

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).

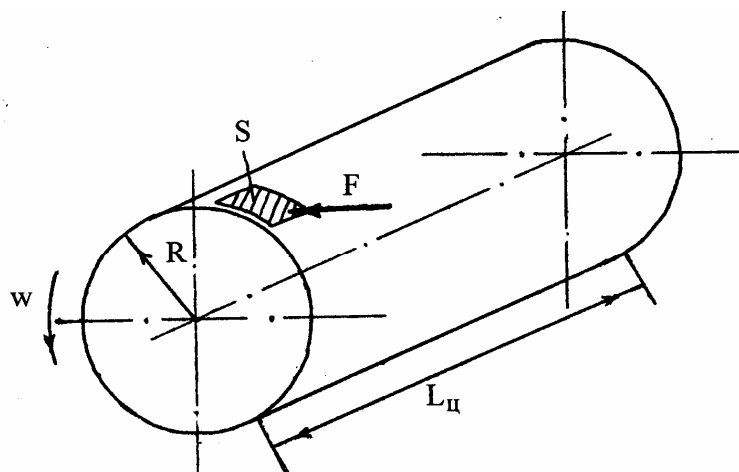


Рис. 1. Описание потока во всасывающем трубопроводе насоса

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

Δp - перепад давления в соплах, Па;

S - суммарная площадь выходного сечения сопел устройства для закручивания потока, м².

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 $R = 0,5 D_{вс}$, можно записать

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

Откуда приращение угловой скорости цилиндра при его закручивании:

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

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

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

где

γ - удельный вес воды, кг / м³ с²;

g - ускорение силы тяжести, м/с²,

ΔH - перепад напора в соплах

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

и

$$\Delta H = H_{вс} - h_{вм}. \quad (8)$$

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

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

где
 H_{yc} - напор насосной установки, м;
 Q_{yc} - подача насосной установки, м³/с;
 h_{wn} - потери напора в устройстве для закручивания потока и перепускном трубопроводе, м.

С учетом

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

получим

$$n_{\text{Бл} \times} = \frac{120g S (H_{yc} - h_{wn})}{\pi D_{BC}Q_{yc}}, \quad (10)$$

где
 $n_{\text{Бл} \times}$ - частота вращения цилиндра, мин⁻¹.
 Таким образом, замерив перепад давления в соплах устройства для закручивания потока, по формуле (10) можно вычислить частоту вращения $n_{\text{Бл} \times}$ цилиндра.

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

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

где
 $Q_{\text{п}}$ - перепускаемый расход жидкости, м³/с;
 α - угол между направлением скорости закрученного потока и осью всасывающего трубопровода.

Измерив фактическую частоту вращения реального потока жидкости $n_{\text{ИЗМ}}$ и сравнив ее с вычисленной $n_{\text{Бл} \times}$, 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⁻¹. Исследовалось устройство регулирования подачи с диаметром перепускного трубопровода 140 мм. Исследования проводились по методике, изложенной в [2].

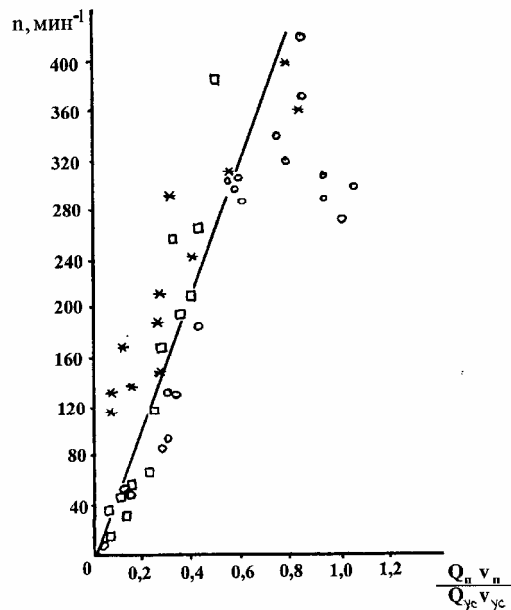


Рис. 2. Зависимость частоты вращения реального и идеального потоков жидкости перед рабочим колесом насоса от отношения количества движения перепускаемого и транзитного потоков

* - 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.

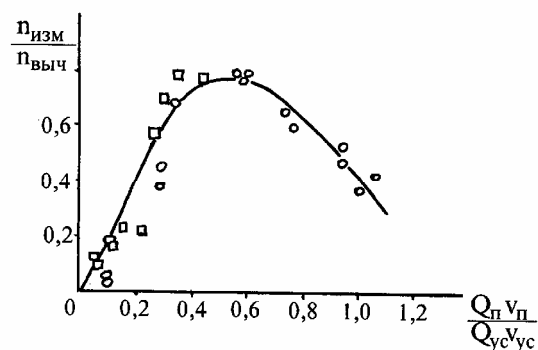


Рис. 3. Эффективность передачи энергии перепускаемой жидкости потоку перед рабочим колесом

о - 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.