

УДК 621.65.004

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРУЕМОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА ПРИ СТАБИЛИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА

Алексеева Ю.А., аспирант, Коренькова Т.В., к.т.н., доц.

*Кременчугский государственный политехнический университет им. М. Остроградского
39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20*

E-mail: saue@polytech.poltava.ua.

У роботі визначені втрати потужності у всіх ланках електрогідрравлічного комплексу при стабілізації технологічного параметра дроселюванням і зміною частоти обертання насосного агрегату. Обґрунтовані енергоефективні діапазони зміни параметрів, які забезпечують роботу турбомеханізму в зоні максимального коефіцієнта корисної дії.

Ключові слова: енергоефективність, втрати потужності, дроселювання, частота обертання.

In the given paper the losses of power were determined in all of the links of electro-hydraulic complex during stabilization of the technological parameter in the way of throttling and change of frequency of rotation of unit pump. There were founded the power effective ranges of change of parameters providing the turbo set work in the area of maximal output- input ratio.

Key words: power effectiveness, losses of power, throttling, frequency of rotation.

Введение. Насосные комплексы (НК) систем промышленного и коммунального водоснабжения, водоотведения, теплоснабжения представляют собой сложные электрогидравлические объекты, основным предназначением которых является реализация требуемых технологических законов регулирования: стабилизация давления ($H = \text{const}$, $Q = f(t)$) или производительности ($Q = \text{const}$, $H = f(t)$) в диктующей точке трубопроводной сети или на выходе насосного агрегата (НА), стабилизация гидравлической мощности ($P_{\text{гид}} = \rho g H Q(t) = \text{const}$); значительно реже необходима минимизация избыточных давлений в диктующей точке гидросети насосной станции (НС). Вероятностный характер водопотребления (водоотведения) приводит к тому, что текущие параметры НС (H , Q , $P_{\text{гид}}$) в течение времени подвержены значительным изменениям, что существенно усложняет управление ими. В некоторых случаях при стабилизации параметров устанавливается несколько значений допустимых величин, например, одно – в дневное время, другое – в ночное.

Для реализации таких законов регулирования используются различные схемные решения регулирования производительности НА (дроселирование, изменение частоты вращения НА, ступенчатое регулирование и др.). Доказано, что наиболее эффективным методом является изменение частоты вращения НА [1, 2]. Однако, ни стабилизация, ни минимизация технологического параметра не решают главную задачу – оптимизацию затрат энергии при работе насосного оборудования с изменяющейся во времени нагрузкой. Поэтому, для повышения эффективности НК в регулировочных режимах необходима разработка энергосберегающих алгоритмов функционирования технологического оборудования,

учитывающих все звенья преобразования мощности, изменение КПД элементов гидротранспортного комплекса, переменные во времени параметры водопотребления.

Анализ предыдущих исследований. В большинстве случаев при анализе эффективности использования систем регулируемого электропривода насоса вводят допущения о постоянстве КПД турбомеханизма вне зависимости от частоты вращения рабочего колеса и развиваемого им напора, потерь мощности в электромеханическом преобразователе [3-5]. При этом рассматривается работа только одиночного насоса, тогда как на практике достаточно широко используется групповая схема включения насосных агрегатов, при которой изменение параметров одного из турбомеханизмов приводит к изменению характеристик и режимов работы остальных, одновременно включенных агрегатов. Кроме того, следует отметить, что при определении параметров турбомеханизма, соответствующих частоте вращения, отличной от номинальной, в большинстве случаев используют формулы пропорциональности, которые справедливы при работе НА на гидросеть с неизменными параметрами и отсутствии противодействия [2, 4].

При определении суммарного коэффициента полезного действия НК $\eta_{\text{нк}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{тм}}$ обычно принимают допущения о неизменности КПД преобразователя $\eta_{\text{п}}$, электродвигателя $\eta_{\text{эд}}$, механизма передачи $\eta_{\text{мп}}$, турбомеханизма $\eta_{\text{тм}}$ при переменной частоте вращения, что не отображает реальное распределение потерь мощности в гидротранспортном комплексе.

Цель работы. Определение потерь энергии во всех звеньях электрогидравлического комплекса и обоснование энергоэффективных режимов работы

насосной станции при переменных параметрах сети потребителя и различных схемах регулирования производительности.

Материал и результаты исследования. Изменение суммарных потерь мощности в НК отражает-

ся энергетической диаграммой (рис. 1), которая учитывает потери мощности во всем технологическом комплексе: в системе электроснабжения, электро-механическом преобразователе, технологическом механизме, трубопроводной арматуре, гидросети.

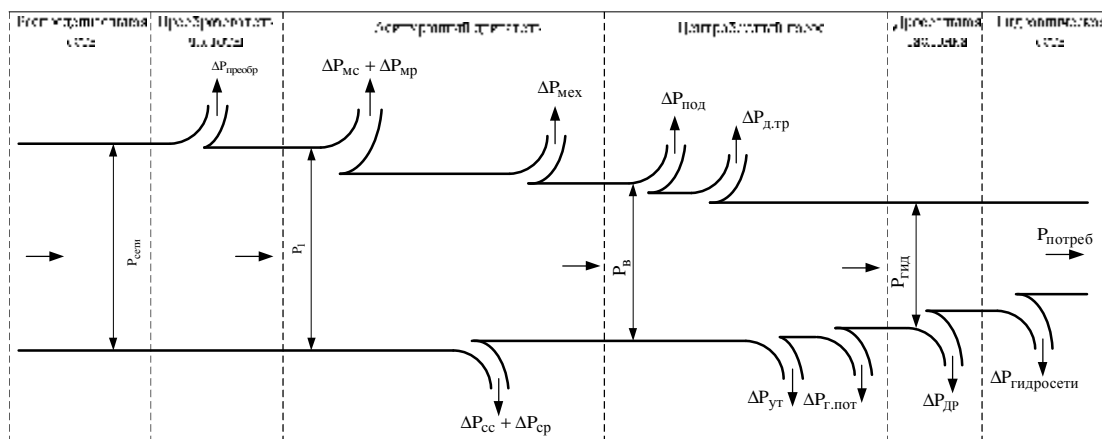


Рисунок 1 – Энергетическая диаграмма насосного комплекса:

P_1 – мощность, подведенная к электродвигателю с учетом потерь в преобразователе $\Delta P_{\text{преобр}}$; $\Delta P_{\text{мс}}$, $\Delta P_{\text{ср}}$ – потери двигателя в меди и стали статора соответственно; $\Delta P_{\text{мр}}$, $\Delta P_{\text{ср}}$ – потери двигателя в меди и стали ротора соответственно; $\Delta P_{\text{мех}}$ – механические потери в подшипниках и вентиляционные, зависящие от угловой скорости ротора; P_2 – мощность на валу насоса; $P_{\text{гид}}$ – гидравлическая мощность насоса; $\Delta P_{\text{под}}$ – мощность потерь в опорах насоса; $\Delta P_{\text{д.тр}}$ – мощность потерь на дисковое трение; $\Delta P_{\text{ут}}$ – мощность потерь на утечки в рабочем колесе; $\Delta P_{\text{г.пот}}$ – мощность гидравлических потерь; $\Delta P_{\text{др}}$ – мощность потерь при дросселировании; $\Delta P_{\text{гидросети}}$ – потери в гидравлической сети; $P_{\text{потреб}}$ – мощность в сети потребителя

Выполним анализ суммарных потерь мощности в НК, без учета потерь мощности в системе электроснабжения и гидросети, при стабилизации напора и переменном во времени водопотреблении, что реализуется двумя способами: изменением положения дроссельной заслонки $Rz = \text{var}$ при неизменной относительной частоте вращения рабочего колеса насоса $v = 1,0$ и регулированием частоты вращения насосного агрегата $v = \text{var}$ ($Rz = 0$).

Суммарные потери мощности при регулировании производительности:

– дросселированием

$$\Delta P_{\Sigma \text{др}} = \Delta P_{\Sigma \text{АД}} + \Delta P_{\text{ТМ}} + \Delta P_{\text{др}}; \quad (1)$$

– изменением частоты вращения

$$\Delta P_{\Sigma v} = \Delta P_{\text{преобр}} + \Delta P_{\Sigma \text{АД}} + \Delta P_{\text{ТМ}}, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\Sigma \text{АД}}$ – суммарные потери мощности в асинхронном двигателе; $\Delta P_{\text{ТМ}}$ – потери мощности в турбомеханизме.

Потери в нерегулируемом асинхронном двигателе принимаем равными номинальным:

$$\Delta P_{\Sigma \text{АД.н}} = P_{\text{н}}(1 - \eta_{\text{н}}) / \eta_{\text{н}} = \Delta P_{\text{мн}} + \Delta P_{\text{сн}} + \Delta P_{\text{мех.н}}, \quad (3)$$

где $P_{\text{н}} = P_1$ – номинальная мощность двигателя; $\Delta P_{\text{мн}} = \epsilon_1 \cdot \Delta P_{\Sigma \text{АД.н}}$, $\Delta P_{\text{сн}} = \epsilon_2 \cdot \Delta P_{\Sigma \text{АД.н}}$ – потери в меди и стали двигателя соответственно; $\Delta P_{\text{мех.н}} = \epsilon_3 \cdot \Delta P_{\Sigma \text{АД.н}}$ – механические потери дви-

гателя; $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ – коэффициенты, зависящие от конструкции двигателя и не зависящие от способа регулирования его скорости.

Для двигателей средней и большой мощности $\epsilon_1 \approx 0,5 \div 0,6$, $\epsilon_2 \approx 0,35 \div 0,45$, $\epsilon_3 \approx 0,1 \div 0,25$, при этом $\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 1,0$ [6].

При изменении частоты вращения НА по схеме преобразователь частоты – асинхронный двигатель с законом частотного управления U/f^2 справедливо [6, 7]:

– потери в стали

$$\Delta P_{\text{с}} = \Delta P_{\text{сн}}(0,61 + 0,39 \cdot k_f)k_f^3; \quad (4)$$

– потери в меди

$$\Delta P_{\text{м}} = 3R_1 \left(\frac{I'_{2\text{н}} M(v)}{M_{\text{н}} k_f} \right)^2 + (I_{\text{мн}} k_f)^2 + 3R_2 \left(\frac{I'_{2\text{н}} M(v)}{M_{\text{н}} k_f} \right)^2, \quad (5)$$

где $k_f = f/f_{\text{сн}}$, $f_{\text{сн}}$ – коэффициент изменения частоты и номинальная частота энергосети соответственно; $I'_{2\text{н}}$ – номинальный приведенный ток ротора электродвигателя; $M(v) = P_{\text{в}} \cdot 1000 / (v \cdot \omega_{\text{н}})$ – зависимость момента турбомеханизма, приведенного к валу двигателя, от частоты вращения; $I_{\text{мн}}$ – номинальный ток намагничивания электродвигателя; $v = \omega_i / \omega_{\text{н}}$; $\omega_i, \omega_{\text{н}}$ – текущая и номинальная час-

тоты вращения насоса соответственно; R_1, R'_2 – первичное и вторичное приведенные активные сопротивления электродвигателя; M_H – номинальный момент электродвигателя.

Потери в преобразователе [6, 7]:

$$\Delta P_{\text{преобр}} = 2 \cdot \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{в}} + \Delta P_{\text{и}}, \quad (6)$$

где $\Delta P_{\text{тр}} = (1,75 \div 3,0)\% \cdot P_H$ – потери в трансформаторе; $\Delta P_{\text{в}} = N_1 \cdot 2 \cdot \Delta U \cdot I_d$ – потери на вентилях выпрямителя; $\Delta P_{\text{и}} = 2 \cdot N_2 \cdot \delta U \cdot I_d$ – потери на управляемых элементах инвертора; N_1 – количество включенных параллельно вентилях; $\Delta U \approx 1,5$ В – прямое падение напряжения на вентилях; $I_d = P_H / U_d$ – выпрямленный ток; U_d – напряжение цепи постоянного тока; N_2 – количество включенных параллельно транзисторов; $\delta U \approx (1,2 \div 1,3)$ В – прямое падение напряжения на вентилях.

Определим потери мощности в турбомеханизме:

$$\Delta P_{\text{ТМ}} = P_{\text{в}}(1 - \eta_{\text{ТМ}}) / \eta_{\text{ТМ}} \quad (7)$$

КПД турбомеханизма:

$$\eta_{\text{ТМ}} = P_{\text{гид}} / P_{\text{в}} \quad (8)$$

Полезная мощность турбомеханизма:

$$P_{\text{гид}} = \rho g Q H / 1000 \quad (9)$$

Мощность, подводимая к валу центробежной машины, описывается выражением вида [2]:

$$P_{\text{в}} = A_3 v^2 Q + B_3 v Q^2 + D_3 v^3 \quad (10)$$

Напорно-расходная характеристика насоса:

$$H = A_2 v^2 + B_2 v Q + C_2 v^2 \quad (11)$$

Характеристика гидросети:

$$H = H_c + R_{c\Sigma} Q^2 \quad (12)$$

В выражениях (10) - (12) H_c – статический напор сети; $R_{c\Sigma} = R_c + R_z$; R_c – гидродинамическое сопротивление сети; $A_2, A_3, B_2, B_3, C_2, D_3$ – коэффициенты аппроксимации, зависящие от конст-

руктивных особенностей турбомеханизма и определяемые по паспортным характеристикам насосов.

Решая совместно уравнения (11) и (12) для различных способов регулирования производительности, получим:

– при дросселировании

$$Q = \frac{-B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4(C_2 - R_{c\Sigma})(A_2 - H_c)}}{2(C_2 - R_{c\Sigma})}; \quad (13)$$

– при изменении частоты вращения ($R_z = 0$)

$$Q = \frac{-B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 v^2 - H_c)}}{2(C_2 - R_c)} \quad (14)$$

Подставляя (13), (14) в (8) – (10), получим зависимости изменения КПД турбомеханизма от сопротивления заслонки и от частоты вращения соответственно (рис. 2).

Анализ кривых $\eta_{\text{ТМ}} = f(R_z)$ и $\eta_{\text{ТМ}} = f(v)$ (рис.2) для различных $H_c = (40 \div 70)$ м и $R_c = 135 \text{ c}^2/\text{м}^5$, позволил выделить области рациональной работы НА, соответствующие не более 15 %-му снижению КПД от максимального значения.

В работе определены энергоэффективные диапазоны изменения сопротивления дроссельной заслонки ($R_z \div R_{z\text{гр}}$) и относительной частоты вращения НА ($v_H \div v_{\text{гр}}$) для различных значений противодействия и соответствующие им границы изменения производительности, где КПД механизма изменяется в пределах $\eta_{\text{ТМ max}} \div 0,85\eta_{\text{ТМ max}}$ (рис.3). Показано, что с увеличением противодействия (например, при изменении уровня воды в водонапорной башне), диапазон энергоэффективного регулирования сопротивления заслонки или частоты вращения насоса сужается. Такая же тенденция наблюдается и при увеличении сопротивления гидросети, соответствующего увеличению водопотребления.

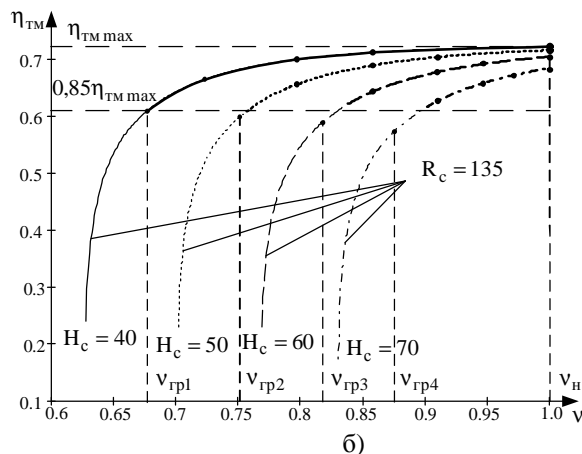
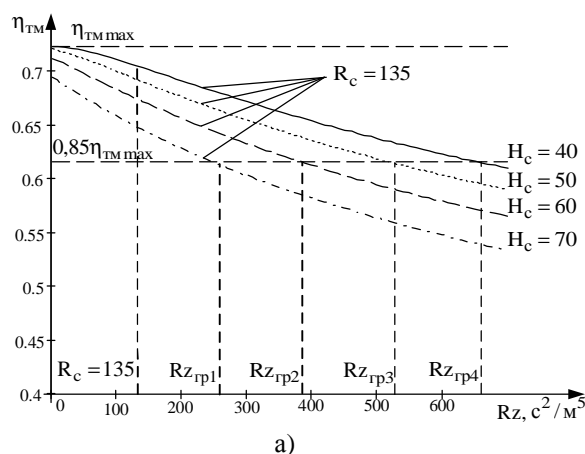


Рисунок 2 – Кривые изменения КПД турбомашин от регулировочного параметра: сопротивления дроссельной заслонки $\eta_{\text{ТМ}} = f(R_z)$ а); относительной частоты вращения рабочего колеса насоса $\eta_{\text{ТМ}} = f(v)$ б), при переменных параметрах сети потребителя

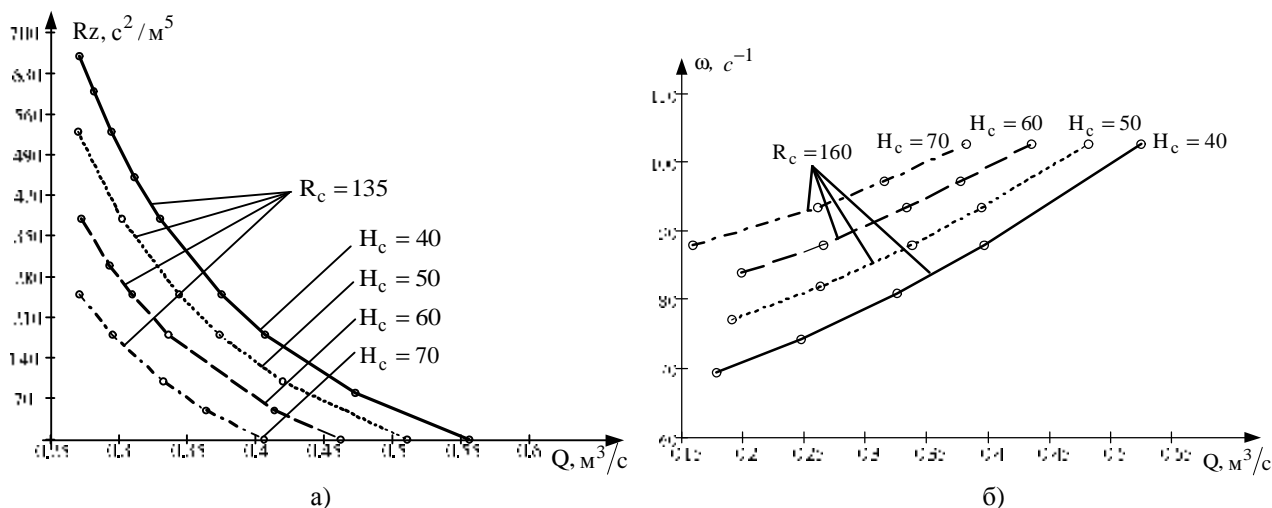


Рисунок 3 – Кривые изменения регулировочного параметра турбомашин от производительности $R_z = f(Q)$ а), $\omega = f(Q)$ б), соответствующие энергоэффективному режиму работы НА при переменных параметрах сети потребителя

При параллельной работе двух турбомеханизмов, один из которых регулируем по скорости, подача на выходе НУ получается суммированием подач насосов при одинаковом значении напора, при этом результирующая подача должна быть равна требуемой подаче у потребителя, а потребляемая мощность НУ равна сумме мощностей каждого из агрегатов.

Потери мощности в насосной установке при параллельной работе двух турбомеханизмов:

$$\Delta P_{НУ} = P_{НУ}(1 - \eta_{НУ})/\eta_{НУ}, \quad (15)$$

где $P_{НУ} = P_{В1} + P_{В2}$ – мощность насосной установки; $\eta_{НУ} = \eta_{ТМ1} + \eta_{ТМ2}$; $Q_1 + Q_2 = Q_{\Sigma} = Q_{п}(t)$; $H_1 = H_2 = H_{\Sigma} = H_{п}$; $\eta_{ТМ1}$, $\eta_{ТМ2}$ – КПД нерегулируемого и регулируемого НА соответственно; Q_{Σ} , H_{Σ} , $P_{НУ}$ – суммарные производительность, напор и потребляемая мощность НУ.

КПД насосной установки:

$$\eta_{НУ} = \frac{\eta_{ТМ1} \cdot \eta_{ТМ2} \cdot Q_{\Sigma}}{\eta_{ТМ1} \cdot Q_2 + \eta_{ТМ2} \cdot Q_1}. \quad (16)$$

На рис. 4 приведены кривые изменения $\eta = f(v)$ и $\omega = f(Q)$ для двух параллельно включенных турбомеханизмов, работающих на сеть потребителя с параметрами $R_c = 34 \text{ c}^2/\text{m}^2$, $H_c = (40 \div 70) \text{ м}$.

Анализ кривых (рис. 4) позволил выделить область рациональной работы НУ, соответствующую не более 15 %-му снижению $\eta_{НУ}$ от максимального значения. Получено, что при регулировании производительности НУ изменением частоты вращения одного из совместно работающих насосов, КПД нерегулируемого агрегата также изменяется. При этом существенным образом изменяется КПД насосной установки. Из графиков (рис. 4 б)) видно, что с увеличением противодавления диапазон энер-

гоэффективного регулирования частоты вращения НУ сужается.

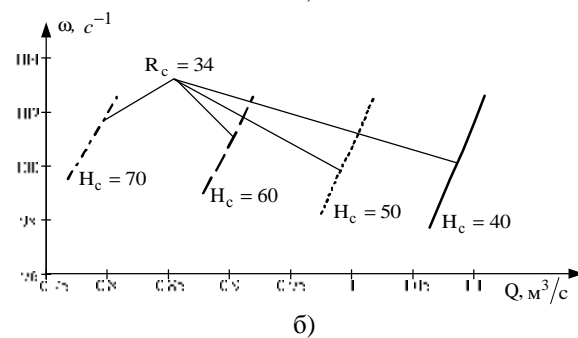
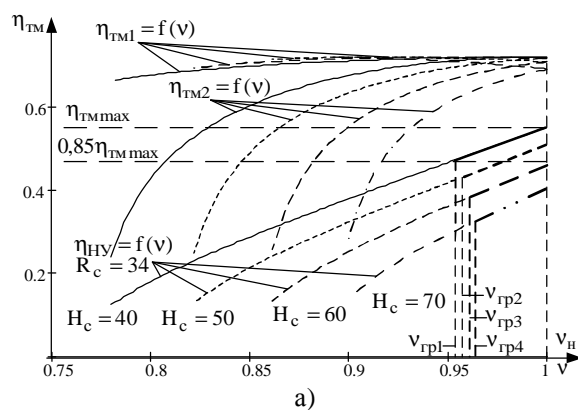


Рисунок 4 – Кривые изменения $\eta_{ТМ} = f(v)$ а) и $\omega = f(Q)$ б), соответствующие энергоэффективному режиму работы двух параллельно работающих НА при переменных параметрах сети потребителя

Потери на дроссельной заслонке:

$$\Delta P_{ДР} = \rho g \cdot Q' \cdot \Delta H_{ДР} / 1000, \quad (17)$$

где $\Delta H_{ДР} = H' - H_c - R_c \cdot Q'^2$ – потери напора на дроссельной заслонке; H' , Q' – напор и расход,

соответствующие положению дроссельной заслонки, равному R_z .

Расчетные суммарные потери мощности в НК (табл. 1) выполнены для:

– центробежного насоса типа Д2000-100 с параметрами $P_B = 760$ кВт; $\eta_{\max} = 0,75$; $Q_H = 0,556$ м³/с; $H_H = 100$ м; $n_H = 980$ об/мин; $A_2 = 101,5$ $B_2 = 10,68$, $C_2 = -83,677$, $A_3 = 1181,818$, $B_3 = -619,835$, $D_3 = 150$;

– асинхронного двигателя с паспортными параметрами $P_H = 800$ кВт; $n_H = 1000$ об/мин; $s_H = 1,4$ %; $I_{1H} = 94,5$ А; $\eta_H = 0,95$; $\cos(\varphi) = 0,96$; $\lambda_M = 1,9$; $\lambda_H = 5,3$ и расчетными значениями $R_1 = 0,512$ Ом; $R'_2 = 1,089$ Ом; $I'_{2H} = 42,484$ А; $M_H = 7748$ Нм; $I_{\mu H} = 0,665$ А;

– суточного графика водопотребления вида

$$Q(t) = b_0 + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 + b_5 t^5,$$

где коэффициенты аппроксимации $b_0 = 1676$; $b_1 = -480,389$; $b_2 = 153,41$; $b_3 = -16,456$; $b_4 = 0,742$; $b_5 = -0,012$.

Таблица 1 – Расчетные потери мощности в насосном комплексе

Наименование	Расчетные значения потерь мощности за сутки, кВт ч
При регулировании производительности изменением сопротивления дроссельной заслонки	
ΔP_{TM}	4606,7
ΔP_{DR}	1343
$\Delta P_{\Sigma AD}$	1011
ΔP_{MH}	596,16
ΔP_{CH}	353,76
$\Delta P_{\text{мех.н}}$	60,624
$\Delta P_{\Sigma DR}$	6960,7
При регулировании подачи изменением частоты вращения рабочего колеса насоса	
$\Delta P_{\text{преобр}}$	1087
ΔP_{TR}	384
ΔP_B	177,6
ΔP_I	141,6
$\Delta P_{\Sigma AD}$	371,1

Продолжение таблицы 1

ΔP_C	263,5
ΔP_M	107,6
$\Delta P_{\text{мех.н}}$	60,624
ΔP_{TM}	3291
$\Delta P_{\Sigma V}$	4809,624

Выводы. Обобщая вышеизложенное, следует отметить, что на энергетические показатели функционирования насосных комплексов при стабилизации технологического параметра существенным образом влияют: число и схема включения работающих одновременно насосных агрегатов, вид заводских напорно-расходных и энергетических характеристик; переменные во времени режимы водопотребления и законы регулирования технологических параметров; способы регулирования производительности или напора НУ, осуществляемые с помощью того или иного схемотехнического решения.

Для повышения эффективности насосного комплекса необходима разработка энергосберегающих алгоритмов функционирования технологического оборудования, учитывающих рациональные границы изменения параметров насосных агрегатов при переменных во времени режимах водопотребления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.
2. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
3. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции с центробежными насосами. – М.: Стройиздат, 1983. – 224 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
5. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
6. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
7. Коренькова Т.В. Оценка потерь в системе асинхронного регулируемого электропривода насосов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. – Вип. 2 (11). – Кременчук, 2001. – С. 89-93.

Стаття надійшла 11.04.2007 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Родькіним Д.Й.