

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДРОССЕЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

**Карпенко Д.А., магистрант; Заднипренко Р.С., магистрант;**

**Оголобченко А.С., доц., к.т.н., доц.**

*(ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР, РФ)*

Дроссельное регулирование подачи насосной установки осуществляется введением дополнительного гидравлического сопротивления в напорную линию насоса. С этой целью обычно в непосредственной близости от насоса устанавливают задвижку на нагнетательном трубопроводе насоса. Данный способ регулирования прост, надежен и получил широкое распространение на шахтном водоотливе, несмотря на его низкую экономичность. Однако, при регулировании подачи насосной установки путем дросселирования напорного трубопровода, в последнем могут иметь место опасные колебания давления воды, обусловленные гидравлическими ударами, которые разрушают элементы гидросистемы. Для уменьшения их вредного влияния, на практике, прибегают к применению специальных устройств – гидравлических гасителей, к уменьшению длины участка напорного трубопровода, на котором смонтирован затвор, а также к увеличению времени маневрирования затвором, исключаяющей возможность появления амплитуды давления, превышающей наперед заданную допустимую величину.

Данная статья посвящена определению параметров дроссельного регулирования подачи насосной установки для снижения динамических нагрузок на напорный трубопровод. С этой целью рассматривается случай неполного закрытия затвора за конечный промежуток времени, когда справедливо известна формула проф. Н.Е. Жуковского [1]:

$$\Delta P = \rho * c(V_0 - V_i)$$

где  $\Delta P$  – превышение давления воды;  $\rho$  – плотность воды;  $c$  – скорость распространения ударной волны в среде с упругими стенками;  $V_0$  – начальная скорость потока жидкости в установившемся режиме в момент времени  $t=t_0=0$ , т.е. до введения возмущения;  $V_i$  – скорость потока воды в момент времени  $t=t_i$ .

Известно также [1], что максимальное значение величины  $\Delta P$  достигается при условии  $t_p \leq \tau_0$ ,

$$\tau_0 = 2 * L / c$$

где  $t_p$  – время регулирования;  $\tau_0$  – фаза прямого гидравлического удара;  $L$  – длина участка трубы от нагнетателя до затвора, в качестве которого в данном случае принята клиновая задвижка, широко используемая на шахтных насосных установках.

При этом должно выдерживаться следующее условие

$$\Delta P_{\text{макс}} \leq \Delta P_{\text{доп}}$$

где  $\Delta P_{\text{доп}}$  – допустимое значение повышения давления:  $\leq \Delta P_{\text{доп}} = (k_{\pi} - I)P_0$ ;  $\Delta P_{\text{макс}}$  – максимальное значение повышения давления;  $k_{\pi}$  – запас прочности ( для технологических трубопроводов обычно принимается равным  $k_{\pi} = 1, 1 \dots 1, 2$  [1]);  $P_0$  – давление, развиваемое нагнетателем при полностью закрытом дросселе ( принимается по напорной характеристике насоса).

В результате общее условие «безопасного» маневрирования затвором примет вид

$$\rho * c(V_0 - V_i) \leq (k_{\pi} - I)P_0$$

Отсюда определяется безопасная ступенька изменения скорости потока за время  $t_{pi}=\tau_0$

$$\Delta V_i \leq \frac{(k_n - 1)P_0}{\rho c}$$

При линейном изменении средней скорости потока в трубопроводе число таких одинаковых ступеней – элементарных изменений скорости (шаг регулирования), каждая из которых происходит за время  $t_{pi} = \tau_0$ , будет равно

$$N = \frac{V_0 - V_i}{\Delta V_i} \quad (1)$$

При этом общее время маневрирования затвором, отвечающее указанным выше требованиям, может быть рассчитано по формуле

$$t_p = N\tau_0 \quad (2)$$

В тех случаях, когда время  $t_p$  фиксировано и наперед известно, может быть определено допустимое расстояние  $L_x$  от нагнетательного патрубка насоса до задвижки как

$$L_x = \frac{t_p * c}{2 * N} \quad (3)$$

Таким образом, для насосных установок с линейным законом изменения скорости потока в транспортном трубопроводе, параметры  $N$ ,  $t_p$ , и  $L_x$  могут быть определены соответственно по формулам (1), (2) и (3). Однако для этого нужно располагать запорным органом с линеаризованной статической характеристикой.

В случае же использования в качестве дросселирующего органа обычной клиновой задвижки, как правило, применяемой на шахтном водоотливе, из-за существенно нелинейных их пропускных характеристик изменение скорости потока воды в нагнетательном трубопроводе также носит нелинейный характер, что вызывает опасный гидравлический удар в гидросистеме. В этом случае для решения вопроса, связанного с определением параметров  $N$ ,  $t_p$  и  $L_x$ , представляется по крайней мере два пути: первый – прибегнуть к более сложному закону перемещения запорного органа задвижки, который позволил бы линеаризовать выходную координату (изменение средней скорости в трубопроводе), и второй – для определения параметра  $N$  найти расчетную формулу, учитывающую данную нелинейность, а затем параметры  $t_p$  и  $L_x$  определить по зависимостям аналогичным (2) и (3).

Для реализации указанных путей необходимы зависимости  $V_i = f(t)$ , либо  $V_i = f(\xi)$ , полученные с учетом конкретных статических характеристик принятых запорных органов. С этой целью ниже рассматривается работа насосной установки при переходе из одного режима в другой, вызванном дросселированием напорного трубопровода.

На рисунке 1 приведены напорная характеристика насоса  $P_n = f(q)$  (кривая 1) и характеристика сети  $P_c = f(Q)$  (кривая 2).

Общее гидравлическое сопротивление сети обуславливает потери давления, определяемые известным уравнением:

$$P_c = P_T + P_3,$$

где  $P_T$  – потери давления на трение в трубопроводе:

$$P_T = \frac{\lambda * \rho * L * V^2}{2D};$$

$P_3$  – потери давления воды на задвижке:

$$P_3 = \frac{\xi * \rho * V_1^2}{2};$$

$P_c$  – полные потери давления в сети;  $\lambda$  – коэффициент Дарси;  $L$  – длина нагнетательного трубопровода;  $D$  – диаметр трубопровода;  $\rho$  – плотность воды;  $V$  – средняя скорость потока;  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления задвижки;  $V_1$  – средняя скорость потока в поперечном сечении рабочего зазора задвижки при степени ее открытия (закрытия), соответствующий заданному значению  $\xi$ .

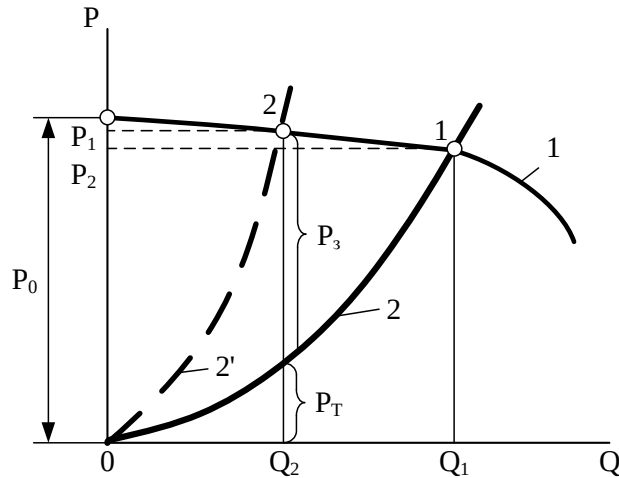


Рисунок 1 – Напорные характеристики насоса и трубопроводной сети

Для обыкновенной клиновой задвижки известна зависимость [2]

$$V_1 = V * \bar{h}^{(-0,8)},$$

где  $\bar{h}$  – степень открытия задвижки:  $\bar{h} = h/D$ ;  $h$  – линейное перемещение штока запорного органа задвижки;  $D$  – проходной диаметр задвижки.

Напорная характеристика центробежной насосной установки в рабочем диапазоне изменения подач удовлетворительно аппроксимируется линейной зависимостью [2]

$$P_H = P_0 - k * V, \quad (4)$$

где  $k$  – угловой коэффициент кривой  $P_H = f(Q)$ .

Режимные параметры насосной установки в рабочей точке 1 (см. рисунок 1) определяются совместным решением уравнений  $P_c = P_T + P_3$  и  $P_H = P_0 - k * V$ :

$$P_T + P_3 = P_0 - k * V;$$

$$P_0 - V^2 \left( \frac{\lambda * L * \rho}{2D} + \xi \frac{\rho}{2} \bar{h}^{(-1,6)} \right) - k * V = 0,$$

откуда

$$V = \frac{-k + \sqrt{k^2 + 2P_0\rho(a_T + b_3\xi)}}{\rho(a_T + b_3\xi)}, \quad (5)$$

где  $a_T = \frac{\lambda * L}{D}$ ;  $b_3 = \bar{h}^{(-1,6)}$ .

Так как при дросселировании напорного трубопровода предусматривается неполное закрытие задвижки, то ее статическая характеристика  $\xi = f(\bar{h})$  в рабочем диапазоне маневрирования затвором может быть представлена зависимостью типа

$$\xi = \xi_0 e^{-\alpha \bar{h}}, \quad (6)$$

где  $\xi_0$  – максимальный коэффициент гидравлического сопротивления задвижки при неполном ее закрытии, соответствующий минимальной расчетной скорости потока  $V_* \neq 0$ ;  $\alpha$  – угловой коэффициент кривой  $\xi = f(\bar{h})$ ;  $\bar{h}$  – относительное линейное перемещение штока задвижки в рабочем диапазоне маневрирования, определяемое по формуле

$$\bar{h} = \bar{h}_i - \bar{h}_0,$$

где  $\bar{h}_i$  – текущее значение степени открытия задвижки;  $\bar{h}_0$  – относительное открытие задвижки, соответствующее минимальной скорости потока  $V_*$  и максимальному значению  $\xi_0$ , определяющему нижнюю границу аппроксимации кривой  $\xi = f(\bar{h})$  зависимостью  $\xi = \xi_0 e^{-\alpha \bar{h}}$ . При этом  $\bar{h} \neq 0$ . Принято  $\bar{h}_0 = 0,05$ .

Коэффициент  $\alpha$  в формуле (6) определен из условия

$$\xi_{\bar{h}=\bar{h}_p} = \xi_1,$$

где  $\xi_1 = 0,15$  – коэффициент сопротивления полностью открытой задвижки ( $\bar{h}_i = 1$ );  $\bar{h}_p$  – относительный интервал регулирования от  $\bar{h}_i = 1$  до  $\bar{h}_i = \bar{h}_0 = 0,05$ :  $\bar{h}_p = 1 - \bar{h}_0 = 0,95$ .

При этом уравнение (6) приводится к виду:

$$\xi_1 = \xi_0 e^{-\alpha \bar{h}_p}.$$

Решение этого уравнения относительно  $\alpha$  дает:

$$\alpha = \frac{1}{\bar{h}_p} \ln \frac{\xi_0}{\xi_1}.$$

С учетом  $\alpha = \frac{1}{\bar{h}_p} \ln \frac{\xi_0}{\xi_1}$  уравнение  $\xi = \xi_0 e^{-\alpha \bar{h}}$  запишем в виде

$$\xi = \xi_0 \left( \frac{\xi_1}{\xi_0} \right)^{\bar{h}/\bar{h}_p}. \quad (7)$$

Коэффициент  $\xi_0$  в диапазоне маневрирования  $\bar{h} = 0,05 \dots 1$  определяется из  $\xi = \xi_0 \left( \frac{\xi_1}{\xi_0} \right)^{\bar{h}/\bar{h}_p}$ , положив:  $\bar{h}_i = 0,25$ ;  $\xi = 30$ . При этом согласно  $\bar{h} = \bar{h}_i - \bar{h}_0$  имеем:  $\bar{h}_p = 0,25 - 0,05 = 0,2$ . Решая уравнение (7) относительно  $\xi_0$  для принятых условий, находим  $\xi_0 = 123$ .

При линейном и равномерном перемещении штока исполнительного органа задвижки имеем

$$\bar{h} = k * t,$$

тогда  $\bar{h}_{t=t_p} = \bar{h}_p = k * t_p$ ;  $k = \bar{h}_p / t_p$ .

С учетом последнего, уравнение  $\bar{h} = k * t$  приводится к виду

$$\bar{h} = \bar{h}_p * \frac{t}{t_p},$$

где  $t$ ,  $t_p$  – соответственно текущее и полное время регулирования задвижки.

В результате уравнение (7) для случая открытия задвижки из положения  $\xi_0$  в положение  $\xi_1$  при линейном законе перемещения запорного органа представляется в виде

$$\xi(t)_o = \xi_0 \left( \frac{\xi_1}{\xi_0} \right)^{t/t_p} \quad (8)$$

Аналогично для случая закрытия задвижки из положения  $\xi_1$  в положение  $\xi_0$ :

$$\xi(t)_z = \xi_1 \left( \frac{\xi_0}{\xi_1} \right)^{t/t_p} \quad (9)$$

В уравнениях (8) и (9) величины  $\xi(t)_z$ ,  $\xi(t)_o$  – изменяющиеся во времени коэффициенты сопротивления задвижки соответственно при ее открытии и закрытии.

Как показали теоретические исследования, проведенные авторами, графики функции  $V/V_0 = f(\xi)$ , построенные по зависимости (4) для насосных установок, оборудованных насосами с линейными напорными характеристиками типа  $P_n = P_0 - k * V$ , на нагнетательных трубопроводах которых установлены клиновые задвижки с характеристиками типа  $\xi = \xi_0 \left( \frac{\xi_1}{\xi_0} \right)^{\bar{h}/\bar{h}_p}$ , достаточно точно в общем виде описываются уравнением

$$\frac{V}{V_0} = \left( \frac{V_*}{V_0} \right)^{\xi/\xi_0 + n}, \quad (10)$$

где  $n$  – поправочный коэффициент, учитывающий различное влияние параметра  $\xi$  на скорость потока в диапазоне маневрирования затвором.

График функции  $V_i/V_0 = f(\xi)$  приведен на рисунке 2, а на рисунке 3 приведен график  $n = f(\xi)$ , где значение  $n$  определялось как отношение величины  $(V/V_0)_\phi$ , взятой из графика на рисунке 2, к величине  $(V/V_0)_{\text{расч}}$ , рассчитанной по формуле (10), т.е.

$$\frac{(V/V_0)_\phi}{(V/V_0)_{\text{расч}}} = \left( \frac{V_*}{V_0} \right)^n = N;$$

$$n = f(\xi') = \frac{\ln N}{\ln(V_*/V_0)}.$$

Расчеты показали, что параметр  $n$  зависит от  $\xi$  в интервале  $\xi = 1,5$  до  $\xi = 86$ . При других значениях  $\xi$ , а именно:  $\xi = 1,5 \dots 0,15$  ( $\bar{h} = 0,674 \dots 1$ ) и  $\xi = 123 \dots 86$  ( $\bar{h} = 0,05 \dots 0,1$ ), параметр  $n$  не зависит от  $\xi$  и равен  $n = 0$ .

Аппроксимирующая зависимость при этом принимается в виде

$$n = a(\xi')^b e^{c\xi'}, \quad (11)$$

где  $\xi'$  – новая координата графика  $n = f(\xi')$ :  $\xi' = \xi_i - 1,5$ ;  $\xi_i$  – текущее значение, определяемое по формуле (7);  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, определяемые для конкретного насоса в зависимости от параметров насоса ( $P_0, k$ ).

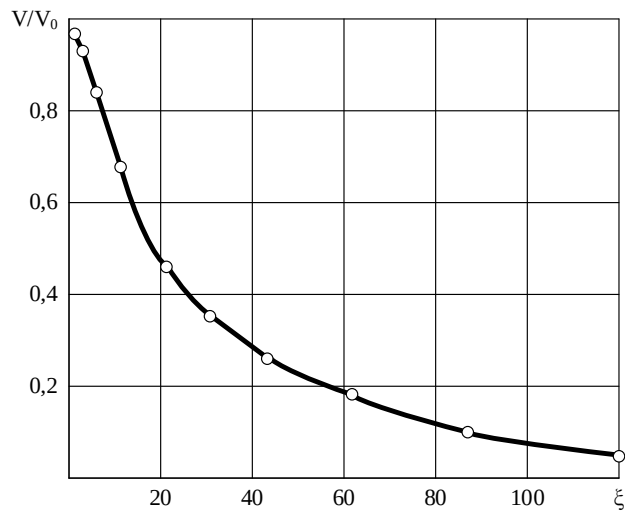


Рисунок 2 - График функции  $V_i/V_0 = f(\xi)$

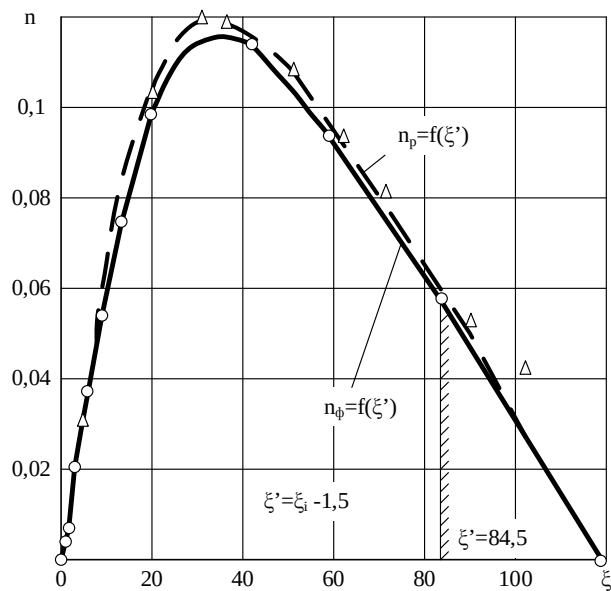


Рисунок 3 – График функции  $n = f(\xi)$

Например, для насосной установки, оборудованной насосом типа 5Ф-12 с параметрами  $P_0 = 265$  кПа,  $k = 30$  кПа/(м/с), а также напорным трубопроводом с коэффициентом сети  $a_r = 24,82$  ( $L = 100$  м,  $D = 0,141$  м,  $V_0 = 3,56$  м/с), указанные выше коэффициенты, полученные методом наименьших квадратов, имеют значения:  $a=0,00516$ ;  $b=1,24$ ;  $c=-0,357$ , а среднеквадратичная погрешность аппроксимации  $n = f(\xi)$  зависимостью  $n = a(\xi')^b e^{c\xi'}$  на всем диапазоне дросселирования не превышает  $\varepsilon = \pm 3,5\%$ .

На рисунке 4 приведен график функции  $V_{i3} = f(\bar{t})$ , из которого следует, что при линеаризации закона изменения скорости воды в трубопроводе, содержащем обычную клиновую задвижку, необходимо осуществить довольно сложный закон регулирования затвором, зеркально отражающий график  $V_{i3} = f(\bar{t})$ .

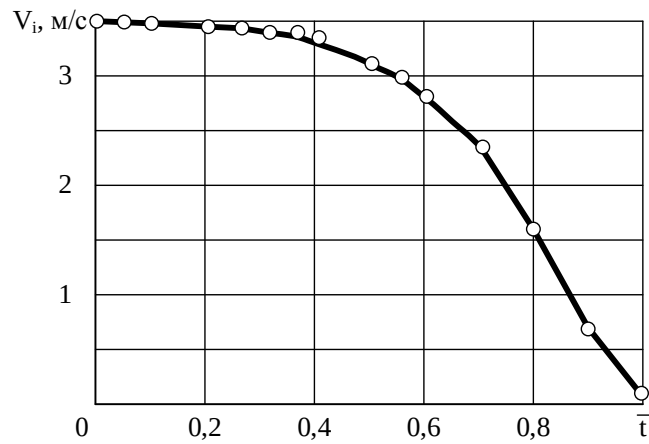


Рисунок 4 – График функции  $V_{i3} = f(\bar{t})$

Такая операция на практике трудно реализуемая. Поэтому задачу безопасного маневрирования затвором при существенно нелинейной его статической характеристике решаем путем определения расчетной формулы для вычисления параметра  $N$ , аналогичного ранее использованного в формуле (1). Для этого из формулы  $\rho * c(V_0 - V_i) \leq (k_n - 1)P_0$  при заданном  $k_n$ ,  $c$ , и  $P_0$  для модели определена максимально величина изменения скорости  $\Delta V_i = (0,019 \dots 0,038) \text{ м/с}$ , а из графика  $\Delta V_{i3} = f(\bar{t})$  (см. рисунок 5) определена величина  $\Delta V_{i\text{макс}} = 0,436 \text{ м/с}$ . Параметр  $N_i$  в этом случае определялся по формуле

$$N_i = \frac{\Delta V_{i\text{макс}}}{\Delta V_i} = 23 \dots 12$$

Тогда время регулирования задвижки при линейном законе перемещения штока ее запорного органа и нелинейном законе изменения средней скорости потока определится из выражения

$$t_p = \Delta t_i / \Delta \bar{t},$$

где  $\Delta \bar{t}$  – шаг дискретизации функции  $\Delta V_i = f(\bar{t})$  по времени;  $\Delta t_i = N_i \tau_0$ , а искомая зависимость имеет вид

$$t_p = \frac{\Delta V_{i\text{макс}} * \tau_0}{\Delta V_i * \Delta t_i} \quad (12)$$

Допустимое расстояние от нагнетательного патрубка насоса до задвижки подсчитывается по формуле

$$L_x = \frac{t_p * \Delta V_i * \Delta t_i * c}{2 \Delta V_{i\text{макс}}} \quad (13)$$

Для рассматриваемого примера насосной установки имеем:  $N_i = 23 \dots 12$ ;  $\Delta \bar{t} = 0,05$ ;  $t_p = (460 \dots 240) \tau_0$ ;  $L_x = (0,001 \dots 0,002) t_p$ . При этом максимальное превышение давления воды в трубопроводе составит  $\Delta P_{\text{макс}} = 19 * 10^3 \text{ Па}$ , которая не превышает допустимую величину давления воды для рассматриваемого трубопровода  $\Delta P_{\text{доп}} = (26,5 \dots 53) * 10^3 \text{ Па}$

Для этих же условий в случае использования формул (1), (2), (3) без учета нелинейности, находим:  $N = 177 \dots 91$ ;  $t_p = (177 \dots 91) \tau_0$ ;  $L_x = (0,0028 \dots 0,0055) t_p$ . При этом максимальное превышение давления составило бы  $\Delta P_{\text{макс}} = 10^3 * 1420 * 0,436 = 619 * 10^3 \text{ Па}$ , что превосходит допустимую величину  $\Delta P_{\text{доп}} = (26,5 \dots 53) * 10^3 \text{ Па}$  в

23,4...11,6 раза, что является недопустимым при эксплуатации трубопроводов насосных установок.

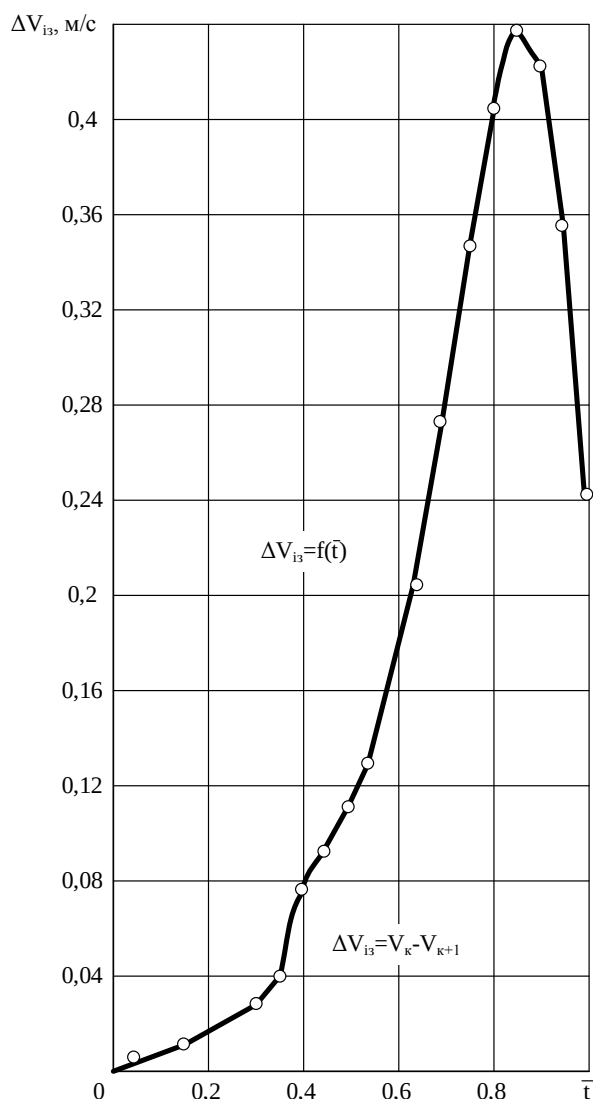


Рисунок 5 – График функции  $\Delta V_{из} = f(\bar{t})$

Таким образом, авторами статьи получены расчетные зависимости для определения параметров дроссельного регулирования, обеспечивающих безопасную эксплуатацию нагнетательных трубопроводов насосных установок с точки зрения целостности труб, как при линейном, так и нелинейном законах изменения средней скорости потока воды в нагнетательном трубопроводе.

#### Перечень ссылок

1. Тимошенко, Г. М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах / Г.М. Тимошенко. – Киев; Донецк: Вища школа, 1986. – 125с.
2. Никулин, Э.К. Методология расчётов гидродинамических параметров шахтных автоматизированных стационарных установок с центробежными нагнетателями: монография / Э.К. Никулин, И.В. Ковалёва, К.Н. Маренич. - Донецк: ООО "Технопарк ДонГТУ "Унитех", 2015. – 134 с.