

СЕКЦИОНИРОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ТЭЦ И В КОТЕЛЬНЫХ

На основе анализа литературных данных, энергоаудитов и обследований различных теплоисточников, проведенных авторами, рассматриваются технологии энергосбережения на действующих ТЭЦ и котельных. Приводятся методики и примеры расчета некоторых из них. Представлены оценки эффективности этих технологий.

Ключевые слова: энергосбережение, технологии, теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), котельные, конденсаторы турбин, секционирование конденсаторов, тепловые схемы, частотно-регулируемый электропривод.

В рамках данной статьи рассматриваются технологии, в которых изменяются тепловые схемы теплоисточника или те, что влияют на работу котельного и вспомогательного оборудования. В последние включены технологии выявления и поддержания оптимальных режимов работы теплоэнергетического оборудования и использование частотно-регулируемого привода. В статье не рассматриваются новые и нетрадиционные технологии сжигания и производства энергии.

Вышеотмеченные технологии можно разделить на четыре группы.

I. Совершенствование тепловых схем теплоэлектростанций (ТЭЦ). На ТЭЦ это совершенствование должно быть направлено на обеспечение максимальной выработки электроэнергии и снижение потерь тепла в конденсаторах турбин. Известно [1, 2], что указанные показатели могут быть оптимизированы следующими мероприятиями: изменением числа и нагрузок регенеративных подогревателей; перераспределением нагреваемых потоков воды таким образом, чтобы наиболее «холодные» подогревались в подогревателях с меньшим давлением отборного пара. Эти мероприятия оцениваются расчетами тепловых схем ТЭЦ и не требуют заметных капиталовложений. Однако на практике такая оптимизация тепловых схем во многих случаях не проводится. Оценим эффективность данного технологического направления на примере оптимизации схемы и условий работы конденсаторов турбины ПТ-60-130/13. На промышленно-отопительной ТЭЦ г. Братска установлены две указанные турбины, которые работали в течение отопительного сезона, в основном, с открытыми отопительными отборами и, соответственно, со сравнительно небольшими расходами пара в конденсаторы

(≈ 30 т/ч). Конденсаторы типа 60 КЦС имеют поверхность нагрева по 3000 м^2 , которая может охлаждаться двумя независимыми друг от друга потоками воды, движущимися симметрично относительно центральной оси в вертикальной плоскости. Указанные потоки были образованы подпиточной и сырой водой с температурой на входе по $5 \text{ }^\circ\text{C}$ и расходами, соответственно, по 500 и 300 т/час на конденсатор. Теплота, отводимая из конденсаторов с подпиточной водой, полезно используется в схеме ТЭЦ, а теплота потока сырой воды направлялась на промышленное предприятие и для ТЭЦ безвозвратно терялась. Анализ тепловой схемы ТЭЦ, проведенный одним из авторов, показал, что поток сырой воды можно частично или полностью заменить потоком обессоленной воды с температурой на входе $\approx 15 \text{ }^\circ\text{C}$ и расходом около 300 т/час на конденсатор, который в дальнейшем полезно используется в схеме ТЭЦ.

Целесообразность секционирования поверхности конденсатора на отдельные секции (отсеки), в каждом из которых пар отдает теплоту конденсации различным потокам воды, используемым в схеме ТЭЦ, отмечалась в работе [3]. Однако реализация технологии секционирования требует решения двух вопросов:

- определения оптимальной конструктивной схемы расположения секций различной мощности;
- уточнения методики теплового расчета отдельных секций и конденсатора в целом.

По первому вопросу. Подача даже двух потоков, заметно отличающихся температурами и расходами, в симметрично расположенные отсеки (секции) при вышеописанной их компоновке может привести к неравномерности распределения пара в конденсаторе и, как

* - автор, с которым следует вести переписку.

следствие, ухудшению откачки неконденсирующихся газов и другим отрицательным последствиям. Более рациональной представляется компоновка отсеков один над другим в вертикальной плоскости (рис. 1). В верхние отсеки необходимо подавать водяные потоки с большей температурой, а в нижние – с меньшей. Поверхность нагрева отсеков можно распределять пропорционально либо расходам теплоотводящих потоков, либо расходам отводимого тепла. Реализация предлагаемой компоновки отсеков обеспечит равномерное заполнение конденсатора паром (в горизонтальном сечении).

По второму вопросу. При расчетах величины теплового потока, передаваемого в конденсаторе, по уравнениям теплового баланса и теплообмена используется значение теплоты парообразования r , принимаемое по справочным данным. Очевидно, что при секционировании конденсатора в каждом отсеке будет использоваться лишь часть этой теплоты $r_{и}$. Величины $r_{и}$, а соответственно и энтальпии пара на выходе из отсеков J_0'' , придется предварительно задавать с последующим уточнением. Результаты теплового расчета конденсатора с тремя отсеками сырой, питательной и подпиточной воды представлены в таблице 1. Отсеки рассчитывались последова-

тельно, один за другим по ходу движения пара. В таблице 1 представлены результаты расчетов двух отсеков, поскольку в выбранном характерном режиме отсек сырой воды с площадью нагрева $F_0=500 \text{ м}^2$ отключен, то есть, является резервным.

Из результатов расчетов можно сделать следующие выводы. При сравнительно небольших расходах пара и охлаждающей воды в отсеках конденсатора передача теплоты, полученная по балансовым уравнениям, окажется существенно меньше, чем определенная по уравнению теплообмена (отсек подпиточной воды). Из этого следует, что для передачи теплоты парообразования $r_{и}$ в данном отсеке используется лишь часть поверхности нагрева F_0'' . Значение F_0'' может быть найдено из уравнения теплообмена при подстановке в него величины теплового потока, найденного предварительно по балансовому уравнению.

Методику теплового расчета отсеков конденсатора можно кратко описать следующим алгоритмом: задается величина $r_{и}$; рассчитывается по известным уравнениям, например [4], коэффициент теплопередачи K ; определяется F_0'' ; уточняются значения $r_{и}$ и температур теплоохлаждающих потоков на выходе из отсека, например, по [5, 6].

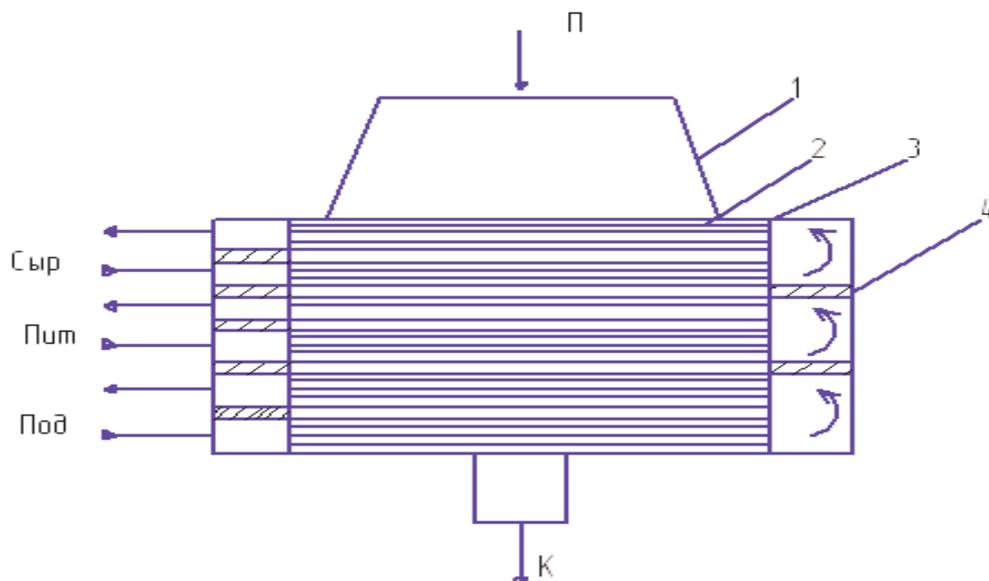


Рис. 1. Упрощенная схема движения потоков в конденсаторе: 1 – горловина; 2 – охлаждающие трубы; 3 – трубные доски; 4 – перегородки. П, К – соответственно, потоки пара и конденсата; Сыр, Пит, Под – соответственно, потоки сырой, питательной и подпиточной воды.

II. Моделирование и управление в технических системах

Расчет экономического эффекта от внедрения рассматриваемой технологии представлен в таблице 2. Для исключения потерь тепла с потоком сырой воды на станции также рассматривалась возможность перевода турбины ПТ-60-130/13 в противодавленческую. Конструктивно такой перевод заключается в отключении конденсатора и двух последних ступеней турбины. Вместо них в турбине устанавливается заглушечный диск (перегородка), и

весь поток пара с давлением $\approx 0,12$ МПа направляется в отопительный отбор. Расчет экономического эффекта от перевода турбины приведен в таблице 2. Оба варианта исключения тепловых потерь в конденсаторе оценивались при двух соотношениях цен на тепловую и электрическую энергию δ' и составили, соответственно, 0,52 и 0,81. Первое значение δ' характерно для Иркутской области в 2010 г., а второе значение – в 2002 г.

Таблица 1

*Тепловой расчет конденсатора с отсеками,
охлаждаемыми водой различной температуры*

Показатель	Формула, источник или условия расчета	Отсеки конденсатора	
		1	2
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
Энтальпия пара на входе в отсек J_D' , кДж/кг	Предварительные тепловые расчеты: для отсека 1 – турбины; для отсека 2 – отсека 1	2325	1598,1
Энтальпия пара или конденсата на выходе из отсека конденсатора J_D'' , кДж/кг	Энтальпия насыщенной жидкости при давлении 6 кПа	1598,1	151,5
Используемая теплота парообразования q_w , кДж/кг	$J_0' - J_k''$	726,9	1446,6
Расход пара с турбины D_T'' , т/ч	Задаемcя согласно фактическим данным	32	32
Площадь нагрева в отсеке F_0 , м ²	Задаемcя	1000	1500
Расход охлаждающей воды в отсек G_0 , т/ч	Принимаем из анализа тепловой схемы станции	300	500
Температура воды на входе в отсек t_B , °C	Принимаем из анализа тепловой схемы станции	15	5
Передача теплоты в отсеке по балансу Q_6 , кВт	$D_T'' \cdot r_u / 3,6$	6461,3	12858,8
Температура воды на выходе из отсека t_B'' , °C	$\left[\frac{Q_6 \cdot 3,6}{(G_0 \cdot C)} + t_B' \right]$, где c – теплоемкость воды	33,5	27,1
Температура стенки t_c , °C	$t_c \approx t_B^{cp} = \frac{t_B' + t_B''}{2}$, где t_B^{cp} – средняя температура воды	24,25	16,05
Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы α_1 , Вт/м ² ·K	В зависимости от $r^{0,25}$, $(t_c - t_s)^{-0,25}$ и термодинамических параметров конденсата [4], где t_s – температура насыщения, 36, 18 °C	5433,9	7571,3

Коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости $\alpha_2, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	В зависимости от: скорости жидкости w_0 , соответственно 0,2, и 0,23 м/с; термодинамических параметров жидкости [4]	801	801
Коэффициент теплопередачи К, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$, где δ, λ – соответственно, толщина (0,001) и теплопроводность латунной трубки	695,7	714,8
Температурный напор $\Delta t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}$, где Δt_δ и Δt_M – соответственно, большая и меньшая разности температур теплоносителей	8,94	17,91
Используемая поверхность нагрева отсека $F_0^u, \text{м}^2$	$\frac{Q_\delta \cdot 10^{-3}}{K \cdot \Delta t}$	1038,9	1004,4
Степенной показатель n	$K \cdot \frac{F_0^{\text{н}} \cdot 3,6}{c \cdot G_0}$, где F_0^u для отсека 1 = F_0	1,99	1,23
Температура воды на выходе из отсека с учетом уравнения теплообмена $t''_e, ^\circ\text{C}$	$t_s - \frac{t''_B - t'_B}{e^n - 1}$ [5, 6]	33,25	27,05
Уточненное значение теплового потока по балансу, кВт	Для отсека 1: $(t''_B - t'_B) \cdot G_0 \cdot \frac{4,2}{3,6}$; для отсека 2: после уточнения $g_{\text{и}}$ (1457,2)	6367,4	12952,6
Уточненное значение температуры воды на выходе из отсека $t''_{e(y)}, ^\circ\text{C}$	$\left[\frac{Q_\delta \cdot 3,6}{(G_0 \cdot c)} \right] + t'_B$	33,25	27,27

Экономические эффекты в сравниваемых вариантах рассчитывались по изменениям энергетических потоков в тепловой схеме станции. Так, в первом варианте (с заменой потока сырой воды в конденсаторе) общая прибыль предприятия (ΣП) была принята равной выручке от реализации дополнительной тепловой энергии (ее изменению), полученной в конденсаторе В_к. Во втором варианте (перевод турбины) величина общей прибыли предприятия, кроме В_к, включала еще одно слагаемое – разницу выручек от продаж электроэнергии, невыработанной в последних ступенях турбины ($Q_{\text{ст. Ц}_{3,э}}$) и тепловой энергии эквивалентного количества ($Q_{\text{ст. Ц}_{т,э}}$).

Из полученных результатов видно, что реализация любого из вариантов дает существ-

венную прибыль, но в первом варианте общая прибыль предприятия выше. С увеличением цен на электроэнергию и, соответственно, снижением δ' эффективность первого варианта резко возрастает. При расчете обоих вариантов капиталовложения были приняты условно равными. На практике они могут существенно отличаться, что необходимо учитывать при выборе варианта. Из анализа представленных в таблице 2 формул можно сделать вывод, что вариант секционирования выгоднее перевода турбины при условии отсутствия в конденсаторе других потерь тепла, кроме потерь с замещаемым потоком. При наличии таких потерь во втором варианте возрастет значение В_к, что повысит его эффективность. Таким образом, выбор варианта

II. Моделирование и управление в технических системах

снижения тепловых потерь в конденсаторе и расчет его эффективности должны производиться в зависимости от следующих параметров: величины замещаемого теплового потока Q_k (B_k), расхода пара в конденсатор D_t , соот-

ношения цен в регионе на тепловую и электрическую энергию δ' . При любых значениях указанных параметров секционирование конденсатора даст положительный эффект.

Таблица 2

Расчет экономического эффекта утилизации сбросной теплоты в сопоставляемых технологиях

Показатель	Формула, источник или условие расчета	Схема с конденсатором и заменой штока сырой воды		Схема без конденсатора и двумя отключенными ступенями турбины	
		3	4	5	6
Цена на электроэнергию $C_{э.э.}$, руб./МВт·ч	Задаемься	1110	170	1110	170
Цена на теплоэнергию $C_{т.э.}$, руб./МВт·ч (руб./Гкал)	Задаемься	578 (672,6)	137 (159)	578 (672,6)	137 (159)
Соотношение цен на тепловую и электрическую энергии δ' руб·МВт·ч/руб·МВт·ч	$C_{т.э.}/C_{э.э.}$	0,52	0,81	0,52	0,81
Замещаемый расход теплоты в конденсаторе Q_k , МВт·ч/год	$Q'_\delta \cdot \tau \cdot K_u \cdot 10^{-3}$, где τ – продолжительность отопительного периода, часы (5904); K_u – коэффициент использования турбины (0,8)	30,027 $\cdot 10^{-3}$	30,027 $\cdot 10^{-3}$	30,027 $\cdot 10^{-3}$	30,027 $\cdot 10^{-3}$
Выручка от реализации тепловой энергии, замещаемой в конденсаторе B_k , руб./год	$Q_k \cdot C_{т.э.}$	17 млн. 355 тыс. 779	4 млн. 113 тыс. 740	17 млн. 355 тыс. 779	4 млн. 113 тыс. 740
Изменение мощности турбины при расширении пара в последних двух ступенях ΔN , МВт	$\Delta i_p \cdot D_m'' \cdot 10^{-3}$, где Δi_p – реальный теплоперепад, кДж/кг (325)	2,89	2,89	-	-
Годовой отпуск энергии (электрической или тепловой) от последних ступеней турбины $Q_{ст.}$, МВт·ч	$\Delta N \cdot$	13645,3	13645,3	13645,3	13645,3
Выручка от реализации энергии последних ступеней $B_{ст.}$, руб./год	$Q_{ст.} \cdot C_{э.э.}$ (столбцы 3, 4); $Q_{ст.} \cdot C_{т.э.}$ (столбцы 5, 6)	15 млн. 146 тыс. 283	2 млн. 319 тыс. 701	7 млн. 886 тыс. 983	1 млн. 869 тыс. 406
Общая прибыль предприятия при внедрении рассматриваемых схем $\Sigma\Pi$, руб./год	$\Sigma\Pi = B_k$ (столбцы 3, 4); $\Sigma\Pi = Q_{ст.} (C_{т.э.} - C_{э.э.}) + B_k$ (столбцы 5, 6)	17 млн. 355 тыс. 779	4 млн. 113 тыс. 740	10 млн. 96 тыс. 479	3 млн. 663 тыс. 443

II. Совершенствование тепловых схем котельных установок. В котельных совершенствование тепловых схем следует направить на уменьшение следующих потерь: с утечками пара из различных теплоаккумулирующих и теплообменных аппаратов; расходов различных потоков воды и особенно наиболее дорогих (химочищенной или конденсата).

III. Выявление и поддержание оптимальных режимов работы теплоэнергетического оборудования. Основными мероприятиями в рамках этой группы технологий должны быть режимно-наладочные испытания оборудования, эксплуатация его в оптимальных условиях с применением уже освоенных и эффективных технологий. К таким эффективным технологиям можно отнести, например, дожигание продуктов неполного горения при организации «острого» дутья на котлах небольшой мощности. За счет снижения тепловых потерь на котлах путем оптимизации избытков воздуха, улучшения аэродинамики процессов горения можно в ряде случаев повысить КПД котлов на 5 % [7, 8]. Для реализации указанных мероприятий необходимо в полной мере обеспечить котельные приборами учета, контроля и автоматизации технологических процессов; создать (восстановить) режимно-наладочные группы.

Потенциал энергосбережения 2 и 3 групп технологий можно оценить по результатам энергоаудита теплоэнергохозяйств локомотивного депо станции «Вихоревка» (Иркутская область) [7]. Теплоэнергохозяйство включает: две промышленно-отопительные котельные с котлами соответственно типа ДКВР-20-13 и ДКВР-6,5-13; водяные и паровые тепловые сети; потребители энергии с нагрузками на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Оборудование характеризуется высоким физическим и моральным износом. В результате аудита были выявлены значительные потери сетевой воды и конденсата в тепловых сетях, пара в конденсатном баке и баке-аккумуляторе (в окружающую среду с выпаром) котельных, питьевой воды, направляемой технологическим потребителям вместо технологической (из-за отсутствия соответствующего трубопровода). Для снижения перечисленных потерь были разработаны и оценены (в ценах 2003 г.) следующие мероприятия.

1. Установка пароструйного эжектора для утилизации выпара с конденсатного бака. Экономический эффект $\mathcal{E} \approx 727$ тыс. рублей.

2. Возврат конденсата из технологических цехов с помощью дополнительно устанавливаемых насосов, $\mathcal{E} \approx 873$ тыс. рублей.

3. Установка парорасходомеров на котельных, вентиляторов «острого» дутья, регулировка режимов горения, $\mathcal{E} \approx 887$ тыс. рублей.

4. Подвод трубопровода технической воды к технологическим потребителям, $\mathcal{E} \approx 659$ тыс. рублей.

Срок окупаемости представленных мероприятий изменяется от 2 до 20 месяцев.

Анализ тепловых схем отдельных котельных, включенных в открытые системы теплоснабжения, показал, что возможны существенные потери конденсата в деаэраторах подпиточной воды, если перед ними отключены поверхностные подогреватели химочищенной воды (ХОВ). В этом случае температура ХОВ на входе в деаэратор снижается, а расход греющего пара увеличивается, дорогостоящий конденсат переходит при этом в сравнительно недорогую подпиточную воду. Восстановление (установка) подогревателей ХОВ на котельной мощностью 207 МВт, по оценкам [9], позволило получить экономический эффект в 1 млн. 120 тыс. рублей (в ценах 2000 г.) при сроке окупаемости 0,52 года.

IV. Внедрение и использование частотно-регулируемого электропривода. Внедрение этой группы технологий требует больших капиталовложений, что значительно увеличивает срок их окупаемости, особенно в регионах с дешевой электроэнергией. Несколько снизить капиталовложения можно выбором преобразователя по максимальной потребляемой мощности двигателя (а не по установленной, как это часто практикуется) [10].

Внедрение регулируемого электропривода на тягодутьевом оборудовании позволяет снизить его потребляемую мощность за счет повышения КПД (η) до максимальных значений ($\approx 0,82$). Традиционно применяемое регулирование расхода газов направляющим аппаратом при малых его значениях дает $\eta \approx 0,1 \div 0,3$.

Эффективность внедрения регулируемого электропривода на насосном оборудовании определяется величиной исключаемого дросселируемого напора, и в меньшей степени изменением η . В [10] представлена формула определения выигрыша потребляемой мощности, кВт, при установке преобразователя в

зависимости от напоров и n , развиваемых насосом:

$$\Delta N = \frac{\rho g Q \cdot (h_1 n_2 - h_2 n_1)}{3600 \cdot n_1 n_2} \cdot 10^{-3},$$

где ρ, g, Q – соответственно, плотность, ускорение свободного падения и расход, м³/ч; h_1, h_2 – соответственно, напоры перед и за дросселирующим устройством, развиваемые насосом при постоянной частоте вращения; n_1, n_2 – КПД насосов, соответственно, с постоянной и переменной частотой вращения при одинаковом расходе.

Из вышеизложенных методических положений следует, что эффект от внедрения регулируемого электропривода будет возрастать при переменном (по времени и нагрузкам) режиме работы оборудования (при больших Δn и Δh) и увеличении цены на электроэнергию.

Внедрение преобразователей частоты фирмы «Ирби» (г. Новосибирск) на питательный насос и тягодутьевое оборудование котла паропроизводительностью 50 т/час районной котельной г. Братска окупается \approx за два года (при ценах 2000-2005 гг.).

Выводы

1. Предложена схема движения теплоотводящих потоков в конденсаторе при его секционировании; известная методика теплового расчета конденсатора уточнена применительно к условиям его секционирования.

2. Получены выводы об эффективности секционирования конденсаторов и конкурирующих технологий в зависимости от условий их работы и внешнеэкономических факторов.

3. По результатам энергоаудита различных котельных показаны характерные тепловые потери в их тепловых схемах и котлах; предложены и оценены мероприятия по устранению этих потерь.

4. Представлены методические положения расчета и рекомендации по внедрению и использованию частотно-регулируемого электропривода.

Литература

1. Промышленные тепловые электростанции / М.И. Баженов, А.С.Богородский, Б.В. Сазонов, В.Н. Юренев; под ред. Е.Я.Соколова. 2-е изд, перераб. М.: Энергия, 1979. 296 с.
2. Эфрос Е.И., Гуторов В.Ф., Симою Л.П. Повышение эффективности теплофикационных турбоустановок // Электрические станции. 2003. №12. С. 39-46.
3. Тумановский А.Г., Иванов Н.В., Толчинский Е.Н. Основные направления совершенствования угольных электростанций // Электрические станции. 2002. №3. С. 36-42.
4. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. Теплотехника; под ред. А.П. Баскакова. 2-е изд, перераб. М.: Энергоатомиздат. 1991 224 с.
5. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат. 1990. 640 с.
6. Кирсанов И.Н. Конденсационные установки. М; Л: Энергия, 1966. 288 с.
7. Елсуков В.К. Повышение эффективности теплоэнергосхозяйства локомотивного депо станции «Вихоревка» на основе энергоаудита // Тр. Брат. техн. ун-та. 2003. Т.2. С. 51-56. (Естественные и инженерные науки - развития регионов)
8. Ольховский Г.Г., Тумановский А.Г., Трёмбовля В.И. Резервы энерго- и ресурсосбережения в крупных котельных промышленной и коммунальной энергетики // Промышленная энергетика. 2004. № 1. С. 2-16.
9. Чупраков А.И. Оптимизация тепловой схемы котельной // XXI науч.-техн. конф. Брат. гос. техн. ун-та: материалы конф. Братск, 2000. С. 133 – 134.
10. Елсуков В.К. Исследование возможности внедрения регулируемого электропривода на муниципальных предприятиях г. Братска // Тр. Брат. гос. техн. ун-та. 2001. Т. 2. С. 42-46.