

УДК 681.523

**С.А. ЗАТОЛОКИН, А.Т. РЫБАК**

## **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ИСТОЧНИКОМ РАСХОДА ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ АВТОМАТА РАЗГРУЗКИ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ КЛАПАНОМ**

*Исследовано влияние конструктивных и функциональных параметров автомата разгрузки с дифференциальным клапаном на качество работы гидромеханической системы с насосно-аккумуляторным источником питания.*

**Ключевые слова:** гидропривод, гидропневмоаккумулятор, автомат разгрузки, постоянное давление.

**Введение.** Гидравлический привод широко используется в современном технологическом оборудовании и мобильных машинах. Применяемые при этом источники расхода рабочей жидкости бывают, как правило, двух видов: источники постоянного расхода (подачи) и источники постоянного давления.

Среди источников расхода постоянного давления наиболее распространены насосно-аккумуляторные, работающие следующим образом. Рабочая жидкость от насоса подается к потребителю, на входе которого установлен гидравлический аккумулятор. При работе потребителя его питание осуществляется от аккумулятора, потерю жидкости в котором компенсирует насос, и таким образом на входе к потребителю давление всегда поддерживается постоянным и равным рабочему давлению в аккумуляторе.

Недостатком подобных источников расхода является следующее: при неработающем потребителе происходит перезарядка аккумулятора, и открывается предохранительный клапан, на котором теряется вся энергия, вырабатываемая насосом. Для предотвращения срабатывания предохранительного клапана применяют разгрузочные гидроклапаны, которые автоматически открываются при достижении давления на выходе насоса заданного уровня, обеспечивая его холостой режим работы. Потребитель в это время работает за счет энергии, накопленной в аккумуляторе. При падении давления в аккумуляторе ниже заданного уровня клапан разгрузки закрывается, переводя насос в рабочий режим.

**Постановка задачи:** исследовать влияние конструктивных и функциональных параметров на качество работы гидромеханической системы с источником расхода постоянного давления на базе автомата разгрузки с дифференциальным клапаном (рис.1). Работа системы заключается в следующем. На входе системы установлен гидравлический аккумулятор 1, отделяемый от гидронасоса 19 обратным клапаном 18. Давление с выхода гидроаккумулятора 1 по каналу управления 17 подводится к входу дифференциального клапана 2, одновременно источник расхода обводным каналом 8 связан с входом 5 переливного клапана 9. При отсутствии потребления рабочей жидкости расход гидронасоса полностью идёт на зарядку гидроаккумулятора 1, в результате давление в канале управления 17 возрастает, открывается дифференциальный клапан 2, что создает условие воздействия давления в аккумуляторе на плунжер 12, который перемещается в сторону открытия переливного клапана 9, сжимая пружины 11 и 6. В результате переливной клапан 9 открывается, давая возможность потоку жидкости от гидронасоса 19 свободно сливаться в бак Б.

При включении потребителя гидроаккумулятор будет разряжаться и давление в камере управления 13 понизится. Пружины 11 и 6 разожмутся, закрывая проход рабочей жидкости через переливной клапан 9, что приведёт к очередному циклу зарядки гидроаккумулятора 1.

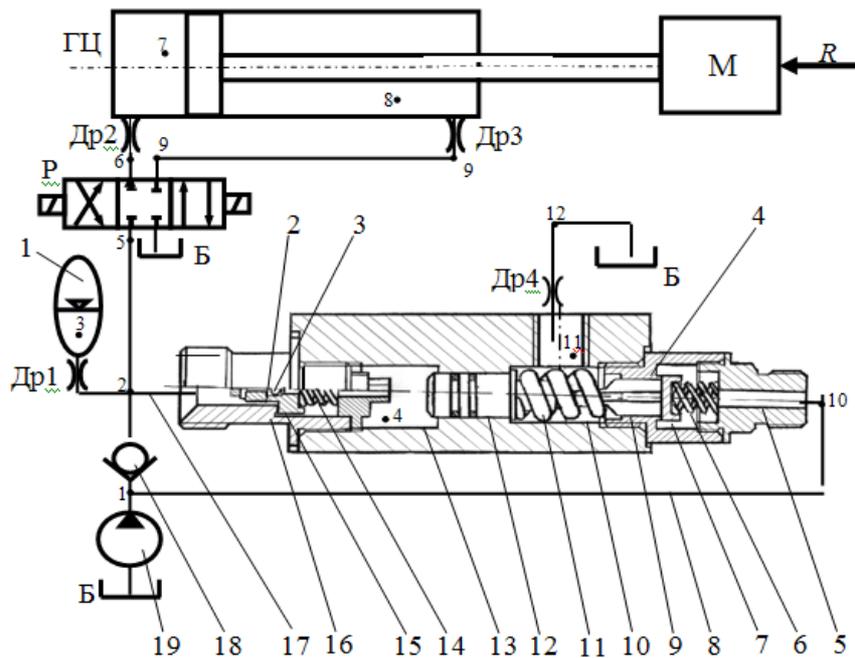


Рис.1. Упрощенная схема гидромеханической системы с источником питания постоянного давления

**Теоретические исследования влияния конструктивных параметров автомата разгрузки на качество работы гидромеханической системы.** Для исследования влияния различных конструктивных и функциональных параметров автомата разгрузки на качество работы гидромеханической системы с источником расхода постоянного давления была разработана математическая модель гидромеханической системы [1] и специальная программа для её решения [2].

Используя описанную математическую модель, были произведены расчеты функционирования гидромеханической системы с насосно-аккумуляторным источником расхода на базе автомата разгрузки с дифференциальным клапаном.

На рис. 2 приведены графики изменения давлений в характерных точках гидросистемы, из которых видно, что с момента пуска гидронасоса на его выходе, а также в рабочей полости гидропневмоаккумулятора происходит рост давления (кривые 2 и 3 соответственно), давление в камере управления при этом остается неизменным, так как камера отделена от напорной полости гидронасоса 19 дифференциальным клапаном 2, который открывается при некотором значении перепада давления, в результате чего давление в камере управления 13 повышается несколько раз, однако, открытия переливного клапана при этом не происходит: продолжается рост давления на выходе гидронасоса 19 и в рабочей полости гидроаккумулятора 4. Когда давление в камере управления 13 повышается до уровня, достаточного для открытия переливного клапана 9, давление на выходе гидронасоса 19 падает до уровня сливного давления, а работа гидродвигателя осуществляется за счет использования рабочей жидкости, накопленной в рабочей камере гидропневмоаккумулятора, что приводит к снижению рабочего давления с одновременным понижением давления в камере управления 13, связанной с гидроаккумулятором через обратный клапан 3.

При величине давления в камере управления 13, недостаточной для удержания в сжатом состоянии пружины 11, плунжер 12 возвращается в исходное положение, переливной клапан 9 в этом случае закрывается – вновь происходит зарядка гидроаккумулятора 4.

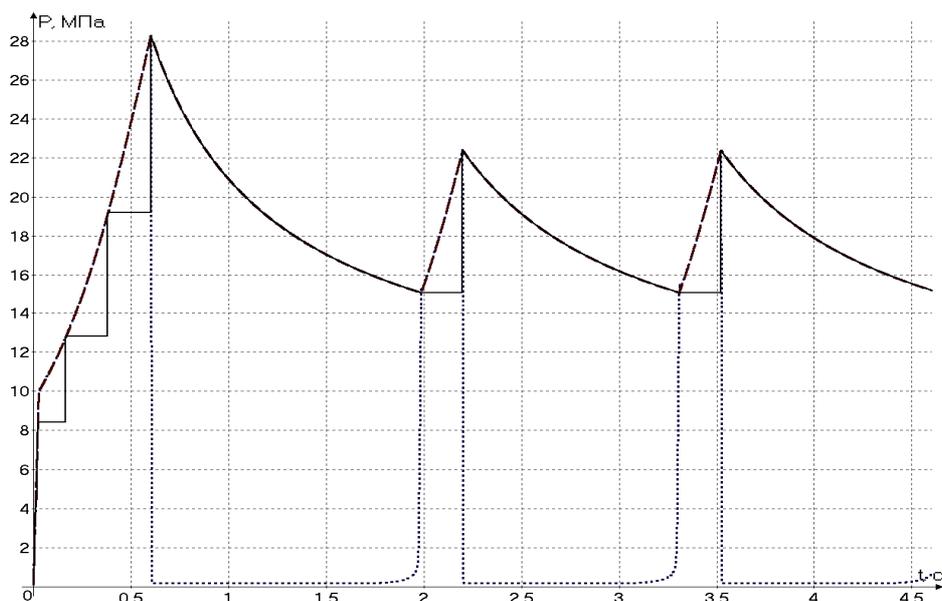


Рис.2. Изменение во времени давления в различных точках расчетной гидросистемы: 1 – на выходе гидронасоса; 2 – в гидропневмоаккумуляторе; 3 – в камере управления

Очевидно, что наибольшую информацию о работе разгрузочного клапана дает изменение давления в камере управления 13. На рис.3-6 приведены графики изменения давления в камере управления при различных значениях его основных конструктивных параметров.

Базовый гидравлический привод возвратно-поступательного движения повышенного быстродействия имеет следующие значения варьируемых конструктивных параметров:

- рабочий объём гидронасоса гидравлического привода.....  $V_H = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ;
- полный ход штоков гидроцилиндров.....  $L_{п} = 0,4 \text{ м}$ ;
- полная масса подвижных частей гидравлического привода, приведенная к штоку гидроцилиндра.....  $M = 1000 \text{ кг}$ ;
- рабочий объём гидропневмоаккумулятора.....  $V = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;
- начальное давление зарядки гидропневмоаккумулятора .....  $AKP_{0ак} = 10 \text{ МПа}$ ;
- диаметр отверстия переливного клапана .....  $d_{отв4} = 0,01 \text{ м}$ ;
- наружный диаметр переливного клапана .....  $d_{нар4} = 0,012 \text{ м}$ ;
- диаметр отверстия дифференциального клапана.....  $d_{отв16} = 0,01 \text{ м}$ ;
- наружный диаметр дифференциального клапана.....  $d_{нар16} = 0,012 \text{ м}$ ;
- диаметр плунжера .....  $d_{пл} = 0,02 \text{ м}$ ;
- жесткость пружины 6.....  $C_{пр6} = 4000 \text{ Н/м}$ ;
- сила предварительного сжатия пружины 6.....  $F_{пр6} = 370 \text{ Н}$ ;
- жесткость пружины 11 .....  $C_{пр11} = 150000 \text{ Н/м}$ ;
- сила предварительного сжатия пружины 11.....  $F_{пр11} = 4000 \text{ Н}$ ;
- жесткость пружины 14.....  $C_{пр14} = 2500 \text{ Н/м}$ ;
- сила предварительного сжатия пружины 14.....  $F_{пр14} = 50 \text{ Н}$ .

В результате расчета гидромеханической системы с источником расхода постоянного давления на базе автомата разгрузки было выявлено, что наибольшее влияние на работу гидромеханической системы оказывают диаметр плунжера 12, сила предварительного сжатия и жесткость пружины 11, а также геометрические размеры дифференциального клапана, что показано на рис.3-5.

На рис.3 представлены результаты расчета гидромеханической системы при различных значениях диаметра плунжера.

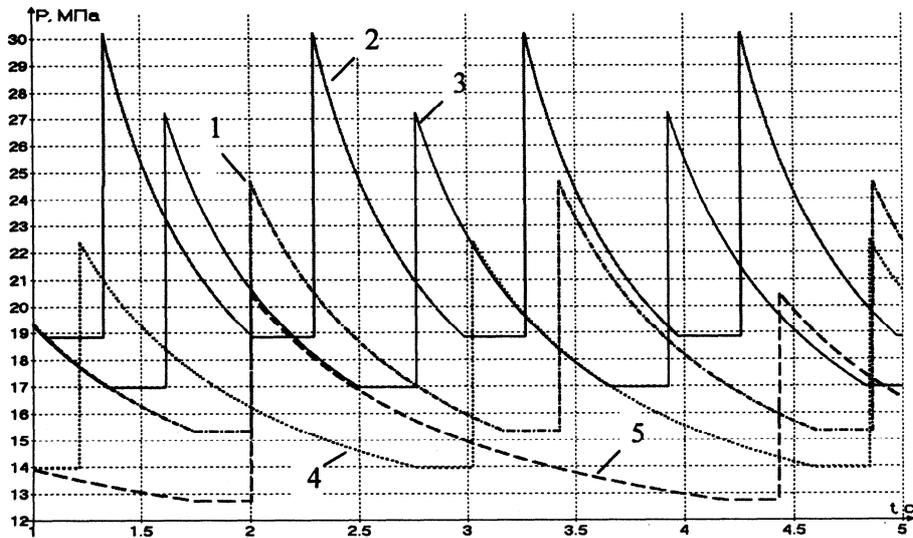


Рис.3. Графики изменения во времени давления в камере управления 13 ГМС при различных значениях диаметра плунжера:  
1 – 20 мм (исходная величина), 20 мм; 2 – 18 мм; 3 – 19 мм; 4 – 21 мм; 5 – 22 мм

На графиках, представленных на рис.3, видно, что с уменьшением диаметра плунжера 12 увеличиваются верхний предел регулируемого давления (давление открытия переливного клапана) и нижний уровень регулируемого давления (давление закрытия переливного клапана).

На рис.4 представлены результаты расчета гидромеханической системы, при различных значениях силы предварительного сжатия пружины 11.

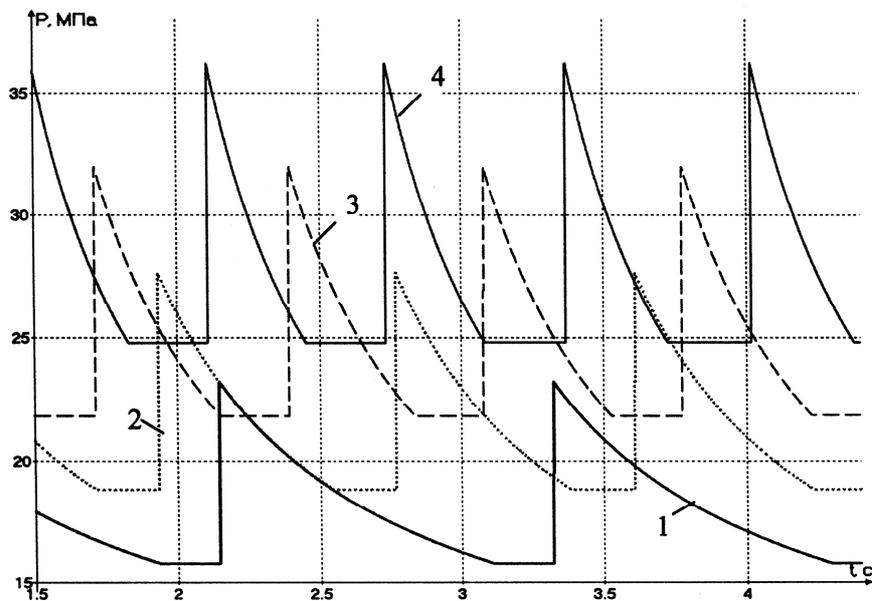


Рис.4. Графики изменения во времени давления в камере управления гидромеханической системы при различных значениях силы предварительного сжатия пружины:  
1 – 3,0 кН (исходное значение); 2 – 4,0 кН; 3 – 5,0 кН; 4 – 6,0 кН

Из графиков, показанных на рис.4, следует, что с увеличением силы предварительного сжатия пружины 11 соответственно увеличивается верхний предел регулируемого давления – давления открытия переливного клапана и нижний уровень рабочего давления – давление закрытия переливного клапана.

На рис.5 представлены результаты расчета гидромеханической системы при различных значениях внешнего диаметра дифференциального клапана.

На графиках (см.рис.5) видно, что с увеличением наружного диаметра дифференциального клапана соответственно увеличивается верхний предел регулируемого давления – давления открытия переливного клапана, нижний уровень регулируемого давления – давление закрытия переливного клапана при этом остается неизменным. Аналогичное влияние на работу гидромеханической системы оказывают силовые параметры пружины 14, при увеличении силы предварительного сжатия пружины незначительно увеличивается верхний предел регулируемого давления – давления открытия переливного клапана при неизменном давлении закрытия переливного клапана.

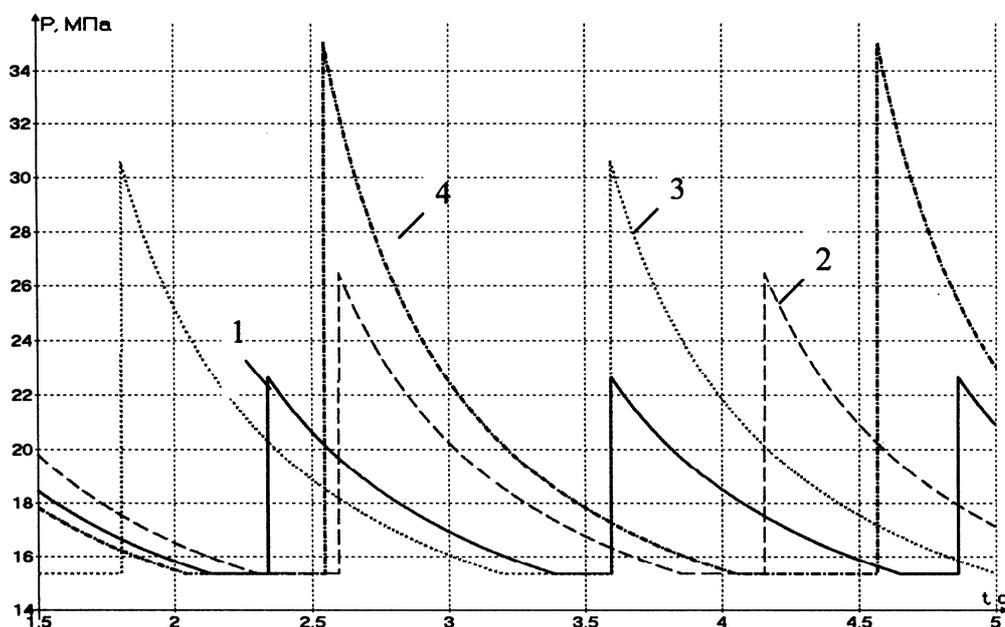


Рис.5. Графики изменения во времени давления в камере управления 13 гидромеханической системы при различных значениях наружного диаметра дифференциального клапана:  
1 – 12 мм (исходное значение); 2 – 13 мм; 3 – 14 мм; 4 – 15 мм

На рис.6 представлены результаты расчета гидромеханической системы при различных значениях величины диаметра переливного клапана.

Из графиков, показанных на рис.6, следует, что с увеличением размеров переливного клапана 9, ступенчато (открытие переливного клапана происходит после двукратного срабатывания дифференциального клапана) увеличивается давление открытия переливного клапана (графики 2-4), при этом давление закрытия переливного клапана остается неизменным. Это связано с тем, что при первой зарядке дифференциального клапана давления в камере управления 13 недостаточно для открытия переливного клапана. Этого явления необходимо избегать при проектировании автомата разгрузки на базе дифференциального клапана с целью получения гидросистемы с устойчивыми характеристиками.

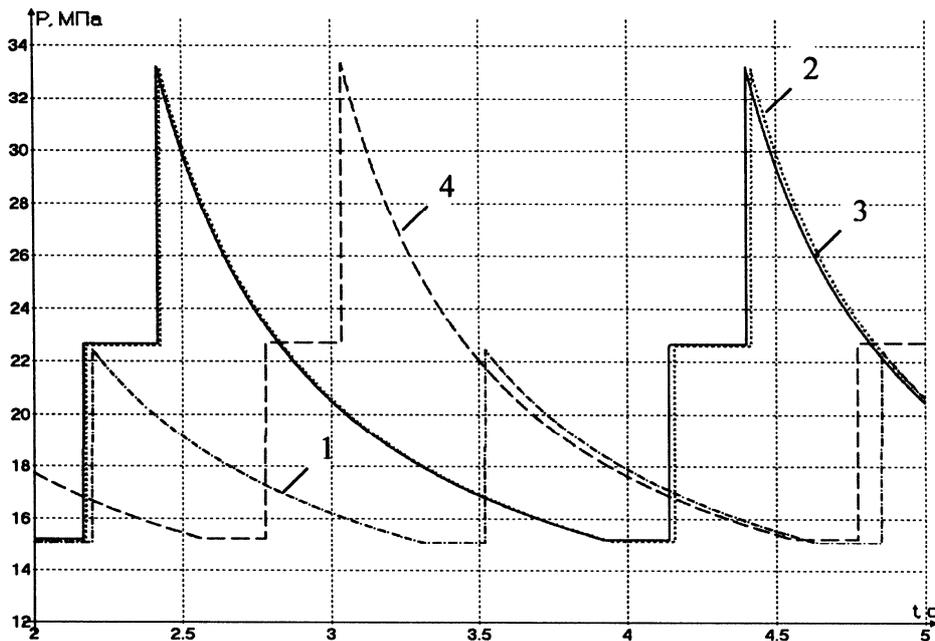


Рис.6. Графики изменения во времени давления в камере управления гидромеханической системы при различных значениях внутреннего и наружного диаметра переливного клапана:  
 1 –  $d_{отв4}=10$  мм (исходное значение),  $d_{нар4}=12$  мм; 2 –  $d_{отв4}=12$  мм,  $d_{нар4}=14$  мм; 3–  $d_{отв4}=13$  мм,  $d_{нар4}=15$  мм; 4 –  $d_{отв4}=14$  мм,  $d_{нар4}=16$  мм

В результате анализа влияния рабочего объема гидроаккумулятора на работу гидромеханической системы было выявлено, что с увеличением рабочего объема гидроаккумулятора увеличивается длительность работы гидродвигателя за счет использования рабочей жидкости, накопленной в рабочей камере гидроаккумулятора, также увеличивается время, затраченное на зарядку аккумулятора при неизменном давлении открытия и закрытия переливного клапана. Это положительно влияет на функционирование гидросистемы, так как уменьшается частота срабатывания автомата разгрузки и перезарядки аккумулятора.

Исследование влияния давления предварительной зарядки гидроаккумулятора 1 на работу гидромеханической системы показало, что при увеличении давления предварительной зарядки аккумулятора увеличивается продолжительность работы гидродвигателя за счет использования жидкости, накопленной в рабочей камере гидроаккумулятора. Это объясняется тем, что увеличивается реверсивный объем рабочей жидкости.

**Выводы.** Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что конструкция разгрузочного клапана позволяет в широком диапазоне изменять рабочее давление источника постоянного расхода, а его математическая модель делает возможным осуществлять расчет конструктивных параметров переливного клапана с заданными рабочими характеристиками ещё на стадии проектирования.

Анализ результатов расчетов показал, что наибольшее влияние на функционирование гидромеханической системы оказывают геометрические размеры дифференциального клапана автомата разгрузки, сила предварительного сжатия пружины 11 и ее жесткость, а также диаметр плунжера 12.

Величина силы предварительного сжатия и жесткость пружины 14 оказывают незначительное влияние на давление открытия переливного клапана, что может быть использовано для точной настройки давления открытия переливного клапана.

Геометрические размеры переливного клапана незначительно влияют на функционирование гидромеханической системы, и их следует принимать из конструктивных соображений с учетом обеспечиваемого уровня давления разгрузки насоса.

#### **Библиографический список**

1. Рыбак А.Т. Моделирование источника питания постоянного давления на базе автомата разгрузки с дифференциальным клапаном / А.Т. Рыбак, С.А. Затолокин // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: мат. междунар. науч.-техн. конф.; под общ. ред. А.П. Бабичева. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – С. 203-209.

2. Рыбак А.Т. Решение математической модели системы на базе автомата разгрузки с дифференциальным клапаном / А.Т. Рыбак, С.А. Затолокин // Инновационные технологии в машиностроении: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. – Ростов н/Д, 2008.

Материал поступил в редакцию 14.04.09.

**S.A. ZATOLOKIN, A.T. RYBAK**

#### **THEORETICAL RESEARCHES OF HYDROMECHANICAL SYSTEM WITH A SOURCE OF THE EXPENSE OF CONSTANT PRESSURE ON THE BASIS OF THE AUTOMATIC MACHINE OF UNLOADING WITH THE DIFFERENTIAL VALVE**

In the work influence of constructive and functional parameters of the unloading automatic machine with the differential valve on work quality of hydromechanical system of constant pressure is investigated.

**РЫБАК Александр Тимофеевич** (р. 1953), профессор кафедры «Технологическое оборудование» ДГТУ (2008), кандидат технических наук (1990), доцент. Окончил РИСХМ (1979) по специальности «Приборы точной механики».

Научные интересы связаны с исследованием динамики гидромеханических систем и их элементов. Автор более 90 публикаций; имеет 18 авторских свидетельств СССР и патенты РФ.

rat\_ritm@aanet.ru

**ЗАТОЛОКИН Сергей Александрович** (р. 1983), кандидат технических наук кафедры «Технология технического регулирования» ДГТУ (2006). Окончил ДГТУ (2006).

Научные интересы связаны с исследованием гидравлических систем автоматического регулирования.

Имеет 13 научных публикаций.

tonarm\_box@mail.ru