

вблизи выработки будут сохранять на глубине 1000 м ( $\sigma_n = 30$  МПа) свою несущую способность. По нашему же критерию  $\tau, \geq k$  порода, наоборот, перейдет в состояние разрушения в области потолочины и почвы уже на глубине около 500 м. Разумеется, если выработка проходит в слабых породах (аргиллит, алевролит), потеря несущей способности пород произойдет на малых глубинах, что и наблюдается на практике.

Таким образом, критерий прочности по максимальным эффективным касательным напряжениям является более достоверным средством оценки несущей способности пород вблизи выработок, чем по пределу прочности на сжатие.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Барон Л.И. Горно – технологическое породоведение. – М.: Наука, 1977. – 324 с.
2. Фисенко Г.Л. Предельное состояние горных пород вокруг выработок. – М.: Недра, 1977. – 272 с.
3. Васильев Л.М., Бычков О.Н. Метод расчета напряжений при внедрении плоского штампа в упругий материал, обладающий внешним и внутренним трением // Новые методы разрушения и механика горных пород. – Киев: Наукова думка, 1981. – Сс. 3 – 9.
4. Васильев Л.М., Васильев Д.Л. Концепция расчета горизонтальных напряжений в горном массиве // Геотехническая механика, 5. – Днепропетровск, ИГТМ НАНУ, 1998. – С. 102 – 108.
5. Справочник (кадастр) физических свойств горных пород. – М.: Недра, 1975. – 278 с.
6. Ширко Г.И. Напряженное состояние горных пород в земной коре. // Бурение глубоких геолого-поисковых скважин на суше и на море. – Л.: Недра, 1965. – С.27 – 32.

УДК 622.648:621.67-5

В.В.Саенко

### ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНОГО БУСТЕРА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Наводиться аналіз можливих діапазонів зміни параметрів відцентрового насоса при керуванні його режимом роботи за допомогою регулюючого струмінного бустера, напор якого забезпечується із напорного трубопровода насоса.

Стабильность и надежность технологии обогащения во многом зависят от насосных агрегатов, подающих гидросмесь в обогатительные аппараты [1,2].

Сегодня в условиях обогатительных предприятий режим работы насосов в зависимости от технологических параметров в процессе эксплуатации ничем не регулируется. Зачастую это приводит к эксплуатации насосов в нерасчетных режимах, что приводит к снижению ресурса оборудования и эффективности технологии.

Для предотвращения кавитации в центробежных насосах и регулирования их работы при частых колебаниях параметров гидросмеси практически единственным способом управления является струйный бустер [3,4].

Струйный бустер позволяет повысить давление потока перед насосом за счет перепуска части расхода из напорного трубопровода. Бустер состоит из задвижки, направляющего насадка и трубопровода. Задвижка предназначена для регулирования режима работы бустера и для отключения его от напорного трубопровода. Задвижку монтируют на отводе от напорного трубопровода. Направляющий насадок помещают во всасывающий трубопровод соосно с ним и направляют в сторону всаса насоса. Срез насадка размещают на расстоянии от

входа в насос, достаточном для полного выравнивания скоростей струи насадка и спутного потока в трубе.

Ниже приведены результаты расчета параметров работы насоса НШ 500-40 с бустерами различного диаметра, величина которого изменяется в диапазоне 0,07...0,25 калибров всасывающего трубопровода насоса.

Для каждого значения диаметра трубопровода струйного бустера исследовалась возможность регулирования режима работы при помощи задвижки установленной на струйном бустере. Степень перекрытия потока ( $\xi$ ), то есть отношение площади сечения трубопровода, не занятого шибером задвижки, к общей площади сечения трубопровода, при расчетах изменялась от 1,0 до 0,1.

Параметры работы насоса с бустером определяются из следующей системы уравнений [5]:

$$\left\{ \begin{aligned} H(Q) &= (Z_m + Z_0)(Q - Q_b)^2 + Z_2 Q^2 + \Delta H \frac{\rho}{\rho_0} + \\ &+ \frac{Q^2}{F - F_b} \left( \frac{1}{gF} + Z_2 F_b + Z_1 F \right) - \frac{(Q - Q_b)^2}{g(F - F_b)^2} - \\ &- \frac{Q_b^2}{(F - F_b)} \left( \frac{1}{gF_b} - Z_b F_b \right) - [H(Q) + \Delta h] \frac{F_b}{F - F_b}; \\ Q_b &= \sqrt{\frac{H(Q) + \Delta H_b - Z_2 Q^2}{Z_b}}. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

где  $H(Q)$  - расходно-напорная характеристика насоса;  $Z_m, Z_0, Z_2$  - гидравлические сопротивления соответственно магистрали, подводящего и напорного патрубков;  $\Delta H$  - разность отметок начала и конца магистрали;  $\rho_0, \rho$  - плотность соответственно воды и гидросмеси;  $Q, Q_0$  - расход гидросмеси соответственно через насос и во всасывающем патрубке;  $H_b$  - изменение давления в гидроэлеваторе;  $Q_b$  - расход через сопло гидроэлеватора;  $Z_b$  - гидравлическое сопротивление трубопровода гидроэлеватора;  $\Delta H_b$  - разность отметок начала и конца трубопровода гидроэлеватора;  $F, F_b$  - площадь соответственно трубопровода и сопла гидроэлеватора;  $P_0, P$  - давление потока соответственно до и после гидроэлеватора;  $P_b$  - давление на выходе из сопла;  $Z_1$  - гидравлическое сопротивление смесительной камеры.

Анализ режимов работы проводился на основании значений следующих величин:

$$K_Q = 100 \frac{Q}{Q_0} - \text{коэффициент расхода насоса};$$

$$K_{Q_m} = 100 \frac{Q_m}{Q_0} - \text{коэффициент расхода магистрали};$$

$K_{Qb} = 100 \frac{Q_b}{Q_o}$  - коэффициент расхода бустера;

$K_H = 100 \frac{H}{H_o}$  - коэффициент напора насоса;

$K_\eta = 100 \frac{\eta}{\eta_o}$  - коэффициент КПД насоса;

где  $Q_o$ ,  $H_o$ ,  $\eta_o$  - соответственно расход, напор и КПД насоса при работе без бустера.

Зависимость подпора струйного бустера при регулировании его задвижкой показана на рис. 1.

Из рис. 3 видно, что наиболее сильное изменение давления имеет место при перекрытии не более 40 % поперечного сечения трубопровода струйного бустера, причем это справедливо для значений диаметра бустера в диапазоне 0,07...0,28 калибров трубопровода.

Для регулирования давления потока перед насосом наиболее приемлемыми являются величины диаметров струйного бустера начиная с 0,12 калибров трубопровода.

Как видно из рисунков 2 - 4, коэффициенты напора и расхода насоса и магистрали при работе со струйным бустером уменьшаются, хотя расход через насос возрастает. При этом наиболее значительное изменение параметров имеет место при перекрытии не более 40 % поперечного сечения трубопровода.

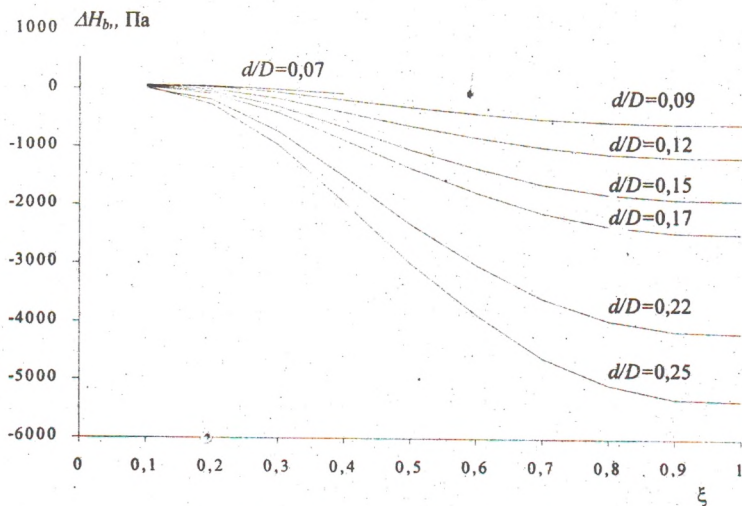


Рис. 1 - Изменение подпора струйного бустера

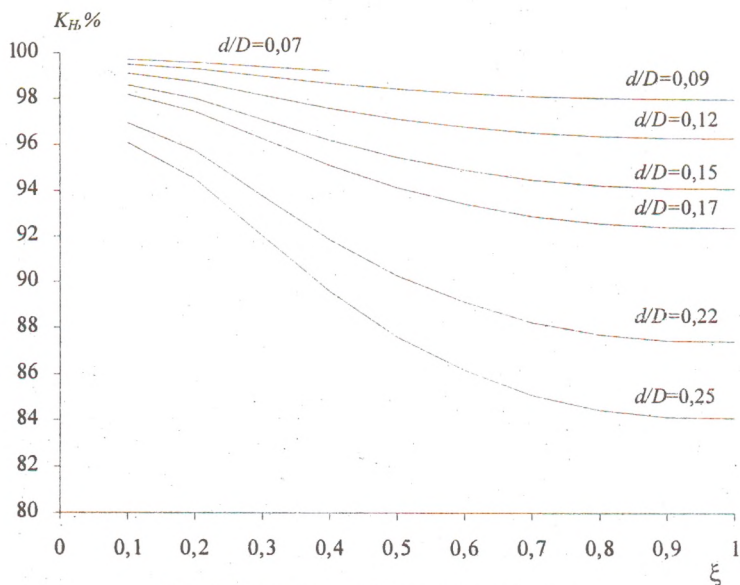


Рис. 2 - Изменение коэффициента напора насоса

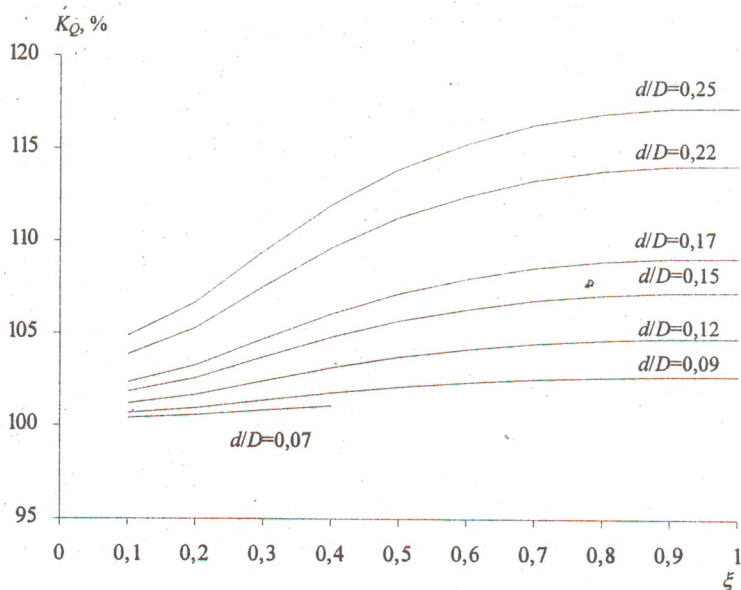


Рис. 3 - Изменение коэффициента расхода насоса

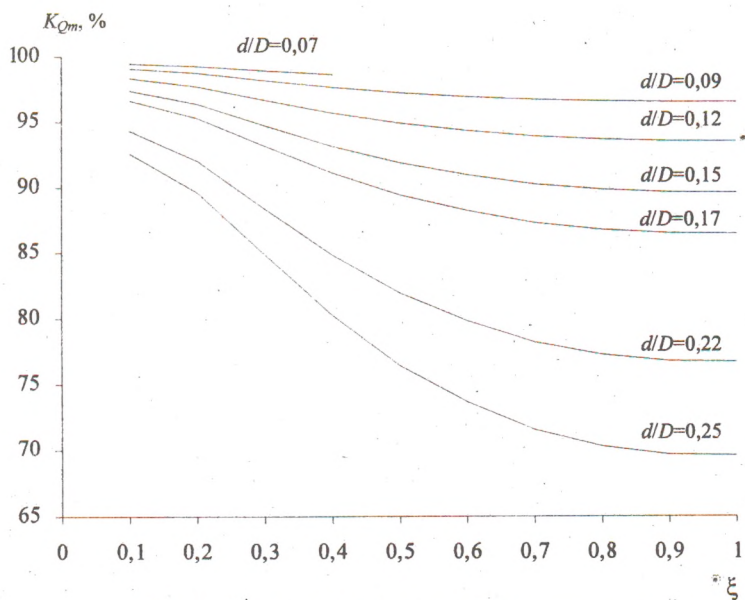


Рис. 4 - Изменение коэффициента расхода магистрали

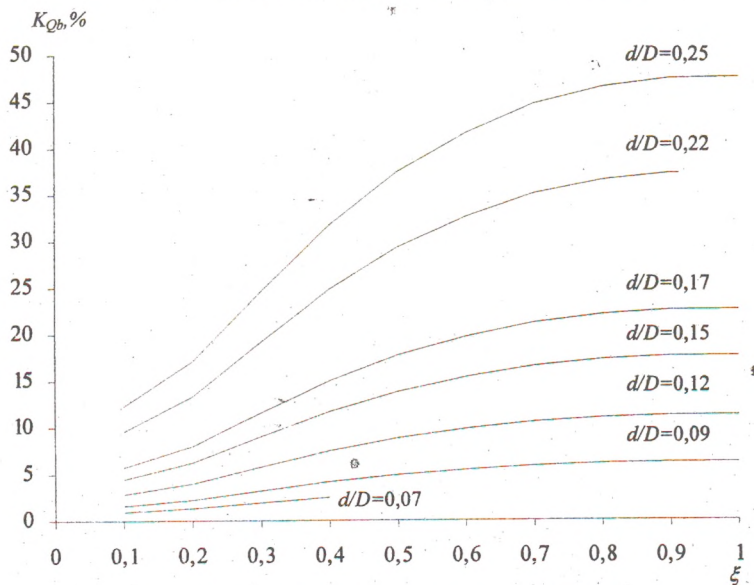


Рис. 5 - Изменение коэффициента расхода бустера

Незначительное регулирование режима работы насоса возможно при перекрытии от 60 % до 80 % поперечного сечения струйного бустера (рис. 5). При дальнейшем закрытии задвижки существенного изменения параметров не происходит.

Изменение коэффициента КПД насоса в зависимости от степени закрытия задвижки для различных значений диаметра трубопровода струйного бустера показано на рис. 6. Из приведенных графиков видно, что область значительного изменения этого параметра при работе со струйным бустером совпадает с соответствующими областями для коэффициентов напора и расхода насоса. По данным расчетов для НШ-500-40 максимальное изменение КПД составляет 7%.

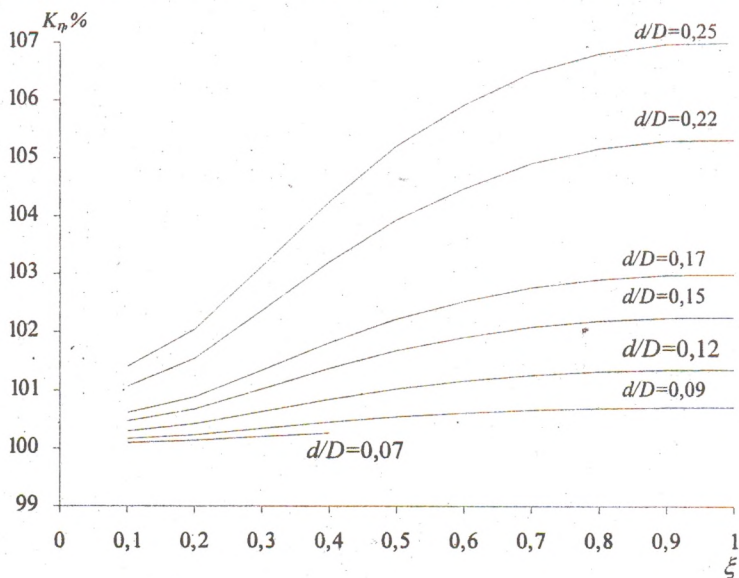


Рис. 6 - Изменение коэффициента КПД насоса

Анализ результатов расчета показывает, что при помощи струйного бустера возможно уменьшение расхода в магистрали на величину от 2 до 25 %. При этом диапазон регулирования расширяется с увеличением диаметра струйного бустера, и для эффективного регулирования на бустере с диаметром свыше 0,12 калибров трубопровода магистрали необходимо использовать задвижку. На струйном бустере меньшего диаметра регулирование с помощью задвижки не рационально.

Анализ зависимостей коэффициентов расхода насоса, струйного бустера и магистрали показывает:

- с увеличением диаметра струйного бустера расход через насос увеличивается одновременно с расходом через струйный бустер, а расход через магистраль при этом уменьшается;

- диаметр трубопровода нерегулируемого бустера может изменяться в диапазоне от 0,07 до 0,25 калибров трубопровода магистрали, так как дальнейшее увеличение диаметра бустера приводит к превышению расхода через струйный бустер над расходом через магистраль;

- расход через бустер сильно возрастает для значений диаметра трубопровода бустера начиная с 0,15 калибров трубопровода магистрали;

- увеличение диаметра трубопровода струйного бустера приводит к снижению напора и возрастанию КПД насоса. При этом коэффициент КПД во всем исследованном диапазоне диаметров бустера увеличивается практически монотонно, в то время, как коэффициент напора насоса интенсивней снижается при значениях диаметра бустера более 0,15 калибров трубопровода.

Проведенные исследования показывают, что для инженерных расчетов коэффициенты параметров работы НШ 500-40 со струйным бустером в зависимости от соотношения диаметров бустера и всасывающего трубопровода можно аппроксимировать квадратичными полиномами вида :

$$a + b(d/D) + c(d/D)^2.$$

Значения коэффициентов аппроксимации приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты аппроксимации коэффициентов параметров работы НШ500-40 с УЗ-1

| Параметр                                 | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> |
|------------------------------------------|----------|----------|----------|
| Коэффициент расхода насоса, %            | 97,4186  | 45,559   | 136,954  |
| Коэффициент расхода магистрали, %        | 99,5632  | 13,606   | 539,418  |
| Коэффициент расхода струйного бустера, % | -2,145   | 31,957   | 676,374  |
| Коэффициент напора насоса, %             | 101,051  | -15,426  | -213,203 |

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Минаев В.М. Эксплуатационная надежность оборудования углеобогажительных фабрик. – М.: Недра, 1971. – 136 с.
2. Гаркушин Ю.К., Смирнов В.В. Надежность и эффективность оборудования углеобогажительных фабрик. – Днепропетровск : Полиграфист, 1999. – 184 с.
3. Мазуренко В.В. Анализ способа регулирования подачи шахтных центробежных насосов перепуском воды во всасывающую линию // Механиз. и комплекс. автоматиз. горн. работ на шахтах/Тул. гос. ун-т. – Тула, 1995. – С. 85-92.
4. Картавый Н.Г. Стационарные машины. – М.: Недра, 1981. – 327 с.
5. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. – 256 с.