

УДК 621.85:519.876.5

В.В. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук; В.Н. БАСАЛАЕВ, А.Г. СНИТКОВ,
В.М. СОРОЧАН

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ
В СТРУКТУРЕ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА**

В работе представлена математическая модель автоматической гидромеханической трансмиссии мобильной машины, предназначенная для использования в едином комплексе испытаний и отладки. Показано качественное совпадение результатов моделирования и эксперимента. Основные блоки комплекса реализованы в MatLab/Simulink. Виртуальный рабочий цикл исследований включает трогание, разгон, переключение передач в автоматическом режиме, выполнение технологической операции. Математическая модель автоматической трансмиссии представлена как блочно-детализированный объект постоянной структуры, собранный на основе зубчатых передач постоянного зацепления. Цель работы — проверка работоспособности модели и ее составляющих модулей. Методы исследований — математическое моделирование динамических систем с управляющим алгоритмом, представленным диаграммой состояний.

Ключевые слова: математическая модель, автоматическая трансмиссия, система управления, электронный блок управления, MatLab/Simulink, моделирование, переключение передач, оценочные показатели

Введение. Эксплуатационные и коммерческие показатели мобильных машин постоянно совершенствуются. Разработчики добиваются успеха у потребителей за счет повышения производительности и надежности, снижения эксплуатационных издержек. Применение автоматических гидромеханических трансмиссий (ГМТ) позволило значительно улучшить качество мобильных машин. В системах управления оправданно увеличивается доля электроники. Мобильные машины становятся более «умными». При их создании удачная конструкция механического узла может быть перечеркнута неподходящим алгоритмом управления. И наоборот, имеющиеся недостатки исполнительной части могут быть исправлены алгоритмом.

При разработке, создании и проверке автоматических систем управления фрикционными реализуется комплекс приемов для создания доступных и эффективных управляющих модулей с оценкой качества переходных процессов. Разрабатываемые алгоритмы управления самостоятельно «приспосабливаются» к изменяющимся нагрузкам и скоростям движения, а также изменениям внутренних состояний элементов: изменяющимся нелинейным значениям коэффициента трения фрикционных дисков, величине износа ответственных элементов и т.п.

В любой момент времени переключение передач формируется по диаграмме состояний, включая выбор моментов времени включения, выключения и управления давлением конкретных фрикционных пар. Изменение структуры и согласование направлений силовых потоков осуществляется регулированием моментов трения F между элементами i и j , которые обеспечивают управляемые редуцирующие клапаны через формирование уровней токов, задаваемых алгоритмом электронного блока управления (ЭБУ) [1].

Сегодня большинство современных автоматических трансмиссий работает с ЭБУ, которые, получая информацию о кинематических параметрах в конт-

рольных точках силовой цепи, вырабатывают команды на исполнительные устройства. Такое узловое разделение позволяет использовать модели каждого из них, задавая разный уровень детализации. Приоритетом для ЭБУ являются команды водителя, направляемые с пульта избирателя режимов (ПИР). Итоговые команды управления силовой передачей учитывают выбор момента времени для переключения передач, стратегию переключения (динамичное или экономичное), вид переключения (с разрывом потока мощности, без разрыва потока мощности, с перекрытием передач), выбор направления переключения (вниз-вверх), качество переходных процессов, сопоставленных с учетом предельно допустимых величин оценочных показателей.

Проверка работоспособности и качественного функционирования всего комплекса осуществляется на стадиях исследовательских, предварительных и приемочных испытаний. По действующим стандартам на первом месте таких исследований стоят вопросы безопасности. В этой связи особую актуальность приобретают вопросы разработки и применения виртуальных моделей для замещения реальных объектов. Комплекс таких моделей обычно включает силовой блок, ЭБУ с ПИР, детализированную модель коробки передач с исполнительными устройствами — фрикционными, а также упрощенную модель самоходной машины со средой эксплуатации (сопротивлениями).

На рисунке 1 представлен вариант испытаний автоматической трансмиссии мобильной машины с электронным управлением, основным и бортовым ЭБУ, связанными CAN-шиной [2]. Блоки A и B могут быть представлены как моделями, так и реальными объектами. Здесь обозначены блок A (сплошная линия) — виртуальная модель гидромеханической трансмиссии силовой машины с автоматическим управлением; блок B (пунктирная линия), может включать реальные объекты, в том числе проверяемый

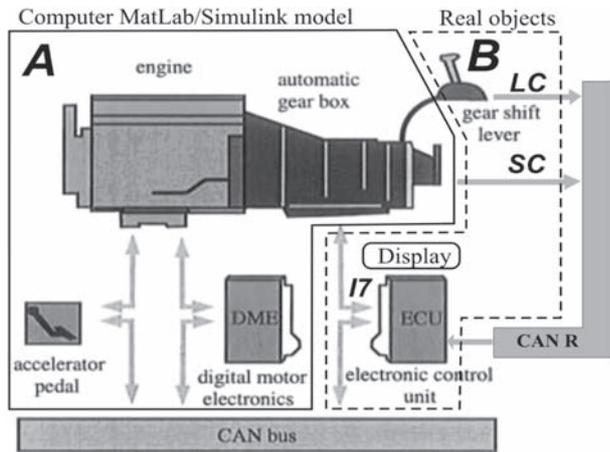


Рисунок 1 — Вариант схемы испытаний автоматической трансмиссии мобильной машины (двигатель, автоматическая коробка передач, элементы управления) с электронным управлением и бортовыми ЭБУ связи CAN обмена данными

ЭБУ (на рисунке обозначено ECU), связаны шиной CAN R и каналом LC с устройством выбора режимов (селектором); каналом SC — с датчиками и периферийными обслуживающими устройствами, фиксирующими положения педалей и рычагов тормозной системы, давления в магистралях, температуры и пр.; I7 — каналы управления давлениями фрикционов.

Динамическое взаимодействие узлов и системы управления автоматической трансмиссии представлено рисунком 2 [2]. На этом рисунке дополнительно введен модуль E, описывающий функционирование ЭБУ и ПИР.

В работе [3] представлена общая методология формирования динамических систем и получения соответствующих математических аналогов. Там же приведена классификация программного обеспечения для расчета многомассовых систем.

Не давая оценку качества указанных в [3] программных продуктов, в настоящем исследовании выбор сделан в пользу пакета MatLab/Simulink.

Основы расчетов оценочных показателей показаны в работе [4].

Компьютерные модели имеют разные уровни детализации, что не мешает разработчикам проверять сложные алгоритмы, задающие реальную последовательность взаимодействия компонентов [5].

По философии фирмы LMS — ведущего мирового разработчика систем управления — исследования SIL (Software-In the-Loops) относят к виду испытаний, проводимых для проверки С-кода, используемого в ЭБУ. Этот код может быть автоматически генерирован в модели [6]. Испытания MIL (Model-In the-Loops) проводятся для проверки качества работы модели объекта с алгоритмом управления. Испытания HIL (Hardware-In the-Loops) проводятся для изучения взаимодействия алгоритма и аппаратных средств. В типичной постановке HIL часть оборудования, например, ЭБУ, представлена программой, а другая является контроллером. При этом для сокращения затрат изготовления дорогостоящих опытных образцов внешняя среда (коробка передач, машина, сопротивление) может быть представлена моделью.

Открывшиеся новые возможности современных компьютерных устройств и программного обеспечения дали возможность получать различные комбинации виртуальных и реальных объектов на различных этапах исследований без ущерба поставленным целям и задачам.

Так, например, проверку ЭБУ можно проводить последовательным совмещением системной программы — ядра, алгоритма управления и пульта избирателя режимов (ПИР) на разных стадиях разработки. Если их разместить на разных носителях (компьютерах), то появится возможность быстрого выявления и устранения ошибок.

Таким образом, основу современных безопасных и эффективных испытаний автоматических трансмиссий будут составлять комбинации реальных и виртуальных объектов, структура которых определяется назначением, целями, задачами исследований.

Целью и основной идеей работы является разработка математической модели автоматической трансмиссии, как блочно-детализированного объекта постоянной структуры, выполненной на основе зубчатых передач постоянного зацепления, и определение ее места в структуре испытательного комплекса.

Применение детализации управляемого узла исключает ошибки приведения масс и податливостей, упрощает подготовку параметров элементов динамической системы и ускоряет моделирование.

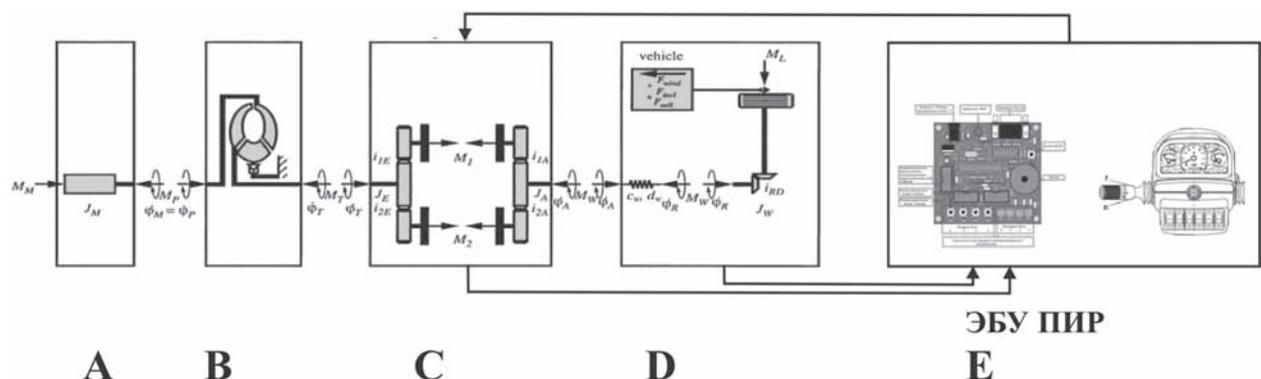


Рисунок 2 — Модули автоматической трансмиссии с ЭБУ и ПИР [2]

Силовые цепи и потоки мощности автоматически формируются алгоритмом управления.

Реализация указанного подхода позволит безопасно и без ущерба проверить последствия корректного и некорректного управления, а также оценить влияние возможных отказов элементов системы на работоспособность машины.

Модули автоматических трансмиссий. Общие положения. При создании модулей *неуправляемых* агрегатов был использован объектно-ориентированный метод их представления как упрощенных структур. Так были представлены двигатель, гидротрансформатор, привод ходовой части и переменная масса машины, внешняя нагрузка.

Для *управляемой фрикционной ГМТ* использован классический прием создания модуля путем реализации системы дифференциальных уравнений как для детализированной структуры. С этой целью были представлены все зубчатые пары как упругие звенья с наложенными возмущающими и инерционными нагрузками.

Модуль двигателя А. Модуль двигателя А реализован кинематическим элементом, соединенным с непрозрачным гидротрансформатором с возможностью изменения частоты вращения насосного колеса только педалью подачи топлива при незаблокированном ГТ.

Модуль гидротрансформатора В. Гидротрансформатор является «непрозрачным», т.е. изменение

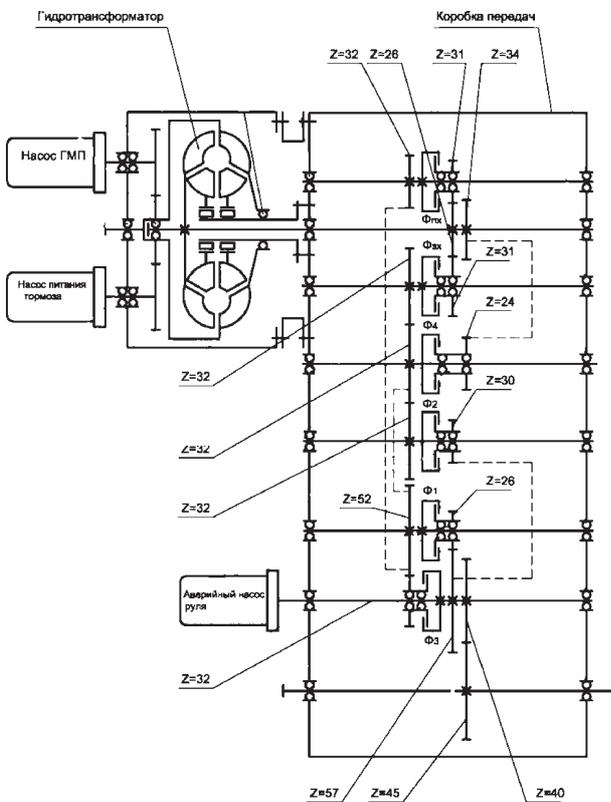
нагрузки на турбинном колесе не вызывает изменений скорости вращения двигателя. Гидротрансформатор снабжен фрикционным блокировкой, связывающим насосное и турбинное колеса при движении только на высшей передаче прямого хода.

Механическая коробка передач С. В работе использована детализированная модель коробки передач на основе зубчатых пар постоянного зацепления с фрикционными, избирательно соединяющими зубчатые передачи в силовые цепи.

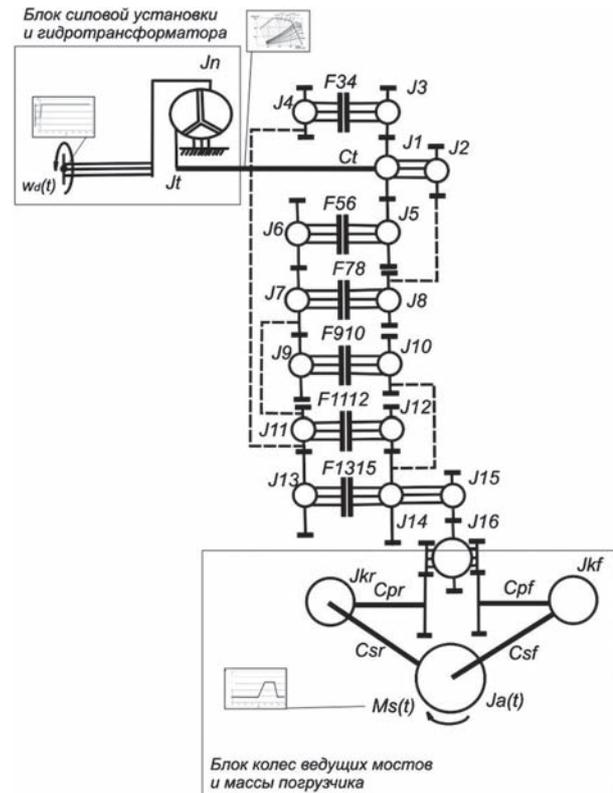
На рисунке 3 представлены кинематическая (а) схема коробки передач и расчетная динамическая (б) схема трансмиссии, в составе которой работает узел.

Механическая коробка передач С. Управление фрикционными. Принятие решения на включение и выключение передачи в автоматическом режиме управления принимает алгоритм по нескольким критериям, включая силовые и кинематические параметры. В командном режиме такие решения принимаются самим водителем.

В процессе моделирования алгоритма производится выбор моментов начала и окончания регулирования давлений для каждого фрикциона, а также назначение и корректировка темпов изменения давлений включаемого и выключаемого узлов. Давления $P(I_{ij})$ в поршневых полостях каждого фрикциона пропорциональны управляющим токам I_{ij} . Развиваемые моменты F_{ij} трения также зависят от нелинейного коэффициента трения



а



б

Рисунок 3 — Кинематическая схема (а) коробки передач и динамическая схема (б) автоматической трансмиссии с детализированной коробкой передач

$\mu(\omega_{отн})$, размеров фрикционов S , количества пар z и радиуса трения r_f :

$$F_{ij} = \mu(\omega_{отн}) S z P(I_{ij}) r_f$$

В зависимости от наличия или отсутствия давления фрикционы коробки передач могут находиться в следующих состояниях:

- давление равно 0; фрикцион выключен; момент фрикциона равен $F_{ij} = 0$;
- при переключении давление увеличивается; фрикционный момент нарастает с корректировкой до максимального $F_{ij} \Rightarrow F_{max}$ и после включения передачи равен максимальному $F_{ij} = F_{max}$ — фрикцион включен;
- при переключении давление уменьшается; фрикционный момент понижается с корректировкой до минимального $F_{ij} \Rightarrow 0$. После включения передачи фрикционный момент равен $F_{ij} = 0$ — фрикцион выключен.

Фрикцион считается замкнутым, если давление во включаемом фрикционе равно максимальному, угловые скорости ведущего и ведомого фрикционов, а также передаточного механического редуктора отличаются не более, чем на 2%. Переход со ступени на ступень осуществляется автоматически.

Моделирование работы фрикционов применительно к динамической модели выглядит следующим образом для переключений передач при движении вперед — таблица 1.

Виды переключений в зависимости от изменения давлений включаемого и выключаемого фрикционов показаны на рисунке 4.

Первый вид переключения «L» с разрывом потока мощности. Передаваемый момент во время разрыва потока снижается до нуля. Может назначаться на транспортных режимах при малой нагрузке, когда отсутствует потеря скорости машины за время переключения.

Второй вид переключения «X» без разрыва потока мощности с нулевым перекрытием передач. Передаваемый момент начинает возрастать с нулевого значения. Может назначаться для транспортных режимов при средней нагрузке. Передаваемый момент текущей передачи падает до нуля.

Третий вид переключения «H» без разрыва потока мощности с перекрытием передач. Основной случай для тяговой машины. Применяется при зна-

Таблица 1 — Значения моментов фрикционных пар после включения передачи

Передача	Фрикционы на динамической схеме					
	F_{34}	F_{56}	F_{78}	F_{910}	F_{1112}	F_{1314}
1	F_{max}	0	0	0	F_{max}	0
2	F_{max}	0	0	F_{max}	0	0
3	F_{max}	0	0	0	0	F_{max}
4	0	0	F_{max}	0	0	F_{max}

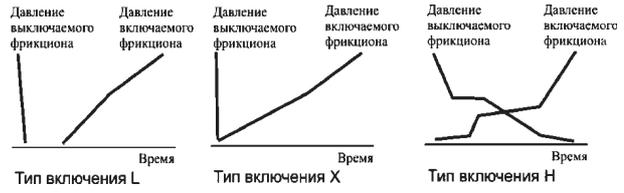


Рисунок 4 — Основные типы регулирования давления на фрикционах коробки передач

чительных сопротивлениях. Вид «H» является наиболее сложным видом переключения передач.

Полное включение передачи (замыкание фрикционов) контролируется по достижению фиксированного передаточного числа, соответствующего редуцированию момента на включенной передаче. Детализация управляемой коробки передач позволяет вести мониторинг различных ситуаций в режиме реального времени и контролировать систему исходя из качества, полноты включения/выключения одного или одновременно нескольких фрикционов, а также следить за уровнем паразитной мощности в структуре.

Модуль сопротивлений D. График внешних сопротивлений представлен на рисунке 5.

Автоматический модуль передачи C. Управляющий модуль. ЭБУ совместно с ПИР автоматической системы управления функционируют в режиме принятия решений в следующей последовательности: «опрос ПИР» — «опрос датчиков» — «процедура выбора решения» — «задание уровня тока в обмотках пропорциональных редуцированных клапанов» — «контроль динамики машины», «контроль оценочных показателей процесса переключения».

Для оценки состояния используются показания нескольких датчиков частоты вращения, устанавливаемых в определенных точках кинематической цепи.

Алгоритм управления соответствует диаграмме состояний, включающей следующие уровни:

- оценка состояния и решений о переключении;
- направление переключений (*UP* — вверх, *DOWN* — вниз);
- выбор темпа и корректировки давлений фрикционов;
- оценка динамики движения машины;
- определение оценочных показателей качества процесса переключения.

Оценочные показатели переключения. Для большинства показателей исходной величиной является разница угловых скоростей фрикционных дисков. На ее основе определяются:

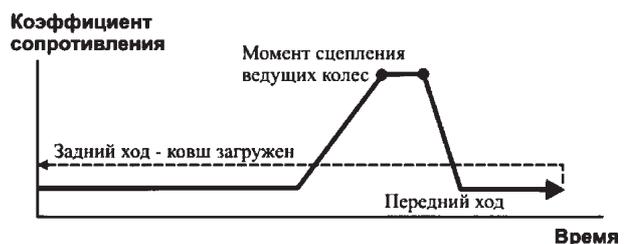


Рисунок 5 — Принятый график сопротивления движению машины при работе в технологическом цикле

- линейная максимальная скорость скольжения $V_{отн}$;
- средняя удельная мощность буксования $N_{уд}$;
- максимальная удельная мощность буксования $N_{уд}^{max}$;
- средняя удельная работа буксования $L_{уд}$;
- время буксования фрикционов $t_{букс}$;
- максимальный коэффициент динамичности в трансмиссии K_d ;
- изменение температуры нагрева фрикционных дисков за время буксования t , °С.

Структура испытательных комплексов. Возможные комбинации виртуальных и реальных объектов на различных стадиях исследований и доводки изделий составлены авторами и представлены рисунком 6.

На рисунке 6 с первой по четвертую строки определяют режимы моделирования с использованием одного или нескольких компьютеров без и с участием пульта избирателя режимов ПИР; пятая и шестая строки соответствуют стендовым испытаниям, а с седьмой по девятую представлены эксплуатационные испытания с разным уровнем детализации, настройки и комплектации.

Обобщение динамических моделей в виртуальный испытательный комплекс. Как было показано на рисунке 3 б, блочно-детализированная динамическая система получена на основании включенных в нее модулей.

Включение в расчетную схему жесткостей C_{ij} всех зубчатых пар постоянного зацепления и постоянных передаточных чисел i_{ij} позволило исключить процесс многократного приведения динамических параметров силовой цепи к единому «расчетному звену» и упростить получение реше-

ния, в особенности при переключении передач. Кроме того, это позволило в единой схеме получить возможность исследовать не только полноту включений, но и качество алгоритма управления.

Передаточные числа, а также направление движения можно определять через угловые скорости ω_i и ω_j , которые вычисляются в процессе моделирования. Практически не сказывается на точности расчетов выбор определения передаточных чисел через постоянные числа зубьев z_i и z_j , используемых в конструкции внешних зацеплений:

$$i_{ij} = -\frac{\omega_i}{\omega_j} \cong -\frac{z_j}{z_i}$$

Знак (+/-) необходим при реверсировании движения. Итоговое значение суммарной жесткости элементов привода ведущих колес, включающего несколько полуосей и шин, определено на основании последовательно-параллельного соединения нескольких упругих звеньев.

Движение инерционных масс коробки передач в модели описано следующими уравнениями:

- массы силового блока «двигатель — насосное колесо гидротрансформатора»:

$$J_n \ddot{\phi}_n = M_{dv} - M_n;$$

- при этом крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора:

$$M_n = \gamma \lambda(i_{ГТ}) \omega_n^2 D_a^5,$$

где для колес гидротрансформатора: γ — плотность жидкости, а $\gamma \lambda(i_{ГТ})$ — коэффициент пропорциональности момента насосного колеса; ω_n — угловая

Вид испытаний	Силовая установка		Коробка передач	Машина и нагрузка	ПИР	ЭБУ		
	Двигатель	ГТ				Датчики	Система	Алгоритм
Виртуальные								
Виртуальные								
Виртуальные								
Виртуальные								
Стендовые								
Стендовые								
Тестовые настроечные								
Тестовые в рабочем цикле								
Приемочные в рабочем цикле								

Рисунок 6 — Система доводки компонентов системы управления

скорость насосного колеса; D_a — активный диаметр гидротрансформатора; $K_{ГТ}$ ($i_{ГТ}$) — коэффициент трансформации;

- массы турбинного колеса гидротрансформатора

$$J_t \ddot{\phi}_t = M_n K_{ГТ} (i_{ГТ}) - M_t;$$

- массы блока шестерен J_1 (z26) и J_2 (z34):

$$J_{1+2} \ddot{\phi}_{1+2} = M_t - M_{13} - M_{15} - M_{28};$$

- массы звена J_3 (z31):

$$J_3 \ddot{\phi}_3 = M_{13} i_{13} - F_{34};$$

- массы звена J_4 (z32):

$$J_4 \ddot{\phi}_4 = F_{34} - M_{411};$$

- массы звена J_5 (z31):

$$J_5 \ddot{\phi}_5 = M_{15} i_{15} - F_{56};$$

- массы звена J_6 (z32):

$$J_6 \ddot{\phi}_6 = F_{56} - M_{67};$$

- массы звена J_7 (z32):

$$J_7 \ddot{\phi}_7 = M_{67} i_{67} - F_{78} - M_{711} - M_{79};$$

- массы звена J_8 (z24):

$$J_8 \ddot{\phi}_8 = M_{28} i_{28} - F_{78};$$

- массы звена J_9 (z32):

$$J_9 \ddot{\phi}_9 = M_{79} i_{79} - F_{910};$$

- массы звена J_{10} (z30):

$$J_{10} \ddot{\phi}_{10} = F_{910} - M_{1014};$$

- массы звена J_{11} (z52):

$$J_{11} \ddot{\phi}_{11} = M_{711} i_{711} + M_{411} i_{411} - F_{1112} - M_{1113};$$

- массы звена J_{12} (z26):

$$J_{12} \ddot{\phi}_{12} = F_{1112} - M_{1214};$$

- массы звена J_{13} (z32):

$$J_{13} \ddot{\phi}_{13} = M_{1113} i_{1113} - F_{1314};$$

- массы звеньев блока шестерен J_{14} (z57) и J_{15} (z40):

$$J_{14+15} \ddot{\phi}_{14+15} = M_{1214} i_{1214} + F_{1315} + M_{1014} i_{1014} - M_{1516};$$

- массы звена J_{16} (z45):

$$J_{16} \ddot{\phi}_{16} = M_{1516} i_{1516} - M_{16kr} - M_{16kf};$$

- массы ведущих колес переднего J_{kf} и заднего J_{kr} мостов:

$$J_{kr} \ddot{\phi}_{kr} = M_{16kr} i_{16kr} - M_{kra};$$

$$J_{kf} \ddot{\phi}_{kf} = M_{16kf} i_{16kf} - M_{kfa};$$

- массы погрузчика J_a :

$$J_a(t) \ddot{\phi}_a = M_{kfa} + M_{kra} - M_s(t) - k_s(\dot{\phi}_{kr} - \dot{\phi}_a) - k_s(\dot{\phi}_{kf} - \dot{\phi}_a).$$

Производные упругих моментов имеют следующий вид:

- на валу насосного колеса:

$$M_{dv} = C_{dv} [\omega_{dv}(t) - \dot{\phi}_n];$$

- на валу турбинного колеса:

$$M_t = C_t (\dot{\phi}_t - \dot{\phi}_1);$$

- зубчатых пар постоянного зацепления, в которых жесткости C_{ij} соединяемых элементов определяются по выражению [7], а их расчетные значения представлены ниже в таблице 3:

$$\dot{M}_{13} = C_{13} (\dot{\phi}_1 - i_{13} \dot{\phi}_3);$$

$$\dot{M}_{15} = C_{15} (\dot{\phi}_1 - i_{15} \dot{\phi}_5);$$

$$\dot{M}_{28} = C_{28} (\dot{\phi}_2 - i_{28} \dot{\phi}_8);$$

$$\dot{M}_{67} = C_{67} (\dot{\phi}_6 - i_{67} \dot{\phi}_7);$$

$$\dot{M}_{79} = C_{79} (\dot{\phi}_7 - i_{79} \dot{\phi}_9);$$

$$\dot{M}_{411} = C_{411} (\dot{\phi}_4 - i_{411} \dot{\phi}_{11});$$

$$\dot{M}_{711} = C_{711} (\dot{\phi}_7 - i_{711} \dot{\phi}_{11});$$

$$\dot{M}_{1014} = C_{1014} (\dot{\phi}_{10} - i_{1014} \dot{\phi}_{14});$$

$$\dot{M}_{1113} = C_{1113} (\dot{\phi}_{11} - i_{1113} \dot{\phi}_{13});$$

$$\dot{M}_{1214} = C_{1214} (\dot{\phi}_{12} - i_{1214} \dot{\phi}_{14});$$

$$\dot{M}_{1516} = C_{1516} (\dot{\phi}_{15} - i_{1516} \dot{\phi}_{16});$$

- привода ведущих колес, полученного учетом суммарных жесткостей полуосей переднего C_{pf} и заднего C_{pr} мостов, крутильные жесткости которых, определяются по [7]:

$$\dot{M}_{16kr} = C_{pr} (\dot{\phi}_{16} / i_{16kr} - \dot{\phi}_{kr});$$

$$\dot{M}_{16kf} = C_{pf} (\dot{\phi}_{16} / i_{16kf} - \dot{\phi}_{kf});$$

- привода массы погрузчика, полученного учетом суммарных крутильных жесткостей шин переднего C_{sf} и заднего C_{sr} мостов (определялись экспериментально):

$$\dot{M}_{kra} = C_{sr} (\dot{\phi}_{kr} - \dot{\phi}_a);$$

$$\dot{M}_{kfa} = C_{sf} (\dot{\phi}_{kf} - \dot{\phi}_a).$$

Суммарная нагрузка на ведущих колесах задается зависимостью:

$$M_{c45} = \pm 0,5 G_a r_k (f \cos \alpha + \sin \alpha),$$

где f , α — коэффициент сопротивления качению и угол уклона.

Момент M_{c45} принимает положительные значения при движении машины передним ходом и положительные значения угловой скорости ω_a маховика J_a . Момент M_{c45} принимает отрицательные значения при реверсировании движения, определяемых отрицательными значениями угловой скорости ω_a маховика J_a .

Суммарные упругие моменты ведущих колес мостов ограничены моментами сцепления, как в [7].

Решение задачи осуществлено в среде MatLab/Simulink при помощи встроенной программы — решателя системы дифференциальных уравнений, использующей метод Рунге—Кутты с переменным шагом. Программа обеспечивает получение выходных массивов чисел или графиков изменения: угловых скоростей звеньев ω_p , моментов M_{ij} , поступательной скорости V_a машины, буксования δ ведущего колеса и фрикционов, а также полную реализацию заложенного алгоритма автоматического управления и пр.

В таблицах 2 и 3 представлены исходные значения основных инерционных параметров и жесткостей, использованные при моделировании.

Обсуждение результатов моделирования. На рисунке 7 представлена расчетная блок-схема виртуального испытательного комплекса, интегрирован-

Таблица 2 — Расчетные значения моментов инерции элементов силового контура автоматической коробки передач (кг · м²)

Идентификатор на схеме	J_t	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5
Момент инерции	0,1318	0,0045	0,0121	0,0148	0,0357	0,0148
Идентификатор на схеме	J_6	J_7	J_8	J_9	J_{10}	J_{11}
Момент инерции	0,0349	0,0324	0,0086	0,0349	0,0190	0,1706
Идентификатор на схеме	J_{12}	J_{13}	J_{14+15}	J_{16}		
Момент инерции	0,0350	0,0149	0,2591	0,4605		

Таблица 3 — Расчетные значения упругих соединительных звеньев силового контура автоматической коробки передач (Нм/рад)

Идентификатор на схеме	C_{13}	C_{15}	C_{28}	C_{67}	C_{411}	C_{79}	C_{711}
Крутильная жесткость	1800455	1800455	2738161	2654752	2654752	2066849	6430196
Идентификатор на схеме	C_{1014}	C_{1214}	C_{1113}	C_{1516}	C_t	C_{kl}	C_s
Крутильная жесткость	3198196	3024764	6430196	6481637	1530000	4 1128455	4 175000

ная с алгоритмом автоматического управления и реализованная в MatLab/Simulink.

Результаты каждого цикла движения оформляются протоколом, который включает кинематические параметры движения машины; угловые скорости контрольных точек силовой цепи; давлений управления фрикционами; динамических моментов на фрикционах; оценочных показателей.

Результаты моделирования комбинированного движения машины передним ходом в автоматическом режиме изображены на рисунке 8.

Также производилось визуальное сопоставление полученных осциллограмм с результатами натурных испытаний по критическим точкам переключений — давлениям и частотам вращения. Сопоставление результатов показало удовлетворительное совпадение контролируемых параметров как по времени, так и уровню.

Одновременно с этими исследованиями производились расчеты оценочных показателей и представлен результат адаптивной корректировки при

переключении с 1-й на 2-ю ступени. Полученные оценочные показатели сведены в таблицу 4, а полученная последовательность регулирования давления показана на рисунке 9.

Оба представленных варианта с перекрытием и без него имеют значения параметров, меньшие, чем допустимые. Значения допустимых оценочных показателей в настоящее время не регламентированы и устанавливаются индивидуально, исходя из опыта создания гидромеханических передач.

Заключение. В работе предложена математическая модель автоматической трансмиссии и развернутая структура испытательного комплекса, построенная на основе этой модели. Указанная структура предлагает последовательность использования математической модели на этапах создания, модернизации, экспериментальной проверки и технологической инсталляции разрабатываемого алгоритма в электронный блок управления.

Основу модели составляет математический аналог автоматической гидромеханической трансмиссии

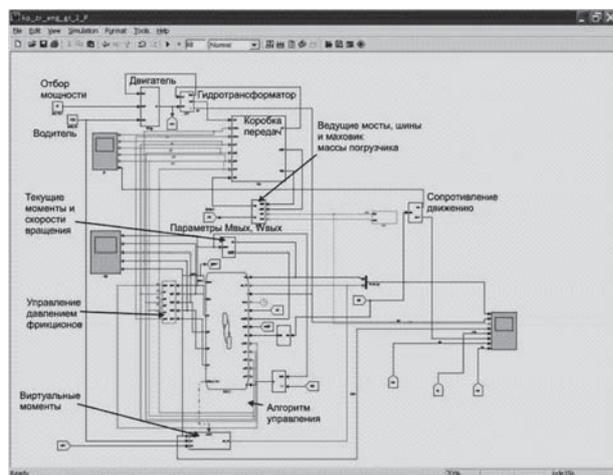


Рисунок 7 — Блок-схема для моделирования, реализованная в MatLab/Simulink

Таблица 4 — Оценочные показатели модели при переключении с 1-й на 2-ю передачу при движении с коэффициентом сопротивления 0,1

Параметр	Перекрытие	Без перекрытия	Допустимое значение
$V_{отн}$, м/с	5,0456	6,8453	30
$t_{букс}$, с	0,8230	0,6300	—
$L_{уд}$, Дж/см ²	24,5088	18,1099	50
$N_{уд}$, Вт/см ²	29,7798	28,7458	80
$N_{уд}^{max}$, Вт/см ²	83,5933	65,9662	100
K_d	3,2253	2,1590	3
t , °C	8,0611	5,9565	50

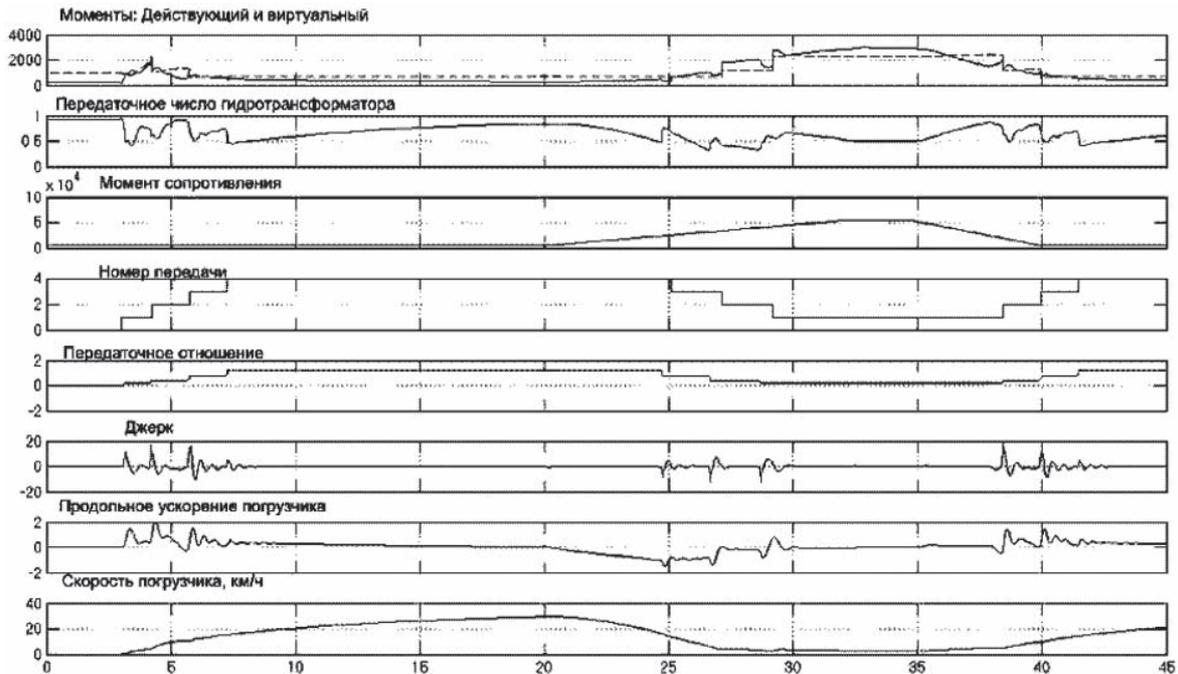


Рисунок 8 — Графики изменения основных параметров при моделировании

с детализированной управляемой фрикционной коробкой передач. Различные элементы разработанной модели математически и логически взаимосвязаны между собой по кинематическим, силовым и интеллектуальным каналам связи. Модель предназначена для виртуальных, натурных испытаний и их комбинаций, а также оперативной коррекции переходных процессов по блоку оценочных показателей.

Проведенные тесты показали удовлетворительную работоспособность модели и предложенного алгоритма адаптивного управления в различных условиях виртуальной эксплуатации самоходной машины.

Список литературы

1. Михайлов, В.В. Повышение эффективности самоходных погрузчиков путем автоматизации управления трансмиссией и выбора рациональных моментов переключения // В.В. Михайлов, В.Н. Басалаев, С.А. Карпыза // Механика — машиностроению: сб. науч. тр. Междунар. науч.-технич. конф. «Инновации в машиностроении» и VI Междунар. симпоз. по трибофатике МСТФ-2010; ОИМ НАН Беларуси, Минск, 26-29 окт. 2010 г. / ОИМ НАН Беларуси; ред.: М.С. Высоцкий [и др.]. — Минск, 2010. — С. 176—180.
2. Haj-Fraj, A. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions / A. Haj-Fraj, F. Pfeiffer // Journal of the Franklin Institute 338 (2001). — Pp. 371—390.
3. Альгин, В.Б. Схематизация и расчет мобильной машины как многомассовой системы. Регулярные механические

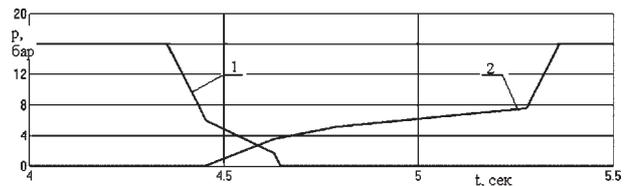


Рисунок 9 — Результаты корректировки переключения с 1-й на 2-ю передачу

системы / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2012. — № 1(18). — С. 6—16.

4. 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(15). — С. 24—32.
5. Keel, T. Test component reuse spurs increased development efficiency and quality / Nick Keel. — Режим доступа: <http://www.sae.org/mags/sohe/10522>. — 2012. — Product Manager—NI VeriStand, National Instruments, wrote this article for SAE Off-Highway Engineering.
6. Control systems. Expertise on the entire control system process from start to finish. — Режим доступа: <http://www.emmeskay.com/control-systems>.
7. Гришкевич, А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.

Mikhailau V.V., BasalaeV V.N., Snitkov A.G., Sorochan V.M.

Automatic transmission simulation model in the test set

The paper recommended sequence of possible safe combinations of virtual and real nodes for testing automatic transmissions at different stages. It describes a mathematical model for automatic hydromechanical transmission designed to work together with a single programmed controller. Examples of the simulation are shown. The main components of the complex are designed to operate with MatLab/Simulink. Loading modes of transmission and the most mobile machines combines the task of technological and transport resistances backgrounds. The operating cycle consists of moving off, acceleration, gear, performance of technological and transport operations. The virtual model is used for testing aims for programmed controllers to check them and to improve gear — shifting algorithm.

Поступила в редакцию 10.04.2012.

КОММЕНТАРИЙ**к статье В.В. Михайлова и др. «Математическая модель автоматической трансмиссии в структуре испытательного комплекса»**

Во вводной части статьи авторы пишут: «Не давая оценку качества указанных в [3] программных продуктов, в настоящем исследовании выбор сделан на лицензионном MatLab/Simulink». ([3] — Альгин, В.Б. Схематизация и расчет мобильной машины как многомассовой системы. Регулярные механические системы / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов, 2012. — № 1(18). — С. 6—16).

Таким заявлением авторы снимают с себя задачу анализа созданного методического и программного обеспечения в области моделирования трансмиссионных систем. Подобный подход к представлению статьи нарушает правила для авторов, принятые в журнале. Однако учитывая стремление авторов опубликовать статью после нескольких доработок и обсуждений, актуальность тематики, типичный характер методических ошибок и спорных положений в статье, что во многом связано с отсутствием в ней квалифицированного аналитического обзора, статья публикуется в журнале и сопровождается комментарием.

Ошибки и спорные положения статьи.

1. Основная проблема расчета механических систем с фрикционными элементами состоит в том, что структура системы изменяется в зависимости от состояния указанных элементов. При замкнутом состоянии фрикцион ведет себя как одна масса, состоящая из двух жестко связанных масс. При состоянии буксования — как две массы, между которыми действует момент трения. Эти состояния необходимо воспроизводить в зависимости от условий, возникающих в процессе моделирования.

При замкнутом состоянии фрикциона следует все время проверять, не превысил ли момент, передаваемый фрикционом, его статический момент трения (условия «срыва» фрикциона). При состоянии буксования необходима проверка на прекращение буксования. Обычно трансмиссия содержит несколько фрикционов, каждый из которых может находиться в двух упомянутых состояниях. В подобных случаях число различных систем дифференциальных уравнений, необходимых для описания динамики трансмиссии, может быть очень большим. Чтобы преодолеть эту проблему используют универсальную (единую для всех состояний трансмиссии) систему дифференциальных, алгебраических и логических уравнений. В этой системе представлены массы фрикционов, на которые могут действовать (в зависимости от условий) моменты трения либо внутренние моменты, передаваемые фрикционами (при их замкнутом состоянии). Для нахождения внутренних моментов служат алгебраические уравнения (метод внутренних моментов), а для определения состояния — логические уравнения, с помощью которых устанавливаются значения индикаторов состояния фрикционов. Эти индикаторы «оставляют» в уравнениях нужный момент (внутренний или трения) в зависимости от состояния фрикциона и «обнуляют» ненужный.

Такой подход описан в ряде работ: 1) Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.; 2) Algin, V. Kinematic and dynamic computation of vehicle transmission based on regular constructs / V. Algin, V. Ivanov // Proceedings of 12th IFToMM World Congress, Besancon (France), June 18—21, 2007; ed. by: Jean-Pierre Merlet and Marc Dahan. — Besancon, 2007. — Paper A14. — 6 p.; 3) Альгин, В.Б. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В.Б. Альгин [и др.] / Механика машин механизмов и материалов. — 2008. — № 2. — С. 16—24 и других. Подход реализован в виде пакета программ: Dynamics: комп. программа: сво 270 Респ. Беларусь / В.Б. Альгин [и др.]; правообладатель ОИМ НАН Беларуси. — № С20100147; заявл. 16.12.10; опубл. 27.12.2010 // Реестр зарегистрированных компьютерных программ / Нац. Центр интеллектуальной собственности. — 2010.

Авторы не замечают описанную проблему. Они используют простую систему расчетную схему, в которой чередуются упругие, инерционные звенья. Инерционные звенья, имитирующие массы фрикционов, находятся в состоянии буксования. По этой схеме составляется простая система дифференциальных уравнений, в которой имеет место постоянное действие фрикционных моментов в уравнениях движения маховых масс фрикционов. Не воспроизводятся условия замыкания и срыва фрикционных элементов.

В тексте статьи по данной проблеме только отмечается: «Фрикцион считается замкнутым, если давление во включаемом фрикционе равно максимальному, угловые скорости ведущего и ведомого фрикционов, а также передаточного механического редуктора отличаются не более, чем на 2 %». Изменения, которые при этом происходят в математической модели, не рассматриваются.

Кроме того, возможности срыва фрикционов (то есть перехода от замкнутого состояния к буксованию под действием внутренних и внешних факторов) при переключении передач с перекрытием не обсуждаются и также не отражаются в математической модели.

2. Второй сходный с предыдущим и поверхностно решаемый вопрос — это моделирование процессов буксования движителя. По этому вопросу авторы приводят фразу: «Суммарные упругие моменты ведущих колес мостов ограничены моментами сцепления, как в [7]».

Следует отметить, что ссылка на определенную работу не гарантирует правильность используемого положения, тем более, что в других работах показана его ошибочность, а именно: невозможность корректной проверки условия прекращения буксования колес. Такая проверка требует рассмотрения не моментов, а окружных скоростей колеса. Для этого должна быть сформирована корректная

расчетная схема, позволяющая находить указанную скорость. Данный вопрос также подробно рассмотрен в известных работах (Альгин, В.Б. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В.Б. Альгин [и др.] / Механика машин механизмов и материалов. — 2008. — № 2. — С. 16—24 и других).

3. Противоречивым выглядит использование авторами в уравнениях постоянных передаточных чисел зубчатых пар i_{ij} при одновременном учете и использовании в уравнениях конечных жесткостей зацеплений C_{ij} . Последнее подразумевает отклонение отношения скоростей сопрягаемых зубчатых колес от их фиксированного передаточного отношения из-за динамических процессов. По этому вопросу авторы дают короткое пояснение: «Практически не сказывается на точности расчетов выбор определения передаточных чисел через постоянные числа зубьев z_i и z_j ».

Следуя логике авторов, можно игнорировать отклонения скоростей всех масс в рассматриваемых динамических процессах, не рассматривать упруго-инерционную систему, а значит и задачу динамики.

В тех случаях, когда не исследуются высокочастотные колебания трансмиссии целесообразно моделировать зацепления абсолютно жесткими (как это обычно и делается). При этом число дифференциальных уравнений уменьшается, но добавляются алгебраические уравнения. Авторы пошли более доступным для них путем, составив простую систему дифференциальных уравнений, которая описывает чередующиеся инерционные и упругие элементы.

Не поясняя целесообразности введения в расчетную схему конечных жесткостей зацеплений и особенностей проведенных расчетов жесткостей, авторы делают отсылку к работе [7]: «...жесткости C_{ij} соединяемых элементов определяются по выражению [7]» ([7] — Гришкевич, А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.).

В упомянутой работе [7] в части учета податливостей (жесткостей) зубчатых зацеплений отмечено: «Зубчатые зацепления, опоры имеют сравнительно малую податливость. Но их тщательный учет необходим при расчетах высокочастотных колебаний».

Для расчета податливостей зацеплений в упомянутой работе [7] приводится формула, включающая R — радиус начальной окружности зубчатого колеса, расположенного на валу, к которому приводится податливость зубчатой передачи. Авторы статьи не поясняют, как ими рассчитаны податливости (жесткости) зацеплений и, в частности, как решены вопросы приведения их значений. По смыслу, полученные значения приведены к валам ведущих колес зубчатых пар.

4. Не обоснованы допустимые значения и выбор оценочных показателей процесса переключения (таблица 4). Авторы отмечают «Значения допустимых оценочных показателей в настоящее время не регламентированы и устанавливаются индивидуально, исходя из опыта создания гидромеханических передач».

Приводимые значения в таблице 4 представляются заниженными как в части полученных значений, так и по допустимым величинам. Несущественные отличия в показателях для приведенных случаев переключения без перекрытия и при наличии перекрытия (таблица 4) не поясняются. Неясно, какое переключение лучше.

Особое сомнение вызывают значения коэффициентов динамичности K_d . Например, для случая с перекрытием его величина превышает допустимое значение, принятое равным 3. Авторы не поясняют, как коэффициент рассчитывался. Исходя из того, что во вводной части статьи указано: «Основы расчетов оценочных показателей показаны в работе [4]», можно полагать, что авторы используют для расчета K_d отношение максимальной нагрузки трансмиссии к нагрузке, соответствующей сопротивлению дороги, как принято в работе [4]. ([4] — 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(15). — С. 24—32). Такой подход к определению коэффициента динамичности сомнителен, поскольку при низких уровнях сопротивления дороги, например, при движении по поверхности с небольшим уклоном, сопротивление дороги близко к нулю, а коэффициент динамичности при любой динамической нагрузке в этом случае стремится к бесконечности.

5. В используемой авторами модели отсутствует какой-либо учет демпфирования, потерь в зацеплениях, иных видов потерь в гидромеханической передаче и других элементах машинного агрегата. Это вносит существенные погрешности в получаемые результаты.

6. Имеют место ошибки в формулах, направлении действия моментов сопротивления и точках их приложения. Так в формуле для i_{ij} перед отношением угловых скоростей не должен стоять знак минус ($i_{ij} = \omega_i / \omega_j$ по определению).

По зависимости для суммарной нагрузки на ведущих колесах M_{c45} имеются три следующих замечания.

1) Неясно, почему в ней присутствует коэффициент 0,5. Представленная схема соответствует полноприводной машине, у которой все колеса ведущие.

2) Неясно, к какому элементу схемы приложен указанный момент. Момент сопротивления качению ведущих колес должен прилагаться к колесам, а момент сопротивления подъему — к приведенной массе машины.

3) Момент, зависящий от коэффициента сопротивления качению f , всегда действует против движения, а момент, определяемый углом уклона дороги α , может действовать как сопротивление (подъем) и как активный момент (уклон). Поэтому объединять их в общую сумму неверно. Знак «±» должен относиться только к подъему (уклону), а не к сумме указанных моментов.

В.Б. Альгин,
д-р техн. наук, профессор