

## 4. ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

### 4.1. Основные теоретические сведения

Изложены в соответствии с [11].

#### 4.1.1. Влияние начального давления пара на термический КПД цикла Ренкина

##### Схема и термический КПД паротурбинной установки

Схема ПТУ на насыщенном паре приведена на рис. 4.1, теоретический процесс расширения пара в турбине – на рис. 4.2.

Термический КПД (без учета работы насоса)

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k}, \quad (4.1)$$

где  $h'_k$  – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении  $P_k$ .

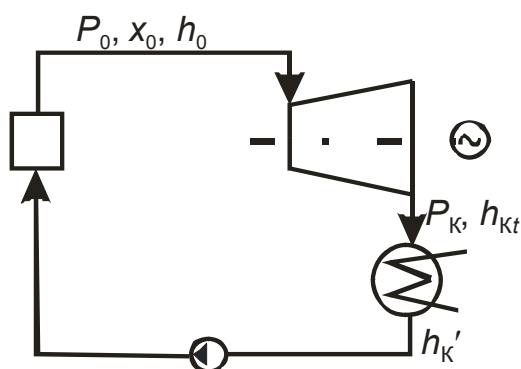


Рис. 4.1. Схема ПТУ

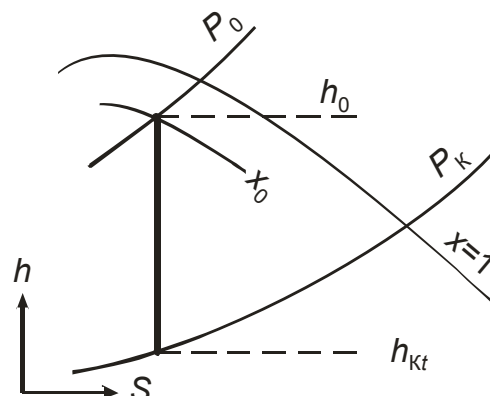


Рис. 4.2. Теоретический процесс расширения

##### Зависимость термического КПД ПТУ от начального давления

Влияние начального давления  $P_0$  на термический КПД неоднозначно.

Рассмотрим цикл *сухого насыщенного пара*, применяемый на атомных электростанциях. Из  $h, S$ -диаграммы рабочего процесса пара в турбине (см. рис. 4.3) видно, что по мере повышения начального давления пара теплоперепад  $H_0 = h_0 - h_{kt}$  сначала возрастает ( $H_{0,3} > H_{0,2} > H_{0,1}$ ), достигает максимального значения  $H_{0,3} = H_{\max}$ ,

затем уменьшается ( $H_{0,4} < H_{0,3}$ ). Теплоперепад  $H_0$  достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельна конечной изотерме  $t_k = \text{const}$  (она же изобара  $P_k = \text{const}$ ). На рис. 4.3 это точка 3. Расход тепла  $Q_0 = h_0 - h'_k$  также достигает максимума, но в точке, где энтальпия сухого насыщенного пара  $h_0 = h''_{\text{max}}$  принимает наибольшее значение (точка 2 на рис. 4.3). Точка 3 пограничной кривой, отвечающая максимуму теплоперепада  $H_0$ , в  $h, S$ -диаграмме находится левее точки 2 максимума энтальпии сухого насыщенного пара, соответствуя более высокому начальному давлению пара и меньшему значению энтропии  $S$ . С учетом вышесказанного, при увеличении  $P_0$  до значения в точке 3, термический КПД  $\eta_t = H_0 / Q_0$  возрастает. Однако в этой точке КПД еще не достигает своего максимального значения, т. к. теплоперепад  $H_0$ , пройдя свое максимальное значение, с дальнейшим ростом  $P_0$  уменьшается очень (бесконечно) медленно, а расход тепла  $Q_0$ , прошедший максимум ранее (при более низком давлении), уменьшается относительно быстрее. Таким образом, при небольшом уменьшении числителя  $H_0$  знаменатель  $Q_0$  снижается быстрее, т. е.  $\eta_t$  должен еще возрастать. В дальнейшем теплоперепад будет снижаться быстрее, чем начальная энтальпия  $h_0$ , и КПД, пройдя свое максимальное значение, начнет уменьшаться. Расчеты подтверждают наличие максимума термического КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара при начальной температуре около  $350^\circ\text{C}$  и соответствующем начальном давлении пара около 17 МПа.

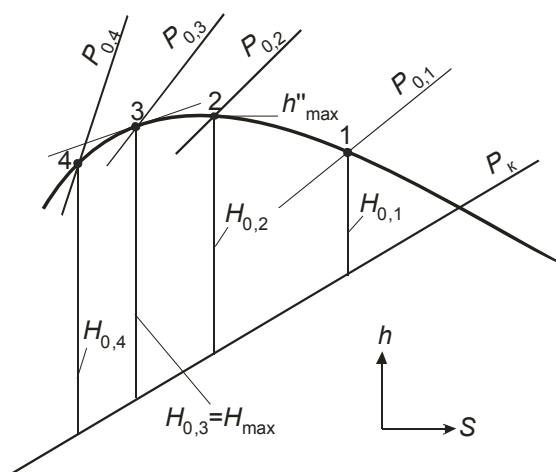


Рис. 4.3

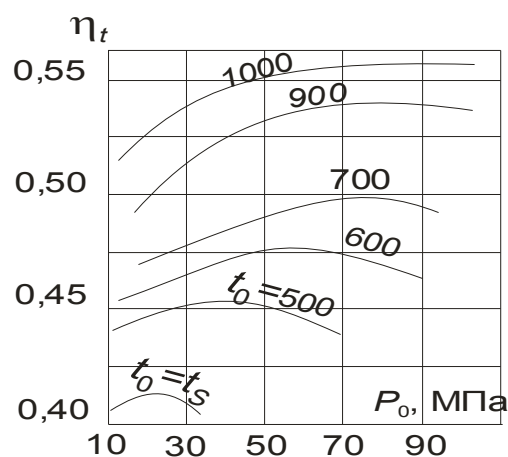


Рис. 4.4. Зависимость термического КПД идеального цикла Ренкина от начального давления

Зависимость  $\eta_t$  цикла сухого насыщенного пара является исходной для зависимостей  $\eta_t = f(P_0)_{t_0}$  циклов перегретого пара. Так как перегрев пара повышает КПД цикла, то все кривые  $\eta_t = f(P_0)$  с температурой выше критической ( $t_{кр} \approx 374$  °С) располагаются выше кривой сухого насыщенного пара (см. рис. 4.4). Подобно кривой термического КПД сухого насыщенного пара зависимости КПД перегретого пара также имеют максимум, сдвигающийся последовательно в сторону более высокого давления с повышением начальной температуры. При увеличении начальной температуры кривая КПД становится все более полой и при очень высокой начальной температуре пара максимум КПД в интервале начальных давлений, используемых в современных паротурбинных установках, уже не наблюдается, перемещаясь в область еще более высокого начального давления пара.

#### 4.1.2. Выбор оптимального давления промперегрева

##### Схема и КПД ПТУ с промперегревом

Схема турбоустановки с промежуточным перегревом пара приведена на рис. 4.5, соответствующий ей процесс расширения в  $h, S$ - диаграмме – на рис. 4.6.

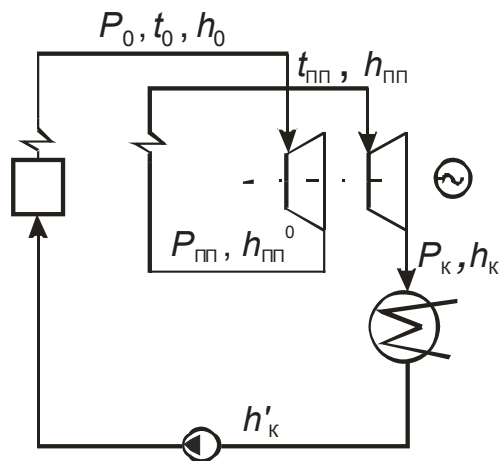


Рис. 4.5. Схема ПТУ с промежуточным перегревом пара

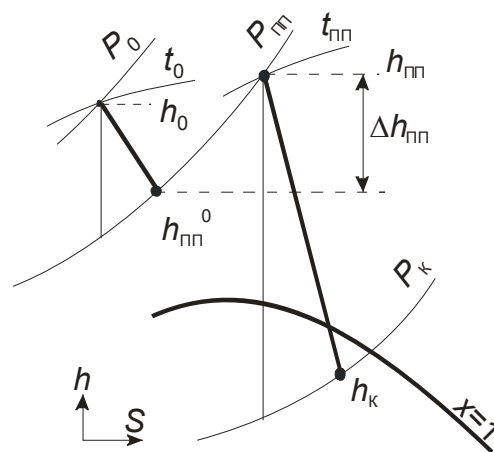


Рис. 4.6. Процесс расширения пара в турбине с промперегревом

##### Абсолютный внутренний КПД ПТУ с промперегревом

$$\eta_i = \frac{(h_0 - h_{пп}^0) + (h_{пп} - h_{к})}{(h_0 - h'_к) + (h_{пп} - h_{пп}^0)} = \frac{h_0 - h_{к} + \Delta h_{пп}}{h_0 - h'_к + \Delta h_{пп}}, \quad (4.2)$$

где  $h'_к$  – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении  $P_{к}$ .

### Зависимость КПД паротурбинной установки от давления промежуточного перегрева

Рассмотрим цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара в  $T, S$ -диаграмме. Такой цикл является сложным, состоящим из исходного цикла без промежуточного перегрева и из дополнительного цикла, соответствующего промежуточному перегреву пара. КПД цикла с промежуточным перегревом пара может быть выше, равен или ниже КПД исходного цикла без промежуточного перегрева пара. Это зависит от средних температур подвода тепла в основном и дополнительном циклах. Если средняя температура подвода тепла  $T_0$  в цикле Карно, эквивалентном дополнительному циклу, выше такой температуры в исходном цикле, то промежуточный перегрев дает повышение КПД. В противном случае повышения КПД не происходит.

Наличие оптимального значения  $P_{\text{пп}}$  можно проиллюстрировать, рассматривая, как ведут себя числитель  $H_0 = h_0 - h_k + \Delta h_{\text{пп}}$  и знаменатель  $Q_0 = h_0 - h'_k + \Delta h_{\text{пп}}$  в формуле (2) по мере снижения  $P_{\text{пп}}$ .

С уменьшением абсолютного значения  $P_{\text{пп}}$  от  $P_0$  до  $P_k$  тепло, затрачиваемое на промперегрев  $\Delta h_{\text{пп}}$ , а также общий расход тепла на производство 1 кг пара  $Q_0$  непрерывно возрастают, в то время как значение  $H_0$  сначала увеличивается, а затем падает, приближаясь к значениям, которые имеют место при отсутствии промперегрева. Очевидно, что увеличение КПД может иметь место только до тех пор, пока с уменьшением  $P_{\text{пп}}$  теплоперепад  $H_0$  возрастает и притом относительно быстрее, чем  $Q_0$ . В определенном диапазоне давлений это действительно имеет место, т. к. средний температурный уровень подвода тепла к дополнительному циклу сначала, при высоких давлениях  $P_{\text{пп}}$  выше, чем в исходном цикле. Таким образом, если построить кривую изменения внутреннего КПД цикла с промперегревом в зависимости от  $P_{\text{пп}}$ , то такая кривая будет иметь вид, приведенный на рис. 4.7.

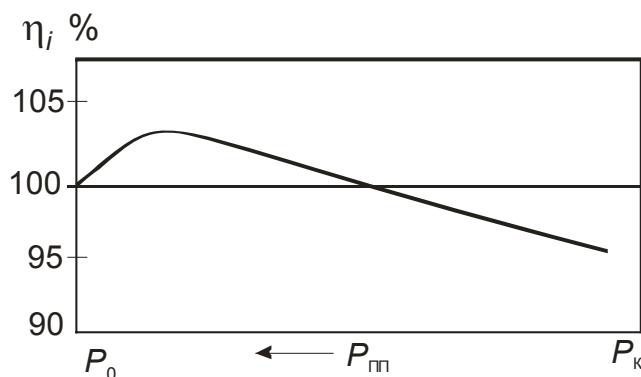


Рис. 4.7. Зависимость внутреннего КПД ПТУ от давления промперегрева

Давление, при котором значение  $\eta_i$  максимально, зависит от начальных и конечных параметров цикла, схемы регенеративного подогрева питательной воды и температуры питательной воды. Оптимальные значения КПД устанавливаются, когда

$$P_{\text{пт1}} = (0,15 - 0,30) \cdot P_0$$

(при одноступенчатом промежуточном перегреве) и

$$P_{\text{пт2}} = (0,06 - 0,09) \cdot P_0$$

(при двухступенчатом).

Эффективность промежуточного перегрева пара в действительном цикле проявляется в большей мере, чем в теоретическом. Это объясняется благоприятным действием промежуточного перегрева на внутренний относительный КПД ступеней после промперегрева.

### 4.1.3. Выбор оптимальной температуры питательной воды

#### Схема и КПД паротурбинной установки с одним регенеративным отбором

Схема турбоустановки с регенеративным подогревателем *смешивающего* типа представлена на рис. 4.8, соответствующий ей процесс расширения пара в  $h, S$ -диаграмме – на рис. 4.9.

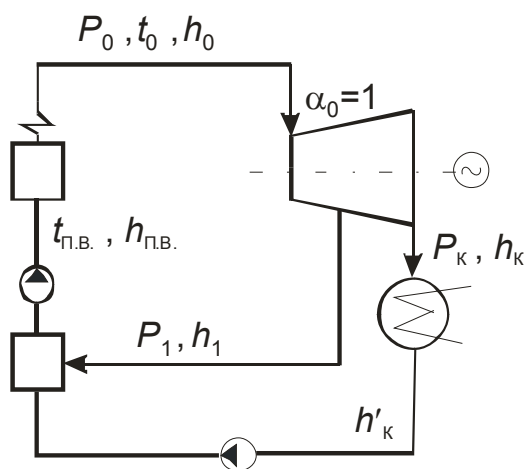


Рис. 4.8. Схема ПТУ с одноступенчатым регенеративным подогревом

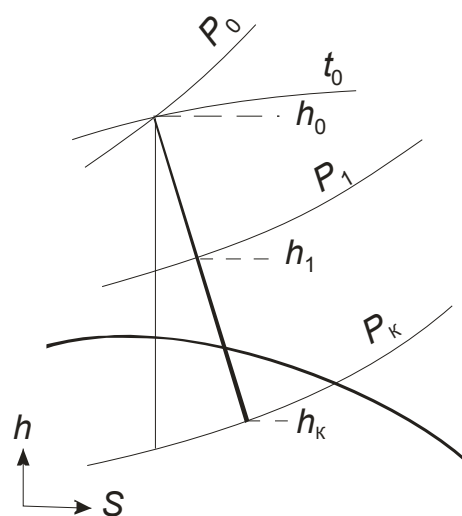


Рис. 4.9. Процесс расширения пара в турбине с регенеративным отбором

Абсолютный внутренний КПД:

$$\eta_i = \frac{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_1) + (\alpha_0 - \alpha_1) \cdot (h_1 - h_k)}{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_{\text{п.в.}})}, \quad (4.3)$$

где  $\alpha_0 = 1$  – относительный расход пара на турбину;

$h_{\text{п.в.}} = h_1'$  – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении  $P_1$ ; значение относительного расхода пара  $\alpha_1$  определяется из уравнения теплового баланса для смешивающего подогревателя

$$\alpha_1 \cdot h_1 + (\alpha_0 - \alpha_1) \cdot h'_k = \alpha_0 \cdot h_{\text{п.в.}} \quad (4.4)$$

### **Влияние регенеративного подогрева на тепловую экономичность ПТУ**

В схемах с регенеративным подогревом питательной воды пар регенеративных отборов совершает работу в турбине **без потери тепла в конденсаторе**, поэтому регенеративный подогрев **всегда** повышает КПД турбоустановки. Теоретически это доказано в [1]. Степень повышения КПД благодаря регенерации в значительной мере зависит от того, при каких давлениях пар отбирается из турбины на регенеративные подогреватели. Действительно, при одном отборе, когда на регенерацию отбирается пар высокого давления, нагрев ведется до более высокой температуры питательной воды  $t_{\text{п.в.}}$ , чем в условиях, когда отбирается пар низкого давления. Количество отбираемого пара  $\alpha_1$  здесь также выше, однако при этом используется небольшой тепловой перепад ( $h_0 - h_1$ ) – см. рис. 4.9. При обогреве паром низкого давления перепад ( $h_0 - h_1$ ) возрастает, но зато уменьшается  $t_{\text{п.в.}}$  и количество пара  $\alpha_1$ , которое может быть отведено в отбор. Очевидно, что существует *оптимальное давление пара в регенеративном отборе*  $P_1$  и соответствующая ему температура  $t_{\text{п.в.}}$ , при которой тепловая экономичность паротурбинной установки наивысшая. Это положение подтверждается вариантными расчетами. На рис. 4.10 приведены типичные зависимости относительного повышения абсолютного внутреннего КПД установки от температуры питательной воды  $t_{\text{п.в.}}$  и числа регенеративных подогревателей  $Z$  при равномерном подогреве в каждой ступени. При одной ступени подогрева кривая относительного повышения КПД проходит через нулевые значения в двух крайних случаях: при  $t_{\text{п.в.}} = t_{\text{кС}}$  ( $t_{\text{кС}}$  – температура воды в состоянии насыщения при давлении  $P_{\text{к}}$ ) и  $t_{\text{п.в.}} = t_{0\text{С}}$  ( $t_{0\text{С}}$  – температура воды в состоянии насыщения при давлении  $P_0$ ) и через максимум, когда подогрев воды в подогревателе составляет примерно 1/2 общего подогрева ( $t_{0\text{С}} - t_{\text{кС}}$ ). При двухступенчатом подогреве наивысшее значение КПД устанавливается, когда подогрев составляет примерно 2/3 от ( $t_{0\text{С}} - t_{\text{кС}}$ ), при трехступенчатом, – когда подогрев равен примерно 3/4 от ( $t_{0\text{С}} - t_{\text{кС}}$ ), и т. д.

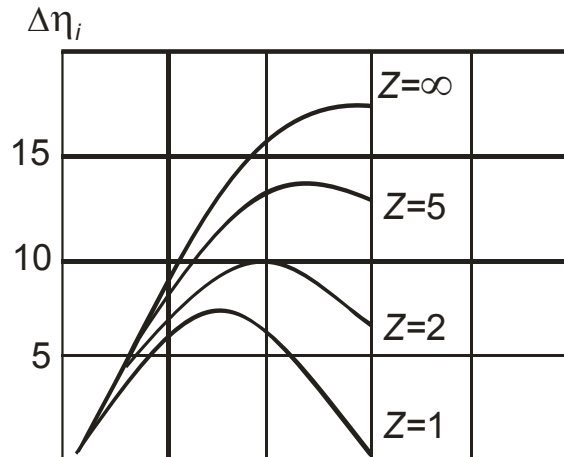


Рис. 4.10. Зависимость относительного повышения внутреннего КПД от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей

#### 4.1.4. Выбор оптимального разделительного давления в паротурбинных установках насыщенного пара с сепарацией

Для снижения влажности пара в процессе его расширения в турбинах насыщенного пара применяют сепарацию и паровой промежуточный перегрев.

##### Схема и КПД влажнопаровой турбоустановки с однократной сепарацией

Схема влажнопаровой установки с однократной сепарацией приведена на рис. 4.11, соответствующий ей процесс расширения пара в турбине – на рис. 4.12.

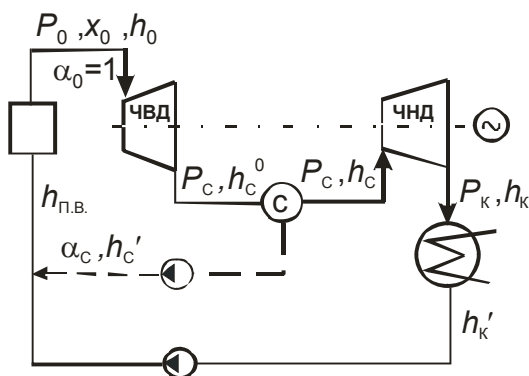


Рис. 4.11. Схема влажнопаровой ПТУ с однократной сепарацией

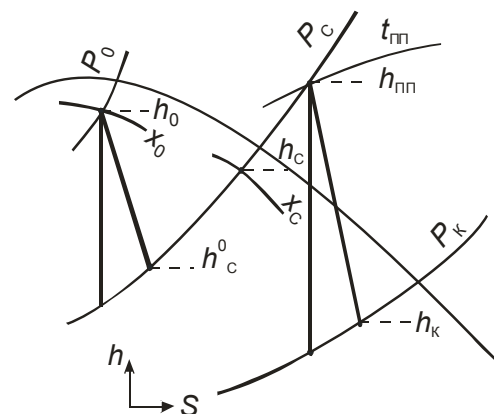


Рис. 4.12. Процесс расширения пара в турбине с однократной сепарацией

Абсолютный внутренний КПД:

$$\eta_i = \frac{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_c^0) + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot (h_c - h_k)}{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_{п.в.})}, \quad (4.5)$$

где  $\alpha_0 = 1$  – относительный расход пара на турбину;

$\alpha_c$  – количество отсепарированной влаги; определяется из уравнения теплового баланса сепаратора

$$\alpha_0 \cdot h_c^0 = \alpha_c \cdot h_c' + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot h_c, \quad (4.6)$$

а  $h_{п.в.}$  – из уравнения теплового баланса для точки смешения

$$\alpha_c \cdot h_c' + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot h_k' = \alpha_0 \cdot h_{п.в.} \quad (4.7)$$

Значения энтальпий  $h_c'$  и  $h_k'$  определяются для воды в состоянии насыщения по давлениям  $P_c$  и  $P_k$  соответственно.

### Схема и КПД влажнопаровой турбоустановки с однократной сепарацией и одноступенчатым паровым промежуточным перегревом

Схема паротурбинной установки приведена на рис. 4.13, соответствующий ей процесс расширения пара в  $h, S$ -диаграмме – на рис. 4.14.

Абсолютный внутренний КПД

$$\eta_i = \frac{\alpha_0 \cdot (h_0 - h_c^0) + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot (h_{пп} - h_k)}{(\alpha_0 + \alpha_{пп}) \cdot (h_0 - h_{п.в.})}, \quad (4.8)$$

где  $\alpha_0 = 1$  – относительный расход пара на турбину;

$\alpha_c$  – количество отсепарированной влаги, определяется из уравнения теплового баланса сепаратора

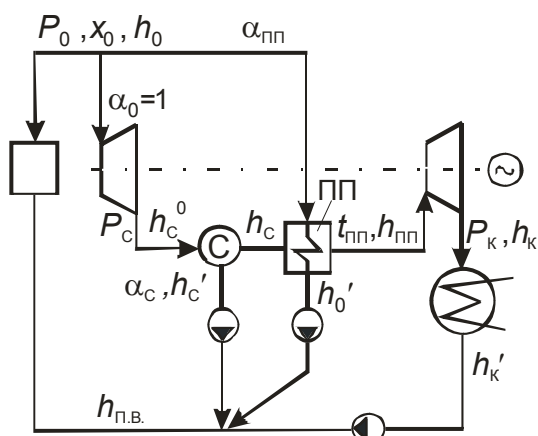


Рис. 4.13. Схема влажнопаровой ПТУ с сепаратором и пароперегревателем

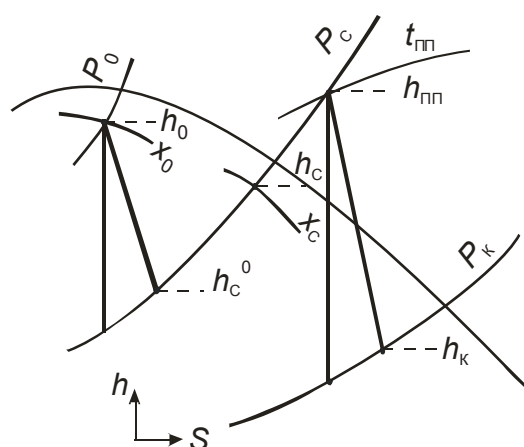


Рис. 4.14. Процесс расширения пара в турбине с сепарацией и промперегревом



$$\alpha_0 \cdot h_c^0 = \alpha_c \cdot h'_c + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot h_c; \quad (4.9)$$

$\alpha_{\text{пп}}$  – относительный расход греющего пара в промежуточном пароперегревателе; находится из уравнения теплового баланса пароперегревателя

$$\alpha_{\text{пп}} \cdot (h_0 - h'_0) = (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot (h_{\text{пп}} - h_c), \quad (4.10)$$

а  $h_{\text{п.в.}}$  – из уравнения теплового баланса точки смешения трех потоков

$$\alpha_c \cdot h'_c + \alpha_{\text{пп}} \cdot h'_0 + (\alpha_0 - \alpha_c) \cdot h'_k. \quad (4.11)$$

Значения энтальпий  $h'_0$ ,  $h'_c$  и  $h'_k$  определяются для воды в состоянии насыщения по давлениям  $P_0$ ,  $P_c$  и  $P_k$  соответственно.

### **Зависимость КПД паротурбинной установки от разделительного давления**

Давление пара между цилиндрами, при котором производится внешняя сепарация, называется *разделительным*. В схеме с однократной сепарацией (см. рис. 4.11) сепаратор необходимо устанавливать так, чтобы во всех ступенях ЧВД и ЧНД турбины влажность пара  $Y$  не превышала допустимых значений  $Y_{\text{доп}} = (12-14) \%$ . По мере повышения абсолютного давления в сепараторе  $P_c$  влажность пара, поступающего в него, уменьшается, а влажность пара на выходе из ЧНД турбины увеличивается. Зависимость влажности на выходе из ЧНД и ЧВД турбины от выбранного давления в сепараторе показана на рис. 4.15. Там же пунктиром указано предельно допустимое значение влажности  $Y_{\text{доп}}$  в турбине. Так как влажность пара не должна превышать  $Y_{\text{доп}}$ , то, очевидно, давление в сепараторе может быть выбрано в интервале  $P'_c \div P''_c$ , если точка пересечения кривых 1 и 2 лежит ниже допустимого значения влажности. Если кривые, определяющие влажность пара перед сепаратором и перед конденсатором турбины, пересекаются при  $Y > Y_{\text{доп}}$ , то это означает, что при заданных начальных и конечных давлениях и принятом КПД  $\eta_{oi}$  во всех ступенях турбины при одном сепараторе не может быть обеспечена допустимая влажность. В этом случае, чтобы влажность не превышала допустимых значений, необходимо установить две ступени сепарации (см. рис. 4.17) либо сепаратор с пароперегревателем (см. рис. 4.18).

Наличие сепаратора меняет цикл и КПД установки. Типичная кривая, характеризующая зависимость изменения абсолютного КПД от давления в сепараторе (взятого по отношению к начальному давлению)

показана на рис. 4.16. Расчеты показывают, что внутренний КПД имеет наибольшее значение, когда значения влажности пара, поступающего в сепаратор и конденсатор турбины, примерно равны между собой (т. е. при  $P_c$ , соответствующем пересечению кривых 1 и 2).

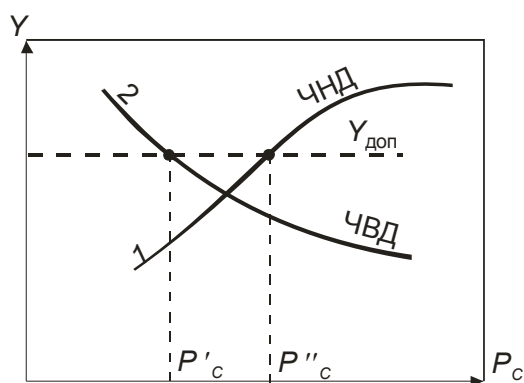


Рис. 4.15. Изменение влажности пара от давления в сепараторе

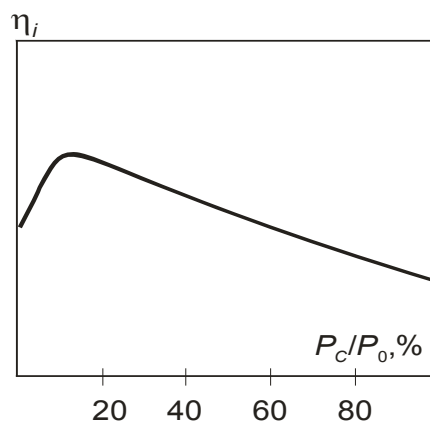


Рис. 4.16. Зависимость внутреннего КПД ПТУ от давления в сепараторе

При установке двух или трех сепараторов необходимо стремиться к тому, чтобы влажность пара на входе в сепараторы была примерно равна влажности на выходе из ЧНД турбины.

В циклах насыщенного пара с промежуточным паровым перегревом значения влажности на выходе из ЧВД и ЧНД также должны быть ниже допустимых. В оптимальных условиях влажность пара на выходе из ЧВД должна быть примерно равна влажности пара на выходе из ЧНД. Из этого следует, что при одних и тех же значениях  $P_0$  и  $P_k$  в схемах с промперегревом давление пара на выходе из ЧВД будет выше, чем в схемах без промежуточного перегрева, и средняя влажность пара понизится в обеих частях турбины.

Повышение внутреннего относительного КПД ступеней турбины за счет сепарации и промперегрева приводит к тому, что в целом внутренний КПД ПТУ увеличивается несмотря на низкий температурный уровень подвода тепла в промпароперегревателе. Давление в сепараторе, при котором достигается наибольшее значение КПД в схемах с паровым промежуточным перегревом, в зависимости от  $P_0$  в первом приближении выражается уравнением [2]

$$P_c \approx 0,675 + 0,12 \cdot (P_0 - 4,5), \text{ МПа.}$$

Оптимальные значения  $P_c$  практически не изменяются при переходе от одноступенчатой схемы парового промперегрева к двухступенчатой (схема турбины с двухступенчатым промперегревом приведена на рис. 4.18).

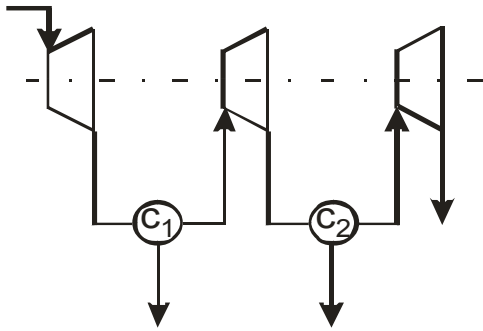


Рис. 4.17. Схема турбины с двукратной сепарацией пара

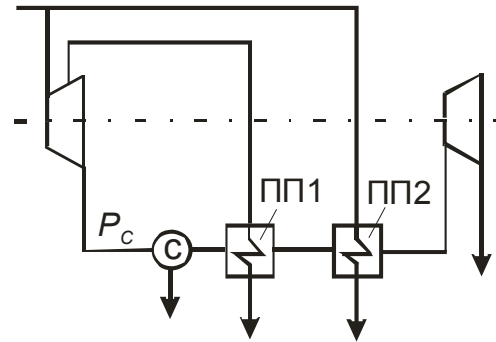


Рис. 4.18. Схема турбины с сепарацией и двукратным промперегревом

## 4.2. Использование методов минимизации для выбора оптимальных термодинамических параметров ПТУ

### 4.2.1. Метод перебора для поиска оптимальных начальных параметров ПТУ

#### 1. Постановка задачи

Паротурбинная установка (ПТУ) работает по идеальному циклу Ренкина на сухом насыщенном паре с параметрами:

$P_0(t_{0S})$  – начальное давление пара;

$x_0 = 1$  – начальная степень сухости;

$P_K$  – давление в конденсаторе.

Найти максимальное значение термического КПД  $\eta_t$  при изменении  $t_{0S}$  от температуры насыщения пара в конденсаторе  $t_{KS}$  до температуры в критической точке  $t_{кр}$ , соответствующей критическому давлению  $\approx 22$  МПа. Повышение энтальпии воды в насосе не учитывать.

С целью привлечения к решению задачи *максимума* КПД методов *минимизации* за целевую функцию примем отрицательное значение КПД.

#### 2. Качественное и математическое описание задачи

Схема ПТУ приведена на рис. 4.19, процесс расширения пара в турбине в  $h, S$  – диаграмме представлен на рис. 4.20. Из теории термодинамических циклов известен характер кривой  $\eta_t = f(t_{0S})$  для водяного пара (см. рис. 4.21).

*Целевая функция* – термический КПД установки  $\eta_t$ ; *оптимизируемый* параметр – начальная температура  $t_{0S}$  (однозначно определяющая начальное давление  $P_0$ ); *ограничения*  $t_{KS} \leq t_{0S} \leq t_{кр}$ .

Задача относится к одномерным оптимизационным.

В диапазоне  $t_{0S} \leq t_{кр}$  функция  $\eta_t$  унимодальна.

Термический КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара

$$\eta_t = (h_0'' - h_{кт}) / (h_0'' - h'_к).$$

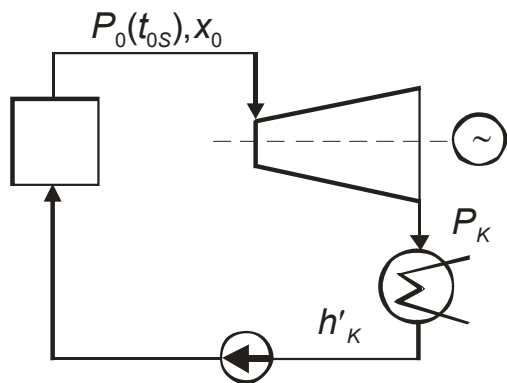


Рис. 4.19. Схема ПТУ

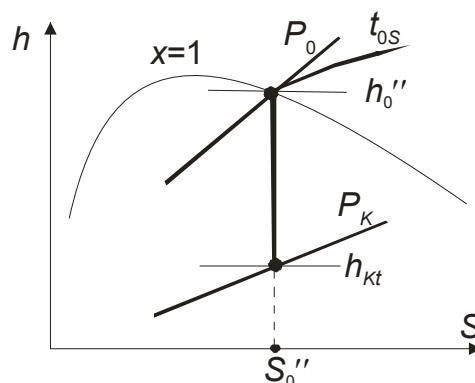


Рис. 4.20. Идеальный процесс расширения сухого насыщенного пара

### 3. Алгоритм расчета термического КПД

Алгоритм расчета термического КПД для простейшего цикла сухого насыщенного пара приведен на рис. 4.22.

### 4. Функция расчета термического КПД на языке ТУРБОПАСКАЛЬ

```

Function KPDT (t0S:real):real;
Uses TABL1;           {Подключение модуля расчета }
                     {термодинамических параметров}
Begin P0:=PST(t0S);
    h0II:=HSP_T(t0S);
    S0II:=SSP_T(t0S);
    PK:=0.005;       {МПа}
    SKI:=SSW_P(PK);
    SKII:=SSP_P(PK);
    XKt:=(S0II- SKI)/( SKII- SKI);
    hKI:=HSW_P(PK);
    hKII:=HSP_P(PK);
    hKt:= hKI+ XKt*(hKII- hKI);
    KPDT:=(h0II-hKt)/(h0II-hKI);
End;

```

В тексте программы выделены обращения к функциям расчета параметров воды и водяного пара из модуля TABL1. Подробно о расчете параметров рабочего тела на ПЭВМ смотри выше (раздел 1).

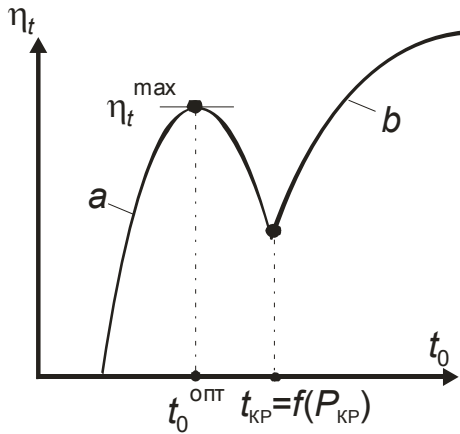


Рис. 4.21. Зависимость термического КПД цикла Ренкина от начальной температуры пара: *a* – сухой насыщенный пар; *b* – перегретый пар

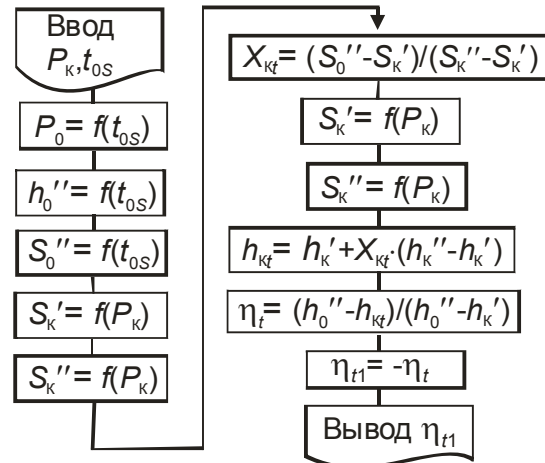


Рис. 4.22. Блок-схема расчета термического КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара

## 5. Программа расчета максимального значения КПД методом перебора

Программа составлена в соответствии с алгоритмом метода перебора (см. рис. 2.9). Ввод исходных данных для простоты приведен в тексте основной программы.

```

Program KPDmax;
Uses TABL1;
Var t0min, t0max, ... : real;
Function KPDt(t0S:real):real; {Начало функции}
Begin P0:=PST(t0S);
    ...
    KPDt:= ... ;
End; {Конец функции}
Begin {Начало основной программы}
PK:=0.005; {МПа}
Pkr:=22; {МПа}
DELT:=1; {Шаг изменения начальной температуры, °C};
t0min:=TSP(PK);
t0max:=TSP(Pkr);
KPDmin:= 1E10;
REPEAT
    t1:=t0min; f1:= - KPDt(t1);
    If f1<=KPDmin then Begin KPDmin:=f1;
t0opt:=t1 End;
    t1:=t1+DELT;
UNTIL t1> t0max;
KPDmax:= - KPDmin;
Writeln ('KPDmax=', KPDmax:6:4, 'Оптим. tos=', t0opt:6:1); End.
  
```

## 4.2.2. Градиентный метод для выбора оптимальных значений давления двукратного промперегрева

### 1. Постановка оптимизационной задачи

ПТУ с начальными параметрами пара  $P_0$  и  $t_0$  и конечным давлением  $P_k$  работает по циклу Ренкина с двукратным (газовым) промежуточным перегревом пара. Схема установки приведена на рис. 4.23, действительный процесс расширения пара в турбине – на рис. 4.24.

Определить давления  $P_1$  и  $P_2$  в ступенях промперегрева, при которых абсолютный внутренний КПД турбоустановки достигает максимального значения. Выбор оптимальных значений  $P_1$  и  $P_2$  осуществить градиентным методом. *Целевая функция* – абсолютный внутренний КПД; *оптимизируемые параметры* –  $P_1$  и  $P_2$ ; *система ограничений* –  $P_k \leq P_2 \leq P_1$ ;  $P_2 \leq P_1 \leq P_0$ .

*Размерность* задачи равна двум.

### 2. Качественное описание задачи

Из термодинамики известен экстремальный характер целевой функции по обоим параметрам [5, с. 8–9]. Оптимальные давления промперегрева соответствуют значениям:

– при *одноступенчатом* промежуточном перегреве

$$P_{\text{пп}} = (0,15 - 0,30) \cdot P_0;$$

– при *двухступенчатом*:

$$P_{\text{пп1}} = (0,25 - 0,30) \cdot P_0; \quad P_{\text{пп2}} = (0,06 - 0,09) \cdot P_0.$$

Анализируя графическое представление целевой функции от оптимизируемых параметров, можно сделать вывод, что оптимизационная задача относится к *многомерным выпуклым нелинейным* задачам и на допустимом множестве решений имеет единственный максимум.

### 3. Математическое описание задачи

Абсолютный внутренний КПД установки

$$\eta_i = \frac{(h_0 - h_1) + (h_{P1} - h_2) + (h_{P2} - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h_{P1} - h_1) + (h_{P2} - h_2)}. \quad (4.12)$$

Работой насоса пренебрегаем.

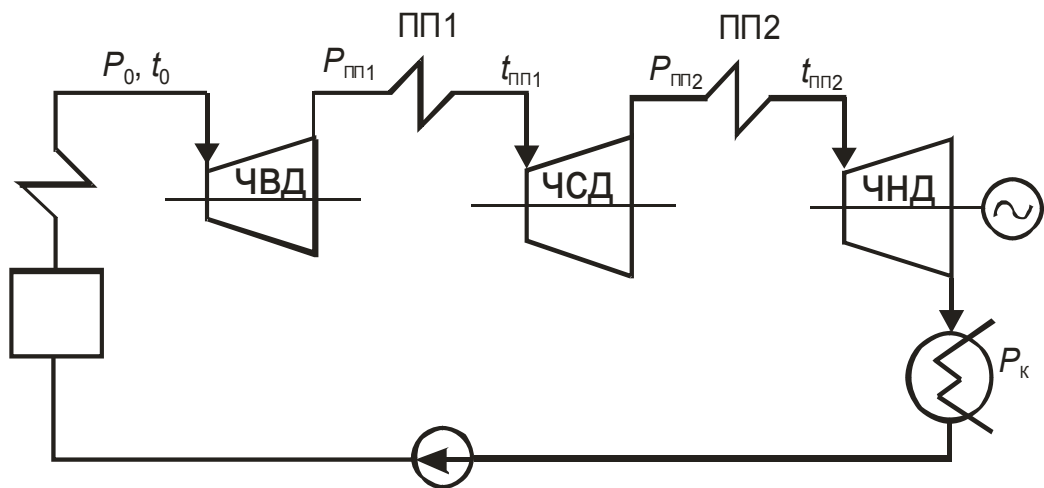


Рис. 4.23. Схема ПТУ с двукратным газовым промпрегревом

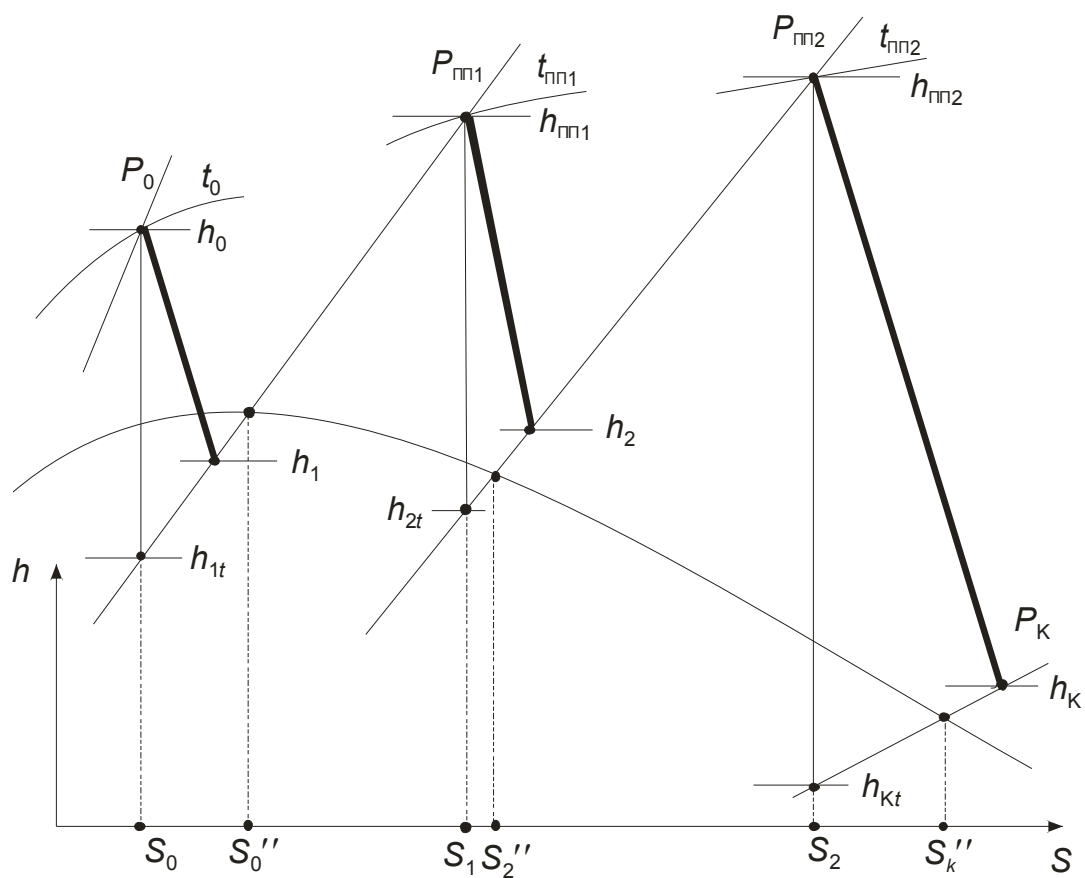


Рис. 4.24. Процесс расширения пара в турбине в  $h, S$ -диаграмме

## 4. Моделирование целевой функции

### Алгоритм расчета КПД

Алгоритм приведен на рис. 4.25.

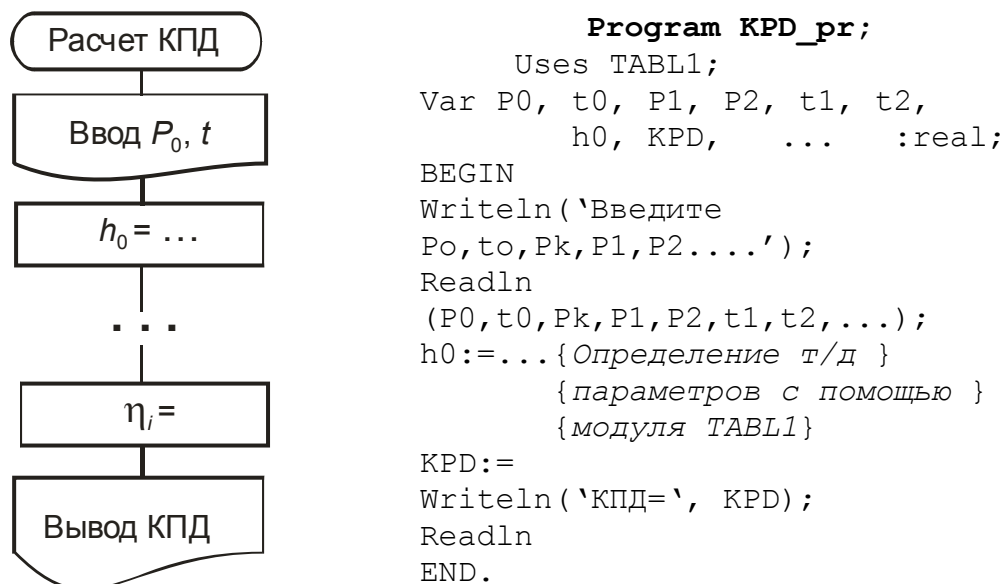


Рис. 4.25. Алгоритм расчета КПД

### Программа расчета КПД

Структура программы на языке ТУРБОПАСКАЛЬ представлена ниже.

#### Оформление программы расчета КПД в виде функции

Входные параметры функции – оптимизируемые давления  $P_1$  и  $P_2$ .

Выходной параметр – КПД.

*Следует помнить:*

1. Переменные  $P_1$ ,  $P_2$  и  $KPD$  описываются в заголовке функции, поэтому из предложения “Var...” их следует убрать.

2. Значения параметров  $P_1$  и  $P_2$  должны передаваться из основной программы, поэтому их не надо задавать в функции расчета КПД.

3. Из основной программы (оптимизации) обращение к функции будет многократным. По этой причине ввод исходных данных, значения которых должны оставаться постоянными в процессе работы основной программы ( $P_0$ ,  $t_0$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ , внутренние относительные КПД частей высокого, среднего и низкого давления турбины), желательно выполнять из файла исходных данных. Для этого файл исходных данных должен быть создан. Назовем его “**GRAD.ish**”.

4. Учитывая тот факт, что справедливо



$$\max F(X) = -\min(-F(X)),$$

сведем задачу поиска максимума функции КПД к задаче минимизации функции КПД1, положив

$$\text{КПД1} = -\text{КПД}.$$

Описание функции КПД1 может быть следующим:

```

Function КПД1(P1,P2:real):real;
Uses TABL1;
Var P0,t0,Pk,t1,t2,... :real;
    IMF : string [20]; {Описание имени файла}
                                {исходных данных }
    F : text ; { Описание файла }
BEGIN
    IMF:='GRAD.ISH' ; { Начало функции }
                                { Начало ввода исходных }
                                { данных из файла }

    Assign (F,IMF);
    Reset (F);
    Readln (P0);
    Readln (t0);
    ...
    Close (F) ; { Конец ввода исходных }
                                { данных из файла }

    h0:=...
    ...
    КПД:=... PD1:= - КПД; END. {Конец описания функции }

```

### Вычисление частных производных КПД по давлениям

Обозначим градиент КПД  $\eta_i$  как  $\text{Grad}\eta$ , а его составляющие по давлениям  $P_1$  и  $P_2$  (производные) соответственно  $\text{Grad1}$  и  $\text{Grad2}$ .

Частная производная КПД по давлению  $P_1$  в точке с заданными параметрами  $(P_1^0, P_2^0)$  приближенно может быть найдена

$$\text{Grad1} = \frac{\partial \eta_i(P_1^0, P_2^0)}{\partial P_1} \approx \frac{\eta_i(P_1^0 + \Delta P_1, P_2^0) - \eta_i(P_1^0, P_2^0)}{\Delta P_1}, \quad (4.13)$$

где  $\Delta P_1 \approx (0,0001 - 0,005) \cdot P_1^0$  – пробный шаг дифференцирования по  $P_1$ .

Частная производная КПД по давлению  $P_2$  в точке с заданными параметрами  $(P_1^0, P_2^0)$  вычисляется аналогично:

$$\text{Grad2} = \frac{\partial \eta_i(P_1^0, P_2^0)}{\partial P_2} \approx \frac{\eta_i(P_1^0, P_2^0 + \Delta P_2) - \eta_i(P_1^0, P_2^0)}{\Delta P_2}, \quad (4.14)$$

где  $\Delta P_2 \approx (0,0001 - 0,005) \cdot P_2^0$  – пробный шаг дифференцирования по  $P_2$ .

Оформляем частные производные в виде функций на языке ПАСКАЛЬ.

```

Function GRAD1 (P1, P2, dP1: real) : real;
Begin
    K1:=KPD1 (P1, P2);
    K2:=KPD1 (P1+dP1, P2);
    GRAD1:=(K2-K1) /dP1;
Function GRAD2 (P1, P2, dP2: real) : real;
Begin
    K1:=KPD1 (P1, P2);
    K2:=KPD1 (P1, P2+dP2);
    GRAD2:=(K2-K1) /dP2;
End;

```

### *Описание КПД и его производных в составе модуля*

Модуль – самостоятельная программная единица. Она компилируется и записывается на диск в объектных кодах. К модулю можно обращаться из разных программ.

**Внимание!** Имена модуля и файла, содержащего модуль, должны совпадать.

Приведем модуль, включающий функции KPD, GRAD1 и GRAD2.

```

Unit GRAD_mod;                                ( Заголовок модуля )
INTERFACE
  Uses TABL1;
  Function KPD1 (P1, P2: real) : real;
  Function GRAD1 (P1, P2, dP1: real) : real;
  Function GRAD2 (P1, P2, dP2: real) : real;
IMPLEMENTATION
Function KPD1 (P1, P2: real) : real;
  Var KPD1,
      h0, ht1, h1, hp1, ht2, hp2, hkt, hkI, hkII, hI, hII, ht,
      P0, PK,
      S0, S0II, S1, S1II, S2, S2II, SI, SII,
      t0, t1, t2, x
      :
  Begin
    { Начало функции KPD1 } ...
    KPD1:=...
  End;
  { Конец функции KPD1 }
Function GRAD1 (P1, P2, dP1: real) : real;
  Var ...
  Begin
    { Начало функции GRAD1 } ...
  End;
  { Конец функции GRAD1 }
Function GRAD2 (P1, P2, dP2: real) : real;
  Var ...
  Begin
    { Начало функции GRAD2 } ...
  End;
  { Конец функции GRAD2 }
END.    { Конец модуля }

```

## 5. Моделирование оптимизационной задачи

### *Алгоритм оптимизации давлений промперегрева методом градиентного спуска*

Для функции двух переменных алгоритм поиска ее минимума приведен на рис. 4.25. Он является универсальным и поэтому, в целом, может быть использован для широкого класса задач с той лишь разницей, что координаты начальной точки спуска  $X^0(x_1^0, x_2^0)$  и значение начального шага задаются в соответствии с конкретной задачей.

В нашем случае подбором можно установить начальный шаг спуска  $h = 100$ . Однако с целью усовершенствования алгоритма на каждом шаге градиентного спуска будем автоматически определять максимальное значение  $h$  с учетом ограничений на оптимизируемые параметры.

### *Выбор максимального шага градиентного спуска*

#### **Пределы изменения $P_1$**

В результате выполнения каждого шага градиентного спуска (из точки  $X^0(P_1^0, P_2^0)$  в точку  $X^1(P_1^1, P_2^1)$ ) переменная  $P_1$  принимает значение

$$P_1^1 = P_1^0 - h1, \quad (4.15)$$

где

$$h1 = h \cdot \text{Grad1} \quad (4.16)$$

– составляющая градиента целевой функции по направлению  $P_1$ .

Ограничения на давление в первой ступени промперегрева

$$P_2^1 < P_1^1 < P_0.$$

Решаем последнее неравенство с учетом (4.15) и (4.16):

$$\begin{cases} P_1^0 - h1 > P_2^1; \\ P_1^0 - h1 < P_0; \end{cases} \quad \begin{cases} h1 < (P_1^0 - P_2^1); \\ h1 > (P_1^0 - P_0); \end{cases} \quad \begin{cases} h \cdot \text{Grad1} < (P_1^0 - P_2^1); \\ h \cdot \text{Grad1} > (P_1^0 - P_0); \end{cases} \quad \begin{cases} h < (P_1^0 - P_2^1) / \text{Grad1}; \\ h > (P_1^0 - P_0) / \text{Grad1}. \end{cases}$$

$$\text{Если } \mathbf{Grad1} > \mathbf{0}, \text{ то } \begin{cases} h < (P_1^0 - P_2^1) / \text{Grad1}; \\ h > (P_1^0 - P_0) / \text{Grad1}. \end{cases}$$

Примем во внимание диапазон, в котором лежат оптимальные значения давлений  $P_1$  и  $P_2$ , и зададим  $P_1$ , по крайней мере, на 5 % выше  $P_2$ , тогда максимальный шаг изменения  $P_1$

$$h_{\max 1} = 0,95 \cdot (P_1^0 - P_2^1) / \text{Grad1}.$$

Учтем также, что  $(P_1^0 - P_0) < 0$ , а всегда должно выполняться  $h > 0$ , и примем  $h_{\min 1} = 0$ . Тогда

$$\begin{cases} h_{\max 1} = 0,95 \cdot (P_1^0 - P_2^1) / \text{Grad1}; \\ h_{\min 1} = 0. \end{cases} \quad (4.17)$$

Если **Grad1** < 0, то 
$$\begin{cases} h > (P_1^0 - P_2^1) / \text{Grad1}; \\ h < (P_1^0 - P_0) / \text{Grad1}; \end{cases}$$

тогда

$$\begin{cases} h_{\min 1} = 0; \\ h_{\max 1} = 0,95 \cdot (P_1^0 - P_0) / \text{Grad1}. \end{cases} \quad (4.18)$$

### *Пределы изменения $P_2$*

При перемещении из точки  $X^0(P_1^0, P_2^0)$  в точку  $X^1(P_1^1, P_2^1)$  новое значение переменной  $P_2$  определяется

$$P_2^1 = P_2^0 - h2, \quad (4.19)$$

где

$$h2 = h \cdot \text{Grad2}. \quad (4.20)$$

Ограничения по второму параметру:

$$P_k < P_2^1 < P_1^1.$$

Учитывая (4.19) и (4.20), решаем последнее неравенство:

$$\begin{cases} P_2^0 - h2 > P_k; \\ P_2^0 - h2 < P_1^1; \end{cases} \quad \begin{cases} h2 < (P_2^0 - P_k); \\ h2 > (P_2^0 - P_1^1); \end{cases} \quad \begin{cases} h \cdot \text{Grad2} < (P_2^0 - P_k); \\ h \cdot \text{Grad2} > (P_2^0 - P_1^1); \end{cases}$$

$$\begin{cases} h < (P_2^0 - P_k) / \text{Grad2}; \\ h > (P_2^0 - P_1^1) / \text{Grad2}. \end{cases}$$

Если **Grad2** > 0, то 
$$\begin{cases} h < (P_2^0 - P_k) / \text{Grad2}; \\ h > (P_2^0 - P_1^1) / \text{Grad2}. \end{cases}$$

Тогда

$$\begin{cases} h_{\max 2} = 0,95 \cdot (P_2^0 - P_k) / \text{Grad2}; \\ h_{\min 2} = 0. \end{cases} \quad (4.21)$$

Если **Grad2** < 0, то 
$$\begin{cases} h > (P_2^0 - P_k) / \text{Grad2}; \\ h < (P_2^0 - P_1^1) / \text{Grad2}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} h_{\min 2} = 0; \\ h_{\max 2} = 0,95 \cdot (P_2^0 - P_1^1) / \text{Grad}2. \end{cases} \quad (4.22)$$

Алгоритм расчета максимального шага при спуске из точки  $(P_1^0, P_2^0)$  в точку  $(P_1^1, P_2^1)$  приведен на рис. 4.26.

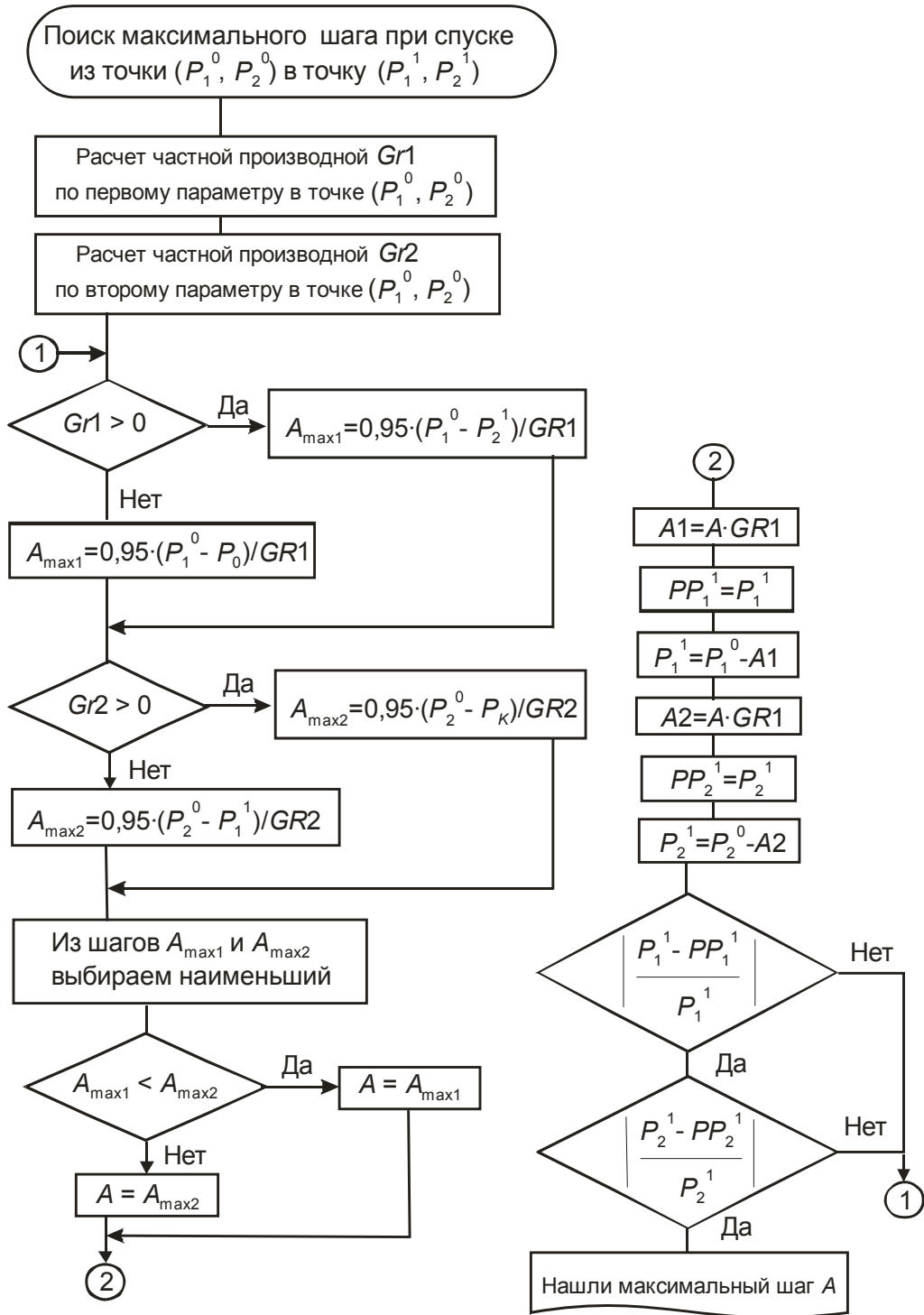


Рис. 4.26. Алгоритм расчета максимального шага

## Программа расчета оптимальных давлений промперегрева

Программа составлена на языке ПАСКАЛЬ и реализована на ПЭВМ IBM PC AT. Текст программы приведен ниже.

```
Program GRADIENT;
  Uses KPDmod;
  Var A,A1,A2,Amax1,Amax2,GR1,GR2,E1,E2,dP1,dP2,KPD0,KPD1,
  KPDmax,P0,PK,P10,P20,P11,PP11,P21,PP21,P1opt,P2opt : real;
  IMF: string[20];
  F : text;
Begin IMF:='GRAD.ISH';
  Assign(F,IMF); reset(F);
  Readln(F,P0); close (F);
  Writeln('P0=',P0:4:1,'МПа',' PK=',PK:6:4);
  Writeln('Введите нач. приближения Pп1 и Pп2 в МПа');
  Readln(P10,P20);
  E1:=0.0001; E2:=0.0001; {Погрешности определения P1 и P2}
  dP1:=0.005*P10;
  dP2:=0.005*P20;
Repeat
  GR1:=GRAD1(P10,P20,dP1);
  GR2:=GRAD2(P10,P20,dP2);
  { Выбираем пределы изменения шага A для P1 и P2 }
  P11:=P10; P21:=P20;
Repeat
  if GR1>0 then Amax1:=0.95*((P10-P21)/GR1);
  if GR1<0 then Amax1:=0.95*(P10-P0)/GR1;
  if GR2>0 then Amax2:=0.95*((P20-PK)/GR2);
  if GR2<0 then Amax2:=0.95*(P20-P11)/GR2;
  {В качестве максимального шага из Amax1 и Amax2 выбираем
  наименьший }
  If Amax1<Amax2 then A:=Amax1
  else A:=Amax2;
  A1:=A*GR1;
  PP11:=P11;
  P11:=P10-A1;
  A2:=A*GR2;
  PP21:=P21;
  P21:=P20-A2;
Until (ABS((P11-PP11)/P11)<=0.001) and (ABS((P21-P21)/P21)<=0.01);
Repeat
  A1:=A*GR1;
  A2:=A*GR2;
  P11:=P10-A1;
  P21:=P20-A2;
```

```

KPD0:=KPD(P10,P20);
KPD1:=KPD(P11,P21);
A:=A/2;
Until KPD1<=KPD0;
P10:=P11;
P20:=P21;
writeln(' КПД ', -KPD1:10:8);
Until (ABS(A1)<=E1) and (ABS(A2)<=E2);
KPDmax:=-KPD(P11,P21);
P1opt:=P11;
P2opt:=P21;
writeln(' Pпп1 =',P1opt:7:4,' Pпп2=',P2opt:7:4,'
КПД=',KPDmax:8:6); Readln;
END.

```

### 4.2.3. Метод координатного спуска для расчета оптимальных значений начального давления и температуры питательной воды

#### 1. Постановка задачи

Паротурбинная установка с одним регенеративным подогревателем работает по идеальному циклу Ренкина на насыщенном паре с заданными значениями степени сухости  $x_0$  острого пара и конечным давлением  $P_k$ .

Найти оптимальные параметры ПТУ: давление острого пара  $P_0$  и температуру питательной воды  $t_{п.в.}$ , соответствующие максимальному значению термического КПД при изменении  $P_0$  от давления пара в конденсаторе  $P_k$  до критического давления  $\approx 22$  МПа и изменении  $t_{п.в.}$  – от температуры насыщения при конечном давлении до температуры насыщения острого пара. Повышением энтальпии воды в насосе пренебречь.

#### 2. Качественное и математическое описание задачи

*Целевая функция* – термический КПД  $\eta_t$  паротурбинной установки;  
*оптимизируемые параметры* – начальное давление свежего пара  $P_0$  и температура питательной воды  $t_{п.в.}$ ;

*размерность* оптимизационной задачи равна двум по числу оптимизируемых параметров;

*ограничения* на оптимизируемые параметры:

$$P_K \leq P_0 \leq 22 \text{ (МПа)};$$

$$t_{KS} \leq t_{П.В.} \leq t_{0S},$$

где

$$t_{KS} = f(P_K), t_{0S} = f(P_0).$$

Схема ПТУ приведена на рис. 4.27, процесс расширения пара в турбине в  $h, S$ -диаграмме представлен на рис. 4.28.

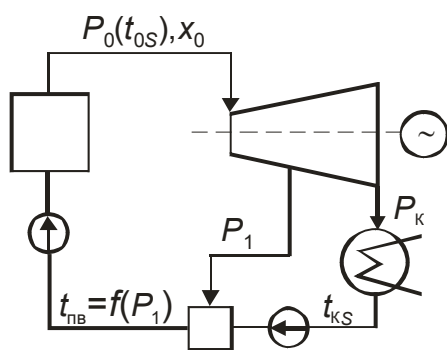


Рис. 4.27. Схема ПТУ

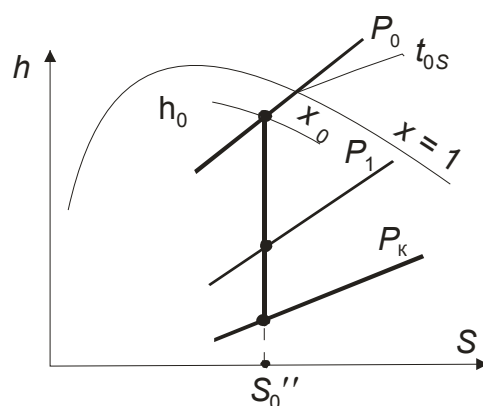


Рис. 4.28. Идеальный процесс расширения насыщенного пара

### 3. Моделирование целевой функции

Из теории термодинамики известен экстремальный характер функции по обоим оптимизируемым параметрам. Характер изменения  $\eta_t$  от  $P_0$  аналогичен зависимости  $\eta_t = f(t_{0S})$ , представленной ранее на рис. 4.21. Зависимость  $\eta_t = f(t_{П.В.})$  имеет параболический характер (рис. 4.29).

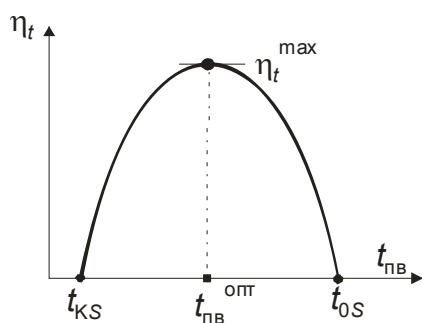


Рис. 4.29. Зависимость термического КПД цикла Ренкина от температуры питательной воды

Анализируя графическое представление целевой функции от оптимизируемых параметров, можно сделать вывод, что оптимизационная задача относится к *многомерным выпуклым нелинейным* задачам и на допустимом множестве решений имеет единственный максимум.

Сведем задачу поиска максимума целевой функции к задаче минимизации, приняв за целевую функцию отрицательное значение КПД. Решение задачи будем искать *методом координатного спуска*.



Для расчета целевой функции воспользуемся готовой программой расчета термического КПД. Для этого из приложения 1 выберем модуль **KPDMOD3**, содержащий функцию **KPD3 (P0, tpw, Pk, X0)**. Первые два параметра функции – оптимизируемые, остальные (**Pk** и **X0**) должны быть заданы в основной программе в качестве исходных данных.

#### 4. Моделирование оптимизационной задачи

*Алгоритм расчета оптимальных значений  $P_0$  и  $t_{п.в.}$  методом координатного спуска*

Алгоритм расчета методом координатного спуска приведен на рис. 4.30. Для одномерной минимизации используется метод «золотого» сечения.

*Программа расчета максимального значения КПД методом координатного спуска*

Программа составлена в соответствии с алгоритмом на рис. 4.30. Ввод исходных данных для простоты приведен в тексте основной программы.

**Program KOORDIN;**

Uses TABL1, KPDMOD3; {Подключение модуля для расчета КПД}

Var x0, Pk, ... : real;

Begin { Начало основной программы }

PK:=0.005; {МПа} X0:=0.995;

E1:=

P0max:=22; {МПа}

tk:=**TSP**(PK); tpwmin:=tk;

P0opt:=0; tpwopt:=0;

tpwf:=100; { Зафиксировали второй параметр }

Writeln(' tpf= ',tpwf:6:1);

**REPEAT** { Координатный спуск }

{ Метод «золотого» сечения для оптимизации P0 }

P0min:= **PST**(tpwf);

a:=P0min;

b:=P0max;

Writeln(' Границы изменения tpw ');

Writeln(' a= ', a:6:3, ' b= ', b:6:3);

**REPEAT** { «Золотое сечение» }

P01:=a+0.3820\*(b-a);

P02:=a+0.6180\*(b-a);

f1:=**KPD3**(P01, tpf, Pk, x0);

f2:= **KPD3**(P02, tpf, Pk, x0);

If f1<=f2 then b:=x2;

```

else a:=x1;
      R:=(b-a)/2;
UNTIL R <= E1;
P0opt:=P0opt;
P0opt:=(a+b)/2;
  { Конец метода «золотого» сечения для оптимизации P0 }
Writeln(' P0opt = ', P0opt:6:3);
KPD_1:= KPD3(P0opt,tpwf,Pk,x0);
Writeln(' КПД в точке (P0opt, tpwf) равен '; KPD_1:8:6);
P0f:=P0opt;
Writeln(' P0f= ', P0f:6:3); { Зафиксировали }
                             { первый параметр }
      { Метод «золотого» сечения для оптимизации tpw }
      tpwmax:= TSP(P0f);
      a:=tpwmin;
      b:=tpwmax;
Writeln(' Границы изменения tpw ');
Writeln(' a= ', a:6:1, ' b= ', b:6:1);
REPEAT { «Золотое сечение» }
      tpw1:=a+0.3820*(b-a);
      tpw2:=a+0.6180*(b-a);
      f1:=KPD3(P0f,tpw1,Pk,x0);
      f2:= KPD3(P0f,tpw2,Pk,x0);
      If f1<=f2 then b:=x2; else a:=x1;
      R:=(b-a)/2;
UNTIL R <= E2;
ttpwopt:=tpwopt;
tpwopt:=(a+b)/2;
  { Конец метода «золотого» сечения для оптимизации tpw }
Writeln(' tpwopt = ', tpwopt:6:1);
KPD_2:= KPD3(P0f,tpwopt,Pk,x0);
Writeln(' КПД в точке (P0f, tpwopt) равен '; KPD_2:8:6);
tpwf:=tpwopt;
Writeln(' tpwf= ', tpwf:6:1); { Зафиксировали }
                             { первый параметр }
UNTIL (ABS(PP0opt-P0opt)<=E1) and (ABS(ttpwopt-tpwopt) ;
fmin:=KPD3(P0opt,tpwopt,Pk,x0);
KPDmax:=-fmin;
Writeln(' KPDmax= ', KPDmax:8:6); { Зафиксировали }
                             { первый параметр }

Readln
End. { Конец программы }

```

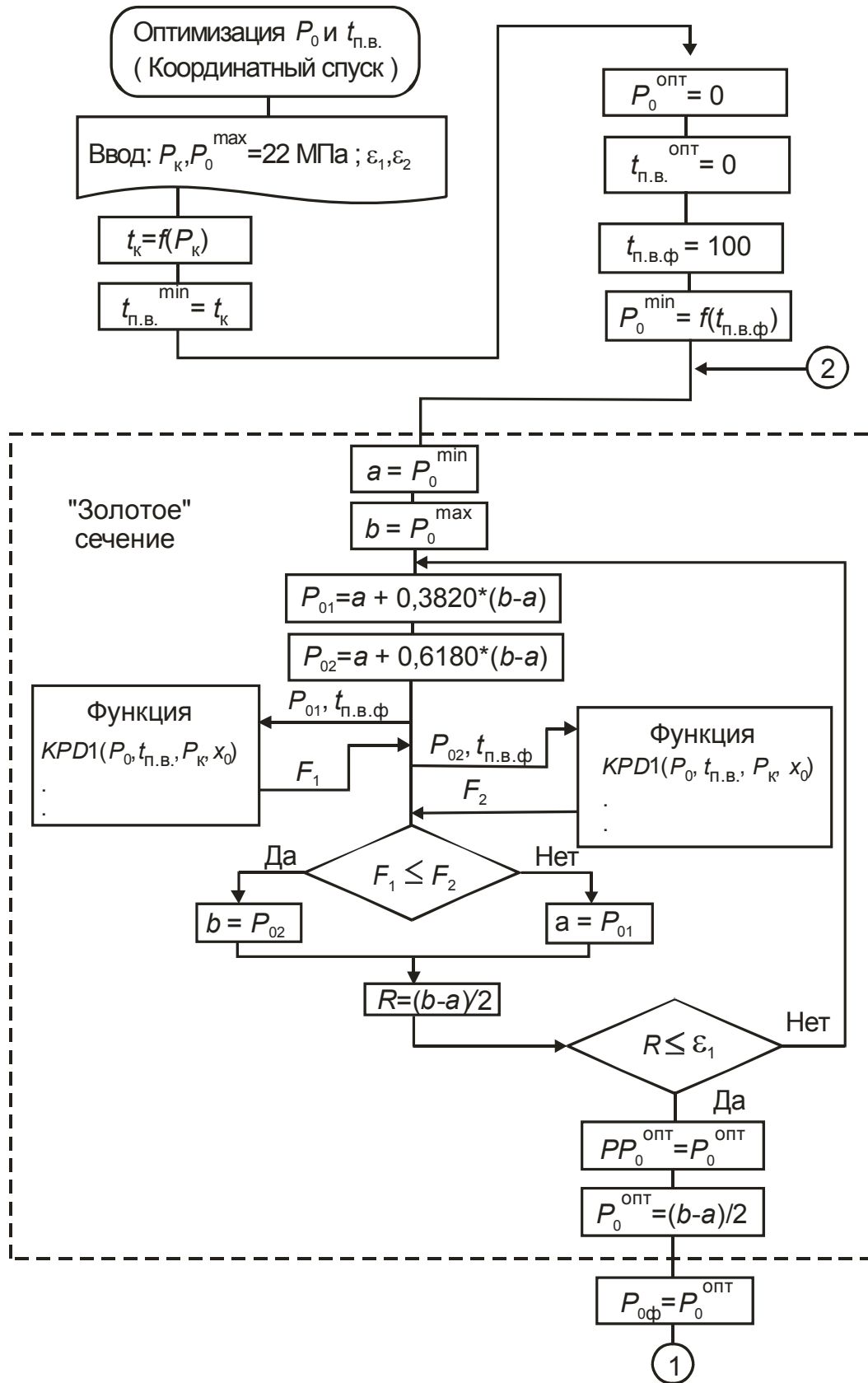


Рис. 4.30. Алгоритм координатного спуска для задачи поиска оптимальных значений  $P_0$  и  $t_{п.в.}$  (начало)

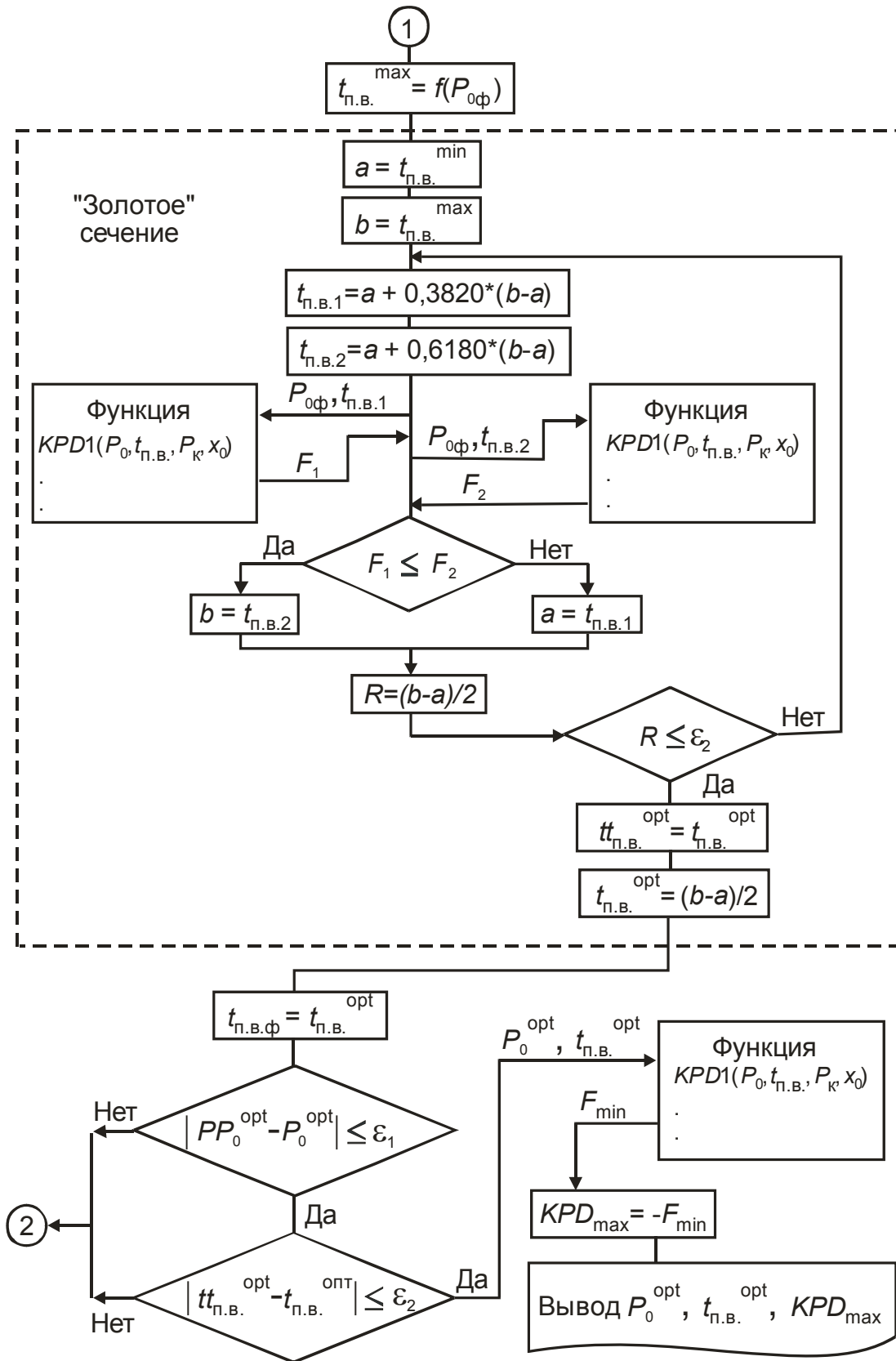


Рис. 4.30. Алгоритм координатного спуска для задачи поиска оптимальных значений  $P_0$  и  $t_{пв}$  (окончание)

## 5. Результаты расчета

Результаты расчета удобно представить в виде таблицы.

Таблица 4.1

№ итерации	Оптимизация $P_0$				Оптимизация $t_{п.в.}$					
	$t_{п.в.}^{\phi}$	Границы изменения $P_0$		$P_0^{\text{опт}}$	КРД в точке $(P_0^{\text{опт}}, t_{п.в.}^{\phi})$	$P_0^{\phi}$	Границы применения $t_{п.в.}$		$t_{п.в.}^{\text{опт}}$	КРД в точке $(P_0^{\phi}, t_{п.в.}^{\text{опт}})$
		$a$	$b$				$a$	$b$		
1										
2										

## 5. ТИПИЧНЫЕ ЗАДАЧИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

С основами технико-экономической оптимизации теплоэнергетического оборудования и тепловых схем ТЭС и АЭС можно познакомиться в [12–15].

### 5.1. Выбор оптимального диаметра паропровода острого пара

#### 1. Постановка задачи

Требуется выполнить технико-экономический расчет трубопровода острого пара заданной турбоустановки с начальными параметрами пара  $P_0$  и  $t_0$  при изменении его диаметра в пределах, соответствующих допустимым значениям скорости пара  $w$ , и определить значение диаметра, соответствующее минимуму приведенных расчетных затрат. В соответствии с *методикой технико-экономической оптимизации при малых изменениях в тепловой схеме* один из вариантов с соответствующим диаметром паропровода принимается за «базовый». Выбор «базового» варианта произволен. Можно принять за «базовый» вариант с наименьшим диаметром. В качестве *целевой функции* используется изменение приведенных расчетных затрат ( $\delta Z$ ) по сравнению с «базовым» вариантом. Оптимизируемый параметр – диаметр острого пара ( $d$ ) или соответствующая ему по уравнению неразрывности скорость пара ( $w$ ). Оптимизационная задача относится к *одномерным*.

#### 2. Качественное описание задачи

Согласно методике [1] фиксируется давление пара за котлом  $P_0 = \text{const}$  (см. рис. 5.1) при заданных значениях расхода острого пара  $D_0$  и начальной температуре  $t_0$ . Изменение диаметра паропровода  $d$  неоднозначно влияет на составляющие расчетных затрат в рассматриваемую турбоустановку. Так, например, с уменьшением  $d$  снижается толщина стенки трубопровода, его вес и капитальные вложения в паропровод (*хорошо!*). Однако, с другой стороны, уменьшение  $d$ , согласно уравнению неразрывности, ведет к увеличению скорости пара  $w$  внутри паропровода и соответствующему росту гидравлического сопротивления  $\Delta P_0$ . При этом снижается начальное давление пара перед турбиной  $P'_0 = P_0 - \Delta P_0$  и, соответственно, падает тепловая экономичность турбоустановки, что вызывает перерасход топлива на ТЭС (*плохо...*). Кроме того, с уменьшением  $P'_0$  снижаются капиталовложения в паровпускную часть турбины.

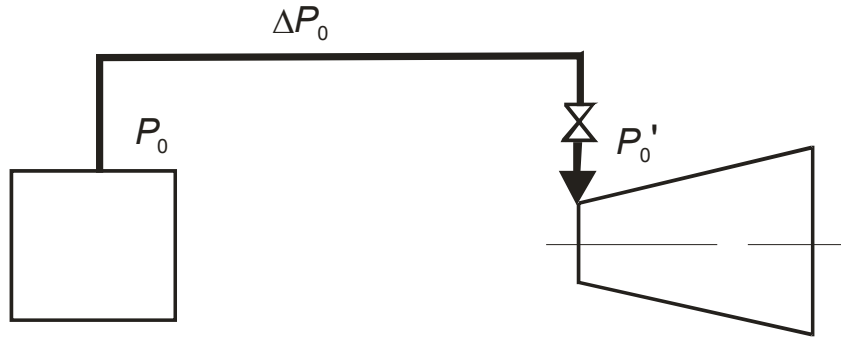


Рис. 5.1. Схема паропровода острого пара

Таким образом, при сопоставлении вариантов с разными диаметрами трубопровода острого пара должны быть учтены:

- 1) *капитальные затраты*:
  - а) на сооружение трубопровода  $K_1$ ;
  - б) в оборудование, на стоимость которого влияет изменение диаметра  $K_2$ ;
- 2) *ежегодные издержки*:
  - а) на амортизацию и текущий ремонт трубопровода и оборудования, стоимость которого зависит от диаметра ( $U$ );
  - б) на дополнительный расход топлива, вызванный:
    - теплопотерями в окружающую среду ( $B_1$ );
    - изменением экономичности турбоустановки ( $B_2$ ).

*Изменение приведенных расчетных затрат по сравнению с «базовым» вариантом:*

$$\delta Z = E_H \cdot \delta K_1 + \delta U + (E_H + p_a) \cdot \delta K_2 + (\delta B_1 + \delta B_2) \cdot c_T. \quad (5.1)$$

Принципиальный характер поведения целевой функции и ее составляющих от оптимизируемого параметра представлен на рис. 5.2.

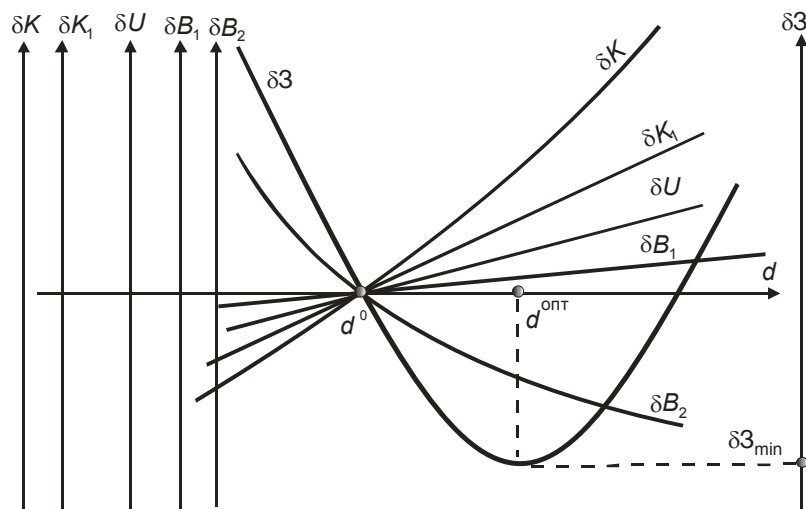


Рис. 5.2. Принципиальные зависимости целевой функции и ее составляющих от диаметра паропровода острого пара

Рекомендуемая последовательность расчета оптимального диаметра (скорости)

1) задается значениями скорости пара  $w$  в пределах допустимого диапазона (от  $w_{\min}$  до  $w_{\max}$ ) и для них определяются внутренние диаметры  $d_1$  согласно уравнению неразрывности;

2) один из вариантов ( $w^0(d^0)$ ) принимается за «базовый», и для него определяются:

а)  $\Delta P_0^0$ , б)  $K_1^0$ , в)  $U^0$ , г)  $B_1^0$ ;

3) для всех других вариантов ( $w(d)$ ) рассчитываются:

а)  $\Delta P_0$ ; б)  $K_1$ ; в)  $U$ ; г)  $B_1$ ;

по сравнению с «базовым» вариантом

д) изменение капвложений в трубопровод

$$\delta K_1 = K_1 - K_1^0; \quad (5.2)$$

е) изменение капвложений в оборудование, на стоимость которого влияет диаметр трубопровода  $\delta K_2$ ;

ж) изменение ежегодных эксплуатационных издержек в паропровод

$$\delta U = U - U^0; \quad (5.3)$$

з) изменение годового расхода топлива, вызванное теплопотерями

$$\delta B_1 = B_1 - B_1^0 \quad (5.4)$$

и соответствующее изменение топливных издержек

$$\delta U_{T1} = \delta B_1 \cdot c_T; \quad (5.5)$$

и) изменение годового расхода топлива  $\delta B_2$ , вызванного изменением параметров пара перед турбиной и соответствующим изменением тепловой экономичности, и изменение топливных издержек

$$\delta U_{T2} = \delta B_2 \cdot c_T; \quad (5.6)$$

к) изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$ :

$$\delta Z = E_H \cdot \delta K_1 + \delta U + (E_H + p_a) \cdot \delta K_2 + (\delta B_1 + \delta B_2) \cdot c_T.$$

### 3. Математическое описание задачи

Капиталовложения в трубопровод

$$K_1 = 1,25 \cdot k_{уд} \cdot G, \quad (5.7)$$

где  $k_{уд}$  – удельные капиталовложения в трубопровод, кг/т;

$G$  – вес трубопровода, т;

$$G = Z \cdot (\pi/4) \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot L \cdot \rho, \quad (5.8)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – наружный и внутренний диаметры трубопровода, м;



$L$  – длина трубопровода, м;  
 $Z$  – число ниток трубопровода (ориентироваться на прототип);  
 $\rho$  – удельный вес металла трубопровода, т/м<sup>3</sup> (для стали можно принять  $\rho=7850$  кг/м<sup>3</sup>).

Если задан наружный диаметр трубопровода  $d_1$ , то *внутренний диаметр* можно определить как

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot S, \quad (5.9)$$

вычислив *толщину стенки*  $S$ , м, по формуле

$$S = \frac{P_0 \cdot d_1}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma + P_0} + C, \quad (5.10)$$

где  $\sigma$  – допускаемое напряжение металла трубопровода, *размерность величины  $\sigma$  должна соответствовать размерности  $P_0$* ;

$\varphi$  – коэффициент прочности, для бесшовных труб  $\varphi=1,0$ ;

$C$  – прибавка к расчетной толщине стенки, м; можно принять

$$C = 0,1 \cdot S. \quad (5.11)$$

Эксплуатационные издержки в паропровод можно оценить как

$$U = 0,1 \cdot K_1. \quad (5.12)$$

*Изменение капиталовложений  $\delta K_2$  в оборудование, на стоимость которого влияет диаметр, по сравнению с «базовым» вариантом*

$$\delta K_2 = -\frac{\Delta P_0 - \Delta P_0^0}{P_0} \cdot N, \text{ р.}, \quad (5.13)$$

где  $\Delta P_0, \Delta P_0^0$  – значения гидравлических сопротивлений паропровода в текущем и «базовом» вариантах соответственно, Па.

$N$  – электрическая мощность турбины, кВт.

*Гидравлическое сопротивление паропровода*

$$\Delta P_0 = \left( \sum \xi_i + \xi_T \cdot \frac{L}{d_2} \right) \cdot \frac{w^2}{2 \cdot V_0}, \text{ Па}, \quad (5.14)$$

где  $w$  – скорость пара в паропроводе, м/с;

$V_0$  – удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг; зависит от начальных параметров  $P_0, t_0$ ;

$\sum \xi_i$  – сумма местных сопротивлений;

$\xi_T$  – коэффициент трения.

Связь между диаметром трубопровода и скоростью среды, протекающей в нем, устанавливается *уравнением неразрывности*

$$D_0 \cdot V_0 = w \cdot Z \cdot \pi \cdot d_2^2 / 4, \quad (5.15)$$

где  $D_0$  – расход свежего пара, кг/с.

*Расход топлива, вызванный теплопотерями в трубопроводе, т у.т./год*

$$B_1 = (0,044 \cdot t_0 \cdot \sqrt{d_1}) \cdot L \cdot \frac{h_y \cdot \eta_t}{\eta_k \cdot 7 \cdot 10^6}, \quad (5.16)$$

$t_0$  – начальная температура пара, °С;

$h_y$  – число часов использования установленной мощности;

$\eta_t$  – коэффициент ценности тепла (для паропровода острого пара  $\eta_t=1$ , для других трубопроводов должен быть определен по методике Рубинштейна – Щепетильникова [16];

$\eta_k$  – КПД котлоагрегата.

*Изменение годового расхода топлива в связи с изменением тепловой экономичности турбоустановки по сравнению с «базовым» вариантом, т у.т.*

$$\delta B_2 = b_0 \cdot h_y \cdot N \cdot \left( \frac{\Delta b}{b_0} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (5.17)$$

где  $b_0$  – удельный расход условного топлива в базовом варианте, кг у.т./(кВт·ч);

$\left( \frac{\Delta b}{b_0} \right)$  – относительное изменение удельного расхода условного топлива. **Здесь  $N$ , в кВт!**

*Относительное изменение удельного расхода топлива, вызванное изменением параметров пара перед турбиной, по сравнению с базовым вариантом,*

$$\frac{\Delta b}{b_0} = \left( 0,07 + 0,013 \cdot \frac{t_0 - 600}{100} \right) \cdot \frac{(\Delta P_0 - \Delta P_0^0)}{P_0}. \quad (5.18)$$

Расчет изменения приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  по сравнению с базовым вариантом выполнять по выражению (5.1).

#### **4. Информационное обеспечение математической модели**

Оптимизационные расчеты следует проводить при разных значениях стоимости топлива  $c_T$  и удельных капложений в паропровод  $k_{уд}$ . Для того чтобы установить границы изменения диаметра, следует задать диапазон изменения скорости пара по рекомендациям [1]. Ориентировочно можно принять  $w_{min}=20 \div 30$  м/с;  $w_{max}=80 \div 100$  м/с. Исходные данные для тестового расчета приведены в табл. 5.1.

#### **5. Алгоритм расчета оптимального диаметра на математической модели**

Вычисление оптимального диаметра рекомендуется выполнять, решая последовательно следующие задачи:

1) вычислить параметры паропровода, влияющие на расчет целевой функции в зависимости от заданной скорости пара: гидравлического сопротивления  $\Delta P_0$ , капитальных вложений в трубопровод  $K_1$ , эксплуатационных издержек  $U$  и расхода топлива  $B_1$ . Блок-схема этого алгоритма приведена на рис. 5.3;

2) рассчитать целевую функцию (изменения приведенных расчетных затрат  $\delta Z$ ) при любой заданной скорости пара  $w$  по сравнению с базовым вариантом  $w^0$ . Алгоритм расчета в виде блок-схемы представлен на рис. 5.4;

3) определить оптимальное значение скорости  $w^{opt}$  (диаметра) с использованием принятого метода одномерной минимизации. Алгоритм метода «золотого» сечения – на рис. 5.5, а метода перебора – на рис. 5.6.

Таблица 5.1

Исходные данные для тестового расчета паропровода

№	Название	Значение	Размерность
1	Давление острого пара	$P_0$	МПа
2	Температура острого пара	$t_0$	°С
3	Электрическая мощность турбоустановки	$N = 300000$	кВт
4	Расход острого пара	$D_0 = 230$	кг/с
5	Длина паропровода	$L = 90$	м
6	Число ниток паропровода	$Z = 2$	–
7	Сумма местных сопротивлений	$\sum \xi_i = 9$	–
8	Коэффициент трения	$\xi_T = 0,01$	–
9	Коэффициент ценности тепла	$\eta_t = 1$	–
10	КПД котла	$\eta_k = 0,92$	–
11	Удельный расход условного топлива	$b_0 = 0,330$	кг у.т./кВт·ч
12	Число часов использования установленной мощности	$h_y = 6000$	ч
13	Плотность стали	$\rho = 7850$	кг/м <sup>3</sup>
14	Допускаемое напряжение в металле трубопровода	$\sigma = 40$	МПа
15	Стоимость условного топлива (ориентировочно)	$c_T = 0,5$	р./кг у.т
16	Удельные капиталовложения в паропровод (ориентировочно)	$k_{уд.} = 70$	р./кг

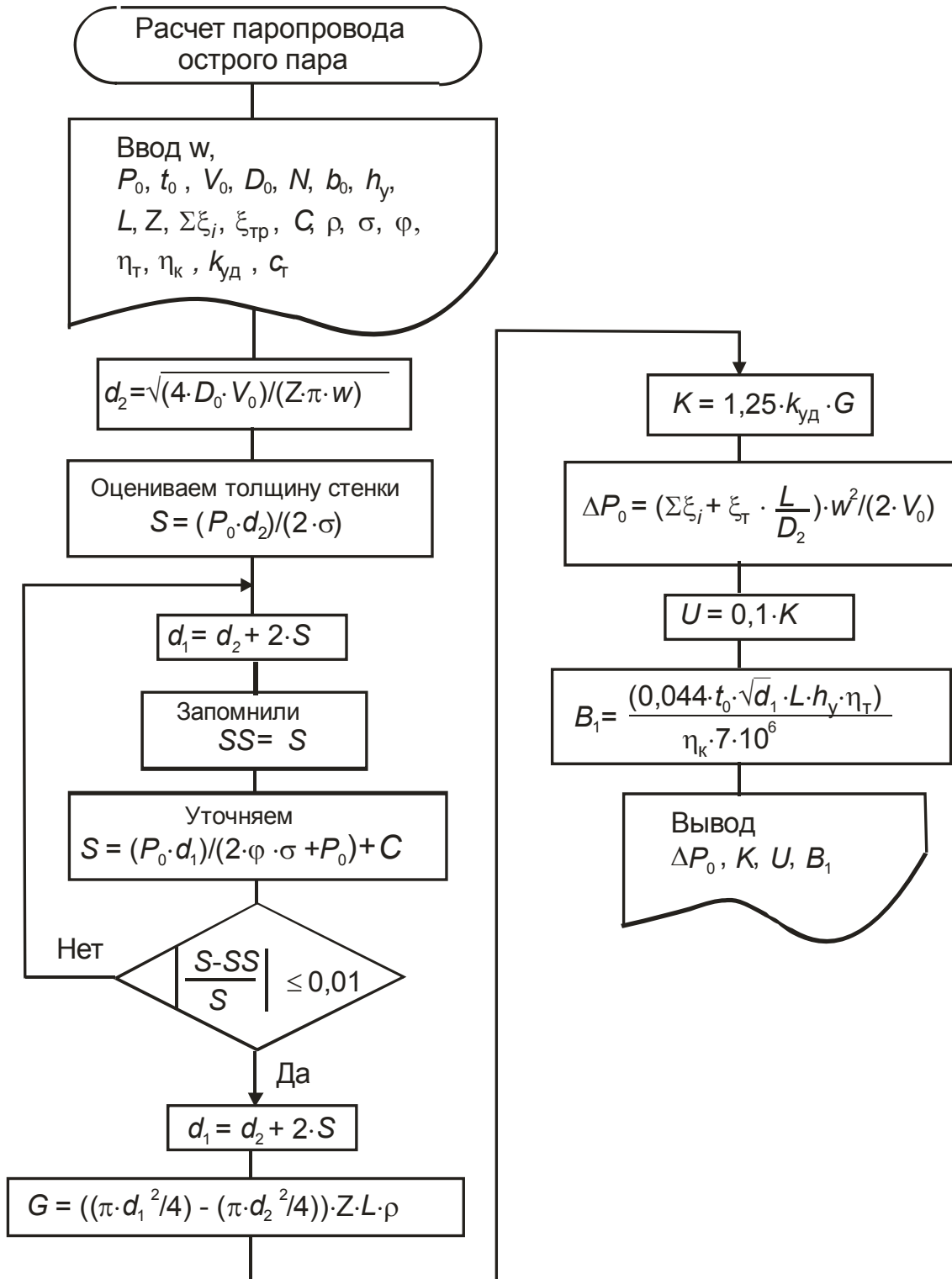


Рис. 5.3. Алгоритм расчета паропровода острого пара

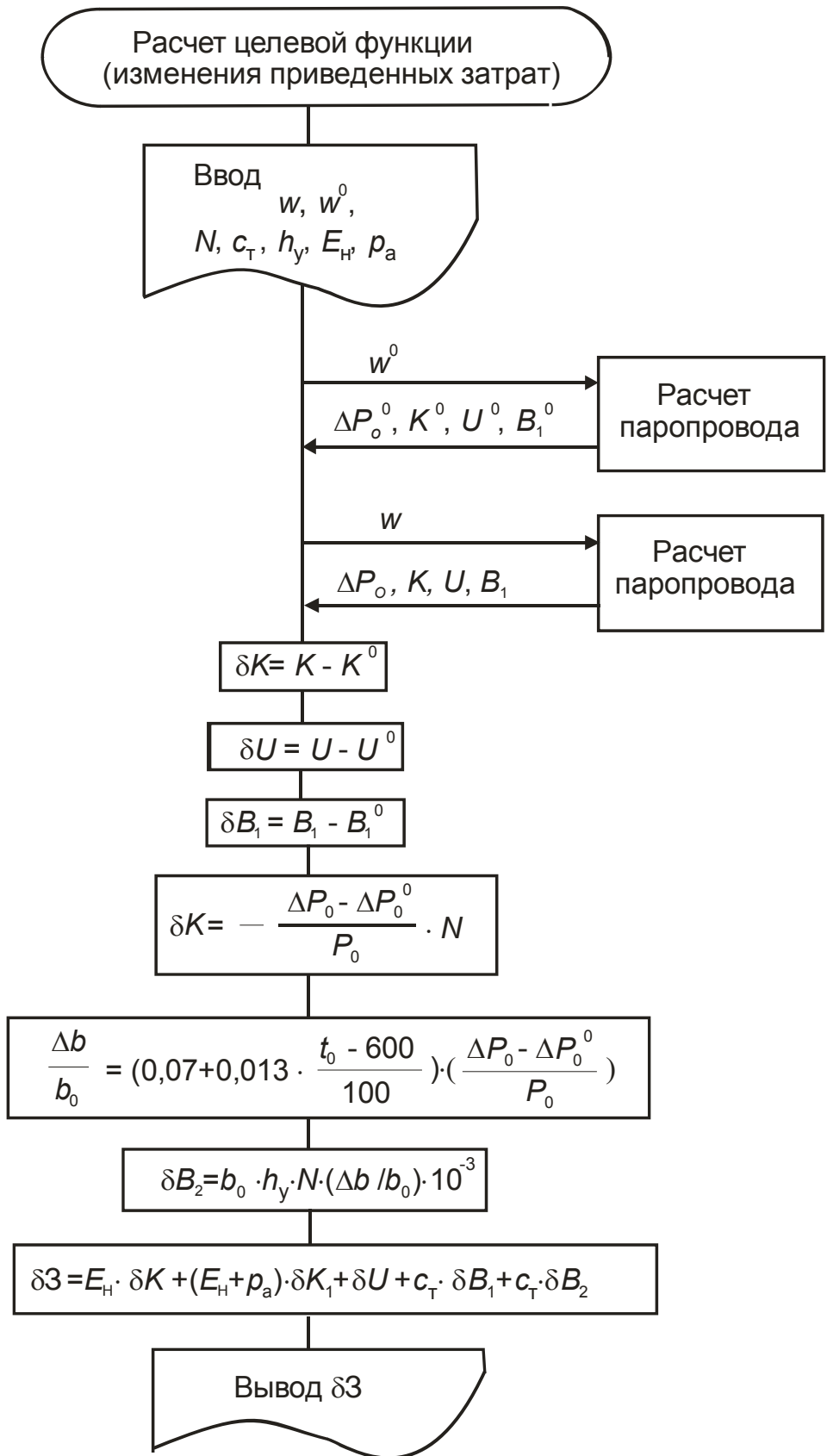


Рис. 5.4. Алгоритм расчета целевой функции

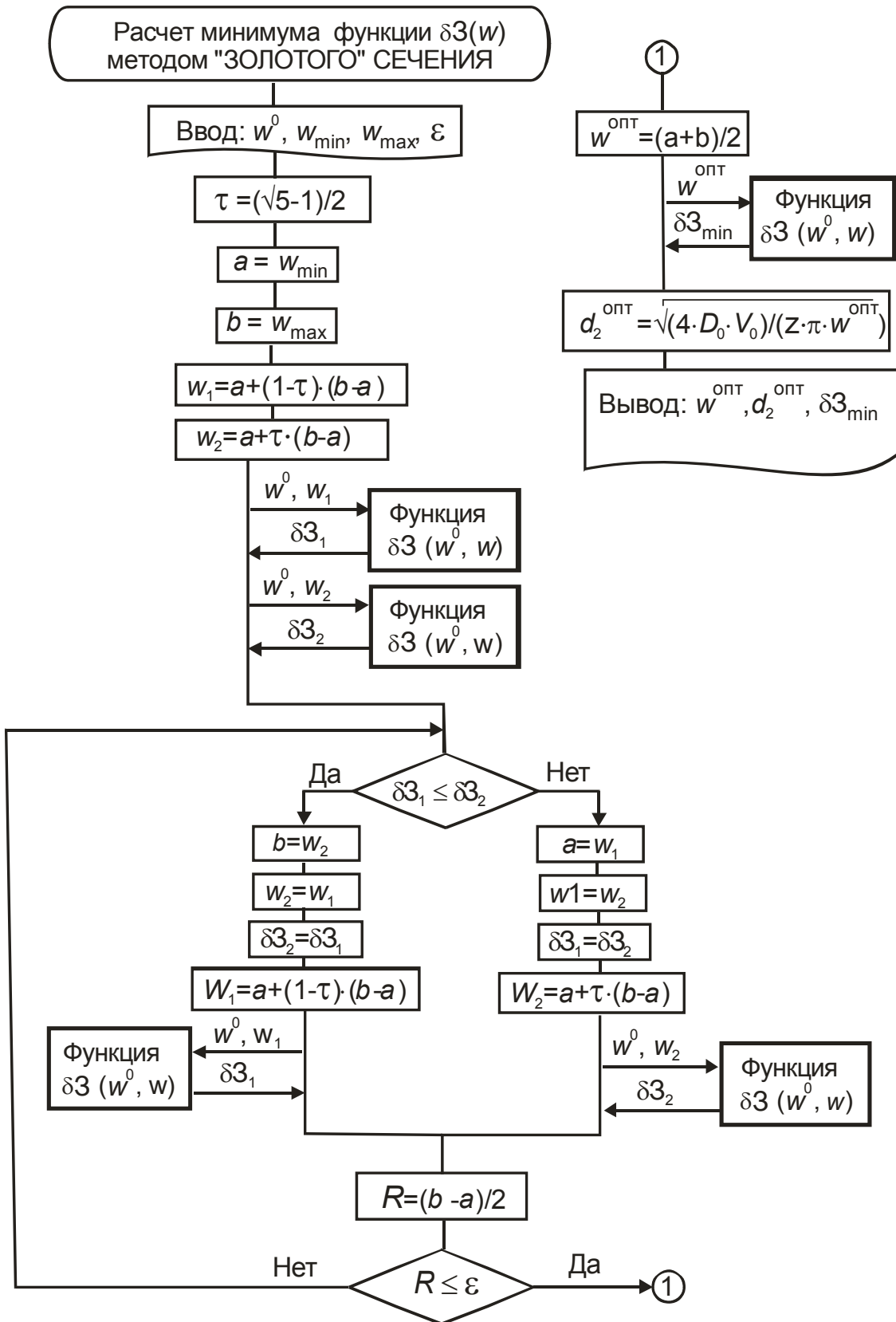


Рис. 5.5. Алгоритм поиска минимума целевой функции методом «золотого» сечения (оптимизация диаметра острого пара)

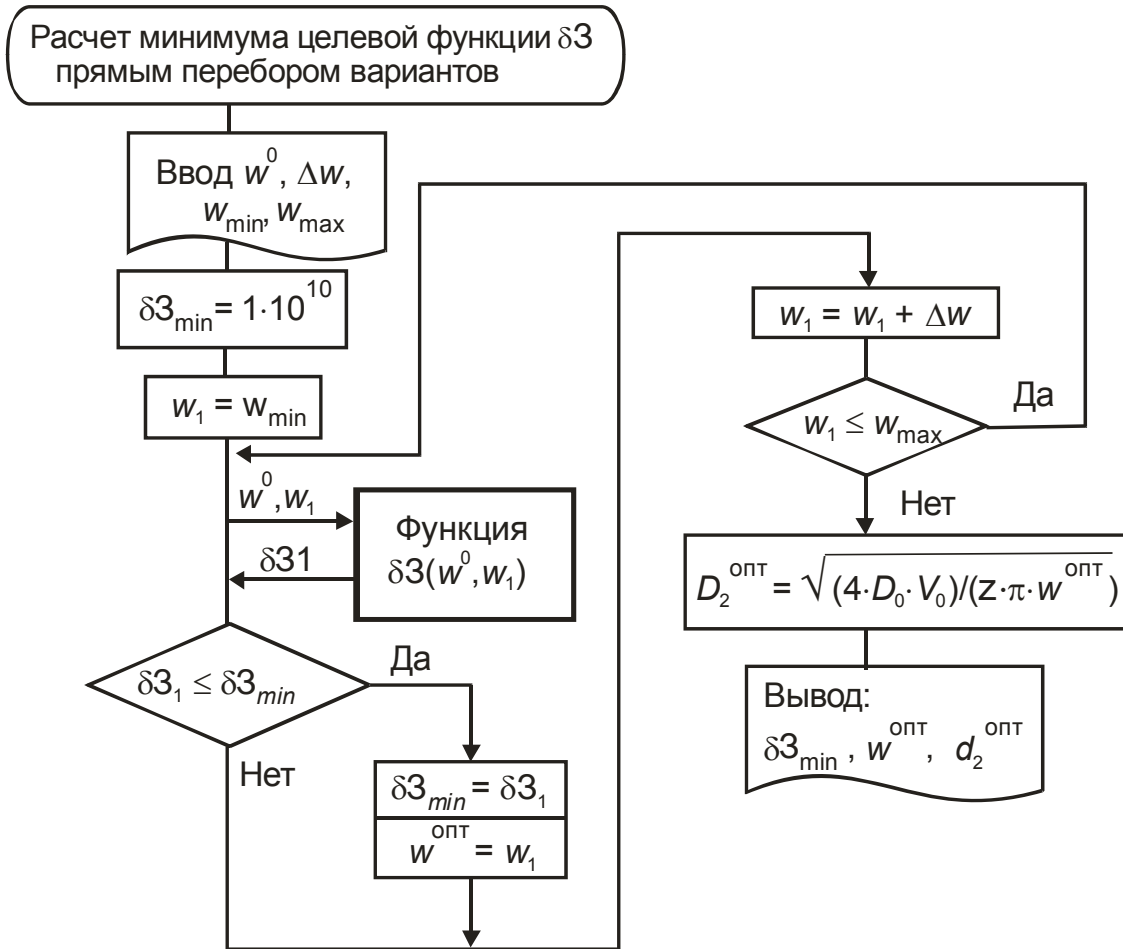


Рис. 5.6. Алгоритм поиска минимума целевой функции методом перебора (оптимизация диаметра острого пара)

## 5.2. Технико-экономический выбор оптимального диаметра паропровода горячей нитки промперегрева

Согласно методике фиксируется давление пара на выходе из промежуточного пароперегревателя (ПП) котла  $P_{\text{пп}}$ . Рассчитываем оптимальный диаметр паропровода горячей нитки промперегрева от ПП до входа в часть среднего давления (ЧСД) турбины (см. рис. 5.7). Методика выбора оптимального диаметра аналогична приведенной выше для паропровода острого пара. Формула для расчета  $\delta Z$  также не изменяется. Изменения касаются расчета тепловой экономичности при изменении потерь давления пара и капвложений в турбину:

$$\frac{\Delta b}{b_0} = 0,085 \cdot \frac{(\Delta P_{\text{пп}} - \Delta P_{\text{пп}}^0)}{P_{\text{пп}}}; \quad (5.19)$$

$$\Delta K_1 = 0,25 \cdot \frac{(\Delta P_{\text{пп}} - \Delta P_{\text{пп}}^0)}{P_{\text{пп}}}. \quad (5.20)$$

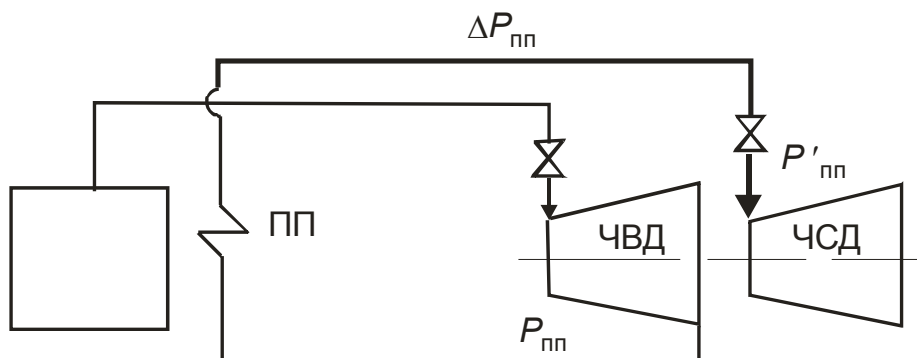


Рис. 5.7. Схема паропровода промежуточного перегрева пара

### 5.3. Техничко-экономический выбор температурных напоров в поверхностных регенеративных подогревателях

В тепловых схемах паротурбинных установок применяются регенеративные подогреватели смешивающего и поверхностного типов. Кроме основной поверхности или собственно подогревателя (СП), где нагрев происходит за счет тепла конденсации пара, в общем случае поверхностный подогреватель может иметь выделенные поверхности охладителя дренажа (ОД) и охладителя пара (ПО) – рис. 5.8. В ОД нагрев происходит за счет охлаждения конденсата греющего пара, в ПО – за счет снятия тепла перегрева пара.

Тепловая экономичность паротурбинной установки и затраты в регенеративные подогреватели зависят от температурных напоров в элементах подогревателей: от недогрева  $\theta$  воды в зоне СП, температурного напора ОД  $\Delta t_{\text{ОД}}$  и остаточного перегрева пара на выходе из ПО  $\Delta t_{\text{ПО}}$ . На рис. 5.9 приведена  $Q, t$ -диаграмма поверхностного подогревателя с ПО и ОД. Все обозначения соответствуют рис. 5.8. Через СП проходит весь поток воды. На ПО от этого потока отводится небольшая доля, выбираемая в зависимости от схемы включения подогревателя. Вобщем случае можно рекомендовать расход воды через ПО равным  $(0,7 \div 1,5)$  от расхода пара на этот подогреватель. В ОД также направляется часть питательной воды, обычно 14–15 % от всего расхода воды. Изменение температуры воды в ПО и ОД показано на  $Q, t$ -диаграмме сплошными линиями, пунктиром изображено изменение температуры воды в ОД и ПО при полном расходе воды через эти зоны.

Следует помнить, что *расходы воды, отводимые на ОД и ПО, не влияют на температуру смеси после точек смешения СМ1 и СМ2, эти значения должны учитываться в тепловом расчете теплообменников.*



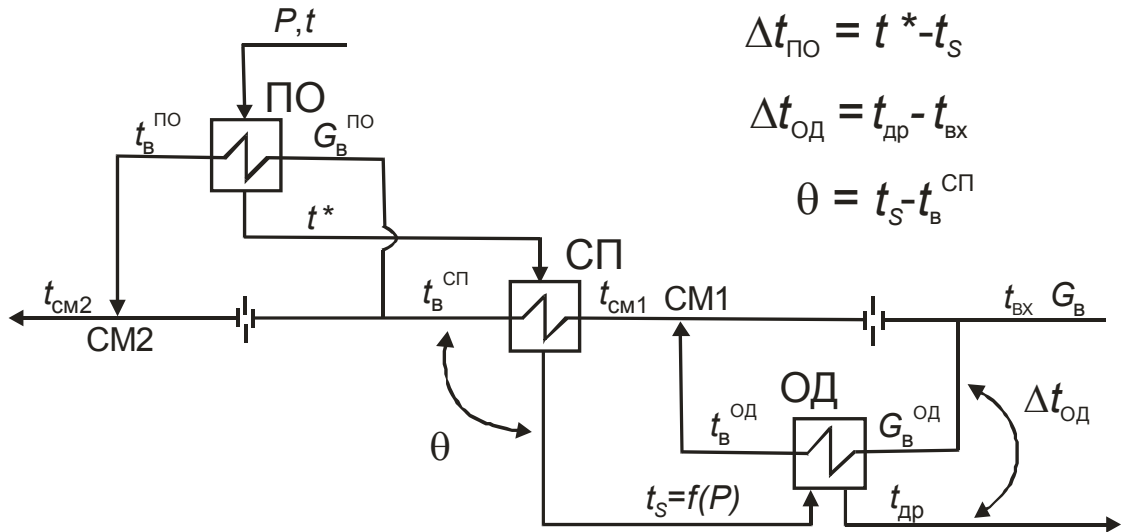


Рис. 5.8. Схема поверхностного подогревателя с выделенными зонами ОД и ПО

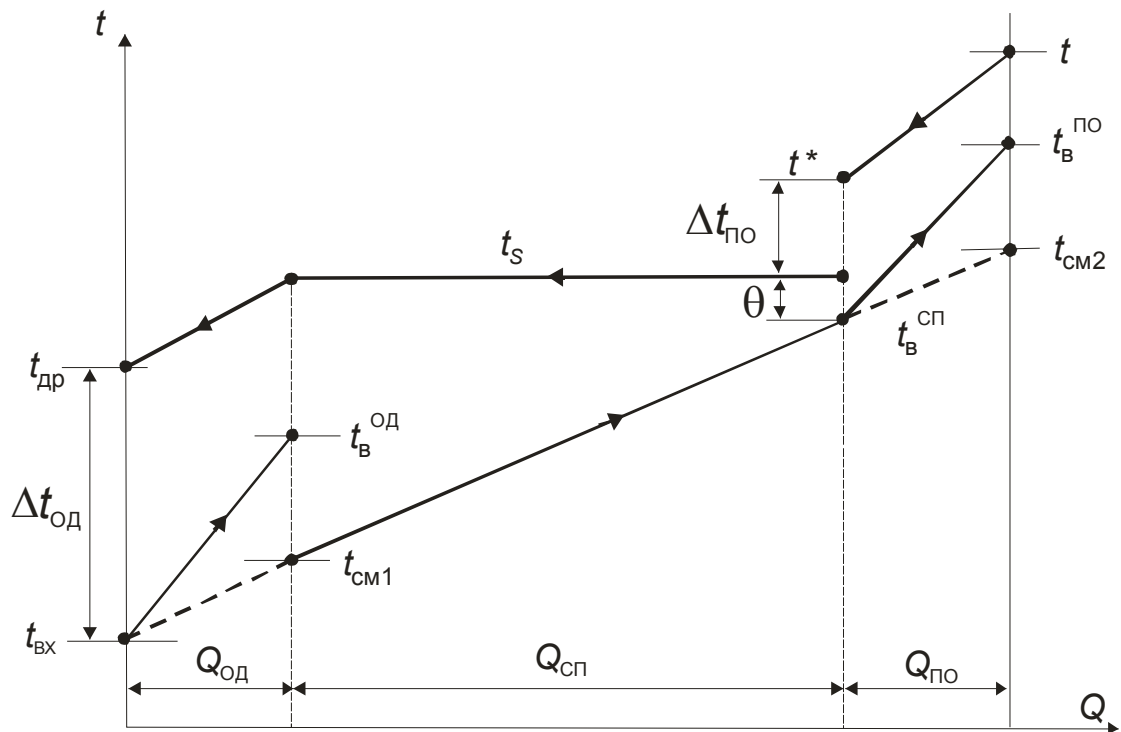


Рис. 5.9.  $Q, t$ -диаграмма подогревателя с ОД и ПО

### **Влияние $\theta$ , $\Delta t_{\text{ОД}}$ и $\Delta t_{\text{ПО}}$ на тепловую экономичность установки**

– при снижении *недогрева*  $\theta$  в рассматриваемом подогревателе при неизменном давлении в отборах увеличивается температура воды за этим подогревателем и, соответственно, на входе в следующий, в результате чего расход пара на рассматриваемый подогреватель увеличивается, а на вышестоящий по ходу воды – уменьшается;

– снижение *температурного напора* ОД  $\Delta t_{\text{ОД}}$ , т. е. более глубокое охлаждение дренажа увеличивает отбор пара более низкого давления на предыдущий по ходу воды подогреватель, куда отводится дренаж;

– с уменьшением *остаточного перегрева пара*  $\Delta t_{\text{ПО}}$  возрастает подогрев воды в ПО и соответственно температура воды на выходе из рассматриваемого теплообменника; при этом снижается расход пара на следующий по ходу воды подогреватель более высокого давления.

Во всех указанных случаях увеличивается *регенеративная выработка электроэнергии* и КПД паротурбинной установки.

Однако при уменьшении температурных напоров *увеличиваются* поверхность нагрева, расход металла на изготовление подогревателя и его *стоимость*. Поэтому *оптимальные значения* температурных напоров в подогревателях *определяются с помощью технико-экономических расчетов*. При сравнении вариантов разница в выработке электроэнергии учитывается замещающей электроэнергией.

Полагаем расход тепла на турбоустановку неизменным  $Q_0 = \text{const}$ , тогда изменение затрат по сравнению с *базовым* вариантом

$$\delta Z = (E_{\text{н}} + p_{\text{а}}) \cdot (\delta K_1 + \delta K_2) + c \cdot h_{\text{у}} \cdot \delta N, \quad (5.21)$$

где  $\delta K_1$  – изменение капитальных затрат в подогреватели по сравнению с *базовым* вариантом, р.;

$\delta K_2$  – изменение капитальных затрат в насосную установку, прокачивающую нагреваемый теплоноситель через теплообменники, р.;

$p_{\text{а}}$  – коэффициент амортизационных отчислений (для энергетического оборудования можно принять  $p_{\text{а}} = (0,06 \div 0,08)$ );

$\delta N$  – изменение замещающей мощности в энергосистеме, кВт;

$$\delta N = -\delta N_{\text{уст}}, \quad (5.22)$$

где  $\delta N_{\text{уст}}$  – изменение мощности турбоустановки по сравнению с «*базовым*» вариантом, кВт;

$$\delta N_{\text{уст}} = \delta N_1 + \delta N_2; \quad (5.23)$$

$\delta N_1$  – изменение мощности турбины, кВт;

$\delta N_2$  – изменение мощности насоса, кВт;

$h_{\text{у}}$  – число часов использования установленной мощности;

$$\delta K_1 = 1,25 \cdot k_{уд1} \cdot \delta F, \quad (5.24)$$

где  $k_{уд1}$  – удельные капвложения в теплообменную поверхность, р./м<sup>2</sup>;  
 $\delta F$  – изменение поверхности нагрева подогревателей, м<sup>2</sup>;

$$\delta K_2 = 1,25 \cdot k_{уд2} \cdot \delta N_2, \quad (5.25)$$

где  $k_{уд2}$  – удельные капвложения в насосную установку, р./кВт.

Мощность насоса зависит от изменения площади поверхности подогревателей. Согласно методике для всех вариантов принимаем скорость воды в трубном пучке теплообменной поверхности неизменной, таким образом приращение поверхности нагрева осуществляется за счет изменения длины трубок при постоянном их количестве и диаметре. Изменение мощности насосной установки, вызванное изменением гидравлического сопротивления поверхности нагрева, можно определить

$$\delta N_2 = L_{уд} \cdot \delta F, \quad (5.26)$$

где  $L_{уд}$  – удельная работа насоса, кВт/м<sup>2</sup>.

Формулы для расчета  $\delta N_1$ ,  $\delta F$ ,  $L_{уд}$  зависят от конкретной задачи и приведены ниже.

### 5.3.1. Выбор оптимального недогрева

#### 1. Постановка задачи

Требуется выполнить технико-экономический расчет регенеративных подогревателей при изменении *недогрева* в одном из них и определить *оптимальный недогрев*, соответствующий минимуму приведенных расчетных затрат в турбоустановку.

Согласно методике технико-экономической оптимизации при малых изменениях в тепловой схеме за *целевую функцию* принимаем изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  по сравнению с произвольным (*базовым*) вариантом (5.21).

Пусть оптимизируется значение недогрева  $\theta_j$  в подогревателе под номером  $j$ . Для решения данной задачи подогреватель  $\Pi_j$  необходимо рассматривать в тепловой схеме совместно с вышестоящим  $\Pi_{j+1}$  (см. рис. 5.10).

Решение задачи будем искать на основании того, что *вариация недогрева осуществляется изменением поверхностей нагрева* подогревателей  $\Pi_j$  и  $\Pi_{j+1}$  при неизменном положении точек отбора и заданных параметрах воды на входе в  $j$ -й и на выходе из  $(j+1)$ -го подогревателя.

Оптимизационная задача относится к *одномерной*.

*Ограничения:* минимальное значение недогрева можно принять очень близким нулю, например 0,01; максимальное значение не должно

превышать разницу между температурой насыщения греющего пара и температурой входящей в подогреватель воды.

## 2. Качественное описание задачи

Как было отмечено выше, изменение недогрева в подогревателе  $\Pi_j$  неоднозначно влияет на составляющие расчетных затрат в турбоустановку. С уменьшением недогрева повышается температура воды на выходе из подогревателя  $\Pi_j$  и на входе в подогреватель  $\Pi_{j+1}$  (рис. 5.10). При заданных температурах  $t_{\text{вх}}$  и  $t_{\text{в}(j+1)}$  это означает увеличение недогрева воды в  $j$ -й ступени регенерации с одновременным уменьшением в  $(j+1)$ -й. При постоянном расходе воды через подогреватели  $G_{\text{в}} = \text{const}$  расход пара в нижестоящий подогреватель  $D_j$  увеличивается на некоторую величину  $\Delta D$ , а в следующий по ходу воды  $D_{j+1}$  уменьшается на это же значение. В результате этого в турбине совершается дополнительная регенеративная выработка  $\Delta N = \Delta D \cdot (h_{j+1} - h_j)$  при расширении пара от параметров  $(j+1)$ -го отбора до давления  $P_j$ . Однако снижение недогрева приводит к росту требуемой поверхности теплообмена, в результате чего увеличиваются капиталовложения в регенеративную установку. Рост недогрева, наоборот, снижает выработку электроэнергии, но позволяет сэкономить на капитальных затратах. Увеличение поверхности приводит к росту стоимости установки и эксплуатационных издержек на насосы, прокачивающие воду через подогреватели.

Const:  $P_j, P_{j+1}, t_{\text{вх}}, t_{\text{в}(j+1)}$

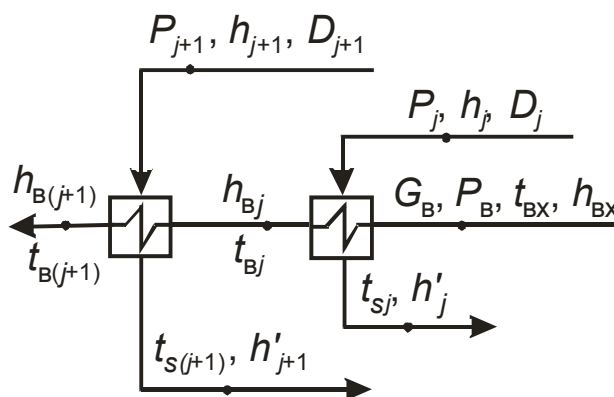


Рис. 5.10

Таким образом, при сопоставлении вариантов с разными недогревами должны быть учтены:

1) *капитальные затраты* в регенеративные подогреватели и в насосы;

2) дополнительные затраты на возмещение недоотпуска электроэнергии от турбоустановки при повышенных значениях недогрева.

Принципиальный характер поведения целевой функции и ее составляющих от оптимизируемого параметра представлен на рисунках 5.11 и 5.12.

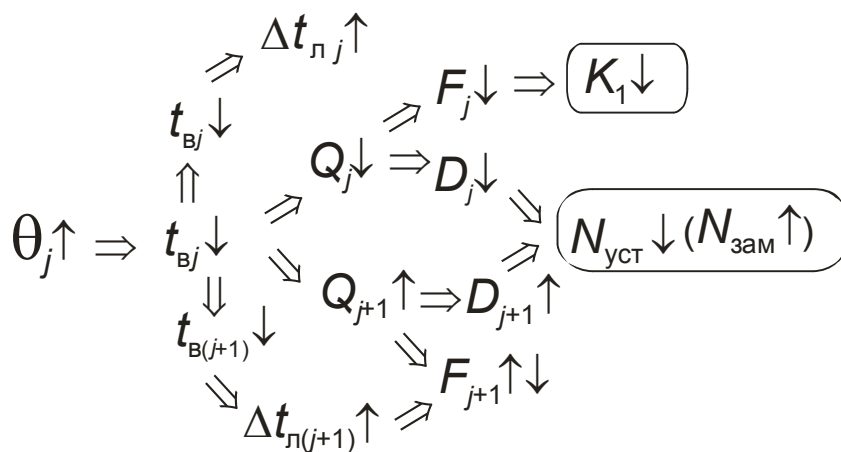


Рис. 5.11

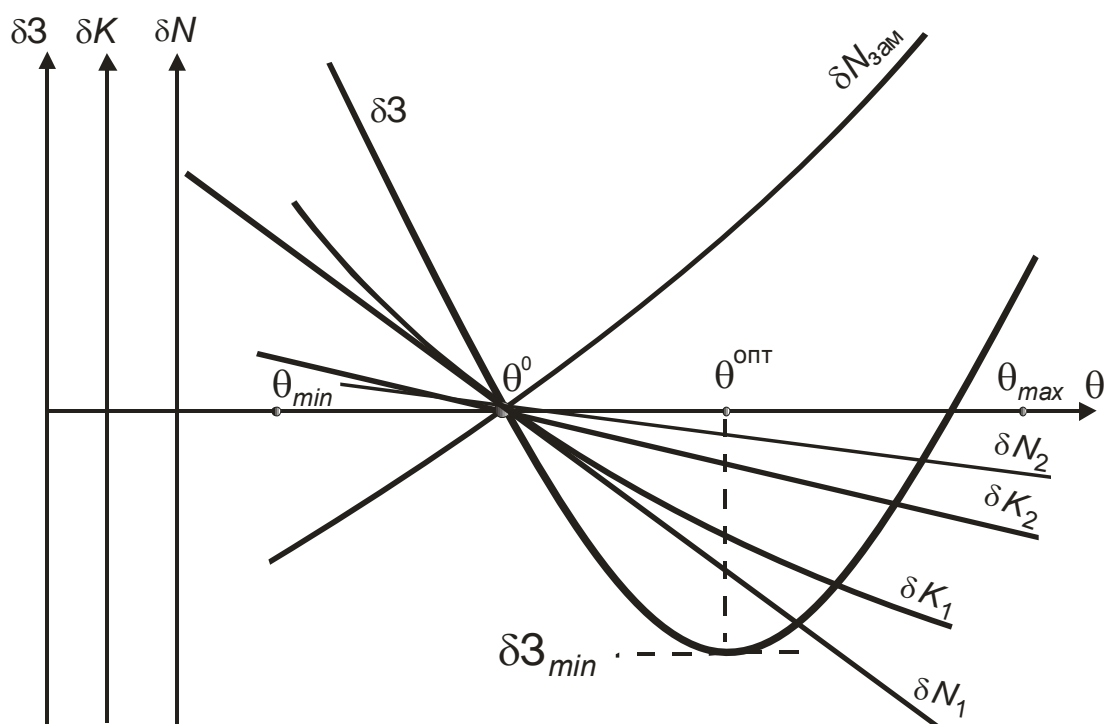


Рис. 5.12. Принципиальный характер изменения функции  $\delta Z$  и ее составляющих от недогрева

### 3. Математическое описание задачи

Термодинамические параметры воды и водяного пара, не зависящие от недогрева  $\theta_j$ :

– энтальпии пара в отборах:

$$h_j = f(P_j, t_j); \quad (5.27)$$

$$h_{j+1} = f(P_{j+1}, t_{j+1}); \quad (5.28)$$

– параметры насыщения в подогревателях  $\Pi_j$  и  $\Pi_{j+1}$ :

$$t_{sj} = f(P_j); \quad (5.29)$$

$$h'_j = f(P_j); \quad (5.30)$$

$$t_{s(j+1)} = f(P_{j+1}), \quad (5.31)$$

$$h'_{j+1} = f(P_{j+1}); \quad (5.32)$$

– параметры воды за подогревателем  $\Pi_{j+1}$ :

$$t_{B(j+1)} = t_{s(j+1)} - \theta_{j+1}; \quad (5.33)$$

$$h_{B(j+1)} = f(P_B, t_{B(j+1)}), \quad (5.34)$$

где недогрев  $\theta_{j+1}$  принимаем постоянным;

– энтальпия воды на входе в рассматриваемую группу подогревателей

$$h_{Bx} = f(P_B, t_{Bx}). \quad (5.35)$$

Параметры воды за  $\Pi_j$

$$t_{Bj} = t_{sj} - \theta_j; \quad (5.36)$$

$$h_{wj} = f(P_w, t_{wj}). \quad (5.37)$$

Тепловая нагрузка подогревателей, кВт:

$$Q_j = G_B \cdot (h_{Bj} - h_{Bx}); \quad (5.38)$$

$$Q_{j+1} = G_B \cdot (h_{B(j+1)} - h_{Bj}). \quad (5.39)$$

Расходы пара, кг/с:

$$D_j = Q_j / (h_j - h'_j) / 0,98; \quad (5.40)$$

$$D_{j+1} = Q_{j+1} / (h_{j+1} - h'_{j+1}) / 0,98. \quad (5.41)$$

Среднегеометрические температурные напоры:

$$\Delta t_j = \frac{t_{Bj} - t_{Bx}}{\ln \frac{t_{sj} - t_{Bx}}{t_{sj} - t_{Bj}}}; \quad (5.42)$$

$$\Delta t_{j+1} = \frac{t_{B(j+1)} - t_{Bj}}{\ln \frac{t_{s(j+1)} - t_{Bj}}{t_{s(j+1)} - t_{B(j+1)}}}. \quad (5.43)$$

Средние значения температуры воды в подогревателях:

$$t_{mj} = t_{sj} - \Delta t_j; \quad (5.44)$$

$$t_{m(j+1)} = t_{s(j+1)} - \Delta t_{j+1}. \quad (5.45)$$

Площади поверхности подогревателей, м<sup>2</sup>:

$$F_j = Q_j \cdot 1000 / (k_j \cdot \Delta t_j); \quad (5.46)$$

$$F_{j+1} = Q_{j+1} \cdot 1000 / (k_{j+1} \cdot \Delta t_{j+1}), \quad (5.47)$$

где  $k_j, k_{j+1}$  – коэффициенты теплопередачи теплообменников, Вт/м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплопередачи для теплообменной поверхности с относительно небольшой толщиной стенки трубок и коэффициентах теплоотдачи по греющей и нагреваемой сторонам одного порядка можно определить по выражению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.48)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара и воды соответственно;

$\delta, \lambda$  – толщина и теплопроводность стенки.

Значения величин  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  находятся в соответствии с характером теплообмена по известным из курса теплопередачи зависимостям. При моделировании задачи значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  можно определить с помощью функций и процедур из модулей *PWDmod.tpu* или *PNDmod.tpu* (приложение 2).

Удельная работа насоса

$$L_{уд} = \frac{G_B \cdot V_B \cdot (\Delta P_j^0 + \Delta P_{j+1}^0) \cdot 10^3}{F_j^0 + F_{j+1}^0}, \text{ кВт/м}^2, \quad (5.49)$$

где  $V_B$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;

$\Delta P_j^0$  и  $\Delta P_{j+1}^0$  – гидравлические сопротивления  $\Pi_j$  и  $\Pi_{j+1}$  для «базового» варианта, МПа.

Изменение тепла, вносимого в  $j$ -й подогреватель в связи с изменением недогрева в нем,

$$\delta Q = G_B \cdot (h_{Bj} - h_{Bj}^0) \text{ кВт}. \quad (5.50)$$

Изменение мощности турбины

$$\delta N_1 = (e_{j+1} - e_j) \cdot \delta Q, \text{ кВт}, \quad (5.51)$$

где  $e_j$  и  $e_{j+1}$  – коэффициенты изменения мощности (КИМ)  $j$ -го и  $(j+1)$ -го отборов. Методика определения КИМ приведена в [16].

Суммарное изменение мощности турбоустановки

$$\delta N_{уст} = \delta N_1 + \delta N_2,$$

где  $\delta N_2$  – изменение мощности насоса (см. выше).

Изменение замещающей мощности

$$\delta N = -\delta N_{\text{уст}}.$$

Выражения для других составляющих целевой функции были представлены раньше. Целевая функция вычисляется по выражению (5.21).

#### 4. Алгоритм расчета оптимального недогрева

Рекомендуемая *последовательность расчета оптимального недогрева*  $\theta_j$ :

1) находят диапазон изменения недогрева в рассматриваемом подогревателе

$$\begin{aligned}\theta_{\min} &= 0,01; \\ \theta_{\max} &= (t_{sj} - t_{\text{вх}}) - 0,01;\end{aligned}$$

2) задаются значениями  $\theta_j$  в пределах допустимого диапазона и для них определяются:

а) тепловые нагрузки рассматриваемого и вышестоящего подогревателей  $Q_j$  и  $Q_{j+1}$ ;

б) расходы пара на подогреватели  $D_j$  и  $D_{j+1}$ ;

в) среднелогарифмические температурные напоры  $\Delta t_j$  и  $\Delta t_{j+1}$ ;

г) площади поверхности теплообменников  $F_j$  и  $F_{j+1}$ ;

3) один из вариантов  $(\theta_j^0, F_j^0, F_{j+1}^0, t_{\text{в}j}^0)$  принимается за *базовый*, и для него определяется удельная работа насоса  $L_{\text{уд}}$ ;

4) для всех других вариантов  $(\theta_j, F_j, F_{j+1}, t_{\text{в}j})$  по сравнению с «базовым» рассчитываются:

а) изменение площади поверхности подогревателя  $\Pi_j$

$$\delta F_j = F_j - F_j^0; \quad (5.52)$$

б) изменение площади поверхности подогревателя  $\Pi_{j+1}$

$$\delta F_{j+1} = F_{j+1} - F_{j+1}^0; \quad (5.53)$$

в) суммарное изменение площади поверхности

$$\delta F = \delta F_j + \delta F_{j+1}; \quad (5.54)$$

г) изменение капиталовложений в подогреватели  $\delta K_1$ ;

д) изменение мощности насосной установки  $\delta N_2$ ;

е) изменение капвложений в насосную установку  $\delta K_2$ ;

ж) изменение тепла  $\delta Q$ , вносимого в  $j$ -й подогреватель в связи с изменением недогрева в нем;

з) изменение мощности турбины  $\delta N_1$ ;



- и) суммарное изменение мощности турбоустановки  $\delta N_{уст}$ ;
  - к) изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$ .
- 5) сравниваются между собой полученные значения  $\delta Z$  и выбирается вариант ( $\theta_j^{opt}$ ), для которого величина  $\delta Z$  – минимальная.

### 5. Информационное обеспечение математической модели

Оптимизационные расчеты следует проводить при разных значениях стоимости электроэнергии  $c$  и удельных капвложениях в подогреватель  $k_{уд}$ . Диапазон изменения недогрева – от небольшой величины  $0,01$  °C до  $\theta_{max}$  (см. выше). Исходные данные для тестового расчета приведены в табл. 5.2. Для примера рассматриваются последовательно включенные по питательной воде подогреватели высокого давления П6 и П7 турбоустановки К-210-130.

Таблица 5.2

Исходные данные для тестового расчета оптимального недогрева

№	Название	Значение	Размерность
1	Тип турбоустановки	К-210-130	
2	Подогреватель, для которого оптимизируется недогрев	ПВД-6	
3	Давление пара в отборе турбины на ПВД-6	$P_6=2,48$	МПа
4	Температура пара в отборе на ПВД-6	$t_6=340$	°C
5	Давление пара в отборе на ПВД-7	$P_7=3,65$	МПа
6	Температура пара на ПВД-7	$t_6=390$	°C
7	Расход воды через подогреватели	$G_B=176$	кг/с
8	Давление воды в подогревателях	$P_B=24$	МПа
9	Температура воды на входе в ПВД-6	$t_{вх}=183$	С
10	Недогрев воды в ПВД-7	$\theta_7=3$	С
11	Гидравлическое сопротивление ПВД-6 в базовом варианте	$\Delta P_6^0=0,047$	МПа
12	Гидравлическое сопротивление ПВД-7 в «базовом» варианте	$\Delta P_7^0=0,051$	МПа
13	Типоразмер ПВД6	ПВ-775-265-31	
14	Типоразмер ПВД7	ПВ-775-265-45	
15	Наружный диаметр спиральных трубок	$d_1=0,032$	м
16	Толщина стенки трубок	$\delta=0,004$	м
17	Число плоскостей навивки одной трубы	$m=2$	–
18	Длина труб одной спирали	$l=26,69$	м
19	Средний радиус спирали	$R=0,15$	м

№	Название	Значение	Размерность
20	Скорость воды	$w = (1,6 \div 2,0)$	м/с
21	Число часов использования установленной мощности	$h_y = 5000$	ч
22	Коэффициент изменения мощности отбора на ПВД-7	$e_7 = 0,390$	–
23	Коэффициент изменения мощности отбора на ПВД-6	$e_6 = 0,358$	–
24	Теплопроводность стали	$\lambda = 50$	Вт/(м·К)
25	Удельные капвложения в поверхность (ориентировочно)	$k_{уд1} = (60 \div 90)$	р./м <sup>2</sup>
26	Удельные капвложения в питательный насос (ориентировочно)	$k_{уд2} = (70 \div 80)$	р./кВт
27	Стоимость электроэнергии (ориентировочно)	$c = 0,32$	р./кВтч

Температуру дренажа на выходе из ПВД-6 и ПВД-7 можно принять равной температуре насыщения при давлениях пара в соответствующих отборах.

### 6. Моделирование оптимизационной задачи

Общая схема моделирования оптимизационной задачи представлена на рис. 5.13. Оптимизационная модель состоит из трех основных блоков, вложенных один в другой. Подробные алгоритмы, описывающие работу этих блоков, приведены на рис. 5.14–5.16 на примере выбора оптимального недогрева  $\theta_6$  регенеративного подогревателя под номером 6 турбоустановки К-210-130. Подогреватель П6 рассматривается совместно с вышестоящим П7.

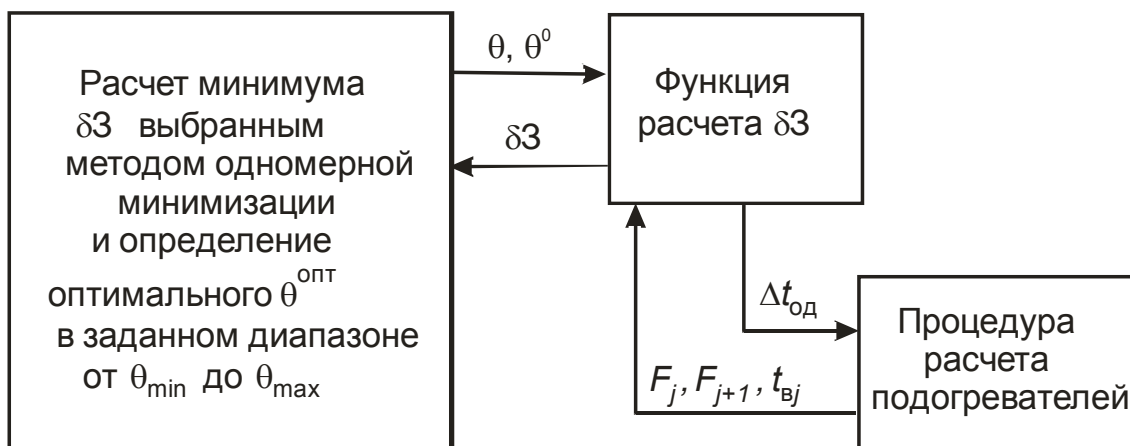


Рис. 5.13. Общая схема моделирования оптимизации недогрева

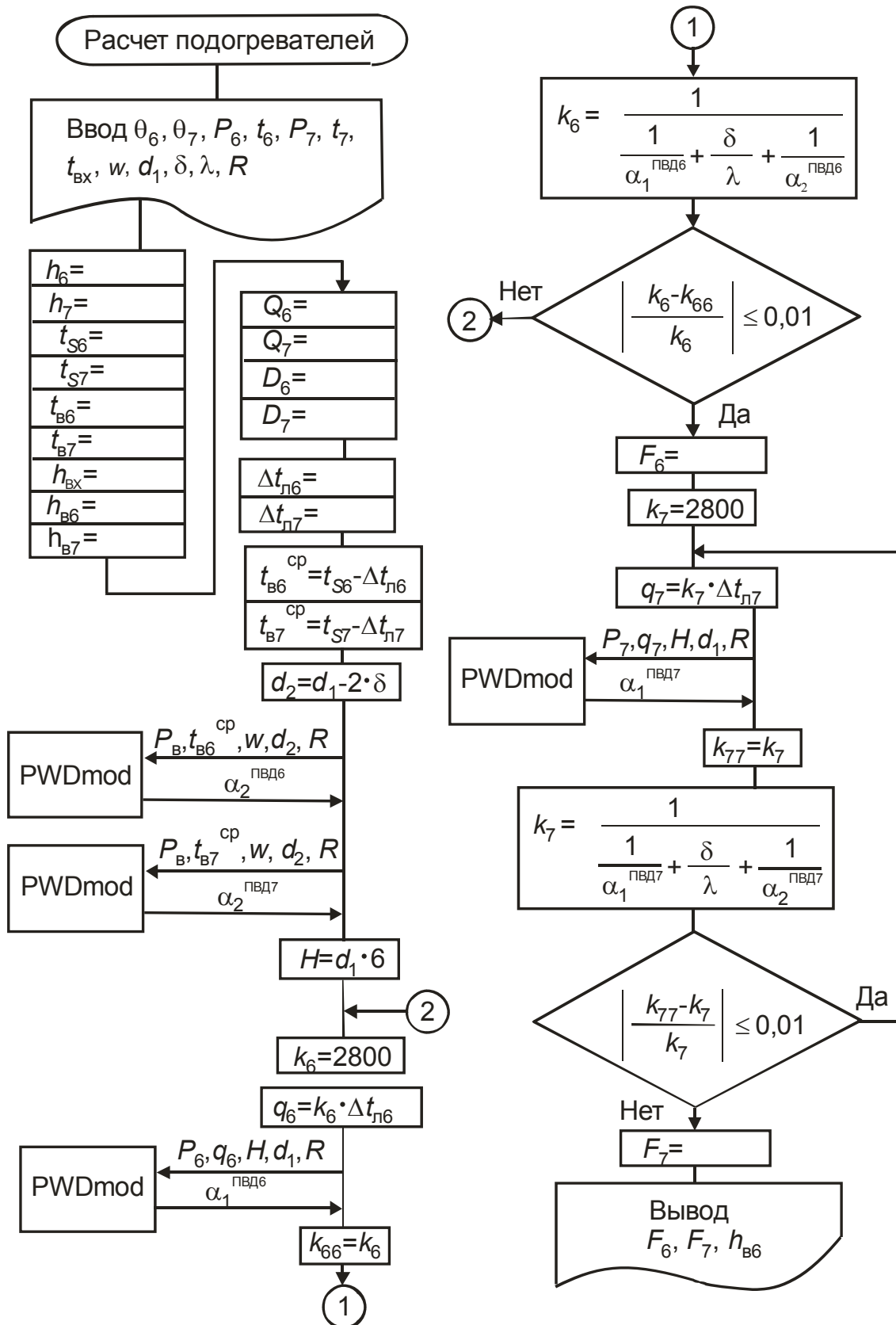


Рис. 5.14. Алгоритм теплового расчета подогревателей

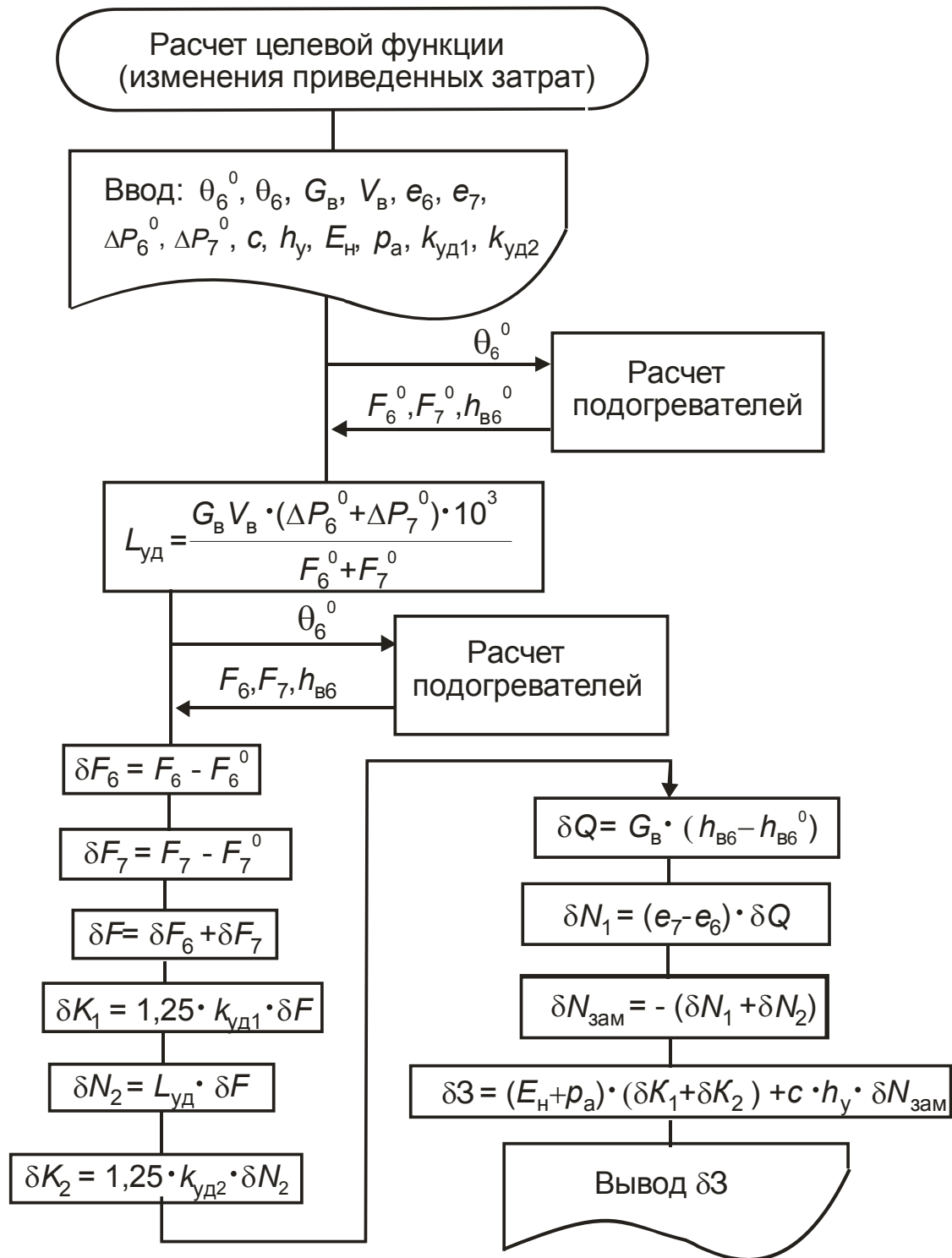


Рис. 5.15. Алгоритм расчета изменения приведенных затрат (оптимизация недогрева)

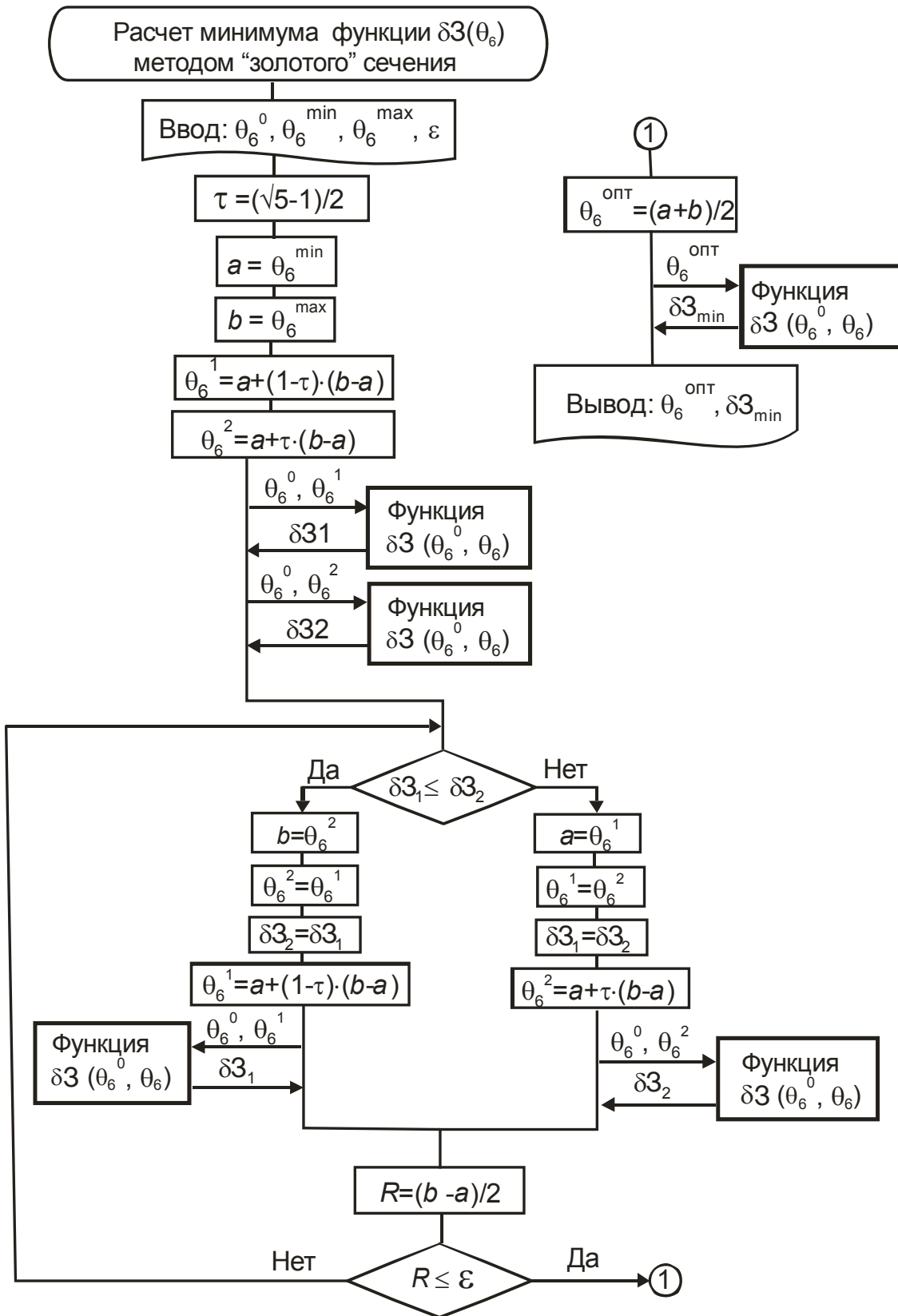


Рис. 5.16. Алгоритм поиска минимума целевой функции методом «золотого» сечения (оптимизация недогрева)

Математическое моделирование выполняется на основе последовательного решения следующих задач:

1) расчет параметров подогревателей, влияющих на расчет целевой функции (площадей поверхности теплообменников  $F_6$  и  $F_7$ , а также температуры воды  $t_{в6}$ ) в зависимости от заданного недогрева  $\theta_6$ . Блок-схему расчета подогревателей см. на рис. 5.14;

2) расчет целевой функции (изменения приведенных расчетных затрат) при любом значении недогрева  $\theta_6$  по сравнению с «базовым» вариантом. Блок-схему определения целевой функции см. на рис. 5.15;

3) использование метода одномерной минимизации для расчета оптимального значения недогрева. Алгоритм метода «золотого» сечения см. на рис. 5.16.

### 5.3.2. Выбор оптимального температурного напора охладителя дренажа

#### 1. Постановка задачи

Рассчитываем оптимальный температурный напор ОД подогревателя под номером  $j$  (рис. 5.17):

$$\Delta t_{ОДj} = t_{дрj} - t_{в(j-1)}. \quad (5.55)$$

$$\text{Const: } P_j, P_{j-1}, t_{вj}, t_{в(j-1)} \quad \Delta t_{ОДj} = t_{дрj} - t_{в(j-1)}$$

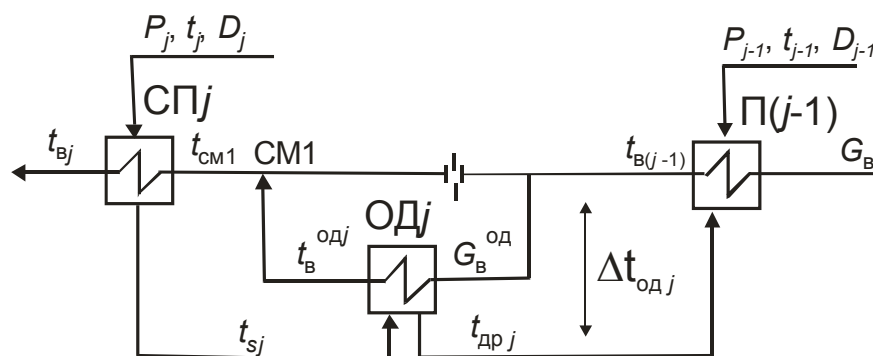


Рис. 5.17

Для решения данной задачи подогреватель  $P_j$  необходимо рассматривать в тепловой схеме совместно с нижестоящим  $P_{(j-1)}$ , в который отводится дренаж греющего пара из теплообменника  $P_j$ .

Решение задачи будем искать на основании того, что вариация  $\Delta t_{ОДj}$  осуществляется изменением поверхностей нагрева  $СП_j$  и  $ОД_j$  (см. рис. 5.8) при неизменном положении точек отбора на  $P_j$  и  $P_{(j-1)}$  и заданных параметрах воды на входе и выходе из  $j$ -го подогревателя:

$$t_{Bj} = \text{const};$$

$$t_{B(j-1)} = \text{const}.$$

Согласно методике технико-экономической оптимизации при малых изменениях в тепловой схеме за *целевую функцию* принимаем изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  по сравнению с произвольным («базовым») вариантом (5.21).

Оптимизационная задача относится к *одномерным*.

*Ограничения:* минимальное значение температурного напора соответствует минимальному значению температуры дренажа  $t_{дрj}$ , которая не может быть ниже температуры воды на входе  $t_{B(j-1)}$ :

$$\Delta t_{ОД}^{\min} \approx 0,01; \quad (5.56)$$

максимальное значение  $\Delta t_{ОДj}$  соответствует температуре дренажа, равной температуре насыщения греющего пара  $t_{sj} = f(P_j)$ :

$$\Delta t_{ОД}^{\max} = t_{sj} - t_{B(j-1)} - 0,01. \quad (5.57)$$

## 2. Качественное описание задачи

Как было отмечено выше, изменение  $\Delta t_{ОДj}$  в одном из подогревателей регенеративной схемы неоднозначно влияет на составляющие расчетных затрат в турбоустановку. С уменьшением температурного напора ОД<sub>j</sub> снижается температура дренажа  $t_{дрj}$ , отводимого в нижестоящий  $(j - 1)$ -й подогреватель и увеличивается регенеративная выработка электроэнергии турбоустановкой при неизменном расходе топлива, однако при этом увеличиваются капиталовложения в регенеративную установку из-за увеличения поверхности теплообмена в  $j$ -й подогреватель. Рост температурного напора, наоборот, снижает выработку электроэнергии, но позволяет сэкономить на капитальных затратах.

Таким образом, при сопоставлении вариантов с разными  $\Delta t_{ОДj}$  должны быть учтены:

- 1) капитальные затраты в регенеративные подогреватели и в насосы в связи с увеличением поверхности нагрева;
- 2) дополнительные затраты на возмещение недоотпуска электроэнергии от турбоустановки при повышенных значениях температурного напора.

Принципиальный характер поведения составляющих целевой функции при изменении оптимизируемого параметра представлен на рис. 5.18. Целевая функция вычисляется по выражению (5.21). Графически изменения основных компонент целевой функции представлены на рис. 5.19.

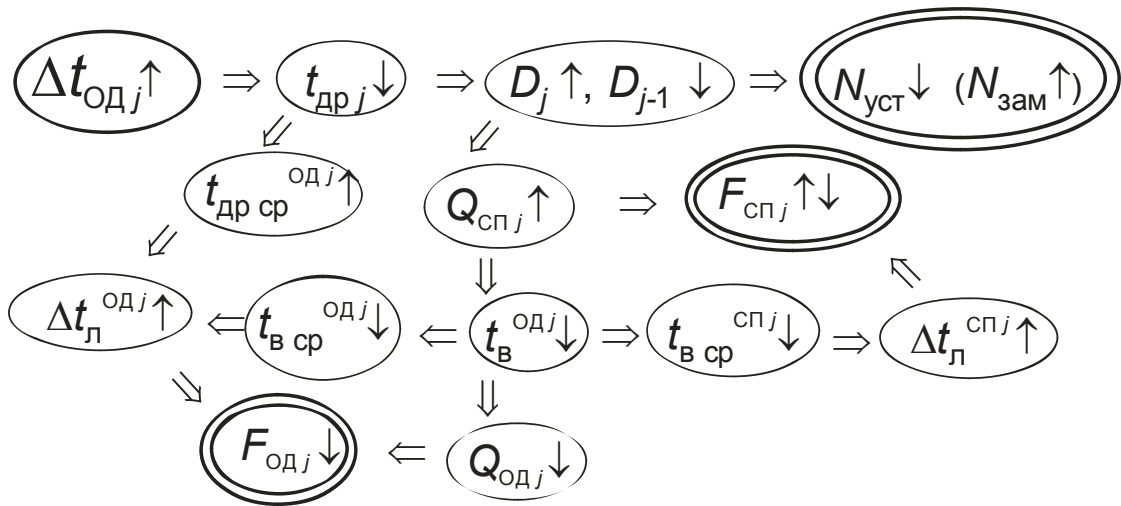


Рис. 5.18

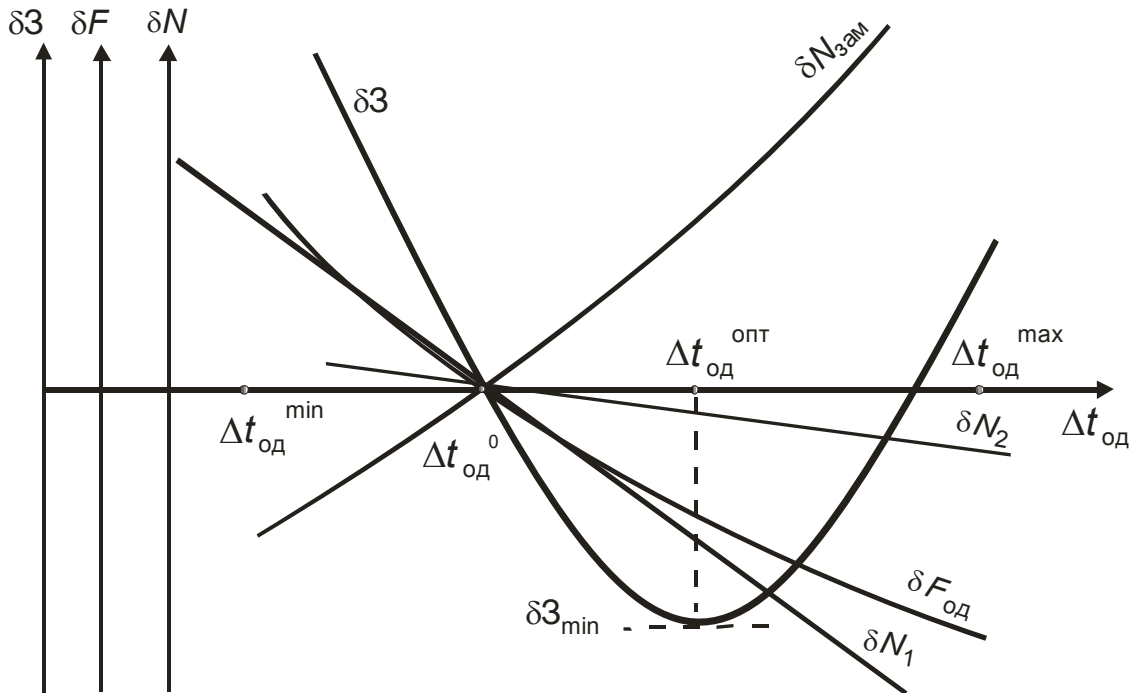


Рис. 5.19

### 3. Математическое описание задачи

Термодинамические параметры воды и водяного пара, не зависящие от температурного напора  $\Delta t_{одj}$ :

- энтальпия пара в  $j$ -м отборе

$$h_j = f(P_j, t_j);$$

- параметры насыщения в  $j$ -м подогревателе:



$$t_{sj} = f(P_j);$$

$$h'_j = f(P_j);$$

– параметры воды за подогревателями  $\Pi_j$  и  $\Pi_{(j-1)}$ :

$$h_{Bj} = f(P_B, t_{Bj});$$

$$h_{B(j-1)} = f(P_B, t_{B(j-1)}).$$

Температура и энтальпия дренажа на выходе из  $\Pi_j$

$$t_{дрj} = t_{B(j-1)} + \Delta t_{ОДj}; \quad (5.58)$$

$$h_{дрj} = f(P_j, t_{дрj}). \quad (5.59)$$

Тепловой баланс (СП $_j$  + ОД $_j$ )

$$D_j \cdot (h_j - h_{дрj}) \cdot 0,98 = G_B \cdot (h_{Bj} - h_{B(j-1)}). \quad (5.60)$$

Тепловой баланс СП $_j$  по пару

$$Q_{СПj} = D_j \cdot (h_j - h'_j) \cdot 0,98. \quad (5.61)$$

Тепловой баланс СП $_j$  по воде

$$Q_{СПj} = G_B \cdot (h_{Bj} - h_{СМ1}). \quad (5.62)$$

Тепловой баланс ОД $_j$  по пару

$$Q_{ОДj} = D_j \cdot (h'_j - h_{дрj}) \cdot 0,98. \quad (5.63)$$

Тепловой баланс ОД $_j$  по воде

$$Q_{ОДj} = G_B^{ОД} \cdot (h_{Bj}^{ОД} - h_{B(j-1)}), \quad (5.64)$$

где  $G_B^{ОД}$  – расход воды через зону ОД; можно принять

$$G_B^{ОД} = (0,10 \div 0,15) \cdot G_B; \quad (5.65)$$

$h_{Bj}^{ОД}$  – энтальпия воды на выходе из зоны ОД $_j$  (перед точкой смешения СМ1 – см. рис. 5.8).

Температура нагреваемой воды за поверхностью ОД $_j$

$$t_{Bj}^{ОД} = f(P_B, h_{Bj}^{ОД}). \quad (5.66)$$

Температура нагреваемой воды после точки смешения СМ1

$$t_{СМ1} = f(P_B, h_{СМ1}). \quad (5.67)$$

Площадь поверхности теплообмена СП $_j$

$$F_{СПj} = Q_{СПj} / (k_{СПj} \cdot \Delta t_{СПj}). \quad (5.68)$$

Среднегеометрический температурный напор СП $_j$

$$\Delta t_{л}^{СПj} = \frac{t_{Bj} - t_{СМ1}}{\ln \frac{t_{sj} - t_{СМ1}}{t_{sj} - t_{Bj}}}. \quad (5.69)$$

Средняя температура воды в СП $_j$

$$t_{всп}^{СПj} = t_{sj} - \Delta t_{СПj}. \quad (5.70)$$

Коэффициент теплопередачи зоны СП<sub>j</sub>

$$K_{СПj} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{СПj}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^{СПj}}}, \quad (5.71)$$

где  $\alpha_1^{СПj}$  и  $\alpha_2^{СПj}$  – коэффициенты теплоотдачи в зоне СП<sub>j</sub> со стороны конденсирующегося пара и воды соответственно, их можно определить с помощью функций и процедур из модулей **PWDmod.tpu** или **PNDmod.tpu** (приложение 2).

Площадь поверхности теплообмена ОД<sub>j</sub>

$$F_{ОДj} = Q_{ОДj} / (k_{ОДj} \cdot \Delta t_{ОДj}). \quad (5.72)$$

Среднелогарифмический температурный напор ОД<sub>j</sub>

$$\Delta t_{л}^{ОДj} = \frac{(t_{sj} - t_{вj}^{ОД}) - (t_{дрj} - t_{в(j-1)})}{\ln \frac{t_{sj} - t_{вj}^{ОД}}{t_{дрj} - t_{в(j-1)}}} \cdot \Psi, \quad (5.73)$$

где  $\Psi$  – коэффициент, учитывающий отличие схемы движения теплоносителей от противоточной, в оптимизационных расчетах можно принять  $\Psi = 1$ .

Средняя температура дренажа в ОД<sub>j</sub>

$$t_{др\ ср}^{ОД} = (t_{sj} + t_{дрj}) / 2. \quad (5.74)$$

Средняя температура воды в ОД<sub>j</sub>

$$t_{в\ ср}^{ОД} = (t_{в(j-1)} + t_{вj}^{ОД}) / 2. \quad (5.75)$$

Коэффициент теплопередачи поверхности ОД<sub>j</sub>

$$K_{ОДj} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{ОДj}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^{ОДj}}}, \quad (5.76)$$

где  $\alpha_1^{ОДj}$  и  $\alpha_2^{ОДj}$  – коэффициенты теплоотдачи в зоне ОД<sub>j</sub> со стороны дренажа и воды, их можно определить с помощью функций и процедур из модулей **PWDmod.tpu** или **PNDmod.tpu** (приложение 2).

Удельная работа насоса

$$L_{уд} = \frac{G_{в} \cdot V_{в} \cdot (\Delta P_{СПj}^0 + \Delta P_{ОДj}^0) \cdot 10^3}{F_{СПj}^0 + F_{ОДj}^0}, \text{ кВт/м}^2, \quad (5.77)$$

где  $V_{в}$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;

$\Delta P_{СПj}^0$  и  $\Delta P_{ОДj}^0$  – гидравлические сопротивления СП<sub>j</sub> и ОД<sub>j</sub> для «базового» варианта.

Изменение тепла, вносимого в  $(j - 1)$ -й подогреватель с дренажом вышестоящего,

$$\delta Q = D_j \cdot h_{дрj} - D_j^0 \cdot h_{дрj}^0, \text{ кВт} \quad (5.78)$$

Изменение мощности турбины

$$\delta N_1 = (e_j - e_{j-1}) \cdot \delta Q, \text{ кВт}, \quad (5.79)$$

где  $e_j$  и  $e_{j-1}$  – коэффициенты изменения мощности  $j$ -го и  $(j - 1)$ -го отборов.

Изменение мощности насоса  $\delta N_2$  определять по выражению (5.26), изменение мощности турбоустановки  $\delta N_{уст}$  – по (5.23), изменение замещающей мощности  $\delta N$  – по (5.22).

Расчет целевой функции  $\delta Z$  выполнять по зависимости (5.21).

#### 4. Алгоритм расчета оптимального значения $\Delta t_{ПОj}$

Рекомендуемая *последовательность расчета оптимального температурного напора  $\Delta t_{ОДj}$  методом перебора:*

1) находят границы изменения температурного напора в рассматриваемом подогревателе по выражениям (5.56) и (5.57) соответственно;

2) принимается ряд значений  $\Delta t_{ОДj}$  и для них рассчитываются:

а) температура дренажа  $t_{дрj}$ ;

б) расход пара на рассматриваемый подогреватель  $D_j$ ;

в) тепловые нагрузки выделенных поверхностей СП<sub>*j*</sub> и ОД<sub>*j*</sub>,  $Q_{СПj}$  и  $Q_{ОДj}$ ;

г) температура воды за ОД<sub>*j*</sub>  $t_{вj}^{ОД}$  и после точки смешения  $t_{см1}$  на входе в зону СП<sub>*j*</sub>;

д) среднелогарифмические температурные напоры СП<sub>*j*</sub> и ОД<sub>*j*</sub>,  $\Delta t_{СПj}$  и  $\Delta t_{ОДj}$  соответственно;

е) площади поверхностей зон теплообмена  $F_{СПj}$  и  $F_{ОДj}$ ;

3) один из вариантов  $(\Delta t_{ОДj}^0, F_{СПj}^0, F_{ОДj}^0, t_{дрj}^0)$  принимается за «базовый», и для него определяется удельная работа насоса  $L_{уд}$ ;

4) для всех других вариантов  $(\Delta t_{ОДj}, F_{СПj}, F_{ОДj}, t_{дрj})$ , *по сравнению с «базовым» вариантом*, рассчитываются:

а) изменение площади поверхности зоны СП<sub>*j*</sub>

$$\delta F_{СПj} = F_{СПj} - F_{СПj}^0; \quad (5.80)$$

б) изменение площади поверхности зоны ОД<sub>*j*</sub>

$$\delta F_{\text{ОД}_j} = F_{\text{ОД}_j} - F_{\text{ОД}_j}^0; \quad (5.81)$$

в) суммарное изменение площади поверхности

$$\delta F = \delta F_{\text{СП}_j} + \delta F_{\text{ОД}_j}; \quad (5.82)$$

г) изменение капиталовложений в подогреватели  $\delta K_1$ ;

д) изменение мощности насосной установки  $\delta N_2$ ;

е) изменение капвложений в насосную установку  $\delta K_2$ ;

ж) изменение тепла  $\delta Q$ , вносимого в  $(j - 1)$ -й подогреватель с дренажом из вышестоящего;

з) изменение мощности турбины  $\delta N_2$ ;

и) суммарное изменение мощности турбоустановки

$$\delta N_{\text{уст}} = \delta N_1 + \delta N_2;$$

к) изменение замещающей мощности  $\delta N = -\delta N_{\text{уст}}$ ;

л) изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$ .

5) сравниваются между собой полученные значения  $\delta Z$  и выбирается вариант  $(\Delta t_{\text{ОД}_j}^{\text{опт}})$ , для которого величина  $\delta Z$  – минимальная.

## 5. Моделирование оптимизационной задачи

Общая схема расчета оптимального значения  $\Delta t_{\text{ОД}_j}$  представлена на рис. 5.20. Оптимизационная модель состоит из трех основных блоков, вложенных один в другой. Математическое моделирование выполняется на основе последовательного решения следующих задач:

1) расчет параметров подогревателя, *влияющих на расчет целевой функции* (площадей поверхностей СП<sub>*j*</sub> и ОД<sub>*j*</sub>,  $F_{\text{СП}_j}$  и  $F_{\text{ОД}_j}$  соответственно, а также температуры дренажа  $t_{\text{др}_j}$ ) в зависимости от *заданного* температурного напора  $\Delta t_{\text{ОД}_j}$ ;

2) расчет целевой функции (изменения приведенных расчетных затрат) при любом значении недогрева  $\Delta t_{\text{ОД}_j}$  по сравнению с «базовым» вариантом;

3) использование метода одномерной минимизации для расчета оптимального значения  $\Delta t_{\text{ОД}_j}^{\text{опт}}$ .

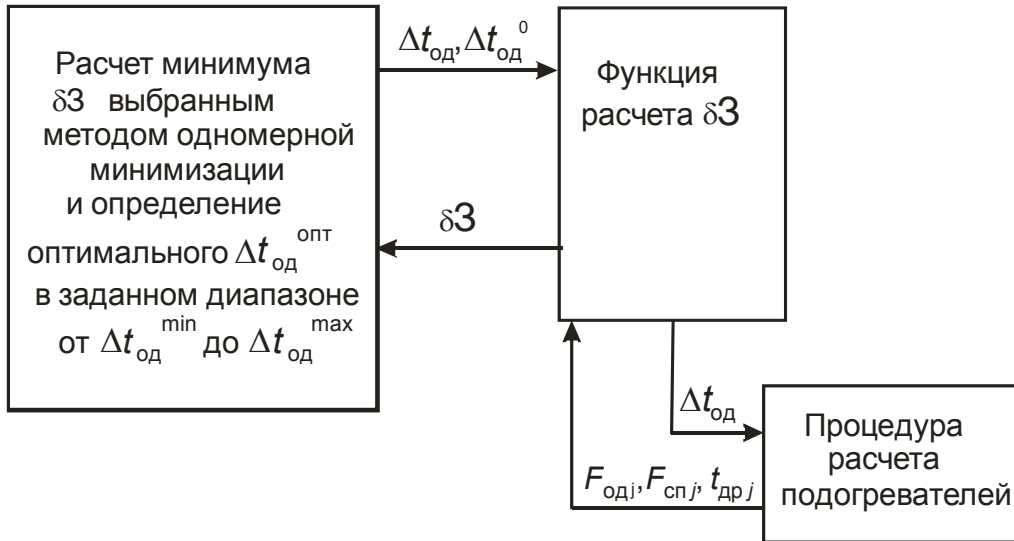


Рис. 5.20. Общая схема моделирования оптимизации  $\Delta t_{ODj}$

### 5.3.3. Выбор оптимального остаточного перегрева пара в пароохладителе

#### 1. Постановка задачи

Рассчитываем оптимальный температурный напор

$$\Delta t_{ПОj} = t_j^* - t_{sj} \quad (5.83)$$

пароохладителя подогревателя под номером  $j$  (см. рис. 5.21). Для решения данной задачи подогреватель  $\Pi_j$  необходимо рассматривать в тепловой схеме совместно с вышестоящим  $\Pi_{(j+1)}$ . Решение задачи будем искать на основании того, что *вариация*  $\Delta t_{ПОj}$  осуществляется изменением поверхностей нагрева пароохладителя  $\Pi_{Oj}$  и вышестоящего подогревателя  $\Pi_{(j+1)}$  (имеющего только зону конденсации пара при неизменном положении точек отбора на теплообменники  $\Pi_j$  и  $\Pi_{(j+1)}$ ) и заданных параметрах воды на входе в  $\Pi_{Oj}$  и выходе из  $\Pi_{(j+1)}$ ):

$$t_{Bj}^{СП} = \text{const};$$

$$t_{B(j+1)} = \text{const}.$$

Согласно методике технико-экономической оптимизации при малых изменениях в тепловой схеме за *целевую функцию* принимаем изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  по сравнению с произвольным («базовым») вариантом (см. выражение 5.21).

Оптимизационная задача относится к *одномерным*.

*Ограничения:* минимальное значение  $\Delta t_{ПОj}$  соответствует температуре пара на выходе из пароохладителя, равной температуре насыще-

ния при давлении в подогревателе  $t_j^* \approx t_{sj}$  и может быть принято близким нулю:

$$\Delta t_{\text{ПО}}^{\min} = 0,01; \quad (5.84)$$

максимальное значение  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  соответствует условию  $t_j^* \approx t_j$ :

$$\Delta t_{\text{ПО}}^{\max} = (t_j - t_{sj}) - 0,01. \quad (5.85)$$

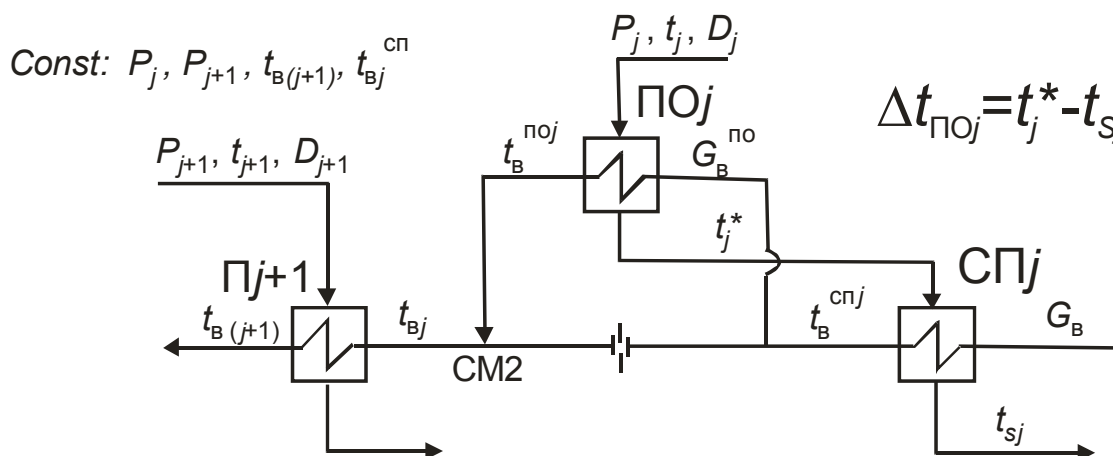


Рис. 5.21

## 2. Качественное описание задачи

Изменение  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  в одном из подогревателей регенеративной схемы неоднозначно влияет на составляющие расчетных затрат в турбоустановку. С уменьшением остаточного перегрева пара в ПО повышается температура воды на выходе из рассматриваемого подогревателя, что вызывает увеличение расхода пара  $D_j$  на этот теплообменник и сокращение расхода  $D_{j+1}$  на вышестоящий. При этом увеличивается работа, совершаемая в турбине паром  $j$ -й ступени при неизменном расходе топлива. Однако снижение  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  требует увеличения поверхности теплообмена зоны ПО $_j$  и соответствующего роста капиталовложений. Повышение температурного напора, наоборот, снижает выработку электроэнергии, но позволяет снизить капитальные затраты.

Таким образом, при сопоставлении вариантов с разными  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  должны быть учтены:

- 1) *капитальные затраты* в регенеративные подогреватели и в насосы в связи с увеличением поверхности нагрева;
- 2) дополнительные затраты на возмещение недоотпуска электроэнергии от турбоустановки при повышенных значениях остаточного перегрева.

Принципиальный характер поведения составляющих целевой функции при изменении оптимизируемого параметра представлен на рис. 5.22. Целевая функция вычисляется по выражению (5.21). Графически изменения основных компонент целевой функции представлены на рис. 5.23.

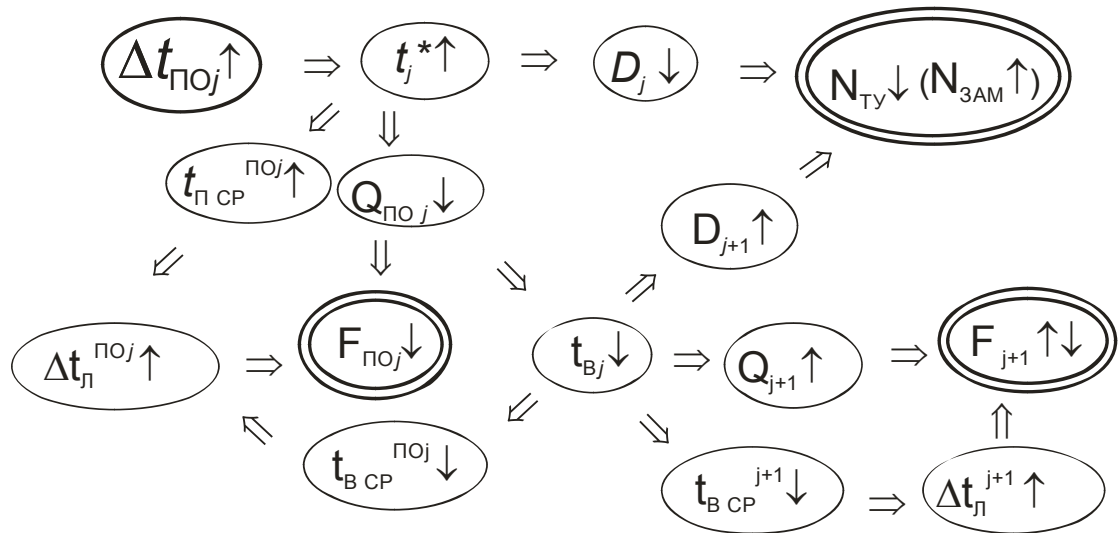


Рис. 5.22

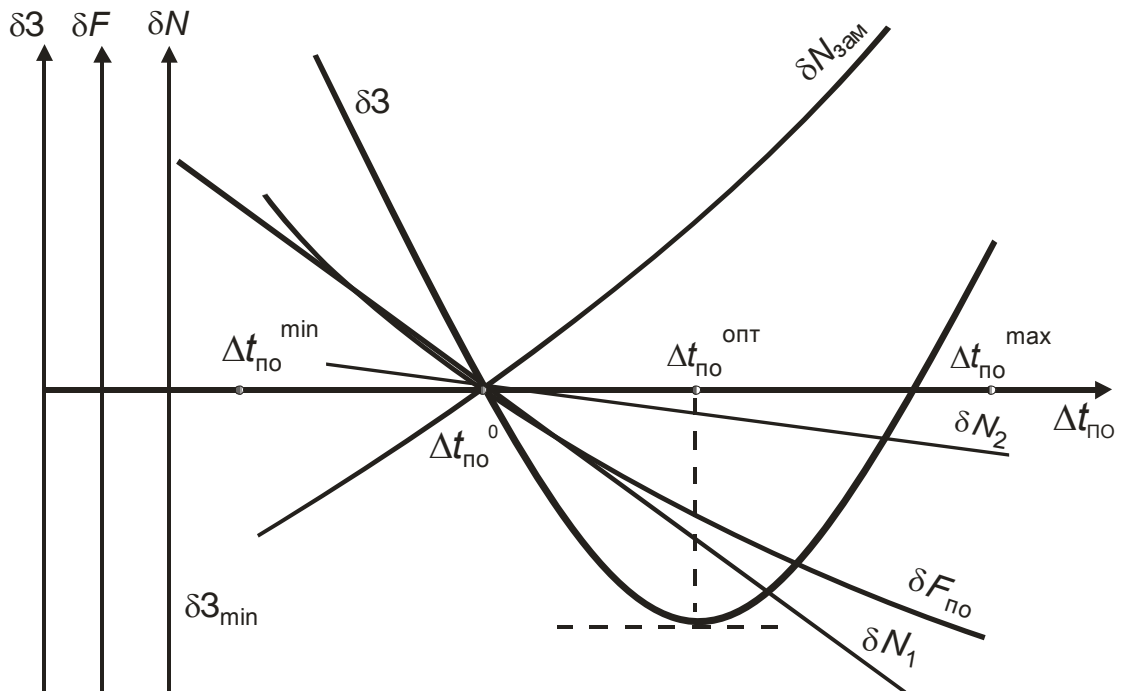


Рис. 5.23. Принципиальный характер изменения функции  $\delta Z$

### 3. Математическое описание

Термодинамические параметры воды и водяного пара, не зависящие от температурного напора  $\Delta t_{\text{ПО}j}$ :

– энтальпия пара в  $j$ -м отборе

$$h_j = f(P_j, t_j);$$

– параметры насыщения в  $j$ -м подогревателе:

$$t_{sj} = f(P_j),$$

$$h'_j = f(P_j);$$

– параметры насыщения в  $(j + 1)$ -м подогревателе:

$$t_{s(j+1)} = f(P_{j+1}),$$

$$h'_{j+1} = f(P_{j+1});$$

– параметры воды за зоной СП $_j$ :

$$t_{\text{B}j}^{\text{СП}} = t_{sj} - \theta_{\text{СП}j}, \quad (5.86)$$

$$h_{\text{B}j}^{\text{СП}} = f(P_{\text{B}}, t_{\text{B}j}^{\text{СП}}), \quad (5.87)$$

где  $\theta_{\text{СП}j}$  – недогрев воды до температуры насыщения в зоне СП $_j$ ;

– параметры воды за подогревателем П $_{(j+1)}$ :

$$t_{\text{B}(j+1)} = t_{s(j+1)} - \theta_{j+1}, \quad (5.88)$$

$$h_{\text{B}(j+1)} = f(P_{\text{B}}, t_{\text{B}(j+1)}); \quad (5.89)$$

где  $\theta_{j+1}$  – недогрев воды до температуры насыщения в подогревателе П $_{(j+1)}$ ;

– температура воды в рассматриваемой группе теплообменников

$$h_{\text{ВХ}} = f(P_{\text{B}}, t_{\text{ВХ}}).$$

Параметры пара за ПО $_j$ :

$$t_j^* = t_{sj} + \Delta t_{\text{ПО}j}; \quad (5.90)$$

$$h_j^* = f(P_j, t_j^*). \quad (5.91)$$

Тепловой баланс СП $_j$

$$D_j \cdot (h_j^* - h'_j) \cdot 0,98 = G_{\text{B}} \cdot (h_{\text{B}j}^{\text{СП}} - h_{\text{ВХ}}). \quad (5.92)$$

Тепловой баланс ПО $_j$  по пару

$$Q_{\text{ПО}j} = D_j \cdot (h_j - h_j^*) \cdot 0,98. \quad (5.93)$$

Тепловой баланс ПО $_j$  по воде

$$Q_{\text{ПО}j} = G_{\text{В}}^{\text{ПО}} \cdot (h_{\text{B}j}^{\text{ПО}} - h_{\text{B}j}^{\text{СП}}), \quad (5.94)$$

где

$$G_{\text{В}}^{\text{ПО}} = (0,07 \div 0,15) \cdot D_j. \quad (5.95)$$

Тепловой баланс точки смешения



$$G_B^{ПО} \cdot h_{Bj}^{ПО} + (G_B - G_B^{ПО}) \cdot h_{Bj}^{СП} = G_B \cdot h_{СМ2}. \quad (5.96)$$

Тепловая нагрузка  $\Pi_{(j+1)}$

$$Q_{j+1} = G_B \cdot (h_{B(j+1)} - h_{СМ2}). \quad (5.97)$$

Значения температуры за поверхностью  $\Pi_{Oj}$  и после точки смешения можно определить:

$$t_{Bj}^{ПО} = f(P_B, h_{Bj}^{ПО}); \quad (5.98)$$

$$t_{СМ2} = f(P_B, h_{СМ2}). \quad (5.99)$$

Площадь поверхности теплообмена  $\Pi_{Oj}$

$$F_{\Pi_{Oj}} = Q_{\Pi_{Oj}} / (k_{\Pi_{Oj}} \cdot \Delta t_{\Pi_{Oj}}). \quad (5.100)$$

Среднелогарифмический температурный напор  $\Pi_{Oj}$

$$\Delta t_{\Pi_{Oj}} = \frac{(t_j^* - t_{Bj}^{ПО}) - (t_j - t_{Bj}^{ПО})}{\ln \frac{t_j^* - t_{Bj}^{СП}}{t_j - t_{Bj}^{ПО}}} \cdot \Psi, \quad (5.101)$$

где коэффициент  $\Psi$ , учитывающий отличие схемы движения теплоносителей от противоточной, можно принять за 1.

Средняя температура пара в  $\Pi_{Oj}$

$$t_{m1}^{ПО} = (t_j + t_j^*) / 2. \quad (5.102)$$

Средняя температура воды в  $\Pi_{Oj}$

$$t_{m2}^{ПО} = (t_{Bj}^{СП} + t_{Bj}^{ПО}) / 2. \quad (5.103)$$

Коэффициент теплопередачи  $\Pi_{Oj}$

$$k_{\Pi_{Oj}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\Pi_{Oj}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^{\Pi_{Oj}}}}, \quad (5.104)$$

где  $\alpha_1^{\Pi_{Oj}}$  и  $\alpha_2^{\Pi_{Oj}}$  – коэффициенты теплоотдачи в зоне ПО со стороны пара и воды, их можно определить с помощью функций и процедур из модулей *PWDmod.tpu* или *PNDmod.tpu* (приложение 2).

Площадь поверхности теплообмена  $\Pi_{(j+1)}$

$$F_{j+1} = Q_{j+1} / (k_{j+1} \cdot \Delta t_{j+1}). \quad (5.105)$$

Среднелогарифмический температурный напор  $\Pi_{(j+1)}$

$$\Delta t_{j+1} = \frac{t_{B(j+1)} - t_{СМ2}}{\ln \frac{t_{s(j+1)} - t_{СМ2}}{t_{s(j+1)} - t_{B(j+1)}}}. \quad (5.106)$$

Средняя температура воды в  $\Pi_{(j+1)}$

$$t_{m(j+1)} = t_{s(j+1)} - \Delta t_{j+1}. \quad (5.107)$$

Коэффициент теплопередачи  $\Pi_{(j+1)}$

$$k_{j+1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1(j+1)}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2(j+1)}}}, \quad (5.108)$$

где  $\alpha_{1(j+1)}$  и  $\alpha_{2(j+1)}$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего пара и нагреваемой воды соответственно в подогревателе  $\Pi_{(j+1)}$ , их можно определить с помощью функций и процедур из модулей **PWDmod.tpu** или **PNDmod.tpu** (приложение 2).

Удельная работа насоса

$$L_{уд} = \frac{G_B \cdot V_B \cdot (\Delta P_{\text{ПО}j}^0 + \Delta P_{j+1}^0) \cdot 10^3}{F_{\text{ПО}j}^0 + F_{j+1}^0}, \text{ кВт/м}^2, \quad (5.109)$$

где  $V_B$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;

$\Delta P_{\text{ПО}j}^0$  и  $\Delta P_{j+1}^0$  – гидравлические сопротивления поверхностей  $\text{ПО}_j$  и  $\Pi_{(j+1)}$  для базового варианта.

Изменение тепла, вносимого в  $j$ -й подогреватель в связи с изменением остаточного перегрева пара по сравнению с «базовым» вариантом,

$$\delta Q = G_B \cdot (h_{Bj}^{\text{ПО}} - h_{Bj}^{\text{ПО}(0)}), \text{ кВт}. \quad (5.110)$$

Изменение мощности турбины

$$\delta N_1 = (e_{j+1} - e_j) \cdot \delta Q, \text{ кВт}, \quad (5.111)$$

где  $e_j$  и  $e_{j+1}$  – коэффициенты изменения мощности (КИМ)  $j$ -го и  $(j+1)$ -го отборов. Методика определения КИМ приведена в [16].

Изменение мощности насоса  $\delta N_2$  можно определить по выражению (5.26), изменение мощности турбоустановки  $\delta N_{уст}$  – по (5.23), изменение замещающей мощности  $\delta N$  – по (5.22). Расчет целевой функции  $\delta Z$  выполнять по зависимости (5.21).

#### 4. Алгоритм расчета оптимального значения $\Delta t_{\text{ПО}j}$

Рекомендуемая последовательность расчета оптимального значения  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  методом перебора:

1) находят границы изменения остаточного перегрева по выражениям (5.84) и (5.85);

2) принимается ряд значений  $\Delta t_{\text{ПО}j}$  и для них рассчитываются:

а) температура пара за  $\text{ПО}$   $t_j^*$ ;

б) расход пара на рассматриваемый подогреватель  $D_j$ ;

в) тепловые нагрузки пароохладителя  $j$ -й ступени и вышестоящего  $(j+1)$ -го подогревателя  $Q_{\text{ПО}j}$  и  $Q_{j+1}$ ;

г) температура воды за ПО<sub>j</sub>  $t_{wj}^{ПО}$  и после точки смешения  $t_{СМ2}$  на входе в П<sub>(j+1)</sub>;

д) площадь поверхности ПО<sub>j</sub> в последовательности:

– среднелогарифмический температурный напор ПО<sub>j</sub>  $\Delta t_{ПОj}$ ;

– средняя температура пара в ПО<sub>j</sub>  $t_{m1}^{ПО}$ ;

– средняя температура воды в ПО<sub>j</sub>  $t_{m2}^{ПО}$ ;

– коэффициенты теплоотдачи по пару и по воде в зоне ПО  $\alpha_1^{ПОj}$  и  $\alpha_2^{ПОj}$  соответственно;

– коэффициент теплопередачи  $k_{ПОj}$ ;

–  $F_{ПОj}$ ;

е) площадь поверхности П<sub>(j+1)</sub> в последовательности:

– среднелогарифмический температурный напор  $\Delta t_{j+1}$ ;

– средняя температура воды в подогревателе  $t_{m(j+1)}$ ;

– коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара  $\alpha_{1(j+1)}$  и от стенки к воде  $\alpha_{2(j+1)}$ ;

– коэффициент теплопередачи  $k_{j+1}$ ;

–  $F_{j+1}$ .

3) один из вариантов ( $\Delta t_{ПОj}^0, F_{ПОj}^0, F_{j+1}^0, h_{СМ2}^0$ ) принимается за «базовый», и для него определяется удельная работа насоса  $L_{уд}$ ;

4) для всех других вариантов ( $\Delta t_{ПОj}, F_{ПОj}, F_{j+1}, h_{СМ2}$ ), по сравнению с базовым вариантом, рассчитываются:

а) изменение площади поверхности зоны ПО<sub>j</sub>

$$\delta F_{ПОj} = F_{ПОj} - F_{ПОj}^0; \quad (5.112)$$

б) изменение площади поверхности подогревателя П<sub>(j+1)</sub>

$$\delta F_{j+1} = F_{j+1} - F_{j+1}^0; \quad (5.113)$$

в) суммарное изменение площади поверхности подогревателей

$$\delta F = \delta F_{ПОj} + \delta F_{j+1};$$

г) изменение капиталовложений в подогреватели  $\delta K_1$ ;

д) изменение мощности насосной установки  $\delta N_2$ ;

е) изменение капвложений в насосную установку  $\delta K_2$ ;

ж) изменение тепла  $\delta Q$ , вносимого в подогреватель j-й ступени;

з) изменение мощности турбины  $\delta N_1$ ;

и) изменение мощности турбоустановки  $\delta N_{уст}$ ;

- к) изменение замещающей мощности  $\delta N$ ;
  - и) изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$ .
- 5) сравниваются между собой полученные значения  $\delta Z$  и выбирается вариант ( $\Delta t_{\text{ПО}j}^{\text{опт}}$ ), для которого величина  $\delta Z$  – минимальная.

#### **5.4. Выбор оптимальной скорости воды в пучке труб поверхностного теплообменника**

##### **1. Постановка задачи**

Для поверхностного регенеративного подогревателя питательной воды известной конструкции найти оптимальную скорость воды  $\omega$  в пучке труб, выбрав в качестве критерия эффективности изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  в турбоустановку по сравнению с «базовым» вариантом.

##### **2. Качественное описание задачи**

С одной стороны, скорость воды  $\omega$  влияет на теплоотдачу со стороны нагреваемой среды  $\alpha_2$  и, следовательно, на коэффициент теплопередачи  $k$  и площадь теплообменной поверхности  $F$ . Площадь поверхности, в свою очередь, определяет капиталовложения в подогреватель. С увеличением скорости интенсивность теплообмена со стороны нагреваемой среды растет, уменьшается площадь теплообмена и соответственно снижаются капиталовложения в подогреватель.

С другой стороны, от скорости воды зависит гидравлическое сопротивление пучка труб теплообменной поверхности  $\Delta P_{\text{в}}$  и, следовательно, затраты мощности  $N$  на прокачивание воды насосом, что отражается на эксплуатационных издержках  $U$  турбоустановки. С увеличением скорости издержки  $U$  растут.

Оптимальная скорость воды может быть выбрана из технико-экономических расчетов. В качестве критерия эффективности рекомендуется принять экономию приведенных расчетных затрат относительно «базового» варианта. При этом входные и выходные параметры теплоносителей (расход воды  $G_{\text{в}}$ , температура воды на входе  $t_{\text{в}1}$  и выходе  $t_{\text{в}2}$ ) считаются заданными и не меняются при изменении скорости воды.

Оптимизацию рекомендуется проводить при постоянном диаметре трубок, варьируя площадь поверхности за счет изменения их длины.

Выбор «базового» варианта произволен, например, за «базовый» можно принять вариант при минимальном значении скорости воды из допустимого диапазона скоростей.

##### **3. Математическое описание**

Изменение приведенных расчетных затрат по сравнению с *базовым* вариантом

$$\delta Z = (E_n + P_a) \cdot \delta K + \delta U,$$

где  $\delta K$  – изменение капитальных затрат в турбоустановку в связи с изменением скорости воды в теплообменнике;

$\delta U$  – изменение эксплуатационных издержек в турбоустановку.

С достаточной точностью изменение капзатрат в турбоустановку можно принять равным сумме

$$\delta K = \delta K_1 + \delta K_2,$$

где  $\delta K_1$  – изменение капиталовложений в поверхность нагрева подогревателя;

$\delta K_2$  – изменение капиталовложений в насосную установку.

Изменение капвложений в поверхность нагрева подогревателя по сравнению с базовым вариантом

$$\delta K_{\Pi} = 1,25 \cdot k_{уд}^{\Pi} \cdot \delta F,$$

где  $\delta F = F^1 - F^0$  – изменение поверхности нагрева при изменении скорости воды в трубках;

$k_{уд}^{\Pi}$  – удельные капиталовложения в 1 м<sup>2</sup> поверхности, р./м<sup>2</sup>; может быть оценена в соответствии с данными приложения 2 [2].

Изменение капиталовложений в насосную установку

$$\delta K_{Н} = 1,25 \cdot k_{уд}^H \cdot \delta N_{Н},$$

где  $k_{уд}^H$  – удельная стоимость насосной установки, р./кВт; может быть оценена в соответствии с данными приложения 7 [2].

Тепловая нагрузка подогревателя

$$Q = G_{в} \cdot c_p \cdot (t_{в2} - t_{в1}).$$

Площади теплообменной поверхности подогревателя в текущем ( $F^1$ ) и базовом ( $F^0$ ) вариантах рассчитываются из уравнения теплопередачи

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{срл}.$$

Коэффициент теплопередачи через чистую поверхность для тонкостенных труб

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

При этом коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  можно определить с помощью функций и процедур из модулей **PWDmod.tpu** или **PNDmod.tpu** (п.4).

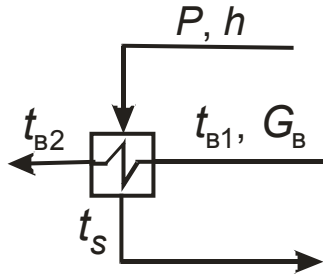


Рис. 5.24

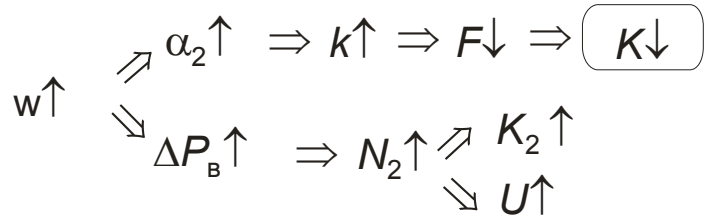


Рис. 5.25

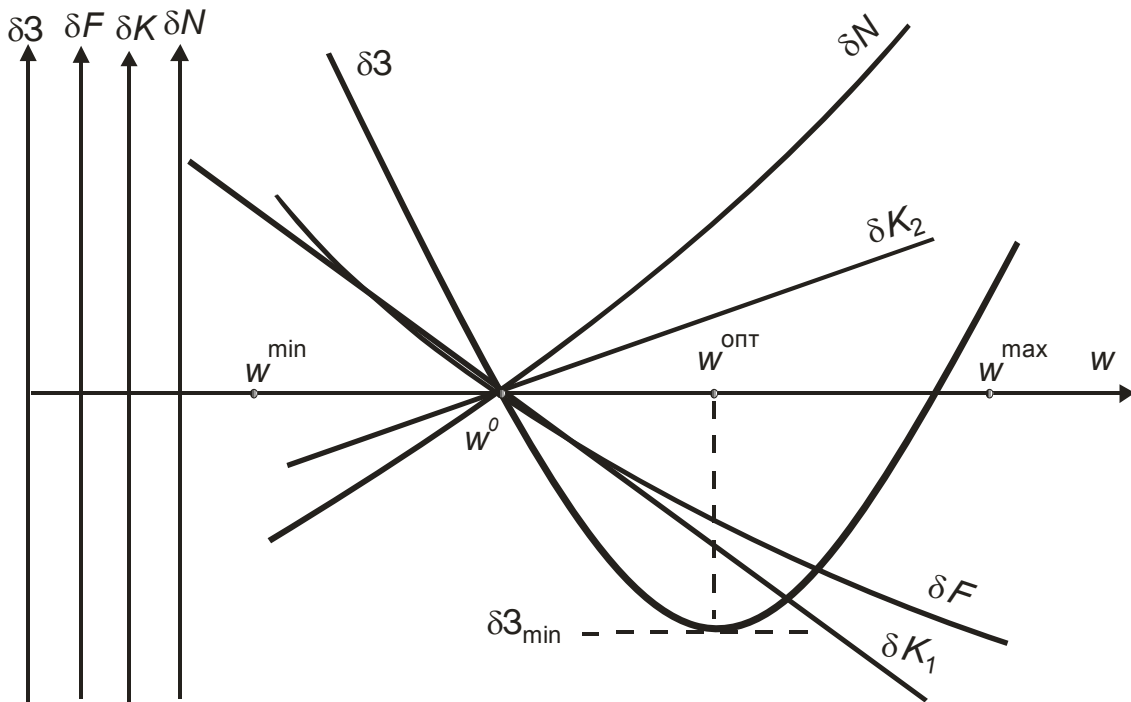


Рис. 5.26. Качественная зависимость изменения приведенных расчетных затрат от скорости воды в пучке труб

В «ручных» расчетах принять

$$\alpha_1 = 9000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$\alpha_2 = \left(1630 + 21 \cdot t - 0,041 \cdot t^2\right) \cdot \frac{w^{0,8}}{d_{\text{BH}}^{0,2}}, \quad t = (t_{\text{B1}} + t_{\text{B2}}) / 2.$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{срл}} = \frac{t_{\text{B2}} - t_{\text{B1}}}{\ln \frac{t_s - t_{\text{B1}}}{t_s - t_{\text{B2}}}}.$$

Изменение эксплуатационных издержек на турбоустановку в первом приближении можно считать равным изменению издержек на насос, прокачивающий жидкость через теплообменник:

$$\delta N = \delta N_H \cdot c_\varepsilon \cdot h_y,$$

где  $\delta N_H = N_H^1 - N_H^0$  – изменение мощности насоса в текущем варианте по сравнению с *базовым*.

Мощность насоса на прокачивание жидкости через подогреватель

$$N_H = G_B \Delta P_B / (\rho_B \cdot \eta_H), \text{ Вт},$$

где  $G_B$  – расход воды через подогреватель, кг/с;

$\Delta P_B$  – гидравлическое сопротивление подогревателя, Па;

$\rho_B$  – средняя плотность воды в подогревателе, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_H$  – КПД насоса (можно принять 0,75÷0,83).

Гидравлическое сопротивление подогревателя по воде

$$\Delta P_B = \left( \sum \xi_M + \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{BH}}} \right) \cdot \frac{\rho_B \cdot w^2}{2}, \text{ Па}.$$

При расчете гидравлического сопротивления необходимо учитывать не только изменение  $w$  по вариантам, но также изменение общей длины труб  $l$  теплообменной поверхности в связи с изменением количества труб одного хода  $n_I$  по воде при изменении ее скорости и неизменном расходе.

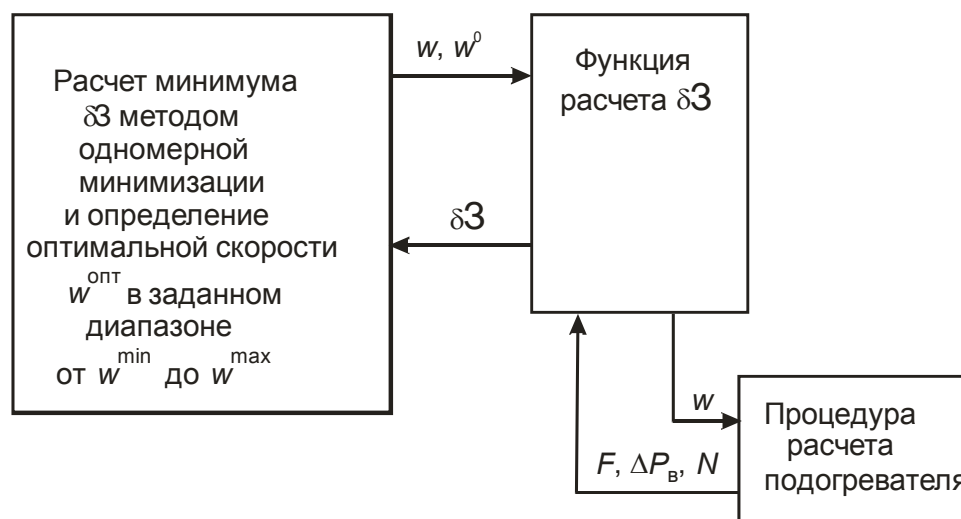


Рис. 5.27. Принципиальный алгоритм расчета оптимальной скорости

Значение  $n_I$  можно определить из уравнения неразрывности

$$G_B / \rho_B = \frac{\pi \cdot d_{\text{BH}}^2}{4} \cdot n_I \cdot w.$$

Общая длина труб

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n_1}, \text{ м.}$$

Рекомендуемая последовательность расчета оптимальной скорости может быть следующей:

1) принимается ряд значений  $w$  из рекомендуемого диапазона скоростей и для них рассчитываются:

- а) коэффициент теплопередачи  $K$  ;
- б) площадь поверхности  $F$  ;
- в) количество трубок одного хода по воде  $n_1$  ;
- г) общая длина трубок  $l$  ;
- д) гидравлическое сопротивление подогревателя по воде  $\Delta P_{\text{в}}$  ;
- е) мощность насоса, прокачивающего жидкость через подогреватель  $N_{\text{н}}$  ;

2) один из вариантов принимается за базовый ( $w^0, F^0, \Delta P_{\text{в}}^0, N_{\text{н}}^0$ ) и по отношению к нему находятся для всех других вариантов:

а) изменение поверхности нагрева подогревателя

$$\delta F = F - F^0, \text{ м}^2;$$

б) изменение капзатрат в подогреватель  $\delta K_{\text{п}}$  ;

в) изменение мощности насосной установки  $\delta N_{\text{н}} = N_{\text{н}}^1 - N_{\text{н}}^0$  ;

г) изменение капзатрат в насосную установку  $\delta K_{\text{н}}$  ;

д) изменение эксплуатационных издержек  $\delta U$  ;

е) изменение приведенных расчетных затрат  $\delta Z$  ;

3) выбирается вариант с минимальным значением  $\delta Z$ . Ему соответствует оптимальная скорость воды  $w_{\text{опт}}$ .



# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1 Использование среды TURBO-PASKAL для моделирования

Моделирование объектов оптимизации и самой целевой функции требует у специалиста навыков программирования. Ниже приведены основные первоначальные сведения по использованию среды TURBO-PASKAL для моделирования оптимизационных задач.

### Отладка программы расчета

1. *Компиляция программы.* Для компиляции используется клавиша **F9** либо соответствующая команда в верхней строке меню экрана. Успешное завершение этого процесса подтверждает появление на экране мигающего табло

**Press any key!**

2. *Запуск программы на счет.* Для отлаженной программы эта операция соответствует одновременному нажатию клавиш **Ctrl** и **F9**.

На период отладки удобно выполнять расчет по шагам. Некоторые основные операции «пошагового» расчета приведены ниже.

### Пошаговый расчет

Клавиши	Результат выполнения команд
<b>F8</b>	Однократное нажатие этой клавиши приводит к выполнению одной строки основной программы (при этом выполняемая строка на экране выделяется). При последовательном нажатии клавиши выполняются строка за строкой (на экране выделенная строка перемещается сверху вниз)
<b>Ctrl + F7 + Enter</b>	Выполнение этой операции позволяет вывести на экран значение той переменной, на которую указывает курсор (внизу окна с файлом программы появляется окно результатов расчета). Причем одновременное нажатие первых двух клавиш <b>Ctrl</b> и <b>F7</b> выводит на экран табло с той переменной, значение которой интересует. При последующем нажатии клавиши <b>Enter</b> значение переменной появляется внизу экрана в окне результатов
<b>F7</b>	Нажатие этой клавиши позволяет войти внутрь другой программной единицы, вложенной в основную программу (процедуры, функции, модуля). Пошаговый расчет внутри процедуры (функции, модуля) выполняется последовательным нажатием клавиши <b>F8</b>
<b>F4</b>	Нажатием этой клавиши можно начать пошаговый счет с любого места программы, предварительно подведя курсор под желаемую строку
<b>Ctrl + F2</b>	Отмена «пошагового» счета

## Ввод исходных данных и вывод результатов с использованием файлов

Обозначим исходный файл как **FI**, файл результатов – **FR**, а их имена – соответственно **IMFI** и **IMFR**.

Файлы и их имена должны быть описаны в разделе описаний программы, как переменные типа **text** и **string** соответственно.

Файл исходных данных надо *создать* в своей папке (!) и записать под каким-либо именем, например **'TEST.ish'**. Значения переменных в исходном файле набираются через пробел или запятую в том порядке, в котором предполагается их вводить в программу.

Выводу результатов в файл предшествует объявление имени файла результатов в программе. Назовем файл результатов **'TEST.rez'**.

После использования файлов **FI** и **FR** их надо закрыть оператором **Ciose**.

Фрагмент программы с использованием файлов исходных данных и результатов приведен ниже.

```
Program TEST; ; {Заголовок программы}
VAR FI, FR: text; {Описание файлов}
    IMFI, IMFR: string [20]; {Описание имен файлов}
...
BEGIN {*****Начало программы ***** }
    { Ввод исходных данных из файла FI }
IMFI:=' TEST.ish' ; { Файловой переменной IMFI }
    { присвоено имя 'TEST.ish' }
Assign(FI, IMFI); { Связывает имя файловой переменной FI }
    { в программе с именем внешнего файла }
    { на диске IMFI }
Reset(FI); { Открывает файл FI для чтения }
Read(FI, x1, x2, x3, ...); { Считывает в переменные x1, x2, x3, }
    { элементы файла FI }
Ciose(FI); { Закрывает файл FI }
Y1:=x1+x2+x3;
    { Организация файла результатов FR }
IMFR:=' TEST.rez' ; { Файловой переменной IMFR присвоено }
    { имя 'TEST.rez' }
Assign(FR, IMFR); { Связывает имя файловой переменной FR }
    { в программе с именем внешнего файла }
    { на диске IMFR }
Rewrite (FR); { Открывает файл FR для записи }
WRITELN(FR, 'Y1 = ', Y1:5:1 ); { Записывает значение }
    { переменной Y1 в файл FR }
Ciose (FR); { Закрывает файл FR }
    { Вывод результатов в файл FR }
WRITELN(FR, 'Y1 = ', Y1:5:1 );
Readln; END. { Конец программы }
```

## Описание функций и процедур в составе модуля

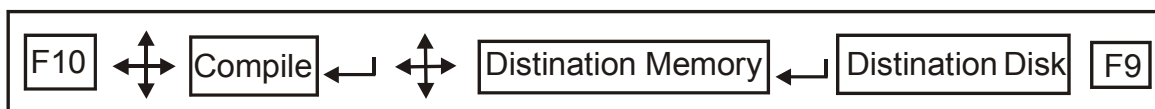
Модуль – самостоятельная программная единица. Она компилируется и записывается на диск в объектных кодах. К модулю можно обращаться из разных программ.

**Внимание!** Имена модуля и файла, содержащего модуль, должны совпадать.

### Структура модуля (произвольного)

```
Unit < Имя модуля >;                               { Заголовок модуля }
INTERFACE
    Uses TABL1;...
        Function F1(x1,x2:real):real;
        Procedure PROC1(y1,y2:real; var
y3:real);      ...
IMPLEMENTATION
        Function F1(x1,x2:real):real;      Var ...
            Begin      { Начало произвольной }
                        { функции F1}      ...
                        F1:=...
            End;      { Конец функции F1 }
        Procedure PROC1(y1,y2:real; var
y3:real);      Var ...
            Begin      { Начало произвольной }
                        { процедуры PROC1}  ...
            End;      { Конец процедуры PROC1}
END.      { Конец модуля }
```

## Компиляция модуля на диск



**Приложение 2**  
**Набор программных модулей**  
**для расчета термического КПД ПТУ**

№	Схема ПТУ	Название модуля	Обращение к функции из модуля
1	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним регенеративным подогревателем	KPDmod1	KPD1( P0, P1, Pk, X0 )
	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним регенеративным подогревателем	KPDmod2	KPD2( t0, P1, Pk, X0 )
3	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним регенеративным подогревателем	KPDmod3	KPD3( P0, tpw, Pk, X0)
4	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним регенеративным подогревателем	KPDmod4	KPD4( t0, tpw, Pk, X0)
5	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним сепаратором	KPDmod5	KPD5(P0, Pc, Pk, X0, Xc )
6	Цикл Ренкина насыщенного пара с одним сепаратором	KPDmod6	KPD6(t0, Pc, Pk, X0, Xc )
7	Цикл Ренкина насыщенного пара с сепаратором и пароперегревателем	KPDmod7	KPD7(P0, Pc, Pk, X0, Xc)
8	Цикл Ренкина насыщенного пара с сепаратором и пароперегревателем	KPDmod8	KPD8( t0, Pc, Pk, X0, Xc )
9	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двумя регенеративными отборами	KPDmod11	KPD11( P0, Pc1, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
10	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами	KPDmod12	KPD12( Pc1, Pc2, P0, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
11	Цикл Ренкина перегретого пара с двукратным промперегревом	KPDmod13	KPD13( Pp1, Pp2, P0, Pk, t0, tp1, tp2 )
12	Цикл Ренкина перегретого пара с промперегревом и одноступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod14	KPD14( Ppp, P1, P0, Pk, t0, tpp )
13	Цикл Ренкина перегретого пара с промперегревом и одноступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod15	KPD15( Ppp, tpw, P0, Pk, t0, tpp )
14	Цикл Ренкина перегретого пара с двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod16	KPD16( Po, tpw, Pk, t0)

## Окончание таблицы

№	Схема ПТУ	Название модуля	Обращение к функции из модуля
15	Цикл Ренкина перегретого пара с двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod17	KPD17( P1, P2, P0, Pk, t0 )
16	Цикл Ренкина перегретого пара с двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod18	KPD18( tw1, tw2, P0, Pk, t0 )
17	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod19	KPD19( Pc1, Pc2, P0, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
18	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod20	KPD20( P1, P2, P0, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
19	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod21	KPD21( P0, tpw, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
20	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod22	KPD21( t0, tpw, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
21	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod23	KPD23 ( P0, Pc1, Pk, X0, Xc1, Xc2 )
22	Цикл Ренкина насыщенного пара с двумя сепараторами и двухступенчатым регенеративным подогревом	KPDmod24	KPD24 ( t0, P1, Pk, X0, Xc1, Xc2 )

**Приложение 3**  
**Параметры регенеративной схемы некоторых ПТУ**

1) Турбоустановка **К-210-130** ( $P_0 = 13$  МПа,  $D_0 = 186,1$  кг/с)

	$P$ , МПа	$H$ , кДж/кг	КИМ
ПВД-7	3,65	3200	0,3877
ПВД-6	2,48	3100	0,3579
ПВД-5	1,125	3419	0,3272
Д (предвключенный)	0,68	3419	0,3272
ПНД-4	0,595	3227	0,2840
ПНД-3	0,258	3025	0,2218
ПНД-2	0,12	2875	0,1718
ПНД-1	0,245	2640	0,0968
К	0,0034	2410	0

2) Турбоустановка **К-300-240** ( $P_0 = 24$  МПа,  $D_0 = 258,3$  кг/с)

	$P$ , МПа	$H$ , кДж/кг	КИМ
ПВД-8	6,05	3043	0,3916
ПВД-7	3,90	2961	0,3650
ПВД-6	1,57	3311	0,3317
Д-5 (самостоятельный)	1,04(0,68)	3202	0,3017
ПНД-4	0,504	3031	0,2559
ПНД-3	0,216	2872	0,2074
ПНД-2	0,090	2692	0,1407
ПНД-1	0,0167	2482	0,0648
К	0,0033	2336	0

3) Турбоустановка **К-500-240** ( $P_0 = 24$  МПа,  $D_0 = 458,3$  кг/с)

	$P$ , МПа	$H$ , кДж/кг	КИМ
ПВД-9	5,79	3012	0,3830
ПВД-8	4,10	2942	0,3599
ПВД-7	1,71	3320	0,3287
Д-6 (самостоятельный)	1,10(0,68)	3206	0,2975
ПНД-5	0,52	3031	0,2476
ПНД-4	0,29	2916	0,2097
ПНД-3	0,157	2808	0,1748
ПНД-2	0,083	2703	0,1361
ПНД-1	0,016	2487	0,057
К	0,0053	2358	0

4) Турбоустановка **К-800-240** ( $P_0 = 24$  МПа,  $D_0 = 736,1$  кг/с)

	$P$ , МПа	$H$ , кДж/кг	КИМ
ПВД-8 (две нитки)	5,72	3077	0,3849
ПВД-7 (две нитки)	3,28	2979	0,3535
ПВД-6 (две нитки)	1,6	3400	0,3310
Д-5 (самостоятельный)	1,05(0,68)	3283	0,2997
ПНД-4	0,58	3132	0,2611
ПНД-3	0,284	2975	0,2112
ПНД-2	0,147	2808	0,1555
ПНД-1	0,0211	2563	0,0665
К	0,00406	2400	0

**Приложение 4**  
**Исходные данные для теплового расчета**  
**регенеративных подогревателей ПТУ**

**Конструктивные параметры ПВД**

Тип турбо-установки	Номер по-догре-вателя	Типоразмер подогревателя	$d_H \times \delta_{ст}$	Число плоскостей навивки одной трубы	Длина труб одной спирали	Средний диаметр спирали
К-210-130	ПВД-7	ПВ-775-265-45	32×4	2	26,69	0,3
	ПВД-6	ПВ-775-265-31				
	ПВД-5	ПВ-775-265-13				
К-300-240	ПВД-8	ПВ-1550-380-70	32×5	2	26,19	0,3
	ПВД-7	ПВ-1700-380-51	32×5	1	15,3	0,3
	ПВД-6	ПВ-1250-380-21	32×5	2	26,19	0,3
К-500-240	ПВД-9	ПВ-2100-380-61	32×5	1	19,07	0,36
	ПВД-8	ПВ-1900-380-44	32×5			
	ПВД-7	ПВ-2100-380-17	32×5			
К-800-240 (две нитки ПВД)	ПВД-8	ПВ-1600-380-66	32×6	1	15,3	0,3
	ПВД-7	ПВ-2000-380-40	32×5	1	18,09	0,34
	ПВД-6	ПВ-1600-380-17	32×5	1	15,3	0,3

**Некоторые конструктивные параметры ПНД:**

наружный диаметр трубок  $d = 16$  мм;  
толщина стенки  $\delta = 1$  мм;  
среднее расстояние между перегородками  $H = (0,8 - 1)$  м.

**Рекомендуемые скорости теплоносителей**

– воды в ПНД (1,6÷2,2) м/с;  
– воды в ПВД (1,6÷2,0) м/с;  
– пара в ПО (10÷25) м/с (максимальная – до 45 м/с);  
– дренажа в ОД (0,5÷1,0) м/с.

**Теплопроводность некоторых марок сталей, Вт/(м·К)**

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали					
	22К	12МХ	15ХМ	12Х1МФ	25Х2МФА	X18Н10Т
100	49,5	50,2	44,5	41,3	42,0	16,3
200	47,7	50,2	41,3	40,8	41,5	17,5
300	45,5	50,2	40,8	40,3	41,1	18,8
400	43,5	48,6	39,0	39,7	39,5	21,4
500	41,5	47,0	36,1	39,0	–	23,0
600	39,3	46,0	33,7	38,2	–	24,6
700	–	44,0	–	37,4	–	26,8



## Приложение 5

### Модуль для автоматизированного проектирования ПНД

Модуль содержит набор функций и процедур для *автоматизированного моделирования* поверхностных ПНД.

#### *Подключение модуля в программе:*

...

```
Uses PNDMOD;
```

...

*Обращение в программе* к процедурам и функциям из модуля PNDMOD.TPU:

1. К процедуре определения теплофизических свойств конденсата по давлению

#### **TFSK**

{Входной параметр}	(P,	{Давление пара, МПа}
{Выходные параметры}		
	<b>Ts</b> ,	{ Температура насыщения, °С}
	<b>VI</b> ,	{ Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг}
	<b>hl</b> ,	{ Энтальпия, кДж/кг}
	<b>r</b> ,	{ Теплота парообразования, Дж/кг}
	<b>ROk</b> ,	{ Плотность, кг/м <sup>3</sup> }
	<b>LAk</b> ,	{ Теплопроводность, Вт/(м·К)}
	<b>MUk</b> ,	{ Динамическая вязкость, Па·с}
	<b>NUk</b> ,	{ Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с}
	<b>PRk</b>	{ Число Прандтля}

2. К процедуре определения теплофизических свойств воды и перегретого пара по давлению и температуре

#### **TFSWP**

{Входные параметры}		
	(P,	{ Давление, МПа}
	t,	{ Температура, °С}
{Выходные параметры}		
	<b>V</b> ,	{ Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг}
	<b>RO</b> ,	{ Плотность, кг/м <sup>3</sup> }
	<b>LA</b> ,	{ Теплопроводность, Вт/(м·К)}
	<b>MU</b> ,	{ Динамическая вязкость, Па·с}
	<b>NU</b> ,	{ Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с}
	<b>PR</b> ,	{ Число Прандтля}
	<b>CP</b>	{ Теплоемкость, Дж/(кг·К)}

3. К функции определения температуры воды по давлению и энтальпии

**ТСр** {Температура, °C}  
{Входные параметры}  
(P, { Давление, МПа}  
h) { Энтальпия, кДж/кг}

4. К процедуре расчета коэффициента теплоотдачи от стенки к воде в ПНД (*Вынужденное течение внутри прямых труб*)

**ALFA2**  
{Входные параметры}  
(Pw, { Давление воды, МПа}  
tw, { Средняя температура воды, °C}  
Ww, { Скорость воды, м/с }  
dvn, { Внутренний диаметр трубок, м}  
{Выходной параметр}  
**A2)** {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

5. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара

**ALFA1sp**  
{Входные параметры}  
(P, { Давление пара, МПа}  
udQ, { Удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>}  
Hsr, { сред. расстояние м/у перегородками}  
{Выходной параметр}  
**A1sp)** {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

6. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи от пара к стенке в пароохладителе ПНД при наружном продольном обтекании пучка труб (Методика из журнала «Теплоэнергетика». 1987. №2. С.33)

**A1NPOprod**  
{Входные параметры}  
(P, { Давление, МПа}  
tp, { Средняя температура пара, °C}  
Gp, { Расход пара, кг/с}  
Wp, { Скорость пара, м/с}  
dn, { Наружный диаметр трубок, м}  
{Выходной параметр}  
**A1po)** { Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

7. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи от пара к стенке в пароохладителе ПНД при наружном поперечном обтекании пучка труб (Методика из журнала «Теплоэнергетика». 1987. №2. С. 33)

### **A1NPOpor**

{Входные параметры}

(P, { Давление, МПа}  
tp, { Средняя температура пара, °С}  
Gr, { Расход пара, кг/с}  
Wp, { Скорость пара, м/с}  
dn, { Наружный диаметр трубок, м}

{Выходной параметр}

**A1po**) {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

8. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи от дренажа к стенке в охладителе дренажа ПНД при наружном продольном обтекании пучка труб (Методика из журнала «Теплоэнергетика». 1987. №2. С.33)

### **A1NODprod**

{Входные параметры}

P, { Давление дренажа (пара), МПа}  
td, { Средняя температура дренажа, °С}  
Gd, { Расход дренажа (пара), кг/с}  
Wd, { Скорость дренажа, м/с}  
dn, { Наружный диаметр трубок, м}

{Выходной параметр}

**A1od**) {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

9. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи от дренажа к стенке в охладителе дренажа ПНД при наружном поперечном обтекании пучка труб (Методика из журнала «Теплоэнергетика». 1987. №2. С. 33)

### **A1NODpor**

{Входные параметры}

(P, { Давление дренажа (пара), МПа}  
td, { Средняя температура дренажа, °С}  
Gd, { Расход дренажа (пара), кг/с}  
Wd, { Скорость дренажа, м/с}  
dn, { Наружный диаметр трубок, м}

{Выходной параметр}

**A1od**) {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

## Приложение 6

### Модуль для автоматизированного проектирования ПВД

Модуль содержит набор функций и процедур для *автоматизированного моделирования* коллекторно-спиральных ПВД.

#### *Подключение модуля в программе:*

...

Uses PWDMOD;

...

**Обращение в программе** к процедурам и функциям из модуля PWDMOD.TPU:

1. К процедуре определения теплофизических свойств конденсата по давлению

#### **TFSK**

{Входной параметр}	(P,	{Давление пара, МПа}
{Выходные параметры}		
<b>Ts</b> ,	{	Температура насыщения, °С}
<b>VI</b> ,	{	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг}
<b>hI</b> ,	{	Энтальпия, кДж/кг}
<b>r</b> ,	{	Теплота парообразования, Дж/кг}
<b>ROk</b> ,	{	Плотность, кг/м <sup>3</sup> }
<b>LAk</b> ,	{	Теплопроводность, Вт/(м·К)}
<b>MUk</b> ,	{	Динамическая вязкость, Па·с}
<b>NUk</b> ,	{	Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с}
<b>PRk</b> )	{	Число Прандтля }

2. К процедуре определения теплофизических свойств воды и перегретого пара по давлению и температуре

#### **TFSWP**

{Входные параметры}	(P,	{ Давление, МПа}
	t,	{ Температура, °С}
{Выходные параметры}		
<b>V</b> ,	{	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг}
<b>RO</b> ,	{	Плотность, кг/м <sup>3</sup> }
<b>LA</b> ,	{	Теплопроводность, Вт/(м·К)}
<b>MU</b> ,	{	Динамическая вязкость, Па·с}
<b>NU</b> ,	{	Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с}
<b>PR</b> ,	{	Число Прандтля }
<b>CP</b> )	{	Теплоемкость, Дж/(кг·К)}

3. К функции определения температуры воды по давлению и энтальпии

**ТСр** {Температура, °С}  
{Входные параметры}  
(P, { Давление, МПа}  
h) { Энтальпия, кДж/кг }

4. К процедуре расчета коэффициента теплоотдачи от стенки к воде в ПВД (Вынужденное течение внутри труб с учетом поправки на изгиб спирали)

**ALFA2W**  
{Входные параметры}  
(Pw, { Давление воды, МПа}  
tw, { Средняя температура воды, °С}  
Ww, { Скорость воды, м/с }  
dvn, { Внутренний диаметр трубок, м}  
Rsr, { Средний радиус спирали, м}  
{Выходной параметр}  
**A2)** {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

5. К процедуре определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара

**ALFA1sp**  
{Входные параметры}  
(P, { Давление пара, МПа}  
udQ, { Удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>}  
Hsr, { Характерный геометрический размер, м;  
для спирально-коллекторных ПВД  
он равен  $Hsr = n \cdot dn$ , где  
 $n$  – число трубок м/у перегородками,  
 $dn$  – наружный диаметр трубок  
змеевиков}  
{Выходной параметр}  
**A1sp)** {Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}

6. К процедуре расчета коэффициента теплоотдачи от пара к стенке в пароохладителеспирально-коллекторных ПВД (Наружное поперечное обтекание колонны змеевиков [17]).

### **ALFA1Wpo**

{Входные параметры}

(P, { Давление пара, МПа}  
t, { Средняя температура пара, °С}  
Gr, { Расход пара, кг/с}  
dn, { Наружный диаметр трубок змеевиков, м}  
Npl, { Число плоскостей навивки змеевиков}  
Npot, { Число потоков пара}  
Lzm, { Длина змеевика, м}

{Выходные параметры}

**A1po**, { Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)}  
**Wp**) { Скорость пара, м/с}

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лесин В. В., Лисовец Ю. П. Основы методов оптимизации. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.: ил.
2. Ногин В. Д., Протодьяконов И. О. Основы теории оптимизации: учеб. пособие для студентов вузов / под ред. И. О. Протодьяконова. – М.: Высш. шк., 1986.
3. Аоки М. Введение в методы оптимизации. – М.: Наука, 1977.
4. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. – М.: Мир, 1982.
5. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – М.: Энергия, 1978.
6. Данилина Н. И. и др. Численные методы: учебник для техникумов. – М.: Высш. шк., 1976.
7. Заварыкин В. М., Житомирский В. Г., Лапчик М. П. Численные методы: учеб. пособие для студентов физ.-мат. спец. пед. ин-тов. – М.: Просвещение, 1990. – 176 с.: ил.
8. Турчак Л. И. Основы численных методов. – М.: Наука, 1987.
9. Левенталь Г. Б., Попырин Л. С. Оптимизация теплоэнергетических установок / под ред. М. А. Стыриковичаю. – М.: Энергия, 1970.
10. Зорин В. М. Исследование и математическое моделирование АЭС на основе системного подхода. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
11. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В. Я. Гиршфельда. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
12. Качан А. Д., Яковлев Б. В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Минск: Высшая школа, 1982.
13. Качан А. Д., Муковозчик Н. В. Технико-экономические основы проектирования ТЭС. – Минск: Высшая школа, 1983.
14. Качан А. Д. Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС. – Минск: Высшая школа, 1985.
15. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.: ил.
16. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.
17. Щепетильников М. И., Хлопушин В. И. Расчет теплообменного оборудования тепловых электрических станций: учебное пособие. – Иваново: Изд-во ИПИ, 1979.
18. Курицкий Б.Я. Поиск оптимальных решений средствами Excel 7.0 – СПб: ВНУ – Санкт-Петербург, 1977, 384 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>3</b>
<b>1. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ</b>	
<b>ОБЪЕКТОВ ОПТИМИЗАЦИИ .....</b>	<b>6</b>
<b>1.1. Основы теории погрешностей .....</b>	<b>7</b>
<b>1.2. Определение параметров воды и водяного пара</b>	
<b>с помощью ПВЭМ .....</b>	<b>10</b>
1.2.1. Определение параметров перегретого пара	
в процессе расширения .....	11
1.2.2. Определение параметров мокрого пара	
в процессе расширения .....	11
1.2.3. Проверка состояния пара	
в конце теоретического расширения .....	13
1.2.4. Проверка состояния пара	
в конце действительного расширения .....	15
<b>1.3. Численные методы решения нелинейных уравнений</b>	
<b>при моделировании теплового оборудования ТЭС .....</b>	<b>16</b>
1.3.1. Численные методы решения нелинейных уравнений	
с одним неизвестным .....	16
1.3.1.1. Графическое решение нелинейного уравнения .....	17
1.3.1.2. Метод половинного деления .....	18
1.3.1.3. Метод простой итерации .....	19
1.3.1.4. Метод хорд .....	24
1.3.1.5. Метод Ньютона .....	26
1.3.1.6. Видоизмененный метод Ньютона .....	27
1.3.2. Оптимальная последовательность расчета схем	
теплоэнергетических установок.....	27
1.3.3. Решение системы нелинейных уравнений	
методом простой итерации .....	33
1.3.4. Решение системы нелинейных уравнений	
методом Зейделя .....	35
1.3.5. Использование метода половинного деления	
в поверочном тепловом расчете поверхностного	
пароводяного подогревателя .....	35
1.3.6. Использование метода Зейделя для расчета теплопередачи	
при конденсации пара в поверхностном теплообменнике .....	40



1.3.7. Использование метода Зейделя при переводе конденсационной турбоустановки в теплофикационный режим .....	43
1.3.8. Моделирование тепловой схемы .....	51
<b>2. МЕТОДЫ ОДНОМЕРНОЙ МИНИМИЗАЦИИ .....</b>	<b>55</b>
2.1. Предварительные сведения .....	55
2.2. Метод матанализа (классический) .....	60
2.3. Метод перебора .....	61
2.4. Метод дихотомии (первый метод деления отрезка пополам) .....	63
2.5. Метод «золотого» сечения .....	65
2.6. Метод Фибоначчи .....	69
2.7. Метод средней точки .....	73
2.8. Метод парабол .....	75
<b>3. МЕТОДЫ МНОГОМЕРНОЙ МИНИМИЗАЦИИ .....</b>	<b>79</b>
3.1. Графическая интерпретация целевой функции. Линии уровня .....	79
3.2. Классификация численных методов многомерной минимизации .....	82
3.3. Дифференцирование функции многих переменных .....	83
3.4. Классический метод минимизации функции многих переменных .....	88
3.5. Теоретические основы методов спуска .....	90
3.6. Методы спуска .....	99
3.6.1. Градиентный метод .....	99
3.6.2. Метод наискорейшего спуска .....	106
3.6.3. Метод координатного спуска .....	114
<b>4. ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК .....</b>	<b>120</b>
4.1. Основные теоретические сведения .....	120
4.1.1. Влияние начального давления пара на термический КПД цикла Ренкина .....	120
4.1.2. Выбор оптимального давления промперегрева .....	122
4.1.3. Выбор оптимальной температуры питательной воды .....	124
4.1.4. Выбор оптимального разделительного давления в паротурбинных установках насыщенного пара с сепарацией .....	126
4.2. Использование методов минимизации для выбора оптимальных термодинамических параметров ПТУ .....	130
4.2.1. Метод перебора для поиска оптимальных начальных параметров ПТУ .....	130

4.2.2. Градиентный метод для выбора оптимальных значений давления двукратного промперегрева .....	133
4.2.3. Метод координатного спуска для расчета оптимальных значений начального давления и температуры питательной воды .....	142
<b>5. ТИПИЧНЫЕ ЗАДАЧИ</b>	
<b>ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ .....</b>	<b>149</b>
<b>5.1. Выбор оптимального диаметра паропровода острого пара .....</b>	<b>149</b>
<b>5.2. Техничко-экономический выбор оптимального диаметра паропровода горячей нитки промперегрева .....</b>	<b>158</b>
<b>5.3. Техничко-экономический выбор температурных напоров в поверхностных регенеративных подогревателях .....</b>	<b>159</b>
5.3.1. Выбор оптимального недогрева .....	162
5.3.2. Выбор оптимального температурного напора охладителя дренажа .....	173
5.3.3. Выбор оптимального остаточного ререгрева пара в пароохладителе .....	180
<b>5.4. Выбор оптимальной скорости воды в пучке турб поверхностного теплообменника .....</b>	<b>187</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ .....</b>	<b>192</b>
<b>Приложение 1. Использование среды TURBO-PASKAL для моделирования .....</b>	<b>192</b>
<b>Приложение 2. Набор программных модулей для расчета термических КПД ПТУ .....</b>	<b>195</b>
<b>Приложение 3. Параметры регенеративной схемы некоторых ПТУ .....</b>	<b>197</b>
<b>Приложение 4. Исходные данные для теплового расчета регенеративных подогревателей ПТУ .....</b>	<b>199</b>
<b>Приложение 5. Модуль для автоматизированного проектирования ПНД .....</b>	<b>200</b>
<b>Приложение 6. Модуль для автоматизированного проектирования ПВД .....</b>	<b>203</b>
<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>206</b>

**Ольга Юрьевна Ромашова**

**МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ И РАСЧЕТЫ НА ЭВМ  
ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ**

Учебное пособие

Редактор  
Н. Т. Синельникова

Подписано к печати  
Формат 60×84/16. Бумага офсетная.  
Плоская печать. Усл. печ. л. 21,21. Уч.-изд. л. 11,05.  
Тираж        экз. Заказ        . Цена свободная.  
Издательство ТПУ. 634050, Томск, пр. Ленина, 30.