

УДК 62-82:69.002.5

**Н. А. Фоменко, В. И. Богданов, О. В. Бурлаченко, С. В. Алексиков,
Н. В. Сапожкова**

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГИИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ЗАПОРНОМ УСТРОЙСТВЕ ГИДРОСИСТЕМЫ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ

Предлагается техническое решение снижения энергии гидравлического удара в запорном устройстве защиты гидравлической системы строительно-дорожных машин от несанкционированного выброса рабочей жидкости при разрушении рукавов высокого давления.

К л ю ч е в ы е с л о в а: гидравлический удар, гидропривод, гидравлическая система, рукав высокого давления, защита гидропривода, запорное устройство, компенсатор гидравлического удара.

The authors propos technical solution to the reduce on energy hydraulic shock in lock protection device of the hydraulic system of construction and road machines from unauthorized discharge of working fluid in the destruction of the high pressure hoses.

К e y w o r d s: hydraulic shock, hydraulic drive, hydraulic system, high-pressure hose, protection of the hydraulic actuator, locking device, the compensator of hydraulic shock.

В настоящее время в эксплуатации находится большое количество гидрофицированных машин различного назначения. Гидрофицированные машины и агрегаты имеют ряд преимуществ, среди которых: удобство управления рабочими органами, высокая скорость и плавность изменения положения рабочей машины, реверс рабочего органа, раздельное управление рабочими машинами, точность позиционирования и дозирования силового воздействия на рабочие органы, компактность, высокие кинематические характеристики агрегата. На основе этих исследований созданы различные типы гидросистем с широким диапазоном функциональных возможностей. Вместе с тем исследования [1] показывают, что современные гидросистемы имеют ряд недостатков, которые требуют своего решения. Среди них, в первую очередь, следует отметить проблему сокращения потерь рабочей жидкости.

В последнее время отмечается тенденция повышения мощности гидропривода и рабочего давления в гидросистемах машин. Увеличение мощности гидроприводов машин сопровождается ростом потребляемой рабочей жидкости. Увеличение объема рабочей жидкости в гидросистеме практически пропорционально потребляемой мощности гидропривода (рис. 1). Дальнейшее увеличение мощности гидропривода (рис. 2) за счет повышения рабочего давления нередко приводит к разрушению рукавов высокого давления и несанкционированному выбросу рабочей жидкости в атмосферу (46...335 л за один выброс).

Выброс в атмосферу такого количества рабочей жидкости (минерального масла — нефтепродуктов) наносит значительный ущерб экологической безопасности (фауне, флоре) [2], приводит к невосполнимым материальным потерям биоресурсов и др. Что касается рабочего давления в гидросистемах различных типов машин, то оно на зарубежных образцах составляет порядка 17...20 МПа, а на отечественных тракторах давление в гидросистеме длительное время находилось в пределах 13,5...16 МПа и только за последние

годы возросло примерно до 20 МПа. Можно предположить, что в ближайшей перспективе рабочее давление в гидросистемах машин сохранится на том же уровне.

По этой причине рост рабочего давления в гидросистемах строительно-дорожных, тягово-транспортных средств, мобильных грузоподъемных машин, манипуляторов ограничен рабочим давлением третьего исполнения (18...20 МПа), что не позволяет поднять энергоемкость гидропривода и соответственно улучшить эксплуатационные и технико-экономические показатели машин.

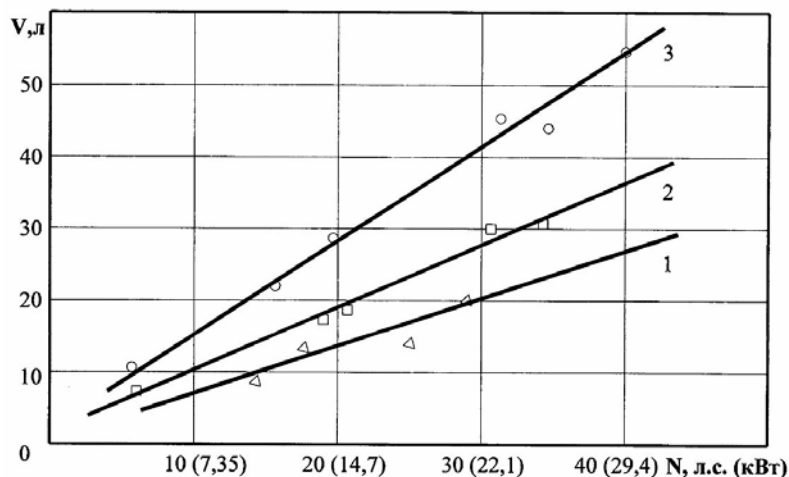


Рис. 1. Изменение объема рабочей жидкости в гидросистеме в зависимости от потребляемой мощности гидропривода: 1 — гидрофицированные рабочие органы без учета агрегируемых прицепов; 2 — объем рабочей жидкости для питания заднего навесного устройства без учета агрегируемых машин; 3 — объем рабочей жидкости для питания навесного устройства машин и гидрофицированных рабочих органов без учета агрегируемых прицепов

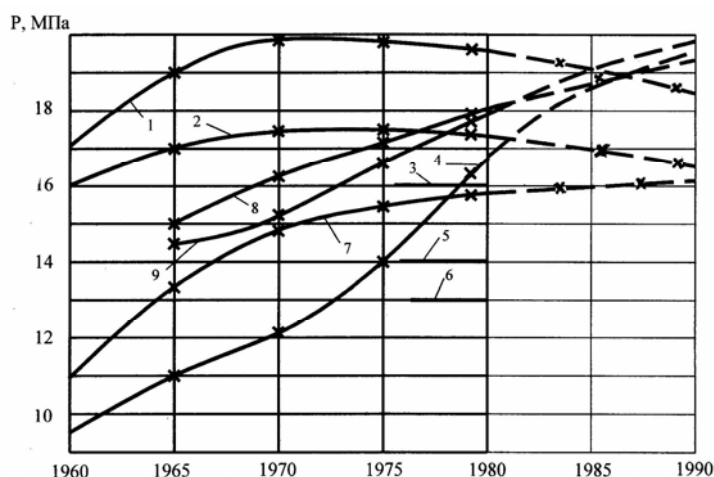


Рис. 2. Изменение рабочего давления в гидросистеме: 1 — «Мэсси-Фергюсон»; 2 — «Форд»; 3 — МТЗ-80(82); 4 — «Интернешнл-Харвестер»; 5 — тягач К-701; 6 — остальные базовые отечественные модели машин; 7 — «Джон Дир»; 8 — «Дойц»; 9 — ФИАТ

Надежность гидравлических систем современных машин во многом определяется совершенством конструкции гибких рукавов высокого давления [3—6]. Для повышения их прочности применяют оплеточное или навивочное металлическое армирование гибких трубопроводов, разработаны новые типы соединений концевой арматуры, например шариковые муфты, используется изготовление силового каркаса из высокопрочного полиэфирного волокна и многослойной арматуры, камеры рукава создаются методом экструзии из высококачественной синтетической резины с твердым внутренним покрытием, применяется полиуретан, полиамид или оплетка из нержавеющей стали. Установлено, что в условиях циклических нагрузок оплеточная арматура по прочности уступает навивочной.

Однако как оплеточные, так и навивочные рукава не выдерживают длительных циклических нагрузок при номинальном давлении в гидравлической системе за границей третьего исполнения (18...20 МПа) и не исключают несанкционированный выброс рабочей жидкости в атмосферу.

В настоящее время борьба с потерями рабочей жидкости при несанкционированном выбросе в атмосферу ведется по двум направлениям: повышение прочности рукавов [7, 8] и создание способов и систем защиты. Продолжаются исследования по дальнейшему совершенствованию гидроприводов тягово-транспортных средств и экологической безопасности их использования [2, 9, 10].

Создано множество типов систем защиты гидравлической системы [11—15], которые отличаются по принципу действия, месту расположения, функциональным параметрам, типу сигнального устройства, методу устранения потерь рабочей жидкости.

По принципу действия можно выделить несколько типов: поплавковые, пневмоэлектрические, гидропневматические, гидромеханические. У большинства защитных устройств потери после срабатывания составляют от 3 до 10 л, например у пневмоэлектрической системы защиты — 6...8 л, поплавковой системы защиты — до 10 л.

Наиболее перспективными можно считать усовершенствованные авторами гидропневматическую [12] или гидромеханическую системы защиты [13, 14]. При несанкционированном разрушении рукавов высокого давления для гидропневматической системы защиты потери рабочей жидкости составляют 0,5...1,2 л, а для гидромеханической — 0,17 л. Наиболее эффективным является гидромеханический способ защиты.

Однако исследования показывают, что в их конструкциях имеются недостатки, например, в системе защиты гидропривода [13, 14] в момент сообщения радиального канала с линией слива давление во впускной полости существенно падает, и оно не поддерживается, крайнее положение плунжера не фиксируется, что вызывает колебательный процесс плунжера из-за возврата его в данный момент пружинами. Это снижает эффективность перекрытия осевого канала коническим клапаном [13] и увеличивает время срабатывания устройства, снижается эксплуатационная надежность устройства и, как следствие, экологическая безопасность использования гидропривода машин и в целом эффективность системы защиты гидропривода.

Система защиты гидропривода [13] включает насос, соединенный напорной линией с гидродвигателем через распределитель и запорное устройство, установленное в напорной линии и подключенное своей входной поло-

стью к выходу насоса. Запорное устройство включает корпус с размещенным в нем подпружиненным плунжером, с выполненным со стороны входной полости осевым каналом, сообщенным отверстием через пружинную полость с установленным в ней упорным стержнем, с выходной полостью, подключенной к входу распределителя, а в плунжере выполнены радиальные отверстия, сообщающие осевой канал с линией. Недостаток системы защиты гидропривода обусловлен тем, что при срабатывании запорного устройства возникает гидравлический удар, который приводит к ударной нагрузке на седло клапана, при этом давление во впускной полости падает и пружины плунжера и клапана не фиксируют закрытое положение клапана, что вызывает колебательный процесс плунжера и дросселирование жидкости через осевой канал. Это снижает эффективность перекрытия осевого канала упорным стержнем, увеличивает время срабатывания устройства и, как следствие, количество несанкционированного выброса рабочей жидкости в атмосферу.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому техническому результату является система защиты гидропривода [14], включающая гидробак, насос, соединенный напорной гидролинией с гидроприводом через распределитель, линию слива в гидробак и запорное устройство, включающее корпус с входной, выходной и глухой полостями, входным, выходным и сливным штуцерами с каналами, установленное в напорной линии и подключенное своей входной полостью к выходу насоса, а выходной — к распределителю, с размещенным во входной полости подпружиненным плунжером с кольцевой проточкой и радиальными отверстиями, с выполненным со стороны входной полости осевым каналом, сообщенным с выходной полостью, в которой установлен подпружиненный подвижный клапан со штоком, при этом шток клапана напорной линией свободно перемещается в упоре.

Недостатком данной системы защиты гидропривода является низкая эффективность работы его запорного устройства. Это обусловлено тем, что в момент срабатывания запорного устройства во входной полости возникает гидравлический удар, который приводит к деформации седла и клапана защитного устройства, а колебательный процесс плунжера приводит к нарушению его равновесия и, как следствие, к увеличению времени перекрытия канала выходного штуцера, снижению быстродействия запорного устройства, увеличению количества несанкционированного выброса рабочей жидкости в окружающую среду, что снижает экологическую безопасность использования гидропривода машин. Кроме того, ударные нагрузки вызывают жесткую работу клапана запорного устройства и износ его рабочей поверхности, что снижает эксплуатационную надежность устройства и в целом эффективность системы защиты гидропривода.

Общий недостаток анализируемых гидравлических систем заключается в том, что при срабатывании защитного устройства возникает гидравлический удар и колебательный процесс плунжера, которые приводят к износу рабочей поверхности седла и клапана, снижению чувствительности, увеличению времени перекрытия напорной магистрали (снижению быстродействия), повышению количества несанкционированного выброса рабочей жидкости в окружающую среду.

Повышение эффективности системы защиты гидропривода от несанкционированного выброса рабочей жидкости из гидравлической системы можно

достичь путем снижения энергии гидравлического удара в напорной гидролинии, гашения колебательного процесса плунжера при срабатывании запорного устройства гидравлической системы, повышения быстродействия запорного устройства системы защиты гидропривода, его эксплуатационной надежности и экологической безопасности использования гидропривода машин.

Предлагаемое конструктивное решение, оформленное заявкой на изобретение [16], позволяет устранить перечисленные недостатки. В конструкцию внесены существенные изменения, обеспечивающие быстродействие защитного устройства, эксплуатационную надежность и экологическую безопасность гидропривода машин.

Система защиты гидропривода включает гидробак, насос, соединенный напорной гидролинией с гидроприводом через распределитель, линию слива в гидробак и запорное устройство, включающее корпус с входной, выходной и глухой полостями, входным, выходным и сливным штуцерами с каналами, установленное в напорной гидролинии и подключенное своей входной полостью к выходу насоса, а выходной — к распределителю, с размещенным во входной полости подпружиненным плунжером, имеющим кольцевую проточку, совмещенную с радиальными отверстиями и осевым каналом, сообщенным с выходной полостью, перекрываемым подпружиненным плунжерным клапаном, имеющим гидравлический подпор от гидронасоса, в котором запорное устройство оснащено компенсатором, поглощающим энергию ударной волны гидравлического удара, выполненным в виде камеры, образованной двумя эластичными мембранами, одна из которых неподвижно соединена со штоком подпружиненного плунжерного клапана, а другая соединена с двух сторон предохранительными пластинами, при этом камера снабжена нагнетательным ниппелем для заполнения ее газом, установленным на кольцо, размещенном внутри камеры.

Использование в системе защиты гидропривода компенсатора способствует поглощению части энергии ударной волны при деформации упругого элемента, в качестве которого используется газовая среда, например воздух или инертный газ, обладающая более высокой сжимаемостью, чем рабочая жидкость гидравлической системы, что позволяет снизить ударные нагрузки на седло выходного отверстия плунжера и подпружиненного подвижного плунжера со штоком и уменьшить износ их контактной поверхности, тем самым повышая надежность, эксплуатационные свойства и эффективность защиты гидропривода. Кроме того, снижается колебательный процесс плунжера и обеспечивается быстродействие перекрытия поврежденной гидролинии.

Система защиты гидропривода содержит гидробак 1, насос 2, напорную гидролинию 3, линию слива 4 в гидробак, распределитель 5, гидродвигатель 6, запорное устройство 7 (рис. 3).

Запорное устройство 7 включает в себя корпус 8, снабженный входным 9, выходным 10, сливным 11 штуцерами с каналами и упором 12. Внутри корпуса 8 запорного устройства размещен подпружиненный плунжер 13 с входной полостью А, по наружной поверхности которого выполнена кольцевая проточка 14 на расстоянии от оси сливного штуцера 11, равном полному ходу t плунжера 13 входной полости А, и радиальные отверстия 15 на расстоянии от вертикальной оси сливного штуцера 11, равном также полному ходу t плунжера 13 входной полости. Плунжер 13 размещается в корпусе 8 на

расстоянии его полного хода t от упора 12 с образованием выходной полости Б, сообщаемой с каналом В выходного штуцера 10. Входная полость А сообщается с выходной полостью Б корпуса 8 посредством осевого канала 16, имеющего коническое седло 17, которое перекрывается подпружиненным подвижным плунжером 18 со штоком с возможностью свободного перемещения в сквозном отверстии упора 12. Плунжер 18 снабжен конусом 19 и буртиком 20, который является упором пружины 22. Оба плунжера — 13 и 18 — подпружинены упругими элементами 21 и 22 соответственно.

Наружная поверхность упора 12 и внутренняя поверхность крышки 24 выполнены в виде полусфер 25 и 26 с образованием между ними герметичной камеры Д, предназначенной для гашения гидравлического удара при срабатывании плунжера 18. Полусферы 25 и 26 снабжены мембранами 27 и 28, выполненными из эластичного материала, например резины. Мембрана 27 неподвижно соединена со штоком 18 резьбовым соединением 29, а мембрана 28 для предотвращения ее от повреждения о кромку полости Г защищена с двух сторон пластинами 30 из прочного материала, диаметр которых превышает диаметра полости Г, и одновременно служит упором для плунжера 18. Между упором 12 и крышкой 24 установлено кольцо 31, предназначенное для установки нагнетательного ниппеля 32. Элементы камеры 12, 24, 27, 28 и 31 соединены между собой винтами 33. Кроме того, крышка 24 снабжена штуцером 34 для заполнения полости Г рабочей жидкостью.

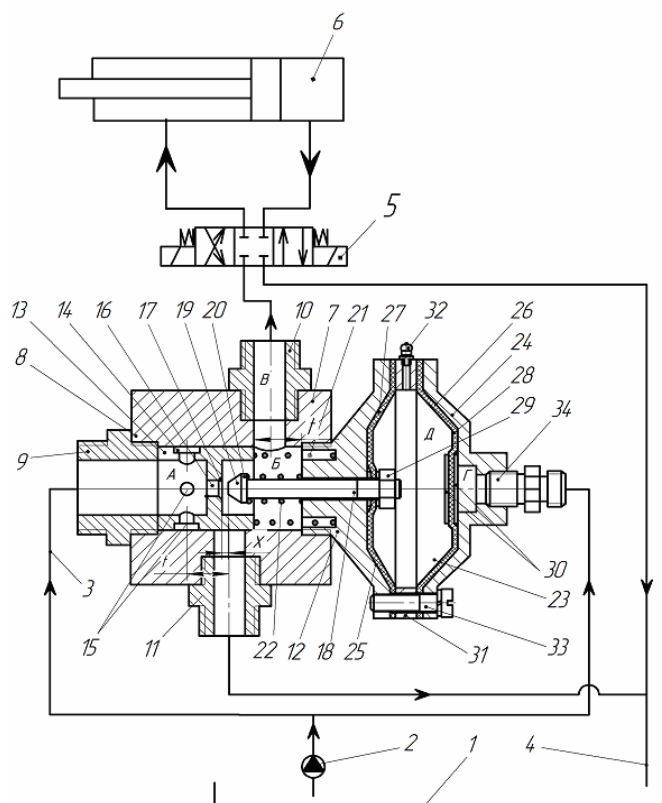


Рис. 3. Система защиты гидропривода

Система защиты гидропривода работает следующим образом. В рабочем состоянии системы защиты давление рабочей жидкости в полостях А, Б и Г при неработающем гидроприводе одинаковое и равно номинальному. При этом плунжер 13 входной полости подпирается пружиной 21 и находится в крайнем левом положении. Плунжер 18 выходной полости находится в равновесном состоянии под действием пружины 22, упирающейся в упор 12, и силы давления, создаваемой в глухой полости Г и газовой камеры Д на плунжер 18 выходной полости Б так, что полости А и Б сообщаются через осевой канал 16 плунжера 13.

При включении распределителем 5 гидропривода 6 рабочая жидкость через открытый канал 16 из входной полости А поступает в выходную полость Б и через канал В выходного штуцера 10 питает под рабочим давлением гидропривод. Поток жидкости при этом создает незначительный перепад давления между полостями А и Б. Подпор от такого перепада на плунжер 13 входной полости А компенсируется пружинами 21 и усилием от давления в камерах Д и Г на плунжер 18 выходной полости.

При разрыве рукавов питания гидропривода давление в выходной полости Б мгновенно падает, и из-за перепада давления рабочей жидкости в полостях А и Б плунжер 13 входной полости, преодолевая сопротивление пружины 21, движется вправо и встречается с плунжером 18, закрывая проходное сечение х. Резкий перепад давления в полостях А и Б сопровождается гидравлическим ударом, энергия ударной волны которого приводит к ударным нагрузкам на седло 19, клапан плунжера 18 и седло 17 канала 16 плунжера 13 и к колебательному процессу обоих плунжеров, их взаимным повторяющимся ударным нагрузкам в период затухания ударной волны.

Негативный процесс гидравлического удара нейтрализуется компенсатором 23, расположенным между плунжером 18 и гидравлическим подпором со стороны гидролинии 3 высокого давления. Полость Д камеры компенсатора 23 за счет высокой сжимаемости газа поглощает энергию ударной волны и сглаживает динамическое воздействие на контактную поверхность седла 17 отверстия 16 плунжера 13 и конусную поверхность 19 плунжера 18. Контактный пояс, образованный поверхностью 17 и 19, уменьшает удельное давление при закрытии клапана и способствует также снижению ударной нагрузки и, соответственно, износу клапана.

Таким образом, предлагаемое техническое решение в сравнении с прототипом повышает эффективность системы защиты гидропривода от несанкционированного выброса рабочей жидкости из гидросистемы, существенно повышает быстродействие запорного устройства, эксплуатационную надежность и экологическую безопасность использования гидропривода рабочих органов машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Фоменко Н. А.* Совершенствование эксплуатационных свойств гидравлических систем машинно-тракторных агрегатов : дисс... канд. техн. наук. Волгоград, 2002. 166 с.
2. *Фоменко Н. А., Фоменко В. Н.* Обеспечение экологической безопасности окружающей среды при строительстве объектов // Материалы международной науч.-технич. конф. «ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2003», 15—17 сент. 2003 г. Волгоград — Волжский, 2003. С. 235—237.
3. Гибкий трубопровод : пат. SU1550255A1F16L11/00,E21C45/00 / Р. Ф. Горин, А. Е. Чижов, Ю. Г. Алымов, В. А. Битюков, Э. В. Дорохов, С. Г. Новиков.

4. *Фоменко Н. А., Богданов В. И., Фоменко В. Н.* Трубопровод высокого давления: пат. RU 1661483A1F15B20/00,F16L11/20.
 5. *Фоменко Н. А., Тырнов Ю. А.* Исследование работоспособности рукавов гидросистемы машинно-тракторных агрегатов // Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции — новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства : сб. науч. докл. XVII Междунар. науч.-практ. конф., 24—25 сент. 2013 г., Тамбов. Тамбов : Изд-во Першина Р. В., 2013. С. 146—149.
 6. Трубопровод гидросистемы строительно-дорожных машин / Н. А. Фоменко, С. В. Алексиков, В. И. Богданов, Н. В. Сапожкова // Вестник развития науки и образования. 2014.
 7. *Бурлаченко О. В., Сердобинцев Ю. П., Схиртладзе А. А.* Повышение качества функционирования технологического оборудования. Старый Оскол : ТНТ, 2010. 411 с.
 8. *Бурлаченко О. В., Заболотный Р. В.* Устройство для измерения контактных деформаций : пат. RU 2170919G013/08.
 9. *Фоменко Н. А., Богданов В. И., Сапожкова Н. В.* Пути совершенствования гидропривода тягово-транспортных средств // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Сер.: Строительство и архитектура. 2014. Вып. 36(55). С. 218—222.
 10. *Фоменко Н. А., Дубинский С. В., Лышко Г. П.* Повышение эксплуатационной надежности гидросистемы тракторов // Механизация и электрификация сельскохозяйственного хозяйства. 1992. № 2.
 11. *Перельмитер В. И.* Гидравлическая система: пат. SU1822471A3F15B20/00.
 12. Гидравлическая система: пат. RU15764U17F15B21/00 / В. Н. Фоменко, В. И. Перельмитер, Н. А. Фоменко, В. П. Шевчук.
 13. Система защиты гидропривода: пат. SU1813937A1F15B20/00 / Н. А. Фоменко, С. В. Дубинский, Г. И. Голобута, Г. П. Лышко.
 14. *Фоменко Н. А., Перельмитер В. И., Фоменко В. Н.* Система защиты гидропривода: пат. RU 15763U17F15B21/00.
 15. *Бобков Ю. К., Шевчук В. П., Чернышев В. Г.* Способ защиты гидросистемы : пат. SU1550255A1F15B20/00.
 16. Система защиты гидропривода. Заявка на изобретение № 2014104928 от 26.05.2014 / Фоменко Н. А., Богданов В. И., Бурлаченко О. В. и др.
-
1. *Fomenko N. A.* Sovershenstvovanie ekspluatatsionnykh svoystv gidravlicheskikh sistem mashinno-traktornykh agregatov : diss... kand. tekhn. nauk. Volgograd, 2002. 166 s.
 2. *Fomenko N. A., Fomenko V. N.* Obespechenie ekologicheskoi bezopasnosti okruzhayushchei sredy pri stroitel'stve ob'ektov // Materialy mezhdunarodnoi nauch.-tekhnich. konf. «INTERSTRO-IMEKh-2003», 15—17 sent. 2003 g. Volgograd — Volzhskii, 2003. S. 235—237.
 3. *Gibkii truboprovod :* pat. SU1550255A1F16L11/00,E21C45/00 / R. F. Gorin, A. E. Chizhov, Yu. G. Alymov, V. A. Bitukov, E. V. Dorokhov, S. G. Novikov.
 4. *Fomenko N. A., Bogdanov V. I., Fomenko V. N.* Truboprovod vysokogo davleniya: pat. RU 1661483A1F15B20/00,F16L11/20.
 5. *Fomenko N. A., Tyrnov Yu. A.* Issledovanie rabotosposobnosti rukavov gidrosistemy mashinno-traktornykh agregatov // Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya resursov pri proizvodstve sel'skokhozyaistvennoi produktsii — novye tekhnologii i tekhnika novogo pokoleniya dlya ras-tenievodstva i zhivotnovodstva : sb. nauch. dokl. XVII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 24—25 sent. 2013 g., Tambov. Tambov : Izd-vo Pershina R. V., 2013. S. 146—149.
 6. Трубопровод гидросистемы строitel'no-dorozhnykh mashin / N. A. Fomenko, S. V. Aleksikov, V. I. Bogdanov, N. V. Sapozhkova // Vestnik razvitiya nauki i obrazovaniya. 2014.
 7. *Burlachenko O. V., Serdobintsev Yu. P., Skhirtladze A. A.* Povyshenie kachestva funktsionirovaniya tekhnologicheskogo oborudovaniya. Staryi Oskol : TNT, 2010. 411 s.
 8. *Burlachenko O. V., Zabolotnyi R. V.* Ustroistvo dlya izmereniya kontaktnykh deformatsii : pat. RU 2170919G013/08.
 9. *Fomenko N. A., Bogdanov V. I., Sapozhkova N. V.* Puti sovershenstvovaniya gidroprivoda tyagovo-transportnykh sredstv // Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Ser.: Stroitel'stvo i arkhitektura. 2014. Vyp. 36(55). S. 218—222.
 10. *Fomenko N. A., Dubinskii S. V., Lyshko G. P.* Povyshenie ekspluatatsionnoi nadezhnosti gidrosistemy traktorov // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skokhozyaistvennogo khozyaistva. 1992. № 2.
 11. *Perel'miter V. I.* Gidravlicheskaya sistema: pat. SU1822471A3F15B20/00.

12. Gidravlicheskaya sistema: pat. RU15764U17F15B21/00 / V. N. Fomenko, V. I. Perel'miter, N. A. Fomenko, V. P. Shevchuk.
13. Sistema zashchity gidroprivoda: pat. SU1813937A1F15B20/00 / N. A. Fomenko, S. V. Dubinskii, G. I. Golobuta, G. P. Lyshko.
14. *Fomenko N. A., Perel'miter V. I., Fomenko V. N.* Sistema zashchity gidroprivoda: pat. RU 15763U17F15B21/00.
15. *Bobkov Yu. K., Shevchuk V. P., Chernyshev V. G.* Sposob zashchity gidrosistemy : pat. SU1550255A1F15B20/00.
16. Sistema zashchity gidroprivoda. Zayavka na izobretenie № 2014104928 от 26.05.2014 / Fomenko N. A., Bogdanov V. I., Burlachenko O.V. i dr.

© Фоменко Н. А., Богданов В. И., Бурлаченко О. В., Алексиков С. В., Сапожкова Н. В., 2015

*Поступила в редакцию
в январе 2015 г.*

Ссылка для цитирования:

Снижение энергии гидравлического удара в запорном устройстве гидросистемы строительной дорожной техники / Н. А. Фоменко, В. И. Богданов, О. В. Бурлаченко, С. В. Алексиков, Н. В. Сапожкова // Интернет-вестник ВолГАСУ. Сер.: Политематическая. 2015. Вып. 1(37). Ст. 3. Режим доступа: <http://www.vestnik.vgasu.ru/>

For citation:

Fomenko N. A., Bogdanov V. I., Burlachenko O. V., Aleksikov S. V., Sapozhkova N. V. [Reduce on energy hydraulic shock in lock protection device of the hydraulic system of construction and road machines]. *Internet-Vestnik VolgGASU*, 2015, no. 1(37), paper 3. (In Russ.). Available at: <http://www.vestnik.vgasu.ru/>