

УДК 621.646.94

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО ПУСКА НАСОСА ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ С БАКОВЫМ АККУМУЛЯТОРОМ

Овсянников В.П., канд. тех. наук, Оверко В.М., канд. тех. наук, доц.,  
Донецкий государственный технический университет

*Составлена математическая модель и проведен анализ устойчивости процесса пуска насоса шахтной водоотливной установки, снабженной баковым аккумулятором.*

*The mathematical model is composed and carried out the analysis of a stability of the process of start-up mine water installation with the tank accumulator.*

Как отмечается в [1], технологическая схема водоотливной установки с баковым аккумулятором имеет целый ряд преимуществ перед традиционной, что указывает на ее перспективность. Кроме того, в такой установке нагнетательный трубопровод и всасывающая линия могут быть эффективно защищены, соответственно, от гидравлических ударов и от всплесков давления, возникающих при аварийном отключении насосного агрегата, с помощью простых и надежных устройств [2]. Это позволяет считать целесообразным построение математической модели процесса пуска насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором.

Очевидно, что при модернизации действующих водоотливных установок с баковыми аккумуляторами необходимо обеспечить устойчивость пуска насоса при минимальных изменениях гидравлической схемы нагнетательного трубопровода и всасывающей линии. Однако, если учитывать замечание из [1] о том, что "обратный клапан переносится от нагнетательного патрубка на расстояние не менее 6-ти кратной длины подводящего трубопровода", то отсюда следует, что для использования бакового аккумулятора во всасывающей линии необходимо изменить нагнетательный трубопровод. Вместе с тем, опыт эксплуатации баковых аккумуляторов на шахтах ПО "Донецк-уголь" показал, что они эффективно работают на водоотливных установках без каких-либо переделок нагнетательных трубопроводов. Этот факт заставляет уточнить существующие представления об особенностях пуска насоса водоотливной установки с баковым аккумуля-

лятором и получить критерии, обеспечивающие устойчивость работы гидросистемы в целом.

На рис. 1 показана схема водоотливной установки с баковым аккумулятором и средствами ее защиты от гидравлический ударов, работа которой описана в [1,2]. На рисунке обозначены: 1- приемная сетка; 2 - подводящий трубопровод; 3 - обратный клапан; 4- эжектор; 5- баковый аккумулятор; 6- отводящий трубопровод; 7- окна; 8 - уравнивающая трубка; 9 - насос; 10 - гидропневмоаккумулятор; 11 - дроссель.

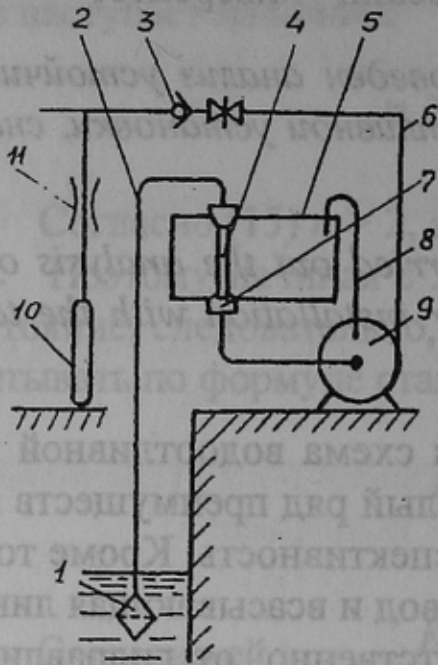


Рисунок 1 - Схема водоотливной установки.

до момента  $t_1$ , когда напор, создаваемый насосом  $H_H$  превысит геометрическую высоту водоотливной установки  $H_g$ , обратный клапан на линии нагнетания насоса закрыт, а подача насоса  $Q_H$  равна нулю. И только после того как  $H_H$  станет больше чем  $H_g$ , начнется процесс, описанный в [1] то есть "проходя с большой скоростью, вода подсаживает из подводящей линии воздух". Но при работе на водо-воздушной смеси напорная характеристика насоса изме-

5- баковый аккумулятор; 6- отводящий трубопровод; 7- окна; 8 - уравнивающая трубка; 9 - насос; 10 - гидропневмоаккумулятор; 11 - дроссель.

На рис. 2 приведен графоаналитический расчет переходного процесса в напорном трубопроводе этой установки при включении насоса. Здесь:  $t_0, t_1, t_2, t_3$  - характеристики насоса соответственно в моменты времени  $t_0, t_1, t_2, t_3$ , 4- характеристика сети; 5- линии элементарных волн. Из рисунка видно, что от момента пуска насоса  $t_0$

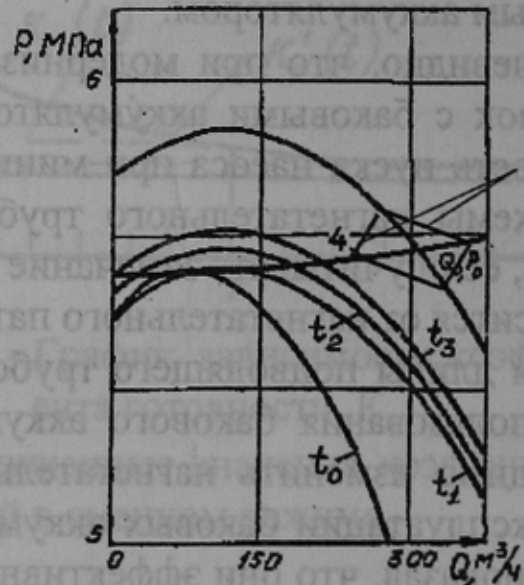


Рисунок 2 - К расчету динамических процессов

няется, в результате чего его подача вновь падает до нуля и только с момента времени  $t_2$  "образующаяся водо-воздушная смесь удаляется насосом в отводящий трубопровод" [1].

Отсюда следует, что при пуске основного насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором, рабочая точка всегда попадает в область малых расходов на восходящем участке характеристики насоса, а значит в этом случае в гидросистеме возможно возникновение помпажа [1]. Кроме того, в промежутке времени от  $t_1$  до  $t_2$ , напорные характеристики насоса и сети пересекаются в двух точках и, кроме динамической неустойчивости, процесс пуска насоса может сопровождаться резкими изменениями параметров потока и по этой причине. С другой стороны, в момент пуска при определенном сочетании параметров напорного трубопровода и насоса, последний может не достичь установившегося режима из-за того, что, работая на водо-воздушной смеси, он создает напор, недостаточный для открытия клапана на линии нагнетания. Наконец, возможна еще одна причина потери устойчивости и возникновения колебаний параметров потока, которая заключается в гидравлическом ударе при пуске основного насоса.

Для исключения помпажа в системе центробежный насос - напорный трубопровод необходим четкий критерий возникновения этого процесса. Признаки возникновения автоколебаний в подобных гидросистемах рассмотрены в книге [1], однако, приведенная в ней система двух неравенств неудобна для применения и не может быть непосредственно использована при расчетах.

Получим критерий возникновения помпажных режимов в системе центробежный насос-трубопровод в виде тождества на основании анализа топологических свойств графиков, определяющих ход переходного процесса при графо-аналитических расчетах [1].

Основной характеристикой рассматриваемой гидравлической системы является зависимость  $P_T(t) = f_T(Q_T, t)$ , где  $P_T(t)$  - давление в начале напорного трубопровода водоотливной установки;  $Q_T$  - расход жидкости;  $t$  - независимая переменная, время, причем  $t \geq t_0$ . Характеристика насоса аппроксимируется функцией  $P_H(t) = f_H(Q_H, t)$ , где  $P_H(t)$  - давление создаваемое насосом;  $Q_H(t)$  - подача насоса. Положение рабочей точки гидросистемы определяется системой уравнений

$$f_T(Q, t) = f_H(Q, t); \quad Q_T = Q_H, \quad (1)$$

решение которой дает текущий квазистационарный расход  $Q_0(t)$  и  $P_0(t) = f_0(Q_0(t), t)$  - текущую квазистационарную подачу насоса. Это состояние потока должно быть устойчиво в каждый момент времени  $t$ .

При графо-аналитических расчетах динамических процессов в напорных трубопроводах, движение волн отображается перемещением точки, характеризующей состояние потока жидкости в системе координат  $P-Q$  по линиям элементарных волн [1], которые определяются уравнениями

$$\Delta P = \pm m \cdot \Delta Q, \quad (2)$$

где:  $\Delta P, \Delta Q$  - приращения давления и расхода;  $m = \rho \cdot C \cdot S_T^{-1}$ ,  $\rho$  - плотность жидкости;  $C$  - скорость ударной волны в трубопроводе  $S_T$  - площадь сечения трубопровода;  $S_T = \pi \cdot d_T^2 / 4$ ,  $d_T$  - диаметр трубопровода, причем текущие давление и расход определяются точкой пересечения соответствующей линии элементарной волны с текущей характеристикой сети или насоса. Из построения на рис. 2 видно, что незатухающим колебаниям параметров потока, то есть помпажу, в системе координат  $P-Q$  соответствует параллелограмм со сторонами, образованными линиями элементарных волн, диагонали которого пересекаются в точке  $P_0, Q_0$ . Очевидно, что текущая рабочая точка будет устойчивой, если такой параллелограмм не существует.

Точка  $P_0, Q_0$  будет характеризовать неустойчивый режим работы даже в том случае, когда возможны колебания с малой амплитудой. А если амплитуда колебаний мала, то возможна линеаризация функций  $f_T(Q, t)$ ,  $f_H(Q, t)$  путем разложения их в ряд Тейлора в окрестности этой точки и отбрасывания членов ряда второй и более высоких степеней. Выполнив эту операцию, получим:

$$P_T(t) = P_0(t) + \partial f_T / \partial Q |_{Q=Q_0} \cdot (Q - Q_0) \text{ и} \\ P_n(t) = P_0(t) + \partial f_n / \partial Q |_{Q=Q_0} \cdot (Q - Q_0) \quad (3)$$

Очевидно, что при малых колебаниях параметров потока со средним значением  $P_0, Q_0$  диагонали параллелограмма, которые образуются линиями элементарных волн, совпадают с касательными к характеристикам трубопровода и насоса в точке  $P_0, Q_0$ , то есть их уравнения определяются выражениями (3).

Можно доказать такой, чисто геометрический факт: если стороны параллелограмма образуются прямыми, которые описываются уравнениями  $(y - y_1) = \pm k \cdot (x - x_1)$  то тангенсы углов наклона его диагоналей  $k_1$  и  $k_2$  связаны с модулем тангенса угла наклона сторон тождеством:  $k_1 \cdot k_2 = k^2$ . Отсюда следует, что помпаж в системе трубопровод – центробежный насос возможен, если

$$\frac{\partial f_T}{\partial Q} \Big|_{Q=Q_0} \cdot \frac{\partial f_n}{\partial Q} \Big|_{Q=Q_0} = m^2 \quad (4)$$

В том случае, когда  $\frac{\partial f_T}{\partial Q} \Big|_{Q=Q_0} \cdot \frac{\partial f_n}{\partial Q} \Big|_{Q=Q_0} < m^2$ , рабочая точка  $P_0, Q_0$  будет устойчива. Выражение (4) и есть искомый критерий устойчивости работы центробежного насоса, эквивалентный системе неравенств, которые приведены в [1].

Найденный критерий позволяет проанализировать устойчивость работы насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором во всех рассмотренных выше случаях. При этом

$$f_T(Q, t) = \rho \cdot g \cdot (H_g + A_T \cdot Q^2), \quad (5)$$

где:  $g$  - ускорение свободного падения;  $A_T$  - гидравлическое сопротивление напорного трубопровода водоотливной установки;  $A_T = \lambda \cdot L_T \rho \cdot (2 \cdot S_T^2 \cdot D_T)^{-1}$ ,  $\lambda$  - коэффициент Дарси, равный  $0,012 \cdot D_T^{-0,3}$ ,  $L_T, D_T$  - длина и диаметр трубопровода. Напорная характеристика насоса  $f_n(Q, t)$  аппроксимируется полиномом:

$$P = \rho \cdot g \cdot z \cdot (H_{ok} \cdot \omega_n^2(t) \cdot \omega_{on}^{-2} + B_o \cdot \omega_n(t) \cdot \omega_{on}^{-1} \cdot Q \cdot (1 - k_i) - C_o \cdot Q^2 \cdot (1 - k_i)^2) \quad (6)$$

где:  $z$  - количество колес насоса,  $H_{ok}$  - напор создаваемый колесом насоса при нулевой подаче,  $\omega_n(t)$  - текущая угловая скорость вращения ротора насоса,  $\omega_{on}$  - номинальная угловая скорость вращения ротора насоса,  $B_o, C_o$  - коэффициенты, зависящие от типа насоса;  $k_i$  - коэффициент эжекции эжектора бакового аккумулятора.

Будем считать что  $\omega(t) = \omega_{oH} \cdot t \cdot (T_a + t)^{-1}$  [1], где  $T_a$  - постоянная времени насосного агрегата;  $T_a = \omega_{oH} \cdot \Xi I \cdot M_{oH}$ ;  $\Xi I$  - суммарный момент инерции ротора;  $M_{oH}$  - момент на валу в установившемся режиме работы;  $M_{oH} = P_{oH} \cdot Q_{oH} \cdot \omega_{oH}$ ;  $P_{oH}, Q_{oH}$  - давление и расход в

стационарном режиме работы при  $\omega_H(t) = \omega_{oH}$ .

Нетрудно показать, что с учетом сделанных допущений, обратный клапан на линии нагнетания насоса открывается во время  $t_1 = T_a \cdot \sigma \cdot (1 - \sigma)^{-1}$ ,

$$\text{где } \sigma = (4 \cdot (\rho \cdot g \cdot z \cdot C \cdot (1 - k_i)^2 + A_l) \cdot \rho \cdot g \cdot H_g \cdot \xi^{-1})^{0,5}, \quad (7)$$

в свою очередь

$$\xi = (\rho \cdot g \cdot z \cdot B_o \cdot (1 - k_i)^2) + 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{ok} \cdot (A_o + \rho \cdot (1 - k_i)^2)$$

Выражение (7) представляют собой условие равенства нулю дискриминанта квадратного уравнения, к которому приводится система (1) после подстановки в нее выражений (5), (6). Причем, определяя  $t_1$  нужно считать, что  $k_i \equiv 0$ , поскольку до этого момента времени насос работает на чистой воде. В момент  $t_{1+0}$  и  $k_i \neq 0$  насос начинает работать на водо-воздушной смеси и, как отмечалось выше, его характеристика изменяется, причем до момента времени  $t_2$   $Q_H$  по-прежнему будет нулевым. Величина  $t_2$  определяется из (7), но при условии, что  $k_i \neq 0$ . При  $t > t_2$   $Q_H \neq 0$ , однако напорные характеристики насоса и сети пересекаются в двух точках (см. рис 2). Формально такая неоднозначность в положении рабочей точки гидросистемы обусловлена тем, что напорная характеристика насоса ЦНС 300-120. 600 аппроксимируется полиномом с коэффициентом,  $B_o \neq 0$ , а фактически создаются условия для резких изменений параметров потока жидкости при пуске насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором. Нетрудно заметить (см. рис 2), что такое взаиморасположение характеристик будет иметь место до тех пор пока  $H_o \cdot z \cdot (t \cdot (t + T_o)^{-1})^{0,5} = H_g$ . Отсюда получим выражение для определения  $t_3$ :

$$t_3 = T_o \cdot (H_g \cdot (z \cdot H_o)^{-1})^{0,5} \cdot (1 - H_g \cdot (z \cdot H_o)^{-1})^{0,5}. \quad (8)$$

При  $t > t_3$  процесс пуска насоса продолжается в области устойчивых режимов (см рис. 2). Можно показать, что  $\omega(t_1) \approx \omega_H$ , то есть насос разгоняется почти до номинальной частоты вращения при нулевой подаче, а, поскольку подача насоса при  $t = t_3$  равна примерно четверти от номинального значения, то в этот момент обратный клапан на линии нагнетания открывается полностью и гидросистема просто переходит в режим удаления воздуха из бакового аккумулятора. Это

объясняет тот факт, что при применении баковых аккумуляторов на водоотливных установках шахт ПО "Донецкуголь", оборудованных насосами ЦНС 300 120-600 не потребовалось каких-либо изменений гидравлической схемы напорного трубопровода.

Рассмотрим вопрос возникновения помпажных режимов при пуске насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором, используя полученный выше критерий (4).

Очевидно что  $\partial f_T / \partial Q|_{Q=Q_0} = 2 \cdot A_t \cdot Q_0(t) \cdot (1 - k_i)^2$  и

искомое условие отсутствия помпажа при пуске имеет вид:  
 $\partial f_n / \partial Q|_{Q=Q_0} = \rho g z \cdot (A_o \cdot \omega(t) \cdot \omega_{oH}^{-1} \cdot (1 - k_i) - 2 \cdot B_o \cdot (1 - k_i)^2) < m^2$ . (9)

Проведенные расчеты показывают, что условие (9) выполняется во всем диапазоне изменения параметров водоотливных установок, что свидетельствует о невозможности возникновения помпажа при запуске насоса водоотливной установки с баковым аккумулятором. На рисунке 3 показана функция  $F(D_t, t)$ , характеризующая степень устойчивости водоотливной установки с баковым аккумулятором, которая получена из неравенства (9)

$$F(D_t, t) = m^2 - 2 \cdot A_t \cdot Q_0(t) \cdot (1 - k_i)^2 \cdot \rho \cdot g \cdot z \cdot (A_o \cdot \omega(t) \cdot \omega_{oH}^{-1} \cdot (1 - k_i) - 2 \cdot B_o \cdot (1 - k_i)^2).$$

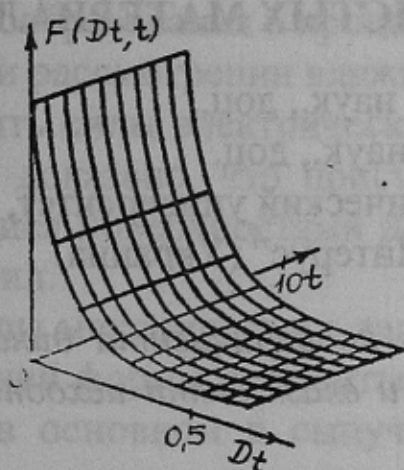


Рисунок 3 - Показатель устойчивости водоотлива к возникновению помпажа при пуске насоса ЦНС 300-600 ( $H_g = 600$  м.)

скачок давления  $m \cdot Q_H(t_2)$  в момент открытия обратного клапана при пуске насоса не может приводить к сколько-нибудь существенному

Из приведенного графика видно, что возникновение помпажа в этих гидросистемах возможно при  $D_t < 200$  мм, однако такие трубы в рассматриваемых гидросистемах практически не применяются.

Как известно [1], значение  $m \cdot Q_0$  служит оценкой величины приращения давления при гидравлическом ударе, возникающем при аварийном отключении насоса водоотливной установки. Очевидно, что  $Q_H(t_2) \ll Q_0$  и, следовательно,

гидравлическому удару, о чем также свидетельствует опыт эксплуатации водоотливных установок с баковым аккумулятором на шахтах ПО "Донецкуголь".

Таким образом, разработана математическая модель процесса пуска насоса шахтной водоотливной установки с баковым аккумулятором и проведен всесторонний анализ устойчивости этого режима работы. Показано что, не изменяя гидравлическую схему напорного трубопровода в водоотливных установках с баковыми аккумуляторами, оборудованными насосами ЦНС 300 - 120... 600, удастся обеспечить устойчивый пуск насоса без возникновения гидравлических ударов. Этот вывод использован при проектировании водоотливных установок с баковым аккумулятором для шахт ПО "Донецкуголь" и подтверждается их успешной эксплуатацией на целом ряде шахт объединения.

Список источников.

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. М.: Недра, 1987. -270 с.
2. Тимошенко Г.М., Марков Н.А. / Средства защиты шахтных водоотливных установок от гидравлических ударов. Известия высших учебных заведений. Горный журнал 1994. - № 3 - С. 109-112.

УДК 622.7

## ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕСС ГРОХОЧЕНИЯ СТРУКТУРНО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗЕРНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

Сергеев П.В. канд. тех. наук., доц.,

Букин С.Л. канд. тех. наук., доц.

Донецкий государственный технический университет,

Соломичев Н.Н. инж., ПИИ "Интерус" (Украина)

*Определена и исследована зависимость коэффициента динамичности режима грохочения от крупности и влажности исходного материала.*

*Is defined and the dependence of dynamics coefficient of a mode screening from size and moisture of a source material is investigated.*

Грохочение материалов предполагает взаимное относительное перемещение зерен сыпучего материала с разрывом связей между ними. По нашему мнению, связность зернистого материала необходимо рассматривать с позиций теории аутогезии, под которой пони-