

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

УДК 629.113-597.5

В.П. АВТУШКО, канд.техн.наук (БПИ),
М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ, А.М. ТАРАСЕВИЧ
(БелАЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ЦИЛИНДРА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ДАВЛЕНИЯ

Основными задачами экспериментального исследования являлись: 1) определение характеристик пневмогидравлического и колесного цилиндров; 2) определение статических и динамических характеристик пневмогидравлического цилиндра (ПГЦ) с преобразователем давления (ПД) и без него; 3) влияние конструктивных параметров ПГЦ с ПД на его статические и динамические характеристики.

Исследования были проведены в экспериментальном цехе БелАЗа на установке, схема которой показана на рис. 1. Установка состоит из ресивера 1, тормозного крана 4, электропневмоклапана 5, двухмагистрального клапана 3, ускорительного клапана 2, пневмогидроцилиндра 8, устройства срабатывания 6, колесного тормозного цилиндра 7.

При снятии статических характеристик ПГЦ давление воздуха в его пневматической полости медленно повышалось тормозным краном до максимального и при этом записывались на магнитофон давление воздуха в ПГЦ, жидкости в рабочей и штоковой полостях ПГЦ и колесном тормозном цилиндре, ход поршня ПГЦ. Схема установки датчиков приведена на рис. 1.

Динамические характеристики снимались следующим образом: после подачи электрического сигнала на электропневмоклапан 5 сжатый воздух из ресивера через двухмагистральный 3 и ускорительный 2 клапаны подается в пневматическую полость ПГЦ 8. При этом дополнительно регистрировалось давление рабочей жидкости за дроссельным элементом реле задержки времени ПД.

Данные испытаний записаны на магнитофон, обработаны на вычислительной машине IN110 и получены в виде графиков и таблиц. Типичные статические и динамические характеристики ПГЦ с ПД приведены на рис. 2.

На линии перемещения поршня $h_{\text{п}}$ точка 11 (рис. 2, а) соответствует началу перемещения поршня, в точке 12_п наблюдается перелом линии перемещения $h_{\text{п}}$, соответствующий возникновению рабочих нагрузок в колесном тормозном механизме; точка 13 соответствует началу изменения передаточного отношения ПГЦ. Давление жидкости в рабочей полости $p_{\text{р}}$ начинает повы-

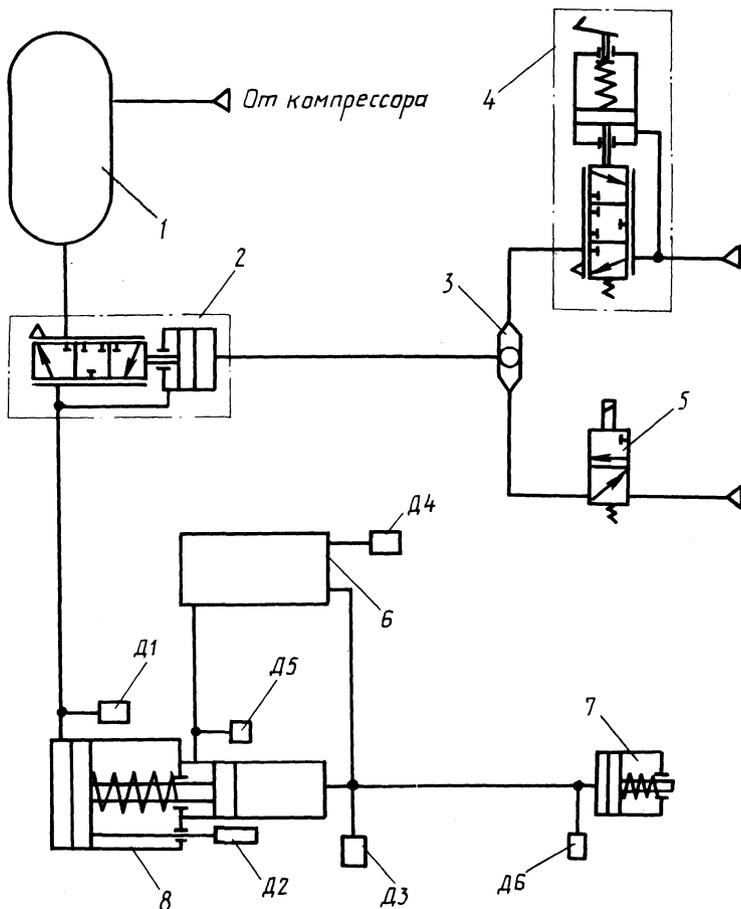


Рис. 1. Принципиальная схема установки для получения статических и динамических характеристик ПГЦ и ПД

шаться в точке 11 и первоначально определяется сжатием возвратных пружин пневмогидравлического и колесного цилиндров. В точке 22 происходит изменение характеристики ПГЦ в связи с появлением рабочих нагрузок; в точке 23 происходит срабатывание ПД: открывается дозирующий клапан и ПД начинает отслеживать давление в штоковой полости ПГЦ, что приводит к изменению его передаточного отношения. В точке 24 происходит полное срабатывание ПД, давление жидкости в рабочей p_p и штоковой $p_{шт}$ полостях выравнивается, а передаточное отношение достигает своего максимального значения, определяемого геометрическими параметрами ПГЦ. В штоковой полости вначале наблюдается разрежение, необходимое для подсоса жидкости из резервуара и определяемое работой обратного клапана. Давление в штоковой полости начинает повышаться в точке 32, соответствующей моменту срабатывания ПД. При оттормаживании линии h_n , p_p и $p_{шт}$ имеют петлю гистерезиса. Проведено несколько серий статических испытаний ПГЦ с ПД с различными его геомет-

рическими параметрами (передаточное отношение ПД выбиралось равным 2,09; 2,40; 2,92), а также его устройства срабатывания дозирующего типа (передаточное отношение дозирующего клапана было равно 4; 4,60; 6,25). Усилие силовой пружины устройства срабатывания корректировалось при испытаниях регулировочными шайбами.

При анализе полученных характеристик установлено, что положение точки срабатывания ПД должно определяться исходя из характеристики колесного тормозного механизма, а полное срабатывание ПД для улучшения качества слежения ПГЦ — происходит при давлении воздуха, близком к минимальному рабочему давлению. Качество слежения исследуемого цилиндра в значительной мере определяется силой трения и передаточным отношением ПД. Установлено, что с уменьшением сил трения в ПГЦ и увеличением передаточного отношения ПД наблюдается скачкообразное увеличение давления в штоковой и рабочей полостях ПГЦ.

На рис. 2, б показано изменение во времени давления жидкости в устройстве срабатывания за дроссельным элементом реле времени $p_{др}$, давление жидкости в колесном цилиндре $p_{к.ц}$ и давление воздуха в пневматической полости ПГЦ p_v . На кривой $p_{шт}$ точка 11 соответствует началу повышения давления воздуха в ПГЦ, а в точке 12 оно достигает максимального значения. В соответствии с этим происходит перемещение поршня ПГЦ h_p и изменение давления жидкости в рабочей полости ПГЦ. Точка 21 соответствует началу работы силовой пружины реле времени, дополняющей усилие возвратной. В точке 22 реле времени открывается, жидкость начинает поступать в штоковую полость ПД, и дроссельный элемент прекращает свою работу. Точка 31 на кривой $p_{шт}$ соответствует началу срабатывания реле времени.

При исследовании динамических характеристик ПГЦ с ПД установлена необходимость применения реле времени перед устройством срабатывания с целью исключения провала тормозной педали при экстренных торможениях и обеспечения свободного прохода жидкости в штоковую полость после срабатывания ПД. При испытаниях реле времени, дроссельным элементом которого является хвостовик запорного элемента, находящийся в осевом отверстии втулки, были испытаны дроссели с различными диаметрами хвостовика. Время задержки срабатывания ПД от 6,57 до 0,3 с. Проведены испытания реле

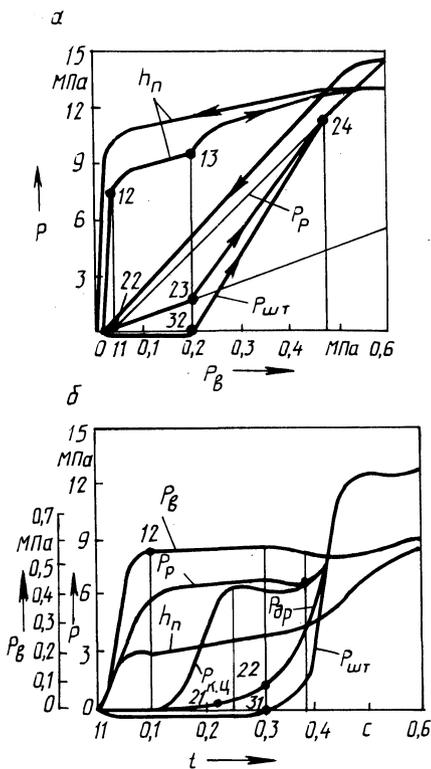


Рис. 2. Статические (а) и динамические (б) характеристики ПГЦ с ПД

времени с дроссельным элементом, состоящим из хвостовика, установленного во втулке с минимальным зазором, и сквозного отверстия во втулке. Данная конструкция показала более стабильное время задержки срабатывания ПД и технологически более приемлема.

Полученные экспериментальные данные позволяют обосновать математическую модель, описывающую динамические и статические характеристики ПГЦ с переменным передаточным отношением.

УДК 629.114

С.Ю. АРТАМОНОВ, С.Б. ТРИБУХОВСКИЙ,
С.П. ЧИЧЕНКОВ (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При рассмотрении процесса торможения автотранспортного средства как с противоблокировочной системой (ПБС), так и без нее необходимо точно описать взаимодействие его колеса с опорной поверхностью. В работе [2] указывается, что "... коэффициент сцепления является важнейшим параметром, оценивающим взаимодействие автомобильного колеса с опорной поверхностью".

Развитие вычислительной техники позволяет широко применять методы математического моделирования различных процессов в научно-исследовательских работах. Так, при создании ПБС для автотранспортных средств математическое моделирование позволяет существенно сократить затраты времени и материальных средств на экспериментальные исследования. Однако для разработки математической модели, адекватной реальному процессу, необходима корректная постановка задачи, правильная трактовка сущности физических процессов.

Анализируя работы по исследованию коэффициента сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью [1–4], можно сделать следующий вывод: на данном этапе развития научных исследований пока не существует удобного аналитического выражения для описания изменения коэффициента сцепления при торможении. В данной работе сделана попытка получить такое аналитическое выражение для использования его при расчетах на ЭВМ.

Рассмотрим процесс движения колеса при торможении. Его можно условно разделить на несколько этапов [5]: 1) суммарная реакция опорной поверхности R в площадке контакта с колесом меньше предельной по сцеплению R_{φ} : $k < R_{\varphi}$; 2) суммарная реакция опорной поверхности R равна предельной по сцеплению R_{φ} :

$$R = R_{\varphi} . \quad (1)$$

При выполнении условия (1) начинается процесс блокирования колеса, т. е. относительное проскальзывание колеса S изменяется от $S = S_{\text{кр}}$ до $S = 1$.