

УДК 629.113-585

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ**

Инж. ФИЛИМОНОВ А. А., канд. техн. наук, доц. КУСЯК В. А.

Белорусский национальный технический университет

При конструировании автоматизированных систем переключения передач (АСПП) возникает вопрос об их эффективности в зависимости от различных законов переключения передач (ЗПП), заложенных в алгоритм работы АСПП. ЗПП представляет собой сочетание определенных, так называемых информационных параметров, при котором должно осуществляться переключение. В качестве информационных параметров используются скорость транспортного средства (ТС), положение педали управления двигателем, ускорение транспортного средства и др. [1–3].

Закон переключения, индивидуальный для каждой передачи, получен аппроксимацией внешней и частичных характеристик двигателя и представлен полиномом 2-й степени вида

$$\omega = K_0 + K_1\alpha + K_2\alpha^2, \quad (1)$$

где K_0 , K_1 , K_2 – числовые коэффициенты; α – положение органа управления топливоподачей, %; ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя, при которой должно происходить переключение на высшую (низшую) передачу.

Для исследования влияния законов переключения передач на эффективность работы АСПП создана имитационная модель ТС с автоматизированным силовым агрегатом (двигатель, сухое фрикционное сцепле-

ние, механическая коробка передач). Модель позволяет переключать передачи как в автоматическом, так и в командном (ручном) режимах.

Схема динамической модели транспортного средства, используемой для моделирования его движения, приведена на рис. 1.

На схеме обозначены: J_d – момент инерции вращающихся частей двигателя и ведущей части сцепления; J_T – то же трансмиссии и ведущих колес; J_a – то же маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе ТС, а также ведомых колес; φ_d , φ_k , φ_a – угловые перемещения соответственно коленчатого вала двигателя, ведущих и ведомых колес; M_d , $M_{сц}$, M_φ – моменты соответственно двигателя, трения сцепления, сцепления ведущих колес с дорогой; M_B – момент сопротивления воздуха; $M_{л1}$, $M_{л2}$ – то же дороги на ведущих и ведомых колесах; $M_{т1}$, $M_{т2}$ – тормозные моменты на ведущих и ведомых колесах; $U_{тр}$ – передаточное число трансмиссии,

$$U_{тр} = U_{кп} U_{рк} U_0,$$

где $U_{кп}$, $U_{рк}$, U_0 – передаточные числа коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи.

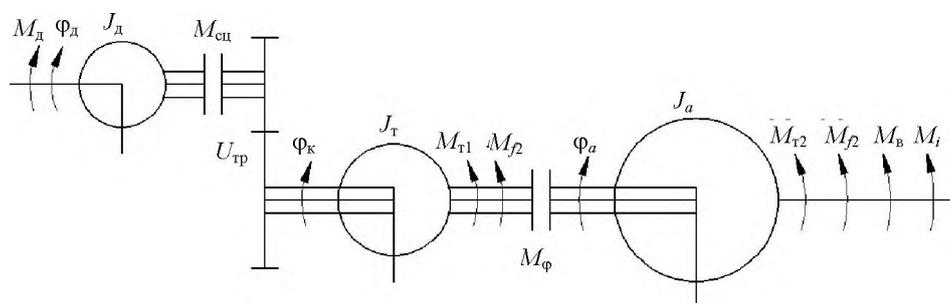


Рис. 1. Схема динамической модели ТС

Математическое описание представлено единой системой логико-дифференциальных уравнений (2), учитывающей все возможные структурные состояния динамической модели [4]. Это достигается использованием логических переключателей L_1 , L_2 и функций переключения P_1 , P_2 :

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_d &= \frac{M_d - M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_d - \omega_k U_{\text{тр}})(1-L_1)(1-P_1) - (M_{\text{т1}} + M_{f1})L_1 P_1 / U_{\text{тр}} - M_{\phi} \text{sign}(\omega_k - \omega_a) \times}{J_d + (J_T + J_a L_2)L_1 U_{\text{тр}}^2} \dots \rightarrow \\ &\rightarrow \dots \frac{\times(1-L_2)L_1(1-P_2)/U_{\text{тр}} - (M_{\text{т2}} + M_{f2} + M_B + M_i)L_2 L_1 P_2 P}{J_d + (J_T + J_a L_2)L_1 U_{\text{тр}}^2}; \\ \dot{\omega}_k &= \frac{M_d L_1 P U_{\text{тр}} + M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_d - \omega_k U_{\text{тр}})(1-L_1)(1-P_1)U_{\text{тр}} - (M_{\text{т1}} + M_{f1}) -}{J_d L_1 / U_{\text{тр}}^2 + J_T + J_a L_2} \dots \rightarrow \\ &\rightarrow \dots \frac{-M_{\phi} \text{sign}(\omega_k - \omega_a)(1-L_2)(1-P_2) - (M_{\text{т2}} + M_{f2} + M_B + M_i)L_2 P_2}{J_d L_1 / U_{\text{тр}}^2 + J_T + J_a L_2}; \quad (2) \\ \dot{\omega}_a &= \frac{(M_d U_{\text{тр}} - M_{\text{т1}} - M_{f1})L_1 P L_2 P_2 + (M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_d - \omega_k U_{\text{тр}})U_{\text{тр}} - M_{\text{т1}} - M_{f1})(1-L_1)(1-P_1)L_2 P_2 +}{(J_d L_1 / U_{\text{тр}}^2 + J_T)L_2 + J_a} \dots \rightarrow \\ &\rightarrow \dots \frac{+M_{\phi} \text{sign}(\omega_k - \omega_a)(1-L_2)(1-P_2) - (M_{\text{т2}} + M_{f2} + M_B + M_i)}{(J_d L_1 / U_{\text{тр}}^2 + J_T)L_2 + J_a}; \\ L_1 &= \begin{cases} 1, \omega_d = \omega_k; \\ 0, \omega_d \neq \omega_k; \end{cases} \quad L_2 = \begin{cases} 1, \omega_k = \omega_a; \\ 0, \omega_k \neq \omega_a; \end{cases} \\ P_1 &= 0,5 \left[1 + \text{sign} \left(M_{\text{сц}} - |M_d + J_d \dot{\omega}_d| \right) \right]; \\ P_2 &= 0,5 \left(1 + \text{sign} \left[M_{\phi} - \right. \right. \\ &\left. \left. \begin{array}{l} \left((M_d + J_d \dot{\omega}_d)U_{\text{тр}} + J_T \dot{\omega}_k - M_{\text{т1}} - M_{f1} \right) L_1 + \\ \left(M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_d - \omega_k U_{\text{тр}})U_{\text{тр}} + J_T \dot{\omega}_k - M_{\text{т1}} - M_{f1} \right) \times \\ \times (1-L_1) \end{array} \right] \right). \end{aligned}$$

Для интегрирования системы (2) необходимо задать моменты внешних воздействий, момент трения сцепления и момент сцепления ведущих колес с дорогой.

Крутящий момент двигателя M_d определяется как функция угловой скорости коленчатого вала двигателя и положения педали подачи топлива, т. е. $M_d = f(\omega_d, \alpha_d)$. В процессе счета текущее значение крутящего момента находится с помощью линейной интерполяции по заданным внешней и частичным скоростным характеристикам при работе двигателя в тяговом режиме. А при работе двигателя в тормозном режиме – по характеристике механических потерь.

При определении КПД трансмиссии учитываем только механические потери, пренебрегаем гидравлическими потерями и используем осредненные значения КПД передач.

Момент трения сцепления

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{сц0}}(1 - e^{-K_c t}),$$

где $M_{\text{сц0}}$ – максимальный момент трения сцепления, Н·м; K_c – темп включения сцепления, с^{-1} ; t – время после начала включения, с.

Темп включения сцепления увеличивается при переходе на следующую высшую передачу.

Момент сцепления ведущих колес с дорогой M_{ϕ} для ТС, имеющего в качестве ведущих задние колеса:

$$M_{\phi} = \phi R_{Z2} r_k,$$

где ϕ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой; r_k – радиус качения колеса, м; R_{Z2} – нормальная реакция дороги задней оси, Н.

Моменты сопротивления дороги на ведущих и ведомых колесах M_{f1} , M_{f2} :

$$M_{f1} = G_1 \psi r_k;$$

$$M_{f2} = G_2 \psi r_k,$$

где G_1 , G_2 – вес, приходящийся на ведущие и ведомые колеса, Н; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$$\psi = (f_0 + f_1 v_a + f_2 v_a^2) \cos \alpha_{\text{дор}} + \sin \alpha_{\text{дор}},$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению шины, катящейся с постоянным радиусом; f_1 , f_2 – коэффициенты, зависящие от системы

подрессоривания и микропрофиля дороги; v_a – скорость ТС, км/ч; $\alpha_{\text{дор}}$ – угол наклона продольного профиля дороги.

Момент сопротивления воздуха

$$M_B = K_B A_B v_a^2 r_k,$$

где K_B – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; A_B – лобовая площадь, м²; v_a – скорость ТС, м/с.

Тормозные моменты на ведущих и ведомых колесах M_{T1} , M_{T2} могут изменяться в зависимости от интенсивности торможения, но их максимальные значения ограничиваются по условию сцепления колес с дорогой:

$$M_{T1} = \varphi R_{Z2} r_k;$$

$$M_{T2} = \varphi R_{Z1} r_k,$$

где R_{Z2} , R_{Z1} – нормальные реакции дороги задней и передней оси ТС, Н.

В целом имитационная модель реализует логику действий водителя по управлению ТС в процессе движения по маршруту и позволяет производить анализ динамики движения автомобиля при случайных внешних воздействиях.

Отличительная особенность разработанного программного обеспечения – возможность моделирования не только в машинном масштабе времени, но и в режиме реального масштаба времени [5]. Исследователь получает информацию о процессе движения визуально посредством виртуальной панели приборов (рис. 2), отображаемой на экране компьютера.



Рис. 2. Общий вид экрана

При этом действия водителя по управлению автомобилем могут имитироваться с помощью клавиатуры, что дает возможность оценить работу АСПП при широком спектре воздействий со стороны водителя, в том числе неправильных действиях, например при ошибочном выборе передачи в командном режиме или одновременном нажатии на педали тормоза и управления топливоподачей двигателя.

Для оценки качества и эффективности работы АСПП в автоматическом и командном

режимах (реализованы различные ЗПП) предлагается использовать такие показатели, как время прохождения и средняя скорость движения на участке, число переключений передач, скорость в конце участка, расход топлива, удельная производительность [1]. В роли основного из перечисленных показателей принята удельная производительность – комплексный показатель, учитывающий массу перевезенного груза, среднюю скорость и расход топлива:

$$W_{уд} = \frac{m_n v_{cp}}{Q_{cp}}, \text{ г} \cdot \text{км}^2 / (0,01 \text{ л} \cdot \text{ч}), \quad (3)$$

где m_n – масса полезной нагрузки, кг; v_{cp} – средняя скорость движения, км/ч; Q_{cp} – средний расход топлива, л/100 км.

Возможности имитационной модели при использовании моделирования в реальном

масштабе времени иллюстрирует описанный ниже эксперимент. В эксперименте была воспроизведена реальная дорожная ситуация по преодолению затяжного подъема протяженностью 900 м с уклоном 5 %. В качестве моделируемого ТС был взят автопоезд в составе седельного тягача МАЗ-544008 с полуприцепом (табл. 1).

Таблица 1

Основные технические характеристики автопоезда

Параметр	Тип, модель, величина
Полная масса, кг	40000
Двигатель	ЯМЗ 7511.10, дизельный с турбонаддувом
Макс. мощность, кВт (об/мин)	294 (1900)
Макс. крутящий момент, Н·м (об/мин)	1715 (1200–1400)
Коробка передач	МАЗ-543205, 9-ступенчатая
Передаточные числа коробки передач	10,08; 6,13; 4,51; 3,5; 2,78; 1,75; 1,29; 1,0; 0,795
Передаточное число главной передачи	3,86
Размерность шин	315/80 R22.5

Перед началом уклона автопоезд двигался с установившейся скоростью 70 км/ч, предварительно разогнавшись на участке 1000 м. При движении на подъем ставилась цель минимизации потери скорости для того, чтобы тяжелый автопоезд не стал помехой для более динамичных участников движения. Поэтому движение осуществлялось с полным нажатием на педаль подачи топлива.

Результаты моделирования, отображающие основные параметры движения на участке подъема при командном и автоматическом режимах работы АСПП, представлены на рис. 3. Итоговые (оценочные) показатели движения на участке приведены в табл. 2.

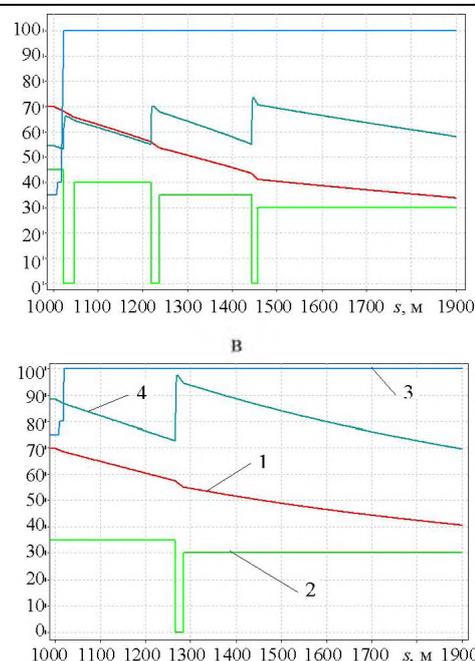
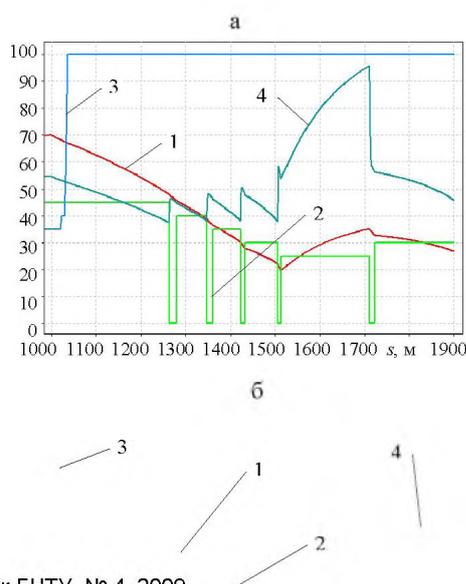


Рис. 3. Графики моделирования движения на участке: а – в командном режиме («неквалифицированный водитель»); б – в автоматическом режиме («автомат»); в – в командном режиме («водитель высокой квалификации»): 1 – v , км/ч; 2 – $NG \times 5$; 3 – Ad , %; 4 – $Nd \times 0,05$, об/мин

Из ряда выполненных при помощи имитационной модели заездов можно выделить три типичных, условно названных:

- 1) «неквалифицированный водитель»;
- 2) «автомат»;
- 3) «водитель высокой квалификации».

В первом случае имел место неверный для достижения поставленной цели выбор передач водителем (т. е. оператором ЭВМ). Во втором случае выбор передач осуществлялся не водителем, а АСПП по заложенным законам переключения передач. В третьем случае выбор передач водителем был самым эффективным. Это было установлено опытным путем после анализа всех выполненных заездов. На графиках: v – скорость; NG – номер включенной передачи; Ad – положение педали подачи топлива, Nd – частота вращения коленчатого вала двигателя.

В случае «неквалифицированного водителя» (рис. 3а) движение осуществлялось «внатяг», т. е. переход на низшую передачу водитель, не желая работы двигателя на повышенных оборотах, стремился осуществить как можно позже, надеясь «дотянуть» до конца подъема. Однако это вызвало слишком большую потерю скорости, что заставило включить пятую передачу уже через 500 м после начала

подъема. Кроме того, число переключений получилось наибольшим, вследствие чего увеличилось время движения с разрывом потока мощности. Как видно из табл. 2, средняя скорость при движении на подъем получилась наименьшей, что дало в результате низкую удельную производительность (меньше на 25,6 % варианта «водитель высокой квалификации»), несмотря на самый низкий расход топлива.

В случае «водитель высокой квалификации» (рис. 3в) был осуществлен заблаговременный переход на седьмую передачу, а в конце участка автопоезд двигался на шестой передаче. Выбранные передачи позволили поддержать максимальную силу тяги на ведущих колесах, что в итоге дало наибольшую среднюю скорость на участке при некотором ухудшении топливной экономичности. Однако производительность автопоезда оказалась в этом случае максимальной.

Таблица 2

Итоговые показатели движения автопоезда на маршруте

Заезд	Скорость в конце участка, км/ч	Время прохождения участка, с	Средняя скорость, км/ч	Число переключений передач	Средний расход топлива, л/100 км	Удельная производительность, т·км ² /(0,01 л·ч)
1	26,7	91,4	35,4	5	117,9	7,101
2	33,8	73,1	44,3	3	118,8	8,819
3	40,6	63,7	50,9	1	126,1	9,546

Движение на подъем в автоматическом режиме работы АСПП иллюстрирует рис. 3б. Момент переключения и номер включаемой передачи определялись согласно заложенным в алгоритм работы АСПП законам переключения передач, т. е. не зависели от водителя. Следует отметить, что этот вариант на 7,6 % хуже варианта «квалифицированный водитель» по удельной производительности, однако с точки зрения топливной экономичности имеет по сравнению с ним преимущество в 5,8 % (табл. 2).

ВЫВОД

На рассмотренном примере показана эффективность практического применения имитационной модели, работающей в режиме реального времени для оценки эффективности

законов переключения передач. В перспективе имеется возможность существенно улучшить эффективность работы АСПП в автоматическом режиме (режиме «автомат»), запрограммировав в алгоритм переключения передач оптимальные законы переключения. Получить последние возможно путем решения задачи синтеза ЗПП методом многокритериальной параметрической оптимизации, что потребует, наряду с имитационной моделью, разработки комплексной оптимизационной модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руктешель, О. С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач транспортных средств: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / О. С. Руктешель. – Минск, 1987. – 503 с.

2. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления транспортными средствами / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 512 с.

3. **Крайнык, Л. В.** Основы теории и синтеза оптимального управления гидромеханическими передачами автомобилей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / Л. В. Крайнык. – Киев, 1995. – 364 с.

4. **Кусяк, В. А.** Применение гибридных функций и переключателей при разработке математических моде-

лей / В. А. Кусяк // Материалы междунар. мат. конф., Гомель, 20–21 мая 1999 г. – Гомель, 1999. – С. 35–36.

5. **Филимонов, А. А.** Моделирование движения автомобиля в реальном масштабе времени / А. А. Филимонов, О. С. Руктепель // Автотракторный факультет на грани столетий: сб. докл.; под ред. Н. М. Капустина. – Минск, 2002. – 6 с.

Поступила 21.11.2008