

УДК 629.3

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

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА И ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, R. V. Pliakin, O. V. Puzanova

EFFECT OF GEARSHIFT ALGORITHM PARAMETERS ON QUALITY AND EFFICIENCY OF AUTOMATIC CONTROL OF VEHICLE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

На основе математического моделирования процесса движения самосвала в карьерных условиях получены оценки зависимостей эффективности выполнения транспортной работы и критериев нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии и теплонапряженности фрикционов переключения передач в зависимости от параметров алгоритма автоматического управления переключением передач. Приведены результаты анализа выполненных исследований, представлены графики переходных процессов.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, фрикционы переключения передач, алгоритм управления, планирование вычислительного эксперимента, регрессионная модель, критерии эффективности и качества процесса управления.

Abstract

Based on mathematical modeling of dump truck movement in quarries, the efficiency of transport performance, as well as the criteria for loading of hydromechanical transmission mechanisms and thermal stresses of gearshift clutches, was assessed depending on the parameters of the algorithm for automatic gearshift control. The results of the analysis of the performed studies are presented, as well as the graphs of transient processes.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, mechatronic system of automatic control, gear shift clutches, control algorithm, computing experiment planning, regression model, efficiency and quality criteria for the control process.

Для карьерных самосвалов БелАЗ при участии сотрудников кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана мехатронная система автоматического управления и диагностирования гидромеханической передачи (МСАУ ГМП) [1]. Разработан полный комплекс всех комплектующих компонентов МСАУ. Предприятие ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк) освоило их производство. Самосвал БелАЗ-7555Е

грузоподъемностью 60 т, оснащенный данной МСАУ, проходит эксплуатационные испытания в карьерных условиях предприятия РУПП «Гранит» (г. Микашевичи, Брестской обл.). На 2018 г. запланировано изготовление опытной партии самосвалов с созданной системой управления и диагностирования.

Функционирование МСАУ осуществляется на основе созданного коллективом Белорусско-Российского уни-



верситета алгоритма, обеспечивающего адаптивное управление ГМП в зависимости от дорожных условий, режимов работы двигателя и механизмов трансмиссии, управляющих воздействий водителя [2]. МСАУ снабжена системой датчиков, обеспечивающих получение всей необходимой информации для формирования электронным контроллером управляющих сигналов.

Предусмотрены три режима управления ГМП: автоматический, командный и аварийный. В автоматическом режиме производится переключение передач и управление блокированием гидротрансформатора (ГДТ). В командном режиме водитель вручную посредством перемещения рычага селектора переключает передачи, а управление блокированием ГДТ автоматическое. Аварийный режим используется при необходимости доставки самосвала с неисправной МСАУ или ГМП на базу ремонта. На этом режиме можно включить первую передачу и передачу реверса.

Алгоритм автоматического управления может реализовать два альтернативных режима движения автомобиля – динамичный и экономичный. В динамичном режиме управления обеспечивается максимально возможная скорость движения автомобиля в данных дорожных условиях, а в экономичном – снижение расхода топлива. Рациональное использование этих режимов влияет не только на показатели желаемой эксплуатационной эффективности автомобиля, но и на надёжность работы фрикционов ГМП, осуществляющих переключение передач.

В состав ГМП самосвала БелАЗ-7555Е входит шестиступенчатая коробка передач, выполненная по схеме с тремя степенями свободы. Для включения любой передачи необходимо замкнуть два фрикциона. Кинематическая схема коробки передач приведена в [3]. При переключениях 3 → 4 и 4 → 3 управление осуществляется од-

новременно четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других фрикциона. Такие условия управления отличаются высокой сложностью формирования управляющих воздействий и требуют согласованной подачи управляющих сигналов контроллера в исполнительную часть системы МСАУ. Остальные передачи переключаются посредством управления двумя фрикционами. Алгоритм управления ими существенно проще.

Проведенные экспериментальные исследования режимов работы самосвала, оснащённого МСАУ, показывают, что высокие показатели качества управления и надёжность функционирования фрикционов достигаются своевременным формированием сигнала на переключение передачи и согласованным управлением фрикционами коробки передач и фрикционом блокирования ГДТ [3].

Цель исследования

Цель исследования – комплексная оценка влияния параметров алгоритма управления переключением передач на показатели транспортной эффективности самосвала и на критерии динамической нагруженности механизмов трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционов управления переключением передач.

Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования движения автомобиля по реальному маршруту карьера «Еруноковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Характеристики уклонов участков дороги карьера приведены в [4]. Использовалась математическая модель системы двигатель – трансмиссия – автомобиль – дорога [5].

Для формирования управляющего сигнала на переключение передач использована следующая информация:

скорость автомобиля и его ускорение; положение педали акселератора и скорость изменения её положения; номер включённой передачи; состояние фрикциона блокирования ГДТ (включён или выключен). Процесс управления фрикционами при переключении передач основан на использовании информации о частотах вращения валов коробки передач (входного, выходного, промежуточного), о длительности заполнения и опорожнения гидроцилиндров фрикционов в процессе управления ими, о характере изменения давлений в гидроцилиндрах, о времени завершения процесса буксования включаемых фрикционов. Эта информация учитывалась и использовалась при моделировании.

Согласно поставленной цели исследования осуществлялось варьирование четырех параметров управления: порогового значения частоты вращения турбины гидротрансформатора при переключении на высшую $n_{т.в}$ и на низ-

шую $n_{т.н}$ передачи; времени опережения разблокирования ГДТ $t_{бл}$ по отношению к моменту нарастания давления в гидроциindre фрикциона включаемой передачи; времени перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами $t_{п.п}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

На рис. 1, а показаны характеристики пороговых значений частоты вращения турбины ГДТ при переключениях на высшие $n_{т.в}$ и низшие $n_{т.н}$ передачи. Цифрами 1, 2, 3 отмечены характеристики, используемые в процессе варьирования значений $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$ при моделировании. Сплошными линиями изображены характеристики управления, применяемые в алгоритме созданной МСАУ на динамичном режиме движения.

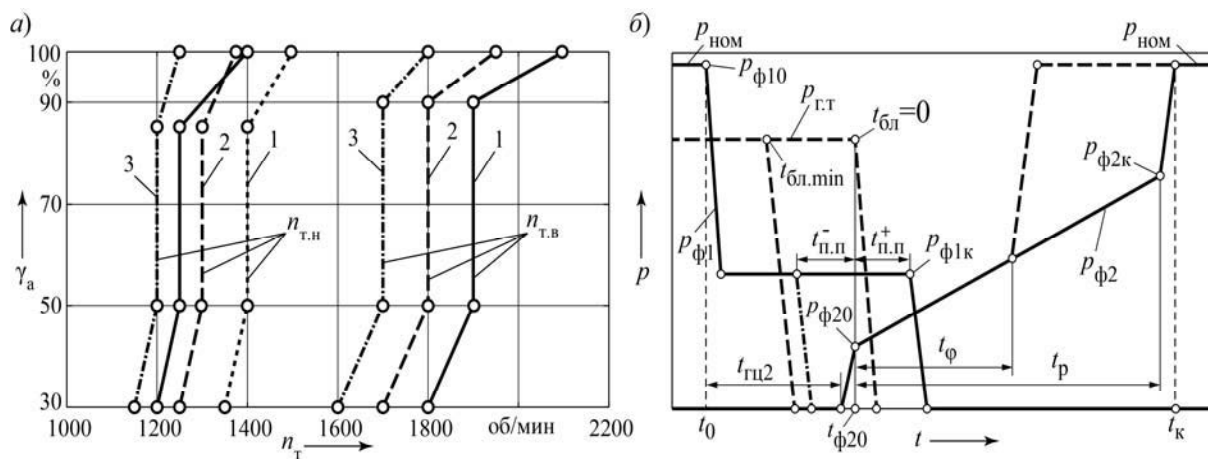


Рис. 1. Характеристики параметров алгоритма управления переключением передач

На рис. 1, б представлен общий вид характеристик алгоритма управления фрикционами при переключении передач. Характеристика изменения давления в гидроциindre выключаемого фрикциона коробки передач обозначена $p_{ф1}$, включаемого фрикциона –

$p_{ф2}$, а фрикциона блокирования ГДТ – $p_{г.т}$. В момент времени t_0 контроллер выдаёт управляющий сигнал на переключение передачи. Давление в гидроциindre выключаемого фрикциона снижается до величины $p_{ф1к}$ и удержи-



вается на этом уровне в течение контролируемого интервала времени, обеспечивающего заданное время перекрытия передач $t_{п.п}$. Время положительного перекрытия обозначено $t_{п.п}^+$, отрицательного – $t_{п.п}^-$, при нулевом перекрытии $t_{п.п} = 0$. При моделировании принимали $t_{п.п}^+ = 0,2$ с; $t_{п.п}^- = -0,2$ с. Их значения измеряются относительно момента времени $t_{ф20}$.

В течение интервала времени $t_{гц2}$ происходит заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. После завершения заполнения контроллер формирует характеристику изменения в нём давления $p_{ф2}$, сжимающего фрикционные диски. Эта характеристика кусочно-линейная с координатами точек перегиба $p_{ф20}$, $p_{ф2к}$, $p_{ном}$. Значения давлений $p_{ф20}$ и $p_{ф2к}$ зависят от нагрузочного режима, определяемого вращающим моментом двигателя и сопротивлением движению автомобиля. Длительность формируемого сигнала давления $p_{ф2}$ составляет величину t_p , а время буксования фрикциона – $t_{ф}$. Если окажется, что $t_{ф} < t_p$, давление поднимается до номинального значения $p_{ном}$ по штриховой линии.

Если включаемый фрикцион не замыкается за время t_p , давление поднимается до $p_{ном}$, что обеспечивает его гарантированное включение. Информация о состоянии включаемого фрикциона получается на основе анализа значений частот вращения валов коробки передач с учётом передаточного числа включаемой передачи.

Значительное влияние на характеристики переключения передач оказывает управление фрикционом блокирования ГДТ. Время опережения разблокирования ГДТ определяли при моде-

лировании относительно $t_{ф20}$. Принимали следующие значения: $t_{бл} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с.

Результаты исследования

Результаты моделирования приведены на рис. 2–5, на которых изображены графики основных процессов, характеризующих режимы работы фрикционов, двигателя и трансмиссии при переключениях передач. Графики на рис. 2 и 3 получены при переключении $3 \rightarrow 4$. Приняты следующие обозначения фрикционов: Φ_1 и Φ_3 – фрикционы первой и третьей передач; $\Phi_н$ и $\Phi_в$ – фрикционы понижающего и повышающего диапазонов. При переключении $3 \rightarrow 4$ фрикционы Φ_3 и $\Phi_н$ выключаются, а Φ_1 и $\Phi_в$ – включаются.

Графики на рис. 2 получены при значениях варьируемых параметров управления $n_{т.в} = 1950$ об/мин; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с, а на рис. 3 – при $n_{т.в} = 1800$ об/мин; $t_{п.п} = +0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с.

На рис. 2, а и 3, а изображены графики изменения давлений в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 2, б и 3, б – графики удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы $W_{уд}$ буксования фрикционов; на рис. 2, в и 3, в – приращения поверхностной температуры $\Delta T_{п}$ в контакте фрикционных дисков; на рис. 2, г и 3, г – графики градиентов температуры стальных дисков $grad T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{мк}$; на рис. 2, д и 3, д – моменты на карданном валу $M_к$; на рис. 2, е и 3, е – моменты двигателя $M_д$ и турбины ГДТ $M_т$; на рис. 2, ж и 3, ж – частоты вращения двигателя $n_д$ и турбины $n_т$; на рис. 2, з и 3, з – ускорения автомобиля.



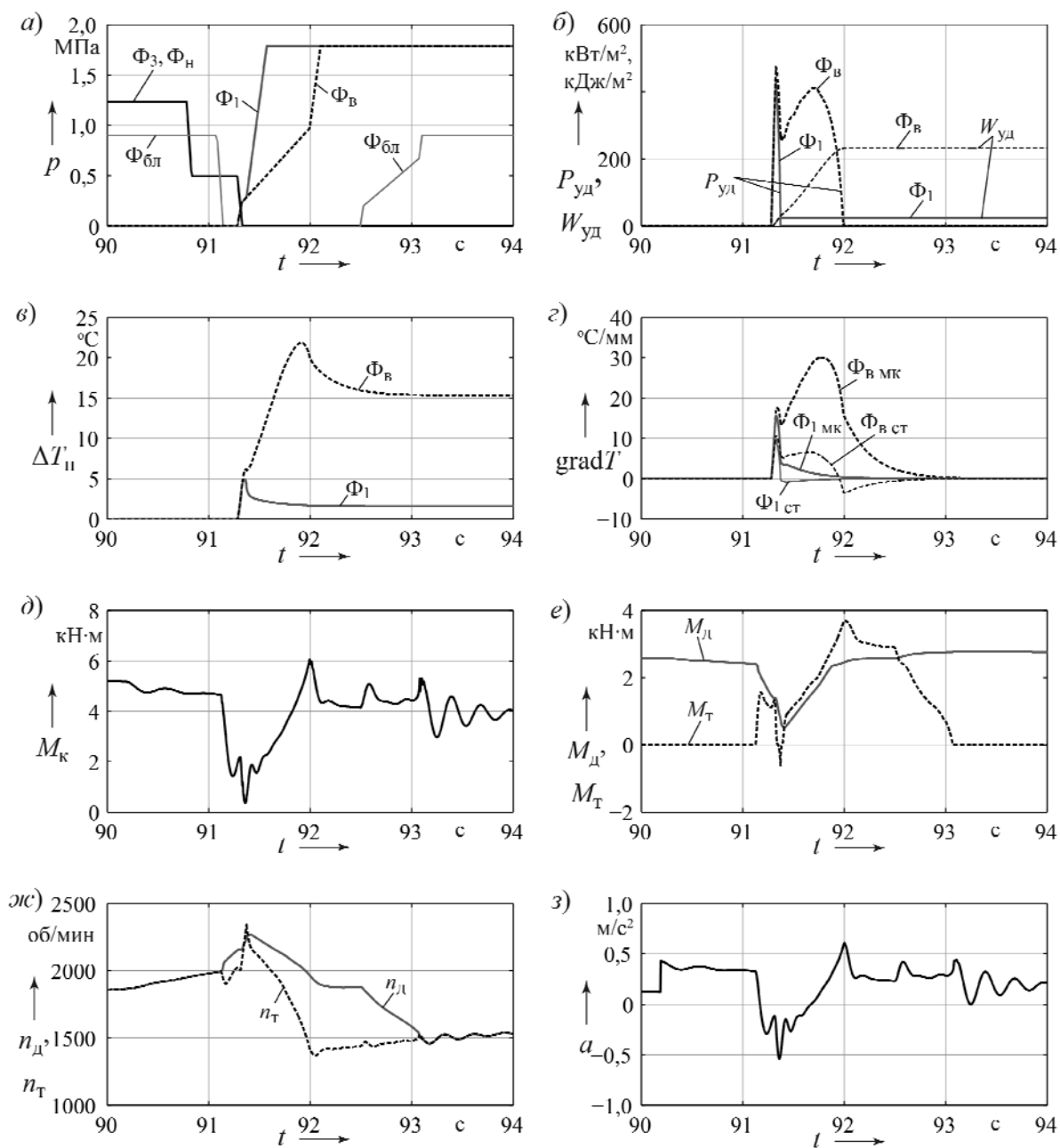


Рис. 2. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3→4 с параметрами алгоритма управления $n_{т,в} = 1950$ об/мин; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить их очевидные различия. Во втором варианте параметров управления (см. рис. 3) существенно возрастает теплонапряжённость фрикционов коробки передач Φ_1 и $\Phi_в$. Удельная работа $W_{уд}$ фрикциона $\Phi_в$ возрастает в 1,45 раза, фрикцио-

на Φ_1 – в 7,5 раз, а удельная мощность обоих фрикционов – в 1,84 раза. Приращение температуры поверхностей трения дисков фрикциона Φ_1 за время включения возросла в 4,38 раза, а фрикциона $\Phi_в$ – в 1,38 раза. Существенно увеличились значения градиента температуры дисков обоих фрикционов, осо-



бенно стальных дисков, следовательно, и их термические напряжения. Так, градиент температуры стальных дисков фрикциона Φ_1 увеличился в 1,89 раза,

фрикциона Φ_B – в 1,62 раза, металлокерамических дисков фрикциона Φ_1 – в 3,5 раза, фрикциона Φ_B – в 1,6 раза.

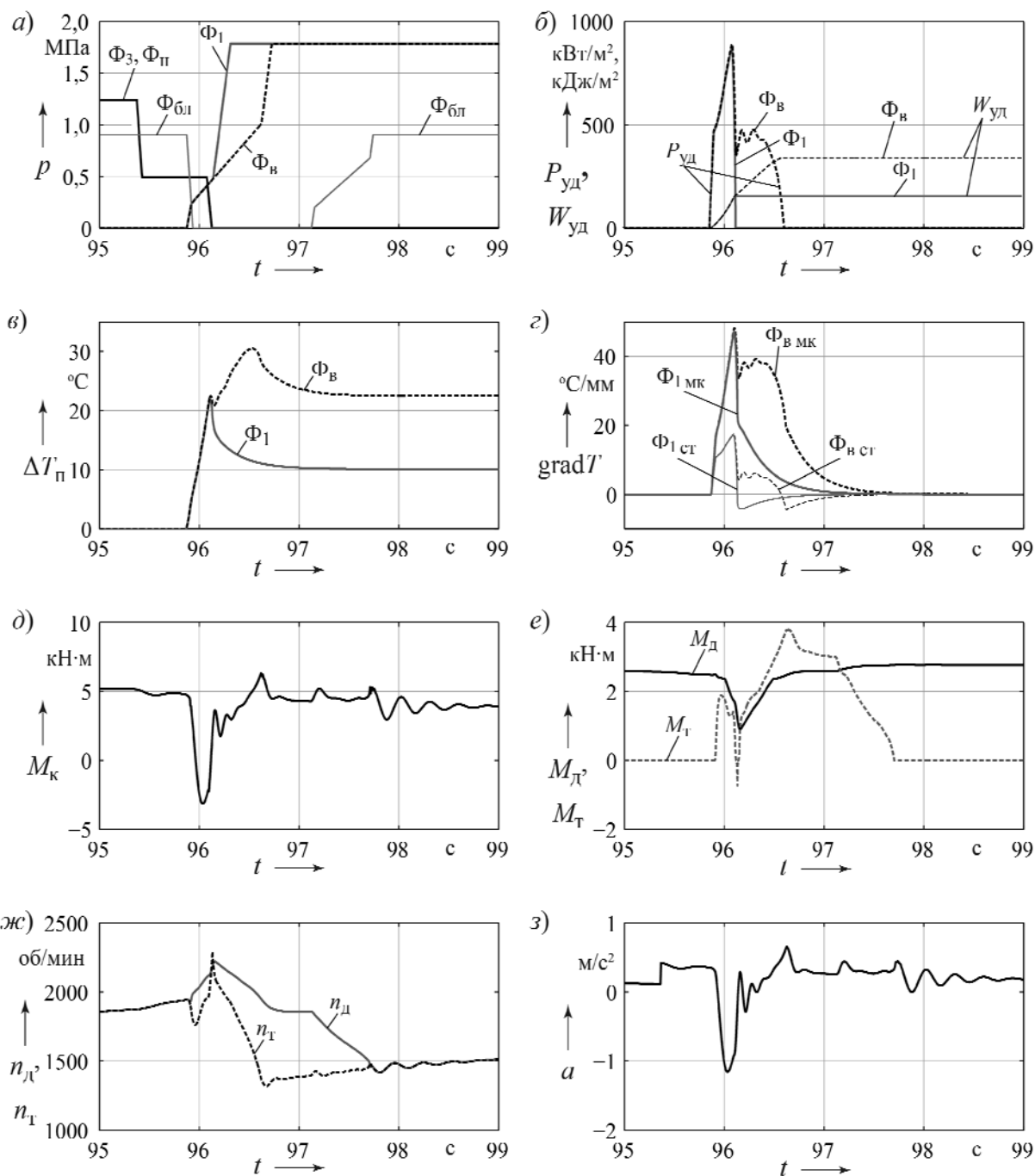


Рис. 3. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3→4 с параметрами алгоритма управления $n_{т,в} = 1800$ об/мин; $t_{п,п} = +0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с

Очевидно, что долговечность фрикционных в этом случае будет значительно ниже. Увеличение теплонапряжённости фрикционных дисков приведёт к снижению их долговечности. Градиент температуры стальных дисков за время буксования изменяет знак на противоположный. Возрастание градиента температуры и изменение его знака может сопровождаться короблением дисков.

Сравнивая графики на рис. 2, д и 3, д и на рис. 2, з и 3, з, можно отметить, что неудачный выбор параметров

управления переключением передач может привести к торможению автомобиля вследствие возникновения отрицательного момента на карданном валу. В данном случае причиной является слишком большое время перекрытия передач $t_{п.п} = +0,2$ с, что привело к циркуляции потока энергии в замкнутом контуре, как отмечалось в [6].

На рис. 4 и 5 приведены графики исследуемых процессов при переключении 4 → 3.

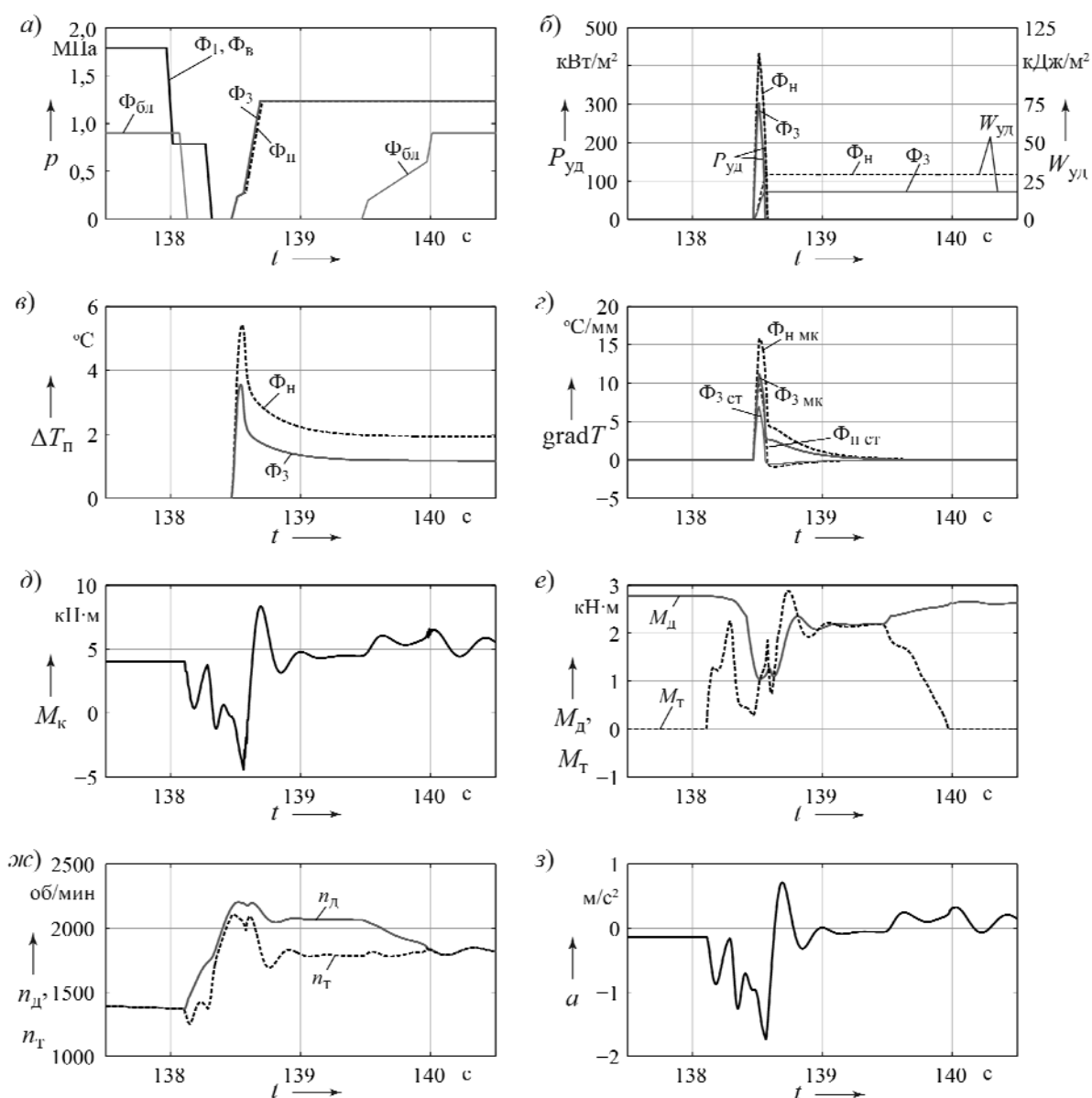


Рис. 4. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.н} = 1500$ об/мин; $t_{п.п} = -0,05$ с; $t_{бл} = -0,2$ с



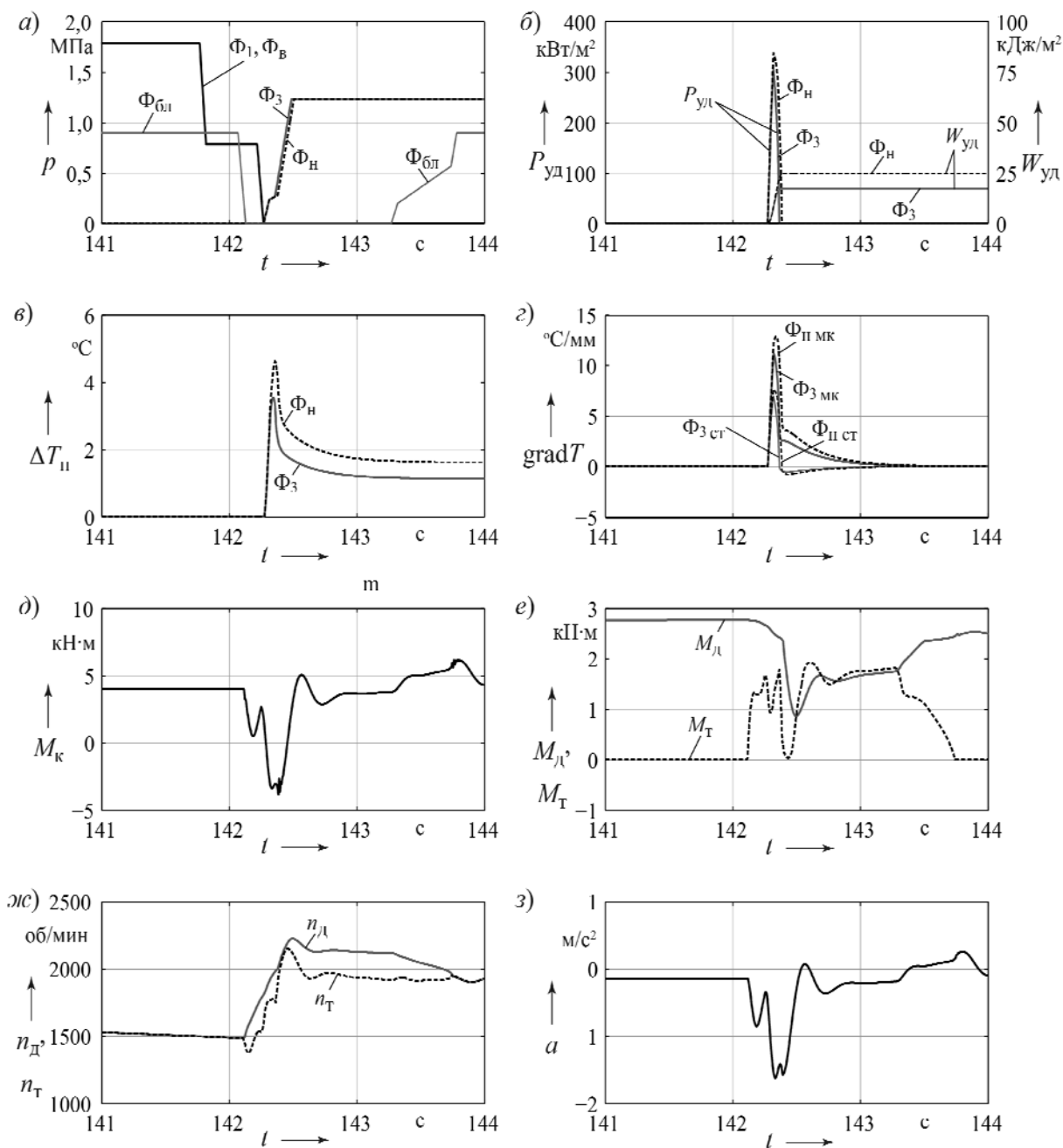


Рис. 5. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т,н} = 1375$ об/мин; $t_{п,п} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с

Графики на рис. 4 получены при значениях параметров алгоритма управления $n_{т,н} = 1500$ об/мин; $t_{п,п} = -0,05$ с; $t_{бл} = -0,2$ с; а на рис. 5 – при $n_{т,н} = 1375$ об/мин; $t_{п,п} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с. В этом случае изменение параметров алгоритма управления при-

вело к еще большей разнице оцениваемых показателей процесса переключения. Особенно это относится к $P_{уд}$, $W_{уд}$, $\Delta T_{п}$, $gradT_{СТ}$ и $gradT_{МК}$. Отличие обусловлено несогласованным управлением фрикционными: слишком раннее выключение фрикциона блокирования



ГДТ при большой величине отрицательного перекрытия передач $t_{п.п}$. Из сравнения графиков на рис. 4, ж и 5, ж видно, что во втором варианте сразу же после разблокирования ГДТ двигатель начал быстро разгоняться, а турбина, наоборот, не разгоняется, вследствие чего, как видно из рис. 5, е, момент на турбине существенно возрастает, что приводит к перегрузке включаемых фрикционов Φ_3 и Φ_n коробки передач (см. рис. 5, б-г). Возникает сильное замедление автомобиля (см. рис. 5, з).

Для выявления влияния параметров алгоритма управления на показатели транспортной эффективности самосвала, на критерии динамичности нагружения механизмов трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов коробки передач проведено планирование эксперимента, при котором осуществлялось варьирование параметров алгоритма управления на трёх уровнях. Движение самосвала предполагалось с полной подачей топлива по упомянутому выше маршруту реального карьера. В соответствии с графиком на рис. 1, а принимали пороговые значения параметра $n_{т.в} = 1800; 1950; 2100$ об/мин, а параметра $n_{т.н} = 1250; 1375; 1500$ об/мин. Параметр $t_{п.п}$ варьировали на уровнях $-0,2; 0,0; +0,2$ с, а параметр $t_{бл}$ – на уровнях $-0,4; -0,2; 0,0$ с. С этими параметрами на основе математической модели проводился вычислительный эксперимент, по результатам которого построены уравнения регрессий. Параметры алгоритма принимались в качестве варьируемых факторов, а функциями отклика были критерии эффективности и качества процессов управления.

Факторы нормировали в соответствии с соотношением

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\Delta X_i}; \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где x_i – нормированное (безразмерное) значение i -го фактора; n – количество факторов (в данном случае $n = 4$); X_i – натуральное значение i -го фактора; X_i^0 – значение i -го фактора в центре плана (соответствуют средним значениям параметров $n_{т.в}$, $n_{т.н}$, $t_{п.п}$, $t_{бл}$); ΔX_i – интервал (шаг) варьирования i -го фактор,

$$\Delta X_i = \frac{X_{i \max} - X_{i \min}}{2}. \quad (2)$$

В результате получаем следующие значения нормированных факторов: на верхнем уровне $x_i = +1$; на нижнем $x_i = -1$; в центре плана $x_i = 0$. На приведенных ниже графиках результатов вычислительного эксперимента приняты следующие обозначения: $x_1 \rightarrow n_{т.в}$; $x_2 \rightarrow n_{т.н}$; $x_3 \rightarrow t_{п.п}$; $x_4 \rightarrow t_{бл}$.

В качестве уравнений определяемых регрессий приняты квадратичные полиномы. При четырёх факторах они имеют вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_1^2 + b_3 x_1 x_2 + b_4 x_1 x_3 + b_5 x_1 x_4 + b_6 x_1 x_3 + b_7 x_1 x_4 + b_8 x_2 x_3 + b_9 x_2 x_4 + b_{10} x_3 x_4 + b_{11} x_1^2 + b_{12} x_2^2 + b_{13} x_3^2 + b_{14} x_4^2, \quad (3)$$

где y – функция отклика; b_j , $j = 0 \dots 14$ – коэффициенты регрессии (параметры регрессионной модели).

Количество опытов, необходимое для построения регрессионной модели (3),

$$N = 2^n + 2n. \quad (4)$$

Рассмотрим полученные результаты регрессионного анализа.

На рис. 6, а-з приведены графики, отображающие влияние параметров алгоритма управления на показатели эффективности выполнения транспортной работы.



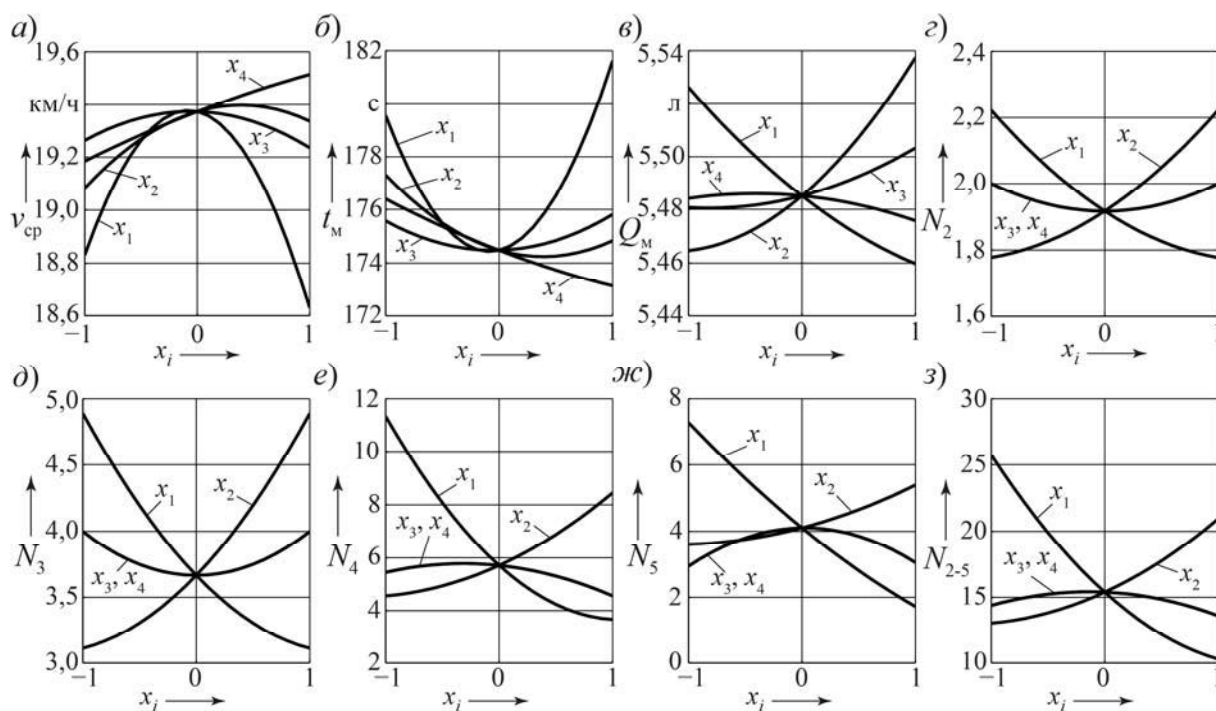


Рис. 6. Зависимости скорости (а), времени (б), расхода топлива (в), количества включений второй (з), третьей (д), четвертой (е), пятой (ж) передач и суммарного количества переключений (з) от параметров алгоритма управления x_i

Влияние факторов на среднюю скорость движения самосвала на маршруте v_{cp} показано на рис. 6, а. Наибольшее влияние на величину v_{cp} , характеризующую теоретическую производительность машины, оказывают значения $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Максимальное значение v_{cp} получается при сочетании $x_1 \approx 0$ и $x_2 \approx 0,75$, т. е. при $n_{т.в} = 1800$ об/мин и $n_{т.н} = 1450$ об/мин. Заметное влияние на v_{cp} оказывает также параметр $t_{бл}$. На рис. 6, б показано влияние факторов на время преодоления маршрута t_M . Очевидно, что графики t_M и v_{cp} хорошо согласуются между собой.

На рис. 6, в отражено влияние факторов на расход топлива Q_M , затрачиваемого на преодоление маршрута. Здесь также наибольшее влияние оказывают параметры $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Наи-

меньший расход топлива достигается при сочетании $x_1 = 1$ ($n_{т.в} = 2100$ об/мин) и $x_2 = -1$ ($n_{т.н} = 1250$ об/мин). Полученные результаты, на первый взгляд, парадоксальны. Для объяснения такого результата необходима дополнительная информация. С этой целью фиксировалось количество совершаемых переключений передач на маршруте. На рис. 6, з–ж приведены количества включаемых передач (второй N_2 , третьей N_3 , четвертой N_4 , пятой N_5) на маршруте в зависимости от значений варьируемых факторов. Наиболее часто происходило включение четвертой передачи (рис. 6, е).

На рис. 6, з отображено суммарное количество переключений передач на маршруте. Как следует из этого рисунка, наибольшее влияние на количество переключений оказывает параметр $n_{т.в}$. Чем меньше значение $n_{т.в}$ и больше $n_{т.н}$, тем большее количество пере-



ключений, и наоборот, чем ниже $n_{Т.В}$ и выше $n_{Т.Н}$, тем меньше переключений. Это объясняет парадокс результата, отображаемого на рис. 6, в, – слишком частое переключение передач заставляет работать управляющую систему в переходных режимах, когда нарушается нормальное установившееся функционирование двигателя и всех механизмов трансмиссии. В результате происходит потеря энергии двигателя на изменение режимов работы механизмов трансмис-

сии. Следовательно, выбор параметров $n_{Т.В}$ и $n_{Т.Н}$ должен осуществляться на основе оптимального компромисса. Для этого проводится процедура оптимизации параметров, которая выполняется на основе использования полученных уравнений регрессий [7].

Для оценки влияния параметров управления на динамическую нагруженность механизмов автомобиля рассмотрим графики на рис. 7, а–г.

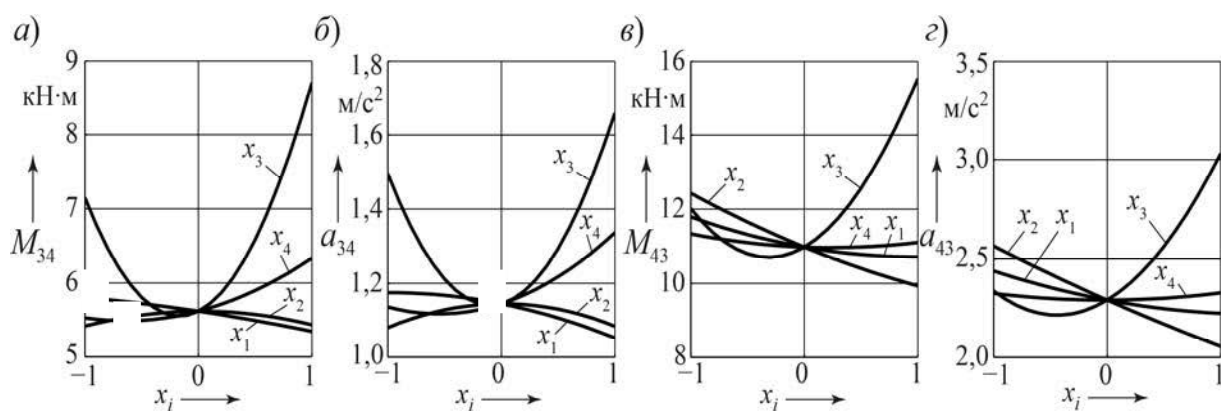


Рис. 7. Влияние параметров алгоритма управления на динамические нагрузки в трансмиссии и ускорение автомобиля

На этих графиках отображены величины размахов момента на карданном валу ΔM_{34} при переключении 3 → 4 и ΔM_{43} при переключении 4 → 3, а также соответствующие им размахи ускорения автомобиля Δa_{34} и Δa_{43} . Размах исследуемой функции определялся как разность между её максимальным и минимальным значениями в переходном процессе. Как видно из приведенных графиков, наибольшее влияние на ΔM_{34} , ΔM_{43} , Δa_{34} , Δa_{43} оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$ (x_3 на графиках). При переключении на высшую передачу наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач $t_{п.п} = 0$, а на низшую – при отрицательном пере-

крытии ($x_3 \approx -0,5$ или $t_{п.п} = -0,1$ с).

На рис. 8, а–г показаны графики зависимостей удельной мощности буксования фрикционов $P_{ф1}$, $P_{фв}$, $P_{ф3}$, $P_{фн}$, на рис. 8, д–з – удельной работы $W_{ф1}$, $W_{фв}$, $W_{ф3}$, $W_{фн}$, а на рис. 8, и–м – времени буксования $t_{ф1}$, $t_{фв}$, $t_{ф3}$, $t_{фн}$ фрикционов Φ_1 , $\Phi_в$, Φ_3 , $\Phi_н$. Наибольшее влияние на их значения оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$. Лучшие результаты достигаются при небольшом отрицательном перекрытии передач $t_{п.п} \approx -0,1$ с. Остальные параметры алгоритма управления почти не оказывают влияния на эти функции отклика.



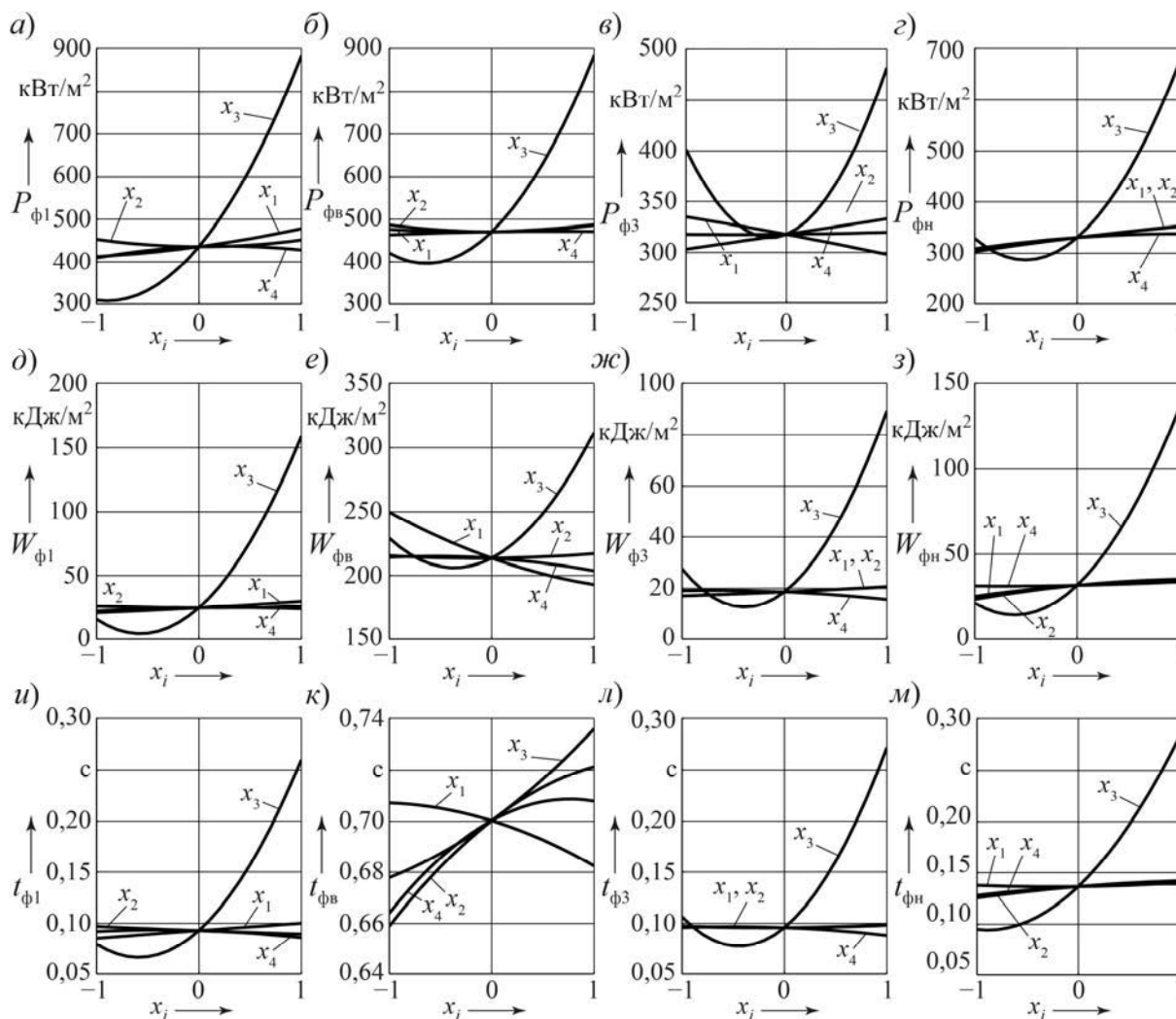


Рис. 8. Влияние параметров алгоритма управления на удельную мощность, работу и время буксования фрикционов

Влияние параметров алгоритмов управления на приращение температуры контактных поверхностей фрикционных дисков $\Delta T_{\phi 1}$, $\Delta T_{\phi в}$, $\Delta T_{\phi 3}$, $\Delta T_{\phi н}$ отражено на рис. 9, а–г, на градиенты температуры стальных дисков $grad T_{\phi 1 ст}$, $grad T_{\phi в. ст}$, $grad T_{\phi 3 ст}$, $grad T_{\phi н. ст}$ – на рис. 9, д–з, а дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{\phi 1 МК}$, $grad T_{\phi в. МК}$, $grad T_{\phi 3 МК}$, $grad T_{\phi н. МК}$ – на рис. 9, и–м. Здесь также отмечается наибольшее влияние на показатели теплонапряжённости фрикционов

величины перекрытия передач $t_{п.п}$. Наименьшая теплонапряжённость достигается при небольшом отрицательном перекрытии передач.

Полученные результаты исследования физических свойств механизмов управления переключением передач и их влияния на динамическую нагруженность трансмиссии и на теплонапряжённость фрикционов используются при проектировании ГМП и доводке её конструкции, а также для обоснованного выбора параметров алгоритма управления и конструктивных элементов трансмиссии. Информация о макси-



мальных значениях удельной мощности и удельной работы буксования необходима для определения параметров фрикционов (наружного и внутреннего

радиусов фрикционных дисков, толщины дисков, числа пар трения, давления на поверхностях трения дисков и др.).

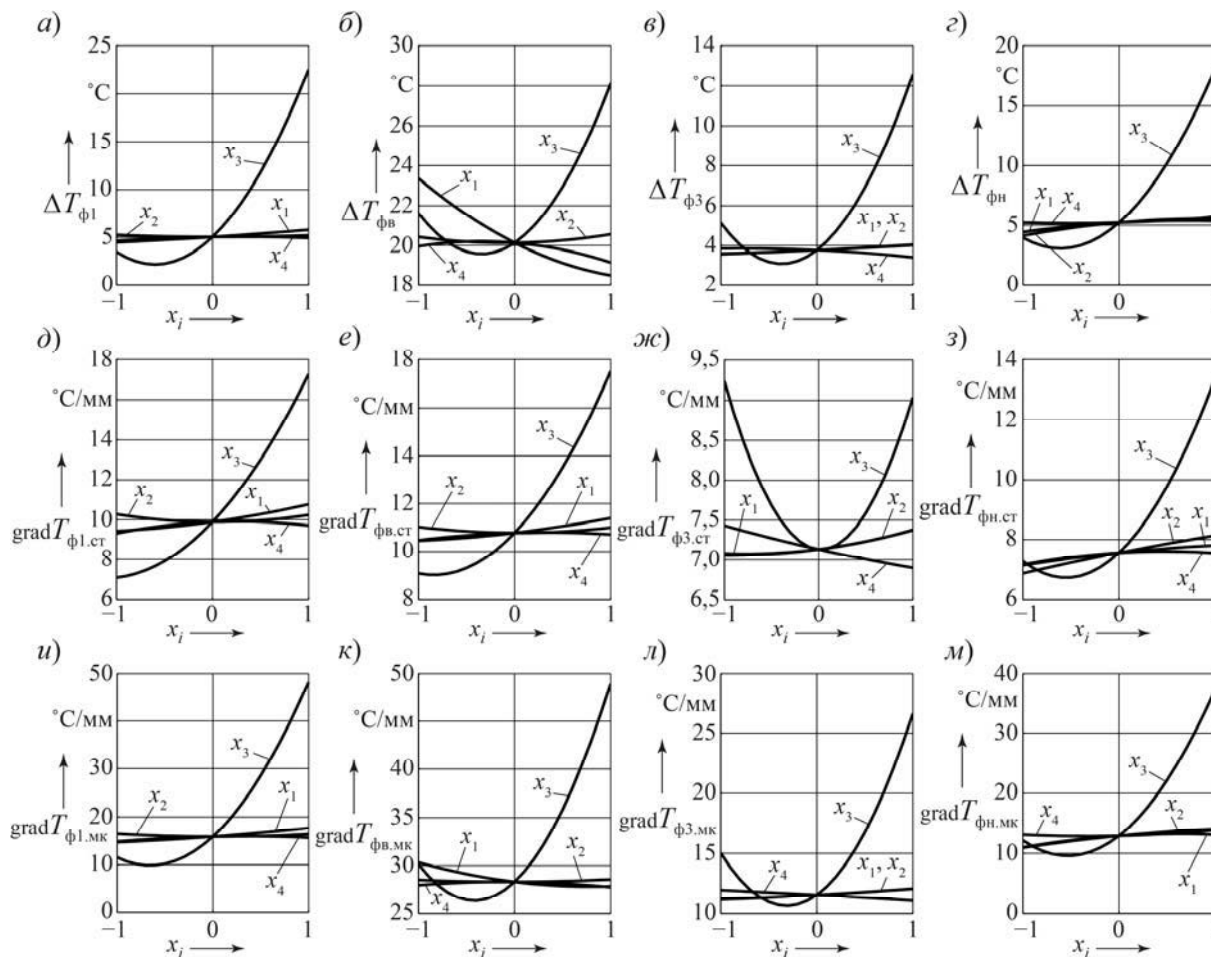


Рис. 9. Влияние параметров алгоритма управления на температуру нагрева поверхностей трения дисков фрикциона и градиенты температуры стальных дисков и дисков с фрикционными накладками

Выводы

1. На основе математического моделирования процесса движения самосвала с мехатронной системой автоматического управления гидромеханической передачей в карьерных условиях проведены исследования влияния параметров алгоритма управления переключением передач на эффективность выполнения транспортной работы самосвала, на динамическую нагруженность механизмов трансмиссии и теплонапряжённость фрикционов.

2. Установлено, что на среднюю скорость движения и расход топлива оказывают наибольшее влияние пороговые значения характеристик переключения передач, что обусловлено не только рациональным использованием энергии двигателя, но и частотой переключения передач. Чем чаще переключаются передачи на маршруте, тем выше потери энергии двигателя в переходных процессах, что приводит к снижению средней скорости движения и увеличению расхода топлива. Выбор пороговых значений характеристик переключения передач



должен осуществляться на основе оптимального компромисса между показателями эффективности.

3. На динамические нагрузки трансмиссии и теплонапряжённость фрикционов наибольшее влияние оказывает время перекрытия передач. При переключениях на высшие передачи наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач, а на низ-

шие – при небольшом отрицательном перекрытии и своевременном разблокировании гидротрансформатора.

4. Полученная информация о теплонапряжённости фрикционов необходима для совершенствования их конструкции и обоснованного выбора параметров алгоритма управления переключением передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 68–80.
2. **Тарасик, В. П.** Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 38–49.
3. **Тарасик, В. П.** Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 50–61.
4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
5. **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. – С. 107–117.
6. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 7. – С. 10–18.
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 5 июня 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.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

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.

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

