

УДК 621.646.94

В. М. Оверко, В. П. Овсянников, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА ПРИ ПУСКЕ НАСОСА ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Произведен качественный и, на основе разработанной модели, количественный анализ гидравлического удара при пуске насосов водоотливных установок

гидравлический удар, насос, пуск

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Создание надежного водоотлива с погружными насосами для закрывающихся шахт включает в себя решение ряда задач, в частности, обеспечения безударного характера переходных процессов. Что касается остановки ротора насосного агрегата, в том числе и при внезапном обесточивании двигателя, то это удовлетворительно решается с помощью гидравлических диодов, установленных на нагнетательном ставе [1]. Пуск насоса, а по принятой технологии он производится на закрытую задвижку, которая расположена в конце трубопровода, с одновременным началом медленного открытия, для данных условий не исследовался. Вместе с тем, известно, что частота собственных колебаний водоотливного трубопровода близка к частоте гидравлического удара и возможны резонансные явления с понятными последствиями.

Анализ исследований и публикаций. Впервые обосновал возможность пуска насосного агрегата стационарной водоотливной установки на открытую задвижку Н.Е. Оффенгенден в конце пятидесятих годов. Рассматривали этот вопрос и ученые из Донецкого политехнического института В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко, В.Д. Килимник и др. Суть высказанных мнений сводилась к тому, что в таких условиях гидравлический удар не опасен. Пуск насоса на закрытую задвижку, находящуюся в конце шахтного водоотливного трубопровода, вообще не изучался.

Постановка задачи. Произвести качественный и, на основе разработанной модели, количественный анализ гидравлического удара при пуске насосов водоотливных установок.

Изложение материала и результаты. Рассмотрим особенности гидравлического удара в водоотливной установке шахты при пуске насоса. Для случая открытой задвижки на конце трубопровода в

установках с погружными насосами и открытой задвижки в начале трубопровода для стационарных установок существенных отличий переходных процессов нет.

В связи с большим удельным значением геометрической высоты подъема на общий напор, при пуске насоса отмечается 2 этапа:

первый – до открытия обратного клапана в начале трубопровода,

второй – после открытия.

Границей этапов является момент его открытия, которому соответствует угловая скорость вращения ротора, близкая к:

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\frac{H_{\Gamma}}{zH_{\text{ко}}}} \quad (1)$$

Здесь ω_0 - угловая скорость вращения ротора в номинальном режиме; H_{Γ} - геометрическая высота подъема воды; $H_{\text{ко}}$ – напор, создаваемый одним колесом центробежного насоса при нулевой подаче; z – количество рабочих колес.

В условиях шахтного водоотлива запуск насоса происходит при заполненном ставе и движение воды начинается (в это время открывается обратный клапан), когда напор, создаваемый насосом, превысит H_{Γ} . Для стационарных насосных установок главного водоотлива скорость вращения ротора при этом составляет $(0,85-0,90)\omega_0$, а так как постоянная времени большинства существующих насосов находится в пределах $1,0 - 2,5$ с, то время разворота ротора от $0,85\omega_0$ до ω_0 не превысит $0,3$ с, что по меньшей мере в 2 раза меньше фазы гидравлического удара. Следовательно, гидравлический удар прямой, т. е. амплитуда процесса будет такой же, как и при мгновенном наборе рабочей частоты вращения, а инерционность ротора скажется только на форме кривой колебаний давления.

Известно, что переходные процессы в шахтных водоотливных установках с длиной трубопровода $400 - 1000$ м можно достоверно исследовать графически, условно концентрируя сопротивление трубопровода в одной точке. При этом безразмерный критерий

$$\lambda \frac{L v_0}{d 2c} = 0,05 - 0,15 \quad (\lambda - \text{коэффициент Дарси; } L - \text{длина трубопровода;}$$

d – внутренний диаметр трубопровода; v_0 – средняя скорость воды в трубе; c – скорость распространения ударной волны).

Оценим качественно переходные режимы при запуске насосных агрегатов, оборудованных насосами с различной крутизной напорной характеристики $\frac{dH_H}{dQ}$ (H_H, Q - напор и расход создаваемый насосом), и при различных значениях волнового параметра $\frac{c}{gS}$ (g – ускорение свободного падения, S – площадь поперечного сечения трубопровода).

Как показано на рисунке 1, при малой крутизне рабочей части напорной характеристики насоса в сравнении с крутизной волновой характеристики трубопровода, переходный процесс будет протекать аperiodически, причем мощность, потребляемая насосом, вплоть до выхода на рабочий режим, растет монотонно. На всех рисунках напорная характеристика насоса обозначена – H , сети – C , волновая характеристика – B , расходная характеристика предварительно открытой задвижки (оптимальная величина) – Z .

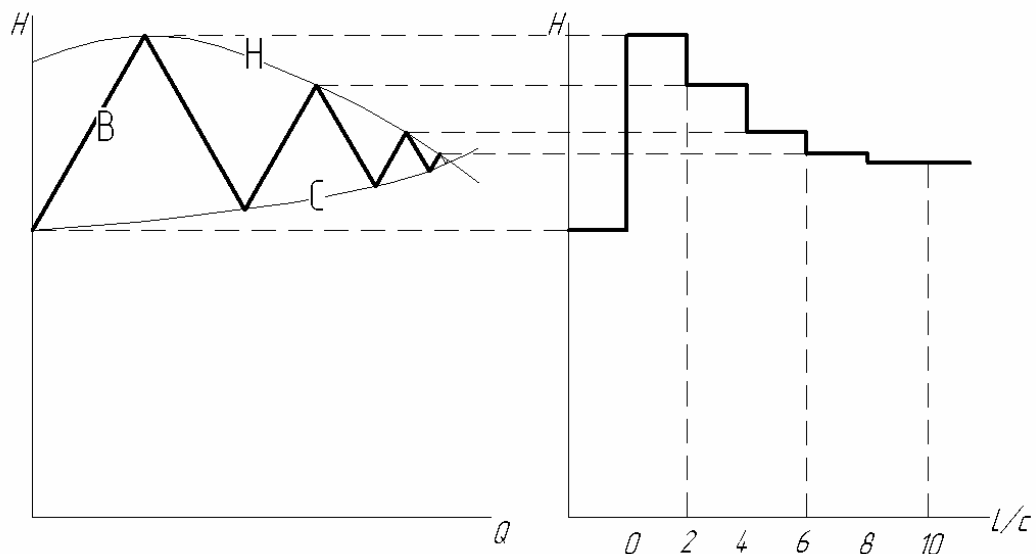


Рисунок 1 - Переходный процесс при пуске насоса и $\frac{dH_H}{dQ} < \frac{c}{gS}$

В случае, если $\frac{dH_H}{dQ} > \frac{c}{gS}$, наиболее вероятен периодический колебательный процесс, сопровождающийся перегрузкой двигателя (рисунок 2).

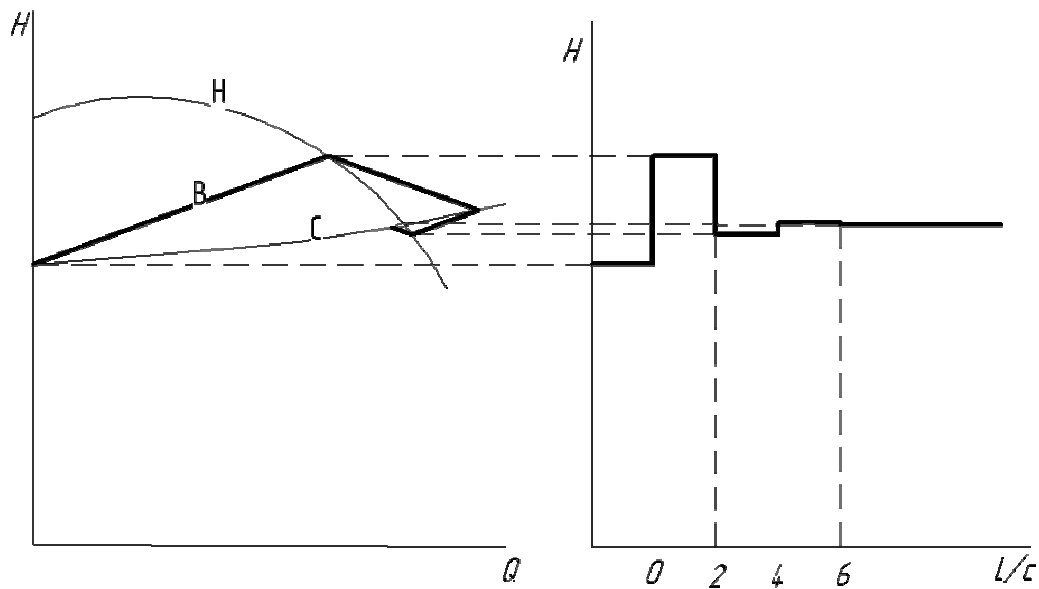


Рисунок 2 - Переходный процесс при запуске насоса и $\frac{dH_H}{dQ} > \frac{c}{gS}$

Если $\frac{c}{S} > agQ$ и $\frac{dH_c}{dQ} > \frac{c}{gS}$, то возможен процесс аperiodический без перегрузки двигателя (рисунок 3). Здесь a – сопротивление трубопровода; H_c – потери напора в сети.

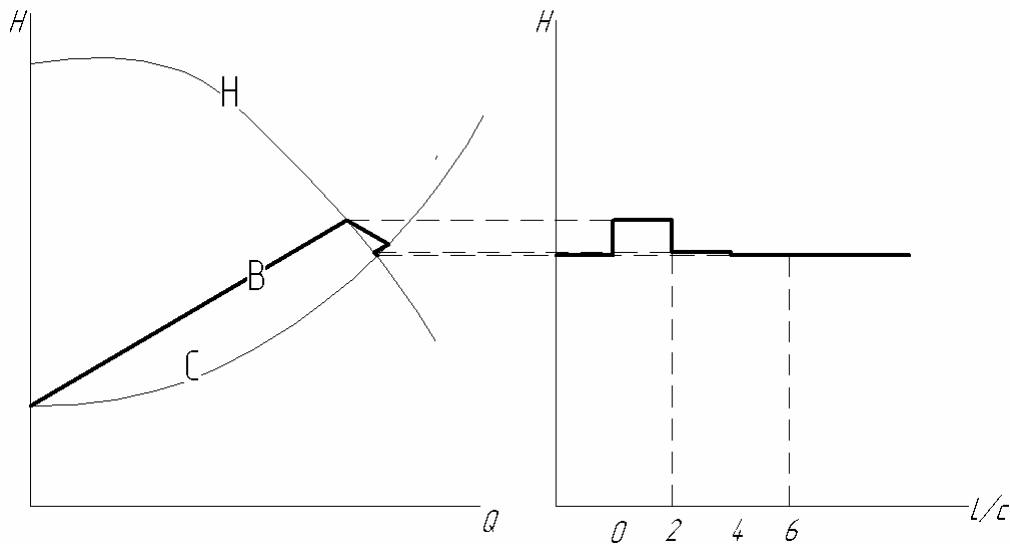


Рисунок 3 - Переходный процесс при запуске насоса и $\frac{dH_H}{dQ} > \frac{c}{gS}$, $\frac{c}{S} > agQ$, $\frac{dH_c}{dQ} > \frac{c}{gS}$

В случае $\frac{dH_H}{dQ} > \frac{c}{gS}$ и $\frac{c}{S} < agQ$ переходный процесс будет аperiодическим, с перегрузкой двигателя, но без повышения давления сверх рабочего значения (рисунок 4).

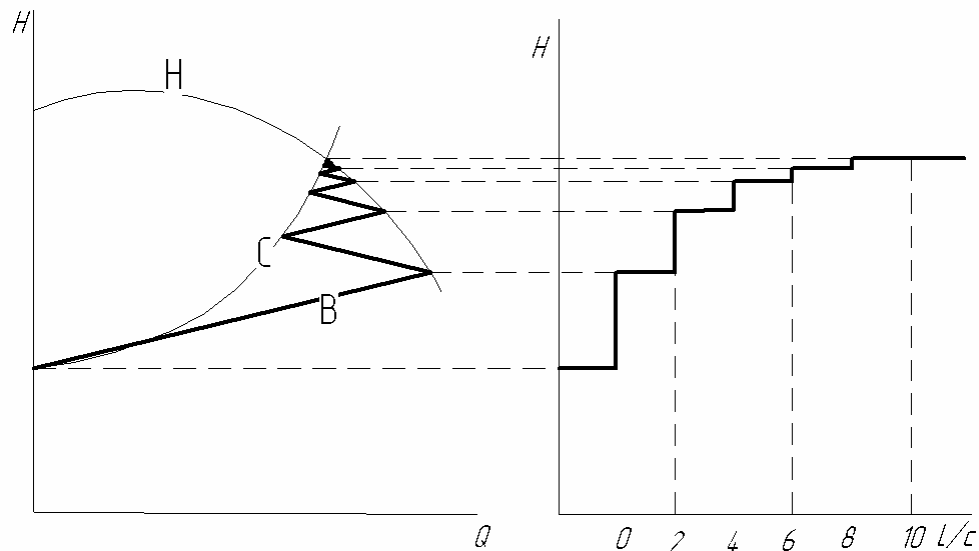


Рисунок 4 – Переходный процесс при запуске насоса и

$$\frac{dH_H}{dQ} > \frac{c}{gS} \text{ и } \frac{c}{S} < agQ$$

Для шахтных водоотливных установок скорость распространения ударной волны находится в пределах 1150 – 1300 м/с, наиболее распространенные трубы имеет диаметр 150 – 300 мм, что определяет величину $\frac{c}{gS}$ в пределах (1500 – 7500) с/м². Параметр $\frac{dH_H}{dQ}$ изменяется в пределах (3000 – 7200) с/м². Величина $\frac{c}{S}$ изменяется в диапазоне от 15000 до 75000(мс)⁻¹. В то же время параметр $\frac{dH_c}{dQ}$ может достигать 5000 с/м² и более при длинных трубопроводах небольшого диаметра.

Сопоставление этих величин показывает, что на шахтных водоотливных установках в зависимости от комбинации исходных величин возможны любые из приведенных виды переходных процессов. Но, во всяком случае, повышение давления в трубопроводе при запуске насоса не может превышать величину, соответствующую ста-

тической напорной характеристики насоса, колебания не продолжатся долго и, значит, переходный режим не опасен.

Рассмотрим на примере параметров первого графика пуск насоса на закрытую задвижку в конце нагнетательного трубопровода. При этом, кроме обычных допущений, которые сопровождают графические расчеты [2], будем полагать, что обратный клапан инерционен и закрывается за время, превышающее фазу гидравлического удара (рисунок 5). Кроме того, считаем, что открытие задвижки за время фазы гидроудара будет незначительным.

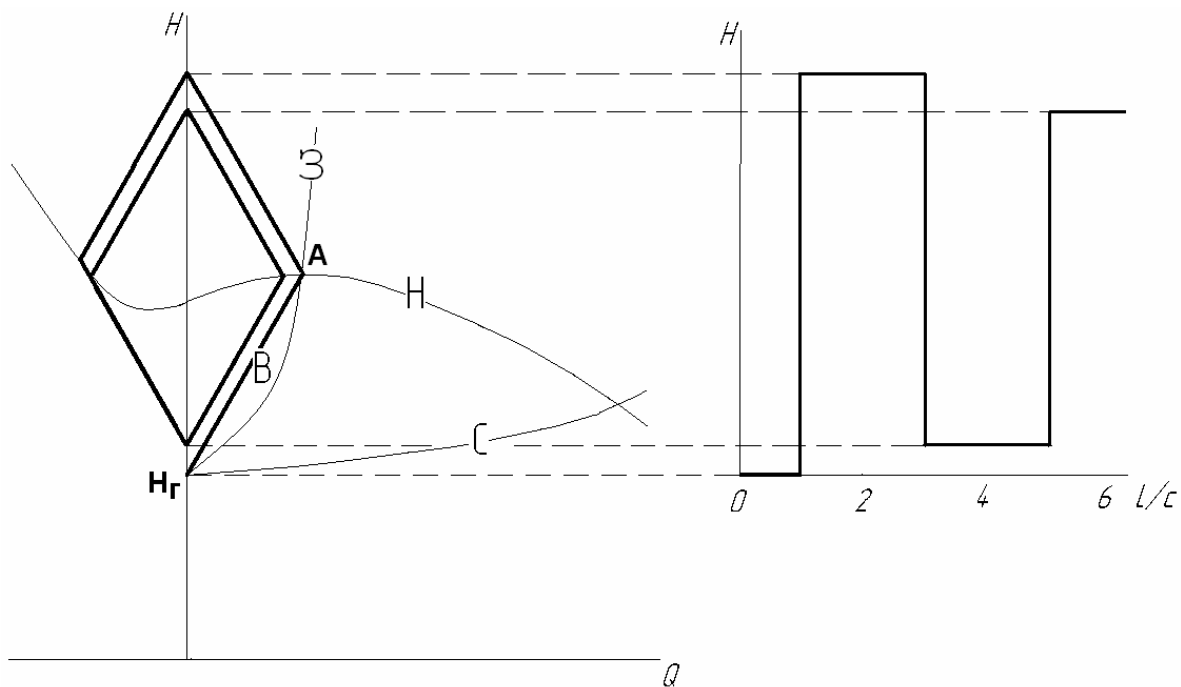


Рисунок 5 - Графический анализ переходного процесса при пуске насоса на закрытую задвижку в конце трубопровода

Из полученного графика следует, что перед задвижкой возможен высокоамплитудный колебательный процесс. Также следует отметить, что при уменьшении отношения $H_r/zH_{ко}$, то есть увеличения запаса устойчивости работы насоса, амплитуда колебаний будет расти.

Если же при запуске насоса задвижка будет открыта настолько, что ее расходная характеристика 3 и волновая характеристика трубопровода пересекутся в точке А, то колебания не возникнут и дальнейшее медленное открытие задвижки плавно выведет насос на рабочий режим.

Количественно оценить величину повышения давления можно с использованием компьютерной модели.

Математическая модель динамических процессов в жидкости напорного трубопровода водоотливной установки с погружным насосом приведена в статье [1]. Однако для рассмотрения особенностей пуска электродвигателя насоса на закрытую задвижку в конце трубопровода нужно изменить описание граничного условия вначале трубопровода.

Из теории подобия характеристик турбомашин следует, что:

$$H_n(q_n(t), w(t)) = \left(H_{ko} \left(\frac{w(t)}{w_o} \right)^2 - b \left(\frac{w(t)}{w_o} \right) q_n(t) - cq_n^2(t) \right) z \text{ при } q_n(t) \geq 0$$

где b, c – коэффициенты уравнения, аппроксимирующего напорную характеристику насоса при номинальной частоте вращения.

Будем считать что при $q_n(t) < 0$

$$H_n(q_n(t), w(t)) = \left(H_{ko} \left(\frac{w(t)}{w_o} \right)^2 + 3cq_n^2(t) \right) z$$

Таким образом, искомое граничное условие описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} p(0, t) = \rho g H_n(q(t), w(t)) & \text{при } H_n(q_n(t), w(t)) \geq H_r \\ q(0, t) = q_n(t) & \\ q(0, t) = 0 & \text{при } H_n(0, w(t)) < H_r \end{cases}$$

Для условий шахты «Черноморка» ГП «Лисичанскуголь» [1] был рассчитан динамический процесс при пуске насоса на закрытую задвижку, причем функция $w(t)$ задавалась таблично. Кроме того рассматривалось состояние потока жидкости после окончания первого переходного процесса при открытии задвижки в конце трубопровода. На рисунках 6,7 приведены графики изменения давления в конце трубопровода и изменения расхода в начале трубопровода при пуске насоса на закрытую задвижку. После чего задвижка в конце трубопроводе открывается в момент времени $t = 10$ с.

Выводы и направления дальнейших исследований.

Пуск насоса на открытую задвижку не опасен в основной зоне параметров водоотливных установок шахт.

Пуск насоса на закрытую задвижку в конце трубопровода вызывает колебания давления, что, по меньшей мере, надо учитывать при выборе параметров задвижки.

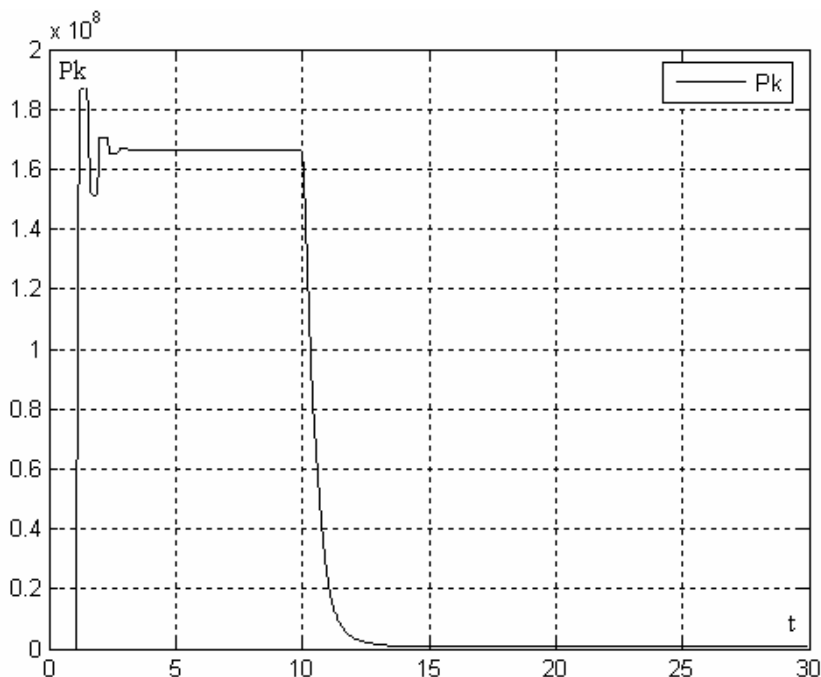


Рисунок 6 – Изменение давления в конце трубопровода при пуске насоса на закрытую задвижку (задвижка открывается в момент времени $t = 10$ с.)

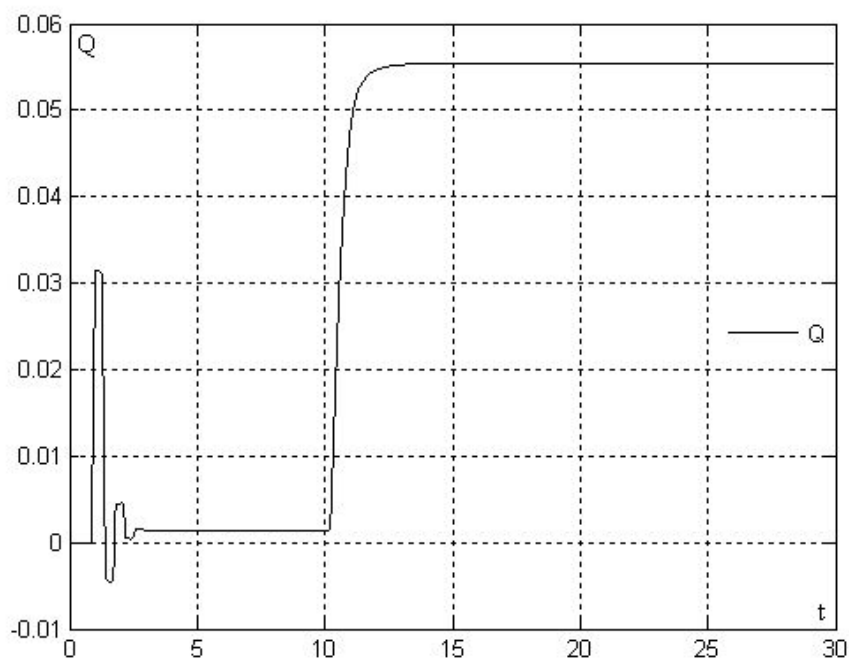


Рисунок 7 – Изменение расхода в начале трубопровода при пуске насоса на закрытую задвижку (задвижка открывается в момент времени $t = 10$ с.)

Величина повышения давления зависит от отношения $H_r/zH_{ко}$, чем оно меньше, тем амплитуда больше.

Медленное открытие задвижки без расчета конкретных параметров не уменьшит величину колебаний давления. Вместе с тем величину предварительного открытия задвижки можно рассчитать и предотвратить, как колебания давления, так и вообще его повышение сверх заданной величины.

Дальнейшие исследования целесообразно провести в плане экспериментальной проверки полученных результатов.

Список источников.

1. Оверко В.М., Овсянников В.П., Папаяни А.Ф. Защита от гидравлических ударов водоотливных установок с погружными насосами // Разработка рудных месторождений. Научно-технический сборник. Выпуск № 1 (90) Кривой Рог, 2006 г. С 158-162.
2. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети. – М.: Машгиз, 1962. – 348 с.

Стаття надійшла до редколегії 09.09.2009

Рецензент: докт. техн. наук, проф. Н. Г. Бойко

Оверко В.М., Овсянников В.П. Дослідження гідравлічного удару при пуску насоса водовідливної установки. Виконаний якісний і, на основі розробленої моделі, кількісний аналіз гідравлічного удару при пуску насосів водовідливних установок.

гідравлічний удар, насос, пуск

V.Overko, V.Ovsyannikov. The Research of the Hydraulic Impact after Starting up the Pumps in Dewatering Plants. The article provides the qualitative and quantitative (based on the developed model) analysis of the hydraulic impact after starting up the pump units of dewatering plants.

water-hammer, pump, startup

© В. М. Оверко, В. П. Овсянников, 2009