

*Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Магистерская программа «Энергообеспечение предприятий.
Тепломассообменные процессы и установки»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.ДВ.01.02 «Оптимизация инженерных
сетей зданий и сооружений»*



**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»
в г. Смоленске**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА**

Оптимизация инженерных сетей зданий и сооружений

Направление подготовки (специальность): 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Магистерская программа: «Энергообеспечение предприятий. Тепломассообменные процессы и установки»

Уровень высшего образования: магистратура

Нормативный срок обучения: 2 года 3 месяца

Форма обучения: заочная

Год набора: 2024

Смоленск

Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Магистерская программа «Энергообеспечение предприятий.
Тепломассообменные процессы и установки»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.ДВ.01.02 «Оптимизация инженерных сетей
зданий и сооружений»



Методическое обеспечение составил:



_____ подпись

к.т.н., доцент

Галковский В.А.
Ф.И.О.

« 17 » апреля 2024 г.

Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»:


_____ подпись

В.А. Галковский
Ф.И.О.

« 02 » мая 2024 г.

*Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Магистерская программа «Энергообеспечение предприятий.
Тепломассообменные процессы и установки»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.ДВ.01.02 «Оптимизация инженерных сетей
зданий и сооружений»*



**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»
в г. Смоленске**

**Методические рекомендации
к практическим занятиям по
дисциплине «Оптимизация инженерных сетей зданий и сооружений»**

Смоленск

Учебным планом подготовки магистров по направлению 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (магистерская программа «Энергообеспечение предприятий. Теплообменные процессы и установки») по дисциплине «Оптимизация инженерных сетей зданий и сооружений» предусмотрено проведение 9-ти практических занятий (18 часов) по 6 темам.

1. МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВОДОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ

Пусть имеется гидравлическая цепь с произвольной схемой соединений и произвольно заданными направлениями потоков на ее ветвях, состоящая из m узлов, n ветвей и c линейно независимых контуров ($m-1+c=n$). Схема, для которой построены матрицы, изображена на рис. 6.1 и имеет $m=6$, $n=8$ и $c=3$.

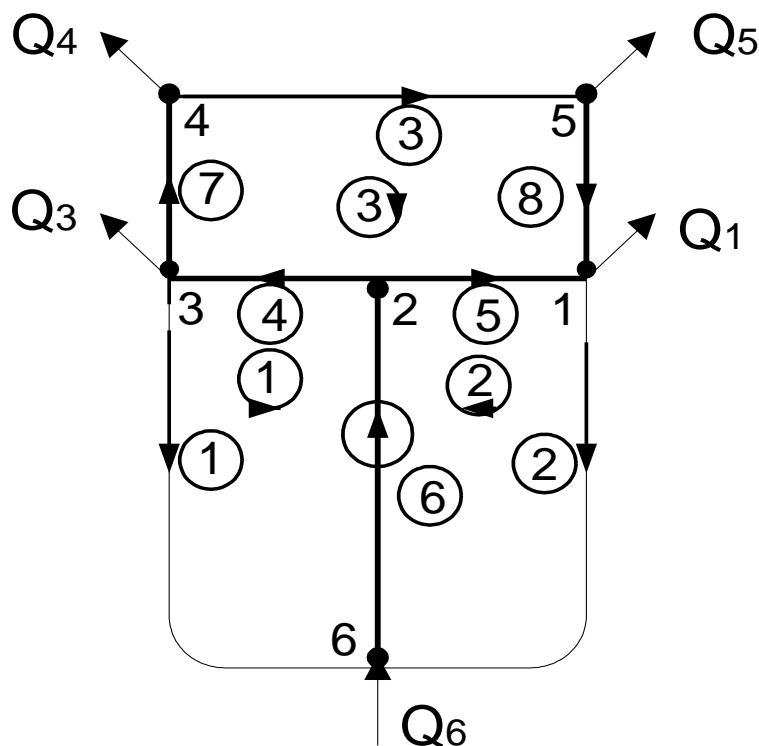


Рис. 1.1. Пример расчетной схемы гидравлической цепи

Полная матрица \bar{H} инциденций m узлов и n ветвей есть $m \times n$ – матрица с элементами

$$h_{ij} = \begin{cases} 0, & \text{если ветвь } i \text{ не имеет связи с узлом } j; \\ +1, & \text{если поток на ветви } i \text{ исходит (вытекает) из узла } j; \end{cases}$$

–1, если поток на ветви i входит (втекает) в узел j ;

Для рис. 1.1 полная матрица инцидентий имеет вид

$$\bar{H} = \{h_{ij}\} = \begin{array}{c|cccccccc} & \begin{array}{c} i \\ j \end{array} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 \\ \hline 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 4 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 6 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{array} \quad (1.1)$$

Каждая j -я строка матрицы \bar{H} содержит информацию о ветвях, соединяющихся (инцидентных) в узле j ; каждый ее i -й столбец – информацию об узлах, ограничивающих ветвь i .

Матрица H соединений $m - 1$ линейно независимых узлов и n ветвей есть $(m - 1) \times n$ - матрица, получающаяся из полной матрицы \bar{H} путем вычеркивания любой ее строки, поскольку каждая строка \bar{H} является линейной комбинацией остальных строк. В качестве линейно независимой строки обычно берется строка, соответствующая узлу с заданным давлением P_m (для данного примера $P_m = P_6$).

Матрица B контуров, фиксирующая выбранную на схеме систему контуров, есть $c \times n$ - матрица с элементами

$$b_{ri} = \begin{cases} 0, & \text{если ветвь } i \text{ не принадлежит контуру } r; \\ +1, & \text{если ветвь } i \text{ принадлежит контуру } r \text{ и ее ориентация совпадает} \\ & \text{направлением его обхода;} \\ -1, & \text{если ветвь } i \text{ принадлежит контуру } r, \text{ но ее ориентация} \\ & \text{противоположна направлению его обхода.} \end{cases}$$

Для рис. 1.1 матрица контуров имеет вид

$$B\{bri\} = \begin{array}{c|cccccccc} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 \\ \hline ir & & & & & & & & \\ \hline 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \hline 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ \hline 3 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 1 & 1 \end{array} \quad (1.2)$$

Каждая r -я строка матрицы B содержит информацию о ветвях, входящих в r -й контур: каждый i -столбец B – информацию о том, в какие контуры входит i -я ветвь.

1.1. Первый и второй законы Кирхгофа для гидравлических сетей

Матрицы \bar{N} , H , B используются для краткой записи основных законов и соотношений, справедливых для гидравлических сетей. Так, материальный баланс для цепи – первый закон Кирхгофа – запишется как

$$Nx = Q \quad (1.3)$$

Связь между давлениями в узлах и их перепадами на ветвях записывается так

$$y = H^T P \quad (1.4)$$

С другой стороны, вводя диагональные матрицы S и X , элементами которых являются соответственно сопротивления s_i и модули расходов $|x_i|$ ветвей, перепады давлений можно выразить через потери давлений (напоров) на преодоление трения и величины напоров в источниках, и наоборот:

$$y = h + H = SXx + H \quad (1.5)$$

$$h = y + H = SXx \quad (1.6)$$

Второй закон Кирхгофа – сумма перепадов давлений для всех линейно независимых контуров цепи равна нулю – имеет вид

$$By = Bh - BH = BSXx - BH = 0 \quad (1.7)$$

1.2. Математические модели потокораспределения

Движение теплоносителя (горячей воды) по многоконтурной тепловой сети, как и другой сплошной среды в различных трубопроводных системах, происходит, как правило, в установившемся режиме в соответствии с двумя известными законами Кирхгофа. При этом его движение на каждом участке сети сопровождается потерей энергии, выражаемой обычно в виде:

$$y_i = P_j - P_{j+1} = h_i - H_i = s_i x_i^2 - H_i \quad (1.8)$$

или

$$h_i = P_j - P_{j+1} - H_i = y_i + H_i = s_i x_i^2. \quad (1.9)$$

Соотношения (6.8),(6.9) называются “замыкающими”, поскольку посредством их осуществляется связь между величинами, относительно которых сформулированы законы Кирхгофа, т.е. между давлениями (потерями давлений, или потерями напоров), с одной стороны, и расходами – с другой.

Устоявшимися формами математического описания (математическими моделями) потокораспределения являются системы смешанных (линейных и нелинейных) уравнений, которые с учетом ранее введенных матричных обозначений имеют следующий вид.

I. Контурная система уравнений (контурная модель)

$$Ax=Q, \quad (1.10)$$

$$By=0, \quad (1.11)$$

$$y+H= SXx \quad (1.12)$$

относительно независимых векторов x и y , название которой обусловлено присутствием в ней матрицы контуров B .

II. Узловая система уравнений (узловая модель)

$$Ax=Q, \quad (1.13)$$

$$y= A^T \cdot \bar{P}, \quad (1.14)$$

$$y+H= SXx \quad (1.15)$$

относительно независимых векторов x , y , и $m-1$ компонент вектора \bar{P} (поскольку одна из m компонент \bar{P} должна быть задана), которые составляют вектор P . Использование здесь лишь матрицы A соединений узлов и участков и определило название системы.

В обеих моделях первые подсистемы (6.10) и (6.13) отражают первый закон Кирхгофа (для каждого узла сети сумма входящих в него потоков равна сумме выходящих); вторые подсистемы (6.11) и (6.14) – второй закон Кирхгофа; третьи подсистемы (6.12) и (6.15) – это уже упоминавшиеся замыкающие соотношения в матричной форме.

Относительно обеих моделей обычно утверждается, что они эквивалентны в смысле получаемых с их помощью решений x и y .

2. РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЮ И ГВС

Основными потребителями теплоты от ТЭЦ являются:

1. Силовые агрегаты с приводом от паровых машин или турбин.

Для большинства силовых потребителей необходим пар с давлением 0,8 – 1 МПа насыщенный или перегретый до температуры 200 – 250 °С. А если привод идет

от паровых турбин, то должен быть перегретый пар с давлением 1,8 – 3,5 МПа и температурой 350 – 450 °С.

2. Аппараты и устройства, в которых теплота используется для осуществления технологических процессов. В этом случае применяется насыщенный или слабо перегретый пар с давлением 0,3 – 0,8 МПа, и вода с температурой до 150 °С.

3. Системы отопления вентиляции, горячего водоснабжения и кондиционирования. В производственных помещениях допускается температура поверхности нагрева отопительных приборов до 150 °С. Тогда для них можно использовать пар с давлением до 0,6 МПа или горячую воду. В общественных зданиях температура не может превышать 95 °С. В качестве источника используется горячая вода.

Основные преимущества воды в качестве теплоносителя по сравнению с паром:

1. Большая комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ, за счет сетевых подогревателей и использование в них отборов пара с более низким параметрами.

2. Меньшие потери рабочего агента у потребителя (при малых неплотностях.)

3. Возможность центрального регулирования однородной тепловой нагрузки.

4. Повышенная аккумулирующая способность водяной системы.

Недостатки воды как теплоносителя:

1. Большой расход электрической энергии на перекачку.

2. Более тяжелые последствия при авариях в тепловой сети.

3. Сложность местного регулирования отопительной нагрузки.

Отпуск пара потребителям производится :

1. Из отборов или противодавленческих турбин.

2. Из паропреобразовательных установок, пар к которым поступает из отборов и турбин типа Р.

3. От термокомпрессоров, пар к которым поступает из отборов или частично из парогенераторов.

4. От парогенераторов через РОУ.

Потребители пара характеризуются равномерным суточным и резко-переменным годовым расходом теплоты.

2.1. Аналитическое определение сезонного отпуска теплоты технологическим потребителям

На практике для определения $Q_{II}^{РП}$ используют графический метод, т.е. строят график паровой нагрузки предприятия за расчетный период, затем линеаризуют этот график и определяют площадь под этой линией.

Для линеаризованного графика можно сказать, что общее количество теплоты

$$\bar{Q}_{II} = 1 - (1 - \bar{Q}_n^{\min}) \cdot \bar{h}.$$

Определим нагрузку, покрываемую различными источниками:

- нагрузка, покрываемая за счет источников ВЭР $\bar{Q}_{II}^{ВЭР}$

для случая $0 < \bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР} < \bar{Q}_{\Pi}^{\min}$: $\bar{Q}_{\Pi.РП}^{ВЭР} = \bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР} \cdot Q_{\Pi}^P \cdot \tau_{РП}$

если $\bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР} > \bar{Q}_{\Pi}^{\min}$, но $\leq \alpha_{\Pi}$, то: $\bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР} = \left[\bar{Q}_{\Pi}^{\min} + 0.5 \cdot \left(1 + \frac{1 - \bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР}}{1 - \bar{Q}_{\Pi}^{\min}} \right) \cdot (\bar{Q}_{\Pi}^{ВЭР} - \bar{Q}_{\Pi}^{\min}) \right] \times Q_{\Pi}^P \cdot \tau_{РП}$

- нагрузка, покрываемая паровыми котлами $\bar{Q}_{\Pi}^{ПК}$ определяется по заданному α_{Π} (площадь треугольника bfe):

$$\bar{Q}_{\Pi.РП}^{ПК} = 0.5 \cdot \frac{(1 - \alpha_{\Pi})^2 \cdot \bar{\tau}_{РП}}{1 - (\bar{Q}_{\Pi}^{\min})^2} \cdot Q_{\Pi}^P \cdot \tau_{РП}$$

где $\bar{\tau}_p$ - относительная продолжительность использования максимальной паровой нагрузки $\bar{\tau}_p = 0.5 \cdot (1 + \bar{Q}_{\Pi}^{\min}) \cdot \bar{\tau}_{РП}$;

продолжительность работы пиковой котельной: это следует из подобия треугольников bfe и gbc. Определяем $\tau_{\alpha} = \frac{1 - \alpha_{\Pi}}{1 - \bar{Q}_{\Pi}^{\min}} \times \tau_{РП}$

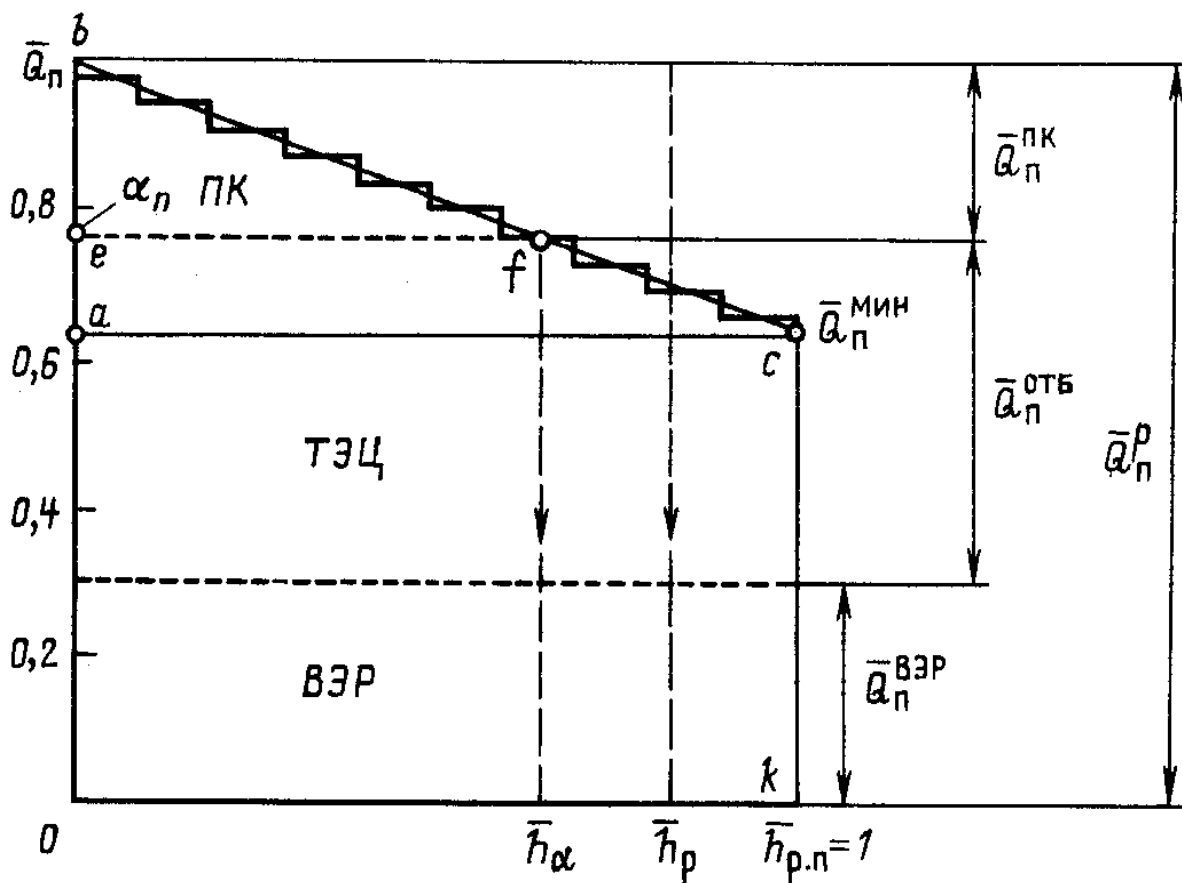


Рис. 2.1. График паровой нагрузки предприятия

$\bar{Q}_{\Pi.РП}^{ТЭЦ}$ определяется как разница $\bar{Q}_{\Pi.РП}^{ПК}$ и $\bar{Q}_{\Pi.РП}^{ВЭР}$

$$Q_{\Pi.РП} = 0.5 \cdot (1 + \bar{Q}_{\Pi}^{\min}) \cdot Q_{\Pi}^P \cdot \tau_{РП}$$

$$Q_{\Pi.РП}^{ТЭЦ} = Q_{\Pi.РП} - Q_{\Pi.РП}^{ПК} - Q_{\Pi}^{ВЭР}$$

2.2. Аналитическое определение сезонного отпуска теплоты сантехническими потребителями

На рис. 2.2 представлены графики годового потребления теплоты санитарно-техническими потребителями.

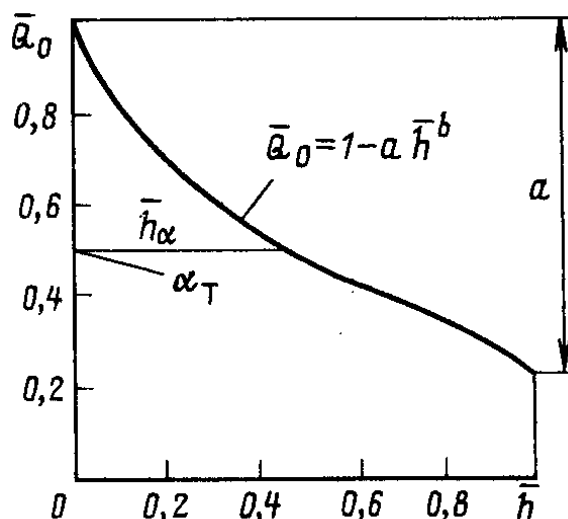
Аналитическое описание графика изменения отопительной нагрузки по продолжительности отопительного периода

$$\bar{Q}_0 = 1 - a \cdot \bar{\tau}^b, \quad (2.1)$$

где **a** и **b** коэффициенты зависящие от климатических условий района и определяются из СНиП. За весь отопительный сезон:

$$\bar{Q}_{0, \text{сез}} = \int_{\bar{\tau}_1}^{\bar{\tau}_2} (1 - a \cdot \bar{\tau}^b) d\bar{\tau}, \quad (2.2)$$

а)



б)

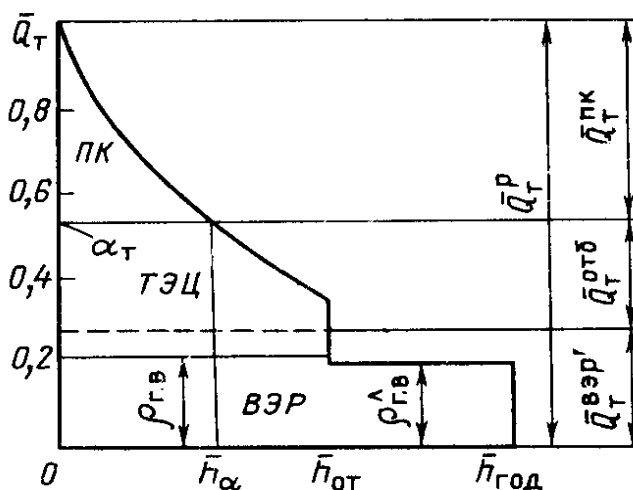


Рис. 2.2. Графики потребления теплоты санитарно-техническими

потребителями

- а) график изменения отопительной нагрузки по продолжительности;
- б) годовой график суммарной сантехнической нагрузки по продолжительности.

Отопительный период длится с τ_1 до τ_2 , при чем $\bar{\tau}_1 = 0, a \bar{\tau}_2 = 1$, тогда:

$$Q_{o \text{ сез}} = \left(1 - \frac{a}{b+1}\right) \cdot Q_0^p \cdot \tau_{om}. \quad (2.3)$$

Суммарный часовой расход теплоты на покрытие всей сантехнической нагрузки:

$$Q_T^{zoo} = \left\{ \left[\left(1 - \frac{a}{b+1}\right) \cdot (\beta_0 + \pi \cdot \beta_b) + \rho_{ПВ} \right] \cdot \chi_{om} + \chi_{ГВ} \cdot \rho_{ГВ} (8760 - \tau_{om}) \right\} \cdot Q_T^p \quad (2.4)$$

где $\beta_0 = \frac{Q_0}{Q_T}$; $\beta_b = \frac{Q_b}{Q_T}$; $\rho_{ГВ} = \frac{Q_{ГВ}}{Q_T}$ - доли расхода теплоты соответственно на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение;

$t_{в.р.}$, $t'_{н.о.}$, $t'_{н.в.}$ - расчетные температуры воздуха внутри, снаружи помещения на отопление и вентиляцию.

$$\pi_B = \frac{t_{в.р.} - t'_{н.в.}}{t_{в.р.} - t'_{н.о.}} \quad (2.5)$$

$$\chi_{з.в.} = 0.8 \cdot \frac{(60 - t'_{х.л.})}{(60 - t'_{х.з.})} \quad (2.6)$$

Покрывание нагрузки от различных источников определяется следующим образом.

Годовой отпуск тепла от ПК при заданной α_T определяется по формуле (7.2), при следующих пределах интеграла: $\bar{\tau}_1 = 0 \quad \bar{\tau}_2 = \bar{\tau}_\alpha$

Относительная продолжительность работы пиковой котельной зо отопительный сезон определяется по формуле:

$$\bar{\tau}_\alpha = \left[\frac{1}{\alpha} \left(1 - \frac{\alpha_T - \rho_{з.в.}}{1 - \rho_{з.в.}} \right) \right]^{1/b}. \quad (2.7)$$

После подставления формулы (7.7) в формулу (7.2) и перехода к размерным величинам получаем:

$$Q_{T \text{ ГОД}}^{ПК} = \left\{ \left[\frac{1}{\alpha} \left(1 - \frac{\alpha_T - \rho_{z.g}}{1 - \rho_{z.g}} \right) \right]^{1/b} \times \left[1 - \frac{1}{b+1} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_T - \rho_{z.g}}{1 - \rho_{z.g}} \right) \right] \right\} \times (1 - \rho_{z.g}) \cdot Q_T^P \cdot \tau_{om} \quad (2.8)$$

где Q_T^P - суммарный расход теплоты на покрытие сантехнических нагрузки
 Годовой отпуск теплоты от источника ВЭР при $\bar{Q}_{ВЭР} \leq \rho_{z.g}$ равен:

$$Q_{T.zod}^{BЭР} = \bar{Q}_{ВЭР} Q_T^P \tau_{zod} \quad (2.9)$$

при $\rho_{z.g} < \bar{Q}_{ВЭР} \leq (1 - \alpha)\beta_0 + \rho_{z.g}$:

$$Q_{T.zod}^{BЭР} = \left\{ (1 - \rho_{z.g}) \left[\bar{Q}_{ВЭР} \bar{\tau}_{ВЭР} + 1 - \bar{\tau}_{ВЭР} - \frac{a}{b+1} (1 - \tau_{ВЭР}^{b+1}) \right] \times \tau_{om} + \rho_{z.g} \tau_{om} + \chi_{z.g} \rho_{z.g} (8760 - \tau_{om}) \right\} Q_T^P$$

где $\bar{\tau}_{ВЭР} = \left[\frac{1}{a} \left(1 - \frac{\bar{Q}_{ВЭР} - \rho_{z.g}}{1 - \rho_{z.g}} \right) \right]^{1/b}$ - относительная продолжительность использования ус-
 тановок ВЭР.

Годовой отпуск теплоты из отборов турбин ТЭЦ:

$$Q_{m.zod}^{отб} = Q_{m.zod} - Q_{m.zod}^{ПК} - Q_{m.zod}^{BЭР} \quad (2.10)$$

3. РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИСТОЧНИКОВ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

На режим работы заводских ТЭЦ оказывает влияние большое число факторов, которые могут меняться в широком пределе. На практике необходимо оценивать эффективность работы турбин, что можно сделать по диаграммам режимов работы турбин, по энергетическим характеристикам и на основе удельной комбинированной выработки электрической энергии на тепловом потреблении:

1. Оценка эффективности по диаграмме режимов работы турбин определяется:

$$Q_{тур} = f(N, Q_{п}, Q_{т}, P_{отб.})$$

Диаграмма для турбины ПТ имеет вид (рис. 3.1)

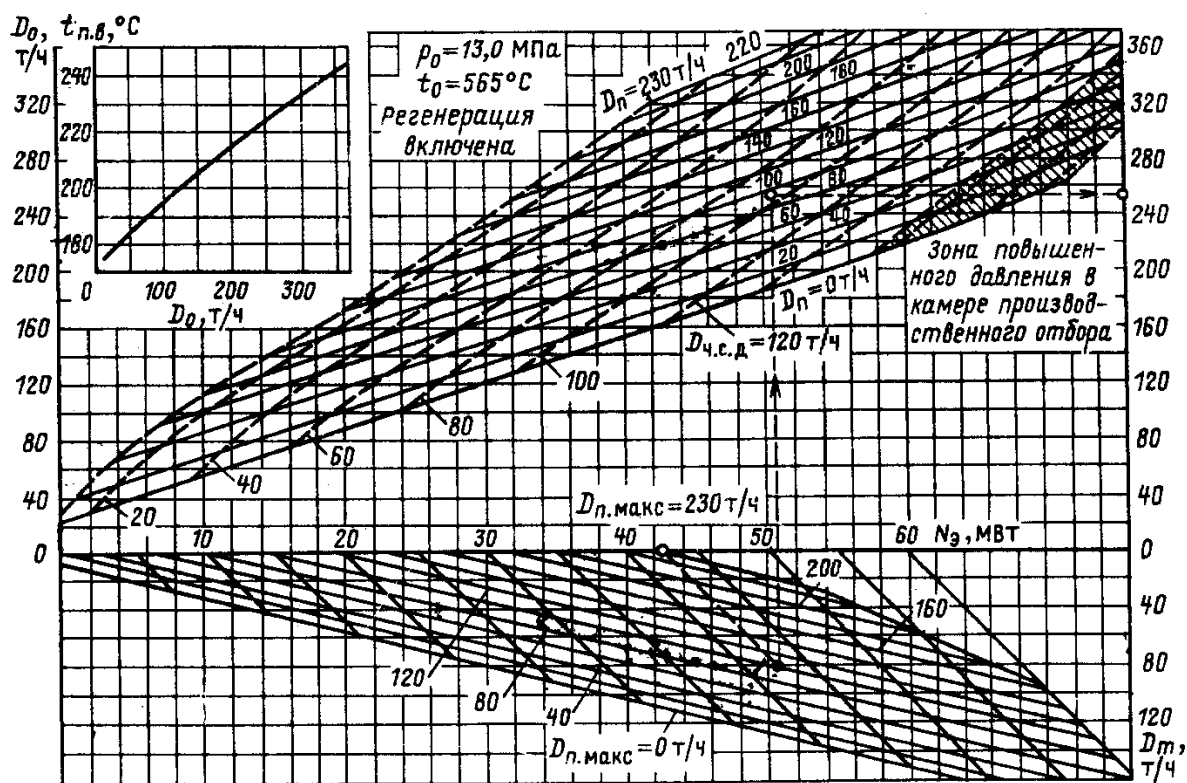


Рис. 3.1. Диаграмма режимов турбины ПТ-60-130 с двумя регулируемыми отборами

На данной диаграмме нижняя часть относится к промышленным отборам, а верхняя – теплофикационная часть, наклонные линии – линии мощности.

На рис. 3.2. диаграмма для турбины Т, по которой также можно оценить эффективность работы турбины.

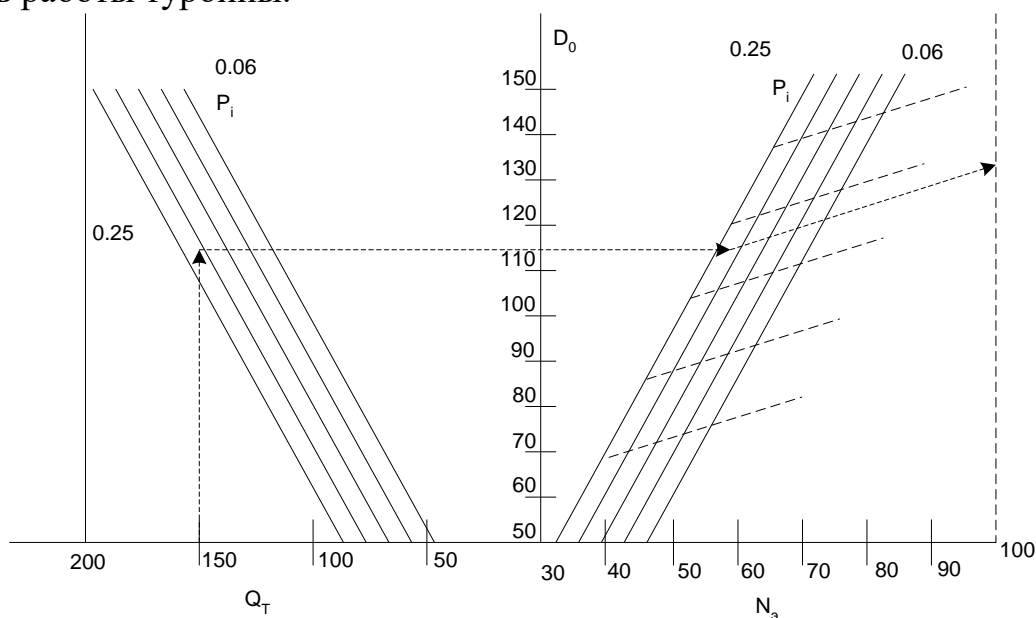


Рис. 3.2. Пример диаграмм для турбины Т

Рис.

где: D_0 – расход пара на турбину, Q_T – тепловая нагрузка, N_g – мощность на зажимах генератора, P_1 - P_i – давление пара в верхнем отборе, τ – линия температуры прямой сетевой воды.

Преимущества оценки энергоэффективности турбины по диаграммам заключаются в простоте и легкости реализации.

К недостаткам метода можно отнести:

- невозможность использовать в автоматизированном расчете.
- основан на расчете тепловой схемы турбины.

2. Расчет удельной комбинированной выработки электрической энергии на тепловом потреблении с учетом регенерации.

Уравнение для расчета расхода теплоты на турбину имеет вид:

$$Q_{тур} = \frac{(1 + \varepsilon_n)Q_n + (1 + \varepsilon_m)Q_m + (N - \varepsilon_n Q_n - \varepsilon_m Q_m)}{\eta_{it}^P}, \quad (3.1)$$

где $\varepsilon_n, \varepsilon_m$ – удельные комбинированные выработки электрической энергии на тепловом потреблении соответственно П, Т отборов;

Q_P, Q_T – теплота нагревательных отборов;

η_{it}^P – внутренний абсолютный КПД выработки электрической энергии в теплофикационных турбинах на конденсационном режиме.

Удельные комбинированные выработки электроэнергии рассчитываются через температуры:

$$\varepsilon_m = \frac{(T_0^{cp} - T_m) \eta_{oi}^T \cdot \eta_{ЭМ}}{T_0^{cp} - \eta_{oi}^T \cdot (T_0^{cp} - T_m)}, \quad (3.2)$$

T_0^{cp} – средняя температура подвода воды в цикле;

T_T – температура насыщенного пара в теплофикационном отборе;

η_{oi}^T – относительный внутренний КПД.

Значения η_{oi}^T и T_0^{cp} приводятся в таблицах.

В зависимости от начальных параметров пара для практических расчетов можно вычислить по формуле:

$$\eta_{it}^P = \left(1 - \frac{T_K}{T_0^{cp}}\right) \cdot \eta_{oi}^T \quad (3.3)$$

T_K – температура насыщения пара в конденсаторе.

КПД определяется для каждого расчетного периода, т.к. он зависит от Q_P и Q_T .

Основные преимущества данного метода: быстрая реализация на компьютере. Его сложность заключается в отыскании точного значения η_{it}^P .

3. Расчет показателей по энергетическим характеристикам турбин, которые представляют собой аналитические зависимости, полученные в результате обработки диаграмм режимов работы турбин.

Пример для турбины ПТ – 60/75 – 130/13:

$$Q_{тур} = 16,3 + 2,33N - 1,314N_T + Q_T + Q_{II}, \quad (3.4.)$$

$$N_T = 0.529Q_T \left(\frac{0.12}{P_T} \right)^{0.14} + 0.305 \left(\frac{1.3}{P_{II}} \right)^{0.34} Q_{II} - (9.9 - 0.048Q_T). \quad (3.5)$$

Принятые обозначения:

$Q_{тур}$, МДж/с – расход теплоты на турбину;

P_T , МПа – давление в отопительном отборе (если более одного то в самом верхнем);

P_{II} , МПа – давление в промышленном отборе;

N , МВт – номинальная мощность турбины;

N_T , МВт – мощность развиваемая на тепловом потреблении;

Q_{II} , Q_T , МДж/с – тепловые нагрузки промышленного и теплового отборов соответственно;

$N_{ПТ}$, МВт – мощность питательных насосов;

$Q_{сн}$, МДж/с – допускаемые отборы на собственные нужды.

При работе турбин ПТ в чисто конденсационном режиме в приведенных характеристиках меняется только составляющая расходов холостого хода. Для турбин типа ПТ максимальное значение расхода теплоты в производственном отборе определяется из зависимости: $Q_{II}^{max} = B - 1,13 \cdot Q_T$, где $B = 192$ МДж/с для турбины ПТ -60-130.

С помощью энергетических характеристик можно определить количество теплоты за расчетный период. В течении летнего сезона изменяется Q_{II} при изменении графика работы предприятия, при этом Q_T , P_T , P_{II} остаются постоянными.

В течении зимнего отопительного сезона постоянным остается давление P_{II} , все остальные параметры изменяются в соответствии с климатическими условиями.

Для всех режимов работы справедливо выражение:

$$\begin{aligned} Q_{II} &= 1 - (1 - \bar{Q}_0^{\min}) \cdot \bar{h} \\ Q_T &= 1 - a \cdot \bar{h}^b \end{aligned} \quad (3.6)$$

в этих формулах a и b зависят от климатических условий.

В уравнении энергетических характеристик в качестве давления P_T подставляется средневзвешенное значение за расчетный период, которое зависит от климатических условий района, от температурного графика тепловой сети, от $\alpha_{ТЭЦ}$ оптимальное, от способа регулирования тепловой нагрузки и от схемы ГВС. Для нахождения средневзвешенного значения P_T необходимо выполнить следующие действия:

1. разбить график тепловой нагрузки на ряд участков;

2. для каждого из участков по известному температурному графику тепловой нагрузки определить температуру насыщения пара в условном теплофикационном отборе:

$$\tau_T^i = \frac{n-1}{2n} \tau_2 + \frac{n+1}{2n} \tau_{омб} + \Delta t_H, \quad (3.7)$$

где τ_2 - температура сетевой воды на входе и выходе теплофикационной установки турбины;

n – число ступеней подогрева сетевой воды;

Δt_H - средний недогрев воды до температуры насыщения в подогревателях (принимается 4-5 °С);

3. по τ_T^i определяем давление

$$p_T^i: p_T^i = 0.1 \cdot \left(\frac{\tau_T^i}{100} \right)^4 \quad (3.8)$$

4. определим:

$$p_T^{cp} = \sum_{i=1}^m \frac{p_T^i \cdot Q_T^i}{Q_T^{RP}} \quad (3.9)$$

где РП – расчетный период;

m – число промежутков времени;

p_T^{cp} - можно также определить по графику.

Порядок определения Q_T^{RP} :

1. определим выработку электрической энергии за расчетный период

$$\mathcal{E} = N \cdot h_{RP} \quad (3.10)$$

2. определим выработку электрической энергии при теплофикационном отборе за расчетный период путем интегрирования уравнения энергетических характеристик:

$$\mathcal{E}_T = \int_0^{h_{RP}} [Q_T(h), Q_{II}(h), P_T^{CP}, P_{II}] dh \quad (3.11)$$

3. определяем Q_{II} и Q_T : $Q_{II}^{RP} = Q_{II,RP} - Q_{II,RP}^{Пук.Ком} - Q_{II,RP}^{ВЭР}$,

аналогично: $Q_T^{омб} = Q_{T,зод} - Q_{T,зод}^{Пук.Ком} - Q_{T,зод}^{ВЭР}$

4. подставляя полученные значения в уравнения энергетических характеристик турбины, получаем Q_T^{RP} .

Для расчета расхода пара используем зависимость:

$$D_{мур} = \frac{1000 \cdot Q_{мур}}{h_0 - h_{ПВ}} \quad (3.12)$$

где h_0 – энтальпия перегретого пара;

$h_{ПВ}$ – энтальпия питательной воды.

По отборам определяется расход пара, который определяется по аналогичной формуле.

4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОСНОВНОГО И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

При проектировании ТЭЦ, должны быть решены следующие вопросы:

1. надежность энергоснабжения при безопасной работе персонала,
2. высокая экономичность работы оборудования,
3. наименьшие расчетные затраты из рассматриваемых вариантов,
4. оптимальная степень и схема использования ВЭР-ов предприятия,
5. оптимальные сроки ввода в действие оборудования с учетом динамики развития производства,
6. защита окружающей среды от вредных выбросов.

Главный этап при проектировании ТЭЦ – выбор основного оборудования. Проектирование ведется для каждого выбранного района или предприятия. Экономичность ТЭЦ определяется долей комбинированной выработки электрической энергии от общей выработки ТЭЦ, поэтому перед началом проектирования необходимо иметь данные о потребностях предприятия во всех видах энергетических ресурсах, а так же данные теплового потребления микрорайонов.

При выборе типа турбин, определяющими являются параметры и емкость тепловых потребителей. Единичная мощность и тип турбин, входящих в единую энергосистему, выбираются наиболее крупной с оптимальными или максимальными параметрами.

При полном развитии ТЭЦ устанавливается не менее двух турбин для обеспечения резерва. Следует учитывать динамику роста тепловой нагрузки района, как для определения сроков ввода нового оборудования, так и для учета последующего развития ТЭЦ.

Таким образом, выбор оборудования является сложной технико-экономической задачей.

Надежность снабжения электрической энергией всех потребителей при наличии связи с электрической системой, решается в интересах всей системы, и тогда для ТЭЦ нужно предусматривать резерв по электрической мощности. Если ТЭЦ отдельно стоящая, то в этом случае обязательно необходимо учитывать все факторы: часы максимального потребления электрической энергии, резерв, надежность. Количество турбин и их тип определяется не только тепловыми потребителями. Часто ставят конденсационные агрегаты для обеспечения надежного энергоснабжения. Резервирование требуется по условиям большего экономического ущерба при прекращении энергоснабжения и по условиям безопасности.

Правила резервирования для отдельно стоящих ТЭЦ:

1. при отключении самого мощного агрегата, оставшиеся должны обеспечить покрытие электрической нагрузки района (с учетом допускаемых пределов регулирования);

2. при использовании номинального отбора менее 2000 часов в год вместо турбин с промышленным отбором выгоднее ставить турбины типа Т и РОУ;

3. при использовании промышленного отбора более 5000 часов целесообразно устанавливать турбины типа Р – противодавления, особенно при большом промышленном потреблении и его круглосуточном характере (покрытие базовой части нагрузки).

Турбины типа Р отличаются более простой конструкцией, имеют меньшую стоимость и габариты. Но, однако, их не следует использовать в качестве первых агрегатов ТЭЦ, т.к. при малых расходах пара уменьшается относительный внутренний КПД до 40-30 %

В переменных условиях более гибким является использование турбин типа ПТ. А правильное сочетание турбин типа ПТ и Р позволяет обеспечить наиболее рациональный режим работы ТЭЦ.

4.1. Выбор профиля турбинного оборудования ТЭЦ с помощью ЭВМ

Исходные данные: $\alpha_{П}$, $\alpha_{Т}$ - определяют электрическую мощность $N_{ТЭЦ}$ и расчетные нагрузки П и Т отборов: $Q_{П}^{ТЭЦ}$, $Q_{Т}^{ТЭЦ}$. $N_{ТЭЦ}$, $Q_{П}^{ТЭЦ}$ и $Q_{Т}^{ТЭЦ}$ – могут быть обеспечены путем установки турбин различных типов: ПТ, Т и Р и в различном их сочетании. При этом будет различна и экономичность. Таким образом, требуется определить суммарные значения электрической мощности N_i и расчетных нагрузок отборов $Q_{П}^i$, $Q_{Т}^i$ турбин каждого типа (i – соответствует типам турбин)

На следующем этапе определяется число турбин имеющихся типоразмеров, в соответствии выбранным профилем турбинного оборудования ТЭЦ. При наличии производственных и сантехнических потребителей на ТЭЦ могут быть установлены:

1. только ПТ
2. ПТ + К
3. ПТ + Т
4. ПТ + Т + К

Установка турбин типа К оправдана при наличии на производстве больших избытков горючих ВЭР, которые не могут быть использованы на технологические нужды. В ряде случаев вместо ПТ ставятся Р +Т.

Выбор профиля турбинного оборудования ТЭЦ удобно осуществлять с помощью характеристик взаимосвязей предельных значений расходов пара в производственный и отопительные отборы турбин типа ПТ.

Данные характеристики были построены на основе экспериментальных исследований различных марок турбин. На примере турбины ПТ – 25 – 90 рассмотрим решение.

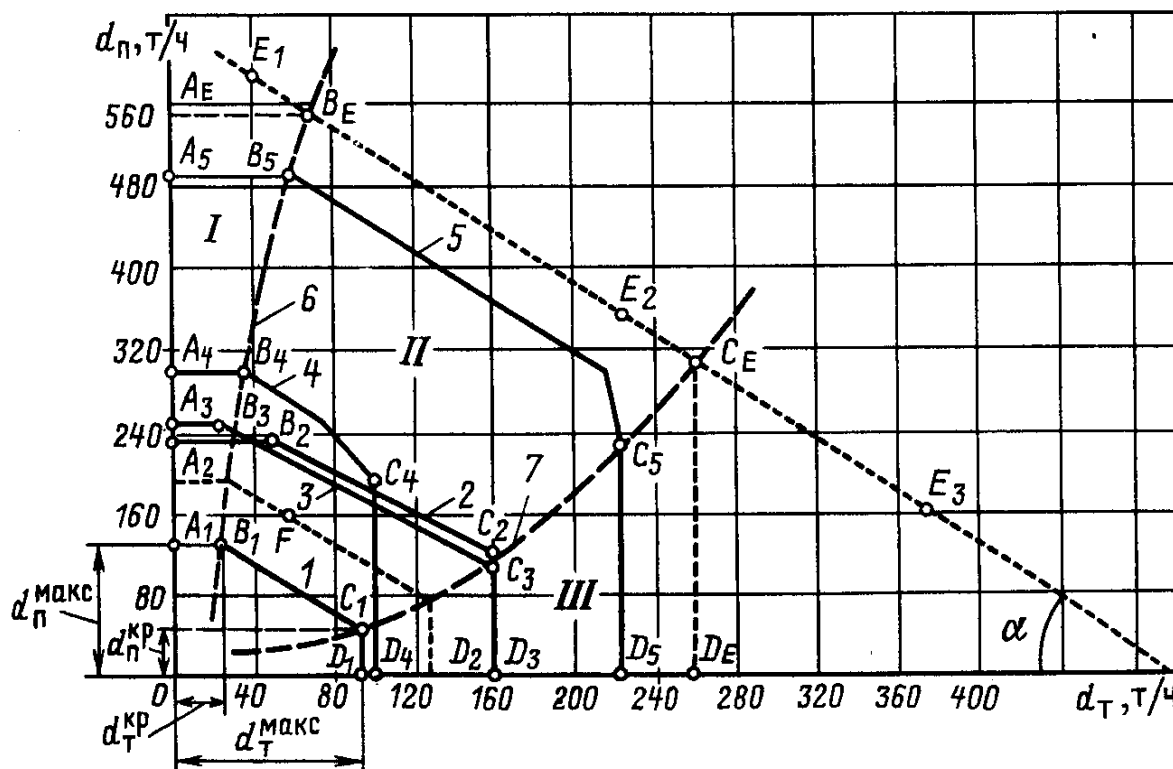


Рис. 4.1. Характеристики взаимосвязей предельных значений расходов пара в производственный и отопительный отборы турбин ПТ марок: 1–ПТ-25-90; 2–ПТ-50-90; 3–ПТ-60-130; 4–ПТ-80-130; 5–ПТ-135-130.

Точка A_1 определяет максимальный расход пара в производственный отбор (d_p^{\max}) при этом расход пара в отопительный отбор не может превысить критического значение $d_T^{\text{кр}}$, это точка B_1 . аналогично для точки D_1 – максимальный теплофикационный отбор, т C_1 – критический производственный. Координаты точек расположены на отрезке B_1, C_1 определяют взаимосвязь d_p и d_T по предельным значениям.

Для решения задачи необходимо иметь аналитическое решение данного графика:

1. соединяют т. B_1 кривой 6, т. C_1 – кривой 7;
2. аппроксимируют эти кривые зависимостью вида:

$$\begin{aligned} d_T^{\text{кр}} &= f(d_p^{\max}) \\ d_p^{\text{кр}} &= f(d_T^{\max}) \end{aligned} \quad (4.1)$$

3. аппроксимируют отрезки $A_i B_i$ и $C_i D_i$ линейными уравнениями:

$$d_p^i = f(d_T^i, \text{tg} \alpha),$$

где $\text{tg} \alpha = 1.175$ - принимается;

4. кривые 6 и 7 делят поле графика на 3 зоны:

- 1) характеризуется максимально возможным расходом пара в производственном отборе;
- 2) область возможных перераспределений;

3) характеризуется максимально возможным расходом пара в теплофикационных отборах.

Выбор профиля оборудования будет зависеть от того в какой сектор попадает рабочая точка (d_T от d_{II}).

Пример: дано – мощность 180 МВт, $d_{II} = 360$ т/ч, $d_T = 220$ т/ч

Решение:

1. находим точку E_2 .

2. через нее проводим линию под углом α и определяем точки пересечения с кривыми 6 и 7. это точки B_E и C_E

3. определяем их координаты:

$$\begin{aligned} B_E (d_T^{KP}, d_{II}^{MAX}) - (70, 540) \\ C_E (d_T^{MAX}, d_{II}^{KP}) - (260, 300) \end{aligned} \quad (4.2)$$

координаты точки E_2 лежат внутри данного сектора.

Если рабочая точка попадает в 1-й сектор – E_1 , то определяем номинальную мощность турбины типа ПТ соответствующую максимальной расхода пара в П отборе

$$N_{ПТ}^{ном} = A_{ПТ} (d_{II}^{max})^{n_{ПТ}} \quad d_{II}^{max} = d_{II(E_1)} \quad (4.3)$$

коэффициенты $A_{ПТ}$ и $n_{ПТ}$ – коэффициенты уравнения связи между $N_{ПТ}$ и d_{II} , определяются в зависимости от параметров работы турбины.

Далее сравниваются значения $N_{ТЭЦ}$ и $N_{ПТ}^{max}$, если $N_{ТЭЦ} \leq N_{ПТ}^{max}$, то на ТЭЦ устанавливаются турбины типа К, мощность которых определяется: $N_K = N_{ТЭЦ} - N_{ПТ}^{ном}$

Если точка попадает в 2-й сектор, то определяем $N_{ПТ}^{max}$ по формуле (4.3) и решаем вопрос об установке турбины типа К.

Если рабочая точка попадает в 3-й сектор, т E_3 , то $d_{II} < d_{II}^{KP}$:

1. принимают максимальный расход пара в производственном отборе равным d_{II} и определяют для него d_{II}^{KP}

2. определяют номинальную мощность турбины типа ПТ с параметрами d_{II} и d_T^{KP} по формуле (4.3)

3. определяем мощность ТЭЦ приходящихся на турбины Т и К:

$$N_{K+T} = N_{ТЭЦ} - N_{ПТ}^{ТЭЦ} \quad (4.4)$$

4. определяем расход пара теплофикационной турбиной Т:

$$d_T^T = d_T - d_T^{KP} \quad (4.5)$$

5. определяем номинальную мощность турбины типа Т:

$$N_T^{ном} = A_T (d_T^T)^{n_T} \quad (4.6)$$

4. сравнивают значения $N_{Т+К}^{ТЭЦ}$ и $N_T^{ном}$, если $N_{Т+К}^{ТЭЦ} > N_T^{ном}$ - то необходимо устанавливать турбину типа К.

4.2. Основные принципы распределения нагрузок между конденсационными энергоблоками

При одновременной работе на ТЭС нескольких энергоблоков возникает задача определения наиболее выгодной загрузки каждого из них. С целью достижения наибольшей экономии топлива в энергосистеме рассмотрим сначала задачу – распределения активной мощности между параллельно работающими конденсационными энергоблоками при сохранении ее отдачи потребителю неизменной. Критерием оптимизации в данном случае является минимум расхода топлива, а в условиях применения его различных видов (жидкое, твердое и т. п.) – минимум топливных затрат.

Для агрегатов, расположенных в пределах одной станции, условие постоянства отпуска электроэнергии потребителю можно заменить равенством суммарного отпуска электроэнергии в сеть:

$$N_{cm} = N_1 + N_2 + \dots + N_n = \sum_{i=1}^n N_i, \quad (4.7)$$

где под каждым из N понимается отдаваемая в сеть электрическая мощность соответствующим турбогенератором.

Предполагается также, что суммарная установленная мощность станции больше $X_{ст}$, т.е. что часть энергоблоков работает с недогрузкой.

Суммарный расход топлива всеми установками (энергоблоками) станции

$$B_{cm} = B_1 + B_2 + \dots + B_n = \sum_{i=1}^n B_i, \quad (4.8)$$

а суммарные топливные затраты котельной ТЭС

$$B_1 \Pi_{m1} + B_2 \Pi_{m2} + \dots + B_n \Pi_{mn} = \sum_{i=1}^n B_i \Pi_{mi} \quad (4.9)$$

Для определения минимума расхода топлива $B_{ст}$ как функции многих переменных, ограниченных уравнением связи, воспользуемся методом неопределенных множителей Лагранжа. Соответствующая функция примет вид

$$F = \sum_{i=1}^n B_i \Pi_{mi} + \lambda \left(N_{cm} - \sum_{i=1}^n N_i \right), \quad (4.10)$$

где λ - неопределенный множитель;

$N_{ст}$ - мощность на шинах станции.

Условие наиболее выгодного распределения нагрузок в этом случае достигается решением системы уравнений:

$$\partial F / \partial N_1 = 0; \partial F / \partial N_2 = 0; \dots; \partial F / \partial N_n = 0, \quad (4.11)$$

или с учетом (9.10)

$$\Pi_{\tau 1} \partial B_1 / \partial N_1 = \lambda; \Pi_{\tau 2} \partial B_2 / \partial N_2 = \lambda; \dots; \Pi_{\tau n} \partial B_n / \partial N_n = \lambda. \quad (4.12)$$

Здесь $\partial B / \partial N$ – относительный прирост расхода топлива каждым энергоблоком на рассматриваемом режиме.

При одинаковой стоимости топлива, потребляемого всеми парогенераторами станции:

$$\partial B_1 / \partial N_1 = \lambda; \partial B_2 / \partial N_2 = \lambda; \dots; \partial B_n / \partial N_n = \lambda. \quad (4.13)$$

Отсюда условием наивыгоднейшего распределения нагрузок между энергоблоками является большая загрузка блоков, имеющих малые относительные приросты, и разгрузка блоков, имеющих большие относительные приросты топлива, до тех пор, пока их значения не станут равными

$$\partial B_1 / \partial N_1 = \partial B_2 / \partial N_2 = \dots = \partial B_n / \partial N_n = b_{\text{отн}}. \quad (4.14)$$

Решение задачи оптимального распределения нагрузки рассмотрим на примере простейшего случая, когда число энергоблоков равно двум.

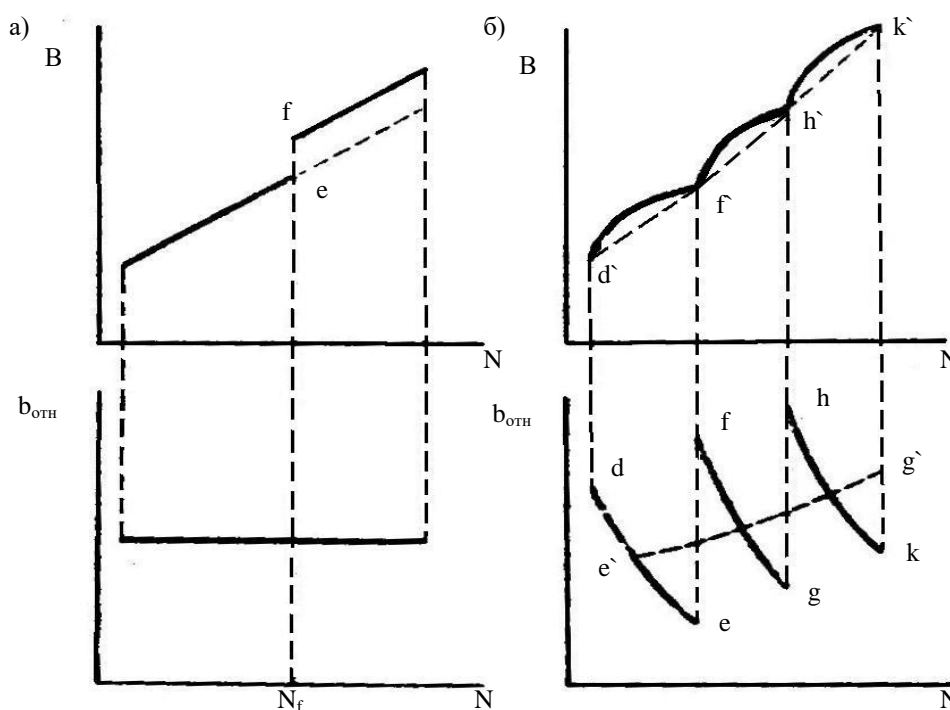


Рис. 4.2. Распределение нагрузок энергоблока: а) по относительным приростам б) кривые зависимости оптимальной мощности блока от суммарной мощности станции.

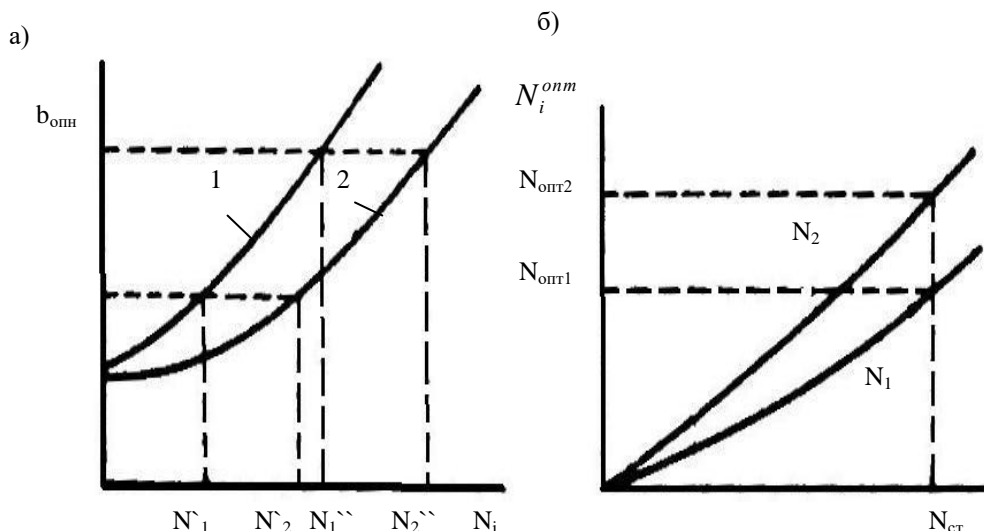


Рис. 4.3. Энергетические характеристики станции: а) зависимость между относительным приростом топлива и мощностью блока; б) зависимость оптимальной мощности блока от суммарной мощности станции.

Зависимость относительного прироста расхода топлива от мощности каждого из них приведена на рис. 4.2, а. Проведя сечения линиями постоянного относительного прироста (параллельными оси абсцисс), определим соответствующие мощности первого и второго энергоблоков. Просуммировав их и построив кривые зависимости оптимальной мощности N_{opt} каждого от суммарной мощности станции $N_{ст}$ (рис. 4.2, б), получим решение поставленной задачи.

Вместе с тем при решении системы оптимизационных уравнений (4.12) должны учитываться имеющиеся колебания удельных расходов, обусловленные изломами и скачками функции расхода топлива от мощности, а также другие ограничения. Образцы различной зависимости расхода топлива B от мощности установки показаны на рис. 4.3, а, б. Следует учитывать наличие скачкообразного разрыва функции $B = f(N)$, как это показано на рис. 4.3, а. Такие скачки удельных расходов топлива связаны главным образом с изменением состава работающего оборудования (включение насосов, второго корпуса котла и т. п.) или ступенчатым изменением отдельных характеристик. Очевидно, что наименьший расход топлива на ТЭС будет достигаться при работе энергоблока с мощностью $N < N_f$ (рис. 4.3, а).

Наличие изломов в зависимостях удельных расходов топлива от нагрузки, вызванных последовательным открытием клапанов при сопловом парораспределении, также приводит к нарушению непрерывности соответствующей зависимости относительных приростов (рис. 4.3, б). В этом случае расчет оптимального распределения нагрузок с помощью относительных приростов сильно усложняется и для его упрощения ломаная линия $defghk$ заменяется линией $e'g'$, соответствующей непрерывной кривой $d'f'h'k'$.

Очевидно, что изменение нагрузки отдельных энергоблоков может производиться до тех пор, пока их мощность не достигнет крайнего значения, т. е. N_{\min} или N_{\max} . После этого они должны из дальнейшего расчета исключаться. При этом общая мощность участвующих в распределении нагрузки энергоблоков определяется в виде разности между заданной мощностью станции и суммой предельных мощностей, исключенных из дальнейшего расчета. Мощность же ТЭС по отпуску электроэнергии в сеть должна сохраняться неизменной.

Другим способом решения задачи оптимального распределения нагрузки с учетом имеющихся ограничений является введение в расчет *штрафных функций*. Суть этого метода заключается в том, что к основному уравнению Лагранжа добавляется дополнительный член, который при выходе за пределы ограничений дает резкое увеличение функции расхода топлива. При этом уравнение Лагранжа принимает вид

$$F = \sum_{i=1}^n B_i C_{mi} + \lambda \left(N_{cm} - \sum_{i=1}^n N_i \right) + \sum_{i=1}^n R_i. \quad (4.15)$$

Штрафные функции R_i выбирают из условий, чтобы они были относительно простыми и легко дифференцировались. Чем большие числовые значения придаются штрафной функции, тем меньше вероятность выхода за пределы установленных ограничений.

Согласно (9.15), находим

$$\partial F / \partial N_i = C_{\pi i} b_{\text{отн.}i} - \lambda + \partial R_i / \partial N_i. \quad (4.16)$$

Для упрощения расчетов часто принимают

$$\begin{aligned} R &= a(N - N_{\max}) \text{ при } N > N_{\max}; \\ R &= 0 \text{ При } N_{\min} \leq N \leq N_{\max}; \\ R &= a(N - N_{\min}) \text{ при } N < N_{\min}, \end{aligned} \quad (4.17)$$

где a — произвольный коэффициент, определяющий угол наклона штрафной зависимости. Решение задачи оптимального распределения нагрузок в этом случае также решается путем приравнивания нулю. Введение штрафных функций не влияет на результаты расчетов внутри зоны ограничений. В случае, когда решение выходит за пределы ограничения, штрафная функция не допустит этого.

4.3. Распределение тепловых нагрузок на ТЭЦ

Принципиальная схема отпуски электрической энергии и промышленной отопительной нагрузки с ТЭЦ представлена на рис. 4.4. Для каждой из подгрупп по выработке энергоресурсов в соответствии с производимым видом энергии устанавливаются следующие ограничения (4.18):

$$\begin{aligned}
 N_{CT} &= \sum_{i=1}^n N_i \\
 D_{II} &= \sum_{j=1}^m D_{IIj} \\
 Q_{OT} &= \sum_{r=1}^k Q_{OTr}
 \end{aligned}
 \tag{4.18}$$

в соответствии с приведенными ограничениями составляем функцию Лагранжа:

$$F = \sum_{i=1}^n B_i + \lambda_1 \left(N_{CT} - \sum_{i=1}^n N_i \right) + \lambda_2 \left(D_{II} - \sum_{j=1}^m D_{IIj} \right) + \lambda_3 \left(Q_{OT} - \sum_{r=1}^k Q_{OTr} \right).
 \tag{4.19}$$

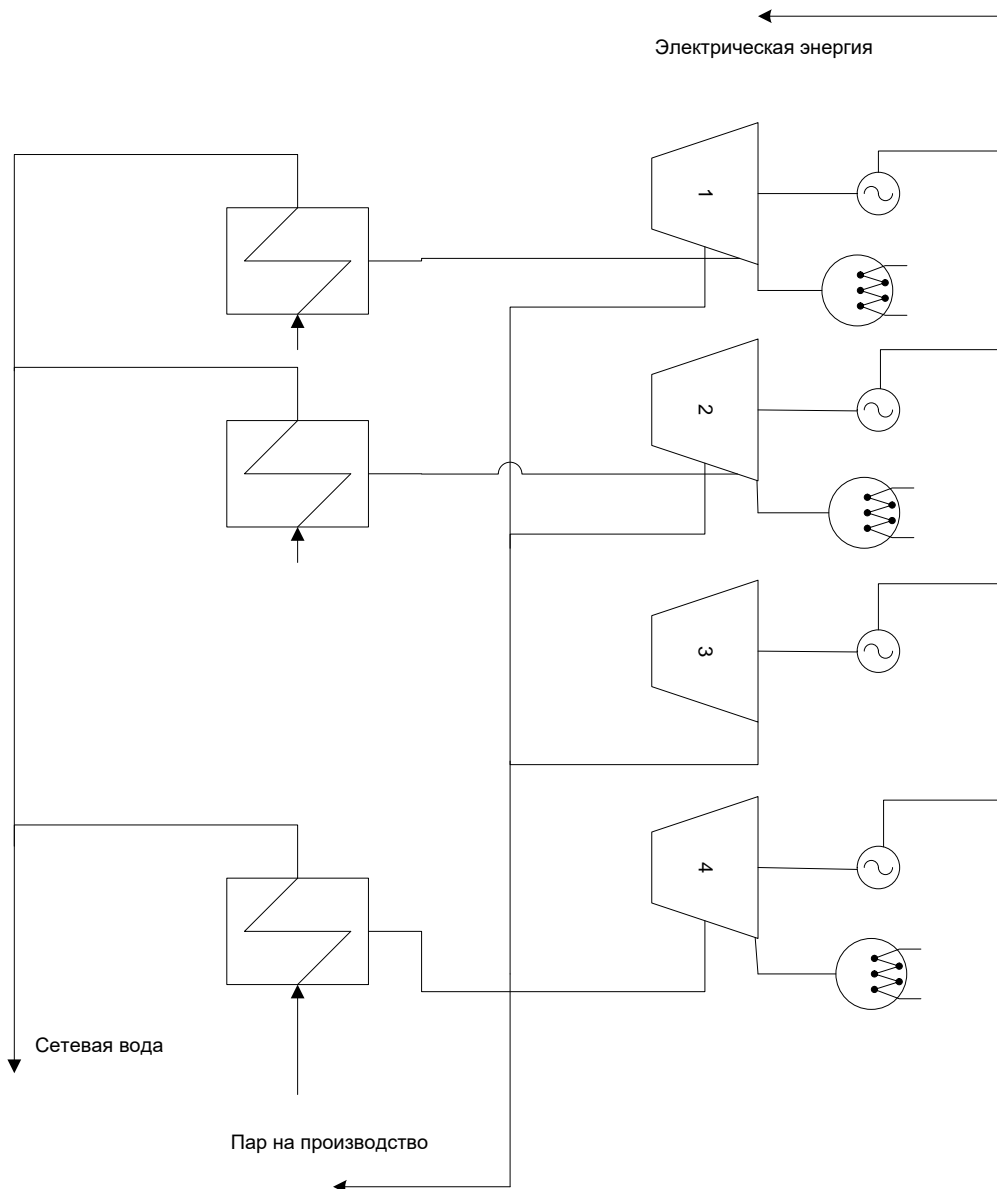


Рис. 4.4. Принципиальная схема отпуски электрической и тепловой энергии

При решении данной оптимизационной задачи необходимо учитывать ограничения по предельным отпускам тепловой и электрической нагрузке, по максимальному отпуску свежего пара, а так же минимальной электрической мощности определяемой тепловой нагрузке.

Для нахождения минимума функции с большим числом переменных, целесообразно воспользоваться градиентным методом. Тогда для определения коэффициентов x_1, x_2, x_3 приведенной формулы Лагранжа проведем следующие преобразования:

Расход топлива комбинированной установки участвующей в покрытии нагрузок представим следующим образом:

$$B_i = b_i(D_{II}k_n + D_T k_T + D_k k_k), \quad (4.20)$$

где b_i – удельный расход топлива на выработку свежего пара;

k_k – коэффициент учитывающий расход пара на регулярный подогрев питательной воды и численно равный соответствующий отношению расхода пара к расходам в производство, теплофикационные отборы и в конденсатор.

$$D_T = \frac{Q_{OT}}{q_{OT}} \quad (4.21)$$

$$D_k = \frac{N_k}{l_k \eta_{MG}}$$

Выражая каждый расход пара через соответствующие электрические и тепловые мощности, получим:

$$B_i = b_i \left[\frac{K_{ki}}{l_{ki} \eta_{MGi}} \left(\frac{N_{CT} - \sum_{i=1}^n N_i}{n} + N_{ki} \right) + K_{Pi} \left(\frac{D_{II} - \sum_{j=1}^m D_{Iij}}{m} + D_{Iij} \right) + \frac{K_{Ti}}{q_{OTi}} \left(\frac{Q_{OT} - \sum_{r=1}^k Q_{OTr}}{k} + Q_{OT} \right) \right] \quad (4.22)$$

Суммируя расходы топлива каждой из установки, после группировки подобных членов, приведем уравнение Лагранжа к виду (9.19), при этом в формуле λ будут:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \sum_{i=1}^n \frac{b_i K_{ki}}{n l_{ki} \eta_{MGi}} ; \\ \lambda_2 &= \sum_{j=1}^m \frac{b_j K_{Pj}}{m} ; \\ \lambda_3 &= \sum_{r=1}^k \frac{K_{Tr} b_r}{q_{OTr} k} . \end{aligned} \quad (4.23)$$

Таким образом, коэффициенты λ представляют собой осредненные значения удельных расходов топлива на выработку того или иного энергоресурса.

Выводы:

1. изменение отпуска данного вида энергии компенсируется изменением загрузки всех турбоагрегатов участвующих в работе (в подгруппе);

2. условие оптимального распределения электрической энергии достигается в том случае, когда приращение удельного расхода топлива, вследствие изменения нагрузки каждого из агрегатов приближается к среднему удельному расходу топлива в подгруппе, что соответствует первоочередной загрузки установок с меньшими относительными приростами.

При рассмотрении теплофикационных турбин Т и ПТ необходимо обязательно учитывать, что увеличение отпуска теплоты через отборы ведет к росту электрической мощности, поэтому это необходимо учитывать в балансе.

Оптимизация параметров ТЭЦ имеющей поперечные связи по пару и питательной воде, отличается тем, что общая задача оптимизации делится на ряд подзадач, в которых рассматриваются частные решения. Для ТЭЦ таких задач 3:

1. распределение электрических и тепловых нагрузок по минимальному расходу свежего пара;

2. распределение выработки свежего пара между котлоагрегатами по минимальному расходу топлива на станции;

3. распределение расхода питательной воды по подогревателям высокого давления турбин из условия достижения максимума энтальпии воды смешения.

Соответственно эти подзадачам функции представляют в следующем виде:

Расход свежего пара:

$$D_{CT} = \sum_{i=1}^n D_i + \left(N_{CT} - \sum_{i=1}^n N_i \right) \sum_{i=1}^n \frac{K_{ki}}{l_{ki} \eta_{MГi}} + \left(D_{П} - \sum_{j=1}^m D_{Пj} \right) \sum_{j=1}^m \frac{K_{Пj}}{m} + \left(Q_{OT} - \sum_{r=1}^k Q_{OTr} \right) \sum_{r=1}^k \frac{K_{Tr}}{T_{OTr} l} \quad (4.24)$$

$$B_{CT} = \sum_{i=1}^n B_i + \left(D_{CT} - \sum_{i=1}^n D_i \right) \sum_{i=1}^n \frac{b_i}{n}$$

в верхнем уравнении n – число турбоагрегатов участвующих в распределении отопительной нагрузки;

в нижнем уравнении n – число котлоагрегатов на станции.

$$D_{всм} \cdot i_{в} = \sum_{i=1}^n D_{вi} \cdot i_{вi} + \left(D_{всм} - \sum_{i=1}^n D_{вi} \right) \sum_{i=1}^n \frac{i_{вi}}{n}, \quad (4.25)$$

где n – число параллельно работающих регенеративных подогревателей.

В этих уравнениях ограничивающими условиями является постоянство расхода свежего пара (D_{CT}) и питательной воды станции ($D_{в CT}$). Таким образом, из этих трех уравнений следует, что в первую очередь загружаются те турбоагрегаты, которые имеют меньшие отклонения удельных значений от средних по группе и те, которые имеют большие значения. Если необходимо выразить коэффициент λ_i , то следует продифференцировать функцию Лагранжа dF по соответствующей нагрузке. Приравнять эти производные к 0 и выразить λ . Переходя к конечным приращениям, получаем:

$$\frac{\Delta F}{\Delta N_i} = \frac{\Delta B_i}{\Delta N_i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta B_i}{\Delta N_i}$$

$$\frac{\Delta F}{\Delta D_{\Pi}} = \left(\frac{\Delta B_j}{\Delta D_{\Pi j}} - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{\Delta B_j}{\Delta D_{\Pi j}} \right) - \left(\frac{\Delta N_j}{\Delta D_{\Pi j}} - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{\Delta N_j}{\Delta D_{\Pi j}} \right) \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta B_i}{\Delta N_i} \quad (4.26)$$

$$\frac{\Delta F}{\Delta Q_{OT}} = \left(\frac{\Delta B_r}{\Delta Q_{OTr}} - \frac{1}{k} \sum_{r=1}^k \frac{\Delta B_r}{\Delta Q_{OTr}} \right) - \left(\frac{\Delta N_r}{\Delta Q_{OTr}} - \frac{1}{k} \sum_{r=1}^k \frac{\Delta N_r}{\Delta Q_{OTr}} \right) \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta B_i}{\Delta N_i}$$

4.4. Особенности распределения нагрузок между парогенераторами и энергоблоками при сжигании нескольких видов топлива

При сжигании на станции нескольких видов топлива возможно 2 пути использования топлив:

1. совместное сжигание этих топлив в котлоагрегатах. Такое решение осуществляется для обеспечения устойчивого факела горения на пониженных нагрузках, при сжигании низкокалорийного топлива (подсветка факела газами или мазутами);
2. сжигание каждого вида топлива в различных котлоагрегатах.

В случае раздельного использования топлива ограничения в расходе одного из них можно использовать подход на основе распределения по функции Лагранжа. Тогда функция имеет вид:

$$F = \sum_{i=1}^n b_i + \lambda \left(R_{CT} - \sum_{i=1}^n R_i \right) + \lambda_t \left(B_t - \sum_{j=1}^k B_j \right), \quad (4.27)$$

где k – количество котлоагрегатов, работающих на топливе, расход которого ограничен;

n – общее количество параллельно работающих котлоагрегатов.

В этом случае задача разбивается на 2 этапа:

1. первый этап заключается в определении оптимальных мощностей агрегатов работающих на ограниченном топливе. Условием оптимума при этом является достижение максимальной суммарной мощности установок потребляющих данный вид топлива. Для этой группы агрегатов функция имеет вид:

$$F_1 = \sum_{i=1}^n N_i + \lambda_t \left(B_t - \sum_{j=1}^k B_j \right), \quad (4.28)$$

где B_t – почасовой расход топлива в течении суток.

Дифференцируя данное выражение по каждой k -ой переменной и приравнявая к 0 производную, получаем систему уравнений, из которой после преобразования

можно получить: $\lambda_t = \frac{K}{\sum_{j=1}^k b_{OTНj}}$, таким образом, необходимо увеличить мощность на

тех агрегатах у которых $\Delta F_{1j} = \Delta N_j - \lambda_i \Delta N_j b_{отнj}$ будет больше 0 и снижать у которых ΔF_{1j} будет меньше 0.

2. на втором этапе необходимо определить оптимальное распределение нагрузки между оставшимися котлоагрегатами:

$$F_2 = \sum_{i=1}^n B_i + \lambda \left(N_{ст} - \sum_{i=1}^n N_i \right), \quad (4.29)$$

где $\lambda = \frac{1}{n+k} \sum_{i=1}^n b_{отнi}$.

5. ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ИНЖЕНЕРНЫХ СЕТЕЙ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

В основе математического описания тепловых процессов лежат следующие основные уравнения:

- уравнение сохранения энергии;
- уравнение неразрывности;
- уравнение движения;
- уравнение теплопередачи;
- теплопроводности и т.д.

Рассмотрим первое уравнения сохранения энергии. Пусть поток вещества перемещается вдоль оси z с некоторой скоростью w. Рассмотрим баланс энергии для участка потока единичной массой на интервале времени $\Delta t = \Delta t_1 - \Delta t_2$. Все величины удельные.

$$Q_{1-2} = \Delta h + L_{1-2} \quad (5.1)$$

В дифференциальной форме, т.е. при бесконечно малом приращении:

$$dQ = dU + dL \quad (5.2)$$

Суммарное тепло раскладывается на:

- тепло, подведенное к веществу из вне
- тепло, выделяемое при работе сил трения
-

$$Q_{1-2} = Q_{вн} + Q_{тр} \quad (5.3)$$

Работа раскладывается на:

- кинетическую работу (ускорение/торможение потока)
- потенциальную работу (перемещение потока в поле сил тяготения)
- термодинамическую работу (работа на сжатие, проталкивание)
- работу сил трения

$$L_{1-2} = L_{кн} + L_{пт} + L_{тд} + L_{тр}; \quad (5.4)$$

$$L_{\text{тр}} = Q_{\text{тр}};$$

$$dL_{\text{тр}} = d(pv) = pdv + vdp,$$

где pdv – работа расширения /сжатия;
 vdp – работа силы проталкивания.

$$dL_{\text{ки}} + dL_{\text{nm}} = d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) + d(gH) \quad (5.5)$$

Допущения при записи данного уравнения:

- принято отсутствие фазовых, химических и ядерных превращения вещества.
- допущение об одномерности потока
- частицы перемещаются только вдоль потока

Для большинства теплообменных аппаратов могут быть приняты следующие допущения.

Учитывая основное назначение теплообменных устройств и малые величины изменения потенциальной и кинетической энергии по сравнению с изменением энтальпии можно считать, что вся внешняя теплота идет на изменение энтальпии:

$$dQ_{\text{вн}} = dh$$

$$\frac{dQ_{\text{вн}}}{dt} = \frac{dh}{dt} \quad (5.6)$$

Для двухфазных теплоносителей чаще уравнения записываются для каждой отдельной фазы и записывается связывающее уравнение между отдельными фазами.

$$\frac{dQ_{\text{вн}}}{dt} = qh_{\text{ед}} \quad (5.7)$$

$h_{\text{ед}}$ – поверхность потока единичной массы

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial h}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial t} \right) dt \quad (5.8)$$

Преобразуя с учетом мгновенной скорости $\omega = \frac{\partial z}{\partial t}$ получаем:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \omega \cdot \frac{\partial h}{\partial z} = qh_{\text{ед}} \quad (5.9)$$

Для потока вещества в трубах постоянного сечения целесообразно ввести в рассмотрение геометрические характеристики труб: L - длина, H - поверхность, V – внутренний объем труб постоянного сечения f .

$$v = l_{\text{ед}} f \quad (5.10)$$

$$h_{\text{ед}} = H/(\rho V)$$

подставляя получим:

$$\rho V \frac{\partial h}{\partial t} + \rho \cdot f \cdot \omega \cdot \frac{L \partial h}{\partial z} = qM \quad (5.11)$$

Вводя в рассмотрение нормированную координату $z_m = z/L$ с учетом $D = \rho \omega f$ получим

$$\rho V \frac{\partial h}{\partial t} + D \frac{\partial h}{\partial z_n} = qH \quad (5.12)$$

(5.12) – базовая форма уравнения сохранения энергии для движения потоков теплоносителей в трубах.

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Для однофазного одномерного потока уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial z} = 0 \quad (5.13)$$

Помножив это уравнение на объем $V = \rho f L$, и, переходя к нормированной функции:

$$V \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial D}{\partial z_n} = 0 \quad (5.14)$$

(5.14) – базовая форма уравнения неразрывности при движении жидкости в трубах постоянного диаметра.

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ

Уравнение движения можно представить выражением:

$$\frac{d}{dt}(m\omega) = \sum_{i=1}^n F_i \quad (5.15)$$

Силы, действующие на элемент:

- сила давления, проталкивающая элемент вдоль оси $F_1 = -\Delta p f$;
- сила трения $F_2 = p_{\text{тр}} f \Delta z$;
- составляющая силы тяжести, направленная вдоль потока $F_3 = mg d H / dz$;
- аэродинамическая составляющая вдоль оси потока, возникающая за счет разности плотностей низших и высших слоев потока, F_4 .

При принудительной циркуляции теплоносителей в трубах составляющей F_3 и F_4 можно пренебречь. Масса элемента $m = \rho f \Delta z$.

После деления исходного уравнения на Δz и, переходя к бесконечно малым приращениям, получаем:

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial z} + k_{mp} \right) = \frac{1}{f} \frac{dD}{dt} \quad (5.16)$$

В нормальных режимах эксплуатации необходимо исключать по возможности гидравлические удары. Поэтому в нормальных условиях эксплуатации теплообменника можно пренебречь правой составляющей уравнения. Получаем:

$$\zeta \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2} = \frac{\Delta p}{\Delta z}, \quad (5.17)$$

где ζ - коэффициент гидравлического сопротивления трубы.

При $\Delta z \rightarrow 0$ и, переходя от скорости к расходу, получим:

$$\frac{\partial p}{\partial z} + \bar{\zeta} \frac{D^2}{\rho} = 0 \quad (5.18)$$

(5.18) – базовая форма записи уравнения движения теплоносителя в трубах

$\bar{\zeta} = \zeta \frac{1}{2f^2}$ - обобщенный гидравлический коэффициент сопротивления труб.

УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Чтобы обеспечить вычисления по выше приведенным формулам необходимо располагать информацией о том, какое количество теплоты будет воспринято нагреваемым теплоносителем.

Уравнение Фурье:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \frac{\partial \Theta}{\partial y_n} \quad (5.19)$$

Уравнение для теплообменных аппаратов рассматриваются при следующих допущениях:

- исключается из анализа изменение параметров теплоносителей вдоль стенки
- допускается однородность и изотропность свойств твердых тел.

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (5.20)$$

Уравнение теплопроводности может быть решено при различных граничных условиях:

- условие I рода – задается температура поверхности трубы
- условие II рода – задаются тепловые потоки
- условие III рода – задается средняя температура теплоносителя

6. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ОБЪЕКТОВ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

6.1. Моделирование топочных горелок

Топочное устройство является газопароводяным теплообменником. Выделившаяся в результате сгорания топлива теплота передается излучением, конвекцией и теплопроводностью воде и пароводяному потоку в экранных трубах. Поскольку химические реакции горения в топочном процессе протекают относительно быстро,

определяющим является процесс аэродинамики, обеспечивающий перемешивание топлива с воздухом, условия зажигания и выгорания топлива, а также процессы шлакования поверхностей нагрева. Поэтому изучение аэродинамической структуры потока в топках является важной задачей при моделировании топочных процессов.

Многочисленными работами установлено, что прямое моделирование топочного процесса практически невозможно. Поскольку топочный процесс включает в себя процессы аэродинамики, горения и теплообмена, речь может идти только о приближенном моделировании. Простейшим моделированием, требующим минимума затрат на сооружение моделей, является изотермическое. Огневое моделирование также является приближенным по отношению к процессу в топке, но более точным.

Представляется целесообразным в качестве экспресс-метода аэродинамической отработки вариантов топочного устройства использовать изотермическое моделирование с поправками на неизотермичность. Необходимо отметить неоднозначность и даже противоречивость рекомендаций по определению таких поправок.

Практически важным является вопрос о влиянии неизотермичности и тепловыделения на дальнобойность факела, режимы течения, на расход среды в осевом обратном токе, на диаметр условной окружности в вихревых камерах и т. д.

В соответствии с принципом, предложенным Трингом, определяющий размер горелок в изотермической модели должен быть увеличен по сравнению с линейными размерами камеры исходя из выражения

$$\frac{r_{\phi}''}{r_{\phi}'} = \frac{L''}{L'} \sqrt{\frac{\rho_0'}{\rho_i''}} \quad (6.1)$$

где ' – образец;
 '' – модель.

Данное предложение исходит из равенства масс факела в сечении на расстоянии x от устья и в устье. Отметим, что в факеле существует сложное поле плотности и множитель $\sqrt{\frac{\rho_0'}{\rho_i''}}$ не обеспечивает условия сохранения соотношения масс в сходственных сечениях модели и образца.

Для закрученного факела М. Керр вносит условие равенства характеристик крутки в изотермическом и горящем факеле:

$$\Omega = \frac{M}{k \cdot d_3} = idem \quad (6.2)$$

Из формулы вытекает правило моделирования вихревых горелок, а именно

$$\frac{B}{d} \operatorname{tg} \alpha'' = \operatorname{tg} \alpha' \quad (6.3)$$

т.е. угол установки лопаток в горелках модели должен быть равен углу установки лопаток в горелках образца.

При проектировании изотермических моделей с использованием рекомендаций Тринга нарушаются определяющие конструктивные параметры камеры. Отклонение этих параметров нарушает аэродинамику в камере. Следует также отметить, что Тринг при выводе своего правила исходит из условия идентичности турбулентной диффузии в сходственных сечениях. В топочных устройствах определяющим является процесс конвективного перемешивания, зависящий от конструкции горелок.

Из изложенного ясна условность и приближенность приемов искажения геометрии для достижения подобия в натуральных топках и моделях. Относительное увеличение в модели размера горелок нарушает структуру течения, увеличивая взаимодействие со стенами топки. Коррекция размера горелок усиливает также взаимодействие между соседними факелами и поэтому не позволяет смоделировать область горения. Таким образом, там, где эти характеристики важны, т.е. в моделях больших котлов, размер устьев горелок не корректируют.

6.2. Математическое моделирование аэродинамики топочных камер

Современная топочная техника отличается большим разнообразием аэродинамических схем. Такое разнообразие неслучайно, ибо аэродинамика является одним из факторов, определяющих процессы горения и теплообмена в топочных устройствах. Поэтому при создании новых конструкций котельных агрегатов большое внимание уделяется изучению аэродинамики газовых потоков внутри топочных камер. В настоящее время этот вопрос в основном решается с помощью физического моделирования. Однако развитие методов вычислительной гидродинамики, а также прогресс в области вычислительной техники позволяют начать переход от физических к математическим методам моделирования аэродинамических процессов в топочных камерах. Удачная мат. модель позволяет оперативно изменять граничные условия, конфигурацию конструкции, а в дальнейшем - рассматривать совместно с аэродинамическими и процессы ТМО и горения в котельных установках.

При факельном сжигании топливо и окислитель вносятся в топочный объем струями, которые, взаимодействуя между собой и с ограждающими поверхностями и хорошо перемешиваясь, трансформируются в единый поток, что позволяет в первом приближении считать поток изотермическим. Турбулентное движение несжимаемой жидкости может быть описано уравнениями Рейнольдса. При использовании для их замыкания гипотезы Буссинеска и предположения, что коэффициент турбулентной вязкости, являясь постоянным, много больше коэффициента молекулярной вязкости, они перейдут в уравнения Навье - Стокса.

$$\sum_{k=1}^N (u_N \frac{\partial u_i}{\partial x_k} - \frac{1}{\text{Re}_{эфф}} \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k^2}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (6.4)$$

где x_i - декартовы координаты;

u_i - компоненты вектора скорости;

p - давление, нормированное по ρu_0^2 ;

$Re_{эфф}$ - число Re, рассчитанное по эффективной вязкости; $i = 1 \dots N$

На границах исследуемой области задаются условия для компонентов вектора скорости. Давление задается в одной произвольной точке и определяется с точностью до аддитивной составляющей.

Для описания алгоритма решения поставленной задачи удобно представить систему (6.4) в векторной форме:

$$\Delta f = 0;$$

$$f = \begin{bmatrix} u_i \\ u_N \\ p \end{bmatrix} \quad \Lambda = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial}{\partial x_i} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial}{\partial x_{Ni}} \\ \frac{\partial}{\partial x_i} & 0 & \dots & \frac{\partial}{\partial x_{Ni}} & 0 \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

где f - вектор искомых функций, Λ - дифференциальный матричный оператор.

$$L = \sum_{i=1}^N (u_i \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} - \chi \frac{\partial^2}{\partial x_i^2}) \quad (6.6)$$

$\chi = 1 / Re_{эфф}$ - дифференциальный оператор, учитывающий конвективные и вязкостные члены.

Применим экономичную разностную схему. Поиск решения будем осуществлять методом установления, для чего стационарным уравнением Навье-Стокса поставим в соответствие их нестационарные аналоги, а в уравнение неразрывности введем дополнительный член $(1/A_p) \cdot (\partial p / \partial t)$

Имеем $A \frac{\partial f}{\partial t} + \Lambda f = 0;$ $f|_{t=0} = f_0$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & 1 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \frac{1}{A_p} \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

Если $\Lambda^{(k)}$ - разностный матричный оператор, аппроксимирующий дифференциальный оператор Λ с порядком k относительно пространственного шага h , то разностным аналогом уравнения (6.7) будет

$$A \frac{f^{n+1} - f^n}{\tau} + \Lambda^{(k)} \cdot f^{n+1} = 0$$

Исключив промежуточные дробные шаги, получим связь между f^{n+1} и f^n

$$A \frac{f^{n+1} - f^n}{\tau} + \Lambda^{(k)} \cdot f^{n+1} + \tau A^{-1} (\Lambda_1^{(k)} \Lambda_2^{(k)} + \dots) + (\tau A^{-1})^{N-1} (\Lambda_1^{(k)} \dots \Lambda_N^{(k)}) (f^{n+1} - f^n) = \zeta \quad (6.8)$$

При $f^{n+1} - f^n \rightarrow 0$ решение системы стремится к решению уравнения $\Lambda^k - f^{(n+1)} = 0$. Таким образом, решение разностных уравнений, аппроксимирующих систему дифференциальных уравнений (11.4), может быть получено с погрешностью, определяемой возможностями ЭВМ. На каждом дробном шаге система (6.8) решается скалярной прогонкой.

Выбор граничных условий зависит от конфигурации расчетной области. В топочных камерах основная часть энергии тратится на перестройку потока и лишь незначительная - на потери от трения на стенках. В этом случае на границах было принято условие проскальзывания:

$$\text{и} \quad v_n l_\gamma = 0 \quad \left. \frac{\partial v_\tau}{\partial n} \right|_\gamma = 0 \quad (6.9)$$

где v_n и v_τ - нормальный и касательный к поверхности компоненты вектора скорости;

n - единичная нормаль к поверхности с координатами n_1, n_2, n_3 .

Для перехода от дифференциальных уравнений к конечно-разностным расчетную область покрываем гибридной сеткой.

7. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

При проектировании теплообменных аппаратов следует учитывать изменение свойств теплоносителей при изменении температуры и давления.

При изменении теплоемкости изменяется и коэффициент теплоотдачи, поэтому расчет по осредненным параметрам могут привести в ряде случаев к искажению результатов. В этом случае целесообразно применять следующий метод:

Имеющийся диапазон изменения температуры одного из теплоносителей разбивают на некоторое число интервалов, в пределах которых можно считать температуру теплоносителя и стенок постоянной. После этого рассчитывают по известным входным параметрам выходные величины из первого диапазона (интервала).

Затем эти параметры используются как входные для второго интервала температур и т.д. В пределах интервала расчет ведется аналогично усредненным параметрам.

Другим способом расчета является многовариантный расчет теплообменника.

При этом рассматривается возможность изменения геометрических характеристик теплообменника, так и варианты изменения движения теплоносителя. При этом задается ряд допустимых температур хладагента на выходе из теплообменника и определяется требуемая площадь поверхности теплообменника. При этом коэффициент теплопередачи K , будет зависеть от скорости движения теплоносителя, поэтому для каждого значения температур на выходе из теплообменника определяем требуемую площадь поверхности при различных скоростях.

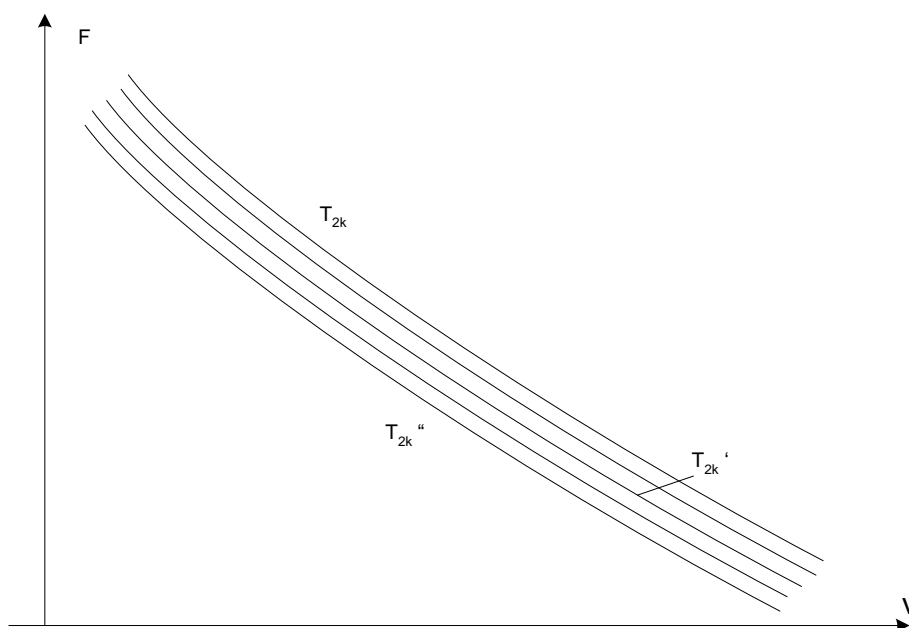


Рис. 7.1. Зависимость площади теплообмена от скорости движения теплоносителя

С другой стороны площадь поверхности теплообменника определяется и числом ходов труб (одна и та же поверхность может быть реализована при различном числе ходов):

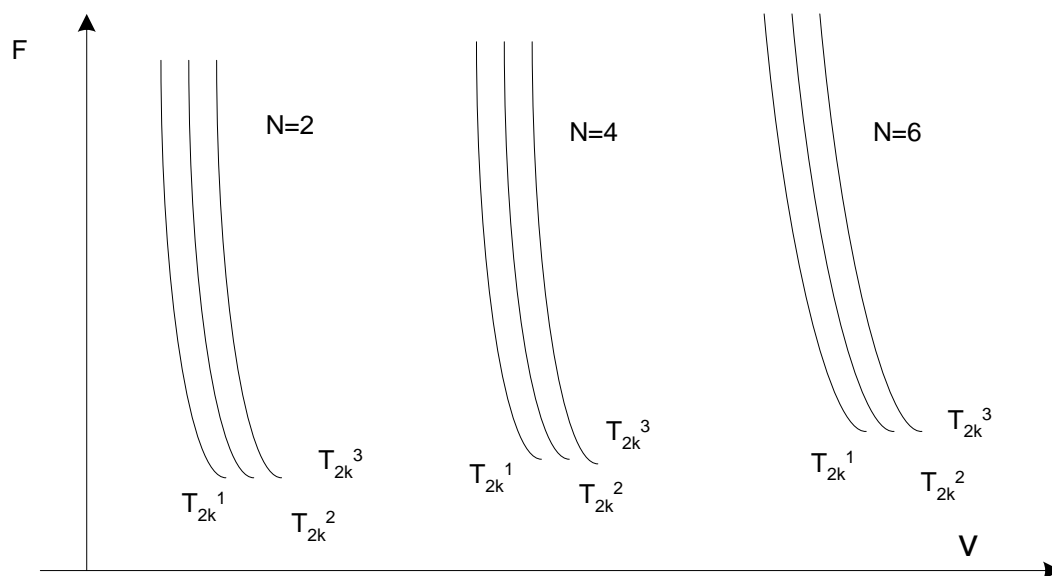


Рис. 7.2. Зависимость площади теплообмена от скоростей движения теплоносителя при различном числе ходов труб

Возможные решения по конструктивному исполнению определяются путем нахождения пересечения характеристики (рис. 7.1) с соответствующей характеристикой (рис. 7.2). Таким образом получаем целый набор возможных конструктивных исполнений теплообменника из которых оптимальное решение составляется путем расчетных затрат на тот или иной вариант.

Расчетные затраты определяются:

1. капитальные затраты включают затраты на теплообменник, вспомогательное оборудование, монтаж
2. эксплуатационные затраты представляют собой затраты электрической энергии на прокачку теплоносителя, на теплоносители, амортизацию, ремонт, заработную плату обслуживающего персонала.

8. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ С УЧЕТОМ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Экономически целесообразный срок действия теплопровода может быть найден из условия, что годовые расчетные затраты, при сооружении нового теплопровода равны или меньше ежегодных затрат на ликвидацию отказов действия теплопровода:

$$(E + f_{ТП})K_{ТП} \leq \lambda \cdot y \quad (8.1)$$

где $K_{ТП}$ – удельные капитальные затраты на сооружение нового теплопровода
 λ – поток отказав ([1/км*год]);

y – затраты связанные с затратами ликвидации первого отказа с учетом компенсации ущерба y потребителей при прекращении подачи тепловой энергии;

$$\lambda_{\text{ПР}} - \text{предельное число отказов } \lambda_{\text{ПР}} \geq \frac{(E+f)K_{\text{ПР}}}{y}.$$

Динамика потока отказов теплопровода зависит от срока службы теплопровода:

$$\lambda - \text{можно оценить по статистическим данным: } 1 - \frac{1}{(t-t_0)/t_k}$$

t – срок действия теплопровода, отсчитанный от года ввода в работу,

t_0 – наработка на первый отказ,

t_k – количество лет после первого отказа, за который поток отказов составляет:

$$\lambda = 1 - \frac{1}{e} = 0.63 \frac{1}{\text{км год}}$$

Если по статистическим данным известны значения t_0 , λ , то параметр

$t_k = (t-t_0) \ln \left(\frac{1}{1-\lambda} \right)$ определяется совместным решением уравнений t_k и $\lambda_{\text{ПР}}$ определяется оптимальный срок службы теплопровода:

$$t_{\text{ОПТ}} = t_0 + t_k \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{(E+f_{\text{ПР}})K_{\text{ПР}}}{y}} \right) \quad (8.2)$$

Затраты на ликвидацию одного отказа:

$$y = y_p + y_k$$

y_p – затраты на ремонт и ввод в работы поврежденного участка,

y_k – затраты связанные с возмещением ущерба,

$$y_p = m(b+c \cdot l)d^{1.2},$$

где m – коэффициент зависящий от типа теплопровода, его конструкции, глубины залегания и т.д.

$$y_k = Q_k z_p s_k.$$

При выборе оптимального варианта конструкции теплопровода необходимо в расчетных затратах учитывать затраты связанные с ликвидацией отказов:

$$Z = \sum_1^T [(E+f_{\text{ПР}})K_{\text{ПР}} + \lambda_y] (1+\beta)^{T-1} \quad (8.3)$$

более подробно:

$$Z = \sum_1^{T_H} [EK_{\text{ПР}}] (1+\beta)^{T_H-1} + \sum_1^{t_p} f_1 K_{\text{ПР}} (1+\beta)^{t_p-1} + \sum_1^{t_{\text{омн}}} f_2 K_{\text{ПР}} (1+\beta)^{t_{\text{омн}}-1} + \sum_1^{t_{\text{омн}}} \lambda_{\text{СР}} \cdot y (1+\beta)^{t_{\text{омн}}-1} \quad (8.4)$$

В данной формуле учитывается дисконтирование затрат множителем $(1+\beta)$.

1-е слагаемое – нормативные отчисления за срок T_H ,

2-е слагаемое – затраты на реновацию,

3-е слагаемое – постоянные издержки по теплопроводу,

4-е слагаемое – расходы на ликвидацию отказов.

При проведении технико-экономических расчетов сравнения разных конструкций теплопроводов затраты определяются за один тот же срок, в качестве которого берется меньший оптимальный срок действия из сравниваемых, а тогда из других вариантов с большим сроком вычитается величина стоимости невыработанного ресурса оборудования.

Примечание: теоретические материалы по темам лекционных занятий подробно изложены в рекомендованной литературе, указанной в рабочей программе дисциплины. Список экзаменационных вопросов представлен в рабочей программе дисциплины.