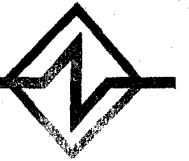


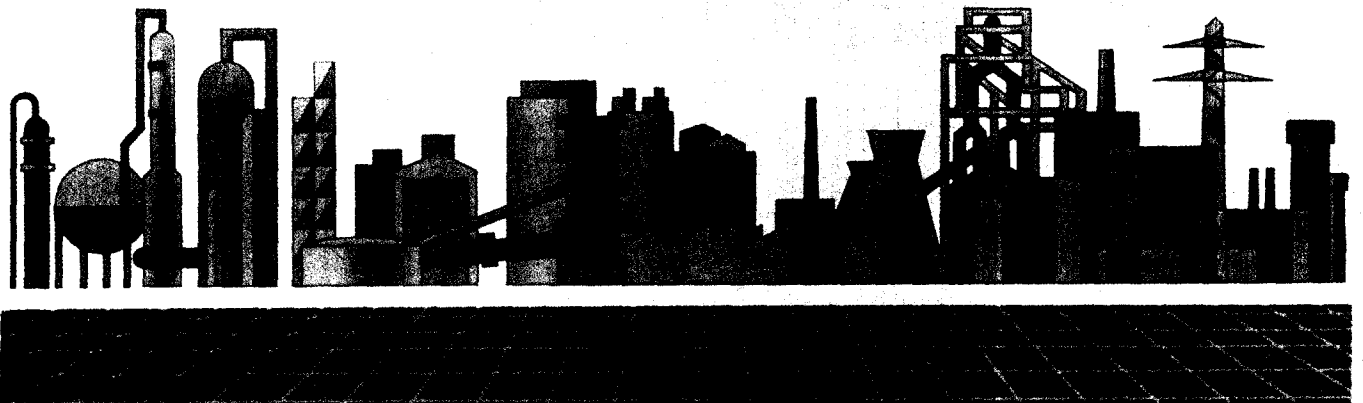
ISBN 5-7763-2106-9
ISBN 5-7763-2107-7

ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ЩОКВАРТАЛЬНИЙ НАУКОВО-ПРАКТИЧНИЙ ЖУРНАЛ



3'99



УДК 697.33/34

Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М.,
Первертайленко А.Ю., Андрийчук Н.Д.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ – ЭФФЕКТИВНЫЙ ПУТЬ ЭНЕРГО И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ

В настоящее время в Украине используется топливно-энергетических ресурсов на 48% больше, чем это было бы необходимо исходя из оценки объема валового производства на душу населения [1], что показывает существование большого энергосберегающего потенциала в промышленности и, в частности, топливно-энергетическом комплексе страны.

В общеэнергетическом балансе Украины доля тепловой энергии составляет ~55%, и 40% из них производится в котельных жилищно-коммунального хозяйства [1], которые, как правило, расположены в наиболее густонаселенных районах городов и поселков. Поэтому увеличение эффективности использования топлива в районных котельных приведет как к экономии энергии и в целом улучшению экономической ситуации на Украине, так и к снижению вредных выбросов с отходящими газами в самых густонаселенных районах страны.

В промышленных городах Восточной Украины большое распространение получили котельные мощностью 100 – 300 МВт, снабжающие теплом и горячей водой районы с населением 50 – 200 тысяч человек, построенные в 60 – 80-е годы вдали от крупных ТЭЦ.

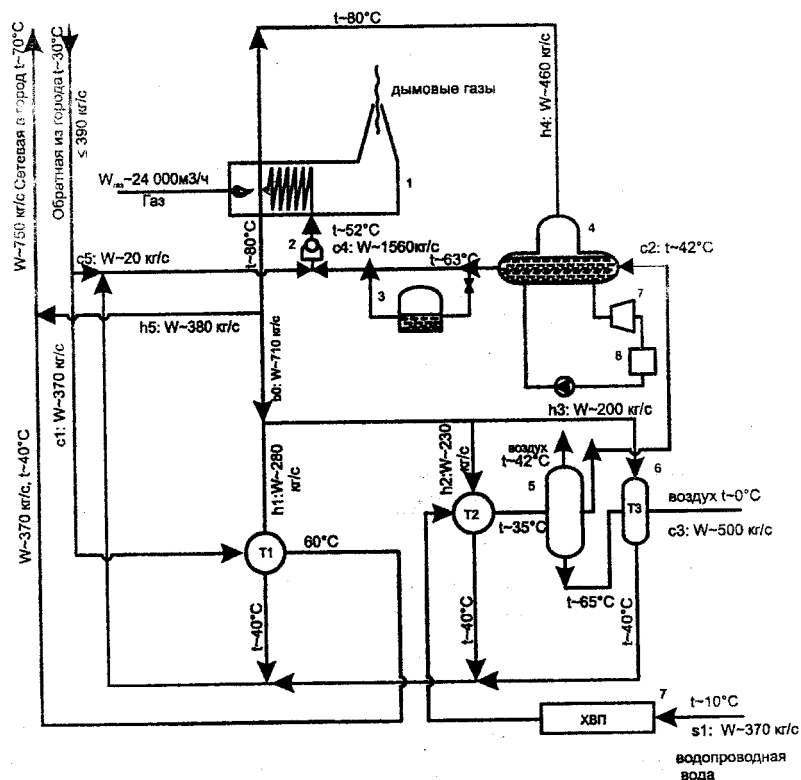


Рис.1. Принципиальная технологическая схема районной котельной: 1 – водогрейные котлы; 2 – циркуляционный насос котлового контура; 3 – бак аккумулятора; 4 – деаэратор; 5, 6 – системы декарбонизации; 7 – эжектор. Т1 – теплообменные аппараты подогрева сетевой воды; Т2 – теплообменник подогрева подпиточной воды; W – расход теплоносителя, кг/с; t – температура теплоносителя, °С.

Нами проанализирована работа одной из таких котелен, расположенной в г. Луганске и снабжающей теплом и горячей водой район из 180 многоквартирных жилых домов с числом жителей 80 тысяч человек. Первоначально рассматриваемая котельная снабжала теплом район с населением 160 тысяч человек, но в связи с износом оборудования и введением в строй двух новых котельных меньшей мощности ее нагрузка снизилась вдвое и в настоящее время должна составлять 120 МВт, приблизительно по 60 МВт на теплоснабжение и горячее водоснабжение района.

Принципиальная технологическая схема рассматриваемой котельной приведена на рис. 1.

В состав оборудования котельной входит шесть водогрейных котлов ПТВМ – 50, один из которых, как правило, находится в резерве, а остальные работают. Следует сказать, что бывают некоторые промежутки времени, когда работают только четыре котла. Это случается при вынужденном ремонте одного из котлов. Средний за время отопительного сезона расход природного газа в котельной составляет величину порядка $G \approx 24000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Средняя низшая теплотворная способность поступающего в котельную газа равна $r = 3,5 \cdot 10^7 \text{ Дж/м}^3$, теплоемкость при нормальных условиях $c_g \approx 2400 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, а плотность $\rho \approx 0,75 \text{ кг/м}^3$. Нетрудно оценить мощность, выделяемую при сгорании поступающего топлива, она равна $Q_T \approx 233 \text{ МВт}$. При этом минимальное количество воздуха, необходимое для полного сжигания данного газа, равно 18,4 кг на 1 кг газа. Коэффициент избытка воздуха для котлов котельной равен $\alpha = 1,25$, т.е. на 1 кг газа в горелки котлов подается $N = 23 \text{ кг}$ воздуха. Используя приведенные величины и полагая начальную температуру газа и воздуха равной 0°C , вычислим теоретическую температуру горения в топке котлов:

$$t_{\text{теор}} = \frac{G \cdot r}{3600 \cdot (W_g \cdot c_g + W_a \cdot c_a)} = \frac{r}{\rho \cdot (c_g + N \cdot c_a)} \approx 1773^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где W_g , W_a – массовые расходы газа и воздуха, c_a – удельная теплоемкость воздуха.

Реальная температура горения в топке будет несколько ниже расчетной вследствие неадиабатности процесса горения, но в дальнейшем анализе мы будем использовать теоретическую температуру горения, поскольку получить истинную температуру горения достаточно сложно. Температура продуктов горения за конвективной секцией котла измерена и равна $t_c \approx 225^\circ\text{C}$. Используемые в настоящее время котлы не имеют экономайзеров, поэтому последнюю температуру можно считать температурой отходящих газов.

В котлах нагревается 5616 тонн воды в час от 52°C до 80°C , т.е. на нагрев воды расходуется $P_1 = 183 \text{ МВт}$ мощности, что составляет 78% от энергии сжигаемого топлива. Вода нагревается до 80°C вследствие того, что при повышении этой температуры в циркуляционных насосах возникает кавитация, после чего они не создают давление, достаточное для перекачки теплоносителей. После котлов часть нагретой воды поступает в систему подготовки подпиточной воды (потoki: h_2 , h_3 , h_4 (рис. 1)), которая отбирается из водопровода с расходом $W_n = 370 \text{ кг/с}$. На подогрев сетевой воды в теплообменниках T_1 направляется поток h_1 . Поток сетевой воды из города с расходом 370 кг/с нагревается в теплообменниках от 30°C до 60°C и затем смешивается с потоком воды из котлов с расходом 380 кг/с и температурой 80°C .

В итоге сетевая вода направляется в город при температуре 70°C , потоки h_1 , h_2 , h_3 , h_4 смешиваются с подготовленной водой подпитки и частью потока обратной воды из города – s_2 , который невелик и даже может отсутствовать совсем, и подается в конвективные секции котлов при температуре 52°C . Столь низкая температура воды вызы-

вадет значительную конденсацию кислот на поверхностях теплообмена конвективной секции, что приводит к интенсивной коррозии и перманентным ремонтам этой части котла. По этой же причине выходят из строя экономайзеры. Расход сетевой воды, направляемой в город равен 2700 т/ч или в среднем 750 кг/с. Среднее значение расхода сетевой воды, поступающей из города в котельную, равно 390 кг/с с температурой 30°C. Нетрудно оценить общую тепловую нагрузку теплосети – она составляет 156 МВт, т.е. в городскую теплосеть направляется 66% энергии, получаемой при сжигании топлива, а реальный к.п.д. котельной вместе с теплотрассой составляет 51%. Следует заметить, что реальный к.п.д. теплосети в отопительном сезоне 1997 – 1998 гг. был значительно ниже и только после замены кожухотрубчатых теплообменников котлового контура пластинчатыми теплообменниками фирмы "Альфа Лаваль", произведенными АО "Содружество – Т", удалось увеличить температуру сетевой воды, направляемой в город, с 53°C до 70°C [2,3].

Итак, в настоящее время в теплосети теряется ~23% направляемой туда мощности, т.е. 36 МВт, а при стоимости 80\$ США за 1000 м³ газа экономические потери составляют ~1,5 млн. \$ США за семь месяцев отопительного сезона. Оценка потери энергии за счет теплопередачи между теплоносителем и окружающим грунтом с учетом теплоизоляции и средней температуры теплоносителя ~50°C дает значение 5 – 6% от энергии, направляемой в теплотрассу. Остальные 18% потерь энергии происходят за счет утечек теплоносителя из сетевой магистрали, что составляет 500 – 600 тонн воды в час.

Своевременное обнаружение и устранение утечек в открытых системах теплоснабжения является нерешенной до сих пор задачей. Повреждаемость тепловых сетей в открытых системах в 2 – 3 раза выше, чем в закрытых [4]. Причиной этого является интенсификация внутренней коррозии трубопроводов, объясняемая повышенным содержанием кислорода в сетевой воде. В итоге происходит множественное образование свищей и протечек, что в условиях подземной прокладки вызывает увлажнение наружной поверхности теплопроводов и усиление наружной коррозии. При увеличении содержания кислорода в сетевой воде вдвое повреждаемость теплопроводов возрастает на 30 – 35% [4]. Поэтому содержание кислорода в воде открытых систем не должно превышать 15 мг/л, в то время как для закрытых систем оно должно быть меньше 50 мг/л, но столь низкого содержания кислорода в открытых системах с применением традиционных методов деаэрации, в частности, вакуумной деаэрации, применяемой в рассматриваемой котельной, достигнуть нельзя [4]. К сожалению, для теплосетей г. Луганска основной причиной их разрушения является низкое качество воды. В ней содержится более 200 мг/л хлоридов, что вызывает еще более интенсивную коррозию трубопроводов.

В последнее время интенсивно разрабатываются методы количественного определения тепловых утечек в районных системах отопления [5] и, в частности, методы оценки утечек сетевой воды [6]. Наиболее точным, но наиболее дорогим является метод инфракрасной термографии [6], который позволяет определить утечки теплоносителя с точностью $\pm 20\%$, но только в сухую погоду. Дождь и снег вносят большую погрешность в измерения, а это значит, что в условиях отопительного сезона на Восточной Украине он вряд ли может быть применим, в связи с чем, наиболее оптимальный путь к снижению энерго и ресурсопотребления, по крайней мере, при эксплуатации Луганских теплосетей, является закрытие открытых систем теплоснабжения.

Поэтому в данной работе мы попытаемся оценить те положительные эффекты, которые можно достичь при закрытии открытых систем районного теплоснабжения и при проведении других энергосберегающих мероприятий в котельных с использованием современных энергосберегающих методов.

Для дальнейшего анализа работы котельной выделим существующие технологические потоки (таблица 1), с помощью которых представим технологическую схему в виде сеточной диаграммы с существующими теплообменными связями (рис.2) [7,8]. Здесь часть обратного потока теплоносителя из города – холодный поток c_3 , смешивается с потоком c_2 и затем результирующий поток направляется в котлы.

Таблица 1

Потоковые данные технологической схемы котельной с открытой системой теплоснабжения

Поток	Название	Начальная температура, °C	Конечная температура, °C	Потоковая теплоемкость, МВт/°C	Изменение потоковой энтальпии, МВт
1. Гор.	h_1 : теплоноситель потокового контура	80	40	1,173	470
2. Гор.	h_2 : теплоноситель для подогрева подпиточной воды	80	40	0,964	38,6
3. Гор.	h_3 : подогрев воздуха для декарбонизации	80	40	0,838	33,5
4. Гор.	h_4 : подогрев воды при деаэрации	80	63	1,930	32,8
5. Гор.	h_5 : подпитка в тепловую сеть	80	70,1	1,592	15,8
6. Гор.	h_6 : воздух в декарбонизации	65	42	0,520	12,0
7. Хол.	c_1 : сетевая вода	30	70,1	1,550	62,2
8. Хол.	c_2 : подпиточная вода	10	63	1,550	82,2
9. Хол.	c_3 : воздух для декарбонизации	0	65	0,520	33,8
10. Хол.	c_4 : вода в котлы	52	80	6,540	183,12
11. Хол.	c_5 : сетевая вода в котлы	30	52	0,084	1,8

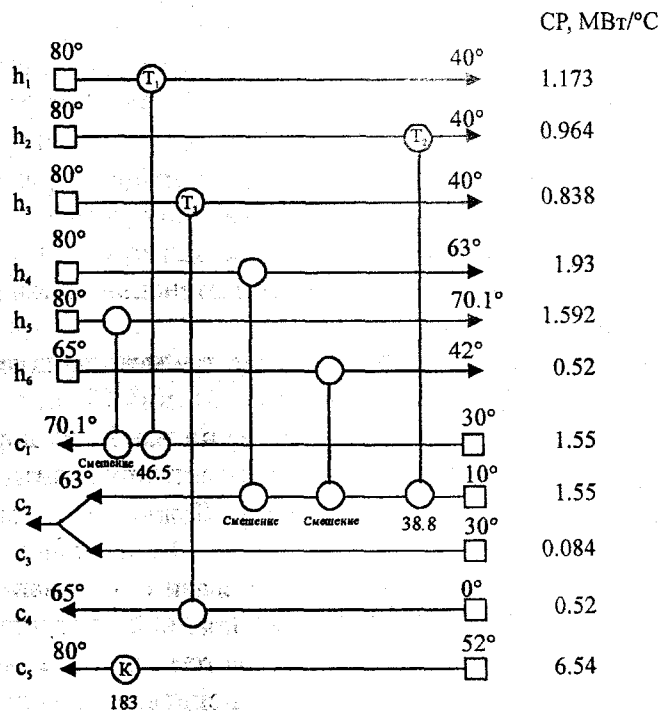


Рис.2. Сеточная диаграмма технологических потоков котельной (таблица 1). Значения тепловой нагрузки на теплообменных аппаратах представлены в МВт. К – котлы.

Представим суммарное изменение потоковой энтальпии холодных и горячих потоков на энтальпийно-температурной плоскости в виде горячей и холодной составных кривых [7,9] (рис.3а).

В некоторых теплообменных связях между потоками теплообмен происходит при смешении потоков, поэтому при построении составных кривых формально будем считать коэффициент теплопередачи в этих связях равным ∞ , а теплообмен – происходящим без теплообменной поверхности при разности температур ΔT_{min} . Перекрывающаяся часть кривых по энтальпийной оси показывает количество рекуперерируемой теплоты в процессе.

Таблица 2

Потоковые данные для балансной сеточной диаграммы котельной

Поток	Название	Начальная температура, °С	Конечная температура, °С	Потоковая теплоемкость, МВт/°С	Изменение потоковой энтальпии, МВт
1. Гор.	h_7 : продукты горения	1773	0	0,1316	223,3
2. Гор.	h_6 : воздух в системе декарбонизации	65	0	0,52	33,8
3. Хол.	c_1 : сетевая вода	30	70,1	1,55	62,2
4. Хол.	c_2 : вода на химводоподготовку	10	70,1	1,55	82,2
5. Хол.	c_3 : подогрев воздуха для декарбонизации	0	65	0,52	33,8
6. Хол.	c_5 : сетевая вода в котлы	30	80	0,084	4,2
7. Хол.	c_6 : дутьевой воздух	0	1773	0,1196	212
8. Хол.	c_7 : природный газ	0	1773	0,012	21,3

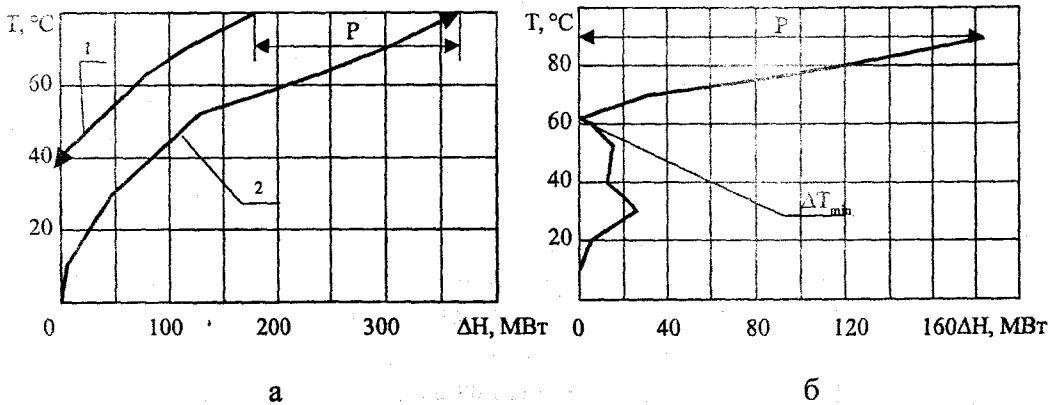


Рис.3. Изображение на энтальпийно-температурной диаграмме: а – составных кривых технологических потоков котельной; 1 – горячая составная кривая; 2 – холодная составная кривая; б – большой составной кривой, построенной при $\Delta T_{min} = 20^\circ\text{C}$, P – мощность, потребляемая процессом, T_{min} – минимальная разность температур между теплоносителями на теплообменниках

В нашем случае кривые показывают типичную пороговую задачу пинч анализа, т.е. при сближении составных кривых по энтальпийной оси мощность P, потребляемая от внешних утилит, будет оставаться постоянной, но вследствие уменьшения движущих сил теплообмена будет увеличиваться площадь поверхности теплообмена. Построение большой составной кривой, т.е. суммарного изменения потоковых энтальпий горячих и холодных потоков в сдвинутых температурных интервалах, на которые разбивается температурная ось граничными температурами потоков, показывает наличие точки с минимальной разностью температур (рис.3б). В пороговых задачах значения температуры, при которой встречается ΔT_{min} , не является точкой пинча, но может оказать значительное влияние при выборе горячих теплоносителей.

В рассматриваемом случае потоки, определенные в таблице 1, как горячие, за исключением потока h_6 , не являются горячими процессными потоками, а представляют собой промежуточные утилиты, которые передают энергию от продуктов сгорания к холодным потокам. Поэтому проанализируем систему потоков (таблица 2), в которую включены горячий поток продуктов сгорания h_7 , холодный поток топлива – c_7 и поток дутьевого воздуха c_6 . Сеточная диаграмма для потоков таблицы 2 представлена на рис. 4. Начальную температуру потоков c_6 и c_7 выбираем равной 0°C несмотря на то, что забирется дутьевой воздух в помещении котельной, где температура не опускается ниже 10°C вследствие тепловых потерь. Тем самым частично учитываются эти потери.

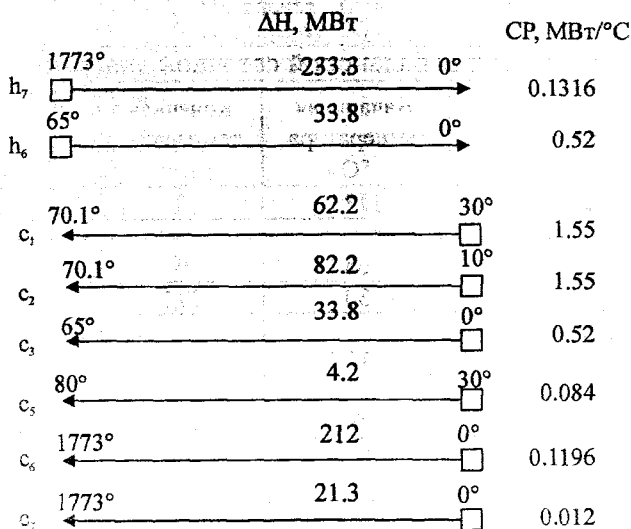


Рис.4. Сеточная диаграмма с включением потока продуктов горения.

Сеточная диаграмма (рис.4) показывает, что возможна рекуперация теплоты потока h_6 , доступной на 42°C . Поток этот низкотемпературный, но с большим теплосодержанием, поэтому при рекуперации теплоты потока h_6 необходимо применить либо тепловой насос, либо рекуперативный теплообменник с развитой поверхностью теплопередачи. Также возможна рекуперация теплоты продуктов сгорания, доступной при температуре 225°C . Технологически проще всего использовать теплоту отходящих газов, подогревая дутьевой воздух. Для правильного выбора параметров подогрева воздуха рассмотрим температурно-энтальпийную диаграмму продуктов сгорания (рис.5), которые, охлаждаясь от температуры горения $T_{\text{теор}}$ до температуры выхода $T_c = 225^\circ\text{C}$ отдают свою энтальпию промежуточным утилитам.

Заметим, что тепловой выброс с отходящими газами равен $\Delta H_{\text{дым}} \approx 30$ МВт, а промежуточным утилитам передается $P = 183$ МВт. Оставшиеся 20 МВт представляют, по-видимому, тепловые потери в котлах, связанные с нарушениями обмуровки, неоптимальной работой горелок и неполнотой сгорания топлива. Точное определение и устранение этих потерь требует дополнительного исследования и выходит за рамки данной работы.

Рисунок 5 показывает, что большая составная кривая не может быть лимитирующим фактором при уменьшении температуры отходящих газов, т.е. лимитирующей будет температура конденсации влаги, содержащейся в отходящих газах. Используемый природный газ содержит незначительное количество сернистых соединений, поэтому температура конденсации будет близка к 100°C , и можно уменьшить температуру отходящих газов, по крайней мере, до 120°C . При подогреве воздуха увеличивается теоретическая температура горения топлива, а значит, при постоянном расходе воды в трубах котла, увеличится температура отходящих газов за конвективной секцией.

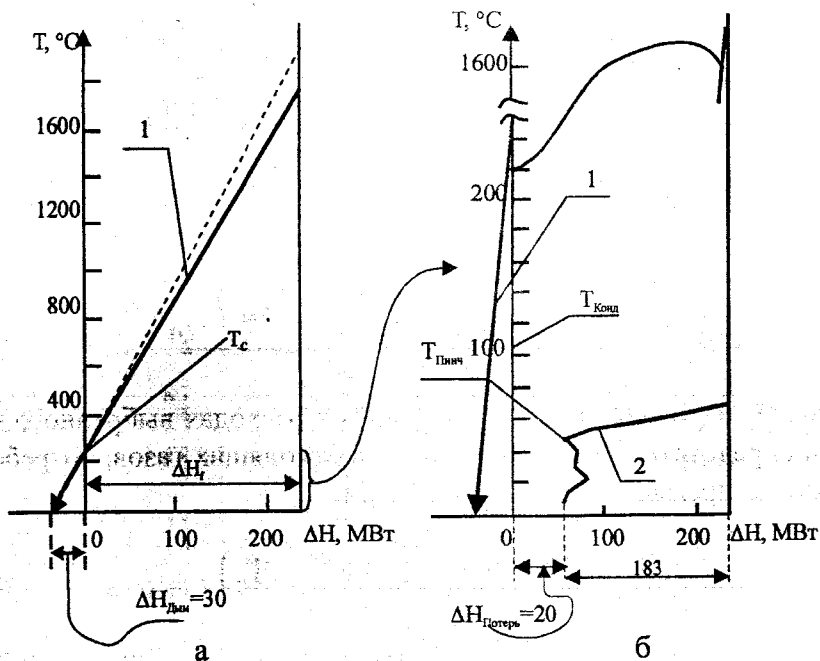


Рис.5. Температурно-энтальпийная диаграмма продуктов сгорания: 1 – изменение энтальпии отходящих газов с температурой; 2 – большая составная кривая процесса; $\Delta H_{дым}$ – тепловой выброс с отходящими газами.

Для того, чтобы оценить необходимое значение расхода газа составим упрощенный тепловой баланс процесса горения без учета тепловых потерь и потребуем при этом, чтобы теплота продуктов сгорания за конвективной секцией $T_c = t_c + T_0$ не уменьшилась и количество теплоты ΔH_f (рис.5), утилизируемое в котле, также не изменилось. При составлении теплового баланса будем считать, что теплоемкость отходящих газов равна сумме теплоемкостей воздуха и природного газа, что вполне справедливо [10]:

$$\frac{W_g \cdot r}{\rho_g} = W_g c_g \cdot (T_t^* - T_0) + W_a c_a \cdot (T_t^* - T_0), \quad (2)$$

$$(W_g c_g + W_a c_a) \cdot (T_c - T_{опт}) = W_a c_a \cdot (T_{пр} - T_0), \quad (3)$$

$$W_a = N \cdot W_g, \quad (4)$$

где W_g – массовый расход топлива, кг/ч; r – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг; c_g – удельная теплоемкость топлива при нормальных условиях, Дж/(кг·К); W_a – массовый расход воздуха кг/с; c_a – удельная теплоемкость воздуха при нормальных условиях, Дж/(кг·К); T_t^* – теоретическая температура горения, К; $T_{пр}$ – температура подогрева воздуха, К; T_c – температура отходящих газов за конвективной секцией, К; $T_{уот}$ – температура выброса отходящих газов после рекуперации, К; $T_0 = 273$ К – начальная температура топлива и воздуха.

Из уравнений (2) – (4) определяем теоретическую температуру горения после подогрева воздуха:

$$T_t^* = (T_c - T_{out}) + \frac{Nc_a}{c_g + Nc_a} \cdot T_0 + \frac{\frac{r}{\rho \cdot g} + c_g T_0}{c_g + Nc_a}, \quad (5)$$

и температуру подогрева дутьевого воздуха:

$$T_{pr} = T_0 + \frac{c_g + Nc_a}{Nc_a} \cdot (T_c - T_{out}). \quad (6)$$

Выражения (5) и (6) выполняются при любых расходах выбранного вида топлива. Но мы можем определить новую теплоемкость отходящих газов, потребовав, чтобы они отдавали в котлах прежнее количество энергии:

$$\Delta H_f = (W_g c_g + W_a c_a) \cdot (T_t - T_c),$$

$$CP_{go}^* = \frac{\Delta H_f}{T_t^* - T_c}, \quad (7)$$

и тогда необходимый расход топлива определяется как:

$$W_g^* = W_g \cdot \frac{T_t - T_c}{T_t^* - T_c}. \quad (8)$$

Новый температурный профиль продуктов сгорания показан на рисунке 5 пунктирной линией. В рассматриваемом случае уменьшение расхода газа происходит на 6,4%, что при цене газа 80\$ за 1000 м³ дает экономию 110000\$ в месяц.

Для оценки стоимости воздухонагревателя разместим его на соответствующих потоках сеточной диаграммы, изображенной с учетом сделанных вычислений (рис.6). Нагрузка на воздухонагреватель равна Q_{T4} ≈ 13 МВт при логарифмической разности температур ΔT_{Ln} ≈ 118°, и, исходя из того, что коэффициент стоимости удельной нагрузки трубчатых воздухонагревателей равен C = 2,1 \$·К/Вт [11], оценим стоимость воздухоподогревателя:

$$Ц_{T4} = C \cdot \frac{Q_{T4}}{\Delta T_{Ln}} \approx 230000\$.$$

Учитывая, что нагрузка Q_{T4} распределена между 5 потоками, но один в резерве, т. е. необходимо 6 аппаратов мощностью ~ 2,4 МВт, в результате получаем, что установка воздухоподогревателей окупится через 3 – 4 месяца (без учета процентных ставок).

Аналогично можно оценить срок окупаемости установки теплообменника рекуператора между потоками h₆ и c₂ (рис.6), который сможет снизить нагрузку котлов на 9,4 МВт, т.е. дать экономию ~ 58000\$ в месяц, а коэффициент для газовых теплообменников C = 0,3 \$·К/Вт [11], и тогда Ц₅ ≈ 160000\$, т. е. окупаемость такого теплообменника ~ 3 – 4 месяца.

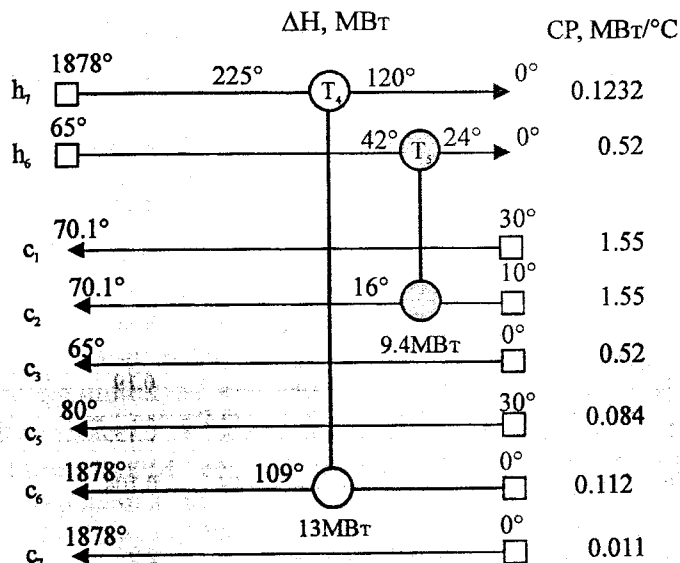


Рис.6. Размещение воздухоподогревателя и газожидкостного теплообменника

Если аппараты T_4 и T_5 устанавливать одновременно, то вначале необходимо определить уменьшение расхода природного газа за счет уменьшения расхода теплоносителя для подогрева потока подпиточной воды c_2 вследствие установки рекуператора T_5 , а затем к полученным результатам применить соотношение (8). Но для технологической схемы (рис.1) проводить этот анализ не будем, а рассмотрим его при закрытии тепловой сети.

Анализировать закрытую систему теплоснабжения начнем с определения количества теплоносителя, необходимого для обеспечения 120 MWt квартальной нагрузки. С учетом 7% тепловых потерь в магистрали и допустимой 5% утечки получаем, что в тепловую сеть из котельной необходимо направлять 740 кг/ч воды с температурой 70°C , а возвращаться должно не меньше 703 кг/ч с температурой 30°C . Далее рассчитываем расходы технологических потоков в котельной и их нагрузки (таблица 3).

Таблица 3

Потоковые данные технологической схемы котельной с закрытой системой теплоснабжения

Поток	Название	Начальная температура, $^\circ\text{C}$	Конечная температура, $^\circ\text{C}$	Потоковая теплоемкость, $\text{MWt}/^\circ\text{C}$	Изменение потоковой энтальпии, MWt
1. Гор.	h_1 : теплоноситель потокового контура	80	62,4	6,7	118
2. Гор.	h_2 : теплоноситель для подогрева подпиточной воды	80	40	0,054	2,16
3. Гор.	h_3 : подогрев воздуха для декарбонизации	80	40	0,17	6,8
4. Гор.	h_4 : подогрев воды при деаэрации	80	60	0,19	3,8
5. Гор.	h_5 : подпитка в тепловую сеть	80	70,5	0,155	1,5
6. Гор.	h_6 : воздух в декарбонизации	65	30	0,104	2,6
7. Хол.	c_1 : сетевая вода	30	70,5	2,9	118
8. Хол.	c_2 : подпиточная вода	10	60	0,23	11,5
9. Хол.	c_3 : воздух для декарбонизации	0	65	0,104	6,76
10. Хол.	c_4 : вода в котлы	61,8	80	7,35	134

После этого мы можем представить технологические потоки в виде сеточной диаграммы и разместить на них необходимые теплообменные связи с указанием их тепловых нагрузок (рис. 7).

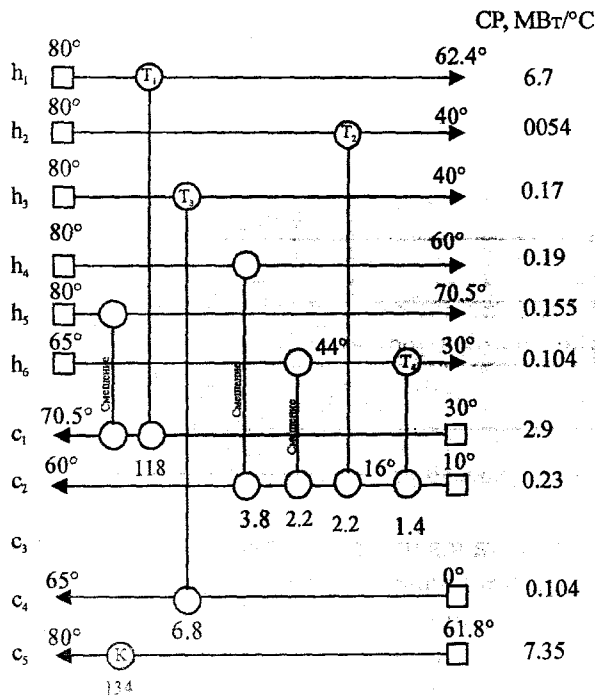


Рис. 7. Сеточная диаграмма для технологических потоков, определенных в табл.3. На потоках показаны теплообменные связи с их тепловыми нагрузками.

Принципиальная технологическая схема для котельной с закрытой системой теплоснабжения представлена на рис. 8. Здесь исключен поток c₂ сетевой воды в котлы, но он компенсируется дополнительным потоком подпиточной воды.

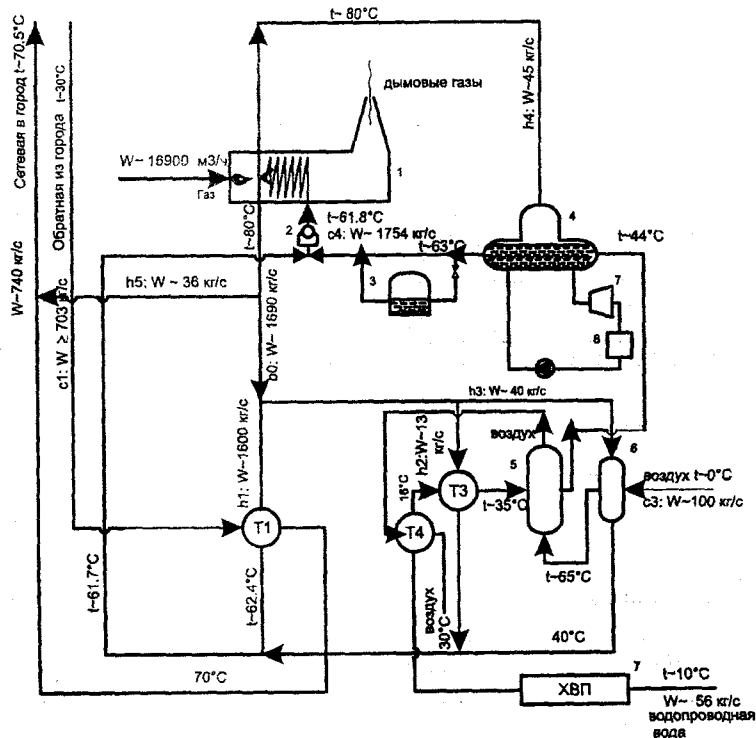


Рис. 8. Принципиальная технологическая схема котельной с закрытой системой теплоснабжения

Оценим капитальные затраты, необходимые для модернизации теплосети.

Прежде всего необходимо будет установить 180 индивидуальных теплопунктов для снабжения жилого района горячей водой. Вода нагревается от 10°C до 55°C, а требуемая тепловая нагрузка равна 60 МВт, что позволяет оценить площадь теплообменной поверхности пластинчатых подогревателей: $S \approx 1150 \text{ м}^2$. При стоимости 1 м² теплопередающей поверхности ~ 250 \$ США [11], общая стоимость установки индивидуальных теплопунктов составит сумму ~ 900000 \$ США. Площадь теплообменной поверхности теплообменника Т₁ (рис.7) должна быть равной ~ 2000 м², но в существующей схеме уже установлено ~ 1000 м², т. е. для модернизации Т₁ необходимо затратить ~300000 \$ США. Стоимость газоводяного теплообменника Т₄ (рис.7) с учетом ранее введенных коэффициентов составит ~20000 \$ США. Итого – общая стоимость модернизации равна ~1,22 · 10⁶ \$ США.

Оценим экономический эффект предлагаемой модернизации. Как видно из табл.3, мощность, отдаваемая котлами воде, равна 134 МВт или с учетом среднего к.п.д. котлов ~ 78%, необходимый расход газа составит ~ 16900 м³/ч. В итоге экономия составит от уменьшения расхода газа ~ 750000 \$ США. Забор воды из водопровода уменьшится на 314 кг/с, а при цене воды ~ 60 \$ США за 1000м³ экономия составит ~50000 \$ США в месяц. Следовательно, в результате предлагаемой модификации теплосети предприятие сможет экономить до 800000 \$ США в месяц, а срок окупаемости не превысит 2 – 3 месяцев.

Заметим, что мы не учитывали затраты на перекачку теплоносителей, но в настоящее время котельная платит за электроэнергию гораздо меньше, чем за холодную воду, а расходы теплоносителей в результате модернизации возрастут незначительно.

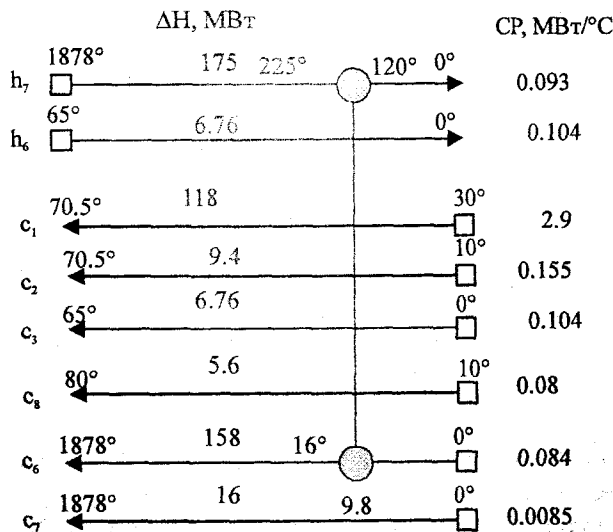


Рис.9. Балансная сеточная диаграмма котельной с закрытой схемой теплоснабжения

Для включения в тепловую интеграцию теплоты отходящих газов, рассчитаем воздухоподогреватель для спроектированной схемы. С помощью (8) определяем необходимый расход газа и строим балансную сеточную диаграмму (рис.9).

Стоимость установки воздухоподогревателя ~ 200000 \$ США, а расход газа снизится до 15850 м³/ч. И тогда общая стоимость модернизации будет равна 1,42 · 10⁶ \$ США, а экономия составит 850000 \$ США в месяц, т.е. срок окупаемости практически не изменится.

Построение составных кривых для потоковой схемы (рис.9) наглядно демонстрирует значение мощности, которое требуется подвести к рассматриваемой технологической системе (рис.10).

Закрытие системы теплоснабжения повысит возможность контроля и управления ею, а значит и надежность тепловой сети [12], что в свою очередь уменьшит затраты на ее ремонт. Кроме того, при закрытии теплосети будут снижены выбросы CO_2 в атмосферу практически вдвое, а уменьшение количества подпиточной воды и стабилизация работы котельной и, соответственно, системы отопления, позволяет значительно снизить сброс воды и химических соединений, растворенных в ней, в грунт.

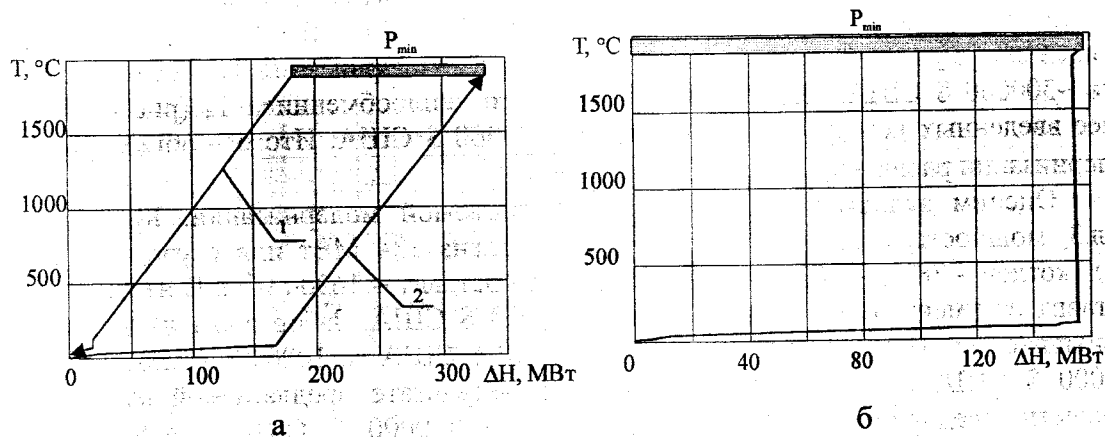


Рис.10. Составные кривые для балансной схемы модернизированной котельной: а) – горячая составная кривая – 1, 2 – холодная; б) – большая составная кривая.

Таким образом, учитывая значительный размер возможной экономии топлива и улучшение экологической обстановки в густонаселенных районах, целесообразно проводить модернизацию открытых систем районного теплоснабжения.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского Сообщества (Программа INCO COPERNICUS IC15-CT98-0506 (DG12-CDPE)) и Международной Ассоциацией Содействия Сотрудничеству с Учеными Новых Независимых Государств Бывшего Советского Союза (Программа INTAS 2017).

Литература

1. Ковалко П.М. Энергосбережения – досвід, проблеми, перспективи. Київ: Ін-т електродинаміки НАНУ, 1997. С. 152.
2. Tjvazhnyanski L.L., Kapustenko P.A., Uliev L.M., Perevertilenko A.Yu., Chernyshov A.I., Klemes J. Process integration analysis of boiler houses: case study and retrofit // 13th International Congress of Chemical Engineering, CHISA'98, Summaries. Vol.6. P.46.
3. Tjvazhnyanski L.L., Kapustenko P.A., Uliev L.M., Perevertilenko A.Yu., Chernyshov A.I. Application of Process Integration for Energy Saving and Pollution Redaction in Ukraine // 2nd Conference on Process Integration (PRES'99), May 31 – June 2, 1992, Budapest, Hungary. Proceedings. Budapest.1999. P. 659 – 664.
4. Грачев Ю.Г., Красовский Б.М., Жуков М.А., Быков К.Ф. О надежности открытых систем теплоснабжения // Строительство, экология, энергосбережение. Пермь: Перм. гос. техн. ун-т. 1995. С. 120 – 125.
5. Dohm B. A comparison of different methods for in – situ determination of heat losses from district heating pipes // International District Heating Conference. Copenhagen,

30 – 31 Okt., 1996. Papers. Copenhagen. 1996. P. 80 – 88.

6. Zinko H. The TX – model a quantitative heat loss analysis of district heating pipes by means of IR surface temperature measurements // Euroheat and Power: Fernwarme int. 1997. V. 26. No. 4 – 5. P. 148 – 156.

7. Smith R. Chemical Process Desing. N.Y.: McGraw – Hill, 1995. P.460

8. Клемеш Й., Костенко Ю.Т., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Зулин Б.Д. Применение метода пинч-анализа для проектирования энергосберегающих установок нефтепереработки // ТОХТ. 1999. Т. 33, № 4. С. 420 – 431.

9. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М. Определение энергосберегающего потенциала промышленных предприятий с помощью построения составных кривых технологических потоков // Интегровані технології та енергосбереження. 1999, №1. С. 14 – 27.

10. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Кузнецова Н.В., Митора В.В., Дубровского И.В., Красиной И.С. – М.: Энергия. 1973. С. 295.

11. Linhoff B., Townsend D.W., Boland D., Hewitt G.F., Thomas B.E.A., Guy A.R., Marsland R.H. A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy. Warks: ICE. 1991. P. 247.

12. Ковальянский Я.А., Старостенко Н.Н. Практическая методика количественной оценки надежности тепловых сетей при проектировании и в условиях эксплуатации // Теплоэнергетика. 1997, № 5. С. 30 – 33.

УДК 697.33/34

Товажнянский Л.Л., Капустенко П.О., Ульев Л.М.,
Перевертайленко О.Ю., Андрійчук М.Д.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ВІДКРИТИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ – ЕФЕКТИВНИЙ ШЛЯХ ЕНЕРГО ТА РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

Проаналізовано роботу водогрійної котельні з відкритим розбіром води на потреби гарячого водопостачання. Проведено порівняння з закритою схемою розбіру води. Відмічено, що закриття схеми дає зменшення води на підживлення, стабілізує роботу системи теплопостачання та зменшує втрати води.