

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПЛЕКСОВ ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ И РУДНИЧНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК ГЛУБОКИХ ГОРИЗОНТОВ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ

к.т.н. Алнев Н. А., к.т.н. Мирончак О.П. (НИИГМ им. М. М. Федорова)

Характерной особенностью шахт Донецкого угольного бассейна является их большая водообильность. С ростом глубин разработок и увеличения длин трубопроводов важнейшей задачей безопасности установок шахтного водоотлива становится защита трубопроводов большой протяженности от гидравлических ударов. Задача эта во многих случаях решалась и решается полиаитивными мерами, примерами которых являются мероприятия, проводимые при создании водоотливных комплексов для наиболее обводненных шахт и рудников территории Украины и России – шахт ПО «Артемуголь», ПО «Донбассантрацит», ПО «Антрацит», Северо-Уральского бокситового рудника (СУБР), Миргалимсайского рудника [1], Зырянского и т. д. К некоторым из них можно отнести разделение участков трубопровода на секции с установкой обратных клапанов-вставок, закрепление трубопроводов в железобетонные тумбы [1], включение в гидравлическую сеть вакуумных бочек и т. д.

Это объясняется тем, что на сегодняшний день не существует конструкций гасителей, обеспечивающих надежное гашение гидравлического удара.

Разработанные и испытанные на шахтах Донецкого угольного бассейна, конструкции НИИГМ им. М. М. Федорова гасителей гидравлического удара (ГГУ) [2] предназначены для восприятия и демпфирования ударов, а также защиты водоотливных установок при любых схемах их компоновки: непосредственно после нагнетательного клапана или у обратного клапана, как в вертикальном, так и горизонтальном исполнении. В горизонтальном исполнении они могут монтироваться между стандартными трубами с разводкой их на строительную длину гасителя.

Отличительной особенностью этих гасителей является компоновка их в комплексе обратного клапана и клапана-регулятора, выполненного в виде цилиндра с плунжером из пористого антифрикционного антикоррозионного материала, описанного в [3] и служащего динамическим демпфером. К конструктивным особенностям демпфера также можно отнести полное отсутствие резиновых, мембранных или пружинных элементов, а гашение удара осуществляется самой транспортируемой средой.

Гасители [2] были установлены, прошли испытания и работают в настоящее время на шахтах им Ю. А. Гагарина ПО «Артемуголь», им. А. А. Скочинского ПО «Донецкуголь» и т. д.

В процессе испытаний конструктивные и гидравлические параметры

ГГУ были уточнены, и настоятельно возникла потребность в создании методики инженерного расчета ГГУ. Причем за основу расчетной схемы был принят вариант компоновки гасителя из двух основных элементов: обратного клапана и клапана-регулятора.

Рассмотрим конструктивную схему узла динамического демпфера, выполненного для ГД1 [2], в вертикальном исполнении (рисунок 1)

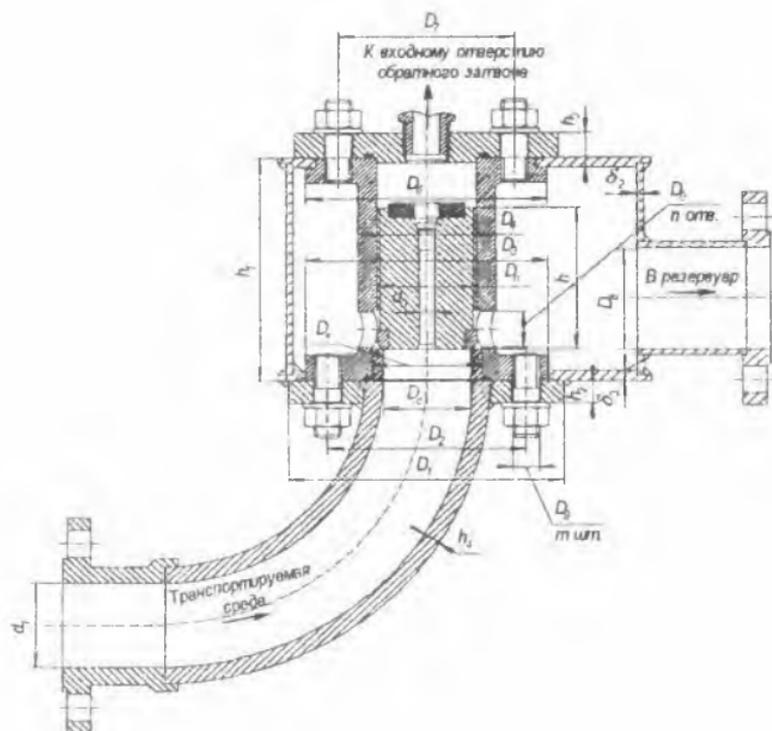


Рис. 1. Конструктивная схема динамического демпфера вертикального исполнения гасителя гидравлического удара ГД1.

Здесь и в дальнейших расчетах приняты обозначения:  $D_{II}$  – диаметр плунжера клапана-регулятора;  $D_0$  – диаметр дроссельного отверстия сброса жидкости в цилиндре клапана;  $n$  – количество отверстий в цилиндре клапана;  $D_C$  – диаметр седла клапана-регулятора;  $d_0$  – диаметр дросселирующего отверстия в плунжере клапана;  $P_G$  – давление, создаваемое геометрической высотой водяного столба (давление в сети насоса),  $\rho_B, \gamma_B$  – соответственно плотность и удельный вес транспортируемой среды;  $\rho_P, \gamma_P$  – соответственно плотность и удельный вес материала плунжера клапана-регулятора;  $v_0$  – скорость движения жидкости в трубопроводе;  $\Delta P'$  – величина прироста давления при гидроударе;  $\lambda = D_C / D_{II}$  – безразмерная величина, характеризующая перепад между диаметром плунжера и диаметром седла (коэффициент относительного перекрытия);  $V$  – скорость подъема плунжера при возникновении гидроудара;

$V_0$  – скорость жидкости при прохождении ее через отверстия  $D_0$  при возникновении (гашении) удара;  $\delta_S = D_{II}^2/nD_0^2$  – коэффициент диффузорности клапана-регулятора,  $V_C$  – скорость дросселирования жидкости через отверстие в седле клапана сброса;  $h$  – высота плунжера клапана-регулятора;  $C_X$  – безразмерный коэффициент лобового сопротивления,  $C_X = 1.35 \pm 1.4$ ;  $K$  – коэффициент сопротивления жидкости при дросселировании через кольцевые сечения плунжера клапана-регулятора и дроссельные отверстия  $D_0$ ,  $E_0$  – модуль упругости транспортируемой среды;  $E$  – модуль упругости материала трубопровода;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\delta$  – толщина стенки трубопровода, м;  $Q_H$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/час;  $H$  – рабочий напор, создаваемый насосом, м;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\sigma_B$  – временное сопротивление на разрыв материала трубопровода;  $f$  – частота колебаний давления при гидравлическом ударе, согласно [4]  $f = C/4l$ ;  $T = 2l/C$  – фаза ударной волны [4],

где  $l$  – длина трубопровода между местом возникновения возмущения и местом отражения волны;  $C$  – скорость распространения волны при гидравлическом ударе.

Для принятой расчетной схемы (рисунок 1) в стационарном режиме работы установки имеем:

$$F_{\delta}^0 = \frac{\pi D_n^2}{4} (P_{\Gamma} + \gamma_F h), \quad (1)$$

где  $P_{\Gamma} = 1,25 \rho_B g H$  – давление в сети насоса, второе слагаемое – вес плунжера, способствующий запертию его клапанной вставкой на седло.

Усилие, постоянно действующее на плунжер и осуществляющее запертие клапана-регулятора, равно:

$$\Delta F_{\Gamma} = F_{\Gamma}^0 - F_{\Gamma}^1 = \frac{\pi}{4} \left[ D_{II}^2 (P_{\Gamma} + \gamma_F h) - D_C^2 P_{\Gamma} \right], \quad (2)$$

где второй член соотношения определяет силу, действующую на плунжер вертикально вверх – на раскрытие стыка плунжер-седло.

Давление при гидравлическом ударе

$$P_U = P_{\Gamma} + \rho_B C v_0, \quad (3)$$

где  $C$  – скорость распространения ударной волны, определяемая из известного уравнения Н. Е. Жуковского,

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_0 d}{E \delta_0}}}$$

Здесь  $d = 0,0121 \sqrt{Q_H}$ , м [4] – внутренний диаметр трубопровода;  $\delta_0 = P_{\Gamma} / 0,8 \sigma_B$  [4] – минимальная необходимая толщина стенки трубопровода;  $v_0 = 4Q_H / 3600 \pi d^2$  – скорость движения жидкости в трубопроводе, определяемая по [4].

Полученные параметры позволяют определить фазу  $T$  и частоту  $f$  колебаний ударной волны [4].

Сила, действующая на подъем плунжера с седла и срабатывания клапана–регулятора при гидравлическом ударе, равна:

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} = \frac{\pi}{4} \left[ \rho_B C v_0 D_C^2 - \left( P_{\Pi}^2 (P_{\Gamma} + \gamma_F h) - P_{\Gamma} D_C^2 \right) \right] \quad (4)$$

Если ввести в расчет понятие о коэффициенте относительного перекрытия  $\lambda = D_C / D_{\Pi}$ , то (4) запишется в виде:

$$\Phi_{\text{кл.сб.}} = \frac{\pi}{4} D_{\Pi}^2 \left[ (\rho_B C v_0 + P_{\Gamma}) \lambda^2 - (P_{\Gamma} + \gamma_F h) \right]. \quad (5)$$

Работа силы  $\Phi_{\text{кл.сб.}}$  за промежуток времени  $\Delta t$  при скорости перемещения плунжера  $V$  определится как

$$A_1 = \Phi_{\text{кл.сб.}} V \Delta t. \quad (6)$$

Масса жидкости, дросселирующаяся через  $n$  отверстий в цилиндре клапана со скоростью  $V_0$  за тот же промежуток времени  $\Delta t$  (после подъема плунжера в стационарном режиме), равна

$$M = \frac{\pi \gamma_B}{4g} n D_O^2 V_0 \Delta t. \quad (7)$$

При переходном режиме картина изменения масс и скоростей носит совершенно иной характер, что будет показано далее. Работа этой массы жидкости запишется в виде:

$$A_0 = \frac{\pi \gamma_B}{8g} n V_0^3 D_O^2 \Delta t. \quad (8)$$

Дроссельное отверстие в плунжере  $d_0$  и масса жидкости, дросселирующаяся через него при гидроударе, влияют на процесс срабатывания клапана незначительно, однако после закрытия обратного клапана и сброса гидроударного давления это отверстие служит для закрытия клапана-регулятора и опускания плунжера до посадки его на седло, то есть играет роль байпаса [1].

Работу внутренних сил трения жидкости о поверхности стенки отверстия, стенки цилиндра и работу трения между слоями жидкости обозначим соответственно  $A_{от}$ ,  $A_{ст}$ ,  $A_{ж}$ . Будем считать, что работы сил трения прямо пропорциональны основной работе  $A_0$  т.е. работе силы сопротивления по поднятию клапана и сброса гидроударного давления в системе. Выразим работу сил трения через основную работу  $A_0$  в виде соотношений

$$A_{от} = k_1 A_0; \quad A_{ст} = k_2 A_0; \quad A_{ж} = k_3 A_0. \quad (9)$$

Суммируя работы учтенных сил гидравлических сопротивлений, получаем уравнение вида

$$\Phi_{кл.сб.} V \Delta t = \frac{\pi D_0^2 \gamma_B}{8g} n V_0^3 (1 + k_1 + k_2 + k_3) \Delta t, \quad (10)$$

где  $1+k_1+k_2+k_3=K$  – коэффициент сопротивления жидкости.

Величина его, как показано в [6], зависит от отношения площади плунжера  $S_n$  к суммарной площади дросселирующих отверстий  $S_0$ , а также скорости перемещения жидкости. Чем выше скорость перемещения струи через отверстия  $D_0$ , тем более будут возрастать силы трения. Для откатных устройств классических артиллерийских систем величина  $K$  колеблется от 1.2 до 2.5. Обычно в расчетах тормозов отката [6] среднее значение  $K$  принимается равным 1.5÷1.7 по всей длине отката. После преобразований получаем уравнение

$$\Phi_{кл.сб.} V = \frac{\pi \rho_B}{8} n K D_0^2 V_0^3 \quad (11)$$

или с учетом (5) для (11)

$$2VD_n^2 \left[ (\rho_B C v_0 + P_\Gamma) \lambda^2 - (P_\Gamma + \gamma_F h) \right] = n \rho_B K D_0^2 V_0^3 \quad (12)$$

Принимая  $\delta_S = D_n^2 / n D_0^2$  за коэффициент диффузорности клапана, получим следующую зависимость для скорости перемещения плунжера клапана-регулятора:

$$V = \frac{\rho_B K V_0^3}{2\delta_s \left[ (\rho_B C v_0 + P_\Gamma) \lambda^2 - (P_\Gamma + \gamma_F h) \right]} \quad (13)$$

Уравнение (13) связывает скорость перемещения плунжера клапана-регулятора  $V$  со скоростью дросселирования жидкости  $V_0$  через отверстие диаметром  $D_0$ , напором  $H$ , производительностью  $Q_H$  насосной установки и основными геометрическими параметрами трубопровода и клапана.

С другой стороны, используя уравнение неразрывности для объемов, прошедших через седло в подплунжерную полость, и объемов, дросселированных через  $n$  отверстий  $D_0$  в приемную камеру, получим уравнение:

$$V_0 = \lambda^2 \delta_s V_C \quad (14)$$

Уравнение (14) связывает геометрические и кинематические параметры дросселирующих отверстий с параметрами седла клапана-регулятора.

Под действием сил, возникающих вследствие гидравлического удара, плунжер клапана-регулятора получает ускорение и движется в вязко-упругой среде, оказывающей сопротивление его перемещению.

Сила, вызывающая это перемещение, описывается соотношением (5). Сила лобового сопротивления, препятствующая перемещению плунжера в цилиндре, зависит от площади и проекции тела на плоскость, перпендикулярную движению (площадь миделя)  $S_n$ , физико-механических свойств среды, в данном случае плотности  $\rho_B$ , безразмерного коэффициента, зависящего от числа Рейнольдса, называемого коэффициентом лобового сопротивления  $C_X$  [5] и половины квадрата скорости движения тела. Причем это соотношение параметров сопротивления достаточно строго выдерживается для скоростей  $V \leq 300$  м/с. Отсюда имеем

$$R = C_X S_n \rho_B \frac{V^2}{2} = \frac{\pi}{8} D_n^2 C_X \rho_B V^2 \quad (15)$$

Используя соотношения (4) и (15), запишем уравнение движения поршня в виде:

$$\frac{h \gamma_F}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = \left[ (\rho_B C v_0 + P_\Gamma) \lambda^2 - (P_\Gamma + \gamma_F h) \right] - \frac{1}{2} \rho_B C_X \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (16)$$

После преобразований имеем дифференциальное уравнение движения плунжера:

$$\frac{dV}{dt} = Z - NV^2, \quad (17)$$

где

$$Z = \frac{1}{h\rho_F} [(\rho_B C v_0 + P_\Gamma) \lambda^2 - (P_\Gamma + \gamma_F h)],$$

$$N = \frac{\rho_B C_X}{\rho_F 2h}.$$

Разделяя переменные, в результате интегрирования дифференциального уравнения (17) получаем:

$$t = \frac{1}{2\sqrt{NZ}} \ln \frac{\sqrt{Z} + V\sqrt{N}}{\sqrt{Z} - V\sqrt{N}} + \bar{C}. \quad (18)$$

Постоянная интегрирования  $\bar{C}$  определится из начальных условий. При  $t=0$ ;  $V=0$ , - отсюда  $\bar{C} = 0$ . Решая уравнение (18) относительно  $V$ , получаем скорость перемещения плунжера клапана-регулятора в вязко-упругой среде

$$V = \sqrt{\frac{Z}{N} \left( \frac{e^{2t\sqrt{NZ}} - 1}{e^{2t\sqrt{NZ}} + 1} \right)}. \quad (19)$$

Полученное соотношение позволяет определять скорость перемещения плунжера на всем пути движения при возникновении гидравлического удара. Следует отметить, что время закрытия обратного клапана для всех систем не превышает  $t=0.3-0.6$  с, что является исходной точкой при расчетах клапана-регулятора [4]. Причем соотношения (13), (14), (19) вполне определяют параметры процесса гашения гидравлического удара при выходе системы в стационарный режим работы. Однако начало перемещения плунжера клапана-регулятора совпадает с началом открытия отверстия  $D_0$ . Рассмотрим процесс перемещения плунжера от нижней точки (точки пересечения вертикального диаметра отверстия  $D_0$  с плоскостью дна плунжера) и определим переменную площадь сектора окружности  $y = \sqrt{R_0^2 - X^2}$  в зависимости от перемещения вертикально вверх плунжера. Согласно принятым обозначениям закономерность перемещения плунжера вверх в момент гидравлического удара определится из двух уравнений:

Уравнение, описывающее движение массы жидкости после страгивания

плунжера, открытия отверстий в клапане сброса и достижения нижним торцом плунжера середины отверстия, т. е. достижения нижним торцом плунжера уровня горизонтального диаметра отверстий  $D_0$ , имеет вид:

$$V_{0y} = \frac{\pi D_C^2 V_C}{4n \left[ R_0^2 \arcsin \frac{\sqrt{2R_0 h_X - h_X^2}}{R_0} - (R_0 - h_X) \sqrt{2R_0 h_X - h_X^2} \right]} \quad (20)$$

Уравнение, описывающее движение массы жидкости после прохождения плунжером середины отверстий  $D_0$ , запишется в виде:

$$V_{0y} = \frac{\pi D_C^2 V_C}{4n \left[ \pi R_0^2 - R_0^2 \arcsin \frac{\sqrt{2R_0 K_X - K_X^2}}{R_0} + (R_0 - K_X) \sqrt{2R_0 K_X - K_X^2} \right]} \quad (21)$$

где  $h_X$  – высота подъема плунжера до уровня горизонтального диаметра отверстия клапана сброса  $D_0$ ;

$K_X$  – высота подъема плунжера за уровень горизонтального диаметра отверстия клапана сброса  $D_0$ .

Следует отметить, что скорость  $V_0$  дросселирования жидкости после подъема плунжера и полного открытия отверстий в стенке цилиндра клапана постоянна и определяется из уравнения (14).

При известной скорости перемещения поршня согласно теореме о количестве движения можно определить силу ударного воздействия плунжера на крышку клапана в конце движения, т. е.

$$mV = F \Delta t \quad (22)$$

где  $m = \rho_F \frac{\pi D_{II}^2 h}{4}$ .

С учетом (19) имеем соотношение для определения силы удара плунжера на крышку цилиндра гасителя в конце движения:

$$F = \frac{\pi \rho_F D_n^2 h \sqrt{Z} \left( e^{2t\sqrt{NZ}} - 1 \right)}{4\sqrt{N} \left( e^{2t\sqrt{NZ}} + 1 \right)} \cdot t \quad (23)$$

Полученные зависимости полностью описывают процесс гашения гидравлического удара динамическим демпфером, представленным в [1]. Используя соотношения (14), (19) и (23) при различных величинах коэффициента перекрытия  $\lambda = D_c/D_n$ , получен диапазон изменения силы удара  $F$  на плунжер клапана-регулятора. Причем время изменения силы удара рассмотрено в промежутке фазы ударной волны. Полученные расчетные величины сил для насосов ЦНС 180×85...425, ЦНС 300×140...720, ЦНСШ 300×140...720, НСШ 410×182...1000 в диапазоне возможных напоров от 400 до 1000 метров, приведены на рисунке 2. Пределы изменения силы  $F$  для принятых расчетных параметров лежат в промежутке от 5000 до 10000 Н, что позволяет провести для клапанов-регуляторов прочностные расчеты цилиндра и соединительного клапана, а также фланцев, формирующих оконечности клапана.

Скорость перемещения плунжера при гидравлическом ударе, приведенная на рисунке 3 получена при различных коэффициентах перекрытия, при варьировании величин напора и производительности, за время, близкое к фазе ударной волны. Из рисунка 3 видно, что рост скорости движения плунжера протекает за достаточно малый промежуток времени от 0.01 до 0.1 с и достигает своего предельного значения, то есть за время, меньшее чем требуется для закрытия обратных клапанов. Время подъема плунжера клапана-регулятора для каждого из известных типов насосов и компоновочных параметров гасителя позволяет по полученным величинам скорости перемещения плунжера и времени открытия дроссельных отверстий  $D_0$ , считать, что гашение ударной волны происходит за время, соизмеримое с фазой гидравлического удара, и значительно быстрее чем закрытие обратных клапанов. То есть гашение удара при расчетных параметрах системы обеспечено, так как оно происходит за период меньший, чем  $T=2l/c$  и тем более чем  $T=4l/c$  [4], что полностью обеспечивает функциональную надежность разработанных гасителей.

На рисунке 4 показаны графики изменения скорости прохождения транспортируемой среды через седло клапана и скорости дросселирования через отверстие  $D_0$  при варьировании геометрическими и конструктивными параметрами гасителя для насоса ЦНС 300×600. Пересечение полученных графиков определяет оптимальное соотношение между диаметром плунжера, седлом клапана, отверстием  $D_0$  и их количеством  $n$ .

На рисунке 5 приведены графики изменения скорости движения транспортируемой среды при дросселировании через отверстия в цилиндре клапана-регулятора по мере перемещения плунжера вверх.

Величина скорости достигает своего пикового значения в начале процесса. При полном открытии отверстий скорость для рассчитанных случаев достигает величины порядка 320÷450 м/с в зависимости от диаметра и количества дросселирующих отверстий.

Полученные величины скоростей  $V_0$  и расчет объемов транспортируемой среды проходящих через отверстия  $D_0$ , позволяют определить размеры приемных камер гасителя.

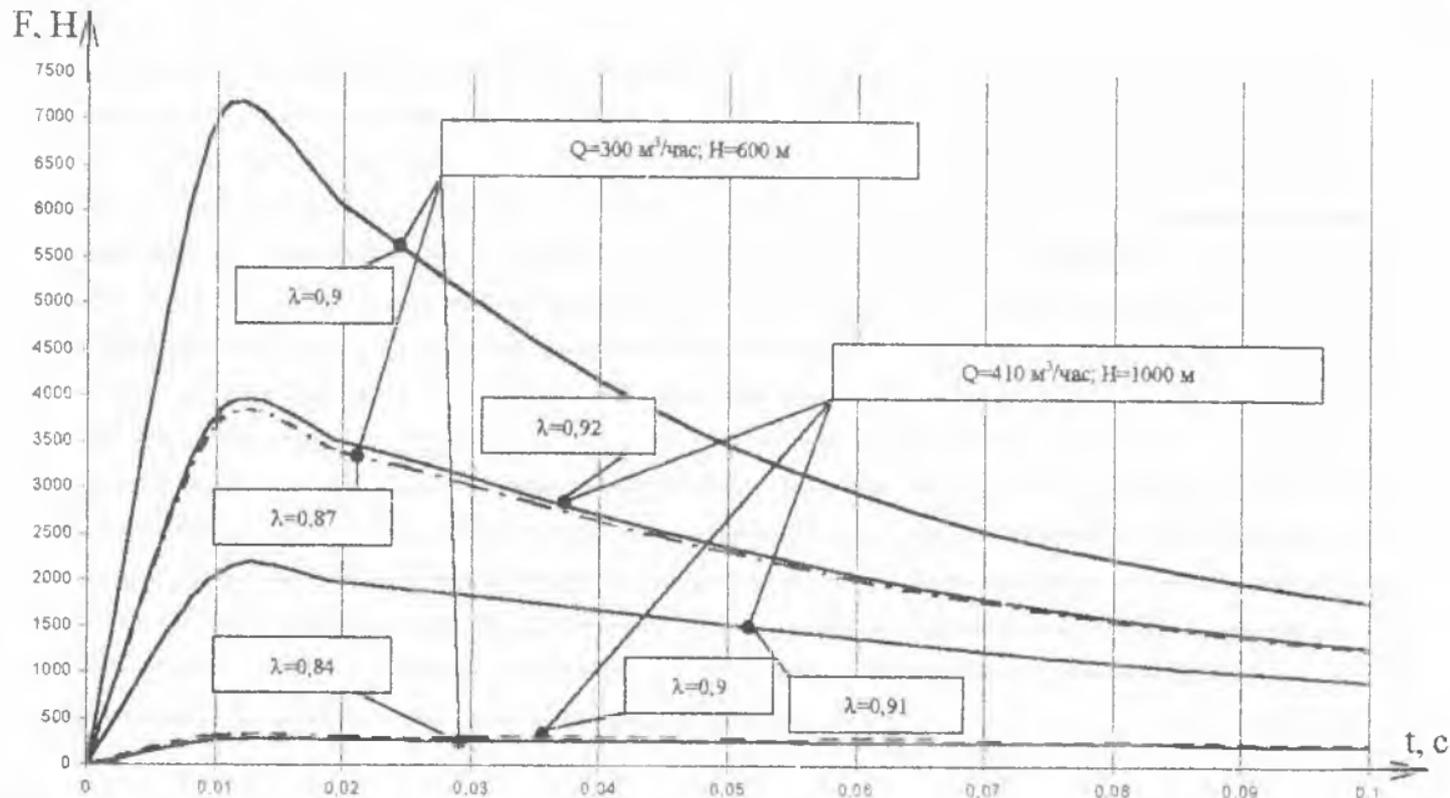


Рис. 2. Изменение силы удара  $F$  на плунжер клапана сброса во времени в зависимости от коэффициента перекрытия  $\lambda=D_p/D_n$ .

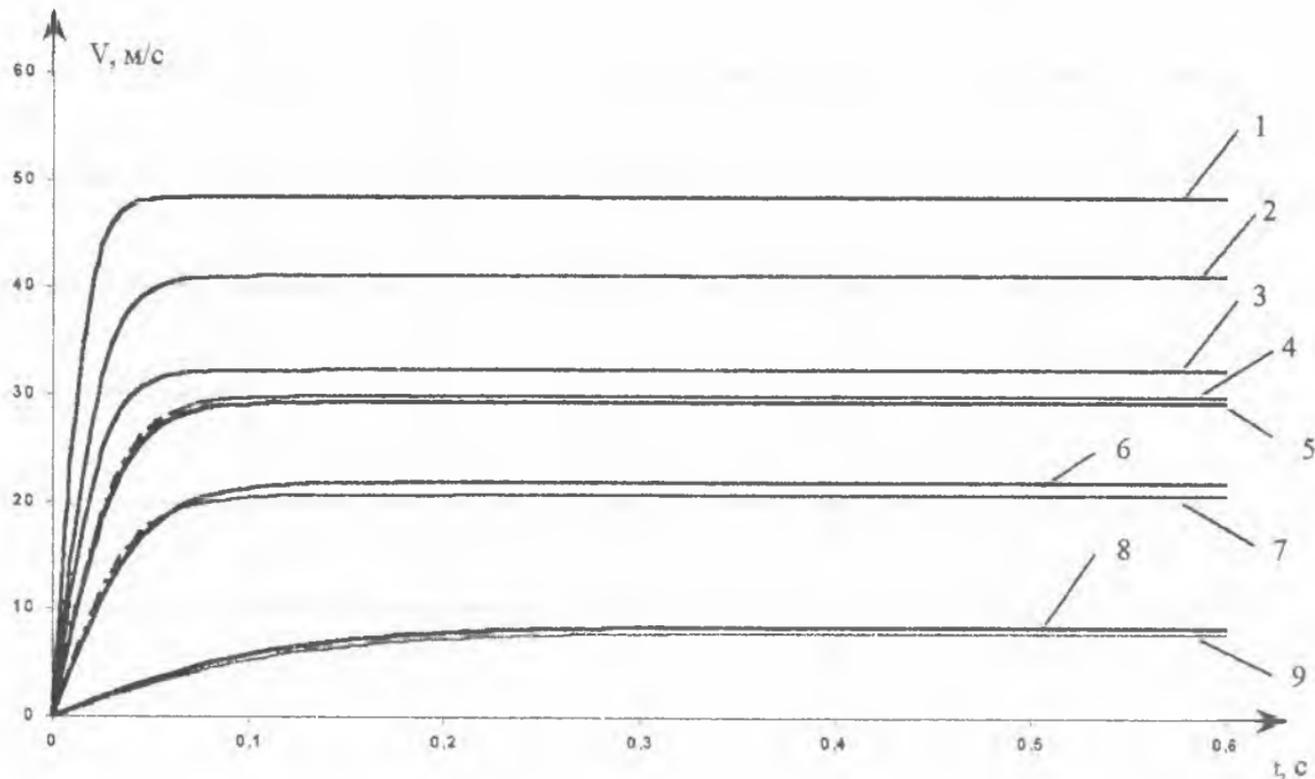


Рис. 3. Зависимость скорости перемещения плунжера клапана сброса от времени при различных значениях коэффициента перекрытия  $\lambda = D/D_n$  для насосов ЦНС, ЦНСШ и НСШ: 1 -  $\lambda=0,9$ ;  $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=425 \text{ м}$  (ЦНС); 2 -  $\lambda=0,9$ ;  $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=600 \text{ м}$  (ЦНС, ЦНСШ); 3 -  $\lambda=0,84$ ;  $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=425 \text{ м}$  (ЦНС); 4 -  $\lambda=0,87$ ;  $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=600 \text{ м}$  (ЦНС, ЦНСШ); 5 -  $\lambda=0,92$ ;  $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=1000 \text{ м}$  (НСШ); 6 -  $\lambda=0,91$ ;  $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=1000 \text{ м}$  (НСШ); 7 -  $\lambda=0,81$ ;  $Q=180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=425 \text{ м}$  (ЦНС); 8 -  $\lambda=0,9$ ;  $Q=410 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=1000 \text{ м}$  (НСШ); 9 -  $\lambda=0,84$ ;  $Q=300 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $H=600 \text{ м}$  (ЦНС, ЦНСШ).

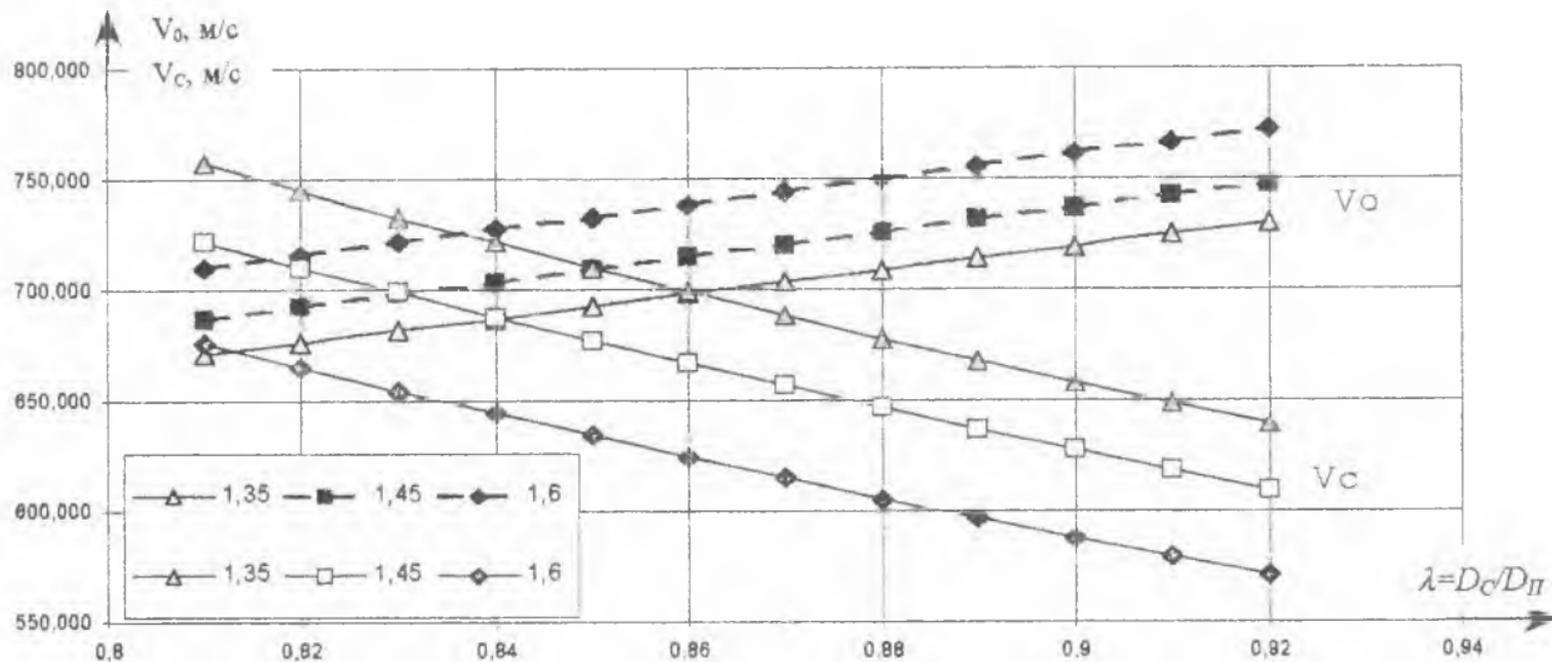


Рис. 4. График зависимости скоростей  $V_c$  и  $V_o$  от коэффициента перекрытия  $\lambda = D_c/D_n$  для насоса ЦНС 300×600 в момент времени  $t=0,01$  с при варьировании коэффициента диффузорности  $\delta_s$ .

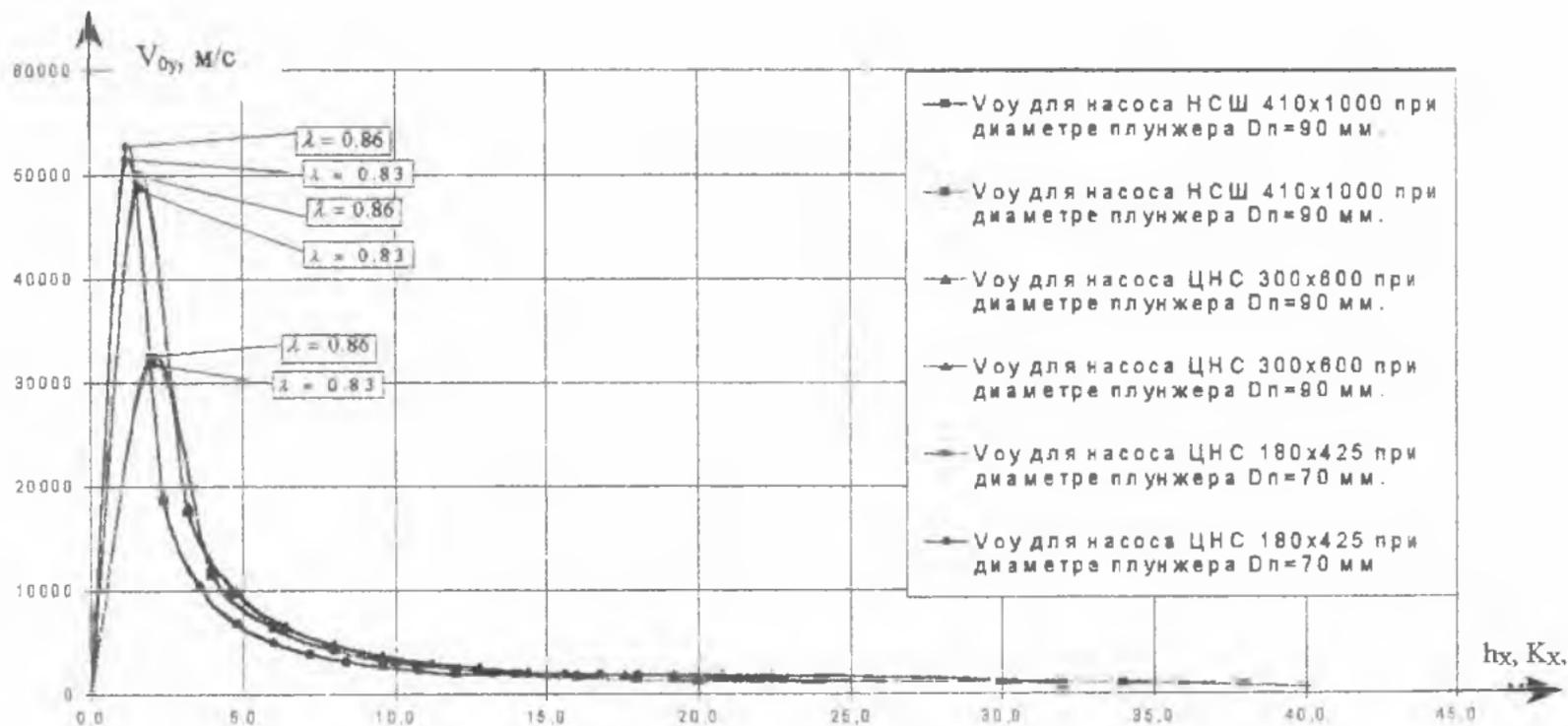


Рис. 5. График изменения скорости дросселирования транспортируемой среды через отверстия в цилиндре клапана-регулятора от величины перемещения плунжера вверх при расчете гасителей для различных насосов.

Полученные зависимости позволяют рассчитывать и определять весь комплекс параметров гасителей гидравлического удара для всей гаммы насосов, выпускаемых на Украине, при различных глубинах размещения и схемах водоотливных установок.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Ю. Н. Егерев, А. Д. Неклюдов. Комплекс мероприятий по защите от затопления рудников Миргалимсайского месторождения. // Горный журнал. Серия «Безопасности труда в промышленности». – М.: Недра. – 1979. – №9 – с. 6-9.
2. Алиев Н. А., Коваль А. Н., Чернышев А. В., Антонов Э. И. Средства защиты шахтных водоотливных установок глубоких горизонтов от гидравлических ударов // Наукові праці. Донецький державний технічний університет. Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонДТУ. – 2002. – Випуск 42 – с. 3-17.
3. Алиев Н. А. Технологические методы и средства увеличения долговечности шахтных многосекционных насосов в чугуном исполнении. // Збірник наукових праць. Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. – Донецьк: НДПГМ ім. М. М. Федорова. – 2001 – Випуск 94 – с. 45-62.
4. Гейер В. Г., Тимошенко Г. М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. – М.: – 1982.
5. Утингус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. – 4-е изд., перераб. – Харьков: Издание Харьковского государственного университета, 1970. – 396.
6. Садовский В. Г. Основание устройства материальной части артиллерии. – М.: Воениздат МО СССР, 1958. – 551 с.