

УДК 621.65.004.183

Ю.А. АЛЕКСЕЕВА, Т.В. КОРЕНЬКОВА (канд.техн.наук, доц.)

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского  
saue@kdu.edu.ua

## ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЭКСТРЕМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОТРАНСПОРТНЫМ КОМПЛЕКСОМ

*Доказано, что в основе построения систем повышения эффективности насосных станций должен лежать комплексный подход оценки энергетических процессов в силовом канале с учетом режима работы потребителя и меняющихся эксплуатационных характеристик оборудования. Предложена экстремальная система автоматического управления гидротранспортным комплексом, позволяющая выполнить минимизацию потребляемой электроэнергии во всех звеньях технологической системы при стабилизации напора в диктующей точке гидросети с использованием энергоресурсосберегающих режимов функционирования насосных агрегатов.*

**Экстремальная система управления, критерий оптимальности, гидротранспортный комплекс, минимизация потерь мощности, стабилизация напора.**

**Введение.** Современный гидротранспортный комплекс (ГТК) представляет собой сложную функционально-взаимосвязанную по элементам систему, включающую распределительную сеть, электрический и электромеханический преобразователи энергии, турбомеханизмы, трубопроводную арматуру, гидравлическую магистраль.

Насосные станции (НС) являются энергоемкими объектами, в которых насосные установки (НУ) – основные потребители электроэнергии в системах городского водоснабжения и водоотведения. В зависимости от установленной мощности НУ на долю основных насосных агрегатов (НА) приходится 50-95% электроэнергии, расходуемой предприятием; оставшиеся 5-50% используются маломощным вспомогательным оборудованием. В общей стоимости энергоресурсов, потребляемых водопроводно-канализационными предприятиями, 95% составляет электроэнергия, остальные 5% – потребление других энергоносителей. В себестоимости продукции (подача воды и водоотвод) более половины затрат (50-60%) приходится на энергоносители [1-4].

НС систем коммунального водоснабжения и водоотведения характеризуются широкими диапазонами изменения напора в пределах 20÷100 м, производительности – от долей до единиц м<sup>3</sup>/с. Установленная мощность электромеханического оборудования варьируется от десятков кВт до десятков МВт, коэффициент полезного действия лежит в пределах 0.3÷0.9. Насосное оборудование работает, как правило, в недогруженных режимах с коэффициентом загрузки 30-50 % [3, 4].

Технологическое оборудование НС коммунального хозяйства характеризуется низким техническим состоянием: фактически отработали свой срок амортизации 25% водопроводных сооружений и сетей, около 30% водопроводных и 20% канализационных сетей находятся в аварийном состоянии на Украине, что приводит к значительным потерям воды – до 30 % общего объема ее подачи [2, 4].

Вследствие изношенности насосного оборудования, несогласованности его параметров с режимами работы потребителя технические показатели элементов ГТК ухудшаются в процессе эксплуатации, что приводит к увеличению энергопотребления НС, нарушению режимов транспортировки перекачиваемого продукта [5-7].

НУ являются групповыми потребителями, где одновременно могут работать несколько НА, включенных параллельно или последовательно на общую трубопроводную систему, которая характеризуется собственными гидродинамическими параметрами: противодавлением, составляющим 20-40% от полного напора, создаваемого насосом, и гидродинамическим сопротивлением, зависящим от протяженности сети, величины поперечного сечения трубопровода, шероховатости стенок, наличия местных сопротивлений.

Режим работы НС систем городского водоснабжения и водоотведения определяется графиком расходования рабочей среды потребителями, зависящим от целого ряда факторов: численности населения; режима работы предприятий; климатических условий; сезона года; дня недели; времени суток; бытового характера и т.д. [1-3].

Вероятностный характер водопотребления требует непрерывных изменений в режиме работы НС, что решается с помощью систем автоматического управления (САУ) НС, реализующих требуемые технологические законы регулирования: стабилизацию давления или производительности в диктующей точке (ДТ) трубопроводной сети или на выходе НА, стабилизацию гидравлической мощности и др.

В большинстве случаев, существующие САУ ГТК направлены на обеспечение стабилизации давления в ДТ сети, где применяются неэффективные методы регулирования производительности НС. С учетом сказанного, актуальной задачей является разработка систем повышения энергоэффективности, надежности и экономичности работы ГТК.

© Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В., 2011

**Цель работы.** Исследование динамических режимов оптимальной системы автоматического управления гидротранспортным комплексом с учетом реальных графиков водопотребления и меняющихся эксплуатационных характеристик оборудования.

**Материал и результаты исследований.** В основе построения эффективных САУ ГТК должен лежать комплексный подход оценки энергетических процессов во всех элементах силового канала с учетом режимов работы потребителя и фактического технического состояния оборудования, предложенный в [8, 9].

Для управления энергетическими режимами ГТК необходима разработка оптимальной САУ, которая позволит минимизировать потери мощности во всех звеньях технологической системы с учетом реальных режимов водопотребления и меняющихся эксплуатационных характеристик оборудования при стабилизации технологического параметра.

Оптимизация работы САУ ГТК базируется на технологической составляющей – минимуме рассогласования между требуемым и текущим значениями напора  $\Delta H_{\text{дт}}(t)$  и энергетической – минимуме суммарных потерь мощности  $\Delta P_{\Sigma}(t)$  [10-12].

Тогда критерий оптимальности в общем виде:

$$I_{\text{общ.}} = \int_0^t (\Delta H_{\text{дт}}(t) + K_p \Delta P_{\Sigma}(t)) dt \Rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $\Delta H_{\text{дт}}(t) = \frac{|H_{\text{п.треб.}}(t) - H_{\text{п.тек.}}(t)|}{H_{\text{нс.ном.}}(t)}$  – модуль относительного рассогласования по напору в ДТ сети;

$\Delta P_{\Sigma}(t) = \left| \frac{\Delta P_{\Sigma\text{тек.}}(t)}{\Delta P_{\Sigma\text{ном.}}(t)} \right|$  – модуль относительных суммарных потерь мощности в ГТК;  $K_p$  – весовой

коэффициент по мощности;  $H_{\text{п.треб.}}(t)$ ,  $H_{\text{п.тек.}}(t)$  – требуемое и текущее значения напора в сети потребителя, соответственно;  $H_{\text{нс.ном.}}(t)$  – номинальное значение напора на выходе НС;  $\Delta P_{\Sigma\text{ном.}}(t) = \Delta P_{\text{ад}}(t) + \Delta P_{\text{тм}}(t) + \Delta P_{\text{тр}}(t)$  – номинальные суммарные потери мощности НС;  $\Delta P_{\text{ад}}(t)$ ,  $\Delta P_{\text{тм}}(t)$ ,  $\Delta P_{\text{тр}}(t)$  – потери мощности в асинхронном двигателе, турбомеханизме, трубопроводе;  $\Delta P_{\Sigma\text{тек.}}(t)$ ,  $\Delta P_{\Sigma\text{ном.}}(t)$  – текущие и номинальные потери мощности НС соответственно.

Весовые коэффициенты при слагаемых в подынтегральном выражении (1) приняты на основе анализа приоритетности решаемых задач в ГТК. Так как основным назначением НК является реализация требуемых технологических законов регулирования, то коэффициент при  $\Delta H_{\text{дт}}(t)$  имеет максимальный вес, равный единице. Решение задачи энергоресурсосбережения обеспечивается поддержанием минимального значения суммарных потерь мощности  $\Delta P_{\Sigma}(t)$ , что является сопутствующей задачей при отработке требуемого технологического режима в соответствии с заданной точностью поддержания параметра. Поэтому весовой коэффициент по мощности принят равным  $K_p = 0.3$ .

Принципиально задача оптимизации (1) решается с помощью экстремальной САУ, использующей принцип непосредственного измерения производной критерия оптимальности  $dI/du$ , где  $u$  – управляющая величина. В разработанной САУ ГТК управляющим воздействием является частота питающей сети  $f(t)$  электропривода НА, а напряжение  $U(t)$ , подводимое к электродвигателю, меняется в соответствии с выбранным законом частотного управления  $U/f^2 = \text{const}$ . Для определения оптимального значения  $f(t)$  при изменении условий работы ГТК достаточно использовать мгновенные значения критерия оптимальности:  $I(t) = \Delta H_{\text{дт}}(t) + K_p \Delta P_{\Sigma}(t)$ .

Отличительной особенностью алгоритма работы экстремальной САУ ГТК является последовательное приращение управляющего воздействия  $f(t)$ , которое происходит до тех пор, пока частота  $f(t)$  не достигнет граничного значения  $f_{\text{гр}}$  (минимально  $f_{\text{min}}$  или максимально  $f_{\text{max}}$  допустимого значений частоты) или рассогласование по напору не превысит заданной величины максимально допустимого отклонения напора  $\Delta H$ . На каждом шаге значения критерия  $I(t)$  и частоты  $f(t)$  сохраняются в массиве данных для дальнейшей обработки. После достижения граничных значений из массива выбирается значение частоты  $f(t)$ , соответствующее минимальному значению критерия оптимальности  $I(t)$ . Новый поиск выполняется, когда текущее значение критерия  $I(t)$  отклоняется от оптимального  $I_{\text{опт.}}(t)$  на величину максимально допустимого отклонения критерия оптимальности  $\Delta I$ . Направление изменения частоты  $f(t)$  определяется знаком изменения критерия качества  $I(t)$ , которое, в свою очередь, зависит от знака изменения напора.

Блок-схема математической модели экстремальной САУ ГТК (рис. 1) включает: модели водопотребления, преобразователя частоты, асинхронного двигателя, насоса, гидродинамической сети, потребителя; устройство управления и принятия решения, содержащее блок определения критерия оптимальности, логический блок с процедурой поиска оптимального значения критерия качества и блоком ограничения управляющего воздействия [12, 13].

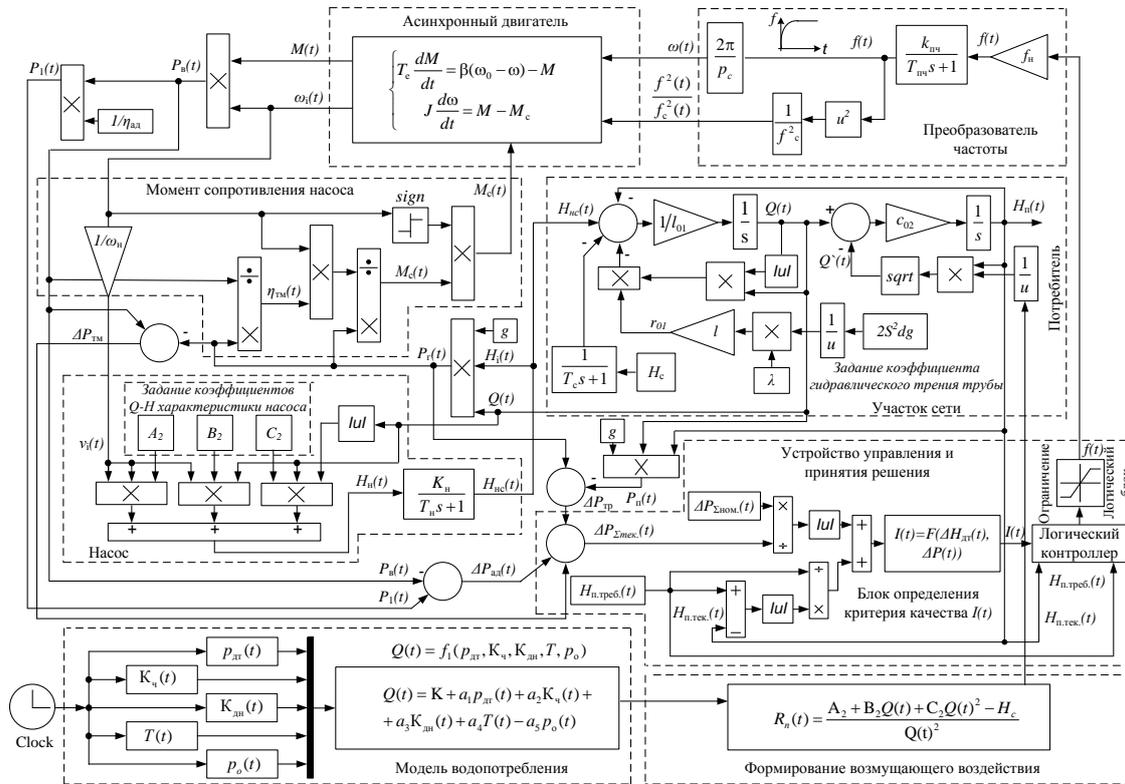


Рисунок 1 – Блок-схема математической модели экстремальной САУ ГТК

Преобразователь частоты описан аperiодическим звеном 1-го порядка, дифференциальное уравнение которого имеет вид:

$$T_{пч} \frac{df(t)}{dt} + f(t) = k_{пч} f_c(t), \tag{2}$$

где  $k_{пч}$ ,  $T_{пч}$  – коэффициент передачи и постоянная времени преобразователя частоты.

Асинхронный двигатель представлен линеаризованной математической моделью, включающий уравнения электромагнитного равновесия и механического движения ротора АД [14]:

$$\begin{cases} T_e \frac{dM}{dt} = \beta(\omega_0 - \omega) - M; \\ J \frac{d\omega}{dt} = M - M_c, \end{cases} \tag{3}$$

где  $M$  – электромагнитный момент двигателя;  $T_e = \frac{1}{\omega_0 s_k}$  – электромагнитная постоянная времени;  $\omega_0$  –

скорость холостого хода;  $s_k$  – критическое скольжение;  $\beta = \frac{\lambda_M M_H}{s_k \omega_0}$  – коэффициент жесткости механической

характеристики;  $\lambda_M$  – кратность критического момента;  $M_H$  – номинальный момент двигателя;  $J$  – момент инерции двигателя.

Потери в асинхронном двигателе:

$$\Delta P_{ад}(t) = P_1(t) - P_B(t), \tag{4}$$

где потребляемая мощность двигателя  $P_1(t) = P_B(t)/\eta_{ад}$ ;  $\eta_{ад}$  – КПД асинхронного двигателя.

Мощность, подводимая к валу центробежной машины:

$$P_B(t) = M(t)\omega(t). \tag{5}$$

Потери в турбомеханизме:

$$\Delta P_{\text{ТМ}}(t) = P_{\text{Б}}(t) - P_{\text{Г}}(t). \quad (6)$$

Полезная мощность турбомеханизма:

$$P_{\text{Г}}(t) = \rho g Q(t) H_{\text{НС}}(t) / 1000, \quad (7)$$

где  $Q(t)$  – расход в гидросети;  $H_{\text{НС}}(t)$  – напор на выходе НС;  $\rho$  – плотность жидкости;  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

С учетом инерционных свойств насос описывается дифференциальным уравнением:

$$T_{\text{Н}} \frac{dH_{\text{НС}}(t)}{dt} + H_{\text{НС}}(t) = k_{\text{Н}} H_{\text{Н}}(t), \quad (8)$$

где  $k_{\text{Н}}$ ,  $T_{\text{Н}} = J_{\text{Н}} \omega_{\text{НОМ}} / M_{\text{НОМ}}$  – коэффициент передачи и постоянная времени насоса, соответственно;  $J_{\text{Н}}$  – момент инерции насоса;  $\omega_{\text{НОМ}}$  – номинальная угловая скорость НА;  $M_{\text{НОМ}}$  – номинальный момент двигателя.

Напорно-расходная характеристика насоса:

$$H_{\text{Н}}(t) = A_2 v^2(t) + B_2 v(t) Q(t) + C_2 Q^2(t), \quad (9)$$

где  $A_2$ ,  $B_2$ ,  $C_2$  – расчетные паспортные коэффициенты аппроксимации;  $v(t) = \omega(t) / \omega_{\text{Н}}$  – относительная скорость рабочего колеса насоса;  $\omega(t)$ ,  $\omega_{\text{Н}}$  – текущая и номинальная угловая скорость насоса, соответственно.

С учетом износа насоса эксплуатационная Н-Q характеристика примет вид [7]:

$$H^{\wedge}(t) = A_2^{\wedge} v^2(t) + B_2^{\wedge} v(t) Q(t) + C_2^{\wedge} Q^2(t), \quad (10)$$

где  $A_2^{\wedge}$ ,  $B_2^{\wedge}$ ,  $C_2^{\wedge}$  – коэффициенты аппроксимации, учитывающие изменившуюся в результате износа напорно-расходную характеристику насоса.

Момент сопротивления насоса:

$$M_{\text{С}}(t) = \frac{P_{\text{Г}}(t)}{\eta_{\text{ТМ}}(t) \omega(t)}, \quad (11)$$

где  $\eta_{\text{ТМ}}(t) = P_{\text{Г}}(t) / P_{\text{Б}}(t)$  – КПД турбомеханизма.

При моделировании гидродинамической сети используется принцип электрогидравлической аналогии, базирующийся на решении волновых (телеграфных) уравнений и приведении их к разностным [15], где для одного четырехполосника уравнения напора и производительности имеют вид:

$$\begin{cases} H_{\text{НС}} - H_{\text{П}} - l_{01} l_{\text{YЧ}} dQ / dt - r_{01} l_{\text{YЧ}} Q |Q| = 0; \\ dH_{\text{П}} / dt + c_{01} l (Q - Q') / l_{\text{YЧ}} = 0, \end{cases} \quad (12)$$

где  $r_0 = \frac{\lambda l}{2gS^2d}$  – удельное гидравлическое сопротивление участка трубопровода;  $c_0 = \frac{c^2}{lSg}$ ;  $l_0 = \frac{l}{Sg}$ ;

$\lambda = 0.11 \left( \frac{k_e}{d} \right)^{0.25}$  – безразмерный коэффициент сопротивления трубопровода;  $k_e$  – коэффициент неровности трубы;  $d$ ,  $l$  – диаметр и длина трубопровода;  $S = \pi d^2 / 4$  – площадь поперечного сечения;  $c$  – скорость распространения звука в среде (для воды  $c = 1450 \text{ м/с}$ );  $l_{\text{YЧ}}$  – длина участка трубопровода;  $Q^{\wedge} = \sqrt{H_{\text{П}}(t) / R_{\text{С}}}$  – расход в сети потребителя.

Потери в трубопроводе:

$$\Delta P_{\text{Тр}}(t) = P_{\text{Г}}(t) - P_{\text{П}}(t). \quad (13)$$

Полезная мощность в сети потребителя:

$$P_{\text{П}}(t) = \rho g Q(t) H_{\text{П}}(t) / 1000. \quad (14)$$

Работа потребителя, который располагается в конце трубопроводной сети, описывается уравнением вида:

$$H_{\text{П}}(t) - H_{\text{С}} = R_{\text{П}}(t) Q^2(t), \quad (15)$$

где  $H_{\text{П}}(t)$  – напор потребителя;  $H_{\text{С}}$  – статический напор в сети потребителя;  $(H_{\text{П}}(t) - H_{\text{С}})$  – избыточное давление в трубопроводе;  $R_{\text{П}}(t)$  – гидравлическое сопротивление потребителя.

Переменный график водопотребления имитируется путем приложения возмущающего воздействия в сети потребителя:

$$R_{\text{П}}(t) = \left( A_2 + B_2 Q(t) + C_2 Q^2(t) - H_{\text{С}} \right) / Q^2(t), \quad (16)$$

где  $Q(t) = K + a_1 p_{\text{дт}}(t) + a_2 K_{\text{ч}}(t) + a_3 K_{\text{дн}}(t) + a_4 T(t) + a_5 p_0(t)$  – многофакторная регрессионная модель водопотребления [13];  $K$  – постоянный коэффициент модели;  $a_1 - a_5$  – коэффициенты регрессии;  $p_{\text{дт}}$  – давление в диктующей точке, атм;  $K_{\text{ч}}$  – коэффициент часов суток;  $K_{\text{дн}}$  – коэффициент дня недели;  $T$  – температура воздуха, °C;  $p_0$  – атмосферное давление, мм. рт. ст.

Анализ режимов работы ГТК выполнен для водопроводной НС с параметрами, приведенными в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры ГТК

Модель водопотребления	$K = 8847.21; a_1 = 12285; a_2 = 6.66; a_3 = 99.78; a_4 = 25.22; a_5 = -9.92$
Преобразователь частоты	$f_c = f_n = 50 \text{ Гц}; k_{\text{пч}} = 1; T_{\text{пч}} = 0.3 \text{ с}$
Асинхронный двигатель	$P = 800 \text{ кВт}; J = 7.3 \text{ кгм}^2; \omega_n = 103.254 \text{ с}^{-1}; \beta = 2856; T = 0.194 \text{ с}$
Насос	$P = 760 \text{ кВт}; \eta_{\text{max}} = 0.75; Q_n = 0.556 \text{ м}^3/\text{с}; H_n = 100 \text{ м}; n_n = 980 \text{ об/мин}; A_2 = 118, B_2 = -20.384, C_2 = -94.888; A_2 = 118, B_2 = -34.772; C_2 = -60.383; T_n = 0.106 \text{ с}; k_n = 1$
Трубопровод и потребитель	$d = 0.8 \text{ м}; l = 1000 \text{ м}; k_e = 2 \text{ мм}; H_c = 10 \text{ м}; R_c = 291.6 \text{ с}^2/\text{м}^5; T_c = 1 \text{ с}; l_{01} = 202.8; c_{01} = 426.4; r_{01} = 6.2$

На рис. 2 приведены кривые изменения относительных значений параметров ГТК в замкнутой экстремальной САУ от времени при обработке суточного графика водопотребления  $Q(t)$ , где:  $f(t) = f_{\text{тек.}}(t) / f_{\text{max}}$  – частота питающей сети насосного агрегата;  $f_{\text{max}}$  – максимально допустимое значение частоты ( $f_{\text{max}} = 50 \text{ Гц}$ );  $H_{\text{п.тек.}}(t) = H_{\text{п.тек.}}(t) / H_{\text{нс.ном.}}$  – текущее значение напора в сети потребителя;  $Q_{\text{нс}}(t) = Q_{\text{нс}}(t) / Q_n$  – производительность на выходе НС;  $\Delta P_{\Sigma \text{тек.}}(t) = \Delta P_{\Sigma \text{тек.}}(t) / \Delta P_{\Sigma \text{н}}$  – текущие суммарные потери в ГТК ( $\Delta P_{\Sigma \text{н}} = 309 \text{ кВт}$ );  $R_{\text{п}}(t) = R_{\text{п}}(t) / R_{\text{п.макс}}$ ,  $R_{\text{п}}(t)$ ,  $R_{\text{п.макс}}$  – текущее и максимальное гидродинамические сопротивления в сети потребителя ( $R_{\text{п.макс}} = 34324 \text{ с}^2/\text{м}^2$ ). График водопотребления  $Q_{\text{нс}}(t)$  (рис. 2) задан таким образом, что в интервалы времени с 13<sup>00</sup> до 18<sup>00</sup> и с 20<sup>00</sup> до 23<sup>00</sup> требуемое значение напора соответствует  $H_{\text{п.треб.}}(t) = 0.8$ ; в период с 5<sup>00</sup> до 13<sup>00</sup> и с 18<sup>00</sup> до 20<sup>00</sup> –  $H_{\text{п.треб.}}(t) = 0.7$ ; с 23<sup>00</sup> до 5<sup>00</sup> –  $H_{\text{п.треб.}}(t) = 0.2$ .

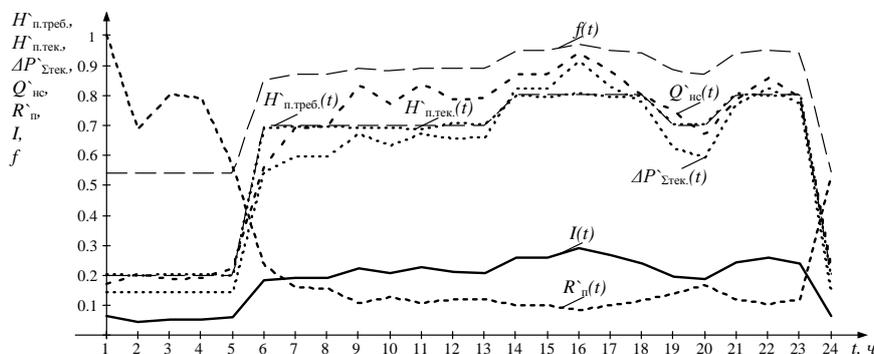


Рисунок 2 – Кривые изменения относительных значений параметров ГТК в замкнутой экстремальной САУ от времени при обработке суточного графика водопотребления  $Q(t)$

Анализ полученных кривых (рис. 2) показал, что стабилизация напора в ДТ гидросети осуществляется с точностью (0.2÷1.6 %)  $H_{\text{п.треб.}}(t)$ , при этом суммарные потери мощности во всех звеньях технологической системы минимальны, что обеспечивается изменением частоты вращения НА.

На рис. 3 приведены кривые изменения мощности и потерь мощности при работе насоса с паспортными и изменившимися эксплуатационными характеристиками. Значения мощности и потерь мощности во всех звеньях силового канала ГТК сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Значения мощности и потерь мощности во всех звеньях силового канала ГТК

Значения мощностей и потерь мощности для эксплуатационных характеристик насоса, кВт·ч	$P_1$	$P_{\text{в}}$	$P_{\text{г}}$	$P_{\text{п}}$	$\Delta P_{\text{ад}}$	$\Delta P_{\text{тм}}$	$\Delta P_{\text{тр}}$	$\Delta P_{\Sigma}$
Паспортных	697.3	662.4	475.7	415.3	34.86	186.8	60.39	282
Изменившихся	808	767.6	449.5	390.7	40.4	318.1	58.83	417.4

Анализ энергетической эффективности ГТК с учетом изменившихся эксплуатационных характеристик оборудования показал, что при снижении напора на 10 % в результате смещения рабочей точки на  $H-Q$  характеристике насоса энергопотребление и суммарные потери мощности в насосном комплексе возросли на 16 % и 48 % соответственно, критерий оптимальности увеличился на 56 %, точность стабилизации напора ухудшилась, в среднем, в 4 раза.

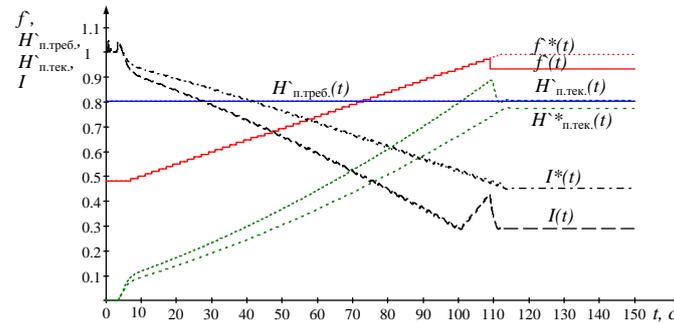


Рисунок 3 – Графики изменения относительных значений параметров экстремальной САУ ГТК при работе насоса с паспортными и изменившимися эксплуатационными характеристиками:

$f(t)$ ,  $H_{п.треб.}(t)$ ,  $I(t)$  – относительные значения управляющей величины, текущего напора в сети потребителя, критерия оптимальности для системы с паспортными эксплуатационными характеристиками насоса;  $f^*(t)$ ,  $H_{п.тек.}^*(t)$ ,  $I^*(t)$  – то же для системы с изменившимися эксплуатационными характеристиками насоса

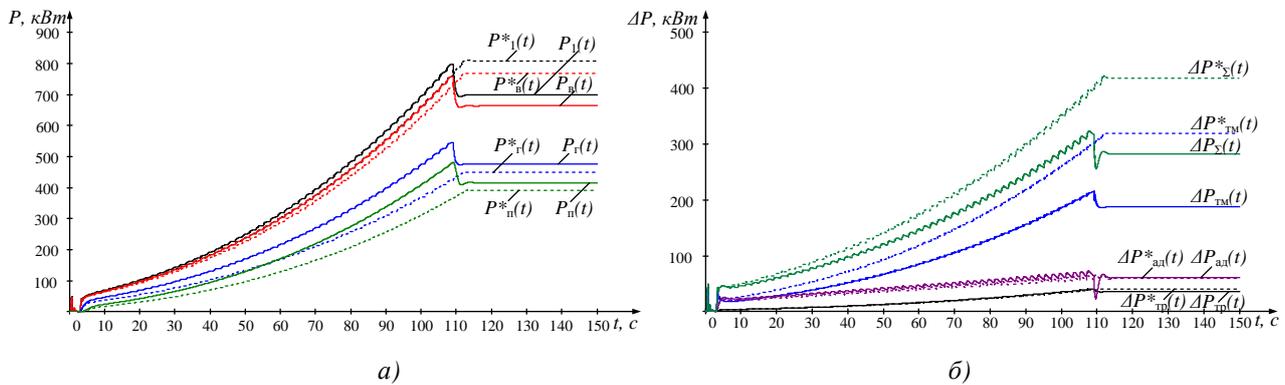


Рисунок 4 – Графики изменения мощности а) и потерь мощности б) в ГТК при работе насоса с паспортными и изменившимися эксплуатационными характеристиками:

$P_1(t)$ ,  $P_B(t)$ ,  $P_T(t)$ ,  $P_{II}(t)$ ,  $\Delta P_{ад}(t)$ ,  $\Delta P_{ТМ}(t)$ ,  $\Delta P_{Тр}(t)$  – расчетные значения мощности и потерь мощности для системы с паспортными эксплуатационными характеристиками насоса;  $P_1^*(t)$ ,  $P_B^*(t)$ ,  $P_T^*(t)$ ,  $P_{II}^*(t)$ ,  $\Delta P_{ад}^*(t)$ ,  $\Delta P_{ТМ}^*(t)$ ,  $\Delta P_{Тр}^*(t)$  – то же для системы с изменившимися эксплуатационными характеристиками насоса

### Выводы.

1. Доказано, что в основе построения систем повышения эффективности насосных станций должен лежать комплексный подход оценки энергетических процессов во всех звеньях силового канала с учетом реальных режимов водопотребления и меняющихся эксплуатационных характеристик оборудования. Это позволяет обосновать выбор рационального режима работы насосных станций, учесть реальное техническое состояние элементов гидротранспортного комплекса и принять решение о целесообразности дальнейшей эксплуатации технологического оборудования.

2. Предложенная экстремальная система автоматического управления гидротранспортным комплексом позволяет, в отличие от существующих, выполнять минимизацию потребляемой электроэнергии во всех звеньях технологической системы при стабилизации напора в диктующей точке гидросети с использованием энергоресурсосберегающих алгоритмов функционирования насосных агрегатов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках / Лезнов Б.С. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.
2. Петросов В.А. Устойчивость водоснабжения / Петросов В.А. – Харьков: Фактор, 2007. – 357 с.

3. Карелин В.Я. Насосы и насосные станции / Карелин В.Я., Минаев А.В. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
4. Алексеева Ю.А. Техническое состояние и технологии управления насосными комплексами коммунального хозяйства / Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В. // Вісник КДПУ: Зб. наук. пр. КДПУ. – Вип. 3/2008 (50), – ч.1. – Кременчук: КДПУ, 2008. – С. 135-141.
5. Кутуков С.Е. Информационно-аналитические системы магистральных трубопроводов / Кутуков С.Е. – М.: СИП РИА, 2002. – 324 с.
6. Карелин В.Я. Изнашивание лопастных насосов / Карелин В.Я. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.
7. Алексеева Ю.А. Энергетические процессы в гидротранспортной системе с меняющимися эксплуатационными характеристиками насосного оборудования / Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В. // Вісник Кременчуцького державного університету ім. М. Остроградського: Зб. наук. пр. КДУ. – Вип. 3/2010(62). – Ч. 2. – Кременчук: КДУ, 2010. – С. 83-85.
8. Алексеева Ю.А. Система повышения эффективности насосного комплекса с энергонаблюдателем в контуре управления / Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В. // Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика. Тематичний випуск науково-технічного журналу «ЕЛЕКТРОІНФОРМ». – Львів: ЕКОінформ, 2009. – С. 377-381.
9. Алексеева Ю.А. Принципы построения автоматизированной системы комплексного повышения эффективности насосных станций / Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. – Вип. 3/2009(56). – Ч.1. – Кременчук: КДПУ, 2009. – С. 146-149.
10. Aliksieieva J. The Structure And Algorithms Of The System Of Pumping Complex Power Control / J. Aliksieieva, T. Korenkova. // XII International PhD Workshop OWD' 2010. Poland: Conference Archives. – PTETiS, 2010. – Vol. 28. – Pp. 111-115.
11. Алексеева Ю.А. Требования к построению системы энергоуправления насосным комплексом / Алексеева Ю.А., Коренькова Т.В. // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал. Кременчук: КДУ. – 2010. – Вип. 2/2010 (10). – С. 17-22.
12. Алексеева Ю.А. Экстремальная система автоматического управления гидротранспортным комплексом при стабилизации технологического параметра / Алексеева Ю. А., Коренькова Т. В., Конох И.С. // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал. – Кременчук: КДУ, 2010. – Вип. 2/2010 (10). – С. 34-38.
13. Alekseeva J. Power forecast system in pumping complex in technological parameters regulating / J. Alekseeva, T. Korenkova // Вісник Кременчуцького державного університету ім. М. Остроградського: Зб. наук. пр. КДУ. – Вип. 3/2010(62), – ч. 1. – Кременчук: КДУ, 2010. – С. 108-111.
14. Моделирование электромеханических систем: [Учебное пособие] / [Черный А. П, Луговой А. В. и др.] – Кременчуг, 1999. – 204 с.
15. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники / Бессонов Л.А. – М.: Высшая школа, 1972. – 750 с.

Надійшла до редколегії 16.03.2011

Рецензент: О.П.Чорний

Ю. О. АЛЕКСЕЄВА, Т. В.КОРЕНЬКОВА  
Кременчуцький національний університет імені  
Михайла Остроградського

**Динамічні режимі екстремальної системи автоматичного управління гідротранспортним комплексом.** Доведено, що в основі побудови систем підвищення ефективності насосних станцій повинен лежати комплексний підхід оцінки енергетичних процесів у силовому каналі з урахуванням режиму роботи споживача і мінливих експлуатаційних характеристик обладнання. Запропоновано екстремальну систему автоматичного управління гідротранспортним комплексом, що дозволяє виконати мінімізацію споживаної електроенергії в усіх ланках технологічної системи при стабілізації напору в диктуючій точці гідромережі з використанням енергоресурсозберігаючих режимів функціонування насосних агрегатів.

**Екстремальна система управління, критерій оптимальності, гідротранспортний комплекс, мінімізація витрат потужності, стабілізація напору.**

J. ALEKSEEVA, T. KORENKOVA  
Kremenchuk Mykhaylo Ostrohradskyi National  
University

**Dynamic modes of extreme automatic control system of hydrotransport complex.** It has been proved that construction of the system of electromechanical complexes efficiency improvement should be based on a comprehensive approach to evaluation of power processes in all power channel elements, taking into consideration the real conditions of consumer functioning and changing operating characteristics of technological equipment. The proposed an extremal automatic control system hydrotransport complex, which allows to minimize power consumption in all the links of the technological chain while stabilizing the pressure in dictating point of the pipeline using energy and resources saving modes of operation of pumping units.

**Extreme control system, optimality criterion, hydrotransport complex, minimize power losses, pressure stabilization.**