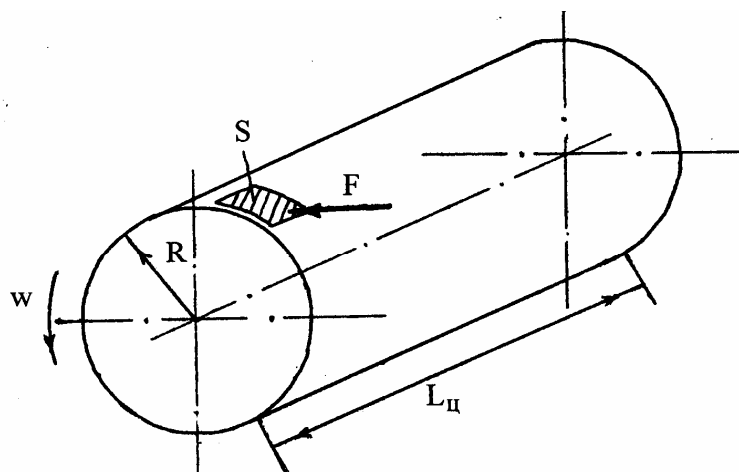


Беглов И.Ф.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОСЕВЫХ НАСОСОВ

Низконапорные электрифицированные установки, оборудованные осевыми жестколопастными насосами, широко используются в Республике Узбекистан, Туркменистане, Республике Таджикистан. В процессе эксплуатации возникает необходимость их регулирования, т. е. приведения в соответствие подачи насоса с требованием потребителя. Наиболее эффективно это можно сделать способом "перепуск с подкруткой" - созданием момента скорости потока перед рабочим колесом энергией отводимой из напорного трубопровода жидкости.

Оценить энергетическую эффективность данного способа регулирования подачи можно следующим образом. Представим поток перед рабочим колесом насоса в виде цилиндра, состоящего из вещества в твердом агрегатном состоянии (рис. 1).



**Рис. 1. Описание потока во всасывающем трубопроводе насоса**

Диаметр этого цилиндра принят равным внутреннему диаметру всасывающего трубопровода  $D_{вс}$ , а длина - численно средней скорости течения воды в сечении перед устройством для закручивания потока:

$$L_{ц} = \frac{4Q_{вс}}{\pi D_{вс}^2} \quad (1)$$

Момент инерции этого цилиндра равен [1]

$$M_i = \frac{1}{2} m R^2 \quad (2)$$

где

$m$  - масса цилиндра, кг;

$R$  - его радиус, м.

При воздействии на периферийную часть этого цилиндра силой  $F$  цилиндр приобретет вращение. Силу  $F$  можно представить в виде

$$F = \Delta p S, \quad (3)$$

где

$\Delta p$  - перепад давления в соплах, Па;

$S$  - суммарная площадь выходного сечения сопел устройства для закручивания потока, м<sup>2</sup>.

Импульс момента сил, действующих на этот цилиндр

$$M_{MC} = \Delta p S R \Delta t. \quad (4)$$

Так как импульс момента сил равен моменту количества движения (силами трения пренебрегаем), с учетом  $R = 0,5 D_{BC}$ , можно записать

$$\frac{1}{2} D_{BC} \Delta p S \Delta t = \frac{1}{8} m D_{BC}^2 \Delta \omega. \quad (5)$$

Откуда приращение угловой скорости цилиндра при его закручивании:

$$\Delta \omega = \frac{4 \Delta p S \Delta t}{m D_{e.}}. \quad (6)$$

Выразим  $\Delta \omega$  через параметры насосной установки. Запишем массу цилиндра как

$$\frac{m}{\Delta t} = \frac{\gamma Q_{yc}}{g}, \quad (7)$$

где

$\gamma$  - удельный вес воды, кг / м<sup>2</sup> с<sup>2</sup>;

$g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>,

а перепад напора в соплах

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \Delta H$$

и

$$\Delta H = H_{yc} - h_{wn}. \quad (8)$$

После подстановки (7) и (8) в (6) получим

$$\Delta \omega = \frac{4gS(H_{yc} - h_{wп})}{D_{bc}Q_{yc}}, \quad (9)$$

где

$H_{yc}$  - напор насосной установки, м;

$Q_{yc}$  - подача насосной установки, м<sup>3</sup>/с;

$h_{wп}$  - потери напора в устройстве для закручивания потока и перепускном трубопроводе, м.

С учетом

$$\Delta \omega = \frac{\pi n}{30}$$

получим

$$n_{в\ddot{y}\times} = \frac{120g S (H_{yc} - h_{wп})}{\pi D_{bc}Q_{yc}}, \quad (10)$$

где

$n_{в\ddot{y}\times}$  - частота вращения цилиндра, мин<sup>-1</sup>.

Таким образом, замерив перепад давления в соплах устройства для закручивания потока, по формуле (10) можно вычислить частоту вращения  $n_{в\ddot{y}\times}$  цилиндра.

Частота вращения реального потока жидкости измерялась косвенным способом при помощи гидродинамического флюгера [2] и рассчитывалась по формуле

$$n_{изм} = \frac{60 (Q_{yc} + Q_{п})}{\pi^2 D_{bc}^3} \operatorname{tg} \alpha \quad (11)$$

где

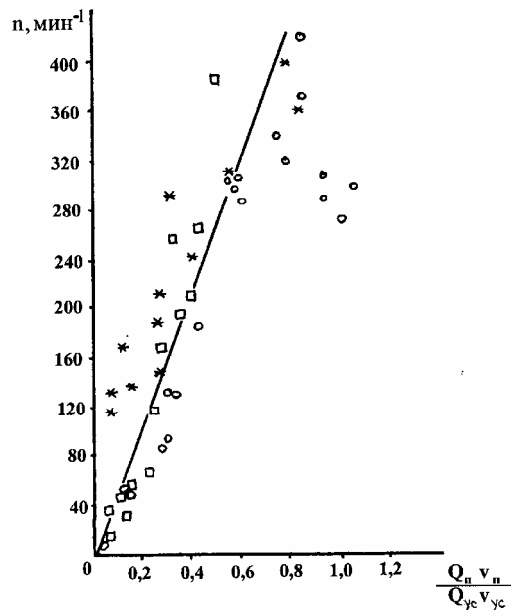
$Q_{п}$  - перепускаемый расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$\alpha$  - угол между направлением скорости закрученного потока и осью всасывающего трубопровода.

Измерив фактическую частоту вращения реального потока жидкости  $n_{изм}$  и сравнив ее с вычисленной  $n_{в\ddot{y}\times}$ , получим коэффициент преобразования энергии перепускаемой жидкости во вращательное движение потока, подходящего к рабочему колесу, своего рода “КПД” рассматриваемого способа регулирования.

На рис. 2 представлена зависимость частоты вращения от отношения величин количества движения взаимодействующих потоков, вычисленная по формуле (10), с нанесенными экспериментальными значениями.

Экспериментальные исследования были проведены на насосе ОГ 8-25 при частоте вращения рабочего колеса  $n = 980$  и  $1450$  мин<sup>-1</sup>. Исследовалось устройство регулирования подачи с диаметром перепускного трубопровода 140 мм. Исследования проводились по методике, изложенной в [2].



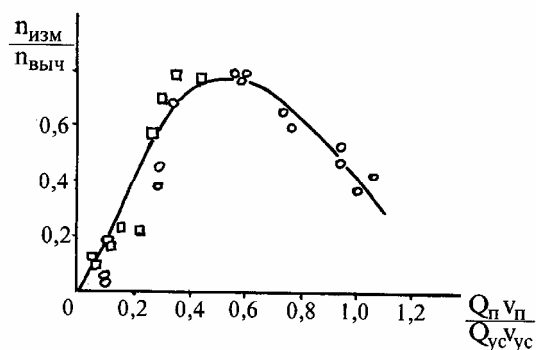
**Рис. 2. Зависимость частоты вращения реального и идеального потоков жидкости перед рабочим колесом насоса от отношения количества движения перепускаемого и транзитного потоков**

\* - расчет; o - эксперимент,  $n = 980 \text{ мин}^{-1}$ ; □ - эксперимент,  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$

Взаимодействие струй, идущих в разных направлениях (перепускаемые струи направлены тангенциально основному потоку), будет зависеть от угла встречи этих струй и скорости движения их относительно друг друга. Чем меньше разница в скорости движения встретившихся под углом потоков, тем меньше будут потери энергии при изменении направления движения совместного потока.

Зависимость, иллюстрирующая эффективность передачи энергии от перепускаемого потока основному, подходящему к рабочему колесу, от отношения количества движения перепускаемого и основного потоков, приведена на рис. 3.

Предположение о том, что эффективность передачи энергии зависит от частоты вращения рабочего колеса, не оправдалось. Из полученной зависимости видно, что все точки легли в пределах одной кривой.



**Рис. 3. Эффективность передачи энергии перепускаемой жидкости потоку перед рабочим колесом**

o - эксперимент,  $n = 980 \text{ мин}^{-1}$ ; □ - эксперимент,  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$

Эффективность передачи энергии возрастает с увеличением величины перепускаемого расхода, достигая максимума в диапазоне отношения количества движения взаимодействующих потоков 0,5...0,6. Уменьшение эффективности справа от максимума объясняется большими потерями энергии перепускаемого потока, обладающего высокими скоростями, главным образом на турбулентное перемешивание.

### ***СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ***

1. Фриш С.Э., Тиморева А.В. Курс общей физики. Т. 1. Физические основы механики. Молекулярная физика. Колебания и волны. 10-е изд., стереотип. - М.: Физматгиз, 1962. - 468 с.
2. Беглов И.Ф. Исследование закрутки потока перед рабочим колесом осевого насоса // Проблемы механики (Ташкент). - 1996. - № 4. - С. 34-37.