

УДК 681.513.3

Г. И. КАНЮК, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
А. Ю. МЕЗЕРЯ, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков;
И. П. ЛАПТИНОВ, аспирант УИПА, Харьков

МОДЕЛЬ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫМИ УСТАНОВКАМИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Предложена модель энергосберегающего управления нагнетательными установками (насосы и вентиляторы) тепловых электрических станций. Показаны факторы, оказывающие влияние на энергетическую эффективность работы нагнетателя. Составлена векторная структурная схема нагнетательной установки и получена аналитическая зависимость энергетических потерь от основных технологических параметров нагнетательной установки. Установлены зависимости между основными параметрами насосной установки – давлением, объемной подачей, параметрами управляющего воздействия – частотой вращения насоса и положением регулирующей задвижки.

Ключевые слова: нагнетательная установка, насос, вентилятор, тепловая электростанция, энергосберегающее управление, модель управления нагнетателем.

Введение

Насосы и вентиляторы являются основными потребителями собственных нужд электростанций. На их долю приходится до 70 % всей потребляемой мощности.

Проектные нормы затрат энергии на собственные нужды электростанций составляют (3–7) %, однако в последние 10–15 лет из-за морального и физического старения оборудования расходы на собственные нужды выросли до 10 %. Такое увеличение эквивалентно потерям в денежном выражении порядка 100–300 млн. гривен в год с каждой 1000 МВт установленной мощности.

Уменьшение внепроектных затрат энергии на собственные нужды на 5 % (что вполне реально) эквивалентно экономии 40 млн. гривен в год с каждой 1000 МВт, что в масштабах Украины (при установленной мощности ТЭС и ТЭЦ порядка 10000 МВт) составит около 400 млн. гривен в год.

Цель и задачи исследования

Мощные нагнетатели ТЭС входят в общую систему автоматизированной системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) блока, в связи с чем, вопрос энергосбережения при работе нагнетателя необходимо рассматривать как совокупность технических решений по модернизации нагнетателя (применение новых конструктивных решений, усовершенствование электрических цепей и т.д.) и совершенствование его АСУ, обеспечивающей оптимальное управление при поддержании технологических параметров. Целью исследований является повышение технико-экономической эффективности работы нагнетателей ТЭС путем создания автоматизированной системы энергосберегающего управления режимами его работы. Основная научная проблема создания энергосберегающих систем управления нагнетательными установками состоит в построении точных математических моделей энергетических процессов и объектов, в определении и минимизации функций энергетических потерь, в синтезе алгоритмов управления, которые реализуют в реальном времени режимы работы нагнетателей с минимальными потерями энергии.

© Г.И. Канюк, А.Ю. Мезеря, И.П. Лаптинов, 2014

Результаты исследования

Каждый нагнетатель имеет свою характеристику (графическую зависимость напора, потребляемой мощности КПД от подачи при постоянной фиксированной частоте вращения ротора).

Характеристика сети, в которой работает нагнетатель, представляет собой зависимость суммарного напора (на подъем среды, преодоление внешнего перепада давлений и гидравлических сопротивлений) от расхода среды.

Точка пересечения графических характеристик нагнетателя и сети представляет собой рабочую точку, которая определяет конкретные параметры (подачу, напор, мощность и КПД) при работе в данной сети с фиксированной частотой вращения ротора. Наиболее выгодный режим работы гидравлической или аэродинамической сети соответствует максимальному значению КПД нагнетателя в рабочей точке, определяемой основным (наиболее длительным) эксплуатационным режимом. Следовательно, при выборе типа нагнетателя для данной сети необходимо учитывать положения рабочих точек на основных эксплуатационных режимах и стремиться к такому подбору характеристик, при которых область оптимальных значений КПД соответствует окрестностям основных рабочих точек.

Исходя из общих принципов энергосберегающего автоматизированного управления технологическими объектами, изложенных в работе [1], представим векторную структурную схему нагнетателя, как это показано на рис. 1.

Вектор регулируемых входных параметров включает положение (перемещение) регулирующей задвижки x_3^H и частоту вращения ротора нагнетателя n_H . Эти параметры могут целенаправленно изменяться исполнительными механизмами АСУ, в соответствии с тем или иным алгоритмом, формируемым регулятором АСУ.

Вектор выходных параметров включает значения давления P_H , и расхода Q_H , создаваемых нагнетателем, полезную $N_H^{пол}$ и потребляемую $N_H^{потр}$ мощность и КПД η_H нагнетателя.

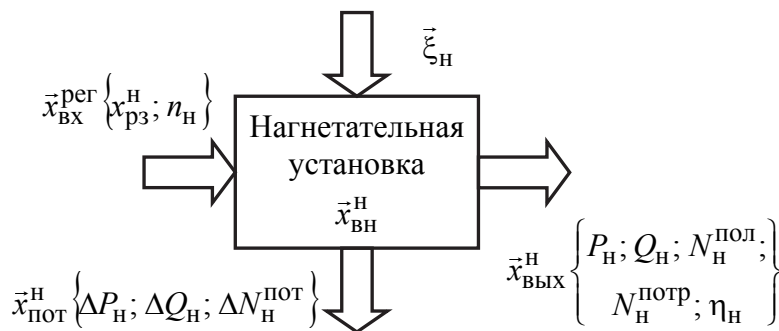


Рис. 1 – Векторная структурная схема нагнетательной установки

Вектор внутренних параметров $\vec{x}_{вн}^H$ включает конструктивные характеристики агрегата и сопряженной гидравлической сети (размеры и формы рабочих колес и лопастей, длины и диаметры трубопроводов, виды, количество и характеристики местных гидравлических сопротивлений). Эти параметры должны оптимизироваться отдельно, на стадии проектирования нагнетателя, по критерию минимума гидравлических потерь в сети, номинальных значений механического, гидравлического и объемного КПД (некоторые направления такой оптимизации отмечены в работе [2]).

Вектор внешних возмущающих воздействий $\bar{\xi}_H$ включает возможные изменения температуры в процессе эксплуатации и связанное с этим изменение физических свойств рабочей жидкости (главным образом – вязкости).

Рассмотрим насос. Функциональные аналитические взаимосвязи между параметрами насосной установки могут быть представлены следующими основными соотношениями [3].

Давление, развиваемое насосом

$$P = P_K - P_H + \rho \frac{C_K^2 - C_H^2}{2} + \rho(Z_K - Z_H). \quad (1)$$

Здесь с индексами «к» и «н» обозначены, соответственно, давления P , скорости жидкости C и геометрические уровни Z в конечном (выходном) и начальном (входном) сечениях насоса; ρ – плотность рабочей жидкости.

Напор насоса

$$H = \frac{P}{\rho g}, \quad (2)$$

где g – ускорение силы тяжести.

Взаимосвязь между частотой вращения n , объемной подачей V и напором H насоса

$$n = \left(\frac{60x}{\pi m m_0 R} \right)^{3/2} \frac{(Hg/\bar{H})^{3/4}}{\sqrt{V}}, \quad (3)$$

где $x = d_{1n}/d_0$; d_{1n} – приведенный диаметр; $m = d_2/d_1$; $m_0 = d_1/d_0$; $R = 3,6-5$ – коэффициент входной воронки; $\bar{H} = Hg/u_2^2 = \eta_r(1 - m^{-1}) = 0,3-0,6$ – коэффициент напора; u_2 – окружная скорость рабочего колеса.

Связь между параметрами насоса и гидравлической сети определяется соотношением:

$$P = \rho g h_r + (P_1 - P_0) + \frac{\rho}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_M \right) \frac{V^2}{S^2} + \frac{\rho}{2} G_{p3} \frac{V^2}{S_{p3}^2}, \quad (4)$$

где h_r – геометрическая высота подъема жидкости; P_1, P_0 – давление в напорном и всасывающем резервуарах; ρ – плотность жидкости; λ – коэффициент гидравлического трения; l, d и S – приведенные значения длины, диаметра, и площади проходного сечения трубопроводов гидравлической сети; $\sum G_M$ – суммарный коэффициент местных гидравлических сопротивлений в гидравлической сети; G_{p3} – коэффициент местных гидравлических сопротивлений регулирующий задвижки; S_{p3} – площадь проходного сечения регулирующей задвижки, являющаяся функцией её перемещения x_{p3} (или угла поворота φ_{p3}),

$$S_{p3} = K_{p3}^x x_{p3} = K_{p3}^\varphi \varphi_{p3}. \quad (5)$$

Из приведенных соотношений могут быть построены:

– математические модели управления насосом

$$\bar{x}_{\text{ВЫХ}}^H = f_{\text{ВЫХ}}(x_{p3}^H; n_H; \bar{x}_{\text{ВН}}^H; \xi_H); \quad (6)$$

– модель (функция) энергетических потерь

$$\bar{x}_{\text{ПОТ}}^{\text{H}} = f_{\text{ПОТ}}(x_{\text{PЗ}}^{\text{H}}; n_{\text{H}}; \bar{x}_{\text{ВН}}^{\text{H}}; \xi_{\text{H}}); \quad (7)$$

– модель (функция) управляющего воздействия

$$\bar{x}_{\text{ВХ}}^{\text{H}} = f_{\text{УПР}}(\bar{x}_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}}; \bar{x}_{\text{ВН}}^{\text{H}}; \bar{x}_{\text{ПОТ}}^{\text{H}}; \bar{\xi}_{\text{H}}); \quad (8)$$

– модель управления

$$V^2 \frac{\rho}{2} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_{\text{M}} \right) / S^2 + \frac{G_{\text{PЗ}}}{S_{\text{PЗ}}^2} \right] = P - [\rho g h_{\text{T}} + (P_1 - P_0)]. \quad (9)$$

Коэффициент гидравлического трения λ является функцией режима движения жидкости определяемого критерием Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{ud}{\nu} = \frac{V d}{S \nu}. \quad (10)$$

В области развитого турбулентного режима (при $5000 < \text{Re} < 10^6$) значение λ может быть определено по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (11)$$

и в автомодельной области, соответствующей основным режимам работы насоса, мало изменяет своё значение (т.е., может считаться приблизительно постоянной величиной).

В этом случае соотношение (4) может быть представлено в виде

$$P = C_1 + V^2 \frac{\rho}{2} \left[C_2 + \frac{G_{\text{PЗ}}}{[S_{\text{PЗ}}(x_{\text{PЗ}})]^2} \right], \quad (12)$$

или

$$P = C_1 + V^2 \left[C_3 + \frac{G_4}{[S_{\text{PЗ}}(x_{\text{PЗ}})]^2} \right],$$

где

$$C_1 = \rho g h_{\text{T}} + (P_1 - P_0); \quad C_2 = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum G_{\text{M}} \right) / S^2; \quad C_3 = \rho C_2 / 2; \quad C_4 = \rho G_{\text{PЗ}} / 2.$$

Соотношение (3) может быть представлено в виде

$$C_5 (C_6 P)^{0,75} V^{0,5} = n_{\text{H}}, \quad (13)$$

$$\text{где } C_5 = \left(\frac{Hg}{H} \right)^{3/4}; \quad C_6 = (\rho H)^{-1}.$$

Уравнения (12) и (13) устанавливают зависимости между основными параметрами насосной установки – давлением P , объемной подачей V , параметрами управляющего воздействия – частотой вращения насоса n_{H} и положением регулирующей задвижки $x_{\text{PЗ}}$. Уравнения (12, 13) представляют собой модель управления.

При этом полезная (гидравлическая) мощность насоса

$$N_{\text{Г}} = PV, \quad (14)$$

а потребляемая мощность

$$N_e = N_{\text{Г}} / \eta_e = PV / \eta_e. \quad (15)$$

В составляющих полного КПД η_e гидравлический КПД η_r можно считать константой, зависящей только от конструктивных характеристик насоса, а объёмный и механический КПД и являются функциями выходных параметров насоса V и P и одного из управляющих воздействий – частоты вращения.

Модель энергосберегающего управления нагнетателями

Характеристика центробежного насоса имеет вид, представленный на рис. 2. Она устанавливает зависимость основных рабочих параметров насоса (напора, потребляемой мощности, полного КПД) от подачи при заданном постоянном значении частоты вращения рабочего колеса.

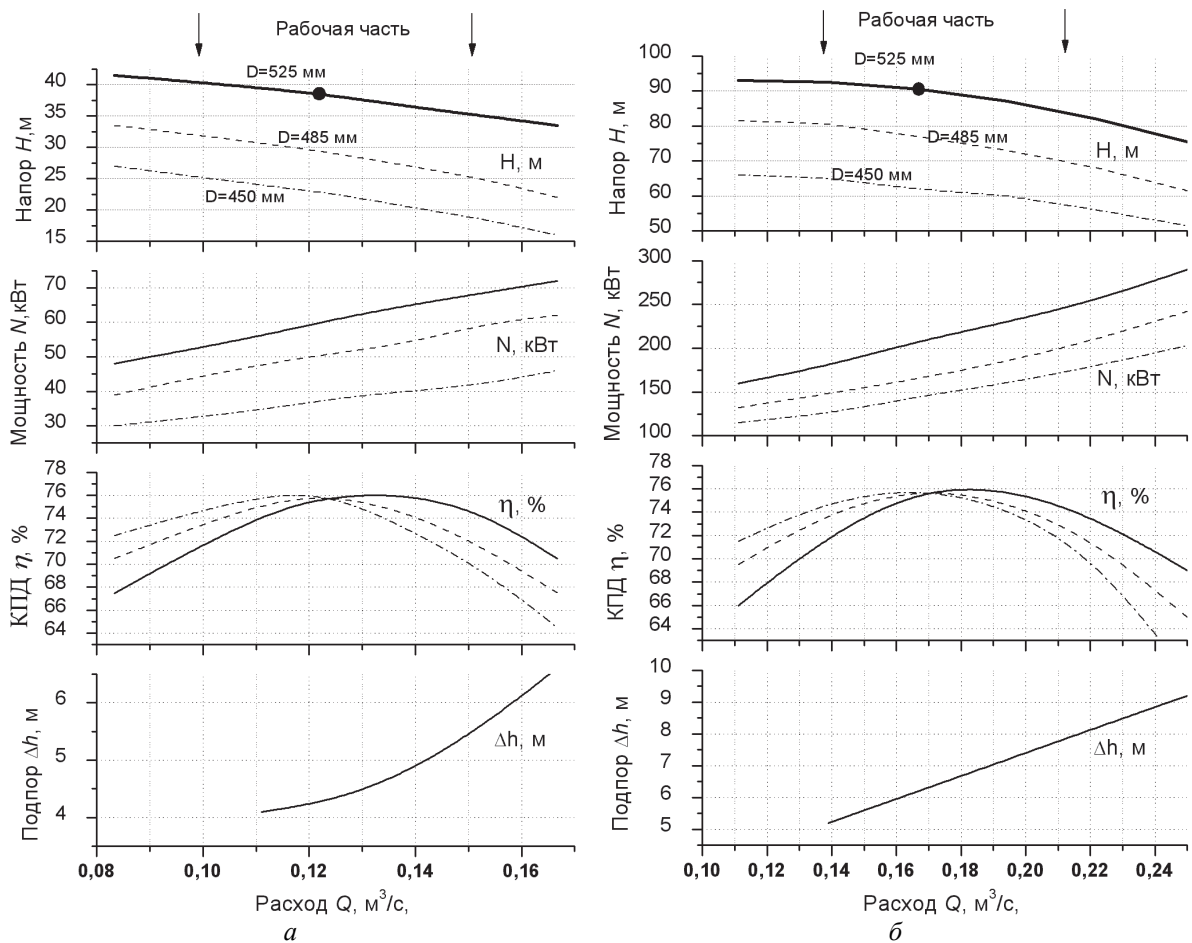


Рис. 2 – Характеристики центробежного насоса Д 630-90:
 а – частота вращения 980 об/мин; б – частота вращения 1450 об/мин

Для анализа эффективности режимов работы насоса, его характеристики

$$\begin{cases} H = H(Q, n); \\ N = N(Q, n); \\ \eta = \eta(Q, n), \end{cases} \quad (16)$$

могут быть аппроксимированы линейризованными функциями

$$\begin{cases} H = A_H Q + B_H n + C_H; \\ N = A_N Q + B_N n + C_N; \\ \eta = A_\eta Q + B_\eta n + C_\eta, \end{cases} \quad (17)$$

где A, B, C – соответствующие коэффициенты линеаризации.

Совместные решения уравнений характеристики сети

$$H_c = A_{Hc} Q + C_{Hc} \quad (18)$$

с уравнениями напорных характеристик насоса (первое уравнение системы (17)) при заданных постоянных значениях частоты вращения насоса n_i дает совокупность уравнений рабочих точек

$$Q_p = A_{Qpn} n + C_{Qpn}, \quad (19)$$

или

$$\begin{cases} Q_{p1} = A_{Qpn} n_1 + C_{Qpn}; \\ Q_{p2} = A_{Qpn} n_2 + C_{Qpn}; \\ \dots\dots\dots \\ Q_{pN} = A_{Qpn} n_N + C_{Qpn}, \end{cases}$$

где

$$A_{Qpn} = -B_H / (A_H - A_{Hc}); \quad C_{Qpn} = (C_{Hc} - C_H) / (A_H - A_{Hc}).$$

Значения напоров, потребляемой мощности и КПД в рабочих точках определяются в соответствии с выражениями (17)

$$\begin{cases} H_p = A_H Q_p + B_H n + C_H; \\ N_p = A_N Q_p + B_N n + C_N; \\ \eta_p = A_\eta Q_p + B_\eta n + C_\eta, \end{cases} \quad (20)$$

Функция энергетических потерь (потерь мощности) при работе нагнетателя в рабочей точке может быть определена следующим образом

$$\Delta N = N_{\text{пот}} = N_{\text{потр}} - N_{\text{пол}}, \quad (21)$$

где $N_{\text{пол}} = N_p Q_p$ – полезная мощность нагнетателя.

С учетом того, что

$$N_{\text{пол}} = N_p \eta_p; \quad N_{\text{пот}}^p = (1 - \eta_p) N_p$$

или

$$N_{\text{пот}}^p = (1 - A_\eta Q_p - B_\eta n - C_\eta) (A_N Q_p + B_N n + C_N), \quad (22)$$

функция потерь приводит к виду

$$N_{\text{пот}}^p = A_{Q_2} Q_p^2 + A_{n_2} n^2 + A_Q Q_p + A_n n + A_{Qn} Q_p n + C,$$

где

$$\begin{aligned} A_{Q_2} &= -A_\eta A_N; \quad A_{n_2} = -B_\eta B_N; \quad A_Q = A_N - A_\eta C_N - C_\eta A_N; \\ A_n &= B_N - B_\eta C_N - C_\eta B_N; \quad A_{Qn} = -(A_\eta B_N + B_\eta A_N); \quad C = (1 - C_\eta) C_N. \end{aligned}$$

Подача нагнетателя (расход среды в рабочей точке) Q_p является заданной величиной, определяемой технологическим режимом работы объекта. Она является

функцией двух регулируемых параметров – частоты вращения рабочего колеса и положения регулирующей задвижки (фактически – и всей гидравлической характеристики сети). При этом, с учетом выделения положения регулирующей задвижки (её коэффициента местного гидравлического сопротивления) в качестве отдельного регулируемого параметра, функция сети может быть представлена в виде

$$H_c = H_p = H_{ст} \pm \frac{1}{2g} \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^m G_{Mj} \right] \frac{1}{S_i^2} \right\} Q_p^2 + \frac{1}{2} g S_{p3 \max}^2 G_{p3}(x_{p3}) Q_p^2, \quad (23)$$

где $H_{ст} = H_{\Gamma} + (P_1 - P_0)/\rho g$ – статическая составляющая напора; $G_{p3}(x_{p3})$ – переменный (зависящий от положения регулирующей задвижки x_{p3}) коэффициент местного гидравлического сопротивления задвижки; x_{p3} – линейное положение регулирующей задвижки; $S_{p3 \max}$ – максимальная площадь (при полном открытии) проходного сечения задвижки.

Выражение (23) может быть приведено к виду

$$H_p = H_{ст} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2, \quad (24)$$

где

$$A_c = \frac{1}{2g} \sum_{i=1}^n \left[\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^m G_{Mj} \right] \frac{1}{S_i^2}; \quad A_{p3} = \frac{K_{Gx}^{p3}}{2g S_{p3 \max}^2};$$

K_{Gx}^{p3} – коэффициент пропорциональности линеаризованной функции зависимости коэффициента местного гидравлического сопротивления задвижки от её положения

$$G_{p3} = K_{Gx}^{p3} x_{p3}. \quad (25)$$

С учетом соотношений (20)

$$A_H Q_p + B_H n + C_H = H_{ст} + A_c Q_p^2 + A_{p3} x_{p3} Q_p^2,$$

или

$$(A_c + A_{p3} x_{p3}) Q_p^2 - A_H Q_p + [(H_{ст} - C_H) - B_H n] = 0. \quad (26)$$

Из выражения (26) может быть получена функция зависимости подачи в рабочей точке насоса от двух регулируемых параметров – частоты вращения рабочего колеса n и положения регулирующей задвижки x_{p3}

$$Q_p = \frac{A_H + \sqrt{A_H^2 - 4(A_c + A_{p3} x_{p3})[(H_{ст} - C_H) - B_H n]}}{2(A_c + A_{p3} x_{p3})}, \quad (27)$$

которая замыкает выражение зависимости потерь мощности (22) от регулируемых параметров.

Линеаризация функции (27) даст выражение

$$Q_p = A_{Q_p}^n n + A_{Q_p}^{x_{p3}} x_{p3} + C_{Q_p}, \quad (28)$$

С учетом (28) функция потерь мощности (22) примет вид

$$N_{пот}^2 = A_{пот}^{n^2} n^2 + A_{пот}^n n + A_{пот}^{x_{p3}^2} x_{p3}^2 + A_{пот}^{x_{p3}} x_{p3} + A_{пот}^{x_{p3}n} x_{p3} n + A_{пот}^0, \quad (29)$$

где

$$A_{\text{пот}}^{n_2} = A_{Q2} \left(A_{Qp}^n \right)^2 + A_{n2} + A_{Qn} + A_{Qn} A_{Qp}^n ;$$

$$A_{\text{пот}}^n = 2 A_{Q2} A_{Qp}^n C_{Qp} + A_Q A_{Qp}^n + A_n + A_{Qn} C_{Qp} ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p32}} = A_{Q2} \left(A_{Qp}^{x_{p3}} \right)^2 ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p3}} = 2 A_{Q2} A_{Qp}^{x_{p3}} C_{Qp} + A_Q A_{Qp}^{x_{p3}} ;$$

$$A_{\text{пот}}^{x_{p3n}} = 4 A_{Q2} A_{Qp}^n A_{Qp}^{x_{p3}} + A_{Qn} A_{Qp} ;$$

$A_{\text{пот}}^0$ – постоянная составляющая потерь, не зависящая от процесса регулирования.

Выводы

1) Составлена модель управления нагнетательными установками тепловых электростанций, при котором обеспечиваются заданные параметры технологического процесса с минимальными потерями энергии в нагнетателе.

2) Показано влияния технических характеристик трубопроводных систем на экономичность электростанций.

3) Составлена функция энергетических потерь в нагнетателе, которая может меняться в реальном времени в зависимости от изменений энергетических характеристик нагнетателя (износ подшипников, изменение числа Рейнольдса и т.д.).

4) Использование предложенной методики в АСУ ТП ТЭС, позволит снизить потери энергии на собственные нужды и получить значительный экономический эффект.

Список литературы: 1. Канюк, Г. И. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, А. Р. Фокина, Е. В. Лаптинова, И. П. Лаптинов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х., 2012. – № 3/8(57). – С. 58-62. 2. Канюк, Г. И. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, Д. В. Михайский, И. П. Лаптинов, А. Р. Фокина. – Х.: Точка, 2012. – 184 с. – Русс. яз. – ISBN 978-617-669-064-1. 3. Малюшенко, В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций [Текст] / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kanjuk, G. I., et al. "Jenergoberegajushhee upravlenie i povyshenie tehniko-jekonomicheskoy jeffektivnosti nasosnyh ustanovok teplovyh i atomnyh jelektrostancij." *Shidno-Jevropejs'kyj zhurnal peredovyh tehnologij* 3/8(57) (2012): 58–62. Print. 2. Kanjuk, G. I., et al. *Rezervy jenergoberegajushhego upravlenija tehnologicheskimi processami na dejstvujushhih TJeS i AJeS*. Kharkov: Tochka, 2012. ISBN 978-617-669-064-1. Print. 3. Maljushenko, V. V., and A. K. Mihajlov. *Nasosnoe oborudovanie teplovyh jelektrostancij*. Moscow: Jenergija, 1975. Print.

Поступила (received) 14.02.2014