

МОДЕЛИРОВАНИЕ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Канд. техн. наук, доц. **РЫНКЕВИЧ С. А.**

Белорусско-Российский университет

Наиболее перспективным направлением совершенствования конструкций автомобилей является автоматизация управления. Она позволяет существенно повысить показатели эффективности автомобилей и качество процессов функционирования их механизмов и систем, обеспечить высокий технический уровень и конкурентоспособность. Как показывает опыт ведущих фирм в автомобилестроении, эти вопросы решаются путем создания адаптивных систем автоматизированного управления (АСАУ), использующих новые методы приема, обработки и представления информации [1, 2]. При этом возникает проблема синтеза соответствующих алгоритмов для таких систем, в решении которой важнейшим этапом является разработка математических моделей для исследования с помощью ЭВМ процессов функционирования АСАУ и имитации движения автомобилей с учетом реальных ограничений и различных ситуаций. Функциональная схема данной системы представлена на рис. 1. Основным ее элементом служит автомобиль, включающий такие механизмы, как двигатель, трансмиссию, ходовую часть, движитель. Автомобиль в процессе движения рассматривался как система с сосредоточенными параметрами, функционирующая в условиях внешней среды, оказывающей на систему многофакторные случайные воздействия [3].

Исследования проводились для карьерного автомобиля-самосвала БелАЗ-7555А грузоподъемностью 55 т, оснащенного дизельным двигателем мощностью 537 кВт и гидромеханической трансмиссией (ГМТ). ГМТ включает гидромеханическую коробку передач (ГМКП) с блокируемым гидродинамическим трансформатором (ГДТ).



Рис. 1. Функциональная модель адаптивной системы управления режимами автомобиля

Разработка модели осуществлялась с учетом необходимости получения зависимостей между показателями скоростных свойств, топливной экономичности, безопасности, качества переходных процессов в трансмиссии. В модели учтены нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, коэффициента трения дисков фрикционов, гидропривода управления включаемого и выключаемого фрикционов коробки передач, а также инерционные, упругие, диссипативные и трансформаторные параметры трансмиссии. Динамическая модель трансмиссии автомобиля приведена на рис. 2.

Она используется для получения базовых параметров характеристик управления переключением передач и блокированием ГДТ, обеспечивающих наилучшие тягово-скоростные показатели и топливную экономичность автомобиля при его движении. Модель может быть использована также при решении задач определения максимальных динамических моментов на валах трансмиссии и оценки тепловой напряженности фрикционных элементов управления ГМКП в процессе исследования переходных процессов и плавности.

На динамической модели (рис. 2) обозначены: M_d – момент двигателя; M_n и M_t – моменты насосного и турбинного валов гидротрансформатора соответственно; $M_{\phi 1}$ и $M_{\phi 2}$ – моменты

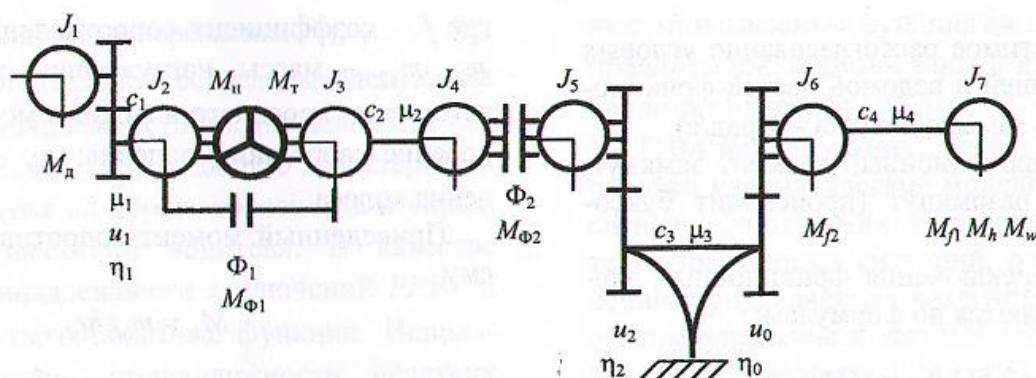


Рис. 2. Динамическая модель гидромеханической трансмиссии автомобиля

трения фрикционных элементов; $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{ф2}}$ – моменты сопротивления качению переднего и заднего мостов; $M_{\text{н}}$ и $M_{\text{в}}$ – приведенные моменты сопротивления подъему и воздуха; u_i и u_0 – передаточные числа зубчатых зацеплений (согласующего редуктора, коробки передач и главной передачи); η_i и η_0 – КПД зубчатых передач; J_i – параметры инерционных элементов (моменты инерции сосредоточенных масс); ω_i – угловые скорости соответствующих сосредоточенных масс (фазовые координаты); c_j – параметры упругих элементов (коэффициенты жесткости); μ_j – параметры диссипативных элементов (коэффициенты сопротивлений).

Упругий элемент c_1 учитывает упругие свойства турбинного вала ГДТ и входного вала согласующего редуктора, c_2 – входного вала коробки передач, c_3 – коробки передач, c_4 – выходного вала коробки, карданного вала, ведущей шестерни главной передачи, дифференциала, полуосей, колесной передачи и шин ведущих колес. Фрикционные элементы Φ_1 и Φ_2 учитывают физические свойства фрикционных муфт ГДТ и ГМКП. Преобразующие свойства согласующего редуктора, коробки передач и главной передачи отображены в модели зубчатыми зацеплениями с передаточными числами u_1 , u_2 и u_0 . Источниками внешних воздействий для рассматриваемой модели являются момент двигателя $M_{\text{д}}$, моменты сопротивления качению колес переднего $M_{\text{ф1}}$ и заднего $M_{\text{ф2}}$ мостов, приведенные к ведущим колесам моменты сопротивления подъему $M_{\text{н}}$ и сопротивления воздуха $M_{\text{в}}$.

Во время переходного процесса структура модели меняется в зависимости от того, в каком состоянии – замкнутом или разомкнутом –

находятся ее фрикционные элементы. Для каждого структурного состояния с помощью структурно-матричного метода [3] были составлены соответствующие системы уравнений движения сосредоточенных масс. Совокупность полученных уравнений образует математическую модель трансмиссии автомобиля, позволяющую определять состояние и характер движения сосредоточенных масс, моменты в упругих элементах механизмов трансмиссии:

$$\left\{ \begin{aligned} d\omega_1/dt &= [M_{\text{д}} - M_{y1}/(u_1\eta_1) - M_{\text{д1}}/(u_1\eta_1)]/J_1; \\ d\omega_2/dt &= [M_{y1} + M_{\text{д1}} - M_{\text{н}} - M_{\text{ФБн}} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_1) - (M_{y2} + M_{\text{д2}})L_1P_1]/(J_2 + J_3P_1); \\ d\omega_3/dt &= [(M_{y1} + M_{\text{д1}})L_1P_1 + M_{\text{т}} + M_{\text{ФБн}} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_1) - M_{y2} - M_{\text{д2}}]/(J_3 + J_2P_1); \\ d\omega_4/dt &= [M_{y2} + M_{\text{д2}} - M_{\text{Ф2}} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5) \times \\ &\times (1 - L_2) - (M_{y3} + M_{\text{д3}})L_2P_2/(u_2\eta_2)]/(J_4 + J_5P_2); \\ d\omega_5/dt &= [(M_{y2} + M_{\text{д2}})L_2P_2 + M_{\text{Ф2}} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5) \times \\ &\times (1 - L_2) - (M_{y3} + M_{\text{д3}})/(u_2\eta_2)]/(J_5 + J_4P_2); \\ d\omega_6/dt &= [(M_{y3} + M_{\text{д3}})/(u_0\eta_3) - M_{y4} - M_{\text{д4}} - M_{\text{ф2}}]/J_6; \\ d\omega_7/dt &= [M_{y4} + M_{\text{д4}} - M_{\text{ф1}} - M_{\text{н}} - M_{\text{в}}]/J_7. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Использование функций L_i и P_i позволяет сформировать единую систему дифференциальных уравнений и учесть изменение структуры модели во время переходных процессов.

Дискретные функции состояния фрикционных ГДТ и коробки передач описываются по формулам:

$$\left\{ \begin{aligned} L_1 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| > \Delta\omega; \end{cases} \\ L_2 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_4 - \omega_5| \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_4 - \omega_5| > \Delta\omega, \end{cases} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где $\Delta\omega$ – допустимое рассогласование угловых скоростей ведущей и ведомой частей фрикциона в момент его замыкания ($\Delta\omega = 1$ рад/с).

При $L = 1$ фрикционный элемент замкнут, при $L = 0$ – разомкнут (происходит буксование).

Функции переключения фрикционных элементов определяются по формулам:

$$P_1 = 0,5[1 + \text{sign}(M_{\text{ФБл}} - |(M_{y2} + M_{d2}) + J_3 \dot{\omega}_3|)]; \quad (3)$$

$$P_2 = 0,5[1 + \text{sign}(M_{\text{Ф2}} - |(M_{y3} + M_{d3})/(u_2 \eta_2) + J_5 \dot{\omega}_5|)]. \quad (4)$$

При $P = 1$ фрикционные элементы замкнуты, а при $P = 0$ – размыкаются, и начинается их пробуксовка.

При исследовании переходных процессов упругие и диссипативные элементы системы приняты линейными. Физические свойства линейных упругих элементов описаны следующими уравнениями:

$$\begin{cases} dM_{y1}/dt = c_1(\omega_1/u_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt = c_2(\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3}/dt = c_3(\omega_5/u_2 - \omega_6 u_0); \\ dM_{y4}/dt = c_4(\omega_6 - \omega_7). \end{cases} \quad (5)$$

Уравнения диссипативных элементов аналогичны (5), только в их левой части записывается момент диссипативного элемента M_{dj} , а в правой – вместо коэффициента жесткости c_j используется коэффициент сопротивления μ_j . Например, уравнение для определения момента второго диссипативного элемента имеет вид

$$M_{d2} = \mu_2(\omega_3 - \omega_4). \quad (6)$$

Для решения полной системы дифференциальных уравнений (1), (5) необходимо располагать характеристиками внешних воздействий. Для математического описания характеристик двигателя и гидродинамического трансформатора использовались соответствующие регрессионные модели.

Моменты сопротивления качению вычисляются по формулам:

$$M_{f1} = f m_{a1} g r_{k0}; \quad M_{f2} = f m_{a2} g r_{k0}, \quad (7)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; m_{a1} , m_{a2} – массы, нагружающие колеса соответственно переднего и заднего мостов; g – ускорение свободного падения; r_{k0} – радиус качения колеса.

Приведенный момент сопротивления подъему

$$M_h = m_a g h r_{k0}, \quad (8)$$

где m_a – масса автомобиля; h – продольный уклон дороги.

Приведенный момент сопротивления воздуха

$$M_w = k_w A_n v^2 r_{k0}, \quad (9)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха; A_n – лобовая площадь автомобиля; v – скорость автомобиля.

Типовой маршрут движения автомобиля моделируется в виде совокупности участков дороги, каждый из которых характеризуется продольным уклоном h_i , коэффициентом сопротивления качению f_i , коэффициентом сцепления ϕ_i , радиусом кривизны участка дороги в плане $r_{yчi}$, ограничением скорости $v_{огрi}$. При моделировании принято, что каждый участок имеет постоянное значение уклона дороги h . Уклон может быть положительным (подъем дороги), отрицательным (спуск) или равным нулю (горизонтальный участок дороги). Для автосамосвала БелАЗ-7555 в качестве типового принят маршрут движения карьерных самосвалов в Николаевском карьере АО «ВКМХК» (Казахстан), где эксплуатируются автомобили данного типа.

При исследовании использованы следующие информационные переменные, являющиеся выходными параметрами управляемых АСАУ механизмов: скорость автомобиля v , положения педалей акселератора γ_a и тормоза γ_t , номер включенной передачи N_n , скорости изменения положения педалей акселератора $\dot{\gamma}_a$ и тормоза $\dot{\gamma}_t$, ускорение (замедление) $\dot{v}$ автомобиля и величина уклона h продольного профиля опорной поверхности дороги. Для формализации и описания информационных переменных использовался математический аппарат теории нечетких множеств (ТНМ) [4]. С помощью функций принадлежности предпосылок IR , IZ , $BNPA$, $BNPT$, VU , приведенных в [4, 5], описа-

ны информационные переменные γ_a , γ_t , $\dot{v}$, $\dot{\gamma}_a$, $\dot{\gamma}_t$, h . Дополнительно составлены следующие функции принадлежности предпосылок: IP , KP , $BOPA$, $BOPT$, VP , описывающие характеристики движущегося на дороге транспорта и управляющих воздействий водителя. В качестве функций принадлежности заключений $PPVV$ и $PPVN$ приняты Λ -образные функции. Используемые функции принадлежности нечетких множеств имеют следующий физический смысл: IR и IZ – интенсивность разгона и замедления; $BNPA$ и $BNPT$ – темп нажатия на педали акселератора и тормоза; $BOPA$ и $BOPT$ – темп отпускания педали акселератора и тормоза; VP – время перемещения ноги с педали акселератора на педаль тормоза; VU – величина уклона; IP – интенсивность транспортных потоков; KP – количество полос движения; $PPVV$ и $PPVN$ – программные значения (пороговые значения скоростей) переключений соответственно на высшие и низшие передачи. Следует отметить, что информационные перемен-

ные, описываемые функциями принадлежности предпосылок, нормированы и их значения принадлежат интервалу $[0, 1]$.

ТНМ использовалась также в процессе разработки математической модели формирования сигналов управления и моделирования характеристик типовых ситуаций, реальных ограничений и управляющих воздействий водителя на органы управления автомобилем. С помощью нечетких множеств PA , PT , $BNPA$, $BNPT$, $BOPA$, $BOPT$, VP и их лингвистических переменных описываются характеристики различных оттенков процессов воздействия на педали акселератора и тормоза (степень и темп нажатия). Для учета ситуаций, влияющих на безопасность движения и эффективность АСАУ, используются такие характеристики, как интенсивность транспортных потоков, количество полос движения, административные ограничения, пешеходы, возможные препятствия и помехи (механические, физические, психофизиологические), а также характеристики внешней среды и профиля опорной поверхности дороги (табл. 1).

Таблица 1

Основные типовые ситуации и их характеристики

Ситуация, характеристика	Физический процесс	Лингвистические переменные	Функции принадлежности
Основные типовые ситуации			
Разгон	Увеличение скорости движения с восходящими переключениями передач	Слабый, умеренный, интенсивный	PA , $BNPA$, $BOPA$, IR
Замедление	Уменьшение скорости, как правило, без применения тормозных механизмов	Слабое, незначительное, значительное	PT , $BNPT$, $BOPT$, IZ
Торможение	Уменьшение скорости с применением тормозных механизмов	Притормаживание (слабое), служебное (среднее), экстренное (интенсивное)	PT , $BNPT$, $BOPT$, IZ
Интенсивность транспортных потоков	Концентрация АТС на полосах движения	Очень малая, малая, средняя, не большая, не очень большая, очень большая	IP
Наличие помех движению	Придорожные здания, сооружения, пешеходы и т. д.	Очень мало, мало, много, очень много	PD
Характеристики управляющих воздействий на органы управления			
Педаль акселератора	Степень нажатия	Слабо, несильно, сильно	PA
Педаль тормоза	Темп нажатия	Медленно, быстро	$BNPA$
Рулевое колесо	Степень нажатия	Слабо, несильно, сильно	PT
	Темп нажатия	Медленно, быстро	$BNPT$
	Степень воздействия	Плавно, резко	–
Характеристики внешней среды			
Уклон	Тангенс угла наклона опорной поверхности дороги	Очень малый, малый, небольшой, большой	VU
Характеристики загрузки АТС			
Коэффициент загрузки	Относительная масса перевозимого груза	Очень малый, малый, средний, большой, максимально большой	KZ

При моделировании учитывалась логика действий водителя, отражающая характеристики управляющего воздействия на органы управления автомобилем: педали акселератора и тормоза. Имитировались действия квалифицированного водителя в типовых дорожных ситуациях, такие как: снижение скорости на поворотах и при преодолении единичных препятствий путем применения основной тормозной системы, ограничение скорости на спусках, разгон с максимальной интенсивностью, экстренное торможение, остановки.

База знаний адаптивных интеллектуальных систем, использующих нечеткую логику, содержит продукционные правила и функции принадлежности. Было составлено несколько групп продукционных правил (по 12 правил в каждой группе), регламентирующих зависимости между лингвистическими переменными функций принадлежности. Они сформированы с использованием программного обеспечения «fuzzy logic». Фрагмент базы знаний АСАУ приведен на рис. 3. Продукционные правила АСАУ предписывают, когда и как нужно осуществлять автоматическое переключение передач в ГМКП в зависимости от характеристик текущей дорожной ситуации и управляющих воздействий водителя.

Для получения управляющих сигналов нечеткой логики было разработано специальное программное обеспечение «ICS TFS», реализующее метод Мамдани. Программное обеспечение алгоритма и интерфейс реализованы в среде визуальной разработки приложений

Delphi. Управляющие сигналы нечеткой логики формируются в соответствии с алгоритмом, приведенным в [5].

Разработанная модель движения автомобиля с гидромеханической трансмиссией в типовых дорожных условиях с учетом различных ситуаций и реальных ограничений используется для получения адаптивных характеристик управления переключением передач и блокирования ГДТ.

В Могилевском Белорусско-Российском университете проводятся работы по созданию высокоэффективных адаптивных интеллектуальных систем управления автомобилями, способных конкурировать с лучшими аналогами зарубежных автомобильных фирм [6]. Работы ведутся в рамках задания «Механика-31» Государственной программы фундаментальных исследований на 2001–2005 гг. по теме «Теоретическое и экспериментальное исследование принципов построения и динамических процессов функционирования мехатронных систем подвижных объектов с применением новых методов получения, обработки и представления информации». В процессе выполнения данных работ запатентован и создан интеллектуальный контроллер АСАУ для автомобилей БелАЗ, работающий по принципам нечеткой логики и выполненный с возможностью принятия решений по управлению гидромеханической трансмиссией большегрузного автомобиля в реальных условиях его движения [7].

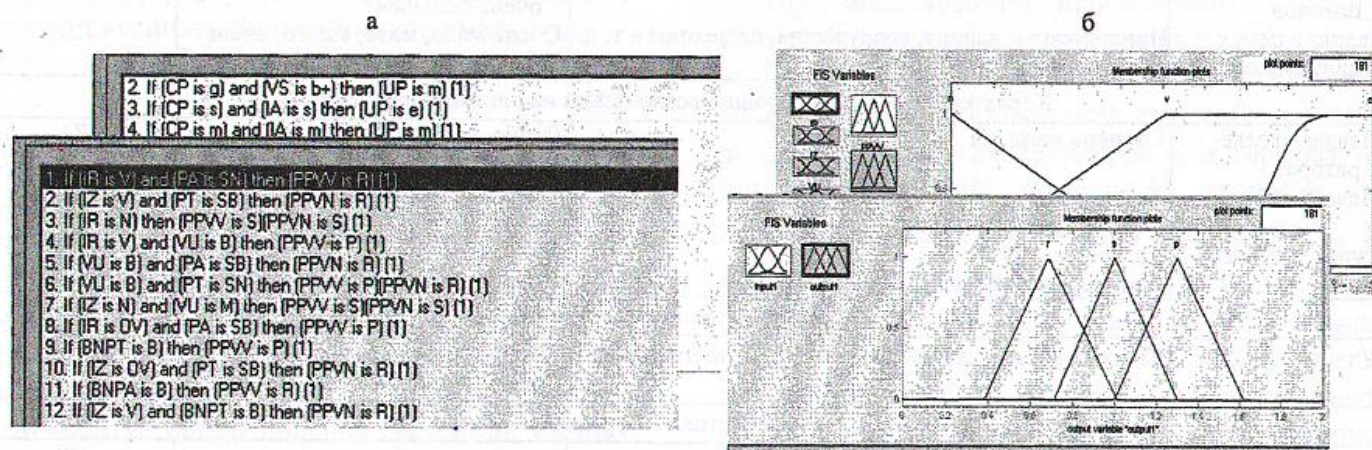


Рис. 3. а – продукционные правила нечеткой логики;
б – функции принадлежности

ВЫВОД

Таким образом, разработанная модель учитывает характеристики механизмов автомобиля, управляющих воздействий водителя и внешней среды и позволяет исследовать процессы функционирования адаптивной системы автоматизированного управления автомобилем с ГМТ с использованием таких технологий обработки и анализа информации, как нечеткая логика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасик В. П., Рынкевич С. А. Проблемы создания интеллектуальных систем управления автотранспортными средствами // Весці НАН Беларусі, сер. фіз.-тэхн. навук. – 2001. – № 3. – С. 37–51.
2. Тарасик В. П., Рынкевич С. А. Интеллектуаль-

ные системы управления ГМП // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 6. – С. 38–40; № 7. – С. 38–39.

3. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем. – Мн.: Дизайн-ПРО, 2004. – 640 с.

4. Тарасик В. П., Рынкевич С. А. Нечеткие множества как основа синтеза алгоритмов управления ГМТ // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 1. – С. 19–22.

5. Тарасик В. П., Рынкевич С. А. Методология синтеза алгоритмов управления гидромеханической трансмиссией автомобиля на основе теории нечетких множеств // Мехатроника. – 2001. – № 1. – С. 39–46.

6. Tarasik V. P., Rynkevich S. A. An intelligent system for power modes control of trucks with hydro-mechanical transmission // Motor Vehicles and Engines: XII International scientific symposium. – Kragujevac, 2002. – P. 27–30.

7. Пат. 5522 РБ по заявке № а20000132 от 14.02.2000 г. Система автоматического управления гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич.

УДК 656.13.08

ОЦЕНКА АВАРИЙНОСТИ В КОНФЛИКТЕ «ПОВОРОТНЫЙ ТРАНСПОРТ – ПЕШЕХОД» НА РЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕКРЕСТКАХ

КОТ Е. Н., канд. техн. наук КАПСКИЙ Д. В.

Белорусский национальный технический университет

При разработке мероприятий по организации дорожного движения необходима оценка их эффективности. Комплексным критерием для решения этой задачи может служить метод определения потерь в дорожном движении, который помогает установить для каждого из возможных вариантов организации движения экономические, экологические и аварийные потери, а затем выбрать наилучший из них по критерию минимизации суммарных потерь. Для реализации названного метода необходимы методики определения всех составляющих, в том числе потерь от аварийности. Одним из вариантов, позволяющих выявить вероятное количество дорожно-транспортных происшествий (аварий) на исследуемом участке улично-дорожной сети, является метод потенциальной опасности, положительная особенность которого – возможность оценки принимаемых реше-

ний по организации движения на стадии их разработки или проектирования.

Потенциальная опасность – это риск аварии, выраженный в условных единицах. В отличие от видимой опасности, например при конфликтной ситуации или аварии, потенциальная опасность – это невидимая, скрытая опасность, которая является сложной функцией большого количества факторов (скорость, интенсивность, условия движения, регулирование и т. д.) и множества их комбинаций. Полностью расшифровать эту функцию пока не удастся, поэтому на начальном этапе необходимо подобрать такие упрощенные зависимости между факторами, которые давали бы приемлемый по точности прогноз. В принципе это возможно, однако необходима обработка большого объема исходных данных о факторах, влияющих на аварийность, и выходных данных – статистики