

## ФУНКЦИОНАЛЬНО-МОРФОЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРМОЗА С НАПРЯЖЕННЫМ ЗАМКНУТЫМ КИНЕМАТИЧЕСКИМ КОНТУРОМ

*А.Н. Коптовец, Национальный горный университет, Украина*

Обоснованно, что тормозная передача это механизм с переменной структурой, который теряет подвижность при включении тормозного механизма и относится к неассуровым структурным группам отрицательного порядка. Тормоз с напряженным замкнутым кинематическим контуром является адаптивным механизмом переменной структуры, в состав кинематической цепи которой наряду с жесткими звеньями должны входить гибкие в качестве адаптируемых связей для условий взаимодействия колодки и колеса на относительном их перемещении в зависимости от параметров рабочего процесса трения.

Анализ конструкторской документации на подвижной состав, результатов испытаний его на тормозную эффективность, структурный и динамический анализ тормозного механизма показал, что колодочно-колесный тормоз шахтных локомотивов является неработоспособным на рабочих режимах торможения по показателям параметрической надежности и его нельзя использовать как аналог при разработке на прицепную часть поезда. Используется идеализированная динамическая модель тормоза, пренебрегая инерцией и упругодеформируемыми свойствами звеньев и контактов, что ведет к противоречию в реализации средств тяги и торможения шахтных поездов.

С целью управления рабочими процессами трения и достижения необходимых параметров тормоза в динамическом режиме требуется решение задачи исследования: разработать теоретическое обоснование состояний и структуры тормоза шахтного подвижного состава как механической системы с трением.

Большинство механизмов в технике построены на основе ассуровых структурных групп или ассуровых кинематических цепей, особенностью которых является статическая и кинематическая определенность [1].

В тормозных механизмах колесных пар реакция опоры первой колодки используется в качестве тормозного нажатия для второй. Для серийных локомотивов принято передаточное отношение тормозной передачи 3 – 4.

Конструкция передачи дает одинаковое тормозное нажатие в тормозных механизмах колесных пар, которое определяется усилием привода, передаточным отношением и геометрией опорной поверхности колеса. В расчетах элементов передачи и тормозной силы нажатие принимают постоянным. Тормозные передачи при одно- и двухкабинном управлении сводятся к кинематической цепи (рис. 1, а), которая является механизмом с одним ведущим звеном.

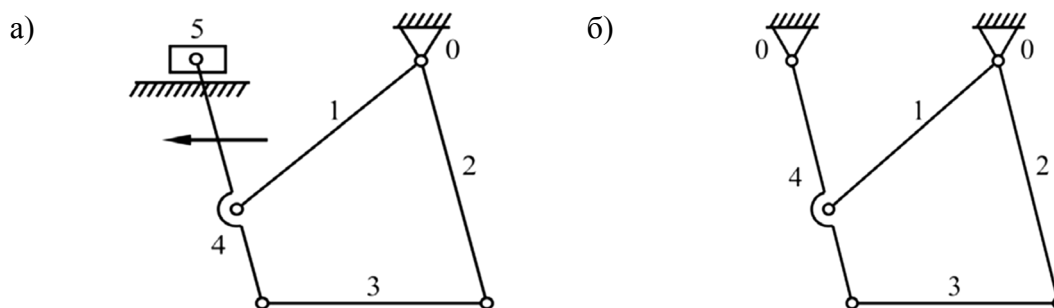


Рис. 1. Кинематические цепи тормозной передачи:  
0 – неподвижное звено; 1 – 5 – подвижные звенья

Таким образом, тормозная передача шахтных локомотивов построена на основе плоской сложной замкнутой кинематической цепи с шестью звеньями, пять из них подвижны. Число степеней

свободы цепи относительно неподвижного звена (стойки), т. е. степень подвижности  $W = 1$ .

При прижатии колодок к колесам ползун (приводная гайка) 5 становится неподвижным. В этом случае передача имеет вид кинематической цепи (рис. 1, б), степень подвижности которой  $W = 0$ , за счет чего обеспечивается тормозное нажатие колодок.

Следовательно, тормозная передача – механизм с переменной структурой, который теряет подвижность при включении тормозного механизма. Изменение реакции колеса на нажатие колодки при  $W = 0$  приводит к деформации звеньев 3 и 0 (рис. 1, б) или к разрыву контакта колеса с колодкой.

Изменение реакций колодок происходит непрерывно в результате износа пары трения, а периодически – под действием геометрии колес и колебаний рессорных узлов, что является причиной нестабильности входных (тормозное нажатие) и выходных (тормозная сила, скорость и др.) характеристик тормозных механизмов. Нестабильность выходных характеристик тормоза определяет его параметрическую надежность (показатель – тормозная сила) и локомотива в целом (тормозной путь). Согласно ГОСТ 27.002–83 необходимо сохранить в заданных пределах установленные эксплуатационные показатели, называемые параметрической надежностью. Коэффициент сцепления локомотива в начале  $\psi_p$  и в конце  $\psi$  торможения:

$$\psi_p = \frac{B(K, V = V_H)}{P_{сц}}; \quad \psi = \frac{B(K, V = 0)}{P_{сц}},$$

где  $B$  – тормозная сила;  $P_{сц}$  – сцепной вес;  $K$  – тормозное нажатие;  $V$  и  $V_H$  – скорость скольжения колеса относительно колодки, соответственно текущее значение и в начале торможения.

Откуда

$$\psi_p = \psi = \frac{B(K, V = V_H)}{B(K, V = 0)}. \quad (1)$$

С учетом скоростной характеристики трения тормоза

$$\psi_p = \psi \left( 1 - \frac{a_2 V_H}{a_0 - a_1 K} \right), \quad (2)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  – параметры характеристики трения.

Для  $V_H = 3$  м/с и  $K = 12$  кН имеем  $\psi_p = 0,47\psi$ , т. е., исключая юз при торможении, зависимость  $B(V)$  не позволяет использовать до 53% сцепного веса  $P_{сц}$ .

Таким образом, необходимо регулировать тормозную силу по закону  $B(V) = \text{const}$  или стабилизировать зависимость коэффициента трения тормоза от  $V$  для сохранения высокой эффективности торможения на остановку.

Нажатие и тормозная сила реализуются при эксплуатации [2] в виде функции (основная гармоника), которая близка к периодическим колебаниям с частотой, близкой к частоте вращения колесной пары. При этом амплитуда колебаний тормозной силы составляет 20 – 34 % среднего значения  $\bar{B}$ . Амплитуда колебаний  $\bar{K}$  достигает 45 %  $\bar{K}$ . По результатам выполненных измерений среднее значение коэффициента вариации тормозной силы  $k_v = 21$  %. С учетом максимальной погрешности  $k_v = \bar{k}_v + \Delta k_v = 30$  %.

Следовательно, для предохранения колесных пар от блокирования среднее значение тормозной силы необходимо снижать на 30 % от предела по сцеплению. Чтобы сохранить эффективность тормоза, надо стабилизировать его нагрузочные режимы.

В теории тяги известно частное решение уравнения движения поезда для режима торможения:

$$a_T = \frac{(b_K + \omega_K)g}{1000\delta}, \quad (3)$$

$$b_K = \frac{1000P_{сц}\psi}{P + G_C}. \quad (4)$$

где  $a_T$  – тормозное замедление;  $b_K$  и  $\omega_K$  – удельное значение касательной тормозной силы и сопротивления движению;  $P$  и  $G_C$  – вес локомотива и состава;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\delta$  – коэффициент инерции вращающихся масс.

Для случая, когда колесные пары локомотива и вагонов прицепной части оборудованы тормозами,

$$a_T = \frac{\psi g}{\delta} + \frac{\omega_K g}{1000\delta}. \quad (5)$$

Второе слагаемое здесь на порядок меньше первого, им можно пренебречь и тогда для  $\psi = 0,1$ ,  $\delta = 1,06$  получим  $a_T = 0,92 \text{ м/с}^2$ ,  $b_K = 100 \text{ Н/кН}$ . Для  $P_{сц} = 14 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ,  $P + G_C = 250 \cdot 10^4 \text{ Н}$  имеем  $a_T = 0,15 \text{ м/с}^2$ ,  $b_K = 5,6 \text{ Н/кН}$ .

Скорость номинальных режимов движения современных локомотивов  $V_H$  не превышает 3,5 м/с, тормозное замедление для нормативной длины тормозного пути  $L_H$  будет

$$a_T = \frac{V_H^2}{2(L_H - V_H t_{\Pi})}, \quad (6)$$

где  $t_{\Pi}$  – время подготовки тормозов к действию.

Для  $V_H = 3,5 \text{ м/с}$ ,  $L_H = 40 \text{ м}$ ,  $t_{\Pi} = 4 \text{ с}$  замедление  $a_T = 0,23 \text{ м/с}^2$ .

Из выражения (4) при условии, что уклон пути равен удельному сопротивлению движения поезда, можно вычислить сцепной вес поезда:

$$P_{сц,п} = \frac{a_T(P + G_C)}{g\psi}, \quad (7)$$

где  $\frac{a_T}{g\psi}$  – часть общего веса поезда, которую необходимо использовать для торможения.

Удельное значение тормозной силы и тормозного замедления пропорционально  $\psi$ :

$$b_K = 1000\psi; \quad a_T = g\psi. \quad (8)$$

На шахтной локомотивной тяге возможно получить замедление 1...2g. Суммарное значение удельной тормозной силы локомотива при применении рельсовых тормозов не превышает удельного сопротивления движения поезда. При этом тормозной вес локомотива составляет не более 15% общего веса поезда. Для остановки грузового поезда на нормированном тормозном пути при  $V_H = 3,5 \text{ м/с}$  необходимо использовать до 23% веса поезда, при  $V_H = 5 \text{ м/с}$  – до 70%.

Таким образом, для шахтных электровозов является характерным параметрический отказ колодочно-колесного тормоза в виде блокирования ходовых колес в результате неустойчивости характеристик рабочих процессов тормоза. Такие режимы тормоза имеют место для подвижного состава любого вида транспорта.

Управление тормозами осуществляется для решения следующих задач: 1) регулирование тормозной эффективности; 2) исправление неустойчивости характеристик тормозного механизма, которые заложены при проектировании тормоза.

На автомобильном транспорте применяют так называемые антиблокировочные системы (АБС) управления тормозами, которые сводятся к сложной структуре (рис. 2) и построены на принципе модуляции давления в тормозном приводе и регулировании импульсного нагружения тормозного механизма в зависимости от кинематического состояния колес и колесных пар.

На рельсовом промышленном транспорте проведены испытания тормозного оборудования в режиме импульсного тормозного нажатия во всем диапазоне нагружения без регулирования [3].

Поэтому тормозная передача при включении тормозного механизма изменяет число степеней свободы и относится к неассуровым структурным группам отрицательного порядка и уменьшает число степеней свободы на одну единицу [4]. Благодаря своим особым свойствам неассуровые структуры названы адаптивными и индифферентными кинематическими структурными группами [5].

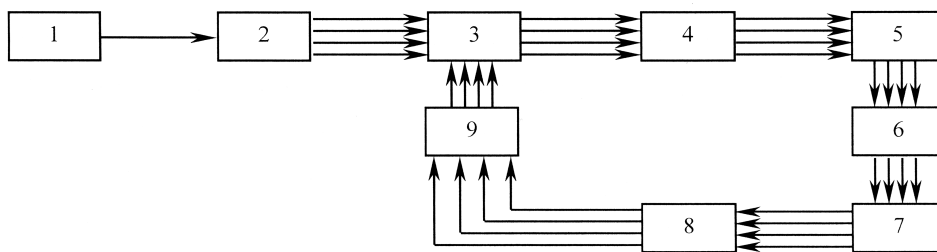


Рис. 2. Функциональная схема тормозной системы: 1 – педаль или рукоятка управления тормозом; 2 – главный тормозной цилиндр или тормозной кран; 3 – клапан управления; 4 – рабочие тормозные цилиндры; 5 – колеса; 6 – датчик частоты вращения; 7 – микропроцессор; 8 – усилитель-преобразователь; 9 – исполнительное устройство

Тормозная передача как адаптивный структурный механизм обеспечивает приспособляемость законов движения ведомых звеньев к параметрам рабочего процесса трения, в котором участвует тормозной механизм. Адаптирующая связь это условие взаимодействия колодки и колеса на относительном их перемещении и зависит от параметров рабочего процесса трения. Тормоз является адаптивным механизмом с переменной структурой, в состав кинематической цепи которой наряду с жесткими звеньями должны входить гибкие, гидравлические, пневматические, электрические или иные звенья другой физической природы.

В современной технике имеют место два пути создания адаптивных систем: 1) создание систем автоматического управления машинами и механизмами; 2) создание собственно адаптивных механизмов и машин.

Тормозная система с замкнутым кинематическим контуром обладает наличием индифферентной связи, которая обеспечивает напряжение контура. Индифферентные механизмы с неассуровыми цепями отрицательных порядков позволяют создать натяг вдоль линии структурно-кинематической цепи. Статическая неопределимость и перераспределение нагрузки между элементами цепи требует разработки методик синтеза замкнутых напряженных структур.

Тормозная передача кинематически относится к неассуровым группам отрицательного порядка. Тормоз обладает нестабильностью входных и выходных характеристик трения и эффективности торможения. Тормоз является адаптивным механизмом с переменной структурой в состав кинематической цепи которой наряду с жесткими звеньями должны входить гибкие, гидравлические, пневматические, электрические (АБС) или иные звенья другой физической природы в качестве адаптирующих связей для условий взаимодействия колодки и колеса на относительном их перемещении в зависимости от параметров рабочего процесса трения.

Результаты исследований необходимы для разработки адаптивных структур механизмов тормоза и изменения его упруго-диссипативных характеристик.

#### Список литературы

1. Асур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структур и классификации / Л.В. Асур. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – 529 с.
2. Коптовец А.Н. Экспериментальные исследования характеристики трения и колебания тормозной колодки с учетом инерционных, упругих и демпфирующих свойств тормозной системы шахтных локомотивов / А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 16. – С. 38 – 42.
3. Манько Н.Н. Трение и износ тормозных колодок подвижного состава с учетом режимов торможения / Н.Н. Манько // Изв. вузов. Гор. журн. – 1971. – № 12. – С. 102 – 104.
4. Добровольский В.В. Системы механизмов / В.В. Добровольский. – М.: Машгиз, 1943. – 96 с.
5. Дровников А.П. Адаптивные структуры механизмов и машин / А.П. Дровников. – Ростов: Изд-во Ростов. ун-та, 1984. – 128 с.