

больший коэффициент преобразования, чем централизованные системы теплоснабжения с котельными.

Сравнительная таблица параметров вариантов построения ТНУ

Тип привода	Оптимизация параметров при мощности, %	ОТК теплового насоса	ОТК ТНУ	Суммарный КПЭ
Электродвигатель	100	2,58	2,45	0,90
	50	3,14	2,98	1,10
Дизельный ДВС	100	2,50	2,77	1,00
	50	3,07	3,37	1,21
Дв. Стирлинга, схема рис.2,а	100	2,56	3,41	1,40
	50	3,11	3,84	1,70
Дв. Стирлинга, схема рис.2,б	100	2,53	2,53	1,15
	50	3,08	3,08	1,40

В расчетах принято:  $\eta_{\text{ДВС}} = 0,36$  – КПД дизельного двигателя привода;  $Q_{\text{ОХЛ}} = 0,3N$  – доля теплоты, отводимой системой охлаждения ДВС по отношению к его эффективной мощности;  $\eta_{\text{КС}} = 0,8$  – КПД камеры сгорания двигателя Стирлинга, работающего на органическом топливе.

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
2. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. – М.: – Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Горожанкин С.А. Выбор параметров тепловых насосов Стирлинга // Вест. Донбасской гос. акад. стр-ва и арх-ры. Вып.99-3(17), 1999. – С 88-91.
4. Горожанкин С.А. Эффективность тепловых насосов, работающих по циклу Стирлинга // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.21. – К.: Техніка, 2000. – С.109-111.

Получено 10.05.2000

УДК 697.34

С.Ю.АНДРЕЕВ

ПО "Харьковтеплоэнерго"

### ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ТОЛЩИН ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ПРИ ИХ РЕКОНСТРУКЦИИ

Предлагаются математическая модель и программный комплекс для выбора оптимальных толщин изоляции трубопроводов тепловых сетей.

В качестве примера рассматривается один из трубопроводов отопительной системы (ОС), состоящей из отопительной котельной (ОК), тепловой сети (ТС) и теплораспределительных станций (ТРС).

Цель работы – найти оптимальные значения толщин изоляции подводящего и отводящего трубопроводов  $\delta_{1\text{опт}}$  и  $\delta_{2\text{опт}}$ ,

обеспечивающие минимум относительных годовых затрат  $H$ , грн./МДж в системе теплоснабжения в целом. При разработке целевой функции  $H$  учитываются следующие виды потерь:

$\Delta h_i(Q_i)$ ,  $i = \overline{1, n}$ , МВт – зависимость потерь теплоты с уходящими газами в  $i$ -м котле от тепловой нагрузки на котел;

$N_{дi}(Q_i)$ ,  $i = \overline{1, n}$ , кВт – затраты электроэнергии (в единицу времени) на работу дутьевых вентиляторов в  $i$ -м котле;

$N_{гi}$ ,  $i = \overline{1, n}$ , кВт – затраты электроэнергии (в единицу времени) на перекачку теплоносителя через  $i$ -й котел;

$\tilde{N}_{тр} = \tilde{N}_{трг}(d_1, d_2, G_{тр}) + \tilde{N}_{трт}(d_1, d_2, t_1, t_2)$ , грн./с – гидравлические и тепловые потери в трубопроводе ТС, где  $n$  – количество котлов в котельной;  $d_1, d_2, m$  – диаметры подводящей и обратной линий трубопровода;  $t_1, t_2, C^\circ$  – температура теплоносителя в них;  $G_{тр}$ , кг/с – расход теплоносителя через трубопровод.

Теперь перейдем к математической постановке задачи.

Найти

$$\min H(\delta_1, \delta_2) \quad (1)$$

$$\delta_1, \delta_2 \in \Omega$$

где  $\Omega$  – область определения целевой функции  $H$ , которая описывается рядом зафиксированных типоразмеров лотков.

При поиске оптимальных значений  $\delta_{1opt}$  и  $\delta_{2opt}$  целевая функция  $H$  для всех сравниваемых вариантов должна рассчитываться при одинаковых условиях эксплуатации системы теплоснабжения (СТ) для этих вариантов, т.е. СТ с разными величинами  $\delta_1, \delta_2$  должны функционировать в оптимальном режиме в течение всего отопительного сезона. Это, в свою очередь, значит, что для каждой тепловой нагрузки на СТ (которая в основном зависит от температуры наружного воздуха  $t_{нв}, C^\circ$ ) должны быть выбраны ее оптимальные параметры.

Основные исходные данные для решения задачи (1) следующие:

$\Delta t = \Delta t(t_{нв})$ , ч – количество часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха  $t_{нв} = -30C^\circ, -25C^\circ, -20C^\circ, -15C^\circ, -10C^\circ, -5C^\circ, 0C^\circ, 8C^\circ$ ;

$t_1(t_{нв}), t_2(t_{нв}), C^\circ$  – температурный график отпуска теплоты;

$Q_{imin}$  и  $Q_{imax}$ ,  $i = \overline{1, n}$ , МВт – минимальная и максимальная допустимые величины нагрузок на  $i$ -й котел;

$G_i$ , кг/с и  $\Delta P_{ki}$ , МПа,  $i = \overline{1, n}$ , – расход через  $i$ -й котел и падение давления в нем;

$l, d_1, d_2$ , м, – длина и диаметры труб участка трубопровода;

$t_{ki}(Q_i)$ ,  $i = \overline{1, n}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  – температура теплоносителя на выходе из  $i$ -го котла;

$G_{тр}$ , кг/с – расход теплоносителя через участок трубопровода;

$C_э$ , грн./(кВт·ч) и  $C_г$ , грн./м<sup>3</sup> – стоимость электроэнергии и топлива;

$C_{из}$ , грн./м<sup>3</sup> – стоимость изоляции;

$\text{Ен}$  – нормативный коэффициент эффективности;

$\Delta h_i = \Delta h_i(Q_i)$ , МВт;  $N_{di}(Q_i)$ , кВт,  $i = \overline{1, n}$ .

Результаты решения задачи (1) приведены на рис.1, 2.

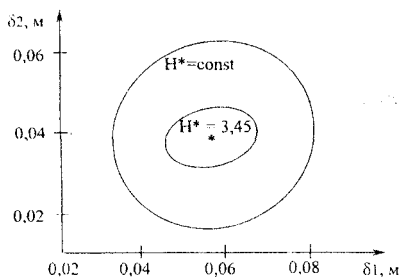


Рис.1 – Зависимость  $N^*$  от  $\delta_1$  и  $\delta_2$

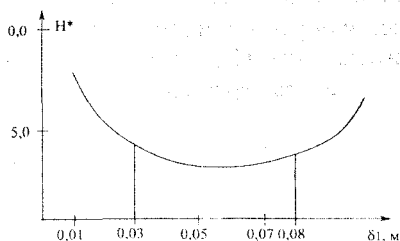


Рис.2 – Зависимость  $N^*$  от  $\delta_1$  при зафиксированной величине  $\delta_2 = \delta_{2\text{опт}} = 0,04$  м

На рис.1 показана зависимость  $N^*$  от  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Здесь  $N^* = (N - 0,1067) \cdot 10^5$ , где 0,1067 – постоянная составляющая потеря для всех исследуемых значений  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Такое нормирование [1] целевой функции позволяет более наглядно строить соответствующие графики и таблицы.

Анализируя результаты исследований, представленные на рис.1, можно сделать вывод, что оптимальные значения толщин изоляции трубопроводов составляют  $\delta_{1\text{опт}} \approx 0,06$  м и  $\delta_{2\text{опт}} \approx 0,04$  м.

На рис.2 приведена зависимость  $N^*$  от  $\delta_1$  при зафиксированной величине  $\delta_2 = \delta_{2\text{опт}} = 0,04$  м. Ее анализ в области вокруг точки экстремума ( $\delta_1 = \delta_{1\text{опт}} = 0,06$  м) показал, что изменение значения целевой функции при изменении  $\delta_1$  в интервале  $0,03 \div 0,08$  м небольшое. В той же мере это касается величины  $\delta_2$ .

Следовательно, окончательный выбор оптимальных значений  $\delta_{1\text{опт}}$  и  $\delta_{2\text{опт}}$  определяется результатами анализа целевой функции в

области экстремума и учетом дополнительных соображений, обеспечивающих надежность функционирования СТ и другие ее функциональные качества.

І.Хрилев Л.С., Смирнов І.А. Оптимизация систем теплофикации и централизованного теплоснабжения / Под ред. Е.Я. Соколова. – М.: Энергия, 1978. – 264 с.

Получено 28.04.2000

УДК 697.14.001.24:536.24

Б.А.КУТНИЙ

Полтавський державний технічний університет ім. Юрія Кондратюка

### НЕСТАЦІОНАРНИЙ ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З УРАХУВАННЯМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАПІЗНЕННЯ

Описується удосконалення методу розрахунку нестационарного теплового режиму водяних систем опалення шляхом урахування транспортного запізнення теплоносія. Метод можна застосовувати при проектуванні й аналізі роботи систем опалення та автоматичного регулювання опалювального навантаження.

Лінійна математична модель системи опалення автоматично враховує транспортне запізнення теплоносія, але потребує значних витрат машинного часу для знаходження температурного режиму [1]. Точкова математична модель системи опалення дозволяє отримувати результат за мінімальний проміжок часу, але не враховує транспортного запізнення [2, 3]. Це знижує точність знаходження середньої температури теплоносія і призводить до неприпустимих помилок при розрахунку температури теплоносія у зворотному трубопроводі системи опалення. В ідеалізованій системі опалення, де відсутні перемішування теплоносія і втрати теплоти в оточуюче середовище, графік температури теплоносія у зворотному трубопроводі ( $\tau_{2(z)}$ ) матиме вигляд, зображений на рис.1 (лінія 1). Звичайно, в реальних системах опалення теплоносій частково перемішується, зокрема за рахунок різної довжини циркуляційних кілець. Тому зміна температури в зворотному трубопроводі системи опалення в умовах відсутності втрат теплоти в навколишнє середовище матиме вид, близький до експоненційної залежності (лінія 2 на рис.1).

Визначимо  $\tau_{2(z)}$  як функцію часу й швидкості руху теплоносія в системі опалення за відсутності втрат теплоти в навколишнє середовище. За аналогією із зміною концентрації [4], для точкової моделі системи опалення з урахуванням перемішування теплоносія температуру в зворотному трубопроводі знаходимо з формули