

Потери давления на обратном клапане регулятора при этом исключаются.

По предложенной методике были проведены ресурсные испытания комбинированных регуляторов давления МТЗ и завода "Кишмотор" ВНР. Эти испытания позволили в короткий срок выявить недостатки конструкции в части обеспечения стабильности пределов давления в системе в процессе длительной работы узлов, а также выявить детали, лимитирующие долговечность узла.

Параллельно проводились испытания комбинированных регуляторов давления непосредственно на тракторах в эксплуатации. Эти испытания дали результаты, аналогичные полученным в лабораторных условиях.

Г.П. Грибко, А.М. Расолько, Л.В. Барташевич

ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ ПРИЦЕПОВ

В хозяйствах страны используется большое количество тракторных прицепов, оборудованных гидравлическим приводом тормозов. Для обеспечения возможности агрегатирования с указанными прицепами в пневмосистеме тракторов МТЗ-80/82 предусмотрен пневматический переходник. Он представляет собой тормозную камеру автомобильного типа с седлом, в которое устанавливается выносной главный тормозной цилиндр гидропривода тормозов прицепов. При торможении шток пневмопереходника воздействует на поршень главного тормозного цилиндра и таким образом создается давление жидкости в гидроприводе. Пневмопереходник может работать на повышении давления или на падении. На рис. 1 показано два варианта подключения пневмопереходника в систему.

Для определения эффективности пневмогидравлического привода (рис. 1) были проведены лабораторные и дорожные испытания. В процессе лабораторных испытаний снимались статические и динамические характеристики привода. При дорожных испытаниях определялась эффективность торможения тракторного поезда.

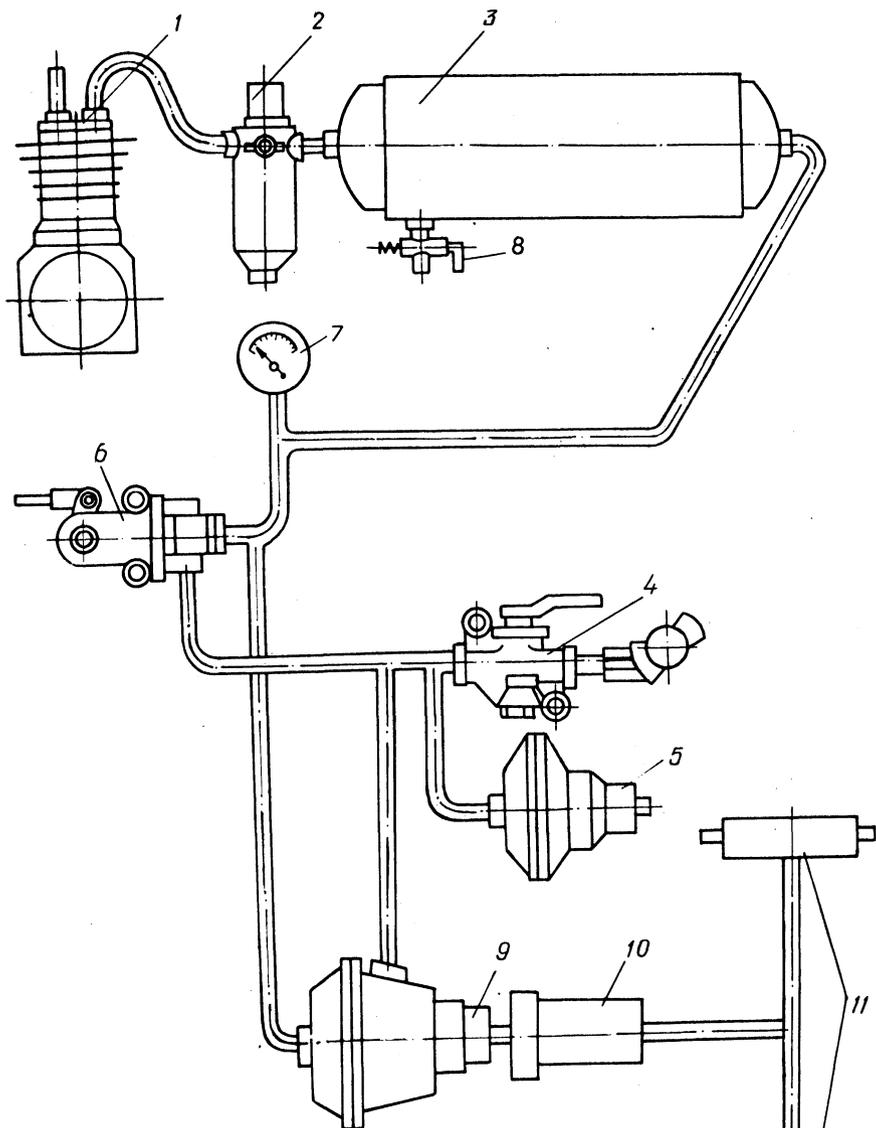


Рис.1.Схема пневмогидравлического привода тормозов прицепа:

1— компрессор; 2—регулятор давления; 3—воздушный баллон; 4—кран разобщительный; 5,9—пневматический переходник; 6—кран тормозной; 7—манометр; 8—кран слива конденсата; 10—главный тормозной цилиндр; 11—рабочие гидроцилиндры.

При снятии статических и динамических характеристик привода на стенде измерялись: перемещение педали тормоза; давление воздуха на выходе тормозного крана; давление жидкости в главном тормозном цилиндре и рабочих цилиндрах гидропривода; перемещение штока пневмопереходника. Измеряемые параметры регистрировались на ленту осциллографа.

Результаты лабораторных испытаний показывают, что при одной тормозной оси прицепа давление в гидроприводе тормозов составляет $100\text{--}110 \text{ кг/см}^2$, а при двух тормозных осях $60\text{--}65 \text{ кг/см}^2$. Основной причиной низкого давления жидкости в гидроприводе тормозов является недостаточный объем жидкости, вытесняемой поршнем главного тормозного цилиндра. Значительное влияние оказывает суммарная податливость гидропривода.

Привод с пневматическим переходником, работающим на повышение давления, обладает достаточно высоким быстродействием. Давление в рабочих тормозных цилиндрах достигает 95% максимального значения за 0,25 сек. от начала перемещения педали тормоза, что в два раза лучше, чем с переходником, работающим на падение давления.

Дорожные испытания трактора МТЗ-80 с прицепом модели 785А показали, что максимальное замедление составило $2,5 \text{ м/сек}^2$. Тормозной путь при начальной скорости торможения 30 км/час достигает 13 м. Время срабатывания привода тормозов прицепа больше времени срабатывания тормозов трактора. Поэтому в начальный период торможения в сцепке возникает пик усилий сжатия, затем величина усилия уменьшается, но до конца торможения сохраняются усилия, что свидетельствует о более низкой эффективности торможения прицепа по сравнению с трактором.

Низкая эффективность торможения тракторного поезда при агрегатировании трактора с прицепом модели 785А объясняется тем, что прицеп оборудован тормозами только на задней оси. К тому же происходит перераспределение веса прицепа по осям. В результате задняя ось прицепа разгружается и сцепной вес тормозящегося прицепа становится меньше статической нагрузки на ось. Высокое давление в гидроприводе тормозов прицепа приводит к тому, что задние колеса при торможении блокируются и происходит боковой занос прицепа. Сжимающие усилия в сцепке способствуют прогрессированию заноса.

Наряду с лабораторными и дорожными испытаниями пневмогидравлического привода тормозов прицепов проводились ресурсные испытания пневматического переходника с целью оп-

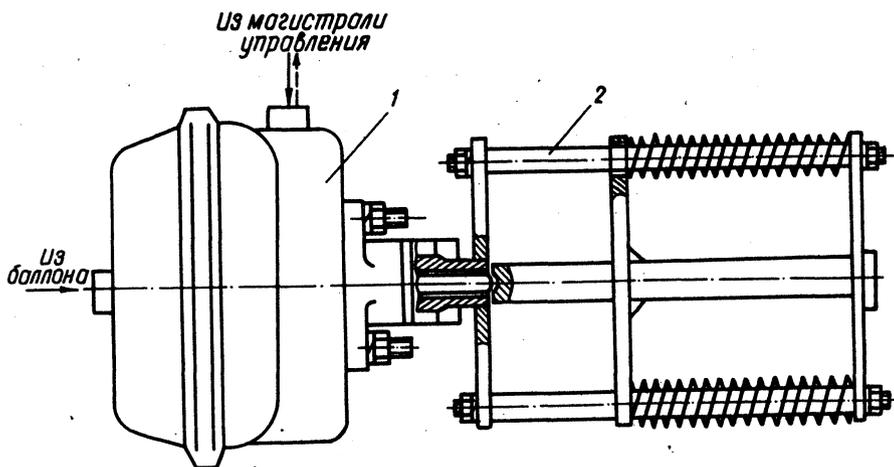


Рис. 2. Приспособление для износных испытаний пневматического переходника:

1—пневматический переходник; 2—нагрузочное устройство.

ределения его долговечности. Объем испытаний составил 72000 циклов, что соответствует работе узла на тракторе в течение 6000 моточасов. За цикл работы пневматического переходника принимался один двойной ход штока (втягивание — выталкивание) на максимальную величину. Длительность цикла составила 10—12 сек. Объем испытаний подсчитан исходя из того, что трактор 2700 моточасов работает на транспорте в агрегате с прицепами, оборудованными гидравлическим приводом тормозов. При этом принято, что тракторный поезд работает в наиболее трудных дорожных условиях для тормозной системы. Интенсивность торможения составляет 26,8 торможений в час (по данным НАТИ).

После каждых 20000 циклов снимались статические характеристики узла при давлении в ресивере $7,3 \text{ кг/см}^2$. Усилия на штоке пневматического переходника замерялись образцовым динамометром ДС-1 с пределами измерений 0—1000 кг. Нагрузка на шток создавалась при помощи пружинного нагрузочного устройства (рис. 2).

Усилие на штоке пневматического переходника в зависимости от хода штока до и после испытаний представлено на графике (рис. 3). Характеристика пневматического переходника в процессе работы практически не изменялась. Как видно из гра-

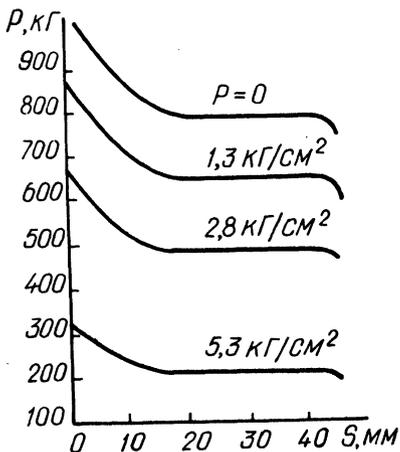


Рис. 3. График изменения усилия на штоке пневматического переходника в зависимости от хода штока:

P — усилие на штоке пневматического переходника;
 S — ход штока; p — давление в магистрали управления.

фиков, усилие на штоке снижается, затем при ходе штока $S = 20-43$ мм остается постоянным и опять уменьшается. Наиболее оптимальный режим работы пневмогидравлического привода тормозов прицепа будет при ходе штока $S = 20-43$ мм, так как на этом участке усилие, развиваемое пневмопереходником, не зависит от хода штока. До и после отработки на стенде 72000 циклов детали пневматического переходника микрометрировались. Износ деталей находился в пределах точности замера 0,01 мм.

В ы в о д ы

Быстродействие пневмогидравлического привода тормозов прицепов при работе пневматического переходника на повышение давления в два раза лучше, чем при работе на падение давления.

Объем жидкости, вытесняемый главным цилиндром, недостаточен для торможения прицепов, имеющих две тормозные оси.

Не обеспечивается замедление и тормозной путь согласно "Единым требованиям к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда", а также "Техническим требованиям к тормозной системе тракторных поездов".

Испытываемый пневматический переходник имеет долговечность не менее 6000 моточасов.