

УДК 629.33

## Оценка эффективности применения автоматической трансмиссии типа "гидротрансформатор — сцепление — коробка передач"

Д-р техн. наук Г. О. КОТИЕВ, инж-ры В. В. ВАСИЛЬЕВ, А. В. ГОРБАТОВСКИЙ  
(МГТУ им. Н. Э. Баумана, vasily11891@yandex.ru)

**Аннотация.** Представлено описание математической модели колесной машины с автоматической трансмиссией типа "гидротрансформатор — сцепление — коробка передач". Для сравнения этого типа трансмиссии с механической с таким же количеством передач и передаточными числами подобраны оптимальные для исследуемой машины характеристики гидротрансформатора. Приведены результаты моделирования движения колесной машины с указанными вариантами коробок передач в условиях с переменными сопротивлением и назначаемой водителем скоростью движения. Дана оценка эффективности применения гидромеханической трансмиссии.

**Ключевые слова:** гидротрансформатор, автоматическая коробка передач, сцепление, поток мощности, математическая модель, имитационное математическое моделирование, колесная машина.

## Estimation of use efficiency of automatic transmission of "torque converter — coupling — gearbox" type

G. O. KOTIYEV, V. V. VASILYEV, A. V. GORBATOVSKIY (N. E. Bauman Moscow State Technical University, vasily11891@yandex.ru)

**Summary.** The paper describes a mathematical model for wheeled vehicle with automatic transmission of "torque converter — coupling — gearbox" type. In order to compare this type of transmission and mechanical one with same number of gears and ratios, optimal characteristics of torque converter for considered vehicle are selected. The paper presents the results of simulation of wheeled vehicle moving for both variants of gearbox in conditions involving variable resistance and moving velocity assigned by driver. Efficiency of hydromechanical transmission use is estimated.

**Keywords:** torque converter, automatic gearbox, coupling, power flow, mathematical model, simulation modeling, wheeled vehicle.

Считается, что повышение подвижности колесных машин в условиях бездорожья в некоторой мере обеспечивается за счет переключений без разрыва потока мощности. Это достигается применением различных по сложности и стоимости конструкций коробок передач (КП). В планетарных гидромеханических передачах (ПГМП) достигается высокое качество переходного процесса переключения за счет использования высокотехнологичных и дорогостоящих элементов конструкции с высокоточным синхронным управлением. В КП с двойным сцеплением идут на удешевление конструкции за счет отказа от гидротрансформатора (ГДТ) и сокращения количества фрикционных пар до минимума, что приводит к необходимости еще более сложного, чем

в ПГМП, управления двигателем и КП. Отечественные автоматические коробки передач (АКП) с переключениями под нагрузкой из-за особенностей систем управления пока еще не обладают приемлемым уровнем надежности.

Проходимость также может быть повышена применением ГМП, выполненной по схеме "гидротрансформатор — сцепление — вальная коробка передач" (ГСК). Преимущества этого типа КП по сравнению с ПГМП заключаются в низкой стоимости производства, простоте технического обслуживания и ремонта. В плане проходимости и скорости переключений ГМП ГСК — это компромиссный вариант между механическими КП с разрывом потока мощности и ПГМП. Наличие ГДТ позволяет освободить сцепление от

его основной функции (буксование при начале движения колесной машины), снизить его массу и за счет этого ускорить синхронизацию. За счет ГДТ также можно осуществить раннее понижение передачи перед участком с большим сопротивлением, что в механической КП привело бы к большому буксованию сцепления и набору двигателем высоких оборотов. Поглощение энергии буксования гидротрансформатором позволяет сократить время замыкания сцепления.

На бездорожье или при динамичном движении для рационального использования мощности двигателя часто необходимо переключаться, минуя одну или более ступеней. В ПГМП в таких переключениях могут работать сразу четыре фрикциона — два включаются, два

выключаются. Задача синхронного управления в этом случае существенно усложняется, так как согласуются действия не двух, а четырех исполнительных элементов. В механических вальных АКП при таком переключении просто увеличивается время синхронизации без усложнения алгоритма.

По данным испытаний КП с ручным управлением [1], главное преимущество ГМП ГСК по сравнению с такой же КП, но без ГДТ — вдвое меньшее число переключений в ухудшенных дорожных условиях и на бездорожье. Это обусловлено расширением силового диапазона каждой передачи за счет ГДТ и тем, что в тяжелых условиях водитель выбирает передачу рациональнее, чем АКП, у которой отсутствует информация о следующем участке маршрута. Цель данной работы заключается в аналогичном сравнении двух вариантов КП, но не ручных, а автоматических.

В качестве объекта исследования выбрана полноприводная колесная машина с колесной формулой 6×6, полной массой 22 т, двигателем ЯМЗ-53622 и 8-ступенчатой КП.

Чтобы оценить, насколько сильно может повлиять на тягово-скоростные свойства применение ГМП ГСК вместо механической КП, синтезирована характеристика ГДТ, идеально подходящая под данную колесную машину (рис. 1). Кривая коэффициента трансформации в первом приближении принята кусочно-линейной с переходом на режим гидромукты при  $i = 0,95$ . Помимо общепринятых двух характерных точек совмещения характеристик двигателя и ГДТ (параболы 1 и 4 на рис. 1) для построения оптимальной кривой коэффициента момента насосного колеса использованы следующие положения.

1. Для повышения экономичности в тяжелых условиях параболы характеристик совмещения должны располагаться узким пучком с точками пересечения с внешней скоростной характеристикой в диапазоне оборотов минимального расхода топлива [2] (параболы 1 и 2 на рис. 1).

2. Для удобства маневрирования в легких условиях крутящий момент турбинного колеса не должен

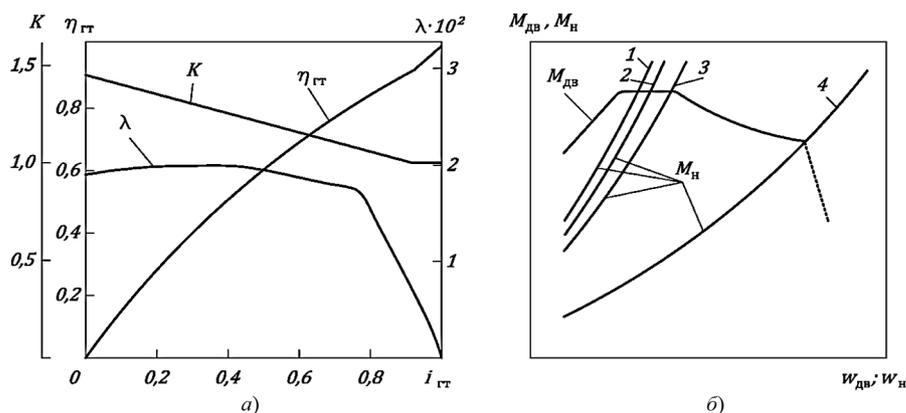


Рис. 1. Характеристики ГДТ (а) и характеристика совместной работы двигателя и ГДТ (б)

приводить к резкому старту с места при работе двигателя на холостых оборотах.

Формула для вычисления допустимого значения коэффициента момента насосного колеса  $\lambda_0$  на стоповом режиме:

$$\lambda_0 \approx \frac{M_{\psi}}{K_0 \rho g D_a^5 w_{xx}^2},$$

где  $M_{\psi}$  — приведенный к валу турбины крутящий момент сопротивления движению колесной машины без груза в легких условиях (горизонтальная твердая опорная поверхность);  $K_0$  — коэффициент трансформации на стоповом режиме;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости ГДТ;  $D_a$  — активный диаметр ГДТ;  $w_{xx}$  — частота холостого хода двигателя, соответствующая совмещению характеристик двигателя и ГДТ.

3. На режиме 70 % КПД ГДТ ( $\eta_{гт}$ ) должна сохраняться возможность преодоления максимального по техническим характеристикам колесной машины дорожного сопротивления, поэтому соответствующая парабола должна проходить в конце участка максимального момента двигателя (парабола 3 на рис. 1). Это также обеспечит возможность применения этой комбинации двигателя с ГДТ на колесной машине с большим сцепным весом и возможностью начинать движение на повышенных передачах.

На основании перечисленных положений получены характеристики ГДТ (см. рис. 1), подходящие под выбранную колесную машину. Потери на систему охлаждения ГДТ

ввиду сложности моделирования теплового состояния ГДТ были приняты постоянными, равными 8 % от мощности двигателя по аналогии с колесными машинами, на которых применено водомасляное охлаждение ГМП.

Моделирование двигателя предусматривает его работу на внешней скоростной характеристике, регуляторных ветвях и тормозном режиме. Регуляторные ветви характеристики двигателя аппроксимированы отрезками прямых с постоянными углами наклона относительно оси абсцисс. Во время переключения передач двигатель работает на неустановившемся режиме, вызванном как изменением положения регулятора, так и изменением нагрузки. Комплексным параметром, характеризующим изменение развиваемого двигателем крутящего момента, служит угловое ускорение коленчатого вала. Эффективный крутящий момент двигателя на неустановившемся режиме представляет собой функцию положения регулятора, угловой скорости и ускорения:

$$M_{дв} = f(h, w_{дв}, \dot{w}_{дв}).$$

Эту зависимость удобно представить в виде [3]:

$$M_{дв} = M_{дв}^y - \lambda_{дв} \dot{w}_{дв},$$

где  $M_{дв}^y$  — момент, определяемый из скоростной характеристики двигателя;  $\lambda_{дв}$  — коэффициент неустановившегося режима.

В тяжелых дорожных условиях переходные процессы при переключениях могут приводить к значи-

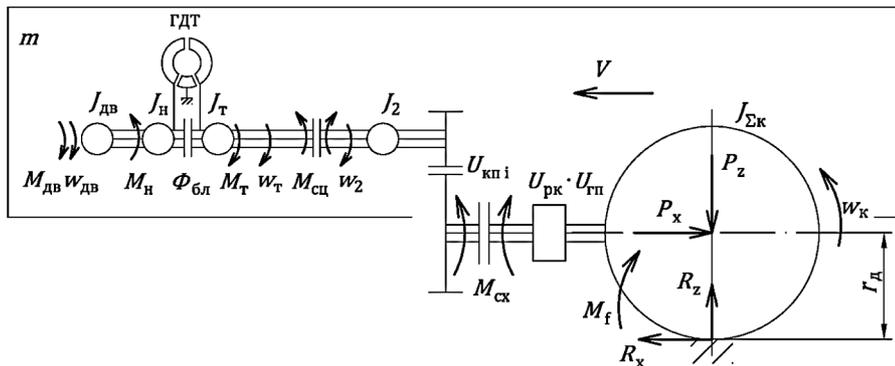


Рис. 2. Расчетная схема колесной машины с ГМП ГСК

тельными динамическим нагрузкам, поэтому особое внимание следует уделить моделированию процесса смены ступеней и выбору способа его реализации. Из работ по системам центральной синхронизации известно, что команда к замыканию зубчатой муфты подается заранее с учетом времени срабатывания привода, когда разница угловых скоростей равна некоторому расчетному значению их рассогласования. Расчетное рассогласование вычисляется по допущению о неизменности дорожного сопротивления и профиля дороги. Однако при движении по бездорожью такой алгоритм может привести к ударным нагрузкам, если за время, пока срабатывает привод, произошло изменение сопротивления или профиля дороги.

Применение центральной синхронизации возможно при достаточно высокой скорости срабатывания исполнительных механизмов, что обуславливает высокую стоимость привода [4]. В АКП с центральной синхронизацией включение зубчатых муфт всегда происходит с некоторым ударом, который на бездорожье может оказаться значительным и привести к сколам зубьев и большим динамическим моментам. С одной стороны, центральная синхронизация сокращает время разрыва потока мощности, с другой — не гарантирует на 100 % безударного включения. Чем хуже дорожные условия, тем больше вероятность получить ударные нагрузки в момент замыкания зубчатой муфты.

В тяжелых условиях безопаснее использовать классический алгоритм переключения (выключение сцепления, синхронизация, включение но-

вой передачи, замыкание сцепления) и адаптивные законы управления, максимально снижающие число переключений и их цикличность. В отличие от механической АКП, в ГМП ГСК из-за свойства "ведения" турбины ГДТ невозможно полностью исключить из конструкции синхронизаторы.

Исходя из сказанного выше, для сравнения механической АКП и ГМП ГСК выбран классический алгоритм переключения передач, и процесс разделен на следующие этапы:

- движение на  $i$ -й передаче;
- выключение сцепления;
- выключение  $i$ -й передачи;
- синхронизация;
- включение  $i \pm 1$ -й передачи;
- включение сцепления;
- движение на  $i \pm 1$ -й передаче.

Расчетная схема колесной машины с ГМП ГСК представлена на рис. 2.

Уравнения, описывающие динамику колесной машины на всех стадиях, кроме синхронизации, имеют вид:

$$(J_{дв} + J_{н}) \dot{w}_{дв} = M_{дв} - M_{н}; \quad (1)$$

$$J_{т} \dot{w}_{т} = M_{т} - M_{сц}; \quad (2)$$

$$\left( J_2 + \frac{J_{\Sigma_{тпк}}}{U_{тпi}^2 \eta_{тпi}} \right) \dot{w}_2 = M_{сц} - \frac{M_f + R_x r_{д}}{U_{тпi} \eta_{тпi}}; \quad (3)$$

$$(J_{\Sigma_{тпк}} + J_2 U_{тпi}^2 \eta_{тпi}) \dot{w}_к = M_{сц} U_{тпi} \eta_{тпi} - M_f - R_x r_{д}; \quad (4)$$

$$m \dot{v} = R_x - P_x;$$

$$R_x = \mu R_z;$$

$$R_z = P_z = mg;$$

$$\mu = \mu_{\max} \left( 1 - e^{-\frac{s}{s_0}} \right) \left( 1 + e^{-\frac{s}{s_1}} \right);$$

$$s = \frac{\omega_k r_{к0} - v}{\omega_k r_{к0}};$$

$$M_f = f m g r_{к0};$$

$$M_{т} = K(i_{тп}) M_{н};$$

$$M_{н} = \lambda(i_{тп}) \rho g D_a^5 w_{дв}^2;$$

$$i_{тп} = w_{т} / w_{дв},$$

где  $J_{дв}$ ,  $J_{н}$ ,  $J_{т}$ ,  $J_2$  — моменты инерции деталей двигателя, насосного колеса, турбинного колеса, ведомой части сцепления и кинематически связанных с ней деталей КП;  $J_{\Sigma_{тпк}}$  — суммарный момент инерции колес и части трансмиссии после выходного вала КП;  $M_{дв}$ ,  $M_{н}$ ,  $M_{т}$  — крутящие моменты двигателя, насосного колеса, турбинного колеса;  $w_{дв}$ ,  $w_{т}$ ,  $w_2$ ,  $w_к$  — соответствующие индексам угловые скорости;  $M_{сц}$  — момент, передаваемый сцеплением;  $M_f$  — момент сопротивления качению колес;  $f$  — коэффициент сопротивления качению колеса;  $U_{тпi}$  — передаточное число трансмиссии на  $i$ -й передаче в КП;  $m$  — масса колесной машины;  $v$  — скорость колесной машины;  $R_x$  — продольная реакция в контакте с опорной поверхностью;  $r_{д}$  — динамический радиус колеса;  $\mu$  — коэффициент взаимодействия (сцепления) колеса с опорной поверхностью;  $R_z$  — нормальная реакция опорного основания;  $P_z$  — сила тяжести колесной машины, приведенная к колесу;  $s$  — коэффициент скольжения;  $s_0$ ,  $s_1$  — константы, определяющие вид кривой  $\mu(s)$ ;  $r_{к0}$  — радиус чистого качения колеса;  $\mu_{\max}$  — коэффициент взаимодействия колеса с опорной поверхностью при  $s \rightarrow \infty$ ;  $P_x$  — сумма внешних сил сопротивления;  $K$  — коэффициент трансформации ГДТ;  $i_{тп}$  — передаточное отношение ГДТ;  $\lambda$  — коэффициент момента насосного колеса ГДТ.

На этапе синхронизации уравнения (1)–(4) заменяются следующими:

$$J_{т} \dot{w}_{т} = M_{т}; \quad (5)$$

$$J_2 \dot{w}_2 = -\frac{M_{сх}}{U_{кпi \pm 1}} \times \text{sign} \left( \frac{w_2}{U_{кпi \pm 1}} - \frac{w_{к}}{U_{гп} U_{рк}} \right);$$

$$J_{\Sigma \text{тp к}} \dot{w}_{к} = M_{сх} U_{гп} U_{рк} \eta_{гп} \eta_{рк} \times \text{sign} \left( \frac{w_2}{U_{кпi \pm 1}} - \frac{w_{к}}{U_{гп} U_{рк}} \right) - M_f - R_x r_d,$$

где  $M_{сх}$  — синхронизирующий момент;  $U_{кпi \pm 1}$  — передаточное число включаемой в КП передачи;  $U_{гп}$ ,  $U_{рк}$  — передаточные числа главной передачи и раздаточной коробки.

В связи с низкими преобразующими свойствами ГДТ и малой длительностью (около 0,5 с) процесс блокировки фрикциона ГДТ ( $\Phi_{бл}$  на рис. 2) условно принят мгновенным. Уравнения (1) и (2) при заблокированном ГДТ заменяются одним уравнением:

$$(J_{дв} + J_{н} + J_{т}) \dot{w}_{дв} = M_{дв} - M_{сц};$$

уравнение (5) — следующим:

$$(J_{дв} + J_{н} + J_{т}) \dot{w}_{дв} = M_{дв}.$$

Моделирование процессов размыкания и замыкания сцепления проводилось по рекомендациям, данным в работе [5]. Зависимость нарастания (снижения) момента трения в сцеплении принята экспоненциальной [6]:

$$M_{сц}^{разм}(t) = M_{сц}^{max} e^{-k_1 t};$$

$$M_{сц}^{зам}(t) = M_{сц}^{max} (1 - e^{-k_2 t}),$$

где  $M_{сц}^{разм}$ ,  $M_{сц}^{зам}$  — моменты трения при выключении и включении сцепления;  $M_{сц}^{max}$  — максимальное значение момента трения;  $k_1$ ,  $k_2$  — коэффициенты, характеризующие падение и нарастание момента трения в сцеплении;  $t$  — время.

Время выключения сцепления принято равным 0,15 с [7]. Время замыкания сцепления (1 с) принято одинаковым для обоих вариантов КП, хотя на практике у ГМП ГСК при разблокированном ГДТ этот период может быть меньше.

Для имитации тяжелых условий движения с переменным сопротивлением моделирование проводилось

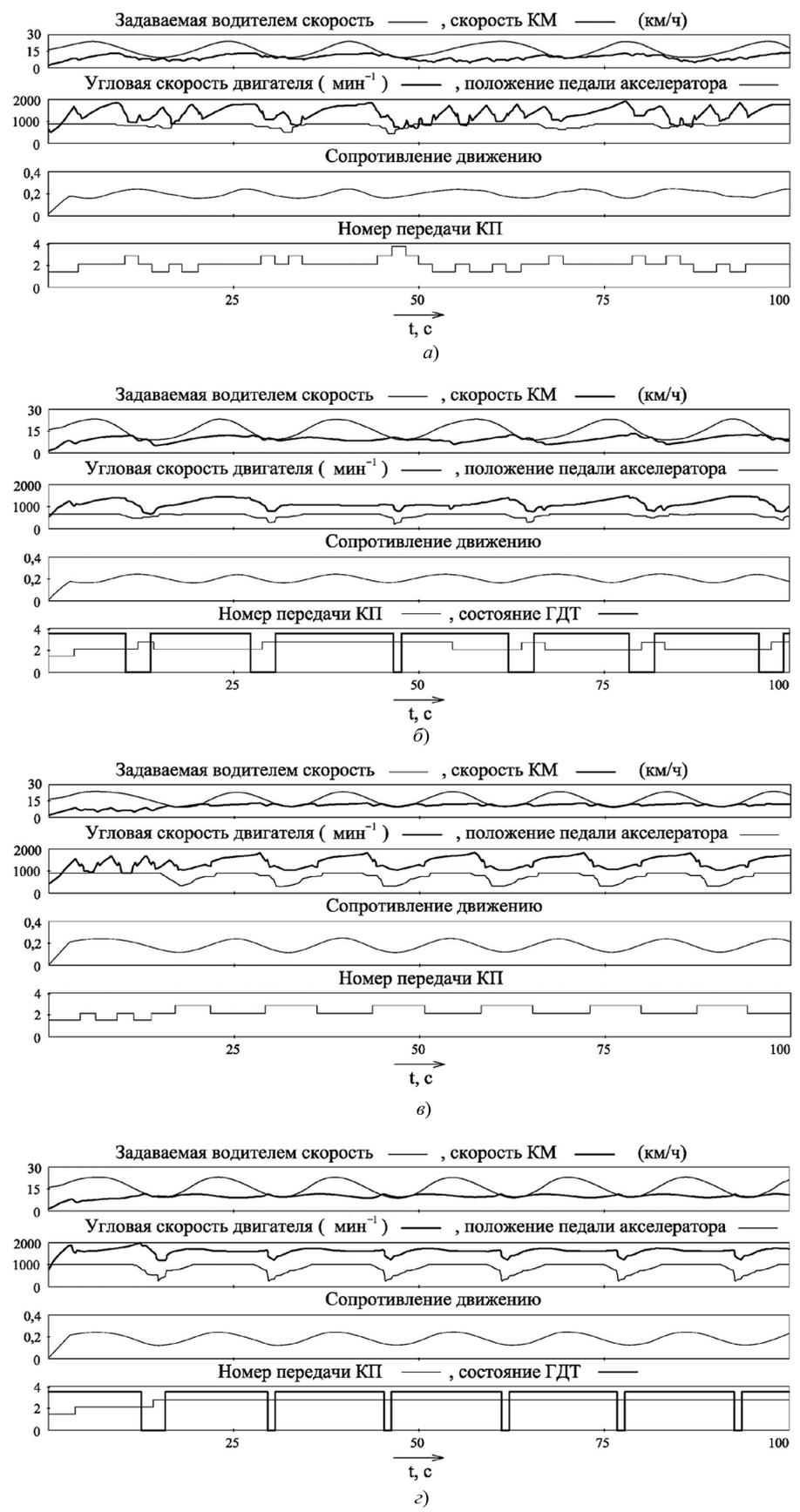


Рис. 3. Результаты расчетов в среде MatLab Simulink:

а — механическая АКП, условия № 2; б — ГМП ГСК, условия № 2; в — механическая АКП, условия № 8; г — ГМП ГСК, условия № 8

### Условия движения и результаты моделирования

Вариант условий	Диапазон $y(s)$	Диапазон $V(s)$ , км/ч	Разность фаз $y(s)$ и $V(s)$	ГМП ГСК	Механическая АКП	ГМП ГСК	Механическая АКП	Прирост (+) или снижение (-) средней скорости, %
				Число переключений + число блокировок ГДТ		Средняя скорость, км/ч		
1	0,16–0,24	9–17	$\pi$	15 + 7	34	8,78	8,24	+6,6
2		9–23		10 + 6	31	9,22	8,75	+5,4
3	0,12–0,24	9–17		15 + 7	40	9,4	8,03	+17,1
4		9–23		19 + 5	41	8,35	8,35	0
5	0,16–0,24	9–17	0	13 + 6	38	8,39	7,34	+14,3
6		9–23		10 + 6	32	9,11	8,35	+9,1
7	0,12–0,24	9–17		2 + 7	19	9,61	9,72	-1,1
8		9–23		2 + 6	17	9,83	10,22	-3,8

с гармонически изменяющимся по длине пути  $s$  сопротивлением  $y(s)$  и желаемой скоростью  $V(s)$ . Амплитуды  $y(s)$  и  $V(s)$  выбраны по динамической характеристике колесной машины с механической трансмиссией так, чтобы движение происходило в области от 2-й до 4-й передачи. Частота изменения сопротивления и желаемой скорости подобрана исходя из статистических данных по испытаниям транспортных машин [8] и соответствует 15 повторениям за 1 км пути.

Разнообразие дорожных условий в указанном диапазоне сопротивлений обеспечено за счет варьирования амплитуд  $y(s)$ ,  $V(s)$  и разности фаз соответствующих синусоид. Каждый из трех факторов разделен на два уровня, общее число вариантов условий — восемь, продолжительность моделирования для каждого варианта — 100 с. Управление водителя педалью акселератора моделировалось с применением аппарата нечеткой логики. Законы переключений передач и блокирования ГДТ получены исходя из критерия обеспечения максимальной скорости.

В алгоритм также заложены ограничения:

— запрет на переключение ранее, чем спустя 1,5 с после конца предыдущего переключения;

— запрет на переключение вверх при отсутствии запаса ускорения на соответствующей передаче; малый

интервал времени между двумя переключениями обусловлен тем, что при больших значениях происходила потеря скорости колесной машины в условиях увеличивающегося сопротивления.

Данные об условиях движения и результаты моделирования представлены в таблице. На рис. 3 приведены примеры результатов расчетов в среде MatLab Simulink.

#### Заключение

Как видно из таблицы, число переключений у автоматической ГМП ГСК существенно меньше, чем у механической АКП. Средняя скорость с ГМП ГСК не ниже или выше, чем у варианта с механической АКП. Затраты энергии, связанные с ГДТ, компенсировались меньшим числом разрывов потока мощности. При эксплуатации в нетяжелых условиях, когда ГДТ редко используется, доля этих потерь значительно меньше, но средняя скорость колесной машины ввиду относительно нечастых переключений несколько ниже, чем у колесной машины с механической АКП.

По результатам исследования можно сделать вывод о том, что создание автоматической ГМП ГСК — перспективная задача в плане снижения стоимости трансмиссий (по сравнению с ПГМП), сокращения числа переключений и повышения

средней скорости движения в тяжелых условиях с переменным сопротивлением.

#### Литература и источники

1. **Стаскевич С. Г.** и др. Диапазонная гидропередача МЗКТ для автомобиля полной массой 45 т // Автомобильная промышленность. — 2004, № 3.
2. **Выборнов Э. П., Румянцев Л. А.** Гидротрансформатор для ГМП большой мощности // Автомобильная промышленность. — 2013, № 8.
3. **Ждановский И. С.** и др. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1974.
4. **Антипенко Г. Л., Тарасик В. П.** Состояние и перспективы развития трансмиссий мобильных машин // Автомобильная промышленность. — 2014, № 3.
5. **Горбатовский А. В.** и др. Исследование разгона автомобиля КАМАЗ-4308 с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления в трансмиссии // Известия МГТУ "МАМИ". — 2015, № 2 (24), т. 1.
6. **Геккер Ф. Р.** Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. — М.: Машиностроение, 1983.
7. **Румянцев Л. А.** и др. Диапазонная гидропередача для автомобилей большой грузоподъемности // Автомобильная промышленность. — 1984, № 11.
8. **Савочкин В. А., Дмитриев А. А.** Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. — М.: Машиностроение, 1993.