

**Э.К. Никулин**

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк,  
кафедра горной электротехники и автоматики

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАХТНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ В ПУСКОВОМ РЕЖИМЕ

### *Аннотация*

**Никулин Э.К.** *Исследование динамических характеристик шахтной водоотливной установки в пусковом режиме. Выполнен графоаналитический анализ работы водоотливных установок, оборудованных центробежными насосами типажного ряда. Установлены ранее не известные зависимости, позволяющие вычислить основные динамические параметры передаточной функции рассматриваемого звена системы управления.*

**Ключевые слова:** водоотливная установка, пусковой режим, передаточная функция, динамические характеристики, расчетные зависимости.

### **Общая постановка проблемы.**

Шахтные водоотливные установки, оборудованные мощными электродвигателями, работают в циклическом режиме, обусловленном колебанием уровня наполнения приемного колодца водосборника. При этом число пусков-остановок насосных агрегатов доходит до 6 – 8 в сутки, а переходные режимы, возникающие при каждом пуске (остановке), не контролируются ни одним из существующих базовых аппаратов автоматизации. Это приводит к снижению эффективности эксплуатации водоотливных установок и к увеличению их аварийности. В связи с чем возникает ряд задач, решение которых необходимо для повышения уровня автоматизации и улучшения технико-экономических показателей на водоотливе в целом.

### **Постановка задачи исследования.**

Для исследования динамических процессов в системе автоматического управления насосной установкой необходимо решить следующие задачи:

- 1) получить математические зависимости для определения динамических характеристик объекта управления в пусковом режиме;
- 2) установить границы применения полученных зависимостей;
- 3) установить основные соотношения основных параметров, обеспечивающие работу насосов в экономически выгодных условиях (работу насосов в зоне их промышленного использования с максимальным КПД).

### **Решение задач и результаты исследований.**

При пуске водоотливной установки возникает динамический процесс разгона потока жидкости в трубопроводной сети. Разгон воды происходит за счет инерционного напора, являющегося частью гидродинамического напора, создаваемого насосом [1]. Инерционный напор порождает движущую силу, под действием которой скорость потока изменяется от нуля до номинальной величины, определяемой точкой пересечения напорных характеристик насоса и трубопроводной сети, как это показано на рисунке 1. Инерционный напор найдем из уравнения баланса напоров:

$$H_n = H_u + H_c, \quad (1)$$

откуда

$$H_u = H_n - H_c, \quad (2)$$

где  $H_n = f(Q)$  – напорная характеристика насоса;  $H_c = \varphi(Q)$  – напорная характеристика трубопроводной сети;  $H_u = \psi(Q)$  – характеристика инерционного напора.

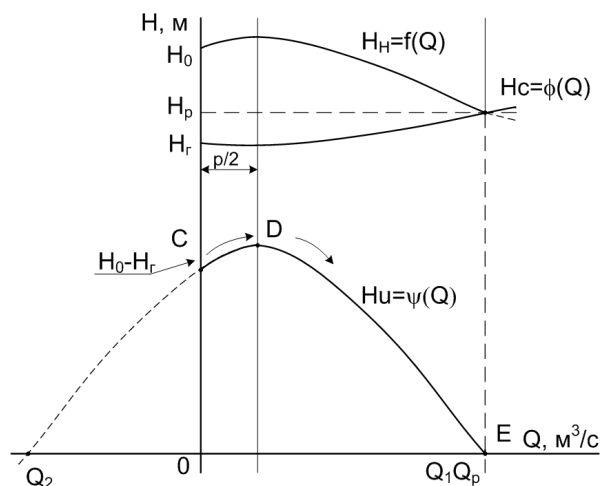


Рисунок 1 – К определению инерционного напора

Указанные характеристики графически представляют собой квадратичные функции и полностью определяют поведение объекта в статике.

Аналитические выражения характеристик следующие:

$$H_H = z(H_0 + AQ - BQ^2),$$

$$H_C = H_r + aQ^2,$$

с учетом (2), после преобразований находим:

$$H_U = (zH_0 - H_r) + zAQ - (zB + a)Q^2,$$

или

$$H_U = -(zB + a)(Q^2 - pQ - q), \tag{3}$$

где  $z$  – число колес насоса;  $H_0$  – напор одного колеса при нулевой подаче, м;  $A$  и  $B$  – постоянные коэффициенты, зависящие от типа насоса:  $[A] = c/m^2$ ;  $[B] = c^2/m^5$  (величины  $H_0$ ,  $A$  и  $B$  принимаются согласно рекомендациям института им. М. М. Федорова [1], [2]);  $Q$  – подача насоса,  $m^3/c$ ;  $H_r$  – геометрическая высота подъема, м;  $a$  – обобщенный коэффициент гидравлических сопротивлений трубопроводной сети, определяемый по известной в гидравлике методике,  $c^2/m^5$ ;

$$p = \frac{zA}{zB + a}, m^3/c; \quad q = \frac{zH_0 - H_r}{zB + a}, m^6/c^2.$$

Правую часть уравнения (3) представим в виде простейших множителей. Для этого определим корни характеристического уравнения:

$$-(zB + a)(Q^2 - pQ - q) = 0$$

Так как  $-(zB + a) \neq 0$ , то

$$(Q^2 - pQ - q) = 0 \tag{4}$$

Корнями этого уравнения являются:

$$Q_{1,2} = \frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} + q}.$$

Положим:  $Q_1 = x_1$ ;  $Q_2 = x_2$ .

Согласно теореме Виетта, имеем:

$$x_1 + x_2 = p, \quad x_1 \cdot x_2 = -q$$

После подстановки величин  $p$  и  $q$  в уравнение (4) и соответствующих преобразований, получим:

$$Q^2 - pQ - q = (Q - x_1) \cdot (Q - x_2).$$

С учетом найденного выражения, уравнение (3) представим в виде:

$$Hu = (zB + a) \cdot (x_1 - Q) \cdot (Q - x_2) \quad (5)$$

Движущая сила  $F$  и инерционный напор  $Hu$  связаны между собой уравнением:

$$F = \rho \cdot g \cdot Hu \cdot \omega, \quad (6)$$

где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\omega$  – площадь проходного сечения трубопровода, м<sup>2</sup>.

Если пренебречь упругими свойствами воды и стенок трубопровода, то динамика процесса разгона потока в первом приближении может быть описана известным уравнением механики:

$$F = m \cdot \frac{dV}{dt} \quad (7)$$

где  $m$  – масса воды в трубопроводе, кг;  $m = \rho \cdot \omega \cdot l$ ;  $V$  – средняя скорость потока, м/с;

$$V = \frac{Q}{\omega},$$

где  $Q$  – расход воды в трубопроводе, м<sup>3</sup>/с;  $l$  – длина трубопровода, м.

После подстановки значений  $m$  и  $V$  в уравнение (7), находим:

$$F = \rho \cdot l \frac{dQ}{dt}. \quad (8)$$

Выразив площадь проходного сечения трубопровода через его внутренний диаметр ( $d$ ) и решая (6) и (8) относительно  $dt$ , имеем:

$$dt = \frac{4l}{g\pi d^2} \cdot \frac{dQ}{Hu}.$$

После интегрирования, получим:

$$t = \frac{4l}{g\pi d^2} \int_0^Q \frac{dQ}{Hu}.$$

С учетом (5), получим:

$$t = \frac{4l}{g\pi d^2 (zB + a)} \int_0^Q \frac{dQ}{(x_1 - Q) \cdot (Q - x_2)} \quad (9)$$

Разлагая подынтегральное выражение на сумму и интегрируя затем в пределах, обозначенных участками  $CD$  и  $DE$  характеристики инерционного напора  $Hu = \psi(Q)$  (см. Рис.1), окончательно находим:

$$\begin{aligned} t &= \frac{4l}{g\pi d^2 (zB + a) \cdot (x_1 - x_2)} \left( \int_0^{b/2} \frac{dQ}{(Q - x_2)} - \int_{b/2}^Q \frac{dQ}{(x_1 - Q)} \right) = \\ &= \frac{4l}{g\pi d^2 (zB + a) \cdot (x_1 - x_2)} \ln \left| \frac{(\frac{P}{2} - x_2) \cdot (x_1 - \frac{P}{2})}{x_2 \cdot (x_1 - Q)} \right|. \end{aligned} \quad (10)$$

Полученная формула позволит расчетным путем определить такие параметры переходной характеристики, как постоянная времени  $T$  и транспортное запаздывание  $\tau$ . Для этого в (10) положим:

$$T = \frac{4l}{(zB + a) \cdot (x_1 - x_2) \cdot g\pi d^2} \approx \frac{0.13 \cdot d^{-2}}{(zB + a) \cdot (x_1 - x_2)}, \quad (11)$$

при  $t = \tau, Q = 0$ :

$$\tau = T \ln \left| \frac{(\frac{P}{2} - x_2) \cdot (x_1 - \frac{P}{2})}{x_2 \cdot x_1} \right|, \quad (12)$$

при  $t = t_{раз}$ ,  $Q = Q' = 0,99Q$ :

$$t_{раз} = T \ln \left| \frac{\left(\frac{p}{2} - x_2\right) \cdot \left(x_1 - \frac{p}{2}\right)}{x_2 \cdot (x_1 - Q')} \right|, \tag{13}$$

где  $Qp$  – подача насоса в рабочей точке,  $м^3/с$ .

Кроме того, на основании формулы (10) могут быть построены временные графики разгона потока и получены графики передаточных функций, а также определены графическим путем численные значения коэффициентов этих функций.

Анализ результатов исследований показал, что водоотливная установка в пусковом режиме как объект автоматизации представляет собой объект с самовыравниванием и в динамическом отношении может быть представлена передаточной функцией в виде аperiодического звена первого порядка с запаздыванием:

$$W(s) = e^{-s\tau} \frac{k}{Ts + 1}, \tag{14}$$

где  $\tau$  – транспортное запаздывание, характеризующее задержку сигнала во времени в длинных трубопроводах, с;  $k$  – коэффициент передачи, характеризующий свойство звена в статическом режиме и численно равный подаче насоса в рабочей точке  $Qp$ ,  $м^3/с$ ;  $T$  – постоянная времени, характеризующая инерционность звена, с.

График линейной части переходной функции описывается уравнением:

$$h(t) = k(1 - e^{-\frac{t}{T}}) \cdot 1(t).$$

Параметры  $T$  и  $\tau$  могут быть определены либо по формулам (11) и (12), либо из графика переходной функции.

Обработка графического материала для насосов типового ряда методом наименьших квадратов позволила найти эмпирические формулы для определения с достаточной степенью точности постоянной времени как функции числа рабочих колес насоса, а также соотношения динамических параметров передаточных функций рассматриваемого объекта автоматизации.

Результаты обработки приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты аналитических исследований

Тип насоса	Число колес, $z$	Вид функции $T = f(z)$	Основные соотношения	
			$\tau/T$	$разг/T$
ИНС 105-490	2-10	$T=0,466e^{0,0328z}$ , $\pm 10\%$	0,132	4,737
ИНС 180-425	2-10	$T=0,51e^{0,0636z}$ , $\pm 11\%$	0,0629	4,668
ИНС 180-680	7-10	$T=0,818e^{0,0380z}$ , $\pm 0,1\%$	0,132	4,737
ИНС 180-900	5-9	$T=0,317e^{0,84z}$ , $\pm 0,3\%$	0,0917	4,697
ИНС 300-600	2-10	$T=0,338e^{0,0262z}$ , $\pm 4,2\%$	0,0482	4,653
ИНС 500-800	2-10	$T=2,019e^{0,0573z}$ , $\pm 7,6\%$	0,0873	4,692
ИНС 850-960	2-8	$T=1,97e^{0,027z}$ , $\pm 2\%$	0,152	4,757

При этом было установлено, что для всего ряда исследуемых насосов, безразмерный комплекс  $\frac{разг}{T}$  может быть принят величиной постоянной и равной  $\approx 4,7$  с погрешностью, не превышающей  $\pm 1\%$ .

Данные таблицы могут быть использованы для ориентировочных расчетов величин  $T$ ,  $\tau$ ,  $t_{разг}$ . При необходимости в более точных расчетах следует пользоваться формулами (12), (13) и (14).

#### **Выводы.**

1. Получены математические зависимости, позволяющие расчетным путем определить основные динамические характеристики объекта исследования.
2. Определены границы условия применения полученных зависимостей, обусловленные зонами промышленного использования насосов.
3. Установлены основные соотношения динамических параметров  $\frac{\tau}{T}$  и  $\frac{t_{разг}}{T}$ , обеспечивающие работу насоса с максимальным КПД за счет минимального времени выхода насоса на номинальную подачу и увеличения производительного времени работы насоса, обеспечивающего уменьшение удельных затрат электроэнергии на 1 м<sup>3</sup> откаченной воды из шахты.
4. Найдена передаточная функция звена, представляющего водоотливную установку в пусковом режиме, которая необходима для создания системы автоматического регулирования насоса по подаче.

#### **Литература**

1. Гейер В.Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: [учебн. для вузов]/ В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. – М.: Недра, 1987. – 270 с.
2. Картавый Н.Г. Шахтные стационарные установки: [справочное пособие]/ Н.Г. Картавый, А.А. Топорков. – М.: Недра, 1978. – 263 с.

#### **Abstract**

*Nikulin E.K. Research of dynamic characteristics of the pumping setting in the starting mode. The graphic analysis work of pumping setting having equipped the centrifugal pumps of model row is executed. The not known dependences allowing to calculate basic the dynamic parameters transfer function of the examined link of the control system, are set before.*

*Keywords: pumping setting, starting mode, transfer function, dynamic descriptions, dependences of calculations.*

#### **Анотація**

*Нікулін Е.К. Дослідження динамічних характеристик шахтної водовідливної установки в пусковому режимі. Виконаний графоаналітичний аналіз роботи водовідливних установок, обладнаних відцентровими насосами типового ряду. Встановлені раніше не відомі залежності, що дозволяють обчислити основні динамічні параметри передатної функції даної ланки системи управління.*

*Ключові слова: водовідливна установка, пусковий режим, передавальна функція, динамічні характеристики, розрахункові залежності.*

Здано в редакцію:  
29.03.10р.

Рекомендовано до друку:  
д.т.н, проф. Ковальов Є.Б.