

топлива вверх выносятся мелкие угли, поэтому для предотвращения уноса желательна вторая колосниковая решетка, как в [2].

внесение в объем трубы-топки посторонних тел не ухудшает пульсационного режима, поэтому вполне возможна установка теплообменника над решеткой.

Количественно процесс характеризуется следующими данными: частота пульсаций 72–75 Гц; амплитуда колебаний давления (оценка) 500–1000 Па; средняя температура газов в трубе 600–900 К; средняя скорость газов 3–10 м/с.

Напряжение зеркала горения ($v \frac{\text{МВт}}{\text{м}^2}$): горение без пульсаций 0,9–1; слоевое пульсирующее горение без дутья 1,2–1,4; то же с дутьем 1,82–2,05; слоевое пульсирующее горение без дутья с отражателем снизу 1,8–2,0.

Расход топлива показан на графиках для труб-топок различных диаметров: без дутья (рис. 3, а) и с дутьем (рис. 3, б).

Естественно, тепловая мощность с увеличением диаметра растет примерно параболически. Коэффициент избытка воздуха, рассчитанный по скорости воздуха в нижней части трубы и расходу угля, составил 1,5–2,3.

Л и т е р а т у р а

1. С е в е р я н и н В.С., Л ы с к о в В.Я. Камерная топка. А.с. 228216 (СССР). — Бюл.изобрет., 1968, № 31. 2. С е в е р я н и н В.С. О нагревателях с пульсирующим горением. — Изв. вузов СССР. Сер. Энергетика, 1974, № 5.

УДК 697.34.001.24

Э.П.Минич, В.П.Бразовский, Б.В.Яковлев

К ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНЫХ ДИАМЕТРОВ ТЕПЛОПРОВОДОВ В КРУПНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

Целесообразность сооружения крупных источников тепла для совместного снабжения теплом промышленных и коммунально-бытовых потребителей и необходимость выноса источников за пределы городской застройки приводят к существенному увеличению дальности передачи тепловой энергии, диаметров теплопроводов и связанных с этим затрат на строительство и эксплуатацию тепловых сетей.

Поэтому задача определения оптимальных характеристик транспортной сети является весьма актуальной. Одним из основных факторов, определяющих экономичность системы теплоснабжения, является выбор рациональных диаметров теплопроводов, обоснованных технико-экономическим расчетом.

Существующие методы расчета опираются на рекомендованные строительными нормами и правилами усредненные значения удельных потерь дав-

ления для различных звеньев тепловой сети (магистральные, распределительные и квартальные сети).

Эти рекомендуемые величины не учитывают изменения стоимостных и других показателей при различных способах прокладки (надземная, подземная), системах транспорта тепла (двухтрубная, однострунная), а также условий районов прокладки, влияющих на экономику системы теплоснабжения.

Затраты на тепловые сети определяются в основном стоимостью строительства тепловых сетей, которая принимается по известным нормативным документам [1].

При проектировании протяженных тепловых сетей большого диаметра требуется правильно учитывать не только стоимостные показатели на строительство теплопроводов, но и затраты, связанные с перекачкой теплоносителя и потерей тепла, которые оказывают существенное влияние на выбор диаметров при различных способах прокладок.

В настоящей статье ставится задача применить метод оптимальных интервалов удельных потерь давления [3, 4], который дает однозначное решение при выборе диаметров трубопроводов на основе технико-экономического расчета.

Удельные расчетные затраты на 1 км теплотрассы определяются как сумма затрат на строительство теплосетей $Z_{стр}$, затрат на перекачку теплоносителя $Z_{тр}$ и затрат на потери тепла $Z_{т.п}$, т.е.

$$Z_p \approx Z_{стр} + Z_{тр} + Z_{т.п}. \quad (1)$$

Величина расчетных затрат на строительство теплосетей определяется для каждого способа прокладки и диаметра теплотрассы при средних грунтах; при коэффициенте эффективности 0,12 и эксплуатационных затратах 0,08 от капложений удельные расчетные затраты на строительство равны

$$Z_{стр} = 0,2 K_{ст}, \quad (2)$$

где $K_{ст}$ — капложения на строительство тепловых сетей, тыс.руб./км.

Значительной составляющей затрат в водяных тепловых сетях являются затраты на перекачку теплоносителя, основной частью которых является стоимость электроэнергии, расходуемой сетевыми насосами.

Расход электроэнергии определяется по формулам [2]:

$$Z_{т} = \frac{G \cdot \Delta h}{\rho \eta} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}. \quad (3)$$

Учитывая, что

$$\Delta h = 0,0894 \frac{k_3^{0,25}}{\rho} \cdot \frac{G^2}{d \sqrt{5,25}} (1+\alpha), \quad (4)$$

и принимая $\alpha = 0,6$; $\eta = 0,75$; $\rho = 958 \text{ кг/м}^3$, получим для 1 км трубопровода

$$\mathcal{E}_T = 4,16 \frac{G^3 \cdot \kappa_3^{0,25}}{d^{5,25}} \cdot \tau \cdot 10^{-7} \text{ кВт.ч/год}, \quad (5)$$

где G — расход теплоносителя, кг/с; ρ — плотность, кг/м³ при 100°C; Δh — потеря напора, Па; η — КПД насосной установки; κ_3 — эквивалентная шероховатость (принимается равной 0,0005 м); d — диаметр трубопровода, м; τ — число часов использования пропускной способности трубопровода; α — коэффициент местных потерь.

Затраты на перекачку теплоносителя

$$\mathcal{Z}_{\text{ТР}} = \mathcal{E}_T \cdot z_3 = 4,16 \frac{G^3 \cdot \kappa_3^{0,25}}{d^{5,25}} \cdot \tau \cdot z_3 \cdot 10^{-12} \text{ тыс.руб./год}, \quad (6)$$

где z_3 — замыкающие затраты на электроэнергию, коп/кВт.ч. Затраты на потери тепла 1 км трассы определялись по выражению

$$\mathcal{Z}_{\text{т.п.}} = q_{\text{уд}} \cdot \tau \cdot b_T \cdot z_T \text{ тыс.руб.} \quad (7)$$

Здесь $q_{\text{уд}}$ — удельные нормативные потери тепла, ккал/м.ч [5]; b_T — удельный расход топлива на выработку тепла, т у.т./Гкал; z_T — стоимость топлива, руб/т у.т. (замыкающие затраты). Затраты на тепловые потери практически не зависят от расхода теплоносителя. Некоторое влияние оказывает принятый температурный график. Это влияние исследовалось путем определения средневзвешенной температуры воды за отопительный период для расчетной температуры наружного воздуха минус 25°C и последующим пересчетом удельной потери тепла на эту температуру по формуле

$$q_{\text{нов}} = q_{\text{н}} \frac{t_{\text{ср}}^{\text{нов}} - t_{\text{окр}}}{t_{\text{ср}}^{\text{н}} - t_{\text{окр}}} \text{ ккал/м.ч}, \quad (8)$$

где $q_{\text{нов}}$ — удельная потеря тепла при новом графике температур; $t_{\text{ср}}^{\text{нов}}$, $t_{\text{ср}}^{\text{н}}$ — соответственно средняя температура сетевой воды при новом графике и графике 150–70°C; $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды С.

Результаты пересчета приведены в табл. 1.

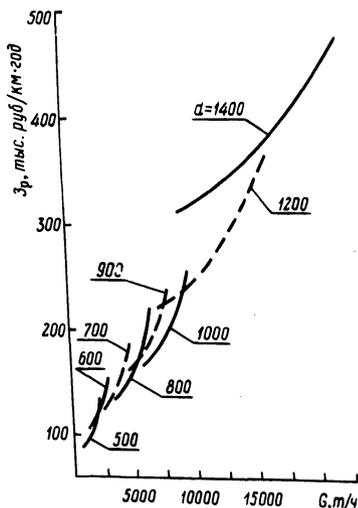
Из табл. 1 видно, что при переходе на повышенный температурный график без изменения изоляционных конструкций увеличение теплотерь составляет в среднем 3,5% на каждые 10°C повышения графика.

Так как величина годовых затрат на тепловые потери составляет 8–9% от суммарных затрат на тепловые сети, влияние повышения температурного графика на величину расчетных затрат по тепловым сетям незначительно (менее 1%) и поэтому может не учитываться. Подставив выражения (2), (6), (7) в формулу (1), получим

Т а б л и ц а 1. Относительное увеличение тепловых потерь при изменении температурного графика

Тип прокладки	Температурный график, °С					
	150 – 70	160 – 70	170 – 70	180 – 70	190 – 70	200 – 70
Подземная прокладка	1,0	1,04	1,07	1,10	1,14	1,17
Надземная прокладка	1,0	1,04	1,0	1,10	1,12	1,15
Средняя температура воды	90	93,9	96,4	99,3	101,7	104,4

Рис. 1. Зависимость расчетных затрат (Z_p) на тепловые сети от расхода теплоносителя G при двухтрубной прокладке в непроходных каналах.



$$Z_p = 0,2K_{стр} + q_{уд} \tau \cdot b_I \cdot z_T + 4,16 \frac{\kappa_3^{0,25} G^3}{d^{5,25} \tau \cdot z_3} \cdot 10^{-12}. \quad (9)$$

Введем обозначения постоянных

$$0,2K_{стр} + q_{уд} \tau \cdot b_I \cdot z_T = A;$$

$$4,16 \frac{\kappa_3^{0,25}}{d^{5,25}} \tau \cdot z_3 \cdot 10^{-12} = B,$$

тогда получим

$$z_p = A + BG^3. \quad (10)$$

Для условий ОЭС Центра принято $z_3 = 1,55 \frac{\text{коп}}{\text{кВт ч}}$; $z_T = 27 \text{ руб/т у.т.}$; $b_T = 0,17 \text{ т у.т./Гкал}$; $\tau = 6000 \text{ ч}$; $\kappa_3 = 0,0005 \text{ м}$. По выражению (10) построены графики зависимости расчетных затрат от расхода теплоносителя для каждого диаметра и способа прокладки (рис. 1). Графически или путем совмест-

Т а б л и ц а 2. Оптимальные интервалы расходов теплоносителя и удельных потерь давлений

Диаметр трубопровода, мм	Тип прокладки					
	Непроходные каналы		На низких опорах до 2,5 м		Бесканальная	
	$\frac{G_{\min}}{G_{\max}}$, т/ч	$\frac{\Delta h_{\min}}{\Delta h_{\max}}$, кг/м ² м	$\frac{G_{\min}}{G_{\max}}$, т/ч	$\frac{\Delta h_{\min}}{\Delta h_{\max}}$, кг/м ² м	$\frac{G_{\min}}{G_{\max}}$, т/ч	$\frac{\Delta h_{\min}}{\Delta h_{\max}}$, кг/м ² м
600	<u>1950</u>	<u>5,3</u>	<u>1750</u>	<u>4,3</u>	<u>1550</u>	<u>3,4</u>
	2350	7,7	2200	6,6	2000	5,6
700	<u>2350</u>	<u>3,8</u>	<u>2200</u>	<u>3,4</u>	<u>2000</u>	<u>2,8</u>
	3000	6,2	2500	4,3	3000	6,2
800	<u>3000</u>	<u>3,2</u>	<u>2500</u>	<u>2,2</u>	<u>3000</u>	<u>3,2</u>
	4900	8,4	3900	5,3	4000	5,6
900	—	—	<u>3900</u>	<u>2,9</u>	<u>4000</u>	<u>3,1</u>
	—	—	5500	5,7	4750	4,3
1000	<u>4900</u>	<u>2,7</u>	<u>5500</u>	<u>3,4</u>	<u>4750</u>	<u>2,5</u>
	8500	7,9	6700	5,0	7250	5,9
1200	<u>8500</u>	<u>3,1</u>	<u>6700</u>	<u>2,0</u>	<u>7250</u>	<u>2,4</u>
	15250	10,0	10850	5,0	11000	5,2
1400	<u>15250</u>	<u>4,5</u>	<u>10850</u>	<u>2,3</u>	<u>11000</u>	<u>2,2</u>
	23600	10,3	24000	11,0	23000	10,0

ного решения уравнений (10) для двух ближайших диаметров нетрудно установить интервалы оптимальных расходов и удельных потерь давления для каждого диаметра и вида прокладки.

Для приведенных выше условий при двухтрубной прокладке тепловой сети эти значения даются в табл. 2.

В ы в о д ы

1. Затраты на перекачку теплоносителя и тепловые потери оказывают заметное влияние на выбор оптимальных диаметров теплопроводов, поэтому при проектировании тепломагистралей эти затраты необходимо учитывать.

2. При определении оптимальных интервалов удельных падений давления или расходов теплоносителя необходимо учитывать изменение замыкающих затрат на топливо и электроэнергию как для различных зон страны, так и во времени. Например, для теплопроводов в непроходных каналах диаметром 1200–1400 мм, а также для теплопровода 1400 мм при любых видах прокладок верхний предел оптимальных удельных потерь давления может быть увеличен до $10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}$ для Центральной зоны страны и до $14\text{--}15 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}$ для Сибири.

Л и т е р а т у р а

1. Нормативы удельных капитальных вложений в строительство тепловых сетей. — М., 1974. 2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. — М., 1975. 3. Братенков В.Н., Будницкая Л.Е., Соколов В.Б. Оптимальные удельные падения давления в трубопроводах тепловых сетей. — Промышленная энергетика, 1977, № 2. 4. Пекелис Г.Б., Рогачев И.Г. Оптимальные интервалы расходов, скоростей воды и удельных потерь давления для двухтрубных водяных тепловых сетей. — В. сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Мн., 1971, вып. 1. 5. Нормы проектирования тепловой изоляции для трубопроводов и оборудования электростанций и тепловых сетей. — М., 1959.

УДК 621.311:681.326

С.М.Силюк

МЕТОД РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОЧНОЙ ТЭС

В настоящее время разработан ряд методов по оптимизации режимов работы оборудования, базирующихся на знании его энергетических характеристик, которые не соответствуют действительному состоянию оборудования на момент оптимизации режима.

В настоящей работе рассмотрен алгоритм расчета расходной характеристики блочной электростанции при оптимальном распределении нагрузки