

Ю.М.Жуковский, А.М.Расолько, А.И.Скуртул

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИНХРОННОГО ТОРМОЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Тормозная система трактора с механическим приводом тормозных механизмов, кроме неудовлетворительного следящего действия и неравномерного распределения суммарной тормозной силы по бортам, не позволяет обеспечить синхронное торможение звеньев при эксплуатации трактора в составе поезда. Последнее обстоятельство объясняется тем, что время срабатывания механического тормозного привода трактора меньше, чем время срабатывания пневматического тормозного привода прицепа. В результате в процессе экстренного торможения имеет место набегание прицепа на трактор, приводящее к появлению в сцепном устройстве больших усилий сжатия, снижающих устойчивость движения.

Для исключения вышеуказанных негативных явлений разработана пневматическая тормозная система трактора (рис. 1), содержащая такие оригинальные узлы, как дисковые тормозные механизмы прямого действия с пневматическим приводом и автоматически регулируемый дроссель [1].

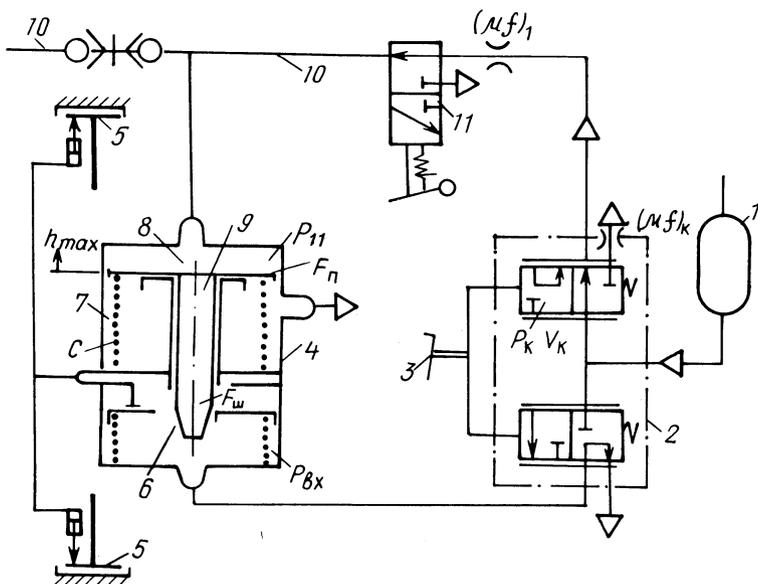


Рис. 1. Схема опытной тормозной системы трактора МТЗ-80:

- 1 – ресивер; 2 – кран управления; 3 – тормозная педаль; 4 – дроссель;
- 5 – дисковые тормозные механизмы; 6 – проходное отверстие дросселя;
- 7 – пружина; 8 – управляющая полость дросселя; 9 – игла; 10 – соединительная магистраль прицепа; 11 – разобщительный кран.

С целью оптимизации конструктивных параметров пневматического тормозного привода трактора составлены расчетная схема и математическая модель, описывающая динамику его отдельных звеньев: регулируемого дросселя, тормозного крана, соединительных трубопроводов и т.д. В частности, дифференциальные уравнения, отражающие процесс опоражнивания управляющей полости 8 (см. рис. 1) дросселя при экстренном торможении трактора, составленные с использованием гиперболической функции расхода [2], имеют вид:

$$\begin{aligned} (V_{11} + F_{\Pi} h_T) \dot{p}_{11} + F_{\Pi} p_{11} \dot{h}_T &= (\mu f)_1 E p_{11} \frac{p_{11} - p_K}{V p_{11} - p_K}; \\ \dot{p}_K &= -\frac{E}{V_K} \left[(\mu f)_1 p_{11} \frac{p_{11} - p_K}{V p_{11} - p_K} - (\mu f)_K p_K \frac{p_K - p_{\text{атм}}}{V p_K - p_{\text{атм}}} \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где V_{11} , V_K – объемы; F_{Π} , h_T – площадь и текущее перемещение штока; p_{11} , p_K , $p_{\text{атм}}$ – давления воздуха; $(\mu f)_1$, $(\mu f)_K$ – пропускные способности магистрали и тормозного крана; E , V – константы.

Время срабатывания тормозов трактора изменяется за счет автоматического регулирования проходного сечения дросселя, зависящего от текущего перемещения его штока, которое определяется из баланса действующих сил.

Для однопроводного тормозного привода переменную пропускную способность дросселя можно определить следующим образом:

$$(\mu f)_D = \frac{(\mu f)_{D \max}}{h_{\max}} (h_{\max} - h_T), \quad (2)$$

где $(\mu f)_{D \max}$ – максимальная пропускная способность дросселя; h_{\max} – ход штока, при котором достигается $(\mu f)_{D \max}$; $F_{\text{ш}}$ – площадь нижней части штока; C – жесткость следящей пружины; $h_T = \frac{p_{11} F_{\Pi} - p_{\text{вх}} F_{\text{ш}}}{C}$; $p_{\text{вх}}$ – давление воздуха в полости дросселя.

Из уравнения (2) следует, что $(\mu f)_D$ зависит от соотношения давлений в полостях дросселя, которые определяются расчетным путем.

По изложенной методике проведены теоретические исследования, позволившие определить оптимальные конструктивные параметры дросселя – жесткость следящей пружины и соотношение площадей $F_{\text{ш}}$ и F_{Π} , а также место установки дросселя. При определении оптимальной жесткости пружины было выявлено, что при $C = (68-73) \cdot 10^4$ пневматическая тормозная система тракторного поезда в составе МТЗ–80 с одним и двумя прицепами удовлетворяет требованиям синхронности срабатывания, находящейся в пределах 0–0,1 с.

Для экспериментальной проверки теоретических исследований и оценки влияния дросселя на устойчивость движения тракторного поезда при тормо-

жении был изготовлен макетный образец опытной тормозной системы. Он был установлен на трактор МТЗ-80 и подвергнут всесторонним испытаниям. Трактор агрегатировался с прицепом 2-ПТС-6 модели ГКБ-8526. Сравнение экспериментальных и расчетных данных (рис. 2) показывает их удовлетворительное совпадение (погрешность по давлению в начальной фазе переходного процесса составляет 10-15%, в конечной фазе - 4-7%), что свидетельствует о корректности теоретических исследований.

Анализ результатов исследований свидетельствует о том, что разработанная тормозная система обеспечивает синхронное торможение звеньев поезда. Так, при агрегатировании трактора с одним и двумя прицепами время срабатывания тормозов тягача составляет соответственно 0,71 (рис. 2) и 0,83 с и практически не отличается от времени срабатывания тормозов прицепа как в первом, так и во втором случаях, что в свою очередь приводит к качественному изменению характера взаимодействия звеньев поезда (рис. 3). При торможении трактора с механической тормозной системой в составе поезда в сцепном устройстве возникают усилия сжатия, достигающие в начальный момент 12 кН и более и способствующие заносу и складыванию звеньев. Применение пневматического привода к тормозам трактора позволяет снизить усилия сжатия до 9 кН. Однако наилучшие результаты достигаются при установке в тормозную систему автоматически регулируемого дросселя. В этом случае в сцепном устройстве в процессе всего торможения действуют усилия растяжения, способствующие повышению устойчивости движения тракторного поезда. Это подтверждается результатами, полученными при изучении движения поезда в условиях неравномерной работы тормозных механизмов трактора (табл. 1), создававшейся искусственно и характеризовавшейся отношением давлений в левой и правой тормозных камерах ($p_{л}/p_{пр}$). Торможение осуществлялось на дороге с сухим асфальтовым покрытием с начальной скоростью движения 6,9 м/с.

Таблица 1

Боковое и угловое отклонения трактора при неравномерной работе тормозных механизмов

$p_{л}/p_{пр}$	С дросселем		Без дросселя	
	Боковое смещение трактора, м	Угловое отклонение остова трактора	Боковое смещение трактора, м	Угловое отклонение остова трактора
0,8	0,20	2°30'	0,27	5°50'
0,5	0,28	3°45'	0,32	6°40'
0,17	0,40	8°20'	0,60	11°27'

Рис. 2. Динамические характеристики тормозного привода:
 1 — одиночный трактор; 2 — трактор в составе поезда; 3, 4 — передняя и задняя оси прицепа; 5 — соединительная магистраль прицепа; — экспериментальные зависимости; --- расчетные зависимости.

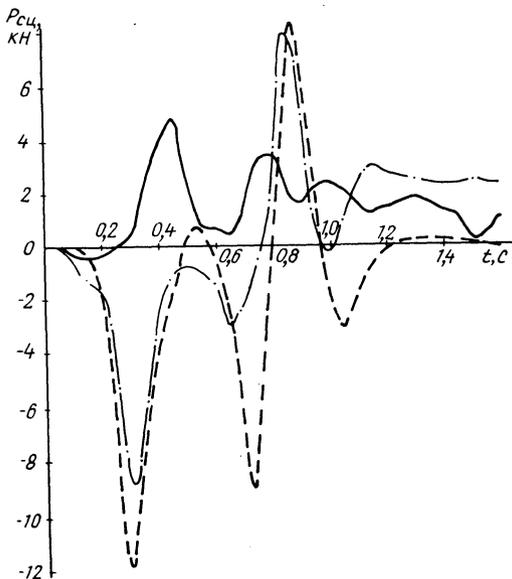
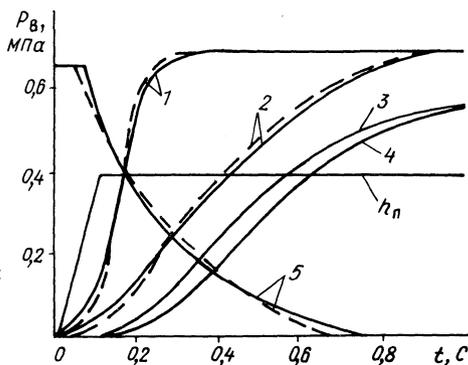


Рис. 3. Оциллограммы усилий в сцепном устройстве при торможении двухзвенного тракторного поезда:
 — пневматический привод с дросселем; — — пневматический привод без дросселя; - - - механический привод тормозных механизмов трактора.

Как показали экспериментальные исследования, опытная тормозная система по эффективности действия не уступает серийной. Установившееся замедление двухзвенного тракторного поезда составляет $4,6-4,9 \text{ м/с}^2$ независимо от того, какой тормозной системой оборудован трактор. Тормозные пути при этом не превышают величин, установленных нормативными документами [3].

Таким образом, применение разработанной тормозной системы трактора обеспечивает синхронное торможение звеньев поезда, способствуя тем самым повышению устойчивости его движения. Ее использование целесообразно при условии существенного превышения веса прицепного состава над весом тягача.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 612841 (СССР). Пневматический привод тормозов тягача/А.М.Расолько, Г.П.Грибко, Ю.И.Марков и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 24. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. — В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 42–50. 3. ГОСТ 10000–75. Прицепы и полуприцепы тракторные: Общие технические требования. — М., 1975.

УДК 631.372–78

П.В.Зеленый, В.В.Яцкевич, В.П.Зарецкий

О ВЛИЯНИИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА НА ЕГО КУРСОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

Особенностью крутосклонного трактора, содержащего систему автоматической стабилизации с поворотными бортовыми редукторами, является изменение расстояния между следами задних колес в функции угла склона при постоянстве поперечной базы (рис. 1, 2), т.е.

$$\pm \Delta S = B(\sec \alpha_{\max} - \sec \alpha_{\min}), \quad (1)$$

где B — поперечная база трактора; α_{\max} и α_{\min} — углы наклона поверхности движения.

Изменение расстояния между следами колес — одна из причин их скольжения по опорной поверхности в поперечной плоскости. Этому препятствуют силы трения шины о почву, величина которых определяется нормальной ре-

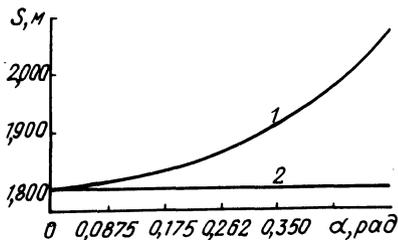


Рис. 1. Зависимость колеи крутосклонного трактора в функции угла склона:
1 и 2 — соответственно при постоянной и переменной поперечных базах.