



УДК 622.236.234-12

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА

Д.В. Вагин, В.Г. Кудрявцев

*Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН,
E-mail: gor@misd.nsc.ru, Красный пр., 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Приведены экспериментальные осциллограммы динамических характеристик рабочего цикла оригинального золотника гидроударного устройства. Разработана его имитационная модель и проведены тестовые расчеты обратного и прямого хода золотника. Полученные результаты позволят оптимизировать параметры распределительного устройства.

Распределитель, рабочий цикл, надежность, частотная характеристика

MODELING OPERATION OF CONTROL VALVE OF HYDRAULIC PERCUSSION DEVICE

D.V. Vagin, V.G. Kudryavtsev

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: gor@misd.nsc.ru, 54 Krasny prospect, 630091 Novosibirsk, Russia*

The authors present experimentally obtained oscillograms of dynamic characteristics of an original control valve cycle in a hydraulic percussion device. The simulated model is developed, and the forward and backward travels of the valve are calculated. The obtained results allow optimizing parameters of the control valve.

Control valve, operating cycle, reliability, frequency characteristic

ВВЕДЕНИЕ

Одной из распространенных схем гидроударных систем является так называемая схема с задержкой движения бойка [1–3]. Как показал опыт, при ее реализации существуют определенные проблемы с распределением жидкости в течение рабочего цикла, которые решаются тем или иным образом [1]. В [4] предложена оригинальная конструкция распределителя, состоящая из одного подвижного элемента – золотника, и позволяющая реализовать рабочий цикл с задержкой. Его предварительные испытания показали некоторые проблемы, требующие детального исследования и дальнейшей доработки. В частности, время его срабатывания (обратного и прямого хода) оказалось сравнительно большим, кроме того в конце прямого хода при слабом предварительном натяге пружины (привода прямого хода) наблюдалось связанное с особенностью его конструкции колебательное движение. Чисто экспериментальное решение этих проблем даже для одного типоразмера распределителя требует изготовления по крайней мере нескольких золотниковых пар, что связано с существенными материальными затратами. Поэтому представляется целесообразным разработка имитационной модели распределителя и проведение на ней численных экспериментов с целью определения его рациональных параметров.

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И ОПИСАНИЯ ФАЗ ПРЯМОГО И ОБРАТНОГО ХОДА ЗОЛОТНИКА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

Распределитель по одному из вариантов патента [4] включает в себя (рис. 1) золотник 3, размещенный в гильзе Г с крышкой К и системой отверстий для подвода и отвода жидкости,

пружину Π и управляющую камеру C , имеющую обратную связь с положением бойка. На рис. 1 изображена его принципиальная схема перед фазами обратного (a) и прямого (b) хода.

Описание рабочего цикла гидроударного устройства двухстороннего действия можно найти, например в [2, 3]. Распределитель работает следующим образом. В начальный момент золотник удерживается пружиной Π в положении рис. 1а. Жидкость через дроссель $Др1$ поступает в камеру C . При достижении в ней давления $p_{[3]}$ (давления задержки) золотник начнет смещаться влево, и при достижении заданной величины смещения полностью откроет доступ рабочей жидкости в камеру C , что позволит золотнику, преодолевая сопротивление пружины, быстро переключиться в положение рис. 1б. Возврат в исходное положение произойдет под действием усилия пружины после снятия воздействия давления жидкости, когда камера C соединится со сливом.

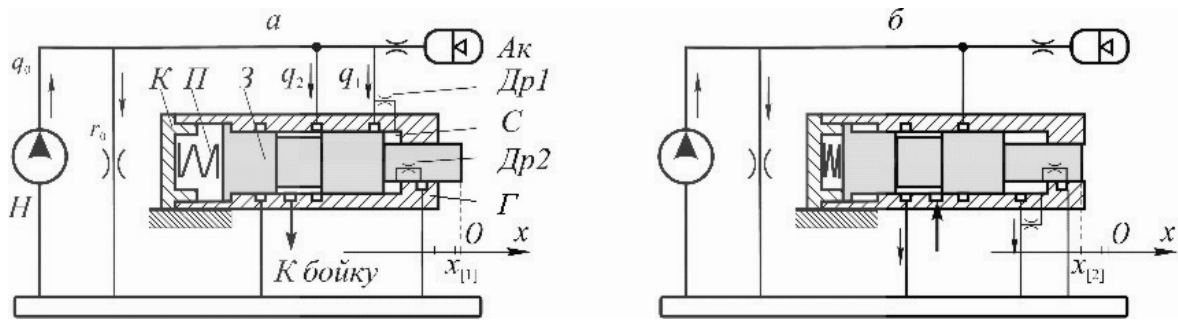


Рис. 1. Принципиальная схема распределительного устройства в моменты начала его фаз обратного (a) и прямого (b) хода: H – насос; $Ак$ – аккумулятор; $Г$ – гильза; $З$ – золотник; $К$ – крышка; Π – пружина; $Др1$ и $Др2$ – дроссели

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ, X-T-ОСЦИЛЛОГРАММЫ ЦИКЛА ЗОЛОТНИКА

На рис. 2 представлена фотография элементов золотниковой пары, использовавшейся в опытах. Заглушку 3 со сменными дроссельными дисками вставляли в отверстие в носовой (верхней) части золотника 2 и фиксировали винтом 4, гильзу вставляли в корпус распределительного устройства.

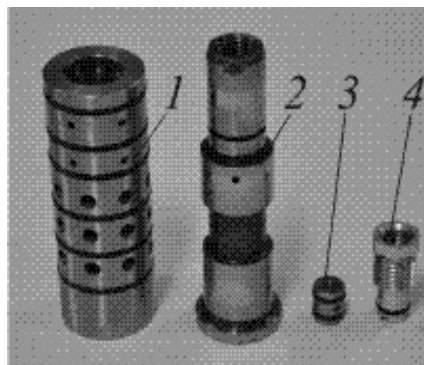


Рис. 2. Фотография экспериментального распределительного устройства: 1 – гильза (вставляется в корпус распределителя); 2 – золотник; 3 – заглушка с дроссельными отверстиями; 4 – прижимной винт

В опытах использовали золотник массой 0.56 кг и эффективной площадью со стороны камеры C 4.1 см², пружину жесткостью 31 кН/м, полный ход золотника составлял 6 мм, ход до прямого соединения камеры C с напорной линией – 0.3 мм. Было проведено несколько серий экспериментов, в которых изменяли величину предварительного натяга пружины от 5 до 30 мм и отверстий в дроссельных дисках от 0.3 до 1 мм. Методика экспериментов и использовавшийся измерительно-вычислительный комплекс описаны в [5].

На рис. 3 представлены характерные осциллограммы перемещений золотника x_V и бойка x_P , давлений в аккумуляторе p_{Ac} , скопированные из программы PowerGraph 3.3. Графики скорости v_V и ускорения a_V золотника получены дифференцированием его перемещения и затем скорости.

а

б

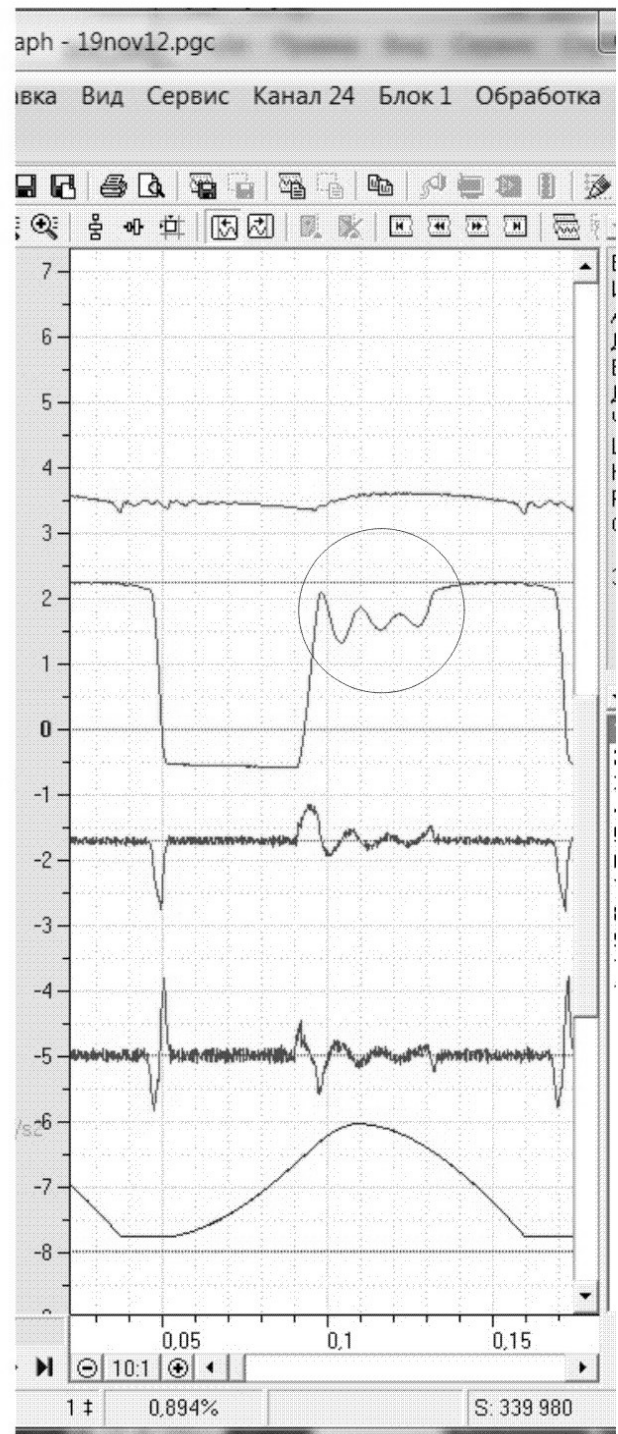
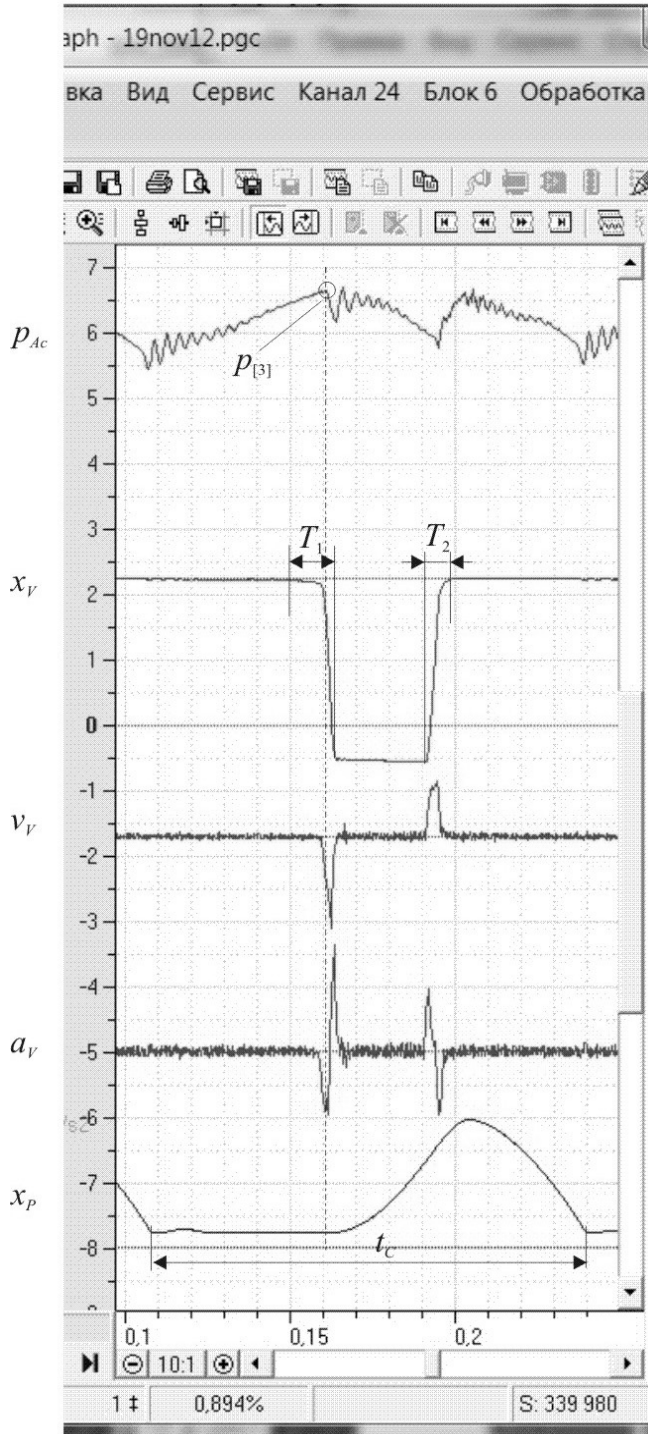


Рис. 3. Экспериментальные осциллограммы: p_{Ac} – давление в аккумуляторе; x_V , v_V , a_V – соответственно, перемещение, скорость и ускорение золотника; x_P – перемещение бойка; t_c – время цикла; T_1 и T_2 – времена переключения золотника; $p_{[3]}$ – давление задержки

Осциллограммы рис. 3а соответствуют предварительному натягу пружины золотника $x_{[3]}=20$ мм, при этом реализуется штатный режим работы распределителя, переключение зо-

лотника в обоих направлениях происходит без задержек. Общее время $T_1 + T_2$, затрачиваемое на переключение, составляет порядка 0.1 времени цикла t_C .

На рис. 3б показаны осциллограммы при величине $x_{[3]} = 5$ мм. В этом случае возврат золотника в исходное положение сопровождается колебательным процессом (отмечено окружностью), что приводит к росту суммарного времени $T_1 + T_2$ движения золотника в течение цикла, которое становится равным примерно $0.5 t_C$. Данное обстоятельство связано с тем, что при возврате золотник в определенный момент перекрывает канал, соединяющий камеру C со сливом, и жидкость из этой камеры может вытесняться только через дроссель $Др2$, имеющий большое гидравлическое сопротивление. При этом жидкость, остающаяся в камере C , периодически сжимается, вызывая в ней некоторое повышение давления, препятствующее действию пружины при возврате золотника в исходное положение.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ЗОЛОТНИКОВОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Математической моделью золотникового распределителя является система, включающая в себя нелинейные алгебраические и дифференциальные уравнения, определяющие динамику таких физических величин как давление (p), расход (q), а также скорость (v) и координата (x) подвижных частей распределителя (золотника и мембраны гидравлического аккумулятора). Система состоит из уравнений, описывающих динамику отдельных частей (элементов) распределителя и согласующихся друг с другом по неизвестным давлениям и расходам на входах и выходах элементов. Элементами гидравлической системы распределителя являются: 1) трубопроводы (ТП), 2) линейные сопротивления (ЛС), 3) дроссели (ДР), 4) гидроаккумуляторы (ГА) и 6) ветвления (тройники) [6]. Все элементы за исключением ветвлений имеют один вход и один выход. Соответствующие входу переменные обозначены подписью «inp», а выходу – подписью «out» (рис. 4). Вход и выход определяются условно, в соответствии с предполагаемым направлением движения жидкости через элемент. Если в процессе расчёта направление движения жидкости меняется, то меняются знаки соответствующих расходов, а сами уравнения остаются неизменными. Поэтому разделяющие ветвления (пример такого ветвления показан на рис. 4) и собирающие ветвления (два входа и один выход) могут рассматриваться только как разделяющие с учётом того, что для собирающих ветвлений расходы имеют обратный знак.

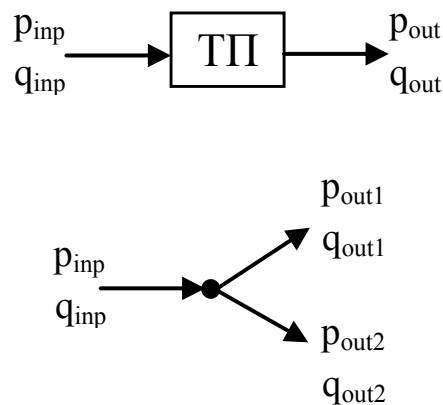


Рис. 4

Принципиальная схема моделируемого золотникового распределителя показана на рис. 5. Непосредственно золотник здесь представлен вторым гидроаккумулятором (в правой части рис. 5). Подобная модель золотника справедлива, так как его динамика аналогична динамике пружинного гидроаккумулятора.

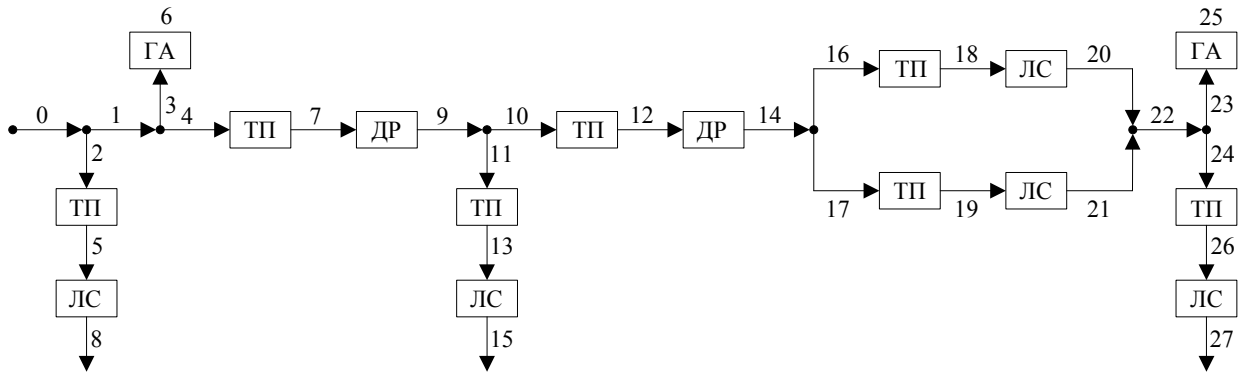


Рис. 5

Ниже приведены общие уравнения для описания динамики выделенных элементов распределителя.

ГА

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left[S(p_{inp} - p_{out}) - hv - (R_{frc} + k_{rat} p_{inp}) \text{sign}(v) - c(x + x_0) \right], \\ \frac{dx}{dt} = v, \\ \frac{dp_{inp}}{dt} = \frac{q_{inp} - Sv}{k_{els}}, \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{out} = p_0 \left(\frac{L_a}{L_a - x} \right)^n - p_{atm}, \quad 0 \leq x < L_a = \frac{V}{S}, \\ k_{els} = \frac{\Delta V + xS}{E}, \end{array} \right.$$

где, согласно [6], m – масса подвижной части гидроаккумулятора; S – рабочая площадь; h – коэффициент вязкого трения; c – жёсткость пружины; x_0 – предварительное сжатие пружины; R_{frc} – сила сухого трения при отсутствии давления; k_{rat} – коэффициент пропорциональности между силой трения и давлением в рабочей полости; V – общий объём гидроаккумулятора; ΔV – «мёртвый» объём гидроаккумулятора; p_0 – давление зарядки газа (абсолютное); n – показатель политропы; p_{atm} – атмосферное давление; k_{els} и E – соответственно, коэффициент упругости и приведенный объёмный модуль упругости полости с жидкостью.

ДР

$$q_{inp} = q_{out} = \mu S \text{sign}(p_{inp} - p_{out}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{inp} - p_{out}|},$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода; S – площадь проходного сечения дросселя.

ЛС

$$\frac{dq_{inp}}{dt} = B \left(\frac{p_{inp} - p_{out}}{r} - q_{inp} \right),$$

$$r = \lambda \frac{8\rho l}{\pi^2 d^5},$$

$$\lambda = \begin{cases} 75.0 \operatorname{Re}^{-1}, & \operatorname{Re} \leq 1467.0 \\ 0.3164 \operatorname{Re}^{-0.25}, & \operatorname{Re} > 1467.0 \end{cases}$$

$$B = \frac{S}{\rho l},$$

$$q_{out} = q_{inp},$$

где S – площадь проходного сечения отверстия; l – длина столба жидкости; d – диаметр отверстия.

ТII

$$\frac{dp_{inp}}{dt} = \frac{q_{inp} - q_{out}}{k_{els}},$$

$$k_{els} = \frac{\pi d^2 L}{4E},$$

$$p_{out} = p_{inp} - \lambda \frac{8\rho L}{\pi^2 d^5} \frac{|q_{inp} + q_{out}|}{2} \frac{(q_{inp} + q_{out})}{2},$$

$$\lambda = \begin{cases} 75.0 \operatorname{Re}^{-1}, & \operatorname{Re} \leq 1467.0 \\ 0.3164 \operatorname{Re}^{-0.25}, & \operatorname{Re} > 1467.0 \end{cases}$$

$$\operatorname{Re} = \frac{2|q_{inp} + q_{out}|}{\pi d \nu},$$

где d – диаметр трубопровода; L – длина трубы; E – модуль упругости материала стенки трубы; ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Тройник

$$q_{inp} = q_{out1} + q_{out2},$$

$$\frac{dq_{out1}}{dt} = B_1 \left(\mu_1 S_1 \operatorname{sign}(p_{inp} - p_{out1}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{inp} - p_{out1}| - q_{out1}} \right),$$

$$\frac{dq_{out2}}{dt} = B_2 \left(\mu_2 S_2 \operatorname{sign}(p_{inp} - p_{out2}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{inp} - p_{out2}| - q_{out2}} \right),$$

где μ – коэффициент расхода; S – площадь сечения трубы; B – большой параметр, учитывающей инерционность столбца жидкости.

Метод решения полученной системы описан в [6]. Он основывается на пошаговом нахождении давлений и расходов. Для интегрирования по времени использовался явный четырёх-стадийный метод Рунге-Кутты. Точность и устойчивость получаемого решения контролировались уменьшением шага интегрирования и использованием неявной двух-стадийной схемы интегрирования (метод Хаммера-Холлингсуорта четвёртого порядка) [7].

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТОВЫХ РАСЧЕТОВ, СРАВНЕНИЕ С ЭКСПЕРИМЕНТОМ

На рис. 6 представлены экспериментальные и расчетные зависимости давления задержки от предварительного натяга пружины золотника. Их сравнение показывает, что при принципиально правильном поведении расчетных зависимостей наблюдаются некоторые расхождения, которые, по мнению авторов, связаны с идеализацией узлов гидросистемы. В частности сложными для математического описания являются переменные гидравлические сопротивления

кольцевых зазоров в сопряжении гильзы и золотника и сам золотник, описание динамики которого было сведено к описанию пружинного гидравлического аккумулятора.

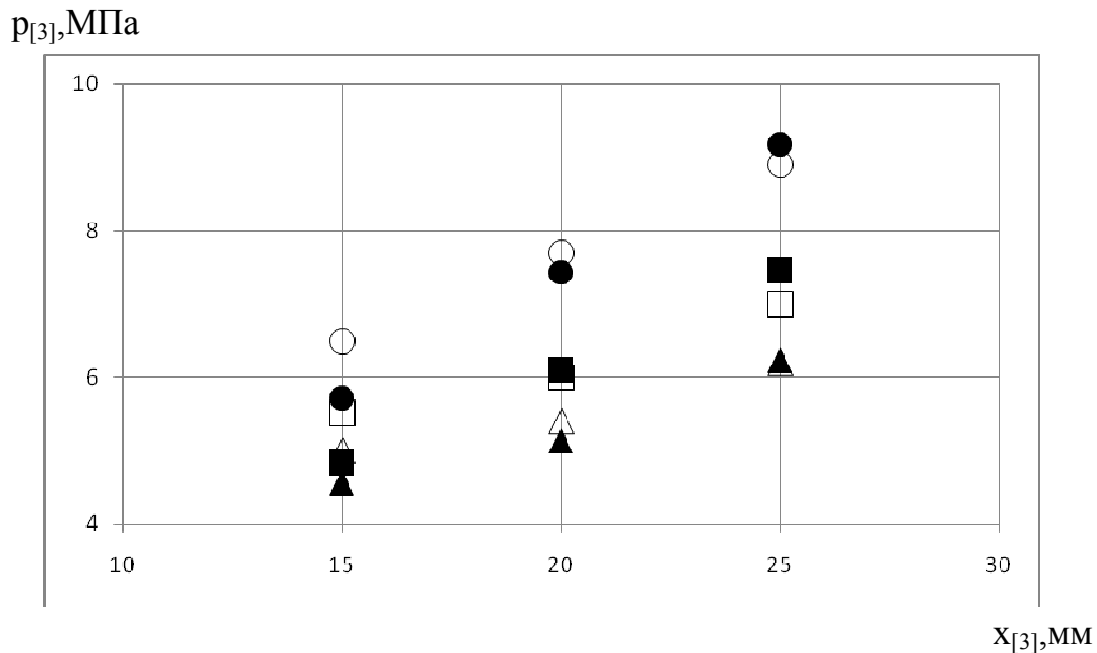


Рис. 6. Зависимости давления задержки $p_{[3]}$ от предварительного натяга $x_{[3]}$ пружины: \circ – дроссели 0.5–0.7 мм; \square – 0.5–0.65 мм; \triangle – 0.5–0.6 мм. Пустые – экспериментальные, закрашенные – расчётные

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные экспериментальные исследования распределительного устройства подтвердили его работоспособность. При этом для некоторых сочетаний параметров показана возможность возникновения режимов, неприемлемых для работы гидроударных машин.

Так как экспериментальное определение закономерностей поведения золотника при различных сочетаниях его массы, эффективной площади со стороны камеры С, предварительного натяга пружины и диаметров дросселей затруднено, для анализа влияния характеристик отдельных узлов на динамику золотникового распределителя разработана специальная математическая модель золотникового распределителя. Для решения полученных нелинейных систем дифференциальных уравнений использовались численные методы.

Предложенная модель в целом правильно описывает динамику распределительного устройства, но как видно из сравнения с экспериментальными результатами, для более точного совпадения с экспериментом требует определенного усложнения при моделировании переменных гидравлических сопротивлений и динамики золотника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Архипенко А.П., Федулов А.И.** Гидравлические ударные машины. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991.
2. **Городилов Л.В., Фадеев П.Я.** Анализ и классификация эффективных конструктивных схем автоколебательных гидравлических ударных систем // *Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды* : тр. конф. с участием иностран. ученых (10–13 октября 2006 г., Новосибирск) : в 2 т. – Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. – Т. 2: *Машиноведение*. – С. 71–79.
3. **Городилов Л.В.** Исследование динамики гидроударных систем двухстороннего действия. Ч. I. Основные свойства // *ФТПРПИ*. – 2012. – № 3. – С. 91–101.

4. Патент 2321777 РФ. Распределитель гидравлических ударных устройств (варианты) / Л.В. Гордилов, О.А. Пашина, А.К. Ткачук, В.Г. Кудрявцев / Оpubл. в БИ. – 2008. – № 10.
5. **Гордилов Л.В., Кудрявцев В.Г., Пашина О.А.** Стенд и методика экспериментальных исследований гидроударных систем // ФТПРПИ. – 2011. – № 6. – С. 54–63.
6. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.: ил.
7. **Хайер Э., Нёрсетт С., Ваннер Г.** Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежёсткие задачи: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 512 с., ил.