

О ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕНСОРНОЙ ОПОРЕ ГИДРОЦИЛИНДРА ПОВЫШЕННОГО ТИПОРАЗМЕРА

Предлагаются варианты конструктивного исполнения гидрофицированного привода возвратно-поступательного перемещения с промежуточной сенсорной опорой гидроцилиндра повышенного типоразмера.

Ключевые слова: гидроцилиндр, надежность, прочность.

Существующие в машиностроении конструкции гидрофицированного привода возвратно-поступательного перемещения включают в себя, как правило, типовые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком, зачастую повышенного типоразмера, с большими диаметральными размерами и ходом штока [1–3]. Такие гидроцилиндры в своем большинстве содержат корпус с крышками, поршень с направляющим элементом, шток и уплотняющее устройство штока, установленное на крышке [4–11].

Основным недостатком применяемых в этих приводах гидроцилиндров является то, что до приложения продольного сжимающего усилия, то есть рабочего усилия гидроцилиндра, он имеет прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных элементов (штока и корпуса), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – корпус», «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального искривления его элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных дета-

лей, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов [2, 9].

В этих условиях гидроцилиндр подвержен продольно-поперечному изгибу и не является устойчивым. При этом предельная величина продольного сжимающего усилия значительно меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня. Отсюда следует, что стержень, имеющий начальное искривление, в нашем случае – силовой гидроцилиндр, более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных пластических деформаций, нежели прямолинейный, то есть, обладает меньшей надежностью. После приложения продольного усилия, то есть подачи жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, его суммарный прогиб увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию изгибающего момента, который создает критические напряжения и, соответственно, вызывает появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра (рис. 1). В конечном итоге это приводит к потере гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе гидроцилиндра [1].

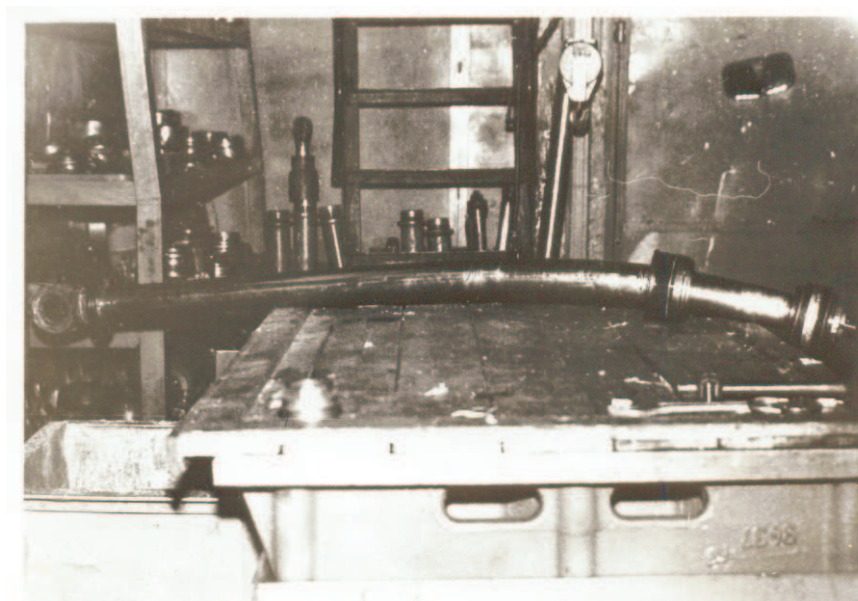


Рис. 1. Деформация штока гидроцилиндра рукоятки одноковшового экскаватора

* - автор, с которым следует вести переписку.

Усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла технического объекта, например, одноковшового экскаватора и в данном случае является функцией сопротивления грунта копанию. Это усилие может скачкообразно нарастать по мере увеличения сопротивления, например, при взаимодействии ковша экскаватора с непреодолимым препятствием (скала, валун и т.д.) [2].

Одновременно горизонтальное пространственное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его сопряжениях от действия изгибающего момента, что значительно ухудшает условия работы элементов сопряжений: повышается температура в узле трения, увеличивается интенсивность изнашивания и прочее [2].

Изнашивание трущихся элементов силового гидроцилиндра, опять-таки, приводит к увеличению его прогиба, росту нагрузок, вызывает ухудшение условий функционирования, следствием чего является дальнейшее снижение его надежности и ресурса работоспособности [1].

Применение жесткого крепления корпуса гидроцилиндра [1, 5, 8, 10, 11] позволяет несколько увеличить величину рабочего хода штока за счет увеличения общей жесткости системы. Но данная конструкция требует строгой соосности элементов крепления гидроцилиндра, что усложняет его конструкцию и приводит к незначительному снижению реакций в трущихся сопряжениях «поршень – корпус» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра.

При резком изменении усилия на штоке гидроцилиндра последний не имеет возможности занять устойчивое положение вследствие неподвижности переднего элемента крепления корпуса, что ведет к дополнительному росту реакций в сопряжениях. Кроме того, применение жесткого переднего элемента крепления корпуса не позволяет гидроцилиндру совершать угловые перемещения относительно заднего элемента крепления корпуса, что ограничивает области его применения, например, для рабочего оборудования бульдозеров, погрузчиков, скреперов и экскаваторов. Все это снижает надежность, сокращает ресурс работоспособности гидроцилиндра и ограничивает область его применения.

С целью повышения надежности гидропривода предлагается дополнительно установить в гидросистему вспомогательный гидроцилиндр, выполняющий роль сенсорной поддерживающей опоры корпуса силового гидроцилиндра. При этом вспомогательный гидроцилиндр расположен параллельно силовому цилиндру, приводящему в действие отвал бульдозера [12].

Основным недостатком предлагаемой конструкции является ориентация при выборе кинематической схемы поддержки силового гидроци-

линдра на изгибающий момент, а не на линейное сосредоточенное усилие. Главным недостатком этого является возможный S-образный перегиб силового гидроцилиндра. Следствием этого является изгиб штока, рост реакций в сопряжении «шток – втулка» и опорных проушинах корпуса и штока, что дополнительно снижает надежность всего привода. Кроме того, значительным циклическим знакопеременным нагрузкам подвержен и силовой элемент, связывающий оба гидроцилиндра, что также не способствует повышению надежности известного привода [13].

Также известно [14] использование промежуточной поддерживающей опоры на длинноходном гидроцилиндре, содержащем корпус и плунжер, опирающийся на промежуточные опоры внутри корпуса. В нем с целью увеличения хода плунжера вне корпуса параллельно плунжеру установлены направляющие с дополнительной промежуточной опорой и концевой опорой с подпружиненной защелкой.

К недостаткам названного длинноходового гидроцилиндра надо отнести: требование строгой соосности элементов гидроцилиндра, наличие значительных реакций в сопряжениях «плунжер – корпус» и «плунжер – опора», а также введение дополнительной опоры, скользящей по направляющим, что затрудняет реагирование всей системы на резко меняющиеся эксплуатационные нагрузки. Кроме этого, установка дополнительной опоры большой длины, требующей дополнительных мер по защите от воздействия окружающей среды, загрязнения и механических повреждений, усложняет конструкцию, затрудняет обслуживание гидроцилиндра и создает дополнительные трудности при компоновке машины.

Помимо этого, необходимо подводить смазку к промежуточной опоре, скользящей по направляющим, что дополнительно усложняет всю конструкцию гидроцилиндра. При этом введение дополнительной скользящей по направляющим опоры не устраняет прогиб гидроцилиндра. Более того, при наличии значительных прогибов, возникающих после приложения продольного сжимающего усилия, условия работы промежуточной опоры резко ухудшаются, и она практически утрачивает свое функциональное назначение. Все перечисленное снижает надежность системы в целом [13].

Для устранения названных недостатков предлагается гидросистема (рис. 2), в которой с аналогичной целью используется вспомогательный цилиндр, шарнирно соединенный с силовым и развивающий переменное по величине линейное сосредоточенное поддерживающее усилие, чем обеспечивается сенсорная поддержка силового гидроцилиндра при свободном изменении им своего пространственного расположения по отношению к опорам вспомогательного [15].

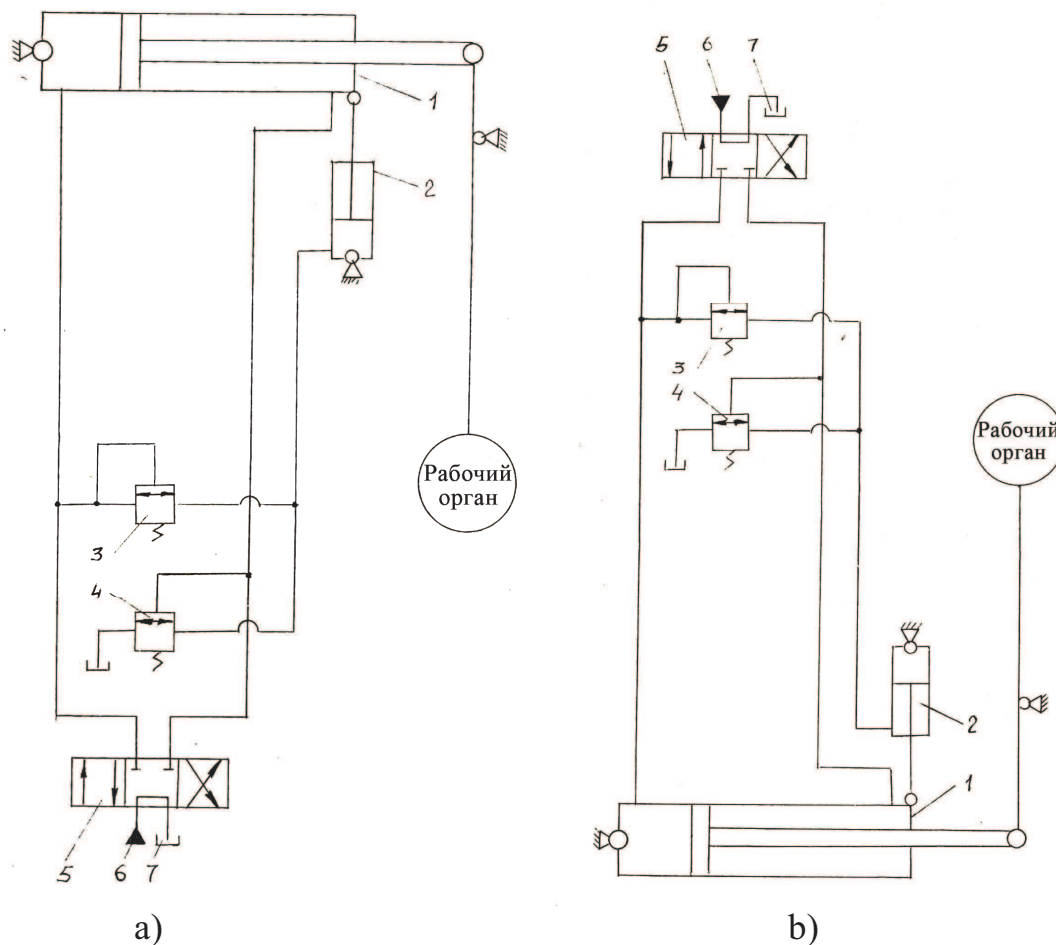


Рис. 2. Гидросистема с промежуточным вспомогательным сенсорным поддерживающим гидроцилиндром:
 а) с нижним и б) с верхним расположением относительно силового гидроцилиндра

Гидросистема (рис. 2) содержит силовой гидроцилиндр 1 и вспомогательный цилиндр 2, предохранительный клапан 3 и клапан давления 4. Поршневая и штоковая полости гидроцилиндра 1 подключены через распределитель 5 к источнику питания 6 и сливу 7. Вспомогательный цилиндр 2, шток которого кинематически связан с корпусом силового гидроцилиндра 1, выполнен однополостным. Полость его подключена к выходу предохранительного клапана 3, сообщенного с поршневой полостью силового гидроцилиндра 1, и к входу клапана давления 4, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового гидроцилиндра 1. Выход клапана давления 4 соединен со сливом гидросистемы [15].

Подача рабочей жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 приводит к его продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальные поперечные деформации силового гидроцилиндра в виде поперечного прогиба. В этом случае вспомогательный цилиндр 2, исполняющий роль сенсорной по нагрузке поддержи-

вающей опоры силового цилиндра 1, предназначен поддержать его и уменьшить тем самым появившийся прогиб. Давление срабатывания предохранительного клапана 3 выбрано из условия приведения силового цилиндра 1 в устойчивое положение. При работе последнего, сопровождающейся, как правило, качанием гидроцилиндра 1 относительно опоры корпуса, шток вспомогательного цилиндра 2, кинематически связанный с корпусом силового цилиндра 1, совершает сенсорное возвратно-поступательное перемещение [15].

Основным недостатком данной гидросистемы является ее относительно невысокая надежность вследствие возможного рассогласования требуемого поддерживающего усилия, необходимого для приведения силового гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в устойчивое положение и развиваемого в действительности вспомогательным цилиндром [13].

Для устранения этого недостатка предлагается гидросистема (рис. 3), которая имеет двуполост-

ной вспомогательный цилиндр. Дополнительная полость через клапан давления, полость гидроуправления которого подключена к поршневой полости силового цилиндра, и через параллельно соединенные регулируемый дроссель и обратный клапан сообщена со штоковой полостью силового цилиндра. Кроме того, через клапан давления, полость гидроуправления которого подключена к штоковой полости силового цилиндра, дополнительная полость вспомогательного цилиндра сообщена с поршневой полостью силового [16].

Вследствие произведенных дополнений и изменений, во-первых, развивается требуемое поддерживающее усилие на штоке вспомогательного цилиндра, во-вторых, обеспечивается регулирование величины поддерживающего усилия при монтажно-сборочных и прочих регулировочных работах (например, при техническом обслуживании и ремонте), в-третьих, улучшается режим работы трущихся уплотнений вспомогательного цилиндра [16].

Гидросистема (рис. 3) содержит силовой 1 и вспомогательный 2 цилиндры, предохранительный клапан 3 и клапан давления 4. Поршневая и штоковая полости цилиндра 1 подключены через

распределитель 5 к источнику питания 6 и сливу 7. Вспомогательный цилиндр 2, шток которого кинематически связан с корпусом силового 1, выполнен двуполостным. Первая полость подключена к выходу предохранительного клапана 3, сообщенного входом с поршневой полостью силового цилиндра 1, и к входу клапана давления 4, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового цилиндра 1. Выход клапана 4 соединен со сливом гидросистемы. Дополнительная полость вспомогательного цилиндра 2 через клапан давления 8, полость гидроуправления которого подключена к поршневой полости силового цилиндра 1, и через параллельно соединенные регулируемый дроссель 9 и обратный клапан 10 сообщена со штоковой полостью силового цилиндра 1. Через клапан давления 11, полость гидроуправления которого подключена к штоковой полости силового цилиндра 1, дополнительная полость вспомогательного цилиндра 2 сообщена с поршневой полостью силового 1. Причем, давление срабатывания клапана 3 больше, чем у клапана 8, при равенстве аналогичных давлений у клапанов 4 и 11 [16].

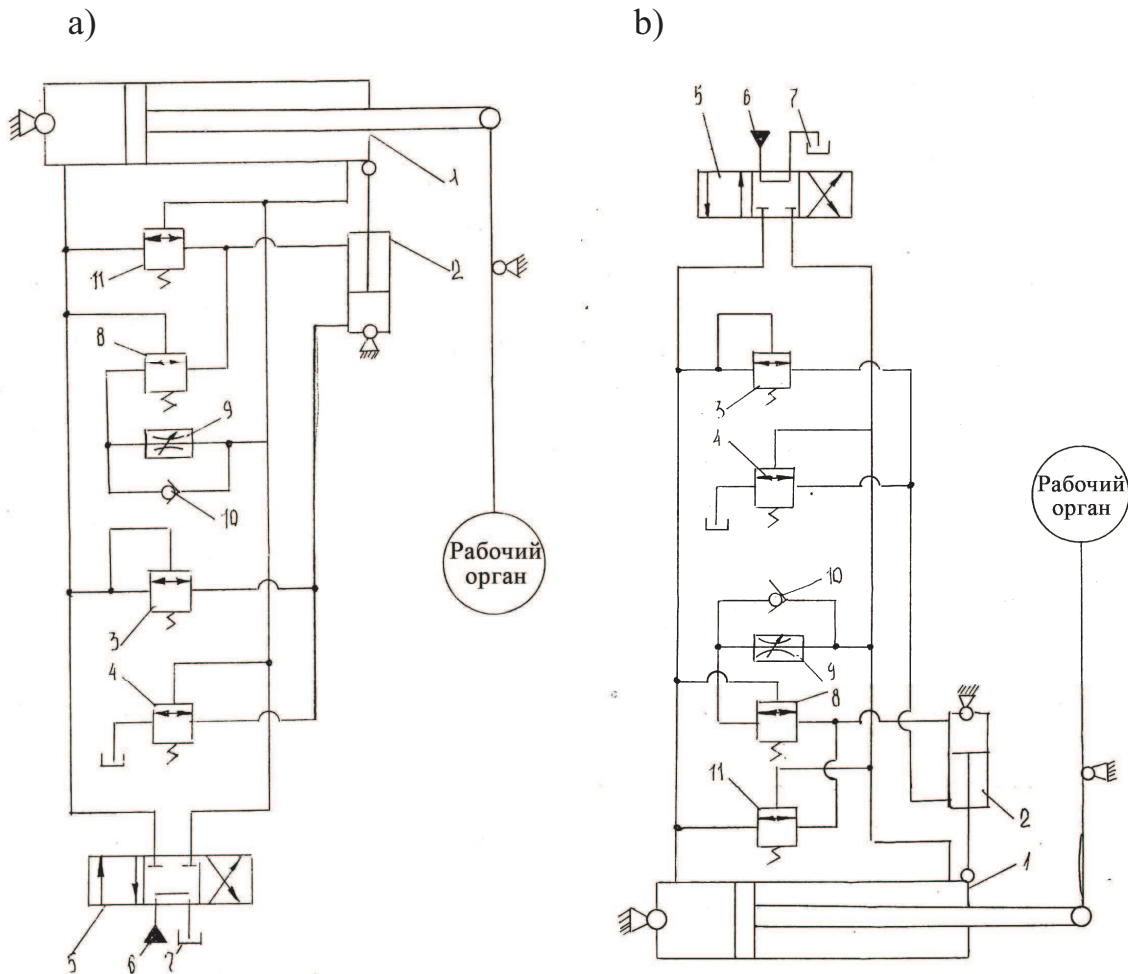


Рис. 3. Гидросистема с промежуточным вспомогательным сенсорным поддерживающим гидроцилиндром:

а) с нижним и б) с верхним расположением относительно силового гидроцилиндра.

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (рис. 3), что приводит к его нежелательному продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальные поперечные деформации в виде прогиба вследствие разности давления срабатывания клапанов 3 и 8, последний, открывшись, включает дополнительную полость вспомогательного цилиндра 2 и тем самым готовит его к функционированию, которое незамедлительно следует за включением клапана 3.

Как и в предыдущих случаях, вспомогательный цилиндр 2 исполняет роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3 выбрано из условия обязательного обеспечения цилиндром 2 приведения цилиндра 1 в устойчивое положение. При работе силового цилиндра 1, сопровождающейся, как правило, качанием последнего, шток вспомогательного цилиндра 2, будучи кинематически связан с корпусом силового 1, совершает возвратно-поступательное перемещение. При вдвигании штока цилиндра 2 жидкость поступает из штоковой полости силового цилиндра 2, сообщенной в этот момент через распределитель 5 со сливом 7 гидросистемы, в дополнительную полость цилиндра 2 через обратный клапан 10 и клапан давления 8 по гидролинии, имеющей минимальное гидросопротивление. При выдвигании штока цилиндра 2 жидкость, вытесняемая из его дополнительной полости, перетекает через клапан 8 и регулируемый дроссель 9, создающий дополнительное гидросопротивление в магистрали, через распределитель 5 на слив 7 гидросистемы.

Таким образом, за счет создания сопротивления в магистрали и дополнительной полости цилиндра 2 корректируется путем снижения от максимального до требуемого значения поддерживающее усилие на его штоке. При подаче через распределитель 5 рабочей жидкости в штоковую полость силового цилиндра 1, что не требует вследствие растяжения последнего его поддержки вспомогательным цилиндром 2, из-за равенства величин давления срабатывания клапанов давления 4 и 11 они включаются одновременно и перепускают через себя жидкость, соответственно, непосредственно на слив и в том же направлении через распределитель 5. В результате этого шток цилиндра 2, совершая возвратно-поступательное перемещение, отслеживает без силового воздействия качание силового гидроцилиндра 1 [16].

И в первом, и во втором рассмотренных случаях поршень и шток вспомогательного цилиндра работают в условиях соответственного жидкостного и полужидкостного трения, что увеличивает

их ресурс и повышает надежность гидросистемы в целом [16].

К недостаткам этой гидросистемы следует отнести возможное запаздывание при создании вспомогательным цилиндром поддерживающего усилия, в зависимости от давления рабочей жидкости в полостях силового гидроцилиндра, которое является результатом взаимодействия рабочего оборудования (ковша экскаватора, отвала бульдозера и пр.) машины с трансформируемой средой (грунтом и т. п.) [13].

Для обеспечения быстродействия поддерживающего цилиндра предлагается гидросистема, которая снабжена параллельно соединенными разнонаправленными напорными и обратными клапанами, установленными между предохранительными клапанами и поршневой полостью силового цилиндра и между клапанами давления и его штоковой полостью. При этом клапан давления сообщает полость вспомогательного цилиндра с поршневой полостью силового. Кроме того, клапан давления и предохранительный клапан настраиваются на давление срабатывания, меньшее аналогичного для напорных клапанов [13].

Таким образом, вследствие произведенных дополнений и изменений, во-первых, гидросопротивление линий питания силового цилиндра становится больше гидросопротивления линии питания вспомогательного цилиндра, а во-вторых, уменьшается длина гидролинии слива жидкости из его полости через клапан давления [13].

Гидросистема (рис. 4) содержит силовой 1 и вспомогательный 2 цилиндры, предохранительный клапан 3 и клапан давления 4. Поршневая и штоковая полости цилиндра 1 подключены через распределитель 5 к источнику 6 и сливу 7. Вспомогательный цилиндр 2, шток которого кинематически связан с корпусом силового 1, выполнен однополостным. Полость его подключена к выходу предохранительного клапана 3, сообщенного входом с поршневой полостью силового цилиндра 1, и к входу клапана давления 4, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового цилиндра 1. Выход клапана 4 соединен с его поршневой полостью. Между последней и предохранительным клапаном 3 установлены параллельно соединенные разнонаправленные напорный 8 и обратный 9 клапаны. Аналогично, между штоковой полостью силового цилиндра 1 и клапаном давления 4 установлены параллельно соединенные разнонаправленные напорный 10 и обратный 11 клапаны. При этом давление срабатывания клапанов 3, 4 меньше аналогичного для напорных клапанов 8, 10 соответственно.

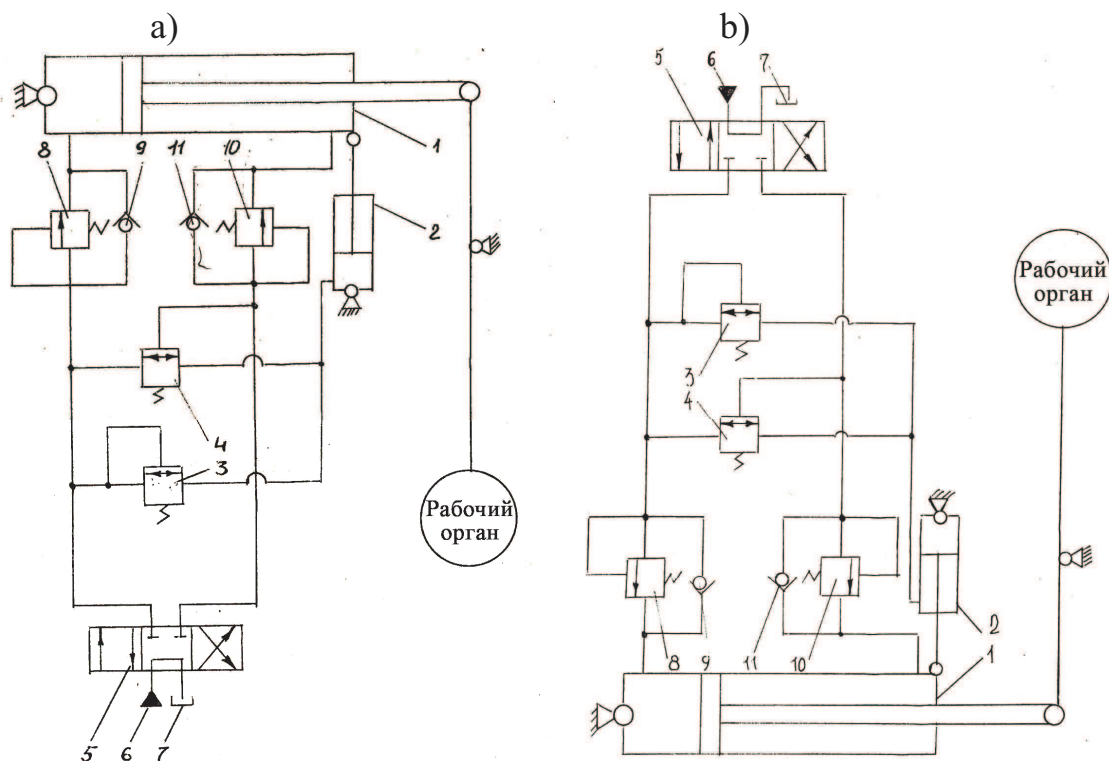


Рис. 4. Гидросистема с промежуточным вспомогательным сенсорным поддерживающим гидроцилиндром:

а) с нижним и б) с верхним расположением относительно силового гидроцилиндра.

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (рис. 4), вследствие разности давления срабатывания предохранительного клапана 3 и напорного 8, первый, открывшись, включает в действие вспомогательный гидроцилиндр 2, исполняющий роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3, выбранное из условия обеспечения цилиндром 2 приведения силового гидроцилиндра 1 в устойчивое положение, позволяет цилиндру 2 компенсировать все возможные, а также накопленные за период простоя прогибы гидроцилиндра 1, включая и те, что произошли из-за внутренних перетечек рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндра 2. Вслед за этим открывается напорный клапан 8, включая в работу силовой гидроцилиндр 1, уже находящийся, благодаря действию цилиндра 2, в устойчивом положении. Вытесняемая движущимся поршнем из штоковой полости цилиндра 1 жидкость через обратный клапан 11 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. Эксплуатационное колебание нагрузки на штоке гидроцилиндра 1 через давление жидкости в его поршневой полости и полости вспомогательного цилиндра 2, связанной с первой, отражается на величине требуемого толкающего, тянущего (рис. 4) поддерживающего усилия на него штоке, чем достигается сенсорное по нагрузке действие гидроцилиндра 2 [13].

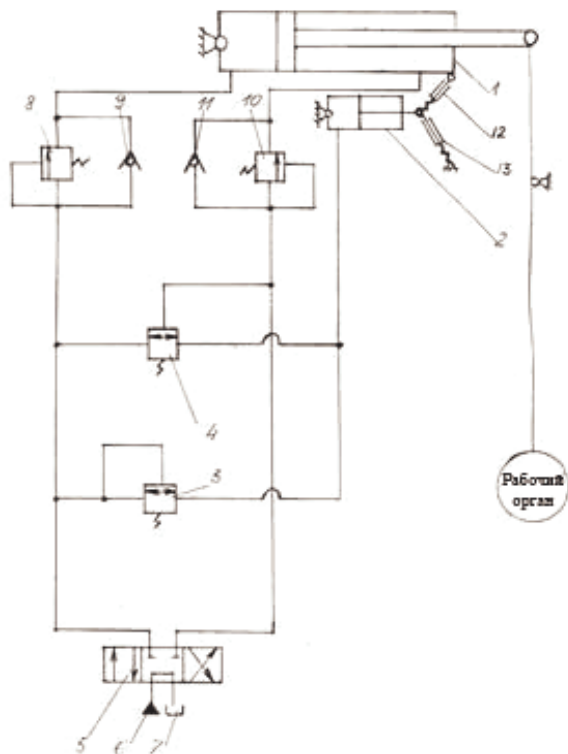
При подаче через распределитель 5 рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра 1, не требующего из-за растяжения последнего его поддержки вспомогательным 2, в результате разности давления срабатывания клапана давления 4 и напорного клапана 10 сначала открывается клапан 4, соединяя со сливом 7 полость цилиндра 2, а затем – клапан 10, включающий в действие уже разгруженный от нежелательного в этом случае воздействия вспомогательного цилиндра 2 гидроцилиндр 1 (рис. 4). Вытесняемая движущимся поршнем жидкость из поршневой полости силового цилиндра 1 через обратный клапан 9 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. При этом в случае возможных кинематически обусловленных угловых перемещений цилиндра 1 со стороны вспомогательного 2 не действуют никакие дополнительные сопротивления из-за соединения его полости через клапан 4 со сливом 7, постоянно наполненным гидрожидкостью, вытесняемой из поршневой полости цилиндра 1 [13].

Данная гидросистема обеспечивает быстрое действие вспомогательного цилиндра по отношению к силовому без использования каких-либо дополнительных элементов электроуправления или источников питания и позволяет повысить надежность гидрофицированной машины в целом [13].

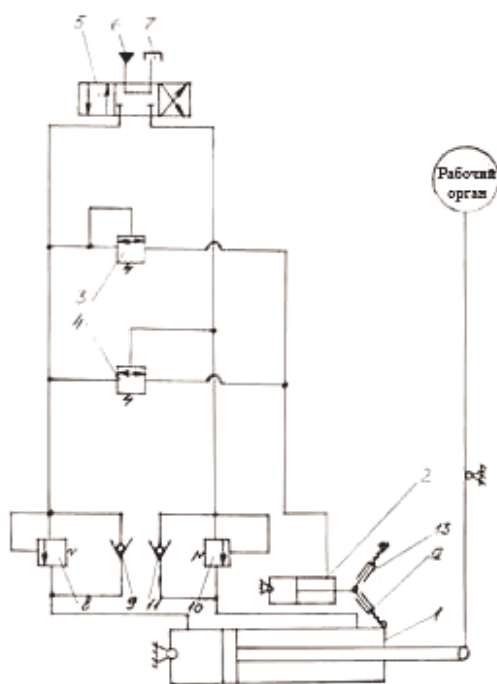
Для обеспечения коррекции требуемого поддерживающего усилия сенсорной опоры силового гидроцилиндра, уменьшения реакций в его со-

пряжениях, улучшения эксплуатационного режима трущихся уплотняемых сопряжений и повышения надежности всей гидросистемы предлагается гидросистема (рис. 5), в которой шток вспомогательного цилиндра кинематически связан с корпусом силового гидроцилиндра через образующую полуромб систему подпружиненных рычагов различных длин.

а)



б)



рычагов и промежуточным вспомогательным сенсорным поддерживающим гидроцилиндром:

а) с нижним и б) с верхним расположением относительно силового гидроцилиндра.

По аналогии с предыдущей, эта гидросистема содержит силовой 1 и вспомогательный 2 гидроцилиндры, предохранительный клапан 3 и клапан давления 4. Поршневая и штоковая полости цилиндра 1 подключены через распределитель 5 к источнику питания 6 и сливу 7. Вспомогательный цилиндр 2, шток которого кинематически связан через систему, образующую полуромб подпружиненных рычагов 12, 13 различных длин с корпусом силового цилиндра 1, является гидроцилиндром одностороннего действия с односторонним штоком. Рабочая полость вспомогательного цилиндра 2 подключена к выходу предохранительного клапана 3, сообщенного входом с поршневой полостью силового цилиндра 1, и к входу клапана давления 4, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового цилиндра 1. Выход клапана давления 4 соединен со сливом гидросистемы. Причем, давление срабатывания предохранительного клапана 3 больше, чем для клапана давления 8, при равенстве аналогичных давлений для клапанов 4 и 11.

Гидросистема работает следующим образом.

При подаче рабочей жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 вспомогательный цилиндр 2, шток которого кинематически связан с корпусом силового 1 через систему, образующую полуромб подпружиненных рычагов 12, 13 различных длин, играет роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового гидроцилиндра 1.

При подаче рабочей жидкости в штоковую полость силового цилиндра 1 шток цилиндра 2, совершая возвратно-поступательное перемещение за счет работы системы подпружиненных рычагов 12, 13, отслеживает без дополнительного сопротивления качание силового цилиндра 1.

И в том, и в другом случаях подпружиненные рычаги демпфируют возможные динамические нагрузки, действующие на силовой цилиндр, например, при взаимодействии рабочего оборудования (органа) машины с непреодолимым препятствием.

Использование рычагов различных длин дает возможность настройки гидросистемы по требуемой величине поддерживающего усилия.

Таким образом, использование предлагаемой гидросистемы обеспечивает коррекцию требуемого поддерживающего усилия в зависимости от пространственного расположения силового гидроцилиндра, настройку по величине этого усилия на начальном этапе эксплуатации гидросистемы, а также позволяет повысить надежность и эффективность гидросистемы и гидрофицированной машины в целом.

Рис. 5. Гидросистема с системой подпружиненных

Литература

1. Кобзов, Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития / Д. Ю. Кобзов ; Брат. индустр. ин-т – Братск, 1998. – 59 с. – Деп. в МАШМИР 29.09.98
2. Кобзов, Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения / Д. Ю. Кобзов, В. А. Тарасов, А. А. Трофимов; Брат. гос. техн. ун-т. – Братск, 1999. 108 с. – Деп. в ВИНТИ, № 3552-1399.
3. Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции : каталог / сост. Ю. И. Абанкин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1992. – 232 с.
4. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Е. И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Техніка, 1977. – 320 с.
5. Goldoftas, T. Cylinders for profit-making design / T. Goldoftas // *Hydraulics & Pneumatics*. – 1976. – P. 1-32. – USA ; на англ. яз.
6. Werner, H. D. The future of hydraulics / H. D. Werner // *Design Engineering*. – 1986. – № 3 (32). P. 16-20. – USA ; на англ. яз.
7. Перспективы дальнейшего развития гидравлики и пневматики / Т. Исихара, Е. Абэ, Х. Икэбэ [и др.] // *Hydraulics & Pneumatics*. – 1984. № 4 (15). – С. 333-344. – Япония ; на яп. яз.
8. Cylinders // 36-th Annual Designer's Guide : To fluid power products / *Hydraulics & Pneumatics*. 1992. – № 1. – P. 84-86. – USA ; на англ. яз.
9. Марутов, В. А. Гидроцилиндры / В. А. Марутов, С. А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 171 с.
10. Cylinders. Fluid power reference issue // *Machine Design*. – 1988. – № 9. – P. 111-118. – USA ; на англ. яз.
11. Li Tian Jue Hydraulic engineering handbook / Li Tian Jue . – Beijing : Mechanics Industry Press, 1990. – 2230 p. – на кит. яз.
12. А. с. 1191534 СССР, МКИ E02F9/22 Следящий гидропривод рабочего органа землеройной машины / Слободин В. Я., Амельченко В. Ф., Гордиенко А. Н., Пархоменко В. И. СССР. – № 3767853/29-03 ; заявл. 13.07.84 ; опубл. 15.11.85, Бюл. № 42.
13. Модернизация гидроцилиндров СДМ / исполн. Д. Ю. Кобзов, В. А. Тарасов, И. А. Липецкий, Ю. Н. Соколов, А. Б. Богданов, А. Ю. Кобзов // Разработка методики испытания сдвоенных насосов. Создание методики исследования нагруженного режима гидроцилиндров СДМ. Разработка средства для измерения расхода рабочей жидкости в гидросистемах СДМ. Модернизация гидроцилиндров СДМ : отчет о НИР (промежуточ.) / БрИИ ; рук. Л. А. Калашников. – 04В.01.03.Н9а ; ГР 01910054187 ; Инв. 02920009233. – Братск, 1991. – С. 42-73.
14. А. с. 584109 СССР, МКИ F15B15/14 Длинноходовой гидроцилиндр / Смоленцев И.И. (СССР) . – № 2006403/25-06 ; заявл. 20.03.74 ; опубл. 15.12.77, Бюл. № 46.
15. А. с. 1386758 СССР, МКИ F15B15/04. Гидросистема / Алексеенко П. Д., Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л., Сергеев А. П. (СССР). – № 4131905 ; заявл. 08.10.86 ; опубл. 07.04.88, Бюл. № 13.
16. А. с. 2046893 РФ, МКИ E02F9/22. Гидросистема / Кобзов Д. Ю. (РФ). – № 5025828/03 ; заявл. 07.02.92 ; опубл. 27.10.95, Бюл. № 30.