

**ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МОДУЛЯТОРА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ
ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ОСОБО БОЛЬШОЙ
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ В ТРЕХФАЗОВОМ РЕЖИМЕ**

Эффективная работа противоблокировочной тормозной системы (ПБС) в значительной мере определяется работоспособностью модулятора и стабильностью его выходных характеристик. Решающее значение в этой связи имеют доводочные и ресурсные испытания модулятора в режиме работы гидравлического тормозного привода автомобиля с ПБС. Перспектива развития адаптивных ПБС вызывает необходимость разработать модуляторы, которые могут осуществлять выдержку давления жидкости в колесных тормозных цилиндрах на заданном уровне. Реализация таких требований представляет определенные технические трудности из-за утечек и перетечек жидкости в исполнительных элементах модулятора, а также податливости гидравлического привода. В Белорусском политехническом институте разработан и испытан модулятор, который обеспечивает как двухфазовый режим работы ПБС (снижение давления – оттормаживание и повышение давления – автоматическое торможение), так и трехфазовый (выдержка давления в конце фазы оттормаживания) [1].

Модуляторы испытывались на стенде, который включал реальную тормозную систему автомобиля БелАЗ–549 (рис. 1). В контуре тормозного привода модулятор 4 ПБС работал от электронного генератора импульсов. Генератор позволял изменять в широких пределах частоту и скважность сигналов управления U_1 и U_2 клапанами модулятора. В режиме работы модулятора с электронно-решающим блоком ПБС стенд функционировал совместно с АВМ, которая моделировала торможение автомобиля с различными коэффициентами сцепления и проскальзывания колеса с дорогой [2].

Модулятор исследовался в рабочем диапазоне давлений тормозной системы автомобиля $p = 7,0–12,0$ МПа. Частота включений клапанов модулятора изменялась в пределах рабочих частот ПБС автомобилей особо большой грузоподъемности и составляла $f=1,0–6,3$ Гц.

Испытания на стенде включали исследование переходных процессов основных фаз торможения и оттормаживания, а также качества формирования модулятором третьей фазы – выдержки давления. Кроме того, проводились ресурсные испытания, которые включали регистрацию и анализ отказов, отклонений входных и температурных параметров, числа срабатываний модулятора.

В ходе испытаний подтверждены результаты теоретических исследований. Они указывают на колебательный характер изменения давления в колесных цилиндрах. При ступенчатом входном воздействии $p_{вх} = 12,0$ МПа перерегу-

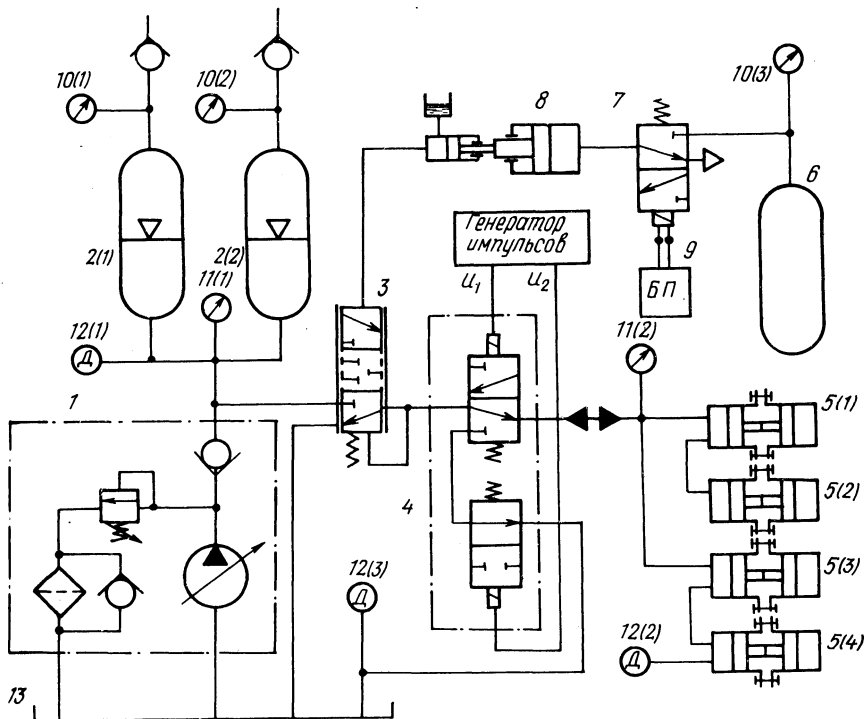


Рис. 1. Схема гидравлического контура стенда:

1 – насосная станция; 2 (1), 2 (2) – газогидроаккумуляторы; 3 – блок управления; 4 – модулятор; 5 (1), 5 (2), 5 (3), 5 (4) – колесные тормозные цилиндры; 6 – ресивер нажимателя; 7 – электроклапан; 8 – главный тормозной цилиндр; 9 – блок клапанов; 10 (1), 10 (2), 10 (3) – манометры пневматические; 11 (1), 11 (2) – манометры гидравлические; 12 (1), 12 (2), 12 (3) – датчики давления тензометрические; 13 – маслобак.

лирование составляет $\Delta p = 1,6$ МПа. С уменьшением рабочего давления тормозной системы $p_{вх} \leq 9,0$ МПа перерегулирование снижается и скорость переходного процесса составляет $\dot{p}_{вых} = 2$ МПа/с.

Таким образом, при формировании основных фаз цикла (торможение и оттормаживание) с целью обеспечения качества регулирования давления в колесных цилиндрах желательно исключить релейное (ступенчатое) открытие клапанов модулятора.

Изменение параметров входного воздействия может быть достигнуто применением корректирующих устройств и использованием свойств вязкого трения пары "золотник–гильза" [3].

В результате испытаний были установлены зависимости изменения давления жидкости в колесных тормозных цилиндрах $p_{кц}$ от параметра скважности сигналов управления клапанами модулятора. Под параметром скважности τ принято отношение времени сигнала управления или входного воз-

действия t к периоду T частоты включения. Такое определение скважности дает физическое представление о длительности сигнала t по отношению к периоду T . Изменение скважности в конечных пределах $0 \leq \tau \leq 1$ позволяет широко использовать диапазон параметра входного воздействия при исследовании динамических характеристик звеньев и систем автоматики с помощью ЦВМ. Например, при $t \rightarrow 0$ ($\tau \rightarrow 0$) можно получить весовую функцию системы, т.е. ее реакцию на единичный импульс $\delta(t)$. При $t \rightarrow T$ ($\tau \rightarrow 1$) получаем переходную функцию. Все промежуточные значения скважности внешнего воздействия $0 \leq \tau \leq 1$ позволяют определять динамику системы способом широтно-импульсной модуляции. Этот способ положен в основу работы модулятора ПБС.

Рассмотрим динамические характеристики давления $p_{кц}$ в колесных тормозных цилиндрах в зависимости от параметров несущей частоты модулятора и скважности сигналов управления (рис. 2).

При управлении основным клапаном модулятора формируются фазы оттормаживания (длительность электрического сигнала t_1) и торможения ($T-t_1$). Из приведенных на рис. 2 графиков видно, что с увеличением скважности сигналов управления $\tau \geq 0,7$ давление $p_{кц}$ в фазе торможения меньше номинального в тормозной системе. В диапазоне $\tau_1 = 0,6-0,3$ наблюдается наибольшее перерегулирование $\Delta p_{кц} = 0,7-0,8$ МПа, а при $\tau_1 < 0,3$ $\Delta p = 0,15-0,2$ МПа.

Эксперимент также показал, что увеличение частоты включений модулятора приводит к уменьшению диапазона τ_1 , при котором давление $p_{кц}$ достигает $p_{ном}$ (см. рис. 2,а,б). Эта частота уменьшается с увеличением давления $p_{ном}$ и составляет $f \leq 6,3$ Гц при $p_{ном} = 8,0$ МПа; $f \leq 4$ Гц при $p_{ном} = 10,0$ МПа.

Таким образом, отмеченные диапазоны скважности сигналов управления и несущей частоты модулятора качественно изменяют переходной процесс фазы повышения давления в колесных цилиндрах при торможении.

Заметим, что формирование модулятором третьей фазы – выдержки давления – реализуется с помощью двух клапанов модулятора 4 (см. рис. 1). Управление этими клапанами осуществляется электрическими сигналами U_1 и U_2 по автономным каналам связи с соответствующей скважностью τ_1 и τ_2 (рис. 3). Поэтому практический интерес представляет соотношение параметров τ_1 и τ_2 и их влияние на работу модулятора в трехфазовом режиме.

При исследовании трехфазового режима было установлено, что общий характер увеличения давления в фазе торможения такой же, как и при двухфазовом. Однако величина перерегулирования при этом меньше. Она находится в прямой зависимости от величины давления фазы выдержки $p_{выд}$, т.е. от скважности работы клапана выдержки давления $\tau_2 = t_2/T$.

Введение третьей фазы благоприятно влияет на работу гидравлического контура в циклическом режиме: уменьшается жесткость и снижается вибрация трубопроводов.

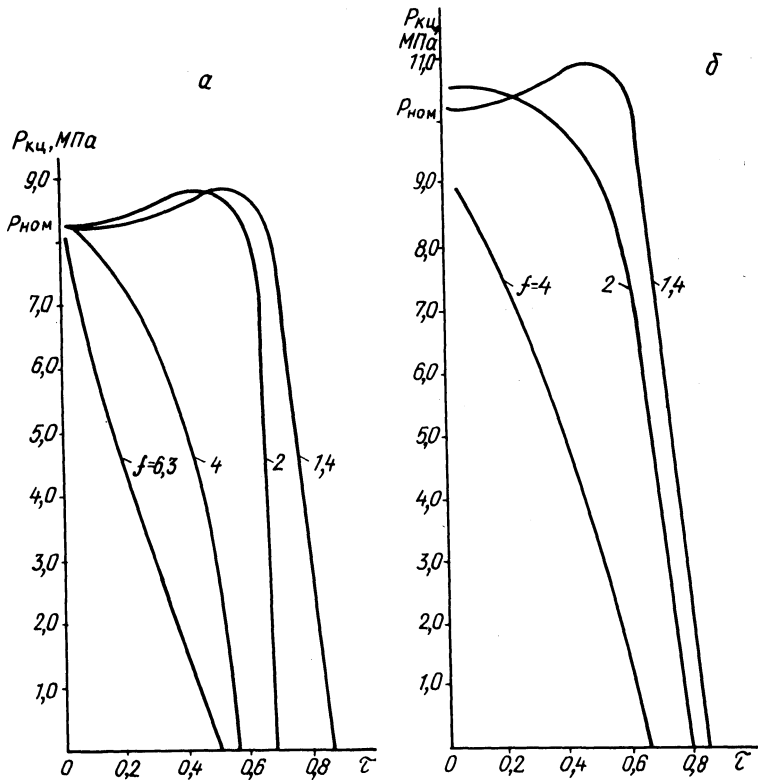


Рис. 2. Влияние скважности работы модулятора на давление жидкости в колесном тормозном цилиндре:

а - $p_{\text{ном}} = 8,0$ МПа; б - $p_{\text{ном}} = 10,0$ МПа.

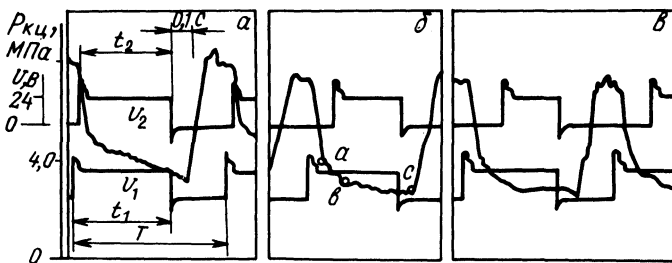


Рис. 3. Формирование третьей фазы в циклическом режиме работы модулятора:

а - $\tau_2 = 0,55$; б - $\tau_2 = 0,44$; в - $\tau_2 = 0,36$.

Анализ условий образования третьей фазы показывает, что решающее значение при этом имеет оптимальное соотношение величин скважности τ_2/τ_1 . С целью определения пределов существования третьей фазы испытания проводились при различном соотношении τ_2/τ_1 с постоянным периодом T и временем t_1 . Установлено, что величина этого соотношения должна находиться в пределах $0,6 \leq \tau_2/\tau_1 \leq 1,0$. В граничных условиях при $\tau_2/\tau_1 = 0,6$ трехфазовый режим переходит в двухфазовый, при $\tau_2/\tau_1 = 1,0$ в колесных тормозных цилиндрах выдерживается давление $p_{\text{ном}}$. Уменьшение τ_2 ($\tau_2/\tau_1 \rightarrow 0,6$) ведет к интенсивной стабилизации давления $p_{\text{кц}}$ (см. рис. 3). Это объясняется тем, что при таком τ_2 образование фазы выдержки происходит при меньших значениях $p_{\text{кц}}$, что в некоторой степени снижает утечки и перетечки жидкости при открытии клапанов модулятора.

Выявлено также влияние величины скважности сигнала управления основным клапаном модулятора на качество формирования фазы выдержки давления в колесных цилиндрах $p_{\text{кц}}$.

При значениях $\tau_1 \leq 0,3$ давление $p_{\text{кц}}$ в фазе выдержки практически не стабилизируется и снижается со скоростью $\dot{p}_{\text{кц}} = 15-20$ МПа, что приведет к двухфазовому режиму работы. При близких к максимальным значениям $\tau_1 = 0,65-0,85$, когда время фаз оттормаживания и выдержки давления значительно превышает время фазы торможения давления, $p_{\text{кц}}$ уменьшается незначительно: $p_{\text{кц}} \leq 3$ МПа.

На рис. 3 приведены экспериментальные выходные характеристики модулятора, которые показывают особенности формирования фазы выдержки. Можно выделить два основных участка этой фазы. Участок интенсивного снижения давления "ав" (см. рис. 3. б) и стабилизации "вс". Соотношение этих участков различно и зависит в первую очередь от схемы модулятора, элементов коррекции и скважности сигналов управления клапанами τ_1 и τ_2 . Снижение давления фазы выдержки характерно для гидравлических контуров. Кроме того, медленное снижение давления в конце фазы оттормаживания и переход на выдержку $p_{\text{кц}}$ исключает излишнее растормаживание автомобиля при работе ПБС, снижает динамичность и вибрацию трубопроводов гидропривода [4]. За время стендовых испытаний модулятор отработал 15820 циклов из них 7260 в трехфазовом режиме регулирования. Этот ресурс обеспечивает около 3 тыс. торможений автомобиля. Поломок и отказов в работе, а также течи рабочей жидкости из модулятора не наблюдалось. Нагрев магнитов за время длительной циклической работы (до 10–15 с) не превышал 60°C. Испытания разработанного модулятора ПБС для большегрузных автомобилей с гидравлическим приводом тормозов показали достаточно высокую работоспособность и стабильность выходных характеристик. Рассмотренные особенности формирования фазы выдержки давления модулятором могут быть применены при разработке адаптивных ПБС автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 653154 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной тормозной системы транспортного средства/В.В.Капустин, Н.Ф.Метлюк, А.Г.Денисов и др. – Оpubл. в Б.И., 1979, № 11. 2. Волкус С.С., Капустин В.В., Мочалов В.В. Сопряженная с ЭВМ стендовая установка для исследования противоблокировочной тормозной системы. – Автомобильный и городской транспорт. М., 1979, вып. 4, с. 15–16 (ЧА128ДЕП). 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф.дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1977 – 224 с. 4. Тарко Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. – М., 1973. – 167 с.

УДК 629.113 – 597.5

**Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош,
П.Н.Кишкевич, Ф.К.Кравец**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОПРИВОДА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Пневмопривод противоблокировочной тормозной системы (ПБС) работает в циклическом режиме. Это вызывает увеличение расхода воздуха. В связи с чем особую актуальность приобретают вопросы экспериментального исследования питающей части такого привода с целью оценки влияния ряда эксплуатационных факторов (начальной скорости торможения, коэффициента сцепления, нагрузки на ось), схемы ПБС, режима ее работы на расход воздуха, а также проверки энергоемкости (запаса сжатого воздуха) системы в соответствии с требованиями в проекте приложения к Правилам № 13 ЕЭК ООН.

Эксперименты проводились в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ на инерционном стенде, предназначенном для испытаний пневматических ПБС [1]. Принципиальная схема испытуемой тормозной системы приведена на рис. 1. При испытаниях были приняты параметры тормозной системы автомобиля МАЗ–5336. Исследовались схемы ПБС: 0021; 0022 и 2121. Первая и вторая цифры в обозначениях схем показывают соответственно количество датчиков и модуляторов на переднем мосту автомобиля; третья и четвертая – на заднем мосту автомобиля.

Испытания проводились по следующей методике. Компрессор наполнял ресиверы до максимального давления $p_{\text{pec}} = 0,8$ МПа. Электродвигатель разгонял до необходимой скорости беговые барабаны стенда и колеса моста автомобиля, предварительно прижатые к барабанам заданной нагрузкой. Частота вращения вала компрессора соответствовала холостому режиму вращения коленвала двигателя ($\omega = 41,86 - 52,33$ рад/с). Испытания на стенде про-