

КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КРУГОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С РАЗНЫМИ МОМЕНТАМИ ИНЕРЦИИ И ДИАГРАММАМИ СЬЮТЕРА

Ф.В. РЕКАЧ, канд. техн. наук, доцент
Российский университет дружбы народов,
117198, Москва, ГСП – 6, ул. Миклухо-Маклая, 6

В статье разработана модель центробежного насосного агрегата, работающего как от источника постоянного давления, так и в кольцевых схемах (например, в тепловых сетях). Проведен анализ колебаний давления в зависимости от момента инерции насосного агрегата и вида диаграмм Сьютера.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: центробежный насос, колебания

Неустановившееся движение несжимаемой жидкости ($\rho = const$), выраженное через расход $Q [м^3/с]$ и гидродинамический напор $H [м]$ описывается уравнениями движения и неразрывности вида:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(gFz + gFH + \frac{Q^2}{2F} \right) + \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\zeta}{2DF} Q|Q| = 0, \quad [m^3 / сек^2] \quad (1)$$

$$\frac{Q}{F} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gF} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad [м / сек], \quad (2)$$

где g - ускорение свободного падения; z - геометрическая высота; t - время; ζ - коэффициент гидравлического трения по длине; D - диаметр трубопровода; c - скорость распространения волн давления.

В работе [2] подробно описан метод характеристик; рассмотрены соединения в узле нескольких ветвей трубопровода, установка в узле задвижки, воздушно - гидравлического колпака и резервуара постоянного давления. При моделировании насосного агрегата использованы трехточечное описание характеристик насоса в стационарном режиме и идеи диаграмм Сьютера, описанные в [1].

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ. Характеристика центробежного насоса $H = H(Q)$ при установившемся движении может быть достаточно точно описана уравнением параболы если заданы три точки кривой - рис.1.

$$\Delta H_k = H_{Bbl} - H_{Bx} = A + BQ_k - CQ_k^2, \quad (3)$$

где ΔH_k - напор, создаваемый насосным агрегатом в узле k - рис.2 (на рис. обозначен H), H_{Bbl} - напор на выходе из насоса, H_{Bx} - напор на входе в насос, Q_k - расход в узле k ; A, B, C - коэффициенты, зависящие от формы характеристик насоса. Выбрав три характерные точки 1, 2, 3, коэффициенты A, B, C определяются из системы уравнений:

$$\begin{cases} A + BQ_1 - CQ_1^2 = H_1, \\ A + BQ_2 - CQ_2^2 = H_2, \\ A + BQ_3 - CQ_3^2 = H_3 \end{cases} \quad (4)$$

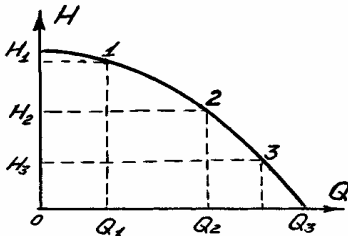


Рис. 1

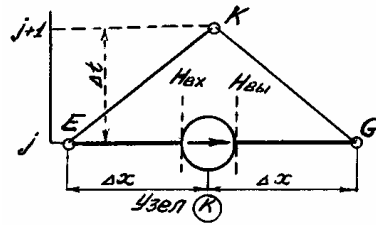


Рис. 2

Согласно [2], напоры H_{Bx} и H_{Bbl} в момент времени $j+1$ равны:

$$H_{Bx, j+1} = R_{Bx} - r_{Bx} Q_{k, j+1}, \quad H_{Bbl, j+1} = R_{Bbl} + r_{Bbl} Q_{k, j+1}, \quad (5)$$

$$R_{Bx} = H_{Bx, j} + Q_{k, j} r_{Bx} + \left(c_{Bx} + \frac{Q_{k, j}}{F_{Bx}} \right) (H_{E, j} - H_{Bx, j}) \frac{\Delta t}{\Delta x} + r_{Bx} \left(c_{Bx} + \frac{Q_{k, j}}{F_{Bx}} \right) (Q_{E, j} - Q_{k, j}) \frac{\Delta t}{\Delta x},$$

$$R_{Bbl} = H_{Bbl, j} - Q_{k, j} r_{Bbl} + \left(c_{Bbl} - \frac{Q_{k, j}}{F_{Bbl}} \right) (H_{G, j} - H_{Bbl, j}) \frac{\Delta t}{\Delta x} -$$

$$-r_{БЫ} \left(c_{БЫ} - \frac{Q_{k,j}}{F_{БЫ}} \right) (Q_{G,j} - Q_{k,j}) \frac{\Delta t}{\Delta x},$$

где $r_{BX} = \frac{c_{BX}}{gF_{BX}}$, $r_{БЫ} = \frac{c_{БЫ}}{gF_{БЫ}}$; c_{BX} и $c_{БЫ}$ - скорости распространения волн давления на участках входа площади F_{BX} и выхода площади $F_{БЫ}$ из насоса; $Q_{k,j}$ - расход, протекающий через насос в момент времени j , $Q_{k,j+1}$ - расход, протекающий через насос в момент времени $j+1$.

Подставляя (6) в (3), получим:

$$C Q_{k,j+1}^2 + (r_{БЫ} + r_{BX} - B) Q_{k,j+1} + (R_{БЫ} - R_{BX} - A) = 0,$$

откуда находим:

$$Q_{k,j+1} = \frac{B - r_{БЫ} - r_{BX} + \sqrt{(r_{БЫ} + r_{BX} - B)^2 - 4C(R_{БЫ} - R_{BX} - A)}}{2C}.$$

Затем по формулам (6) находятся $H_{BX,j+1}$, $H_{БЫ,j+1}$. Так, уточняя на каждом шаге ΔH_k как функцию от Q_k , численный расчет «выходит» на стационарный режим.

ОТКЛЮЧЕНИЕ НАСОСНОГО АГРЕГАТА. В начале остановки насоса его напор равен напору при стационарном движении, т.е. $\Delta H_k = H_{CT}$, число оборотов двигателя n_e равно номинальному n_0 [об/мин]. На следующих временных шагах $\Delta H_k = H_{БЫ} - H_{BX}$. Запишем уравнения для прямой характеристики на участке Δx (всасывающая труба) и обратной характеристики (напорная труба):

$$\frac{1}{r_{BX}} (H_{BX,j+1} - H_{E,j}) + (Q_{k,j+1} - Q_{E,j}) + \frac{\lambda_E Q_{E,j} |Q_{E,j}|}{2F_{BX} D_{BX}} \Delta t = 0,$$

$$\frac{1}{r_{БЫ}} (H_{БЫ,j+1} - H_{G,j}) - (Q_{k,j+1} - Q_{G,j}) - \frac{\lambda_G Q_{G,j} |Q_{G,j}|}{2F_{БЫ} D_{БЫ}} \Delta t = 0.$$

Вычитая первое уравнение, умноженное на r_{BX} из второго, умноженного на $r_{БЫ}$, получим:

$$(H_{БЫ,j+1} - H_{BX,j+1}) - (H_{G,j} - H_{E,j}) - [Q_{k,j+1} \cdot r_{БЫ} + Q_{k,j+1} \cdot r_{BX}] +$$

$$+ (Q_{G,j} \cdot r_{БЫ} + Q_{E,j+1} \cdot r_{BX}) - \Delta t \left(\frac{\lambda_G Q_{G,j} |Q_{G,j}| r_{БЫ}}{2F_{БЫ} D_{БЫ}} + \frac{\lambda_E Q_{E,j} |Q_{E,j}| r_{BX}}{2F_{BX} D_{BX}} \right),$$

откуда расход через насосный агрегат $Q_{e,j+1}$ в момент времени $j+1$ равен:

$$Q_e = \frac{1}{r_{БЫ} + r_{BX}} \left[\Delta H_k - (H_{G,j} - H_{E,j}) + (Q_{G,j} \cdot r_{БЫ} + Q_{E,j+1} \cdot r_{BX}) - \right. \quad (6)$$

$$\left. - \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\lambda_G Q_{G,j} |Q_{G,j}| r_{БЫ}}{F_{БЫ} D_{БЫ}} + \frac{\lambda_E Q_{E,j} |Q_{E,j}| r_{BX}}{F_{BX} D_{BX}} \right) \right].$$

Завод – изготовитель предоставляет следующие зависимости для насосно-го агрегата в первом квадранте функции $n_e = n_e(Q_e)$ при номинальном числе

оборотов двигателя n_0 : $H = H(Q)$, $N = N(Q)$, $\eta = \eta(Q)$, где N - мощность двигателя, [кВт], η - коэффициент полезного действия (к.п.д.) насосного агрегата, [%]. При высоких к.п.д. указывается (или заводом или расчетчиком) рабочий интервал расхода $Q_{раб}$, [м³/с]. Момент на валу электродвигателя T , [Н·м] и мощность двигателя N (при $n_e = n_0$ связаны соотношением

$$N[\text{Вт}] = 1,028 \cdot n_0 [\text{об/мин}] \cdot T. \quad (7)$$

Так как при $n_e = n_0$, мощность N пропорциональна моменту T , то вместо отношения T/T_{CT} можно использовать N/N_{CT} . Вначале при $n_e = n_0$ строятся диаграммы

$$W_H = \text{sign}(H) \sqrt{\frac{H/H_{CT}}{(n_e/n_0)^2 + (Q_e/Q_{CT})^2}},$$

$$W_T = \text{sign}(T) \sqrt{\frac{T/T_{CT}}{(n_e/n_0)^2 + (Q_e/Q_{CT})^2}}$$

зависимости от $\theta = \text{arctg}\left(\frac{n_e Q_{CT}}{n_0 Q_e}\right)$.

Данные участки диаграмм имеют место при $\alpha_0 \leq \theta \leq \pi/2$, где α_0 лежит пределах от $\pi/12$ до $\pi/6$ (α_0 зависит от характеристик насоса и рабочей точки кривой $H = H(Q)$).

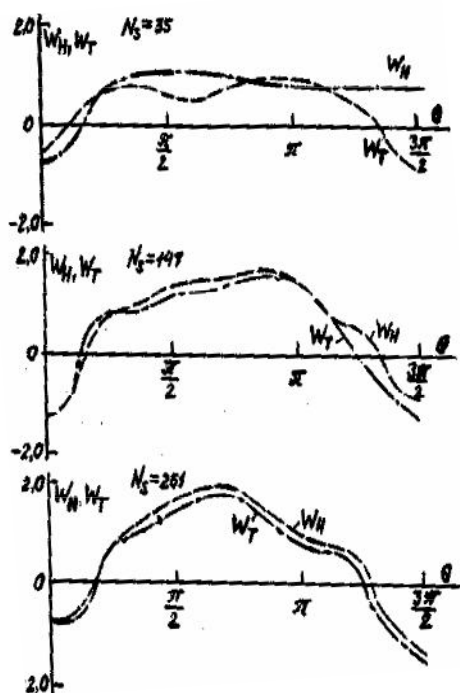


Рис. 3

В общем случае $0 < \theta < \pi/2$ при $n_e > 0$, $Q_e > 0$; $\pi/2 < \theta < \pi$ при $n_e > 0$, $Q_e < 0$; $\pi < \theta < 3\pi/2$ при $n_e < 0$, $Q_e < 0$; $3\pi/2 < \theta < 2\pi$ при $n_e < 0$, $Q_e > 0$. В [3] приводятся исследования трех насосных агрегатов с различными коэффициентами быстроходности $K_A = 35, 147, 261$, где

$$K_B = \frac{3,65 \sqrt{Q_{CT} [\text{м}^3/\text{с}]}}{H_{CT}^{3/4}} n_0 [\text{об/мин}], \text{ рис. 3.}$$

Полученные участки диаграмм W_H и W_T могут быть дополнены при всех θ от 0 до 2π путем интерполяции. Однако, если у двух насосных агрегатов колеса имеют различную конструкцию, то диаграммы окажутся неточными. Чтобы оценить погрешности в расчетах, автор провел численный эксперимент с различными формами диаграмм Сьютера.

По значению θ определяются значения W_H и W_T по диаграмме Сьютера. Тогда напор и момент, создаваемые насосным агрегатом, равны:

$$H_e = H_{CT} W_H |W_H| \left(\frac{n_e^2}{n_0^2} + \frac{Q_e^2}{Q_{CT}^2} \right), \quad T_e = T_{CT} W_T |W_T| \left(\frac{n_e^2}{n_0^2} + \frac{Q_e^2}{Q_{CT}^2} \right).$$

Согласно [2], число оборотов двигателя равно $n_e = \tilde{n}_e - \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{T_e \Delta t}{I}$, (8)

где n_e - число оборотов двигателя [об/мин] в момент времени $j+1$, \tilde{n}_e - число оборотов двигателя [об/мин] в момент времени j , I - суммарный момент инерции электродвигателя и насоса, [кг·м²]. Как правило, расчетчикам представляются маховый момент насоса GD_n^2 , равный $4I_i$ и момент инерции электродвигателя $I_{эл}$.

Расчет ведется методом последовательных приближений, т.е. ΔH_k , равное H_e и число оборотов n_e подставляются в формулу (7), снова находится Q_e ; все параметры пересчитываются до формулы (9) включительно.

В конце определяются напоры на входе $H_{ВХ,j+1}$ и выходе $H_{ВЫ,j+1}$ из насосного агрегата согласно формулам (6).

Пример Рассмотрим проектируемый трубопровод, соединяющий водохранилище «Морское кладбище» (г. Владивосток) с отметкой свободной поверхности 127 м и водохранилище на острове «Русский» с отметкой свободной поверхности 116.8 м – рис. 4 и рис. 5. Особенностью насосной станции (узел 7) является расположение уровней нижнего бьефа (НБ) на более высоких отметках, по сравнению с уровнями верхнего бьефа. В этих условиях насосы обеспечивают увеличение расхода в гидравлической системе и создаваемый ими напор тратится на преодоление только потерь напора. Этим определяется и специфика переходных процессов. Вода от нижнего бьефа к всасывающему коллектору насосной станции подводится двумя нитками пластикового напорного трубопровода 630 x 57,2 (D=0,513 м) в наземной части и 710 x 79 (D=0,56 м) на подводном участке. Максимальный расход воды $Q = 0,394 \text{ м}^3/\text{с}$ (скорость воды $v = 1,6 - 1,9 \text{ м}/\text{с}$) в водоводе соответствует работе двух насосов на одну нитку. Поэтому, наибольшую величину гидравлического удара следует ожидать в этом случае при отключении энергии электродвигателей. В узле 10 имеет место постоянный отбор воды $Q_{от} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$. В здании насосной станции установлены 5 агрегатов (три основных и два резервных) с центробежными насосами Д800-56а, оборудованные обратными клапанами. Маховый момент инерции насоса и электродвигателя одного насосного агрегата $GD^2 = 8,76 [\text{кг} \cdot \text{м}^2]$. Момент на валу электродвигателя (согласно (8) при $n_0 = 1450$) равен $T = 101 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Материал труб - полиэтилен с модулем упругости $E_{н/э} = 800 \text{ МПа}$.

$$\text{Скорость звука определяется по формуле } c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + (K_{H_2O} D) / (E_{н/э} \delta)}},$$

где $c_0 = 1450 \text{ м}/\text{с}$ - скорость звука в воде, $K_{H_2O} = 2170 \text{ МПа}$ - коэффициент сжимаемости воды, δ - толщина стенки трубопровода; $c = 292 \text{ м}/\text{с}$. Принимаем с запасом $c = 300 \text{ м}/\text{с}$. Гидравлическое сопротивление трубопровода λ , равное 0,015 подобрано таким образом, чтобы обеспечить расход $Q = 0,394 \text{ м}^3/\text{с}$ в системе. Характеристики насосного агрегата в стационарном режиме в зависимости $H = H(Q)$ и диаграмма Сьютера показаны на рис. 6 и рис. 7. Задвижка, изображенная на рис. 5, закрывается полностью при уменьшении расхода Q до нуля. На рис. 4 показаны кривые максимального давления, возникающего в результате отключения двух насосных агрегатов: кривая 1 – согласно расчетам, проведенным в ООО «Белый уголь»; кривая 2 – расчет, проведенный по вышеуказанной методике.

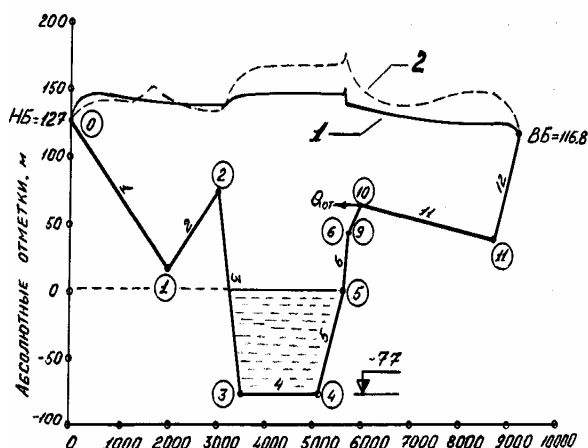


Рис. 4

Проводилась также серия численных экспериментов, связанных с изменением махового момента насосного агрегата и электродвигателя ($GD^2 = 4.3; 17.5 [кг \cdot м^2]$), а также с различными диаграммами Сьютера, изображенными на рис.3 (при коэффициентах быстроходности 35, 147, 261).

ВЫВОДЫ

1. Данная методика дает правдоподобные результаты расчета переходных режимов при отключении насосных агрегатов (ожидаемый гидроудар также приблизительно вычислялся с помощью приближенных формул).

2. Изменение махового момента инерции насосного агрегата и изменение диаграмм Сьютера не привело к значительному изменению максимального давления (не более 12 %). Следовательно, для широкого класса гидравлических схем, неточные исходные данные диаграмм Сьютера не повлекут за собой большую погрешность расчета (это следует определять в каждом конкретном случае).

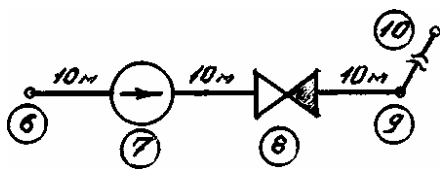


Рис. 5

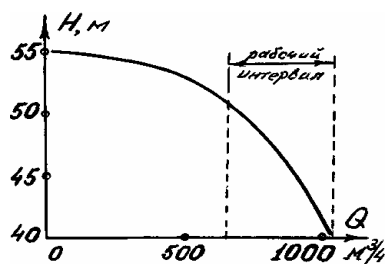


Рис. 6

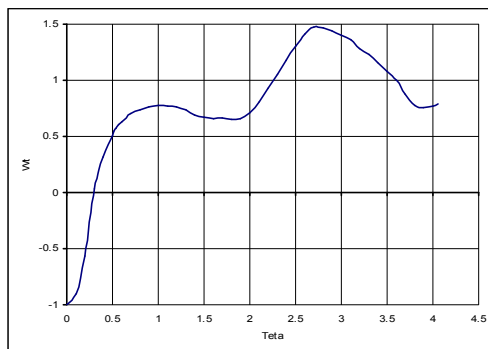
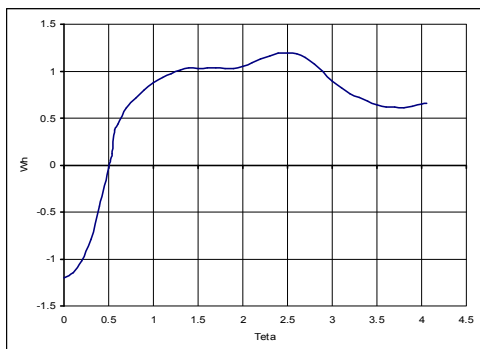


Рис. 7. Характеристики насоса Д800-56а в относительных параметрах Сьютера

Л и т е р а т у р а

1. *Фокс Д.А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах (пер. с англ.) // М., Энергоиздат, 1981 – 247 с.
2. *Рекач Ф.В.* Расчет колебаний в круговых цилиндрических оболочках со стабилизатором давления методом характеристик // Строительная механика строительных конструкций и сооружений, 2010 №1 – с.60-65.
3. *Donsky B.* Complete pump characteristics and the effects of specific speeds on hydraulic transients, J. Basic Engineering, December, 685 – 699 p., 1961.

PRESSURE OSCILLATIONS IN CIRCULAR CYLINDRICAL SHELLS UNDER SWITCHING – OFF OF CENTRIFUGAL PUMPS WITH DIFFERENT INERTIA MOMENT AND SUTER DIAGRAMS

F.V. Rekach

A model of centrifugal pump, working both: as a boarder element and in ring schemes is described. Analysis of pressure oscillations, depending on inertia pump moment and Suter diagrams is given.

KEY WORDS: centrifugal pump, oscillations.

