

А. Г. НАЗАРЯН, Р. М. РАФЛЭЯН

О РАСЧЕТЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В НАСОСНЫХ
 УСТАНОВКАХ ПРИ НАЛИЧИИ НА ВОДОВОДЕ НЕСКОЛЬКИХ
 ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

Одной из мер защиты водоводов высоконапорных насосных станций от разрушительного действия гидравлического удара является установка на водоводе нескольких обратных клапанов. Несмотря на то, что в настоящее время проектируются и находятся в эксплуатации насосные станции, водоводы которых оборудованы системой обратных клапанов, проектная практика пока не располагает общей методикой расчета гидравлического удара в таких установках. В «Указаниях» рекомендованы формулы, по которым производится предварительная оценка величины максимального давления в водоводах насосных станций при наличии обратных клапанов [1]. Несмотря на общность, в этих формулах не учитываются гидромеханические характеристики обратных клапанов. В работах [2, 3] приведены результаты исследований, в которых показано, что на величину ударного давления и процесс влияют также конструкция и гидромеханические характеристики обратных клапанов. Явление во многом усложняется в случае наличия на водоводе насосной станции нескольких обратных клапанов.

В данной работе процесс гидравлического удара исследуется в взаимосвязанной системе «насос—обратный клапан—нагнетательный трубопровод». Для расчета переходного процесса, вызванного отключением электроэнергии к насосу, использованы уравнения гидравлического удара, агрегата и обратного клапана.

Движение жидкости в каждом участке водовода, ограниченного в начале насосом, а по длине обратными клапанами, описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

уравнений гидравлического удара [4] —

$$\begin{cases} -\frac{\partial P_i}{\partial x} = \rho \left(\frac{\partial V_i}{\partial t} + 2m V_i \right); \\ -\frac{\partial P_i}{\partial t} = \rho a^2 \frac{\partial V_i}{\partial x}; \end{cases}$$

уравнением агрегата —

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_g - M_c,$$

которое при условии потери привода ($M_1 = 0$) и использовании моментной характеристики насоса $\frac{M_c}{n^2} = f\left(\frac{Q}{n}\right)$ сводится к виду:

$$\frac{d\omega}{dt} = a_0 V^2 + b_0 V \omega + c_0 \omega^2, \quad (2)$$

Движение тарели обратного клапана дается уравнением

$$(J + J_{np}) \frac{d^2 \alpha_i}{dt^2} = -Ge \sin \alpha_i \pm M \pm K_M V_i^2 D_0^3 + K_w \left(\frac{d\alpha_i}{dt}\right)^2 k^2 D_0^3 + \mu_0 R \frac{d_0}{2}, \quad (3)$$

определяющим закрытие клапана под действием веса тарели, внешнего момента, гидродинамической силы, сил сопротивления среды и трения в опорах [2].

В приведенных уравнениях: t — время; x — координата, направленная вдоль оси трубы; $V_i(x, t)$ и $P_i(x, t)$ — соответственно, скорость и приведенное давление; a — скорость распространения волн гидравлического удара; ρ — плотность воды; $2m = \frac{\lambda |U_i|}{2D}$; λ — коэффициент гидравлического сопротивления; D_w, D — диаметры тарели и трубы; i — номер участка водовода; a_0, b_0, c_0 — постоянные коэффициенты, которые берутся из характеристики агрегата; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса насоса; α_i — угол поворота тарели; J и J_{np} — соответственно, момент инерции тарели и присоединенный момент инерции; G — вес тарели; e — расстояние от оси вращения до центра тяжести тарели; M — внешний момент; $K_M U_i^2 D_0^3$ — гидродинамический момент, создаваемый потоком воды; $K_w \left(\frac{d\alpha_i}{dt}\right)^2 k^2 D_0^3$ — момент от сопротивления среды при вращении тарели; μ_0 — коэффициент трения в опорах; d_0 — диаметр цапф; R — суммарная нагрузка.

Относительно уравнения (3) отметим, что входящее в правую часть выражение для гидродинамического момента соответствует установившемуся режиму обтекания тарели обратного клапана. В действительности, при нестационарном движении реальное значение гидродинамического момента отличается от принятого в уравнении (1).

В [5] дана оценка эффекта сбегаящих вихрей, приводящего к уменьшению величины подъемной силы, а следовательно, и создаваемого ею момента. Используя эти данные, получим, что при числе Струхала $\mu = 0,12$ подъемная сила снижается приблизительно на 15%.

С такой погрешностью действительная величина гидродинамического момента принята равной значению при установившемся режиме обтекания.

Начальными и граничными условиями задачи являются:

$$t=0; V_i = V_0; P = P_0 + \frac{l-x}{l} \gamma h_{00}; \omega = \omega_0; \alpha_i = \alpha_{0i}; \frac{d\alpha_i}{dt} = 0; \\ x=0; P = a_1 V^2 + b_1 V \omega + c_1 \omega^2 + k; x=l; P = P_0. \quad (4)$$

Граничное условие в начале водовода ($x = 0$) определяется характеристикой насоса, которую можно выразить в виде квадратичной параболы

$$\frac{H}{h^2} = A \left(\frac{Q}{n} \right)^2 + B \frac{Q}{n} + C.$$

Используя совместно с этой характеристикой уравнение для водора колеса и имея ввиду, что $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, получим приведенное граничное условие в точке $x = 0$.

С целью учета и вывода условия влияния обратного клапана на режим течения воды установим силовое воздействие потока на тарель. Для этого применим теорему количества движения к объему АВСДЕМННА, ограниченному участком трубы и тарелью (рис. 1).

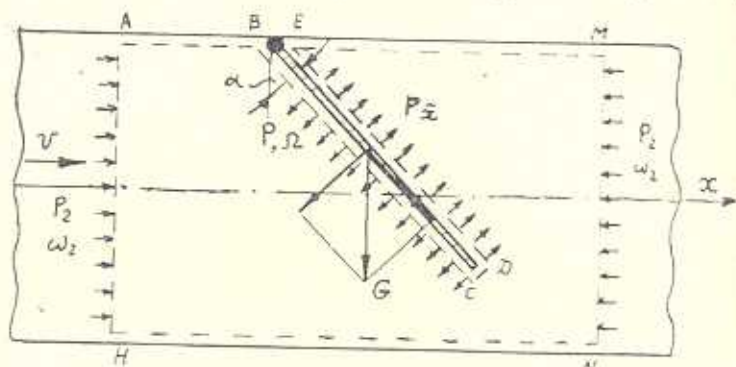


Рис. 1. Расчетная схема участка трубопровода с обратным клапаном.

Проектируя уравнение количества движения на ось Ox , направленную вдоль водовода, и пренебрегая потерями энергии на трение в отмеченном небольшом участке, получим:

$$P_1 \omega_1 - R_x - P_2 \omega_2 = \gamma (z_{02} V_2^2 \omega_2 - z_{01} V_1^2 \omega_1), \quad (5)$$

где V_1 и V_2 — осредненные скорости в сечениях ω_1 и ω_2 ; $R_x = \frac{G \sin 2\alpha}{2}$.

Величина R_x получена из условия, что на поверхности ВС действует нормальная сила давления, определяемая составляющей $G \sin \alpha$ веса тарели. Другая составляющая сила $G \cos \alpha$ уравновешивается реакцией опор тарели, которая нами не учитывается.

Имея ввиду, что

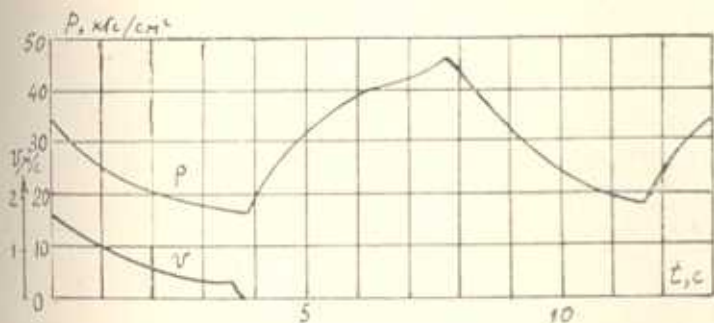
$$V_2 \omega_2 = V_1 \omega_1, \quad (6)$$

а для цилиндрической трубы соблюдается равенство $\omega_1 = \omega_2 = \Omega$, из соотношения (5) после несложного преобразования получим граничное условие в месте установки обратного клапана

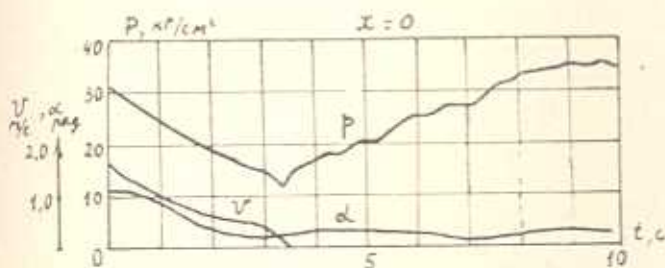
$$x = l, \quad \frac{P_{l-1} - P_l}{\gamma} = \frac{G \sin 2\alpha}{2\gamma \Omega} + \frac{(z_{02} - z_{01})}{g} V_l^2. \quad (7)$$

Система уравнений (1)—(3) с заданными начальными и граничными условиями (4) и (7) решена на ЭВМ ЕС 1020. Решение осуществлено по программе, составленной на языке «Фортран».

Расчет проведен по параметрам действующей насосной станции ($H_s = 317$ м, $l = 2215$ м, $D = 630$ мм, насосы марки 14М—12×4 4 шт.) при наличии одного и трех обратных клапанов, установленных на водоводе. Некоторые результаты этих расчетов приведены на рис. 2.



а.



б.

Рис. 2. Изменение скорости и давления в начале трубопровода: а) наличие одного обратного клапана; б) наличие трех обратных клапанов.

Сопоставление данных расчета, в частности, показывает, что при наличии трех обратных клапанов максимальное давление в начале водовода ($x=0$) снижается от 4,6 МПа до 3,6 МПа. Из анализа графиков видно также, что при гидравлическом ударе имеет место запаздывание закрытия обратных клапанов. Например, при обращении в нуль скорости движения воды в точке $x = 0$, расположенный в этой точке обратный клапан еще открыт ($\alpha \neq 0$).

Закрытие клапана происходит под действием потока воды, движущегося в обратном направлении, что вызывает дополнительное повышение давления в водоводе.

С целью устранения запаздывания закрытия обратных клапанов и предотвращения дополнительного повышения давления в трубопроводе, рекомендуется управлять законом закрытия тарели клапанов. Управление предлагается осуществить путем внешнего воздействия на ось клапана, которая жестко связывается с тарелью. Закон изменения

внешнего момента по времени определяется из дифференциального уравнения движения тарели (3). Для линейного закона $V = V_0 (1 - \frac{T_k}{T_l} \tau)$ изменения скорости воды в трубопроводе, величина этого момента равна

$$m(\tau) = -\sin \alpha_0 (1 - T_0^2 \tau^2) + M(\tau)(1 - T_0 \tau)^2 + 4\tau^2 \cdot \Pi \alpha_0^2 T_0^3 + 2\alpha_0 T_0^2 + f, \quad (6)$$

где $T_0 = \frac{T_k}{T_l}$ — параметр, характеризующийся постоянными времени

клапана T_k и трубопровода T_l ($T_k = \sqrt{\frac{J + J_{np}}{Ge}}$, $T_l = \frac{lV_0}{gH_0}$); $\tau = \frac{t}{T_k}$

$$M = \frac{K_m V_0^3 D_0^4}{Ge}; \quad \Pi = \frac{K_m K^2 D_0^5}{Ge T_k^2}; \quad f = \mu_0 \frac{Rd_0}{2Ge}. \quad (9)$$

Как видно из уравнения (8), величина момента $m(\tau)$, прикладываемая к тарели, зависит от постоянного трубопровода, т. е. места расположения обратного клапана на трубопроводе.

Лабораторные и натурные исследования гидравлического удара показали, что прикладыванием к тарели внешнего момента удается значительно уменьшить ударные давления в трубопроводе.

На рис. 3 приведены осциллограммы гидравлического удара, полученные на водоводе одной из действующей насосной станции в Армянской ССР.

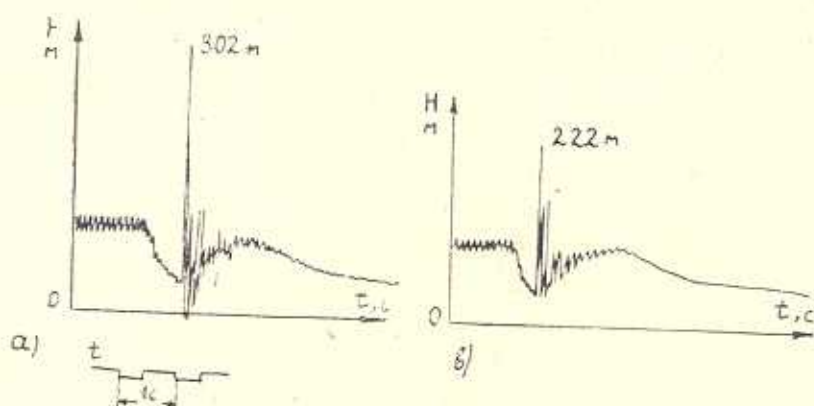


Рис. 3. Осциллограммы гидравлического удара; а) без средства защиты; б) при наличии трубки со ртутью, ускоряющей закрытие тарели.

Из осциллограмм видно, что применением внешнего момента удается снизить максимальное ударное давление от 3,02 МПа до 2,22 МПа, т. е. приблизительно на 27%.

ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐՈՒՄ ՄԻ ՓԱՆԻ ՀԱԿԱԳԱՐՋ ՓԱԿԱՆՆԵՐԻ
ԱՌԿԱՅՈՒԹՅԱՆ ԳԵՊՔՈՒՄ ՊՈՄՊԱՅԻՆ ԿԱՅԱՆՔՆԵՐՈՒՄ
ՀԻԳՐԱՎԻԿԱԿԱՆ ՀԱՐՎԱԾԻ ՀԱՇՎՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ու մ

Խողովակաշարերը հիդրավիկական հարվածից պաշտպանելու եղանակներից մեկը հանդիսանում է նրա մի բանի հակադարձ փականների տեղադրումը Պոմպի անջատման հետևանքով առաջացած անցումային երևույթները ավյալ դեպքում հաշվելու համար օգտագործված են՝ պոմպի, խողովակում հիդրավիկական հարվածի և փականների հավասարումները համապատասխան սկզբնական ու սահմանային պայմաններով: Հաշվարկները կատարված են էՋՄ-ի օգնությամբ՝ զործող պոմպակայաններից մեկի ավյալների հիման վրա: Ստացված արդյունքները ցույց են տալիս, որ հակադարձ փականների համակարգի առկայությունը զգալի շահով (50—70%) իջեցնում է խողովակաշարում հիդրավիկական հարվածի մեծությունը: Փակման պրոցեսի ուղացման հետևանքով ստացվող լրացուցիչ ճնշման բարձրացումը կանխելու նպատակով առաջարկվում է փականների աշխատանքը կանոնավորել արտաքին մոնիտինգի կիրառումով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Указания по защите водопроводов от гидравлического удара. М., Госстройиздат, 1961, (ВОДГЕО). 227 с.
2. Рожков А. Н. Исследование работы обратных клапанов в системах водоподачи. Автореферат канд. диссерт., М., 1973.
3. Тимофеева Е. Т. Работа обратных клапанов при выключении насосов, «Водоснабжение и санитарная техника», 1959, № 12.
4. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М., Гостехиздат, 1951, 223 с.
5. Sedov Л. Н. Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики. М., «Наука», 1966, 448 с.