

УДК 622.532

Э.К. Никулин (канд. техн. наук, доц., ст. науч. сотр.),
С.В. Неежмаков (канд. техн. наук, доц.)

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк
кафедра «Горная электротехника и автоматика им. Р.М. Лейбова»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ОСНОВНЫХ ЗВЕНЬЕВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Выполнен графоаналитический анализ работы шахтных водоотливных установок, оборудованных центробежными нагнетателями серийных типоразмеров. Установлены ранее неизвестные математические зависимости, позволяющие вычислить основные динамические параметры передаточных функций рассматриваемых основных звеньев системы регулирования шахтных водоотливных установок.

Ключевые слова: водоотливная установка, динамические характеристики, расчетные зависимости, передаточные функции.

Общая постановка проблемы

Все существующие системы автоматизации шахтных водоотливных установок работают по жесткой циклической программе, обусловленной принятым способом управления насосными агрегатами по принципу «включено» - «отключено», а моменты изменения состояний насосов определяются величиной уровня заполнения приемных колодцев, гидравлически связанных с водосборниками, аккумулирующими шахтный водоприток, поступающий из горных выработок разрабатываемых горизонтов. При этом информация о технических параметрах водоотливной установки носит дискретный характер и отражает установившийся режим работы насосов и трубопроводной сети. Вместе с тем, при пуске, останове и регулировании насосов возникают динамические режимы, параметры которых не контролируются ни одной из существующих в настоящее время базовых систем автоматизации. Это приводит к снижению эффективности эксплуатации водоотливных установок и к увеличению их аварийности. В этой связи возникает ряд задач, направленных на повышение уровня автоматизации и улучшения технико-экономических показателей работы водоотлива в целом. Для достижения перечисленных выше технических эффектов необходимо провести исследования параметров переходных процессов с целью создания в последствии дополнительного блока управления насосной установкой в нестационарных режимах, существенно расширяющего функциональные возможности базовой комплектной аппаратуры управления.

Постановка задач исследования

Для исследований нестационарных процессов в системе автоматического управления водоотливной установкой необходимо произвести математическое описание отдельных ее звеньев, для чего решить следующие задачи:

- 1) на гидравлической схеме водоотливной установки выделить функционально законченные технологические звенья и для каждого из них определить основные регулирующие и возмущающие воздействия;
- 2) произвести анализ статических характеристик выделенных звеньев и установки в целом для определения границ изменения основных технологических параметров;

3) составить дифференциальные уравнения, описывающие динамические свойства рассматриваемых звеньев, и получить на основе этих уравнений соответствующие передаточные функции для последующего синтеза системы автоматического регулирования водоотливной установки.

Решение задач и результаты исследований

Объектом исследований является шахтная водоотливная установка, упрощенная схема которой приведена на рис. 1.

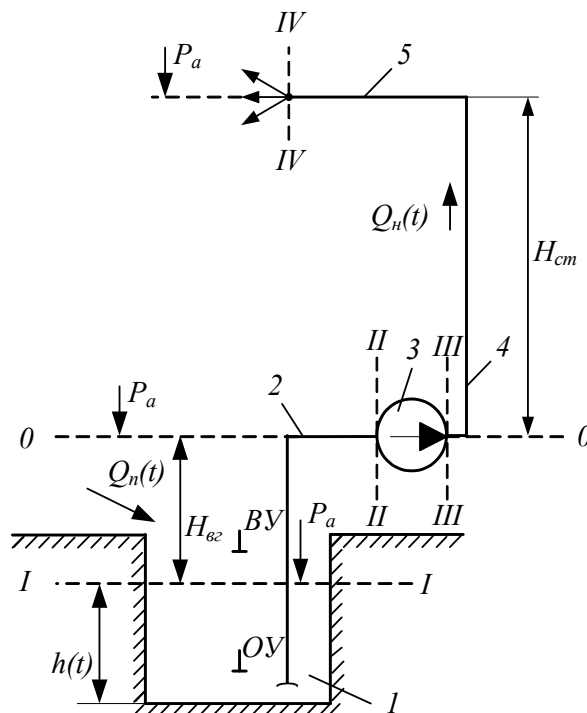


Рисунок 1. – Упрощенная схема водоотливной установки

Установка состоит из приемного колодца 1, всасывающего трубопровода 2, центробежного насоса 3, вертикального напорного трубопровода 4 и канализационного трубопровода 5 поверхности шахты. Установка представляет собой сложный динамический объект с несколькими входными и выходными координатами, связанными между собой различными каналами, динамику которых следует описать соответствующими дифференциальными уравнениями.

Рассматриваемый реальный объект относится к промышленным объектам, обладающим свойством самовыравнивания, поскольку при изменении входной величины по любому каналу, выходные величины со временем стремятся к своему установившемуся значению. Динамика элементарных гидравлических элементов, из которых состоит объект регулирования (см. рис. 1), в большинстве случаев, может быть описана дифференциальными уравнениями, полученными на основании известного уравнения механики:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F, \tag{1}$$

а объект регулирования, состоящий из последовательно соединенных динамических звеньев – передаточной функцией вида:

$$W(s) = e^{-\tau s} \prod_{i=1}^n \frac{K_{ni}}{T_i s + 1}, \tag{2}$$

где m – масса движущегося потока: $m = \rho l \omega$, кг; ρ – плотность транспортируемой жидкости, кг/м³; l – линейный размер потока (в нашем случае – длина отрезка трубопровода соответствующего рассматриваемому звену), м; ω – поперечное сечение потока (проходное сечение трубопровода), м²; v – средняя скорость потока, м/с; F – движущая сила, порождающая движение потока (в нашем случае выражается через давление или разность давлений на рассматриваемом участке трубопровода), Н; τ – чистое транспортное запаздывание, зависящее от длины транспортирования и скорости распространения ударной волны давления при внезапном пуске или останове потока, с; s – оператор Лапласа, с⁻¹; n – число звеньев в последовательной цепи объекта; i – номер звена; κ_{ni} – коэффициент передачи, размерность которого зависит от физических свойств входных и выходных сигналов i -го звена; T_{i-} – постоянная времени i -го звена, с.

Вид аппроксимирующей функции, а также численные значения коэффициентов, входящих в ее состав, определяются для конкретного случая с учетом технологических особенностей и условий функционирования объекта. С этой целью будем рассматривать насосную установку как объект регулирования с учетом ранее сформулированных задач исследований.

1. Приемный колодец

Приемный колодец с водосборником служит для аккумуляирования шахтного притока, поступающего из горных выработок, и организации циклической работы насосной установки в зависимости от уровня наполнения колодца, контролируемого электроконтактными датчиками, установленными на разных отметках относительно дна приемного колодца. Цикл работы насосной установки состоит из двух периодов: рабочего, при котором насос работает на номинальной подаче, и периода паузы, при котором насос отключен от электропитающей сети. В течение рабочего периода осуществляется откачка воды из водосборника и снижение уровня до отключающей отметки OY (см. рис. 1), а в течение паузы происходит наполнение водосборника и повышение уровня до верхней отметки BV . Таким образом, моменты начала и конца упомянутых периодов определяются соответствующими значениями уровня воды в приемном колодце. Объем воды, заключенный между отметками OY и BV , является регулировочной емкостью, в пределах которой происходит изменение уровня во времени согласно дифференциальному уравнению вида

$$\frac{dh(t)}{dt} = \frac{Q_n(t) - Q_n(t)}{F}, \quad (3)$$

где $h(t)$ – текущий уровень в приемном колодце, м; F – площадь зеркала воды, м²; $Q_n(t)$, $Q_n(t)$ – соответственно текущее значение шахтного притока и подачи насоса, м³/с.

Обозначив разность величин $Q_n(t)$ и $Q_n(t)$ через $\Delta Q(t)$, уравнение (3) запишем в виде

$$F \frac{dh(t)}{dt} = \Delta Q(t). \quad (4)$$

С учетом преобразования Лапласа исходное уравнение представим в виде

$$F s h(s) = \Delta Q(s). \quad (5)$$

Откуда получим передаточную функцию рассматриваемого звена в виде

$$W_1(s) = \frac{h(s)}{\Delta Q(s)} = \frac{\kappa_I}{s}, \quad (6)$$

где $\kappa_I = \frac{1}{F}$ – передаточный коэффициент, м².

Таким образом, в динамическом отношении приемный колодец водоотливной установки представляет собой интегрирующее звено.

2. Всасывающий трубопровод

Всасывающий трубопровод является неотъемлемой частью насосной установки и во многом определяет ее экономичность и безаварийность эксплуатации.

Для оценки динамических свойств всасывающего трубопровода как звена системы автоматического регулирования составим уравнение движения жидкости по трубопроводу под действием приложенных гидродинамических сил, полученных на основании анализа статической характеристики рассматриваемого трубопровода. Для этого рассмотрим расчетную схему, приведенную на рис. 1, и для выбранных сечений I-I, II-II, составим уравнение Бернулли относительно плоскости сравнения 0-0:

$$\frac{P_I}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_{II}}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H_{ном I-II}, \quad (7)$$

где P_I и P_{II} – полные давления в сечениях I-I и II-II, Па; v_1 и v_2 – средние скорости жидкости соответственно понижения (повышения) уровня в приемном колодце и движение воды в трубопроводе (сечение II-II), м/с; z_1 и z_2 – расстояние центров тяжести соответственно сечений I-I и II-II относительно плоскости сравнения 0-0, м; $\Delta H_{ном I-II}$ – потеря напора во всасывающем трубопроводе на участке, заключенном между сечениями I-I и II-II, м; α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса, характеризующие эпюры скоростей по сечению потока в соответствующих сечениях.

В рассматриваемом случае величины, указанные в уравнении (7), принимают следующие значения: $v_1 = 0$; $z_1 = -H_{вз}$; $z_2 = 0$; $P_I = P_a$; $P_{II} = P_a + P_в$; $\Delta H_{ном I-II} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = a_в Q^2$,

где P_a – атмосферное давление, Па; $P_в$ – вакуумметрическое давление, развиваемое насосом, Па; Q – подача насоса, м³/с; $a_в$ – сопротивление всасывающего трубопровода, с²/м⁵; $a_в Q^2$ – общие потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

После подстановки значений величин в уравнение (7) и несложных преобразований получим

$$P_в = -\rho g (H_{вз} + a_в Q^2). \quad (8)$$

Под действием вакуумметрического давления, определяемого по формуле (8), происходит движение жидкости по всасывающему трубопроводу. Динамика этого движения описывается уравнением механики (1).

Как известно, движущая сила F связана с порождающим ее давлением $P_в$ уравнением вида

$$F = P_в \omega. \quad (9)$$

Уравнение (1) с учетом (8), (9) и приведенных выше соотношений запишем в виде

$$\frac{l_в}{g\omega} \frac{dQ}{dt} = -(H_{вз} + a_в Q^2). \quad (10)$$

Уравнение (10) нелинейно относительно параметра Q . С целью линеаризации этого уравнения произведем разложение нелинейного члена $a_в Q^2$ в ряд Тейлора в окрестности точки $Q_0 = Q_n = const$:

$$a_в Q^2 \approx a_в Q_0^2 + 2a_в Q_0(Q - Q_0) = 2a_в Q_0 Q - a_в Q_0^2 = n_1 Q - n_2,$$

где $n_1 = 2a_в Q_0$; $n_2 = a_в Q_0^2$; Q_n – подача насоса в точке разложения; $Q = f(t)$ – значение подачи в данный момент времени t .

В результате подстановки найденного значения $a_в Q^2$ в (10) и соответствующих преобразований получим линеаризованное дифференциальное уравнение движения жидкости во всасывающем трубопроводе:

$$\frac{l_в}{g\omega} \frac{dQ}{dt} = -(H_{вак} + n_1 Q), \quad (11)$$

где $H_{вак}$ – вакуумметрический напор: $H_{вак} = H_{вз} - n_2$, характеризующий общие потери во всасывающем трубопроводе, м.

Разделив обе части уравнения (11) на n_1 после преобразования по Лапласу окончательно имеем

$$T_2 \cdot s \cdot Q(s) + Q(s) = -\kappa_2 H_{\text{вак}}(s),$$

где s – оператор Лапласа; κ_2 – коэффициент передачи: $\kappa_2 = \frac{l}{n_1}$, с/м²; T_2 – постоянная

времени: $T_2 = \frac{l}{g\omega n_1}$, с.

Передаточная функция примет вид

$$W_2(s) = \frac{Q(s)}{H_{\text{вак}}(s)} = -\frac{\kappa_2}{T_2 s + 1}. \quad (12)$$

Таким образом, в динамическом отношении всасывающий трубопровод представляет собой аperiodическое звено. Знак минус в выражении (12) указывает на то, что с увеличением подачи насоса, его геометрическая высота всасывания уменьшается. В дальнейшем этот знак может быть опущен.

3. Центробежный насос

Центробежный насос является основным нагнетателем, обеспечивающим откачку воды из водосборника на поверхность шахты по трубопроводной сети за счет преобразования механической энергии двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. Основной характеристикой удельной энергии является напор насоса. Эта величина обеспечивает приращение механической энергии, получаемое жидкостью, проходящей через насос и представляет собой разность напоров при выходе из насоса и при входе в него. Это приращение энергии определяется из уравнения Бернулли, составленного для выбранных сечений II-II, III-III (см. рис.1) относительно плоскости сравнения 0-0, проведенной через центр насоса. В этом случае уравнение имеет вид

$$\frac{P_{II}}{\rho g} + \Delta H_{II-III} = \frac{P_{III}}{\rho g}, \quad (13)$$

где $P_{II} = P_a + P_e$ – полное давление в сечении II-II; $P_{III} = P_a + P_n$ – полное давление в сечении III-III; P_a – атмосферное давление; P_e – вакуумметрическое давление; P_n – давление, развиваемое насосом; $\Delta H_{II-III} = \frac{P_n - P_e}{\rho g} = H_n - H_e$ – разность напоров, обуславливающая

движущую силу F , под действием которой происходит движение жидкости от всасывающего патрубка насоса до нагнетательного:

$$F = \rho g \omega (H_n - H_e), \quad (14)$$

где ω – площадь проходного сечения патрубков, м². ($\omega_e = \omega_n$); g – ускорение силы тяжести, м/с²; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; ω_e , ω_n – площади проходных сечений соответственно всасывающего и напорного патрубков, м².

Динамика движения жидкости в этом случае описывается тем же уравнением механики, что и в предыдущем случае (1).

Подставив в уравнение (1) величину F из (14) и приведенные выше соотношения, после несложных преобразований находим

$$\frac{l}{g\omega} \frac{dQ}{dt} = H_n - H_e, \quad (15)$$

где H_n – напор, развиваемый насосом; H_e – потеря напора во всасывающем трубопроводе.

Величины H_n и H_e найдем из уравнений напорных характеристик соответственно насоса и всасывающего трубопровода:

$$H_n = H_0 + AQ - BQ^2;$$

$$H_0 = H_{02} + a_0 Q^2,$$

где H_0 – напор, развиваемый насосом при нулевой подаче (для конкретного насоса величина паспортная); A и B – эмпирические коэффициенты, также зависящие от типа насоса (величины справочные); Q – подача насоса; H_{02} – вакуумметрическая высота всасывания; a_0 – обобщенный коэффициент гидравлических сопротивлений всасывающего трубопровода.

После подстановки найденных величин в (15) и соответствующих преобразований получим передаточную функцию исследуемого звена, аналогичную (12):

$$W_3(s) = \frac{Q(s)}{H_1(s)} = \frac{\kappa_3}{T_3 s + 1}, \quad (16)$$

где $T_3 = \frac{l}{g \omega A_1}$ – постоянная времени, с; $\kappa_3 = \frac{1}{A_1}$ – коэффициент передачи звена, м²/с

$$A_1 = n_3 - A; \quad n_3 = 2B' Q_n = 2(B + a_0) Q_n; \quad H_1 = H_0' + n_4; \quad H_0' = H_0 - H_{02}; \\ n_4 = B'(Q_n^2) = (B + a_0) Q_n^2;$$

H_1 – потери напора, приведенные к выходному патрубку насоса, может быть выражен через известные величины следующей зависимостью

$$H_1 = H_0' + A Q - B' Q^2 \quad (17)$$

Таким образом, центробежный насос в динамическом отношении, как и всасывающий трубопровод, в первом приближении представляет собой апериодическое звено.

4. Напорный трубопровод

Напорный трубопровод состоит из вертикального и горизонтального участков, образуя напорную трубопроводную сеть, в которой происходят динамические процессы, связанные с движением потока воды от насоса до поверхностных отстойников. Строительная длина такой сети оставляет от нескольких сотен метров до нескольких километров. Поэтому при составлении передаточной функции такого звена необходимо учитывать транспортное запаздывание в виде трансцендентной функции, последовательно включенной с линейной частью передаточной функции. Для составления линейной части функции составим уравнение Бернулли для сечений III-III и IV-IV относительно плоскости сравнения 0-0 (см. рис. 1):

$$\frac{P_{III}}{\rho g} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + z_3 = \frac{P_{IV}}{\rho g} + \frac{\alpha_4 v_4^2}{2g} + z_4 + \Delta H_{nom III-IV}, \quad (18)$$

где $P_{III} = P_a + P_1$ – полное давление в сечении III-III; $P_{IV} = P_a$ – давление в сечении IV-IV; P_1 – давление, приведенное к выходному патрубку насоса и найденное в п.3 настоящей работы (17); $\alpha_3 = \alpha_4$ – коэффициенты Кориолиса в соответствующих сечениях; $v_3 = v_4$ – средние скорости потока в тех же сечениях; z_3 и z_4 – расстояния центров тяжести рассматриваемых сечений от плоскости сравнения 0-0: $z_3 = 0$; $z_4 = H_{cm6}$; $\Delta H_{nom III-IV}$ – потери напора на участке сети между сечениями III-III и IV-IV: $\Delta H_{nom III-IV} = a_{nm} Q^2$; a_{nm} – коэффициент гидравлических сопротивлений напорного трубопровода; Q – расход воды в трубопроводной сети, численно равный подаче насоса; H_{cm6} – глубина ствола шахты.

После подстановки величин в (18) и соответствующих преобразований получим уравнение статики в виде

$$H_1 = H_{cm6} + a_{nm} Q^2. \quad (19)$$

Правая часть уравнения (19) представляет собой уравнение напорной характеристики трубопроводной сети, а левая характеристику насоса, приведенную к его выходному патрубку и определяемую выражением (17).

Разность этих характеристик представляет собой уравнение инерционного напора, под действием которого происходит движение потока жидкости по трубопроводу от насоса до поверхностного отстойника:

$$H_u = \Delta H_0 + AQ - CQ^2, \quad (20)$$

здесь $C = B + a$; $a = a_g + a_{nm}$; $\Delta H_0 = H_0 - H_{62} - H_{cm6}$.

После линеаризации члена CQ^2 в окрестности точки Q_n находим

$$H_u \approx \Delta H_0' - nQ, \quad (21)$$

где $\Delta H_0' = \Delta H_0 - CQ_n^2$; $n = 2CQ_n - A$.

Динамику движения жидкости опишем уравнением (1), положив в нем: $F = \rho g \omega_{nm} H_u$; $m = \rho l_{cnm} \omega_{nm}$.

После соответствующих преобразований, с учетом (21) получим

$$\frac{l_{cm}}{g \omega_{cm} n} \frac{dQ(t)}{dt} + Q(t) = \kappa_4 \Delta H_0'(t),$$

где $\frac{l_{cm}}{g \omega_{cm} n} = T_4$ – постоянная времени, с; $\kappa_4 = \frac{1}{n}$ – передаточный коэффициент.

Или в форме Лапласа:

$$T_4 s Q(s) + Q(s) = \kappa_4 \Delta H_0'(s),$$

откуда линейная часть передаточной функции исследуемого звена имеет вид

$$W_{4.л.ч.}(s) = \frac{Q(s)}{\Delta H_0'(s)} = \frac{\kappa_4}{T_4 s + 1},$$

а с учетом транспортного запаздывания окончательно получим

$$W_4(s) = e^{-s\tau} \frac{\kappa_4}{T_4 s + 1}, \quad (22)$$

где $\tau = \frac{l_{cnm}}{C_{y\delta}}$ – транспортное запаздывание, с; $C_{y\delta}$ – скорость распространения ударной волны в

транспортном трубопроводе, м/с (для воды и стальных труб принимается согласно [1]: $C_{y\delta} = 1300$ м/с).

Таким образом, в динамическом отношении напорная трубопроводная сеть водоотливной установки в первом приближении может быть представлена звеном первого порядка с запаздыванием.

Выводы

1. Обобщены результаты исследований статических характеристик трубопроводной сети и центробежных нагнетателей.
2. Определены диапазоны изменения технологических параметров водоотливной установки в зоне промышленного использования насоса, позволяющие использование линейного математического аппарата для описания динамических процессов, происходящих в объекте регулирования.
3. Получены передаточные функции основных звеньев системы регулирования водоотливной установки.
4. Результаты исследований не противоречат основным положениям теории лопастных турбомашин и теории автоматического регулирования объектов подобного класса.

Список использованной литературы

1. Гейер В.Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: учебник для вузов / В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. – М.: Недра, 1987. – 270 с.

Надійшла до редакції:
30.04.2013

Рецензент:
д-р техн. наук, проф. Ковальов Є.Б.

Е.К. Нікулін, С.В. Неєжмаков

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Математичний опис основних ланок системи автоматичного регулювання водовідливної установки. Виконано графоаналітичний аналіз роботи шахтних водовідливних установок, обладнаних відцентровими нагнітачами серійних типорозмірів. Встановлені раніше невідомі математичні залежності, що дозволяють обчислити основні динамічні параметри передавальних функцій розглянутих основних ланок системи регулювання шахтних водовідливних установок.

Ключові слова: водовідливні установки, динамічні характеристики, розрахункові залежності, передавальні функції.

E. Nikulin, S. Nyeyezhnikov

Donetsk National Technical University

The Mathematical Description of the Main Components of the System of Automatic Control of a Drainage Installation. We defined the ranges of the process parameters of a sump installation in the area of industrial use of the pump. This will allow using a linear mathematical tool to describe the dynamic processes taking place in the controlled system. A study was conducted to increase the level of automation and improvement of technical and economic parameters of the drainage. It was found that the creation of an additional unit of pump installation in stationary mode will expand the functionality of control equipment. Functionally complete technological units for hydraulic circuit sump installation were considered. We performed a graph-analytical analysis of mine dewatering plants that are equipped with centrifugal superchargers. The main functionally complete units, which have been identified, and regulatory disturbances are considered. On the basis of the boundaries we defined changes in the main technological parameters of the control system. We have obtained previously unknown mathematical relationships that tie together the input and output actions. The effective methods of linearization and transformation of the approximating functions were identified. On this basis, the transfer functions were obtained. The research results do not contradict the basic assumptions of the theory of turbomachinery blade and control theory of objects of this class.

Keywords: sump installation, dynamic performance, calculated curves, transfer functions.