

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ЛОКОМОТИВОВ КОМАНДНОГО ТИПА

Наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень гальмівних систем локомотивів командного типу за часом наповнення магістралі допоміжного гальма і гальмівних циліндрів. Проводиться їх порівняння. Підтверджується перевага гальмівної системи локомотива командного типу як найбільш пріоритетної при створенні сучасних типів швидкісних локомотивів.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований тормозных систем локомотивов командного типа по времени наполнения магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндров. Проводится их сравнение. Подтверждается преимущество тормозной системы локомотива командного типа как наиболее приоритетной при создании современных типов скоростных локомотивов.

The article enlists the results of theoretical and experimental research of brake systems of the command-type locomotives according to the filling time of mainline of the auxiliary brake and the brake cylinders, and makes their comparison. The advantages of the brake system of the command-type locomotive has been proved to be the best choice in designing the present-day high-speed locomotives.

Анализ структуры тормозных систем локомотивов командного типа [4; 5] позволяет выделить в качестве типовых элементов расчетных схем следующие подсистемы:

- 1) резервуар постоянного объема с двумя дросселями, через которые поступает и отводится газ (подсистема «КВТ-МВТ-РД»);
- 2) резервуар переменного объема (тормозной цилиндр), зависящего от перемещений поршня; на входе резервуара – переменное во времени произвольное давление (подсистема «ПМ (-РД) – ТЦ» с учетом задания формы кривой изменения давления в подсистеме «КВТ-МВТ-РД»);
- 3) резервуар постоянного объема, связанный через дроссели с резервуаром переменного объема (подсистема «КВТ-МВТ-ТЦ»).

### Модель подсистемы «КВТ-МВТ-РД»

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс изменения давления в резервуаре, имеет следующий вид:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{kRT}{V} \left( G \left( \frac{P_p}{P_1(t)}, d_1 \right) - G \left( \frac{P_2}{P_p}, d_2 \right) \right),$$

где  $V$  – объем резервуара, м<sup>3</sup>;  $P_1(t)$  – функция изменения во времени  $t$  давления на выходе из КВТ, обусловленное конечным временем  $\Delta t$  включения устройства; в линейной форме

$$P_1(t) = \begin{cases} P_a + \frac{P_M - P_a}{\Delta t} \text{ при } t \leq \Delta t; \\ P_M & \text{при } t > \Delta t, \end{cases}$$

где  $P_M$  – абсолютное давление в питающей магистрали;  $P_a$  – давление окружающей среды (при нормальных условиях  $P_a = 1,033 \text{ кгс/см}^2$ ).

### Модель подсистемы «ПМ (-РД) – ТЦ»

Модель данной подсистемы представляет собой следующую систему дифференциальных уравнений, состоящую из уравнения 1-го порядка, характеризующего изменение давления в тормозном цилиндре при наполнении его воздухом, и уравнения 2-го порядка, описывающего динамические перемещения поршня:

$$\begin{cases} \frac{dP_{\text{тц}}}{dt} = k \left( \frac{RT}{V_0 + S_n x} G \left( \frac{P_{\text{тц}}}{P(t)}, d \right) - \frac{P_{\text{тц}}}{\frac{V_0}{S_n} + x} \cdot \frac{dx}{dt} \right) \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} = (P_{\text{тц}} - P_a) S_n - K_{\text{пр}} - F_{\text{пр}} - C_n \frac{dx}{dt} + P_a S_{\text{ш}} \pm F_n, \end{cases}$$

где  $P(t)$  – функция изменения давления в МВТ, Па;  $P_{\text{тц}}$  – абсолютное давление в тормозном цилиндре, Па;  $d$  – диаметр входного отверстия в ТЦ;  $m$  – масса продольно перемещаемой совместно с поршнем системы, кг;  $x$  – перемещение поршня, м

$$0 \leq x \leq X_{\text{max}},$$

$X_{\text{max}}$  – допустимый выход штока ТЦ, м;  $S_n$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $S_{\text{ш}}$  – площадь сечения

штока, м<sup>2</sup>;  $V_o$  – постоянная составляющая объема ТЦ, м<sup>3</sup>;  $V$  – переменная составляющая объема ТЦ, м<sup>3</sup>

$$V = S_n x;$$

$F_{пр}$  – усилие предварительной затяжки отпущенной пружины ТЦ, Н;  $K_{пр}$  – жесткость отпущенной пружины ТЦ, Н/м;  $C_n$  – показатель демпфирования (вязкого трения), реализуемого при движении поршня, Н·с/м;  $F_n$  – сила полезного сопротивления, Н.

### Модель подсистемы «КВТ-МВТ-ТЦ»

МВТ представляется в виде резервуара, к которому параллельно подсоединены  $n$  тормозных цилиндров, представленных как показано ранее в виде резервуаров переменного объема. Считая, что динамические процессы в ТЦ протекают идентично, а также полагая, что  $d_2 = d$  и  $P_{тц} = P_2$ , рассматриваемую модель подсистемы можно описать следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dP_p}{dt} = \frac{kRT}{V_p} \left( G \left( \frac{P_p}{P_1(t)}, d_1 \right) - nG \left( \frac{P_{тц}}{P_p}, d \right) \right); \\ \frac{dP_{тц}}{dt} = k \left( \frac{RT}{V_0 + S_n x} G \left( \frac{P_{тц}}{P}, d \right) - \frac{P_{тц}}{V_0 + S_n x} \cdot \frac{dx}{dt} \right); \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} = (P_{тц} - P_a) S_n - K_{пр} x - F_{пр} - C_n \frac{dx}{dt} + P_a S_n \pm F_n. \end{cases}$$

На основе представленных математических моделей подсистем можно, используя модульный принцип, составить полные модели пневматических систем рассматриваемых локомотивов. При этом дифференциальные уравнения 2-го порядка приводятся к системе уравнений 1-го порядка и представляются в форме Коши. Анализ полученных систем дифференциальных уравнений проводится на основе процедур численного интегрирования. Ввиду существенной нелинейности уравнений, при компьютерном моделировании динамических процессов используются численные методы с автоматическим выбором шага интегрирования.

В результате проведенных теоретических исследований [3; 4] методом математического моделирования были получены графические зависимости по наполнению магистрали вспомо-

гательного тормоза и тормозных цилиндров локомотивов, учитывающие динамические процессы протекающие в магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндрах, а также действие системы «поршень – тормозная рычажная передача – тормозная колодка».

С учетом проведенных экспериментальных исследований на графические зависимости были наложены точки экспериментальных данных времени наполнения магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндров электровозов ДСЗ, ДЭ1. На рис. 1 и 2 представлены зависимости переходных процессов (изменение величин давлений) во времени, происходящих в магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндрах указанных электровозов с системой командного типа.

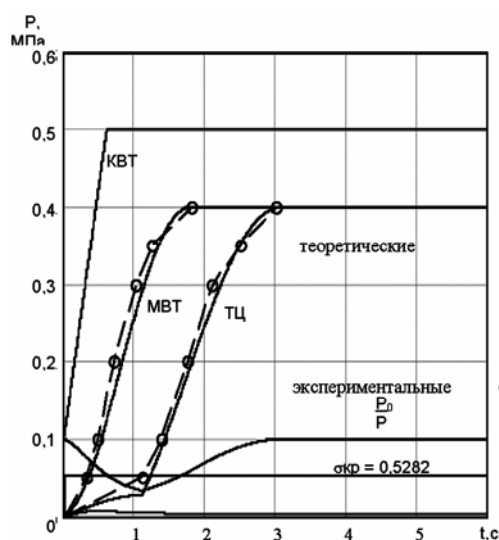


Рис. 1. Переходные процессы во времени в магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндрах электровоза ДСЗ

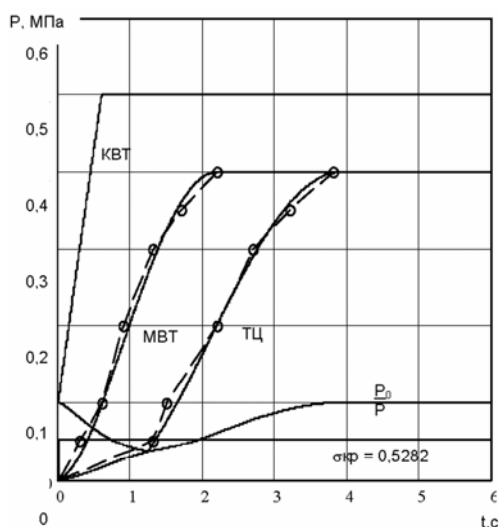


Рис. 2. Переходные процессы во времени в магистрали вспомогательного тормоза и тормозных цилиндрах электровоза ДЭ1

Анализ данных зависимостей показал высокую сходимость результатов математического моделирования с результатами проведенных экспериментов, что свидетельствует об универсальности математической модели и учета в ней факторов, влияющих на тормозную эффективность, в том числе и на действие системы «поршень–тормозная рычажная передача–тормозная колодка».

Проведенные исследования тормозных систем локомотивов показали, что время наполнения тормозных цилиндров до давления 0,35 МПа ( $3,5 \text{ кгс/см}^2$ ) тормозной системы командного типа односекционного грузопассажирского электровоза ДСЗ составляет 2,5 с, двухсекционного грузового электровоза ДЭ1 – 3,2 с. Тормозные цилиндры локомотивов с тормозной системой командного типа наполняются в 1,6...2 раза быстрее, чем при использовании системы наполняюще-командного типа [4]. Это обуславливается применением реле давлений, через которые из питательной магистрали наполняются тормозные цилиндры локомотивов, магистраль вспомогательного тормоза работает в качестве магистрали, подающей только управляющие сигналы на них, а проходное сечение крана вспомогательного тормоза влияет только на наполнение магистрали вспомогательного тормоза.

Подтверждается преимущество тормозной системы командного типа как наиболее быстродействующей и приоритетной при создании современных типов скоростных локомотивов.

Математическая модель практически полностью отражает процессы, протекающие в тормозной системе локомотива, и позволит на этапах проектирования определить рациональные

параметры тормозной системы вновь создаваемых локомотивов.

Использование метода математического моделирования как инструмента для исследования и проектирования пневматических тормозных систем локомотивов позволяет удешевить разработку тормозной системы на этапе проектирования, существенно повысив его качество и сократив сроки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балон Л. В. Анализ и классификация существующих и перспективных пневматических тормозных систем многосекционных локомотивов / Л. В. Балон, В. И. Ляшенко, И. А. Яицков // Сб. науч. тр. ученых РГУПС. Тех. науки. – М. Воды: РГУПС, 2001. – Вып. 5. – С. 14–18.
2. Балон Л. В. Тормозная система перспективного грузопассажирского электровоза ДСЗ / Л. В. Балон, В. А. Смородин, И. А. Яицков // Доклады 2-й науч.-тех. конференции ассоциации АСТО «Перспективное тормозное оборудование для железнодорожного транспорта и метрополитена». – М.: АСТО, 2001. – С. 51–52.
3. Балон Л. В. Особенности математического моделирования пневматических тормозных систем локомотивов / Л. В. Балон, И. А. Яицков // Вісн. Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. – Ч. 1. – Луганськ, 2003. – № 9. – С. 55–59.
4. Балон Л. В. Математическое моделирование пневматических тормозных систем локомотивов / Л. В. Балон, И. В. Волков, И. А. Яицков // Наука, техника и высшее образование: проблемы и тенденции развития: Материалы научно-практической конференции (21–28 февраля 2004 г., Египет) – Ростов н/Д: Изд-во Рост. ун-та, 2004. – С. 41–48.

Поступила в редколлегию 17.09.2005.