелАЗ-7555Н и др. Аналогичные решения использует фирма Allison [1]. Коробки передач во всех этих ГМП планетарного типа. На серийных карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30, 40 и 55 т применяется ГМП с вальной многоступенчатой коробкой передач.

Структурно коробка передач с тремя степенями свободы представляет собой сочетание базовой коробки передач (БКП), выполненной по кинематической схеме с двумя степенями свободы, и дополнительного редуктора – делителя или демультипликатора, выполненного также по схеме с двумя степенями свободы. Делитель устанавливают перед БКП, а демультипликатор – после БКП. Делитель и демультипликатор обычно выполняют двухступенчатыми. В результате они позволяют удвоить количество ступеней базовой коробки передач.

В случае применения делителя каждая нечетная ступень коробки передач переключается посредством одновременного управления четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других. Соотношение передаточных чисел делите-

ля $q_{\text{дел}}$ примерно равно значению показателя средней плотности ряда передаточных чисел коробки передач $q_{\text{ср}}$. Его величина в упомянутых ГМП находится в пределах $q_{\text{ср}} = 1,3 \dots 1,4$. Делитель может иметь прямую и понижающую передачи или прямую и повышающую. В первом варианте вращающий момент при переключении делителя может возрасти на входе БКП в $q_{\text{ср}}$ раз по сравнению с моментом M_T на турбине ГДТ, а во втором – не будет превышать M_T .

На карьерных самосвалах БелАЗ-7555В и БелАЗ-7555Е применяется ГМП с шестиступенчатой коробкой передач. Кинематическая схема коробки передач приведена на рис. 1. Она выполнена по схеме с демультипликатором и имеет три степени свободы. БКП трёхступенчатая и содержит передачу реверса. В таблице указаны передаточные числа и комбинации включаемых фрикционов на передачах.

Передачи БКП переключаются фрикционами $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_R$. Индексы в обозначениях фрикционов соответствуют номерам передач. Ступени демультипликатора переключаются фрикционами Φ_H и Φ_B понижающего и повышающего диапазонов соответственно. Переключение ступеней демультипликатора осуществляется при переходах $3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3$, т. е. при переключениях между третьей и четвертой ступенями коробки передач.

При переходе $3 \rightarrow 4$ в БКП включается фрикцион первой передачи Φ_1 с передаточным числом $u_{\text{кп1}} = 2,036$. В результате фрикцион демультипликатора Φ_B нагружается двукратным моментом турбины ГДТ. Это приводит к тому, что практически всю работу трения при переключении передачи выполняет фрикцион повышающего диапазона демультипликатора Φ_B , а фрикцион первой передачи БКП Φ_1 замыка-

ется почти мгновенно, в течение сотых долей секунды. В связи с этим ресурс работы фрикциона Φ_B существенно

ниже в сравнении с остальными фрикционами коробки передач.

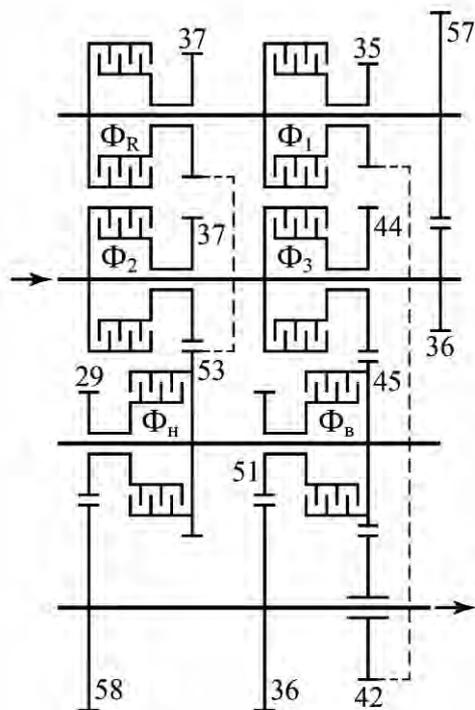


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач

В переходе $4 \rightarrow 3$ включаются фрикцион третьей передачи БКП Φ_3 и фрикцион понижающего диапазона демультипликатора Φ_H . Передаточное число третьей передачи БКП $u_{кпз} = 1,023$, поэтому моменты нагрузки фрикционов Φ_3 и Φ_H практически одинаковы и интервалы времени их буксования при переключении передачи $4 \rightarrow 3$ не различаются.

Таким образом, коробка передач ГМП, выполненная по кинематической схеме с демультипликатором, имеет органический недостаток по сравнению со схемой с делителем. Использование такой схемы приводит к высокой теплонпряжённости фрикциона повышающего диапазона демультипликатора. Этот вывод следует из результатов математиче-

Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1 \Phi_H$	4,071
II	$\Phi_2 \Phi_H$	2,865
III	$\Phi_3 \Phi_H$	2,045
IV	$\Phi_1 \Phi_B$	1,437
V	$\Phi_2 \Phi_B$	1,011
VI	$\Phi_3 \Phi_B$	0,722
R	$\Phi_R \Phi_H$	-4,536

ского моделирования переходных процессов при переключении передач [2].

Цель исследования

Цель исследования – поиск алгоритма включения и параметров характеристик управления фрикционами коробки передач, выполненной по кинематической схеме с тремя степенями свободы, направленного на снижение теплонпряжённости фрикциона повышающего диапазона демультипликатора.

Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования. Использовалась динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль–дорога и математическая мо-



дель этой системы, приведенные в [3]. Имитировалось движение карьерного самосвала в условиях карьера «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл., РФ). Параметры характеристик маршрута движения в этом карьере приведены в [4].

В качестве критериев оценки процессов управления переключением передач использовались следующие параметры: удельная мощность $P_{уд}$ и удельная работа $W_{уд}$ буксования фрикционов; время буксования $t_{б}$; максимальное приращение температуры поверхностного слоя фрикционных дисков $\Delta T_{п}$; приращение объемной температуры дисков $\Delta T_{об}$; градиенты температуры стальных дисков $grad T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{мк}$; изменение относительных скоростей скольжения дисков в процессе буксования фрикционов $n_{ф}$; изменение вращающих моментов двигателя $M_{д}$ и турбины гидротрансформатора $M_{т}$; изменение частоты вращения вала двигателя $n_{д}$ и турбины $n_{т}$; максимальные значения вращающих моментов на входном M_{y2} и промежуточном M_{y3} валах коробки передач и на карданном валу трансмиссии M_{y4} ; максимальное и минимальное ускорения автомобиля в переходном процессе a_{max} и a_{min} ; величина падения скорости автомобиля Δv_a за время переключения передачи.

Результаты исследования

Моделирование процессов переключения передач $3 \rightarrow 4$ осуществлялось при различных характеристиках управления фрикционами базовой коробки передач Φ_1 и демультипликатора Φ_B . Рассмотрим вначале графики характеристик, представленные на

рис. 2, а–к. Они получены при одновременной подаче управляющих сигналов на включение фрикционов Φ_1 и Φ_B с одинаковыми характеристиками давлений, подаваемых в их гидроцилиндры. Эти характеристики формирует мехатронная система автоматического управления. Переключение передач осуществляется на основе алгоритмов, параметры которых приведены в [5].

Характеристики изменения давлений в гидроцилиндрах включаемых $p_{ф1}$, $p_{ф.в}$ и выключаемых $p_{ф3}$, $p_{ф.н}$ фрикционов, а также в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора $p_{бл}$ показаны на рис. 2, а. В момент подачи сигнала МСАУ на переключение передачи давления $p_{ф3}$, $p_{ф.н}$ снижаются примерно в 2 раза. После заполнения гидроцилиндров включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_B формируются характеристики давлений $p_{ф1}$ и $p_{ф.в}$, а гидроцилиндры фрикционов Φ_3 и $\Phi_н$ соединяются со сливом. Одновременно или с небольшим опережением выключается фрикцион блокировки ГТ. Полное время регулирования давлений $p_{ф1}$ и $p_{ф.в}$ принято равным $t_p = 0,9$ с (штрихпунктирная линия на рис. 2, а). Характеристики изменения давлений $p_{ф1} = f(t)$ и $p_{ф.в} = f(t)$ включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_B приняты одинаковыми. Начальные значения давлений $p_{ф10} = p_{ф.в0} = 0,236$ МПа, а скорость нарастания давлений $dp_{ф1}/dt = dp_{ф.в}/dt = 1,1$ МПа/с. Если тот или иной фрикцион замыкается за более короткий интервал времени, чем принятое значение t_p , то давление сразу же поднимается до номинальной величины, как показано на рис. 2, а, что предотвращает его последующую разблокировку и буксование при возможном увеличении передаваемой нагрузки в переходном процессе.



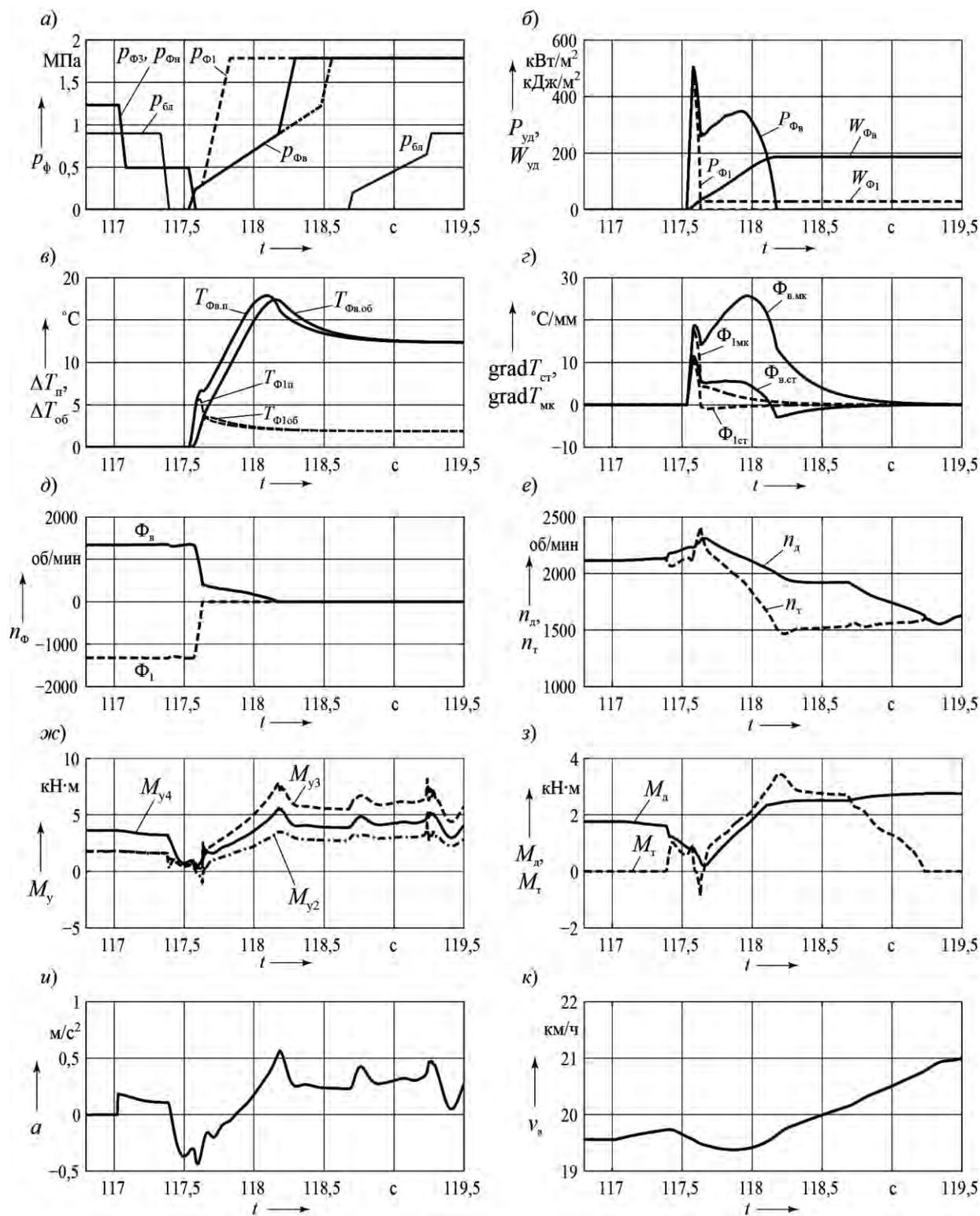


Рис. 2. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4

Из рис. 2, б видно, что время буксования фрикциона Φ_1 составило лишь

0,097 с, а буксование фрикциона $\Phi_в$ продолжалось до 0,642 с, т. е. в 6,6 раз



дольше, что привело к более высокому нагреву фрикционных дисков (см. рис. 2, в). Отметим, что все фрикционы исследуемой ГМП конструктивно абсолютно одинаковы, но запас момента трения фрикциона Φ_1 на четвертой передаче в 2,036 раза выше, чем фрикциона Φ_B , что отмечалось ранее.

При принятых характеристиках давлений управления фрикционами Φ_1 и Φ_B относительные скорости скольжения их дисков вначале интенсивно падают (см. рис. 2, д). Но Φ_1 быстро замыкается, а Φ_B продолжает буксовать значительно дольше, чем Φ_1 , генерируя значительное количество тепловой энергии (см. рис. 2, б), что приводит к увеличению поверхностной и объёмной температуры его дисков (см. рис. 2, в).

На рис. 2, г показаны графики изменения градиентов температуры стальных дисков обоих включаемых фрикционов $\text{grad} T_{\text{ст1}}$, $\text{grad} T_{\text{ст.в}}$ и градиентов температуры дисков с фрикционными накладками $\text{grad} T_{\text{МК1}}$, $\text{grad} T_{\text{МК.в}}$ (в дальнейшем для краткости будем называть их фрикционными дисками). Значения градиентов температуры фрикционных дисков значительно выше, чем стальных, из-за различной теплопроводности их материалов: коэффициент теплопроводности стальных дисков $\lambda_{\text{ст}} = 43,6$ Вт/(м·К), а металлокерамической накладки $\lambda_{\text{МК}} = 15,5$ Вт/(м·К) (материал МК-5 [6]).

В начале периода буксования градиенты температуры стальных и фрикционных дисков обоих фрикционов примерно одинаковы, т. к. удельные мощности их буксования $P_{\text{уд}}$ совпадают (см. рис. 2, б). После замыкания фрикциона Φ_1 градиент температуры фрикционных дисков фрикциона Φ_B существенно возрастает, поскольку мощность трения его велика. Хотя относительная скорость скольжения его дисков $n_{\text{ф.в}}$ к этому моменту времени

значительно снизилась (см. рис. 2, д), но давление рабочей жидкости в гидrocилиндре продолжает возрастать (см. рис. 2, а).

Рассмотрим графики, характеризующие протекание вращающих моментов двигателя $M_{\text{д}}$, турбины ГДТ $M_{\text{т}}$ и моментов в упругих элементах трансмиссии $M_{\text{у2}}$, $M_{\text{у3}}$, $M_{\text{у4}}$. Отметим, что момент $M_{\text{т}}$ в заблокированном состоянии ГДТ на рис. 2, з равен нулю. Это обусловлено тем, что на этом режиме он не вычисляется, поэтому в модели он заменяется моментом на входном валу коробки передач $M_{\text{у2}}$.

В процессе переключения передач $3 \rightarrow 4$ моменты $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{т}}$ вначале быстро падают, а $M_{\text{т}}$ и $M_{\text{у2}}$ кратковременно даже оказываются отрицательными, что обусловлено резким торможением входного вала коробки передач во время буксования фрикциона Φ_1 (см. рис. 2, б, ж и з). Это приводит к падению скорости автомобиля (см. рис. 2, к). Двигатель и турбина после размыкания фрикциона блокировки ГДТ разгоняются, что увеличивает скорости скольжения дисков фрикционов $n_{\text{ф1}}$, $n_{\text{ф.в}}$ и генерируемый тепловой поток (см. рис. 2, а, д и е). Очевидно, что предшествующее началу подачи управляющих давлений фрикционов Φ_1 и Φ_B выключение фрикциона блокировки ГДТ отрицательно сказывается на качестве процесса переключения передач. Однако с этим приходится мириться, чтобы исключить переключение передач при заблокированном ГДТ.

Изменение момента на карданном валу трансмиссии $M_{\text{у4}}$ приводит к соответствующему изменению ускорения автомобиля: в начальный период переключения передач оно отрицательно, а затем после замыкания фрикциона Φ_1 возрастает и достигает максимума в



момент замыкания фрикциона Φ_B (см. рис. 2, и). Это отрицательно сказывается на комфортности работы водителя.

В табл. 1 приведены значения критериев теплонапряжённости фрикционов Φ_1 и Φ_B при управлении их включением согласно рис. 2, а (исходный вариант управления). Очевидно, что условия работы фрикциона Φ_B гораздо более напряженные, чем фрикциона Φ_1 , что снижает его эксплуатационный ресурс. Особенно существенное влияние на работоспособность фрикциона оказывает градиент температуры дисков. От его величины зависят термические напряжения дисков, которые складываются с механическими напряжениями, возникающими под влиянием сил трения на поверхностях дисков и давления поршня, вызывающего осевой прогиб дисков. Наиболее уязвимыми являются фрикционные накладки, поскольку прочность используемой металлокерамики МК-5 значительно ниже прочности стальных дисков. В результате высоких напряжений происходит отслаивание и разрушение накладки, а также коробление стальных и фрикционных дисков. Поэтому для повышения ресурса фрикциона повышающего диапазона Φ_B коробки передач необходим поиск решения по снижению его теплонапряжённости.

Один из возможных вариантов решения этой проблемы – последовательное включение фрикционов Φ_B и Φ_1 : предварительно включается фрикцион повышающего диапазона Φ_B , а после его замыкания включается фрикцион первой передачи Φ_1 , завершая переключение передач $3 \rightarrow 4$.

На рис. 3, а–к представлены графики результатов моделирования, полученные при реализации такого алгоритма управления переключения передач. Рис. 3, а отображает характеристики управления фрикционами Φ_B и Φ_1 .

Непосредственно после выключения фрикционов Φ_H и Φ_3 предыдущей

передачи подаётся управляющий сигнал давления p_{Φ_B} на включение фрикциона Φ_B , а давление p_{Φ_1} поддерживается на минимально возможном уровне, исключая снижение относительной скорости скольжения дисков и его замыкания до тех пор, пока не замкнётся фрикцион Φ_B . Предварительно подбираются подходящие параметры характеристики давления $p_{\Phi_B} = f(t)$: начальное значение давления $p_{\Phi_B 0}$ и наклон характеристики его изменения dp_{Φ_B}/dt существенно снижаются. Это необходимо для обеспечения приемлемых показателей теплонапряжённости фрикциона Φ_B : снижения максимальных значений удельной мощности трения P_{Φ_B} ; приращения поверхностной температуры дисков $\Delta T_{\text{п.в}}$; градиентов стальных $\text{grad} T_{\text{ст.в}}$ и фрикционных дисков $\text{grad} T_{\text{МК.в}}$. Затем после последовательного варьирования параметрами характеристики управления давлением P_{Φ_1} фрикциона Φ_1 добиваются приемлемой его тепловой нагруженности, оцениваемой теми же критериями, что и фрикциона Φ_B .

При выборе параметров характеристик управления фрикционами Φ_B и Φ_1 также обращается внимание на характер изменения и максимальные значения вращающих моментов на валах трансмиссии M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , ускорения a и скорости автомобиля v_a .

Графики процесса переключения передач $3 \rightarrow 4$ при использовании одного из вариантов предлагаемого способа управления представлены на рис. 3, а–к. Очевидно, что предельные значения критериев теплонапряжённости фрикционов Φ_B и Φ_1 в этом случае существенно ниже и благоприятнее в сравнении с обычным управлением (см. рис. 2, а).



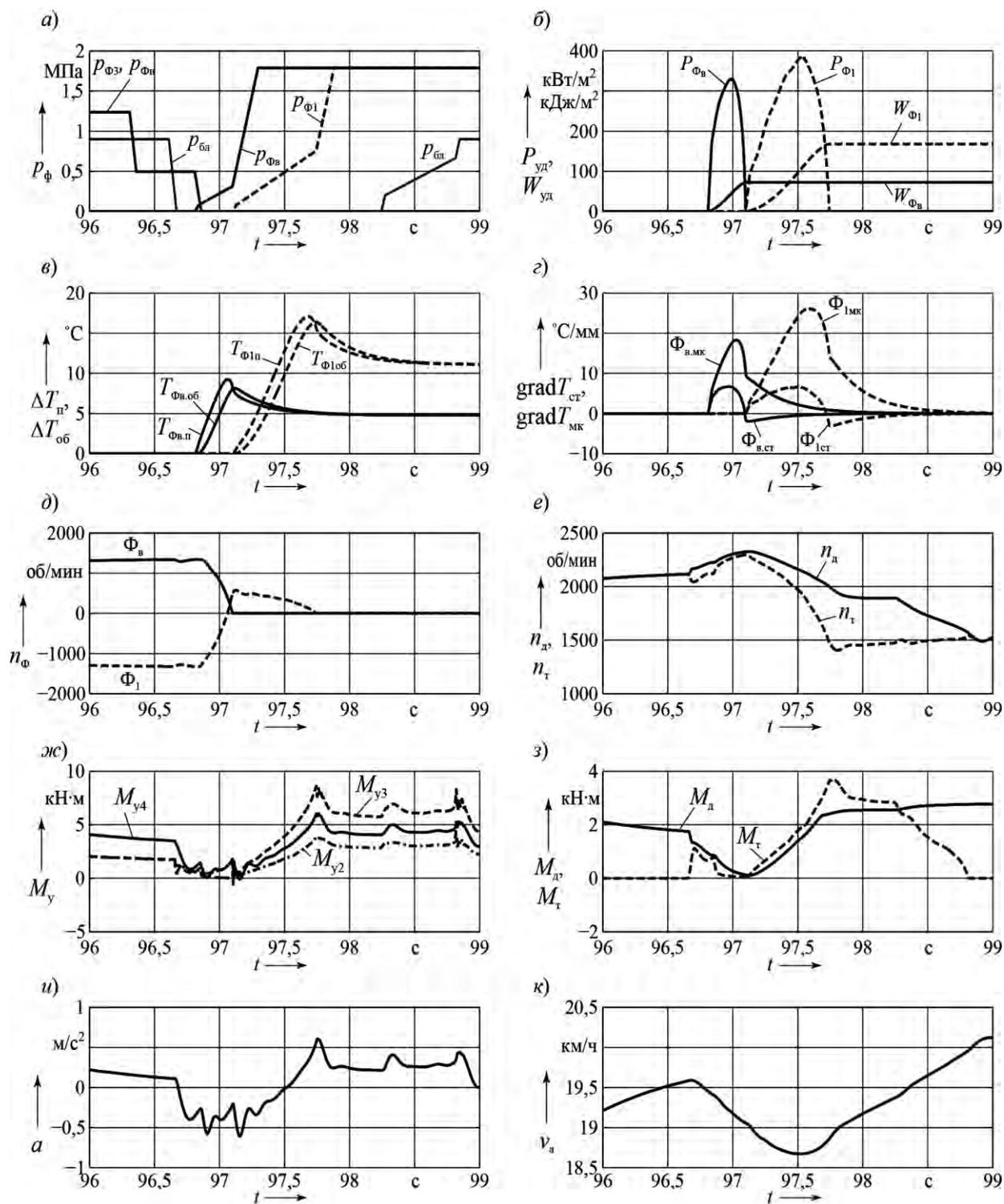


Рис. 3. Графики показателей качества переходного процесса при переключении передач с предлагаемым алгоритмом управления

В табл. 1 и 2 приведены значения критериев обоих сравниваемых процессов управления переключением пере-

дач, позволяющие оценить эффективность предлагаемого решения.



Табл. 1. Критерии оценки теплонапряжённости фрикционов переключения передач

Вариант управления	Фрикцион	Критерий оценки						
		P_{ϕ} , кВт/м ²	W_{ϕ} , кДж/м ²	t_{ϕ} , с	$\Delta T_{\text{п}}$, °С	$\Delta T_{\text{об}}$, °С	$\text{grad } T_{\text{ст}}$, °С/мм	$\text{grad } T_{\text{мк}}$, °С/мм
Исходный	Φ_1	480,50	28,58	0,097	5,65	1,89	10,87	17,44
	$\Phi_{\text{в}}$	505,30	186,60	0,642	17,88	12,36	11,45	25,67
Изменённый	Φ_1	384,90	167,60	0,644	17,09	11,14	6,56	26,16
	$\Phi_{\text{в}}$	329,80	72,28	0,289	9,24	4,78	6,69	18,27

Табл. 2. Критерии качества переходных процессов при переключении передач

Вариант управления	Критерий оценки							
	M_{y2} , кН·м	M_{y3} , кН·м	M_{y4} , кН·м	a_{max} , м/с ²	a_{min} , м/с ²	Δv_a , км/ч	$n_{\text{дmax}}$, об/мин	$n_{\text{тmax}}$, об/мин
Исходный	3,503	7,847	5,583	0,565	-0,438	0,36	2310	2412
Изменённый	3,795	8,560	6,042	0,607	-0,608	0,92	2327	2298

На рис. 4, *a* и *б* показаны графики градиентов температуры дисков фрикционов $\Phi_{\text{в}}$ и Φ_1 при исходном и изменённом управлении в увеличенном масштабе, позволяющие детально рассмотреть особенности их характеристик и сравнить полученные результаты. Градиенты температуры фрикционных дисков $\text{grad } T_{\text{мк.в}}$ и $\text{grad } T_{\text{мк1}}$ гораздо выше, чем стальных дисков $\text{grad } T_{\text{ст.в}}$ и $\text{grad } T_{\text{ст1}}$. После замыкания фрикциона $\Phi_{\text{в}}$ накопленная его стальными дисками тепловая энергия начинает передаваться фрикционным дискам, что на графиках рис. 4, *a* и *б* выражается в изменении знака градиента стальных дисков $\text{grad } T_{\text{ст.в}}$. Аналогичный процесс характерен и для фрикциона Φ_1 . Знакопеременное изменение градиентов температуры отрицательно сказывается на устойчивости дисков против

коробления.

На рис. 5, *a* и *б* с этой же целью представлены графики изменения моментов на валах трансмиссии в обоих вариантах управления. Видно, что предлагаемый вариант управления приводит к сравнительно небольшому увеличению нагрузок в трансмиссии. Повторные пики моментов M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , возникающие через 1,1 с после замыкания фрикциона $\Phi_{\text{в}}$ демультипликатора в первом варианте управления или фрикциона Φ_1 коробки передач во втором варианте, обусловлены включением фрикциона блокировки гидротрансформатора.

Графики на рис. 6, *a* и *б* дают представление о характере изменения скоростей вращения валов коробки передач в переходном процессе переключения передач.



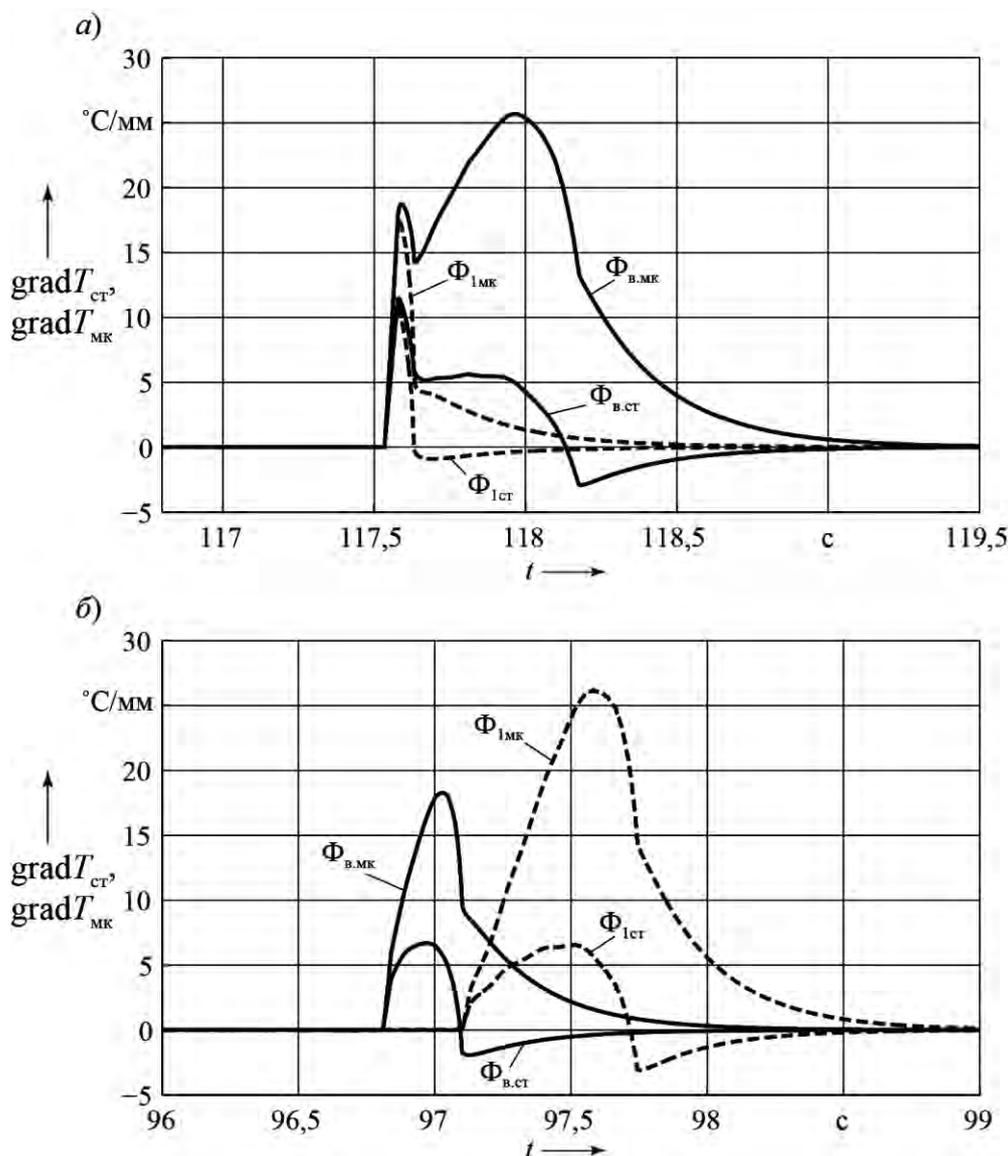


Рис. 4. Графики градиентов температуры дисков фрикционов

Из рис. 6, а видно, что при исходном варианте управления вначале происходит резкий заброс скорости вращения входного вала коробки передач $n_{\text{вх}}$ (вала турбины ГДТ), а затем в основном под воздействием момента трения фрикциона $\Phi_{\text{в}}$ происходит постепенное её снижение до величины, определяемой передаточным числом включаемой передачи. Скорость же вращения промежуточного вала коробки передач $n_{\text{пр}}$ вначале резко падает по причине быст-

рого замыкания фрикциона Φ_1 . В дальнейшем она постепенно снижается под влиянием момента трения фрикциона $\Phi_{\text{в}}$. Скорость вращения выходного вала коробки передач $n_{\text{вых}}$ за время переключения передачи изменяется незначительно. Такой характер изменения скоростей вращения валов приводит к отрицательному забросу момента нагрузки промежуточного вала коробки передач (см. рис. 5, а).

На рис. 6, б показаны графики из-



менения скоростей вращения валов коробки передач $n_{вх}$, $n_{пр}$ и $n_{вых}$ в предлагаемом варианте управления переключением передач. В этом случае скорость вращения промежуточного вала коробки передач $n_{пр}$ быстро падает до конечного значения, а скорость входного вала $n_{вх}$ постепенно снижается, причём в этом

варианте управления нет такого её резкого заброса, как это имеет место в исходном варианте. Изменения скорости $n_{вых}$ в обоих случаях аналогичны. Очевидно, что изменение способа управления переключением передач практически не оказало влияния на динамические нагрузки валов трансмиссии.

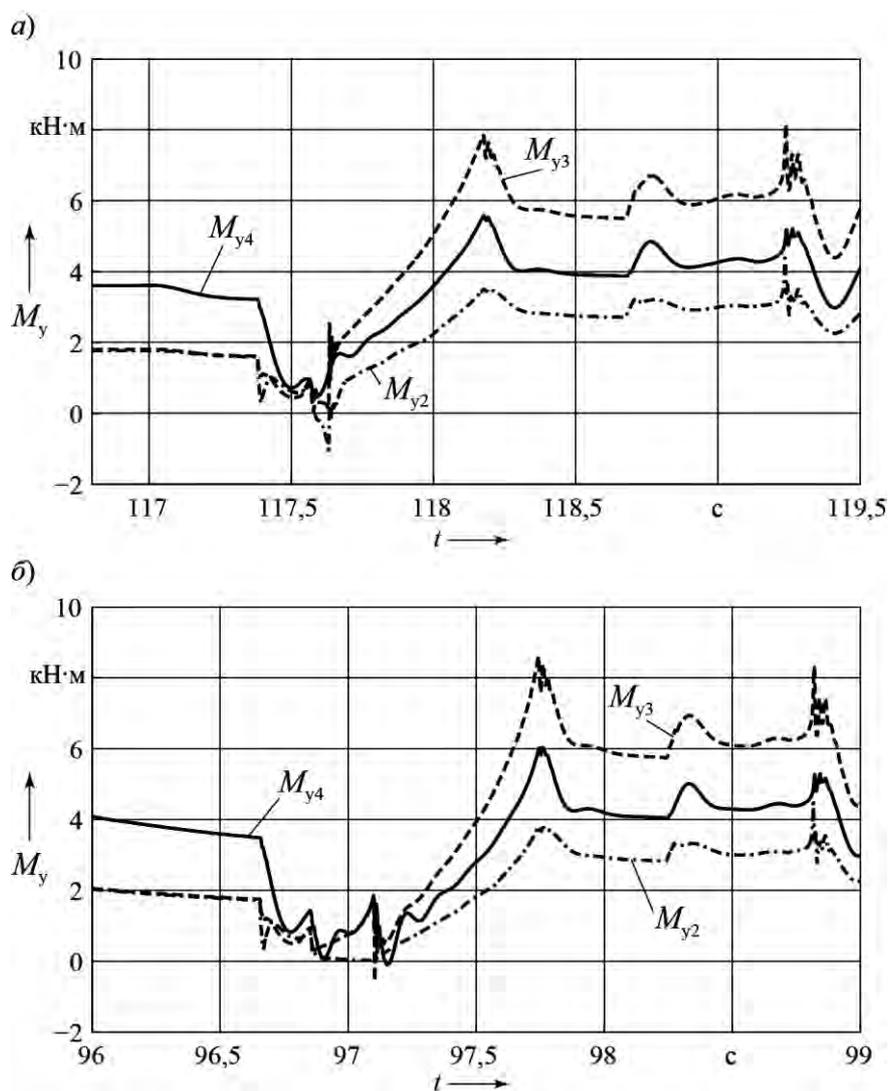


Рис. 5. Графики моментов на валах трансмиссии

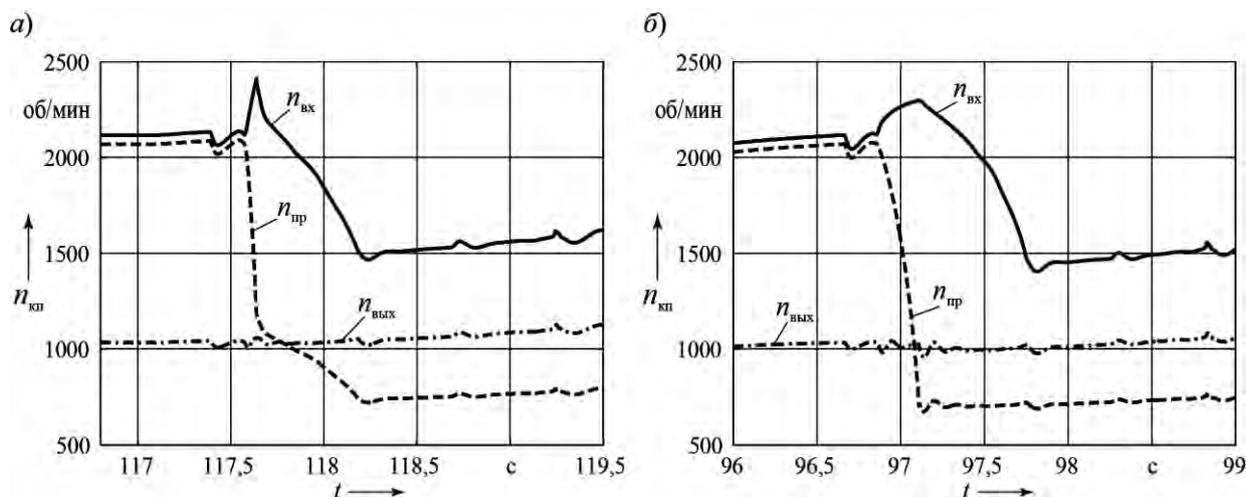


Рис. 6. Графики скоростей вращения валов коробки передач

Выводы

1. На многих автомобилях, предназначенных для работы в тяжёлых дорожных условиях (глубокие карьеры, бездорожье, крайний север, тайга и др.), применяют гидромеханические трансмиссии с многоступенчатыми коробками передач, выполняемыми по кинематическим схемам с тремя степенями свободы. Используются два варианта их конструктивного исполнения – с делителем или с демультипликатором. Для коробки передач с демультипликатором характерна проблема высокой теплонапряжённости фрикциона повышающего диапазона, что нередко сказывается на сокращении ресурса его работы.

2. Решение проблемы снижения теплонапряжённости фрикциона повы-

шающего диапазона демультипликатора возможно на основе соответствующего алгоритма управления переключением передач, в котором задействован этот фрикцион.

3. Предложен способ совместного управления фрикционами коробки передач и демультипликатора и на основе математического моделирования исследована эффективность его использования. Приведены значения критериев эффективности для конкретной гидромеханической передачи.

4. Фрикционы демультипликатора коробки передач с тремя степенями свободы целесообразно располагать на выходном валу. Конструктивные параметры фрикционов в этом случае будут приняты в соответствии с передаваемыми ими нагрузками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач : монография / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
2. Тарасик, В. П. Переключение передач карьерного самосвала с ГМП / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 8. – С. 12–20.
3. Тарасик, В. П. Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1 (34). – С. 107–117.



4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий, В. В. Региня // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.

5. **Тарасик, В. П.** Синтез алгоритма автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1 (38). – С. 46–58.

6. **Тарасик, В. П.** Математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах переключения передач трансмиссии / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 9. – С. 15–21.

7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 10 октября 2018 года

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

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45.

Роман Владимирович Плякин, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-28-30.

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

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.

Roman Vladimirovich Pliakin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-28-30.

