



При увеличении подачи насоса снижается КПД насоса с 91% до 87%. Такое парадоксальное снижение величины КПД насоса связано с тем, что к полезным параметрам работы насоса отнесены потери напора во входном и напорном участках системы.

В настоящее время, для анализа эффективности систем перекачивания жидкостей, используется только коэффициент полезного действия насосов – КПД<sub>н</sub> [1, 2]. Традиционно коэффициент полезного действия во всех отраслях определяют как отношение полезных параметров к затратам. В гидравлических системах к затратам относят мощность электродвигателя N<sub>эл</sub>, к полезным параметрам относят: Q – расход и H – полный напор, развиваемый насосом.

$$\text{КПД}_n = \rho g Q H / N \quad (1)$$

Формула расчета напора нагнетателя по разнице удельной энергии (уравнение Бернулли) в двух сечениях – в выходном сечении, где установлен манометр в напорном патрубке – e<sub>2</sub> и входном патрубке нагнетателя – e<sub>1</sub>, т.е. в сечении, где установлен вакуумметр.

$$H = e_2 - e_1 = \left( z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} \right) - \left( z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} \right) \quad (2)$$

И как суммы составляющих удельных энергии в двух сечениях – в конце и начале системы: по формуле расчета напора сети.

$$H = H_n + (\Sigma h_{w, \text{вх.}} + \Sigma h_{w, \text{н.}}) \quad (3)$$

где: H<sub>п</sub> – полезная часть напора H<sub>п</sub> = H<sub>с</sub> + H<sub>г</sub>; h<sub>w</sub> = (Σh<sub>w, вх.</sub> + Σh<sub>w, н.</sub>) = (Σζ<sub>вх</sub> + Σζ<sub>сеть</sub>) ρ (Q/S)<sup>2</sup>/2 – потери напора входного участка Σh<sub>w, вх</sub> и потери напора напорных воздухопроводов Σh<sub>w, н</sub>; ζ – сопротивления проточных частей.

Анализ формул 1, 2, 3 в методике расчета КПД насоса к полезным параметрам насоса причисляют потери напора на напорном участке и во входном участке системы. Поэтому показатель КПД насоса формула (1) не позволяет проводить анализ эффективности гидравлической системы в целом.

Вместо традиционной методики предложен новый показатель - КПД системы по формуле 4. Для расчета КПД системы вместо величины полного напора нагнетателя используется только полезная часть напора в системе: статический напор (высота подъема жидкости).

$$\text{КПД}_{\text{сист}} = \rho g Q H_n / N \quad (4)$$

где: Q – расход перекачиваемой жидкости; H<sub>п</sub> – полезная часть напора в системе.

Новый показатель КПД системы дает более реальную картину, характеризующую эффективность работы системы. Гидравлическая система сохраняет работоспособность при большей подаче жидкости при этом затраты мощности электродвигателей уменьшаются.

Таким образом, новый показатель эффективности работы системы – гидравлический КПД системы меняет и делает более корректной энергосберегающую мотивацию оптимизации параметров работы нагнетателей и гидравлической системы в целом

При работе системы с одним или двумя насосами (в нашем предложении при увеличении подачи насоса) возникает опасность работы насоса в зоне кавитации. Для решения проблемы кавитации необходимо провести работы по снижению гидравлических сопротивлений на входных участках насосов.

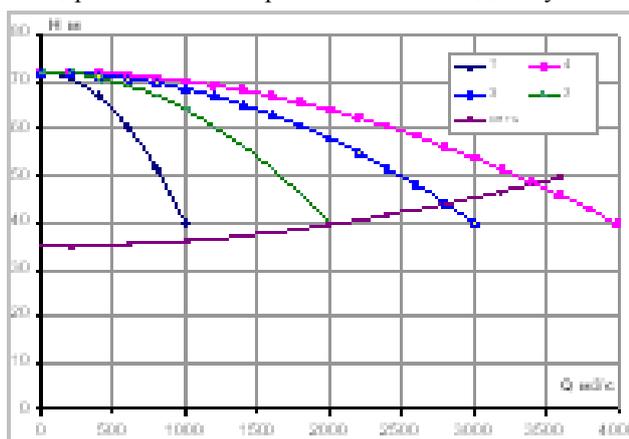


Рис. 2. Напорная характеристика совместной работы насосов 18НДс и гидравлической системы

Однако такие мероприятия не гарантируют работу насосов без проявления кавитации. Эта проблема может быть решена установкой во входном трубопроводе насоса струйного аппарата, который позволит перенести зону кавитации из сечения рабочих лопаток в область внутри потока в трубопроводе. Размещение оборудования НС-24 позволяет на двух насосах (с длинным входным участком трубопровода насосы №1 и №3) установить на входных участках струйный аппарат с подачей для его работы воды от насоса №5 – Пдв-14.

**Вывод.** Результаты работы могут использоваться для реконструкции (модернизации оборудования) существующих гидравлических систем, а также для внесения изменения в типовые проекты проектирования насосных станций различного назначения.

### *Литература*

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. Учебник для вузов. - М.: Энергия, 1978. - 320 С.
2. Арсирый В.А. Расчет напорных характеристик лопастных насосов Холодильная техника и технология №5 (91) 2004 стр 39 – 42
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М.О. Штейнберга.– 3–е изд.– М.: Машиностроение, 1992. – 672 С., ил.
4. Патент PST 5,838,587. USA. Method of restricted space formation for working media motion // Valeriy Maisotsenko, Arsiry V.A. Data of Patent 7.11.1998.