

Л и т е р а т у р а

1. Егоров Л.А., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. М., 1958. 2. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 10. 3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. М., 1949.

УДК 629.114.592

А.М. Расолько (Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА К ТОРМОЗАМ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В связи с увеличением скоростей движения тракторных поездов предъявляются повышенные требования к их тормозной системе, и в частности к приводу. Привод к тормозам должен обладать хорошим следящим действием, высоким быстродействием, а также обеспечивать более раннее торможение прицепов по отношению к трактору.

Тракторные поезда на базе тракторов класса 14-20 кН в основном имеют механический привод к тормозам трактора и пневматический привод к тормозам прицепов. Наличие принципиально различных по конструкции, а также по быстродействию приводов к тормозам трактора и прицепов создает трудности в достижении синхронного торможения тракторного поезда, при этом из-за малой унификации существенно увеличивается стоимость тормозных систем.

Сконструирован пневматический привод управления тормозами трактора и прицепов, состоящий из компрессора, регулятора давления, трехсекционного тормозного селектора, управляющего воздухораспределителями прицепов и отдельными тормозными механизмами левого и правого задних колес трактора. Проведены теоретические и экспериментальные исследования привода.

Перед теоретическими исследованиями ставились следующие цели:

1) проанализировать динамику привода, т.е. выяснить, какие параметры привода и как они влияют на его быстродействие;

2) определить время срабатывания тормозов тягача и магистралей управления тормозами прицепов 2ПТС-4 (при однопроводном и двухпроводном приводе) с учетом наличия пневматического переходника [1] в приводе;

3) разработать рекомендации по уменьшению времени срабатывания привода.

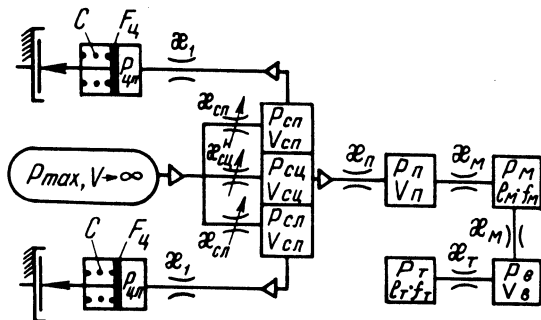


Рис. 1. Динамическая схема привода.

При составлении динамической схемы (рис. 1) привода и его математической модели были приняты допущения: 1) давление сжатого воздуха в ресивере не изменяется во время переходного процесса; 2) колесные тормозные механизмы имеют одинаковые характеристики; 3) удельные проходимость секций тормозного селектора при аварийном торможении мгновенно достигают своих максимальных значений; 4) температура воздуха постоянна.

На основе закона узловых давлений [2] составлена следующая система дифференциальных уравнений, описывающих динамику пневматического привода тормозов:

$$\frac{dp_{сл}}{dt} = \frac{\alpha_{сл}}{V_{сл}} (\alpha p_{max} - p_{сл}) - \frac{\alpha_1}{V_{сл}} (\alpha_1 p_{сл} - p_{цл}); \quad (1)$$

$$\frac{dp_{цл}}{dt} = \frac{\alpha_1 (\alpha_1 p_{сл} - p_{цл})}{\frac{F_{цл}^2}{C} (2p_{цл} - p_n) + V_{нц}} \quad \text{при } V_{кц} \neq \text{const}; \quad (2)$$

$$\frac{dp_{сп}}{dt} = \frac{\alpha_{сп}}{V_{сп}} (\alpha p_{max} - p_{сп}) - \frac{\alpha_1}{V_{сп}} (\alpha_1 p_{сп} - p_{цп}); \quad (3)$$

$$\frac{dp_{цп}}{dt} = \frac{\alpha_1 (\alpha_1 p_{сп} - p_{цп})}{\frac{F_{цп}^2}{C} (2p_{цп} - p_n) + V_{нц}} \quad \text{при } V_{кц} \neq \text{const}; \quad (4)$$

$$\frac{dp_{сц}}{dt} = \frac{\varepsilon_{сц}^H}{V_{сц}} (\alpha p_{max} - p_{сц}) - \frac{\varepsilon_{п}}{V_{сц}} (\alpha_2 p_{сц} - p_{п}); \quad (5)$$

$$\frac{dp_{п}}{dt} = \frac{\varepsilon_{п}}{V_{п}} (\alpha_2 p_{сц} - p_{п}) - \frac{\varepsilon_{М}}{V_{п}} (\alpha_3 p_{п} - p_{М}); \quad (6)$$

$$\frac{dp_{М}}{dt} = \frac{\varepsilon_{М}}{f_{М} l_{М}} (\alpha_3 p_{п} - p_{М}) - \frac{\varepsilon_{М}}{f_{М} l_{М}} (\alpha_4 p_{М} - p_{В}); \quad (7)$$

$$\frac{dp_{В}}{dt} = \frac{\varepsilon_{М}}{V_{В}} (\alpha_4 p_{М} - p_{В}) - \frac{\varepsilon_{Т}}{V_{В}} (\alpha_5 p_{В} - p_{Т}); \quad (8)$$

$$\frac{dp_{Т}}{dt} = \frac{\varepsilon_{Т}}{f_{Т} l_{Т}} (\alpha_5 p_{В} - p_{Т}); \quad (9)$$

$$\frac{dp_{цл}}{dt} = \varepsilon_1 (\alpha_1 p_{сц} - p_{цл}) / V_{кц} \quad \text{при } V_{кц} = \text{const}; \quad (10)$$

$$\frac{dp_{цп}}{dt} = \varepsilon_1 (\alpha_1 p_{сц} - p_{цп}) / V_{кц} \quad \text{при } V_{кц} = \text{const}; \quad (11)$$

где $p_{сл}$, $p_{сп}$, $p_{сц}$, $p_{цп}$, $p_{цл}$ - давления сжатого воздуха в секциях тормозного селектора и тормозных цилиндрах трактора; $p_{п}$ - давление в управляющей полости пневматического переходника; $p_{М}$ - давление в трубопроводе от переходника до воздухораспределителя прицепа; $p_{В}$ - давление в управляющей полости воздухораспределителя прицепа; $p_{Т}$ - давление в трубопроводе от воздухораспределителя прицепа к соединительной головке для подключения второго прицепа (трубопровод заменен эквивалентной емкостью); p_H - давление сжатого воздуха, соответствующее преднатягу пружин в тормозных цилиндрах; $V_{нц}$, $V_{кц}$ - начальный и конечный объемы тормозных цилиндров; $F_{ц}$ - площадь поршня тормозного цилиндра; C - жесткость пружин; $V_{сц}$, $V_{сл}$, $V_{сп}$ - объемы секций селектора; $l_{Т}$, $l_{М}$, $f_{М}$, $f_{Т}$ - длины и площади поперечного сечения трубопроводов; α_i - аппроксимирующие коэффициенты; ε_i - проходимости.

Уравнения (1) - (4), (10) - (11) описывают динамику привода тормозов трактора, а уравнения (5) - (9) динамику магистрали управления тормозами прицепов при двухпроводной схеме. Системы дифференциальных уравнений были решены чис-

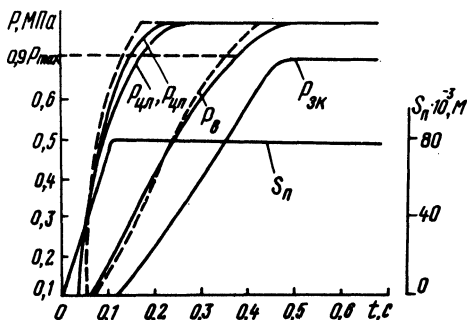
ленным методом интегрирования (Рунге - Кутта) с применением ЭЦВМ.

При расчете схемы приняты в качестве исходного материала для трактора конструктивные параметры (длина и проходные сечения трубопроводов) и расположение узлов согласно компоновке трактора МТЗ-100, а для прицепов - согласно компоновке на прицепе 2ПТС-4 модели 887Б. Кроме этого, при одной и той же длине трубопроводов изменялось только расположение узлов по длине привода.

На значения давления сжатого воздуха наложены ограничения: $P_{атм} \leq P_{сц}; P_{сл}; P_{сп}; P_{шп}; P_{шл}; P_{п}; P_{М}; P_{В}; P_{Т} \leq P_{max}$, где $P_{атм} = 0,1$ МПа (атмосферное давление), $P_{max} = 0,8$ МПа.

Давление воздуха в процессе расчетов подставлялось в абсолютных единицах (избыточное плюс атмосферное).

Рис. 2. Динамическая характеристика двухпроводного пневматического привода к тормозам тракторного поезда (пневматический переходник отключен): --- экспериментальная; - - - теоретическая; S_n - ход педалей тормозов; $P_{лп}, P_{лп}^п$ - давление воздуха в левом и правом тормозных цилиндрах трактора; $P_{в}$ - давление воздуха в управляющей полости воздухо-распределителя прицепа; $P_{зк}$ - давление воздуха в задней тормозной камере прицепа.



В результате расчетов установлено, что наличие пневматического переходника в приводе тормозов и трубопровода от воздухораспределителя прицепа до соединительной головки для подключения второго (последующего) прицепа ухудшает быстродействие тормозного привода тракторного поезда на 0,21 с. Поэтому для уменьшения времени срабатывания тормозов можно рекомендовать отключать пневматический переходник, когда трактор не агрегатируется с прицепами, оборудованными гидравлическим приводом к тормозам, а также упомянутый трубопровод, когда к прицепу не подключен последующий прицеп.

Теоретический анализ свидетельствует об отсутствии опережающего включения тормозов прицепа относительно тормозов трактора, так как величина отрицательной асинхронности составляет 0,3 с (рис. 2). Для обеспечения синхронного торможения поезда необходимо применять автоматически регулируемые дроссели или привод с противодавлением [3].

С целью проверки корректности математических моделей и эффективности разработанных рекомендаций были проведены экспериментальные исследования на стенде [4], имитирующем работу и расположение пневматического привода тормозов тракторного поезда.

Резюме. Приведенные уравнения с точностью до 5 - 9 % описывают реальные процессы, происходящие в приводе. Техническая реализация вышеуказанных мероприятий обеспечивает время срабатывания тормозов трехзвенного тракторного поезда при однопроводной схеме управления тормозами прицепов - 0,63с, а при двухпроводной - 0,5 с.

Л и т е р а т у р а

1. Руководство по уходу и эксплуатации "Тракторы "Беларусь" - МТЗ-80/80 л". Минск, 1973. 2. Метлюк Н.Ф., Молибошко Л.А., Карпов В.В. Основы автоматизации автомобилей и тракторов. Минск, 1974. 3. Расолько А.М. и др. Пневматический привод тормозов автопоезда. Авт.свид.№541703. Бюл. изобрет., 1977, №1. 4. Гуськов В.В. и др. К вопросу определения динамических характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение, 1974, вып.5.

УДК 629.113 - 585.22 - 52

Скойбеда А.Т., канд.техн.наук,
Шавель А.А. (Белорусский политехнический институт)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ СРЕДСТВАМИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4 x 4 КЛАССА 20 кН

В настоящее время Минским тракторным заводом изготовлена опытная партия полноприводной перспективной модели трактора "Беларусь" с двигателем мощностью 110 кВт. Одна из особенностей этой модели - наличие автоматизированной системы управления блокировкой межосевого привода и блокировкой дифференциала заднего ведущего моста (АСУ СПП - автоматизированная система управления средствами повышения проходимости).