ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXX, № 5, 1977 Серия технических наук

ГИДРАВЛИКА

Р. М. РАФАЭЛЯН, Р. С. АВЕТИСЯН

К РАСЧЕТУ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ПРИВОДА НАСОСА

В практике проектирования нагнетательных трубопроводов часто возникает необходимость оперативной оценки величин возможных скоростей и давлений, возникающих при отключении привода насоса.

Известно, что переходные процессы, возникающие в этом случае в системе насос-трубопровод, описываются уравнениями следующего вида:

$$\left.\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= \rho\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda|v|}{8\delta}v\right]; \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= \rho c^2\frac{\partial v}{\partial x}; \\ J\frac{d\omega}{dt} &= M_д - M_c, \end{aligned}\right| \qquad (1)$$

где P — приведенное давление; V — средняя по сечению скорость жидкости; ρ — плотность жидкости; c — скорость распространении волны возмущения; λ — коэффициент гидравлического сопротивления; δ — гидравлический радиус потока; J — момент инерции; ω — угловая скорость; $M_д$ и M_c — движущий момент и момент сопротивления.

Решение системы (1) связано со значительными трудностями.

Как указывается в [1] при расчете переходных процессов в коротких водоводах $\left(\frac{T_a}{t_ф} > 1\right.$, где T_a — постоянная времени насосного агрегата; $\left.t_ф\right.$ — фаза гидравлического удара$\left.\right)$ при отсутствии обратного клапана можно пренебречь влиянием упругости стенок трубопровода и жидкости. Это допущение существенно упрощает процесс расчета.

В этом случае уравнения движения несжимаемой жидкости в системе представляются в виде:

$$\left.\begin{aligned} \frac{dq}{d\tau} &= Aq^2 + Bq\eta + C\eta^2 + D; \\ \frac{T_a}{T_l}\cdot\frac{d\eta}{d\tau} &= A_1q^2 + B_1q\eta + C_1\eta^2; \end{aligned}\right| \qquad (2)$$

где $q = \frac{Q}{Q_0}$; $\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$; $\xi = \frac{P}{P_0}$; $\tau = \frac{t}{T_l}$; T_l — постоянная времени трубопровода; Q_0, ω_0, P_0 — значения расхода, угловой скорости и давления при установившемся режиме работы насоса.

Изменение давления у насоса в насосном, тормозном и турбинном режимах дается соотношением:

$$\xi = A_0\eta^2 + B_0\eta q + C_0q^2 + D_0. \qquad (3)$$

Постоянные коэффициенты, входящие в уравнения (2) и (3), определяются для каждого режима с помощью четырех квадрантных характеристик:

$$\frac{H}{n^2} = f_1\left(\frac{Q}{n}\right); \qquad \frac{H}{Q^2} = f_2\left(\frac{n}{Q}\right);$$

$$\frac{M}{n^2} = f_3\left(\frac{Q}{n}\right); \qquad \frac{M}{Q^2} = f_4\left(\frac{n}{Q}\right).$$

путем аппроксимации последних параболическими кривыми.

В работе [2] доказывается, что после отключения электропитания привода насоса изменение числа оборотов рабочего колеса до подхода к насосу отраженных волн гидравлического удара может быть определено по зависимости

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{T_a}{t + T_a}. \qquad (4)$$

Однако с учетом допущения о несжимаемости стенок трубопровода и жидкости полагаем соотношение (4) действительным до момента наступления тормозного режима.

Используя формулу (4) для исключения неизвестной функции $\eta(\tau)$ из первого уравнения системы (2), получим следующее нелинейное дифференциальное уравнение:

$$\frac{dq}{d\tau} = Aq^2 + \frac{BT_a}{T_a + T_l\tau}q + \frac{CT_a^2}{(T_a + T_l\tau)^2} + D. \qquad (5)$$

Уравнение (5) решается методом последовательных приближений [3]. Заменяя уравнение (5) интегральным уравнением

$$q_n = 1 + \int_0^\tau \left[Aq_{n-1}^2 + \frac{BT_a}{T_a + T_l\tau}q_{n-1} + \frac{CT_a^2}{(T_a + T_l\tau)^2} + D \right] d\tau, \qquad (6)$$

для первого приближения удовлетворяющим начальному условию

$$\tau = 0 \qquad q = q_0 = 1,$$

получим

$$q = 1 + (A + D)\tau + \frac{BT_a}{T_l} \ln \frac{T_a + T_l\tau}{T_a} + \frac{CT_a\tau}{T_a + T_l\tau}. \tag{7}$$

Аналогично определяются второе и последующие приближения. Отметим, что сопоставление результатов расчета по уравнению (7) с точными решениями (1) на ЭВМ показало практическую приемлемость первого приближения.

Уравнение (7) определяет изменение скорости жидкости в трубопроводе в насосном режиме и может служить для оценки влияния постоянных системы T_l и T_a на переходный процесс.

Определяя из (4) и (7) η и q для соответствующих моментов времени и подставляя их значения в (3), вычисляется давление до наступления тормозного режима.

В тормозном режиме переходный процесс рассчитывается по рекуррентным формулам, полученным из (2) и (3) путем перехода к конечным разностям:

$$\begin{aligned} q_n &= (Aq_{n-1}^2 + Bq_{n-1}\eta_{n-1} + C\eta_{n-1}^2 + D)\,\Delta\tau + q_{n-1}; \\ \eta_n &= \frac{T_l}{T_a}(A_1 q_{n-1}^2 + B_1\eta_{n-1}q_{n-1} + C_1\eta_{n-1}^2)\,\Delta\tau + \eta_{n-1}; \\ \xi_n &= A_0\eta_n^2 + B_0\eta_n q_n + C_0\eta_n^2 + D_0. \end{aligned} \tag{8}$$

В турбинном режиме, в случае неизменного статического напора установки, имеет место затухающее периодическое изменение во времени угловой скорости и расхода, что вызывает колебание давления.

Изменения расхода $Q(t)$ и угловой скорости $\omega(t)$ в турбинном режиме расчитываются по уравнениям:

$$\begin{aligned} Q - Q_* &= e^{\alpha t}(C_1 \cos \Omega t + C_2 \sin \Omega t); \\ \omega - \omega_* &= e^{\alpha t}(C_3 \cos \Omega t + C_4 \sin \Omega t); \end{aligned} \tag{9}$$

где α и Ω — действительная и мнимая части корней характеристического уравнения, соответствующего (2);

ω_*, Q_* — предельные значения $\omega(t)$ и $Q(t)$ при $t \to \infty$, способ определения которых приводится в [5].

На рис. 1 представлены результаты некоторых расчетов, выполненных по уравнениям (1) на ЭВМ методом характеристик и по уравнениям (7), (8) и (9) вручную.

Сопоставление приведенных результатов показывает практическую приемлемость излагаемых соотношений для расчетов переходных процессов, вызванных отключением привода насоса в коротких водоводах.

Значения η и q, при которых давление $\xi(\tau)$ достигает экстремальных величин, определяются из (3) при условии $\frac{d\xi}{d\tau} = 0$.

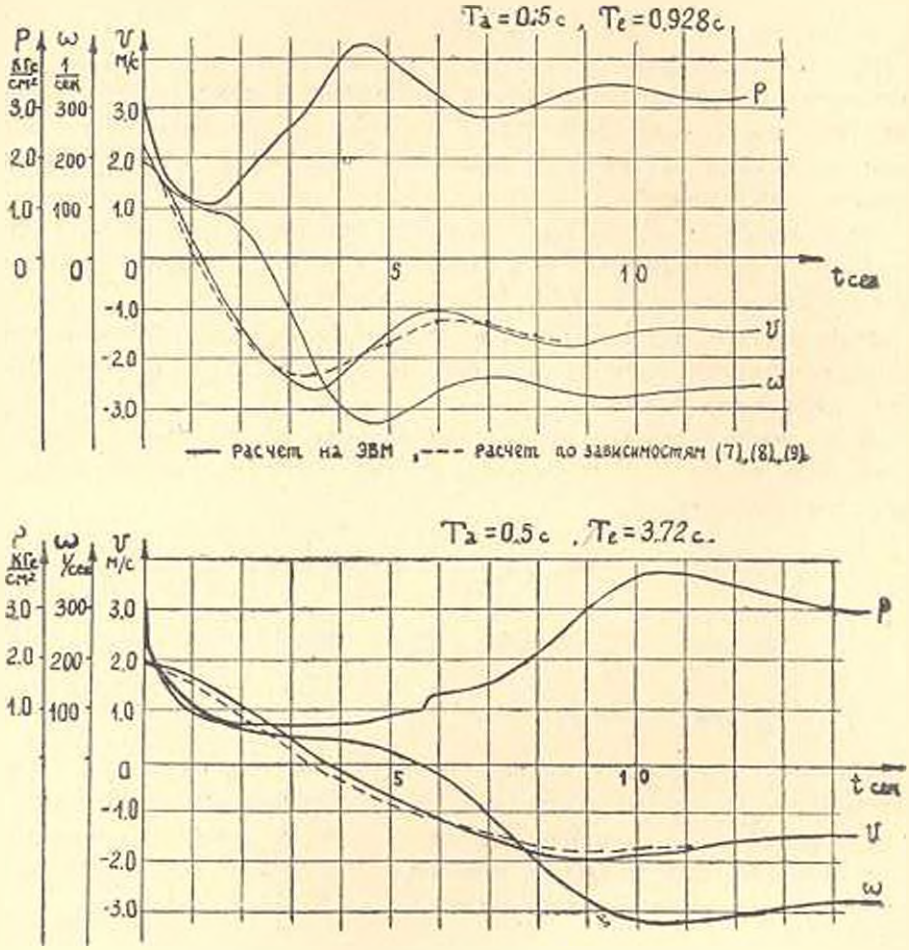

Рис. 1. Графики переходного процесса насоса 4К-12.

Вычислив производную функции $\xi(\tau)$ и используя выражение $\frac{d\eta}{d\tau}$ и $\frac{dq}{d\tau}$, из системы (2) получим, что значения η и q, при которых функция $\xi(\tau)$ достигает экстремумов, связаны соотношением:

$$\left(2A_0C_1\frac{T_1}{T_a} + B_0C\right)\eta^3 + \left(2A_0B_1\frac{T_1}{T_a} + B_0C_1\frac{T_1}{T_a} + B_0B + 2C_0C\right)q\eta^2 +$$

$$+\left(2A_0A_1\frac{T_1}{T_a} + B_0B_1\frac{T_1}{T_a} + B_0A + 2BC_0\right)q^2\eta + \left(B_0A_1\frac{T_1}{T_a} + 2AC_0\right)q^3 +$$

$$+ B_0D\eta + 2C_0Dq = 0. \qquad (10)$$

В параметрическом представлении $\eta = uq$ соотношение (11) примет вид:

$$q = -\sqrt{\frac{-2C_0D - B_0Du}{Mu^3 + Nu^2 + Pu + R}}, \qquad (11)$$

где u — параметр:

$$M = 2A_0C_1\frac{T_l}{T_a} + B_0C; \quad N = 2A_0B_1\frac{T_l}{T_a} + B_0C_1\frac{T_l}{T_a} + B_0B + 2C_0C;$$

$$P = 2A_0A_1\frac{T_l}{T_a} + B_0B_1\frac{T_l}{T_a} + B_0A + 2BC_0; \quad R = B_0A_1\frac{T_l}{T_a} + 2AC_0.$$

На основании полученных зависимостей (3) и (11) построена номограмма для определения угловой скорости и расхода, соответствующих экстремальным давлениям в турбинном режиме (рис. 2). Приведенной кривой $\eta = f(q)$ принадлежит разделяющая точка F с координатами η_* и q_*, являющаяся особой точкой типа устойчивого фокуса системы дифференциальных уравнений (2).

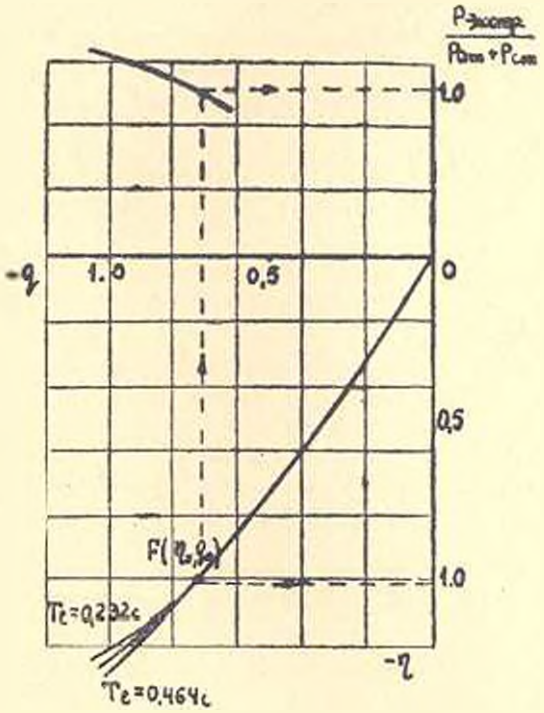

Рис. 2. Номограмма экстремальных давлений.

В турбинном режиме точки кривой с координатами $\eta > \eta_*$ и $q > q_*$ соответствуют максимальным давлениям, а $\eta < \eta_*$ и $q < q_*$ — минимальным давлениям в трубопроводе.

Как показала серия расчетов на ЭВМ при различных T_a и T_1, максимальные и минимальные давления близки по фазе с соответствующими значениями угловой скорости.

Это позволяет, исходя из величины разгонных оборотов насоса в зависимости от быстроходности n_s [4], используя номограмму, определить значение η и экстремальное давление $P_{экстр}$ в трубопроводе.

Институт водных проблем и гидротехники
ММиВХ АрмССР

Поступило 25.IV.1977

Ռ. Մ. ՌԱՖԱՅԵԼՅԱՆ, Ռ. Ս. ԱՎԵՏԻՍՅԱՆ

ՄԱԼԻՔ ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐՈՒՄ ՊՈՄՊԻ ՀԱՂՈՐԴԱԿԻ ԱՆՋԱՏՄԱՆ ԱՆՑՈՂԻԿ ՊՐՈՑԵՍԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ամփոփում

Պոմպային կայանների հիդրոմեխանիկական սարքավորումների ընտրման ժամանակ հաճախ անհրաժեշտություն է առաջանում գնահատել հնարավոր ճնշումների և արագությունների մեծությունները անցողիկ պրոցեսում։

Մալիք կարճ խողովակաշարում հետադարձ փականի բացակայության դեպքում այդ մեծությունների հաշվարկի համար հոդվածում առաջարկվում են պարզեցված կախումներ։

Ջրանիվային ռեժիմում առաջացած մաքսիմալ և մինիմալ ճնշումները որոշելու համար բերվում է նոմոգրամմ։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Герасимов Г. Г.* Расчет и исследования процессов в насосных установках с короткими водоводами. Диссертационная работа, Ровно, 1973.
2. *Мошник Л. Ф., Тимофеева Е. Т.* Указания по защите водоводов от гидравлического удара. М., Госстройиздат, 1961 (ВОДГЕО).
3. *Степанов В. В.* Курс дифференциальных уравнений. М., 1959.
4. *Находкин Б. Н.* Круговая характеристика насоса. «Гидротехника и мелиорация» № 6, 1956.
5. *Рафаэлян Р. М.* Исследование неустановившегося движения в системе насос—трубопровод. «Известия АН АрмССР, серия технич. наук», т. XXVIII, № 6, 1975.