

ГЛАВА 4. МОДЕРНИЗАЦИЯ И РАСЧЁТ ОТДЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ УСТРОЙСТВ.

4.1. Постановка вопроса.

Широкое внедрение и освоение компьютерной техники открывает неограниченные возможности организации систематического мониторинга и последующего усовершенствования как теплоэнергетических процессов, так и действующего оборудования. Имеющиеся программные средства по тепловым расчётам котлов и отдельных тепловых устройств не всегда адекватны реальным условиям работы оборудования в процессе эксплуатации. Поэтому при применении в условиях производства такие программные средства нуждаются в серьёзной переработке с соблюдением основных принципов, лежащих в основу их создания.

Уже сейчас традиционные режимные карты котлов и прочего вспомогательного оборудования целесообразно заменить адекватными программными средствами, создаваемыми на основании результатов систематического мониторинга и соответствующих типовых методов анализа ТЭП. Поэтому работы в этом направлении следует считать актуальными.

Изложенные в данной главе методы тепловых расчётов котлов типа ДЕ-25, ДКВР и КВГМ могут быть использованы при разработке рабочих программ для организации оперативного контроля и систем АСУ ТП.

Повсеместное внедрение когенерационных установок (КГУ) в энергетическом хозяйстве страны требует тщательного анализа и сопоставления их эффективности на фоне действующих традиционных паротурбинных ТЭЦ и котельных. Поэтому работы по созданию соответствующих программных средств также следует считать актуальными, как в сугубо познавательных целях, так и в целях корректировки политики энергосбережения топливно-энергетических ресурсов регионов страны.

Во избежание недоразумений в данном случае и в последующих расчётах применительно к котлам типа ДЕ-25, ДКВР и КВГМ и др. поверхность фестона классифицируем как частный случай конвективного пучка с присущими ему условиями работы.

4.2. Модельные исследования парового котла типа ДЕ-25 на твёрдом топливе.

Опыт эксплуатации котлов показывает, что отсутствие программных средств, позволяющих систематически анализировать их технико-экономические показатели, является существенным пробелом в области организации оперативного контроля за работой оборудования. Поэтому демонстрация алгоритма по тепловому расчёту котла типовой конструкции представляет практический интерес в том отношении, что позволит любому компетентному специалисту в этой области знаний создать нечто подобное и даже лучшее в рамках своего представления поставленной задачи.

Ниже рассмотрим порядок теплового расчёта парового котла традиционной конструкции, у которого в порядке модернизации установлена камера для предварительной подсушки влажного топлива, подаваемого в топку. Кроме того, в целях исследования конструкции и режимов работы котла, га-

зоход за пароперегревателем разделён на две части: в одной из них располагается трубчатый воздухоподогреватель, а в другой – водяной экономайзер чугунного типа. Распределения потоков газов по обоим газоходам устанавливаются перед началом расчётов в порядке исходных данных.

Расчёт котла сводится к решению системы из 8 - и уравнений с 8 - ю неизвестными.

1. Уравнение теплового баланса пароперегревателя по расходу пара:

$$i_{\text{пп}}^{\text{бал}} = i_{\text{пп}}^{\text{вх}} + Q_{\text{пп}}^{\text{тп}} B_p D_p^{-1} = i_{\text{пп}}^{\text{вых}}, \quad (4.1)$$

где $i_{\text{пп}}^{\text{бал}} = i_{\text{пп}}^{\text{вых}}$ – энтальпия перегретого пара за пароперегревателем, вычисляемая с одной стороны по тепловому балансу ($i_{\text{пп}}^{\text{бал}}$) и на основании параметров пара за котлом ($i_{\text{пп}}^{\text{вх}}$) по формулам аппроксимации ВТИ (рис. 4.3).

2. Уравнение передачи теплоты поверхностям нагрева в камере горения (сушки топлива):

$$t_{\text{кг}}^{\text{вых}} = \frac{t_a + 273}{1 + M_{\text{кг}} \left(\frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\text{ткг}} \Psi_{\text{ср}}^{\text{кг}} F_{\text{кг}}^{\text{ст}} (t_a + 273)^3}{\phi B_p 10^3 (VC)_{\text{кг}}} \right)^{0,6}} - 273. \quad (4.2)$$

3. Уравнение передачи теплоты поверхностям нагрева в камере дожигания (топке котла):

$$t_{\text{т}}^{\text{вых}} = \frac{t_{\text{кг}}^{\text{вых}} + 273}{1 + M_{\text{т}} \left(\frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\text{тт}} \Psi_{\text{ср}}^{\text{т}} F_{\text{т}}^{\text{ст}} (t_{\text{кг}}^{\text{вых}} + 273)^3}{\phi B_p 10^3 (VC)_{\text{т}}} \right)^{0,6}} - 273. \quad (4.3)$$

4. Сопоставление тепловосприятий 1-го конвективного пучка (фестона), вычисленного на основании уравнения теплопередачи $Q_{\text{к1}}^{\text{тп}}$ и на основании уравнения теплового баланса $Q_{\text{к1}}^{\text{г}}$ по газам:

$$Q_{\text{к1}}^{\text{тп}} = K_{\text{к1}} H_{\text{к1}} \Delta \tau_{\text{к1}} B_p^{-1} 10^{-3} = \phi (I_{\text{т}}^{\text{вых}} - I_{\text{к1}}^{\text{вых}}) = Q_{\text{к1}}^{\text{г}}. \quad (4.4)$$

5. Сопоставление тепловосприятий 2-го конвективного пучка, вычисленного на основании уравнения теплопередачи $Q_{\text{к2}}^{\text{тп}}$ и на основании уравнения теплового баланса $Q_{\text{к2}}^{\text{г}}$ по газам:

$$Q_{\text{к2}}^{\text{тп}} = K_{\text{к2}} H_{\text{к2}} \Delta \tau_{\text{к2}} B_p^{-1} 10^{-3} = \phi (I_{\text{к1}}^{\text{вых}} - I_{\text{к2}}^{\text{вых}}) = Q_{\text{к2}}^{\text{г}}. \quad (4.5)$$

6. Сопоставление тепловосприятий пароперегревателя, вычисленного на основании уравнения теплопередачи $Q_{\text{пп}}^{\text{тп}}$ и на основании уравнения теп-

лового баланса $Q_{\text{ПП}}^{\Gamma}$ по газам:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} = K_{\text{ПП}} N_{\text{ПП}} \Delta\tau_{\text{ПП}} V_{\text{р}}^{-1} 10^{-3} = \varphi(I_{\text{К2}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}) = Q_{\text{ПП}}^{\Gamma}. \quad (4.6)$$

7. Сопоставление тепловосприятий воздухоподогревателя, вычисленного на основании уравнения теплопередачи $Q_{\text{ВП}}^{\text{ТП}}$ и на основании уравнения теплового баланса $Q_{\text{ВП}}^{\Gamma}$ по газам:

$$Q_{\text{ВП}}^{\text{ТП}} = K_{\text{ВП}} N_{\text{ВП}} \Delta\tau_{\text{ВП}} V_{\text{р}}^{-1} 10^{-3} (1 - \beta_{\text{ВЭ}}) = \varphi(I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}) = Q_{\text{ВП}}^{\Gamma}. \quad (4.7)$$

8. Сопоставление тепловосприятий водяного экономайзера, вычисленного на основании уравнения теплопередачи $Q_{\text{ВЭ}}^{\text{ТП}}$ и на основании уравнения теплового баланса $Q_{\text{ВЭ}}^{\Gamma}$ по газам:

$$Q_{\text{ВЭ}}^{\text{ТП}} = K_{\text{ВЭ}} N_{\text{ВЭ}} \Delta\tau_{\text{ВЭ}} V_{\text{р}}^{-1} 10^{-3} \beta_{\text{ВЭ}} = \varphi(I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}}) = Q_{\text{ВЭ}}^{\Gamma}. \quad (4.8)$$

В результате решения системы (4.1) – (4.8) вычисляются основные показатели, определяющие все остальные аргументы, характерные для исследуемой конструкции котла и режима его работы:

$t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура перегретого пара за пароперегревателем.

$t_{\text{КГ}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из камеры горения котла.

$t_{\text{Т}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из топки котла.

$t_{\text{К1}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из конвективного пучка 1 (фестона).

$t_{\text{К2}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из конвективного пучка 2.

$t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХГ}}$ – Температура газов на выходе из пароперегревателя котла.

$t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из воздухоподогревателя котла.

$t_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из водяного экономайзера котла.

На рис. 4.1а,б,в – 4.3 даны фрагменты из рабочего листа программного файла ПК2 со всеми обозначениями исходных данных и результатов расчёта котла в порядке движения топлива и продуктов сгорания: камера горения (сушки топлива) – топка – конвективный пучок 1 – конвективный пучок 2 – пароперегреватель – воздухоподогреватель и водяной экономайзер. Здесь же указаны размерности соответствующих показателей.

Обозначения и расчётные формулы исследуемых показателей приведены в порядке их представления на рабочем файле ПК2. В целях детализации методики расчётов многие из них, относящихся к разным поверхностям нагрева котла, повторяются, что, по мнению автора работы, способствует также повышенному восприятию излагаемого материала.

Расчётные формулы, приведенные ниже, разработаны с учётом рекомендаций по тепловому расчёту котла [51] и ряда других источников.

4.2.1. Общие показатели.

4.2.1.1. Исходные данные.

$\beta_{вэ}$ – РЕЖИМ РАБОТЫ КОТЛА: доля дымовых газов, поступающих на водяной экономайзер, от общего массового расхода, поступающего после пароперегревателя. Случай $\beta_{вэ} = 0$, т. е. полное отсутствие водяного экономайзера, не рекомендуется и в данной программе расчётов не предусмотрен.

$D_{п}^{НОМ}$ – Номинальная нагрузка котла по пару.

$P_{пп}^{НОМ}$ – Давление перегретого пара за пароперегревателем при номинальной нагрузке котла $D_{п}^{НОМ}$.

$D_{п}$ – Расчётная нагрузка котла по пару.

$P_{бар}$ – Давление насыщенного пара в барабане котла.

$t_{пв}^{вх}$ – Температура питательной воды на входе в котёл, т.е. после подогревателя, (возможно частично зашунтированного) установленного за деаэратором.

$g_{пр}$ – Относительная (в %) величина непрерывной продувки котла в сравнении с его паропроизводительностью $D_{п}$.

$t_{хв}$ – Температура холодного воздуха на входе в калорифер.

$\Delta t_{кф}$ – Подогрев воздуха отборным паром в калорифере

$C^Г$, $H^Г$, $N^Г$, $O^Г$, $S^Г$ – Содержание углерода, водорода, азота, кислорода и серы в горючей массе топлива.

A^c – Зольность сухой массы топлива.

W^P – Рабочая влажность топлива.

$t_{тл}$ – Температура топлива, подаваемого на горение.

$c_{тп}^c$ – Теплоёмкость сухого топлива.

$t_{зол}$ – Температура золы в шлаке и провале.

$\alpha_{шл}$ – Доля золы топлива в шлаке и провале.

$\Gamma_{шл}$ – Содержание горючих в шлаке и провале.

$\Gamma_{ун}$ – Содержание горючих в уносе.

$\alpha'_и$ – Исходный коэффициент избытка воздуха, подаваемого в камеру горения топлива из воздухоподогревателя.

$\Delta\alpha_{кг}$ – Коэффициент присоса (присадки с помощью вентилятора) холодного воздуха в камеру горения топлива.

q_3 – Балансовая составляющая потерь с химнедожогом.

$q_5^{НОМ}$ – Балансовая составляющая потерь в окружающую среду при номинальной нагрузке котла по пару $D_{п}^{НОМ}$.

4.2.1.2. Расчётные формулы.

$\Theta_{ка}$ – Полная тепловая нагрузка котла, включая возмещение потерь теплоты в камере горения:

Тепловой и конструкторский расчёты парового котла.

Разраб. д.т.н. Б. Байрашевский.

Технологическая модель: топливо - камера горения - топка - конвективный пучок 1 - конвективный пучок 2 - пароперегреватель; далее параллельные газоходы воздухоподог-

СОХР в1	ВОСС в1	ревателя и водяного экономайзера						$\Theta_{ка}$	Вар.1: $t_{пп}$, КГ, Т, К1, К2. ПП. ВП. ВЭ		
СОХР в2	ВОСС в2	← Исходные данные						8,17			
СОХР в3	ВОСС в3	1.Общие показатели						8,17	Вар. 2: $t_{пп}$, КГ, Т, К1, К2. ПП. ВП. ВЭ		
СОХР в4	ВОСС в4							Гкал/ч			
СОХР в5	ВОСС в5	Обозн.	$\beta_{вэ}$	$D_{п}^{ном}$	$P_{пп}^{ном}$	$D_{п}$	$\Theta_{пар\ ка}$	$(\Sigma Q)_{ка}$	$Q_{ка}$	$\delta_{\Delta G}$	
СОХР в6	ВОСС в6	Вар1.	0,5	10,0	24,0	10,0	6,38	1474,7	1497,9	-1,6	
СОХР в7	ВОСС в7	Вар2.	0,5	10,0	24,0	10,0	6,38	1474,7	1497,9	-1,6	
СОХР в8	ВОСС в8	Разм.	-	т/ч	кгс/см ²	т/ч	Гкал/ч	ккал/кг	ккал/кг	%	
Обозн.	$P_{бар}$	$P_{ввх\ пп}$	$P_{р\ пп}$	$t_{вх\ пв}$	$g_{пр}$	$t_{хв}$	$\Delta t_{кф}$	$t_{ввх\ пп}$	$i_{бал\ пп}$	$i_{ввх\ пп}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	25,0	24,00	24,50	100	2,0	20,0	0	329,0	736,0	736,0	-1E-07
Вар2.	25,0	24,00	24,50	100	2,0	20,0	0	329,0	736,0	736,0	-1E-07
Разм.	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	°C	%	°C	°C	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	C^r	H^r	N^r	O^r	S^r	A^c	W^p	$t_{ввх\ кг}$	$Q_{кг}$	$t_{ввх\ кг}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	58,30	5,80	4,00	30,80	1,10	12,00	50,00	1244,2	328,1	1244,2	1E-09
Вар2.	58,30	5,80	4,00	30,80	1,10	12,00	50,00	1244,2	328,1	1244,2	1E-09
Разм.	%	%	%	%	%	%	%	°C	ккал/кг	°C	%
Обозн.	$t_{тл}$	$c_{тл}^c$	$t_{зол}$	$\alpha_{шл}$	$\Gamma_{шл}$	$\Gamma_{ун}$	$W^п$	$t_{ввх\ т}$	$Q_{т}$	$t_{ввх\ т}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	20,0	0,31	120,0	0,9	0,5	0,2	24,20	916,7	329,6	916,7	-3E-09
Вар2.	20,0	0,31	120,0	0,9	0,5	0,2	24,20	916,7	329,6	916,7	-3E-09
Разм.	°C	кк/(кг°C)	°C	-	%	%	кг%10 ³ /кк	°C	ккал/кг	°C	%
Обозн.	$\alpha'_{и}$	$\Delta \alpha_{кг}$	$\alpha_{и}$	q_2	q_3	q_4	$q_{кг5}$	$t_{ввх\ к1}$	$Q_{к1}^{тп}$	$Q'_{к1}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	1,2	0,4	0,80	22,84	0,01	0,1	15,78	865,7	68,3	68,3	5E-07
Вар2.	1,2	0,4	0,80	22,84	0,01	0,1	15,78	865,7	68,3	68,3	5E-07
Разм.	-	-	-	%	%	%	%	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	$q_5^{ном}$	q_6	$\eta_{бр}$	A^p	a^p	C^p	$t_{ввх\ к2}$	$Q_{к2}^{тп}$	$Q'_{к2}$	$\delta_{\Delta G}$	
Вар1.	5,0	5,00	0,07	71,97	6,00	0,44	25,65	603,3	403,2	403,2	-2E-08
Вар2.	5,0	5,00	0,07	71,97	6,00	0,44	25,65	603,3	403,2	403,2	-2E-08
Разм.	%	%	%	%	%	-	%	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	H^p	N^p	O^p	S^p	$Q^p_{в}$	$Q^p_{н}$	$Q^p_{р}$	$t_{ввх\ пп}$	$Q_{пп}^{тп}$	$Q'_{пп}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	2,55	1,76	13,55	0,48	2504	2066	2079	506,5	139,2	139,2	-2E-08
Вар2.	2,55	1,76	13,55	0,48	2504	2066	2079	506,5	139,2	139,2	-2E-08
Разм.	%	%	%	%	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	$c_{тл}$	$i_{тл}$	V_{N2}^o	V_{RO2}	V_{H2O}^o	$V_{сг}$	$V_{г}$	$t_{ввх\ вп}$	$Q_{вп}^{тп}$	$Q'_{вп}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	0,66	13,1	2,006	0,482	0,944	2,488	3,432	411,4	135,6	135,6	-4E-09
Вар2.	0,66	13,1	2,006	0,482	0,944	2,488	3,432	411,4	135,6	135,6	-4E-09
Разм.	кк/(кг°C)	ккал/кг	нм ³ /кг	нм ³ /кг	нм ³ /кг	нм ³ /кг	нм ³ /кг	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	V^o	$i_{хв}$	I_{yx}	α_{yx}	t_{yx}	B	B_p	$t_{ввх\ вэ}$	$Q_{вэ}^{тп}$	$Q'_{вэ}$	$\delta_{\Delta G}$
Вар1.	2,522	15,80	496,3	1,33	318,4	5,46	5,46	225,4	412,6	412,6	-8E-08
Вар2.	2,522	15,80	496,3	1,33	318,4	5,46	5,46	225,4	412,6	412,6	-8E-08
Разм.	нм ³ /кг	ккал/кг	ккал/кг	-	°C	т/ч	т/ч	°C	ккал/кг	ккал/кг	%
Обозн.	φ	$Q_{ввн}$	C_{A1}	C_{A2}	$C_{Б1}$	$C_{Б2}$	R_1	R_2	$\Sigma 100$		
Вар1.	0,935	0,00	1E-04	6E-05	1E+00	0,6198	4,2153	3,3129	100,00		
Вар2.	0,935	0,00	1E-04	6E-05	1E+00	0,6198	4,2153	3,3129	100,00		
Разм.	-	ккал/кг	Разм.	Разм.	Разм.	Разм.	Разм.	Разм.	Разм.	%	

2. Камера подсушки топлива и горения

Обозн.	$F_{кг}^{ст}$	$V_{кг}^{об}$	$S_{кг}$	$R_{кг}$	$\alpha_{сткг}$	$\psi_{сд}^{кг}$	$M_{кг}$	$d_{зл}$	$G_{гк}$	I_a	$I_{ввх\ кг}$
Вар1.	164,0	120,0	30,0	20,0	0,8	0,02	0,52	20,0	4,23	2145,1	1794,2
Вар2.	164,0	120,0	30,0	20,0	0,8	0,02	0,52	20,0	4,23	2145,1	1794,2
Разм.	м ²	м ³	м ²	м ²	-	-	-	мкм	кг/кг	ккал/кг	ккал/кг
Обозн.	t_a	$t_{фкг}$	$t_{ст}$	$\alpha_{ввх\ кг}$	$\alpha_{ср\ кг}$	$V_{кг}^{ср}$	$V_{кг}^{H2O}$	$r_{кг}^{RO2}$	$r_{кг}^{H2O}$	$\rho_{кг}^o$	$\rho_{кг}$
Вар1.	1452,6	1223,7	1173,1	1,20	1,00	3,432	0,944	0,140	0,275	1,22821	0,122
Вар2.	1452,6	1223,7	1173,1	1,20	1,00	3,432	0,944	0,140	0,275	1,22821	0,122
Разм.	°C	°C	°C	-	-	нм ³ /кг	нм ³ /кг	-	-	кг/нм ³	-
Обозн.	$\mu_{зол}$	$(k_{ггн})_{кг}$	$(k_{зл\ \mu_{зл}})_{кг}$	$k_{гг}^{кг}$	$(VC)_{кг}$	$S_{кг}$	$a_{фкг}$	$a_{ткг}$	$q_{гг}^{кг}$	$q_{гг}^{с}$	$q_{гг}^{в}$
Вар1.	0,0014	0,194	0,0056	0,2149	1,459	2,6341	0,432	0,981	564206	376137	94034
Вар2.	0,0014	0,194	0,0056	0,2149	1,459	2,6341	0,432	0,981	564206	376137	94034
Разм.	кг/кг		$1/(м^*кгс/см^2)$	ккал/кг	м	-	-	-	кк/(м ² ч)	кк/(м ² ч)	кк/(м ³ ч)

Рис. 4.1а. Выкопировка из программного файла ПК2.

$$\Theta_{\text{ка}} = [i_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} - 1,003t_{\text{ПВ}}^{\text{ВХ}} + g_{\text{ПР}} 0,01(i_{\text{КВ}} - 1,003t_{\text{ПВ}}^{\text{ВХ}})] D_{\text{П}} 10^{-3} + Q_{\text{КГ}} V_{\text{р}} 10^{-3}.$$

$\Theta_{\text{ка}}^{\text{пар}}$ – Полезная паровая нагрузка котла:

$$\Theta_{\text{ка}}^{\text{пар}} = \Theta_{\text{ка}} - Q_{\text{КГ}} V_{\text{р}} 10^{-3}.$$

$\delta_{\Delta G}$ – Относительная погрешность при сведении теплового баланса в %. В сущности это коэффициент корреляции, определяющий расхождения между теоретическими балансами тепловосприятий поверхностей нагрева котла по воде, пару и газам с одной стороны и полуэмпирическими зависимостями, определяющими коэффициенты теплопередачи на поверхностях нагрева с другой стороны, т. е.

$$\delta_{\Delta G} = 100[(\Sigma Q)_{\text{ка}} - Q_{\text{ка}}] / Q_{\text{ка}},$$

где

$(\Sigma Q)_{\text{ка}}$ – суммарная тепловая нагрузка котла по всем ступеням нагрева в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$(\Sigma Q)_{\text{ка}} = Q_{\text{КГ}} + Q_{\text{T}} + Q_{\text{К1}}^{\text{ТП}} + Q_{\text{К2}}^{\text{ТП}} + Q_{\text{ПП}}^{\text{ТП}} + Q_{\text{ВЭ}}^{\text{ТП}} \beta_{\text{ВЭ}};$$

$Q_{\text{ка}}$ – суммарная тепловая нагрузка котла в расчёте на 1 кг сожжённого топлива, включая потери теплоты в камере горения, из учёта тепловой нагрузки $\Theta_{\text{ка}}$ в целом:

$$Q_{\text{ка}} = \Theta_{\text{ка}} 10^3 V_{\text{р}}^{-1}.$$

$P_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Давление перегретого пара за пароперегревателем при нагрузке котла $D_{\text{П}}$:

$$P_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} = P_{\text{бар}} - (P_{\text{бар}} - P_{\text{ПП}}^{\text{НОМ}}) \left(\frac{D_{\text{П}}}{D_{\text{П}}^{\text{НОМ}}} \right)^2.$$

$P_{\text{ПП}}^{\text{ср}}$ – Среднее давление перегретого пара в пароперегревателе при нагрузке котла $D_{\text{П}}$:

$$P_{\text{ПП}}^{\text{ср}} = 0,5(P_{\text{бар}} + P_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}).$$

$Q_{\text{КГ}}$ – Количество теплоты, воспринятое в камере горения на 1 кг сожжённого топлива, т. е. теплоты, затрачиваемой на подсушку топлива в ней и теряемую в окружающую среду:

$$Q_{\text{КГ}} = \varphi(I_{\text{а}} - I_{\text{КГ}}^{\text{ВЫХ}}).$$

Q_{T} – Тепловосприятие топки в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$Q_{\text{T}} = \varphi(I_{\text{КГ}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{T}}^{\text{ВЫХ}}).$$

$W^{\text{П}}$ – Приведенная влажность топлива:

$$W^{\text{П}} = W^{\text{р}} 10^3 (Q_{\text{Н}}^{\text{р}})^{-1}.$$

$\alpha_{и}$ – Исходный коэффициент избытка воздуха, подаваемого в камеру горения топлива:

$$\alpha_{и} = \alpha'_{и} - \Delta\alpha_{кг}.$$

q_2 – Балансовая составляющая потерь с уходящими газами на выходе

3. Топка.

Обозн.	$F_{Т}^{сТ}$	$V_{Т}^{оТ}$	$S_{Т}$	X	ξ	$M_{Т}$	$\Delta\alpha_{Т}$	$\alpha^{ввix}_{Т}$	$\alpha^{ср}_{Т}$	$V^{ср}_{Т}$	$V^{Т}_{H2O}$
Вар1.	63,2	27,1	12,3	0,8	0,6	0,52	0,02	1,22	1,21	3,970	0,952
Вар2.	63,2	27,1	12,3	0,8	0,6	0,52	0,02	1,22	1,21	3,970	0,952
Разм.	M^2	M^3	M^2	-	-	-	-	-	-	$HM^3/кг$	$HM^3/кг$
Обозн.	Γ_{R02}^T	Γ_{H2O}^T	$\rho_{Т}^o$	$(k_{г}r_{п})_{Т}$	$k_{г}^T$	$(VC)_{Т}$	$S_{Т}$	$a_{фТ}$	$a_{ТТ}$	$\Psi_{ср}^T$	$I_{ввix}^T$
Вар1.	0,121	0,240	1,237	0,295	0,295	1,603	1,5442	0,366	0,546	0,48	1441,7
Вар2.	0,121	0,240	1,237	0,295	0,295	1,603	1,5442	0,366	0,546	0,48	1441,7
Разм.	-	-	$кг/нм^3$	$1/(M^*кгс/см^2)$	$ккал/кг$	M	-	-	-	-	$ккал/кг$
Обозн.	$t_{фТ}$	$q_{Тs}$	$q_{Тv}$								
Вар1.	976,2	915919	416388								
Вар2.	976,2	915919	416388								
Разм.	oC	$кк/(M^2ч)$	$кк/(M^3ч)$								

4. Конвективный пучок 1.

Компоновка труб коридорная (К): $C = 1$			$C =$	Вар1. 1	$X_{к1}^{ноп} =$	Вар1. 0,999	Компоновка труб шахматная (Ш): $C = 0$				
Вар2. 1				Вар2. 1		Вар2. 0,999					
Обозн.	$V_{газ1}$	$a_{газ1}$	$L_{к1}^{тип}$	$d_{нк1}$	$n_{к1}$	$J_{к1}$	$S_{к1}^1$	$S_{к1}^2$	$\xi_{к1}$	$\epsilon_{к1}$	$a_{заг}^{к1}$
Вар1.	1,1	1,1	1,2	0,051	8	10	0,151	0,151	0,95	0,02	0,82
Вар2.	1,1	1,1	1,2	0,051	8	10	0,151	0,151	0,95	0,02	0,82
Разм.	M	M	M	M	-	-	M	M	-	$M^2ч^oC/кк$	-
Обозн.	$\Delta\alpha_{к1}$	C_{z1}	C_{S1}	$F_{к1}^{ноп}$	$F_{к1}^{пр}$	$H_{к1}$	$d_{з1}$	$N_{к1}^{тип}$	$\alpha^{ввix}_{к1}$	$\alpha^{ср}_{к1}$	$V^{ср}_{к1}$
Вар1.	0,02	0,95	0,97	0,830	1,047	15,38	0,082	80	1,24	1,23	4,021
Вар2.	0,02	0,95	0,97	0,830	1,047	15,38	0,082	80	1,24	1,23	4,021
Разм.	-	-	-	M^2	M^2	M^2	M	-	-	-	$HM^3/кг$
Обозн.	$V_{H2O}^{к1}$	$\Gamma_{R02}^{к1}$	$\Gamma_{H2O}^{к1}$	$\rho_{к1}^o$	$(k_{г}r_{п})_{к1}$	$(k_{зл}r_{зл})_{к1}$	$S_{к1}$	$a_{к1}$	$W_{к1}^{ноп}$	$W_{к1}^{пр}$	$I_{ввix}^{к1}$
Вар1.	0,953	0,120	0,237	1,2377	0,5569	0,0066	0,466	0,231	31,30	24,84	1368,6
Вар2.	0,953	0,120	0,237	1,2377	0,5569	0,0066	0,466	0,231	31,30	24,84	1368,6
Разм.	$HM^3/кг$	-	-	$кг/нм^3$	$1/(M^*кгс/см^2)$	M	-	-	M / c	M / c	$ккал/кг$
Обозн.	$t_{ввix}^{к1}$	$t_{гк1}^{ср}$	$t_{зст}^{к1}$	$\Lambda_{к1}^Г$	$V_{к1}^Г$	$Pr_{к1}^Г$	$\alpha_{1кор}^{ноп}$	$\alpha_{1ш}^{ноп}$	$\alpha_{1пр}^{ноп}$	$\alpha_{лк1}$	$K_{к1}^{нопк}$
Вар1.	865,7	891,2	282,9	0,0854	0,0001	0,5851	132,6	356,2	66,46	29,51	36,31
Вар2.	865,7	891,2	282,9	0,0854	0,0001	0,5851	132,6	356,2	66,46	29,51	36,31
Разм.	oC	oC	oC	$кк/(Mч^oC)$	M^2/c	-	$ккал/(M^2ч^oC)$			$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$
Обозн.	$K_{к1}^{нопш}$	$K_{к1}^{пр}$	$K_{к1}^к$	$K_{к1}^{ш}$	$K_{к1}$	$\Delta t_{к1}^6$	$\Delta t_{к1}^m$	$\Delta t_{к1}$	$L_{1к1}$	$L_{2к1}$	
Вар1.	43,84	28,53	36,30	43,83	36,30	693,8	642,8	667,9	0,0002	1,4212	
Вар2.	43,84	28,53	36,30	43,83	36,30	693,8	642,8	667,9	0,0002	1,4212	
Разм.	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	oC	oC	oC	Разм.	Разм.	

5. Конвективный пучок 2.

Компоновка труб коридорная (К): $C = 1$			$C =$	Вар1. 1	$X_{к2}^{ноп}$	Вар1. 0,999	Компоновка труб шахматная (Ш): $C = 0$				
Вар2. 1				Вар2. 1		Вар2. 0,999					
Обозн.	$V_{газ2}$	$a_{газ2}$	$L_{к2}^{тип}$	$d_{нк2}$	$n_{к2}$	$J_{к2}$	$S_{к2}^1$	$S_{к2}^2$	$\xi_{к2}$	$\epsilon_{к2}$	$a_{заг}^{к2}$
Вар1.	1,1	6	1,3	0,051	8	75	0,151	0,151	0,95	0,02	0,8
Вар2.	1,1	6	1,3	0,051	8	75	0,151	0,151	0,95	0,02	0,8
Разм.	M	M	M	M	-	-	M	M	-	$M^2ч^oC/кк$	-
Обозн.	$\Delta\alpha_{к2}$	C_{z2}	C_{S2}	$F_{к2}^{ноп}$	$F_{к2}^{пр}$	$H_{к2}$	$d_{з2}$	$N_{к2}^{тип}$	$\alpha^{ввix}_{к2}$	$\alpha^{ср}_{к2}$	$V^{ср}_{к2}$
Вар1.	0,03	1,0	0,97	0,900	5,374	125,0	0,056	600	1,27	1,255	4,085
Вар2.	0,03	1,0	0,97	0,900	5,374	125,0	0,056	600	1,27	1,255	4,085
Разм.	-	-	-	M^2	M^2	M^2	M	-	-	-	$HM^3/кг$
Обозн.	$V_{H2O}^{к2}$	$\Gamma_{R02}^{к2}$	$\Gamma_{H2O}^{к2}$	$\rho_{к2}^o$	$(k_{г}r_{п})_{к2}$	$(k_{зл}r_{зл})_{к2}$	$S_{к2}$	$a_{к2}$	$W_{к2}^{ноп}$	$W_{к2}^{пр}$	$I_{ввix}^{к2}$
Вар1.	0,954	0,118	0,2336	1,239	0,606	0,0073	0,466	0,249	25,40	4,25	937,4
Вар2.	0,954	0,118	0,2336	1,239	0,606	0,0073	0,466	0,249	25,40	4,25	937,4
Разм.	$HM^3/кг$	-	-	$кг/нм^3$	$1/(M^*кгс/см^2)$	M	-	-	M / c	M / c	$ккал/кг$
Обозн.	$t_{ввix}^{к2}$	$t_{гк2}^{ср}$	$t_{зст}^{к2}$	$\Lambda_{к2}^Г$	$V_{к2}^Г$	$Pr_{к2}^Г$	$\alpha_{2кор}^{ноп}$	$\alpha_{2ш}^{ноп}$	$\alpha_{2пр}^{ноп}$	$\alpha_{лк2}$	$K_{к2}^{нопк}$
Вар1.	603,3	734,5	282,9	0,0738	0,0001	0,5963	119,1	327,2	32,22	22,72	35,22
Вар2.	603,3	734,5	282,9	0,0738	0,0001	0,5963	119,1	327,2	32,22	22,72	35,22
Разм.	oC	oC	oC	$кк/(Mч^oC)$	M^2/c	-	$ккал/(M^3ч^oC)$			$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$
Обозн.	$K_{к2}^{нопш}$	$K_{к2}^{пр}$	$K_{к2}^к$	$K_{к2}^{ш}$	$K_{к2}$	$\Delta t_{к2}^6$	$\Delta t_{к2}^m$	$\Delta t_{к2}$	$L_{1к2}$	$L_{2к2}$	
Вар1.	43,37	19,59	35,20	43,35	35,20	642,8	380,3	500,1	0,0002	1,4413	
Вар2.	43,37	19,59	35,20	43,35	35,20	642,8	380,3	500,1	0,0002	1,4413	
Разм.	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	$кк/M^2ч^oC$	oC	oC	oC	Разм.	Разм.	

Рис. 4.16. Фрагмент из программного файла ПК2.

6. Пароперегреватель.

Компоновка труб коридорная : C = 1			C =		Вар1. 1	X _{нп} ^{ноп}	Вар1. 0,999	Компоновка труб шахматная : C = 0				
Обозн.	V _{нп}	a _{нп}	L _{нп} ^{тип}	d _{нп}	d _{нп} ^{ср}	d _{внп}	n _{нп}	j _{нп}	S _{нп1}	S _{нп2}	X _{нп} ^{сух}	
Вар1.	1,1	1,1	1,2	0,042	0,0385	0,035	6	50	0,151	0,151	0,980	
Вар2.	1,1	1,1	1,2	0,042	0,0385	0,035	6	50	0,151	0,151	0,980	
Разм.	М	М	М	М	М	М	-	-	М	М	-	
Обозн.	Δa _{нп}	ξ _{нп}	Ψ _{нп}	a _{нп} ^{заг}	C _з _{нп}	C _с _{нп}	F _{нп} ^{ноп}	F _{нп} ^{пр}	H _{нп}	d _{эп}	N _{нп} ^{тип}	
Вар1.	0,02	0,95	0,65	0,81	1,0	1,0	1,018	0,794	43,5	0,020	300	
Вар2.	0,02	0,95	0,65	0,81	1,0	1,0	1,018	0,794	43,5	0,020	300	
Разм.	-	-	-	-	-	-	М ²	М ²	М ²	М	-	
Обозн.	α _{нп} ^{вх}	α _{нп} ^{ср}	V _{нп} ^{ср}	V _{нп} ^{н2о}	Γ _{нп} ^{RO2}	Γ _{нп} ^{н2о}	ρ _{нп} ^о	(k _г Γ _{нп}) _{нп}	(k _{эл} H _{эл}) _{нп}	S _{нп}	a _{нп}	
Вар1.	1,29	1,28	4,149	0,955	0,116	0,2302	1,239	0,589	0,0083	0,584	0,295	
Вар2.	1,29	1,28	4,149	0,955	0,116	0,2302	1,239	0,589	0,0083	0,584	0,295	
Разм.	-	-	НМ ³ /кг	НМ ³ /кг	-	-	кг/НМ ³	1/(М ³ кгс/см ²)	М	-	-	
Обозн.	W _{нп} ^{ноп}	W _{нп} ^{пр}	I _{нп} ^{вх}	t _{нп} ^{вх}	t _{нп} ^{ср}	t _{нп} ^{зст}	t _{нп} ^к	t _{нп} ^{ср}	i _{нп} ^{вх}	i _{нп} ^{вх}	i _{нп}	
Вар1.	18,74	24,01	788,6	506,5	275,9	325,9	222,9	554,87	660,1	736,0	668,9	
Вар2.	18,74	24,01	788,6	506,5	275,9	325,9	222,9	554,87	660,1	736,0	668,9	
Разм.	М / с	М / с	ккал/кг	°С	°С	°С	°С	°С	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	
Обозн.	i _{кв}	Γ _{нп}	V _{нп}	Pr _{нп}	λ _{нп} ^{ср}	V _{нп} ^{ср}	Pr _{нп} ^{ср}	Q _{нп}	ρ _{нп}	f _{нп} ^{пр}	W _{нп} ^{пр}	
Вар1.	228,7	0,0605	8E-05	0,613	4E-02	2E-06	1E+00	139,19	8,917	0,0058	53,96	
Вар2.	228,7	0,0605	8E-05	0,613	4E-02	2E-06	1E+00	139,19	8,917	0,0058	53,96	
Разм.	ккал/кг	кк/(мч°С)	М ² /с	-	кк/(мч°С)	М ² /с	-	ккал/кг	кг/М ³	М ²	М / с	
Обозн.	α _{нп} ^{поп}	α _{нп} ^{поп}	α _{нп} ^{пр}	α _{нп} ^{пр}	α _{лп}	K _{нп} ^{поп}	K _{нп} ^{поп}	K _{нп} ^{пр}	K _{нп} ^к	K _{нп} ^ш	K _{нп}	
Вар1.	108,9	304,2	74,67	1368,5	19,47	65,55	161,75	46,03	65,53	161,64	65,53	
Вар2.	108,9	304,2	74,67	1368,5	19,47	65,55	161,75	46,03	65,53	161,64	65,53	
Разм.	ккал/(М ² ч°С)					ккал/(М ² ч°С)			кк/М ² ч°С	кк/М ² ч°С	кк/М ² ч°С	
Обозн.	Δt _{нп} ^б	Δt _{нп} ^м	ΔT _{нп}	L _{1нп}	L _{2нп}							
Вар1.	380,3	177,5	266,2	0,0002	1,4615							
Вар2.	380,3	177,5	266,2	0,0002	1,4615							
Разм.	°С	°С	°С	Разм.	Разм.							

7. Воздухоподогреватель.

Компоновка труб коридорная : C = 1			C =		Вар1. 0	Компоновка труб шахматная : C = 0					
Обозн.	V _{вп}	a _{вп}	L _{вп} ^{тип}	d _{вп}	d _{вп} ^{ср}	d _{ввп}	n _{вп}	j _{вп}	ξ _{вп}	Δa _{вп}	K _{рец}
Вар1.	1,5	1,5	2,5	0,051	0,050	0,049	15	20	0,8	0,04	0
Вар2.	1,5	1,5	2,5	0,051	0,050	0,049	15	20	0,8	0,04	0
Разм.	М	М	М	М	М	М	-	-	-	-	-
Обозн.	C _з _{вп}	C _с _{вп}	N _{вп} ^{тип}	F _{вп} ^{пр}	F _{вп} ^{ноп}	H _{вп}	α _{вп} ^{ср}	α _{вп} ^{вх}	V _{вп} ^{ср}	ρ _{вп} ^о	G _{вп}
Вар1.	1,0	1,0	300	1,684	1,838	117,8	1,31	1,33	4,226	1,24	14477
Вар2.	1,0	1,0	300	1,684	1,838	117,8	1,31	1,33	4,226	1,24	14477
Разм.	-	-	-	М ²	М ²	М ²	-	-	НМ ³ /кг	кг/НМ ³	кг / ч
Обозн.	ΔG _{рец}	G _{вп}	I _{кф} ^{вх}	I _{кф} ^{вх}	I _{гв} ^{вх}	I _{гв} ^{вх}	t _{кф} ^{вх}	t _{гв} ^{вх}	t _{гв} ^{ср}	t _{гв} ^{вх}	i _{вп} ^{вх}
Вар1.	0,0	14477	12,64	12,64	12,6	148,2	20,0	20,0	124,9	229,84	643,6
Вар2.	0,0	14477	12,64	12,64	12,6	148,2	20,0	20,0	124,9	229,84	643,6
Разм.	кг / ч	кг / ч	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	°С	°С	°С	°С	ккал/кг
Обозн.	t _{вп} ^{вх}	t _{гвп} ^{ср}	W _{вп} ^{ноп}	W _{гвп} ^{пр}	λ _{вп} ^в	V _{вп} ^в	Pr _{вп} ^в	λ _{гвп}	V _{гвп}	Pr _{гвп}	Δt _{вп} ^б
Вар1.	411,4	458,9	2,47	5,10	0,02876	3E-05	0,6931	0,0534	7E-05	0,6251	486,46
Вар2.	411,4	458,9	2,47	5,10	0,02876	3E-05	0,6931	0,0534	7E-05	0,6251	486,46
Разм.	°С	-	М / с	М / с	кк/(мч°С)	М ² /с	-	кк/(мч°С)	М ² /с	-	°С
Обозн.	Δt _{вп} ^м	ΔT _{вп}	α _{вп} ^{поп}	α _{вп} ^{поп}	α _{вп} ^{пр}	K _{вп} ^{поп}	K _{вп} ^{поп}	K _{вп}	Q _{вп} ^б	L _{1вп}	L _{2вп}
Вар1.	181,57	309,4	24,8	81,2	15,03	7,49	10,15	10,15	135,6	0,0002	1,4857
Вар2.	181,57	309,4	24,8	81,2	15,03	7,49	10,15	10,15	135,6	0,0002	1,4857
Разм.	°С	°С	ккал/(М ³ ч°С)			кк/М ² ч°С	кк/М ² ч°С	кк/М ² ч°С	ккал/кг	Разм.	Разм.

8. Водяной экономайзер.

Обозн.	n _{вэ}	j _{вэ}	L _{вэ} ^{тип}	Δa _{вэ}	Q _{вэ}	F _{вэ} ^{тип}	F _{вэ} ^{ноп}	N _{вэ} ^{тип}	S _{тип} _{вэ}	H _{вэ}	D _{пв}
Вар1.	20	15	2	0,03	412,6	0,12	2,4	300	2,95	885	10,2
Вар2.	20	15	2	0,03	412,6	0,12	2,4	300	2,95	885	10,2
Разм.	-	-	М	-	ккал/кг	М ²	М ²	-	М ²	М ²	т/ч
Обозн.	i _{пв} ^{вх}	i _{пв} ^{вх}	t _{пв} ^{вх}	V _{вэ} ^{ср}	ρ _{вэ} ^о	t _{вэ} ^{ср}	I _{вэ} ^{вх}	t _{вэ} ^{вх}	W _{вэ} ^{ноп}	α _{вэ} ^{ср}	α _{вэ} ^{вх}
Вар1.	100,5	210,9	209,8	4,265	1,2409	365,9	347,3	225,4	3,152	1,33	1,32
Вар2.	100,5	210,9	209,8	4,265	1,2409	365,9	347,3	225,4	3,152	1,33	1,32
Разм.	ккал/кг	ккал/кг	°С	НМ ³ /кг	кг/НМ ³	°С	ккал/кг	°С	М / с	-	-
Обозн.	Δt _{вэ} ^б	Δt _{вэ} ^м	ΔT _{вэ}	K _{вэ}	L _{1вэ}	L _{2вэ}					
Вар1.	406,5	15,6	119,8	10,62	0,0002	1,4978					
Вар2.	406,5	15,6	119,8	10,62	0,0002	1,4978					
Разм.	°С	°С	°С	кк/М ² ч°С	Разм.	Разм.					

Рис. 4.1в. Фрагмент из программного файла ПК2.

из котла:

$$q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{xв}^0)(100 - q_4)(Q_p^p)^{-1}.$$

q_4 – Балансовая составляющая потерь с мехнедожогом в котле:

$$q_4 = [\alpha_{шл} \Gamma_{шл} (100 - \Gamma_{шл}) + (1 - \alpha_{шл}) \Gamma_{yh} (100 - \Gamma_{yh})^{-1}] 7800 A^p (Q_p^p)^{-1}.$$

$q_5^{кг}$ – Балансовая составляющая потеря в окружающую среду через ограждающие поверхности камеры горения. Ориентировочный показатель при определении задаваемой балансовой составляющей $q_5^{ном}$:

$$q_5^{кг} = 100 Q_{кг} (Q_p^p)^{-1}.$$

q_5 – Балансовая составляющая потеря котла в окружающую среду:

$$q_5 = q_5^{ном} D_{п}^{ном} (D_{п})^{-1}.$$

q_6 – Балансовая составляющая потеря со шлаком и провалом:

$$q_6 = \alpha_{шл} A^p (Q_p^p)^{-1} (a_{эол} t_{зол}^2 + b_{зол} t_{зол} + c_{зол}).$$

$\eta_{бр}$ – КПД брутто котла:

$$\eta_{бр} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6.$$

A^p – Зольность рабочей массы топлива:

$$A^p = 0,01(100 - W^p) A^c.$$

$a^{гp}$ – Множитель пересчёта с горючей массы топлива на рабочую:

$$a^{гp} = 0,01(100 - W^p - A^p).$$

C^p, H^p, N^p, O^p, S^p – Содержания в рабочей массе топлива углерода, водорода, азота, кислорода и серы:

$$C^p = C^г a^{гp}, H^p = H^г a^{гp}, N^p = N^г a^{гp}, O^p = O^г a^{гp}, S^p = S^г a^{гp}.$$

Q_B^p – Высшая теплота сгорания топлива, вычисляемая по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_B^p = 81C^p + 300H^p + 26(S^p - O^p).$$

Q_H^p – Низшая теплота сгорания топлива:

$$Q_H^p = Q_B^p - 6(W^p + 9H^p).$$

Q_p^p – Располагаемая теплота, относящаяся к 1 кг топлива:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{ввн} + i_{тл}.$$

$c_{тл}$ – Теплоёмкость влажного топлива, поступающего в камеру горения:

$$c_{тл} = 0,01[W^p + c_{тл}^c(100 - W^p)].$$

$i_{тл}$ – Физическая теплота топлива, подаваемого на горение:

$$i_{тл} = c_{тл} t_{тл}.$$

$V_{N_2}^0$ – Теоретический объём азота в газах:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^P.$$

Вспомогательные аппроксимационные функции

Коэфф. апппр. теплоёмк. газов и вл. воздуха.						Коэфф. апппрокс. энтальпии (I_3) золы в газах.				
Обозн.	CO ₂	N ₂	H ₂ O	O ₂	Воздух	$a_{зол}$		$B_{зол}$		$C_{зол}$
$\rho^0, \text{кг/м}^3$	1,964	1,251	0,804	1,428	1,293	7E-05		0,164		6,416
	1,964	1,251	0,804	1,428	1,293	7E-05		0,164		6,416
A	9,8E-05	0,00	6E-05	3E-05	3E-05	$(I_{г.в.з}) = a_{зол}t^2 + B_{зол}t + C_{зол}, \text{ ккал/м}^3 (\text{кг})$				
	9,8E-05	0,00	6E-05	3E-05	3E-05					
B	4,2E-01	0,306	0,352	0,316	0,313	Расчёт поверхности нагрева $S_{вэ}$ водяного экономайзера и живого сечения для прохода газов				
	4,2E-01	0,306	0,352	0,316	0,313					
$A_{г} =$	3,9E-05	$(C_{г.в.з}) = A^*t + B, \text{ ккал/(м}^3 \text{ } ^\circ\text{C)}$				Расчёт выполняется по его заданной суммарной длине $L_{вэ}$ типоразмера, в частности, типа ВТИ:				
$A_{г} =$	3,9E-05									
$B_{г} =$	0,29302	$(C_{г.в.з}) = (A^*t + B) \cdot (\rho^0)^{-1}, \text{ ккал/(кг } ^\circ\text{C)}$								
$B_{г} =$	0,29302									
Теплоёмк. газов	$(C_{г.в.з}) = (A_{г}^*t + B_{г})/\rho_{в}^0, \text{ ккал/(кг } ^\circ\text{C)}$									

Расчётные формулы

$S_{вэ} = a_{s3} \cdot L_{вэ}^3 + a_{s2} \cdot L_{вэ}^2 + a_{s1} \cdot L_{вэ} + a_{s0}$					$F_{вэ} = a_{F3} \cdot L_{вэ}^3 + a_{F2} \cdot L_{вэ}^2 + a_{F1} \cdot L_{вэ} + a_{F0}$				
Расчёт	a_{s3}	a_{s2}	a_{s1}	a_{s0}	Расчёт	a_{F3}	a_{F2}	a_{F1}	a_{F0}
$S_{тип\ вэ}$	-0,12	0,72	0,13	0,77	$F_{тип\ вэ}$	-7E-15	3,2E-14	0,064	-0,008
	-0,12	0,72	0,13	0,77		-7E-15	3,2E-14	0,064	-0,008

Физ. характ. дым. газов сред. состава ($r_{H_2O} = 0,11, r_{CO_2} = 0,13$) и воздуха. "Нормы ..", стр.170.

$A^{\Gamma}V_3$	$A^{\Gamma}V_2$	$A^{\Gamma}V_1$	$A^{\Gamma}V_0$	Дымовые газы	A^BV_3	A^BV_2	A^BV_1	A^BV_0	Воздух
-2E-08	8,8E-05	0,08184	11,8384		-1E-08	8,5E-05	0,09297	13,0914	
-2E-08	8,8E-05	0,08184	11,8384	-1E-08	8,5E-05	0,09297	13,0914		
$V^{\Gamma} \cdot 10^6 = A^{\Gamma}V_3 \cdot t_{г}^3 + A^{\Gamma}V_2 \cdot t_{г}^2 + A^{\Gamma}V_1 \cdot t_{г} + A^{\Gamma}V_0$					$V^B \cdot 10^6 = A^BV_3 \cdot t_{в}^3 + A^BV_2 \cdot t_{в}^2 + A^BV_1 \cdot t_{в} + A^BV_0$				
$A^{\Gamma}\lambda_3$	$A^{\Gamma}\lambda_2$	$A^{\Gamma}\lambda_1$	$A^{\Gamma}\lambda_0$	Дымовые газы	$A^B\lambda_3$	$A^B\lambda_2$	$A^B\lambda_1$	$A^B\lambda_0$	Воздух
-2E-11	8,7E-08	0,00732	1,96263		4,6E-10	-2E-06	0,00635	2,11328	
-2E-11	8,7E-08	0,00732	1,96263	4,6E-10	-2E-06	0,00635	2,11328		
$\lambda^{\Gamma} \cdot 10^2 = A^{\Gamma}\lambda_3 \cdot t_{г}^3 + A^{\Gamma}\lambda_2 \cdot t_{г}^2 + A^{\Gamma}\lambda_1 \cdot t_{г} + A^{\Gamma}\lambda_0$					$\lambda^B \cdot 10^2 = A^B\lambda_3 \cdot t_{в}^3 + A^B\lambda_2 \cdot t_{в}^2 + A^B\lambda_1 \cdot t_{в} + A^B\lambda_0$				
$A^{\Gamma}pr_3$	$A^{\Gamma}pr_2$	$A^{\Gamma}pr_1$	$A^{\Gamma}pr_0$	Дымовые газы	A^Bpr_3	A^Bpr_2	A^Bpr_1	A^Bpr_0	Воздух
-1E-10	3,4E-07	-0,0004	0,73645		5,9E-11	1,2E-07	-4E-05	0,69565	
-1E-10	3,4E-07	-0,0004	0,73645	5,9E-11	1,2E-07	-4E-05	0,69565		
$Pr^{\Gamma} = A^{\Gamma}pr_3 \cdot t_{г}^3 + A^{\Gamma}pr_2 \cdot t_{г}^2 + A^{\Gamma}pr_1 \cdot t_{г} + A^{\Gamma}pr_0$					$Pr^B = A^Bpr_3 \cdot t_{в}^3 + A^Bpr_2 \cdot t_{в}^2 + A^Bpr_1 \cdot t_{в} + A^Bpr_0$				

Расчётные формулы

Аппроксимация теплофизических свойств пара λ ккал/(м ² ·с ² ·°C), μ кгс·с/м ² , Pr в зависимости от температуры при давлении 1 - 20 кгс/см ² . "Нормы ...", стр. 171-174.					Аппроксимация коэффициента теплопередачи водяного экономайзера . типа ВТИ.					
Коэффициент теплопроводности пара: $\lambda \cdot 10^2$ ккал/(м ² ·с ² ·°C)					$K_{вэ} = K_H \cdot C_{\Theta}$					
$A^{\Pi}\lambda_3$	$A^{\Pi}\lambda_2$	$A^{\Pi}\lambda_1$	$A^{\Pi}\lambda_0$	Пар	$t_{п}$	$\lambda^B \cdot 10^2$	$K_H = A_{э} \cdot W_{вэ}^{ноп} + B_{э}$			
-1E-07	9E-05	-0,01	2,33786		260	3,50				
-1E-07	9E-05	-0,01	2,33786	260	3,50	$A_{э}$		$B_{э}$		
$\lambda^{\Pi} \cdot 10^2 = A^{\Pi}\lambda_3 \cdot t_{п}^3 + A^{\Pi}\lambda_2 \cdot t_{п}^2 + A^{\Pi}\lambda_1 \cdot t_{п} + A^{\Pi}\lambda_0$					°C	гс/(с ² ·м ² ·°C)	1,45		6,2	
Коэффициент динамической вязкости пара: $\mu \cdot 10^6$ кгс·с/м ²										
$A^{\Pi}\mu_3$	$A^{\Pi}\mu_2$	$A^{\Pi}\mu_1$	$A^{\Pi}\mu_0$	Пар	$t_{п}$	$\mu^{\Pi} \cdot 10^6$	$A_{\Theta 3}$	$A_{\Theta 2}$	$A_{\Theta 1}$	$A_{\Theta 0}$
2,5E-08	-1E-05	0,00681	0,67212		200	1,64	1,2E-10	1E-07	-0,0004	1,10276
2,5E-08	-1E-05	0,00681	0,67212	200	1,64	1,2E-10	1E-07	-0,0004	1,10276	
$\mu^{\Pi} \cdot 10^6 = A^{\Pi}\mu_3 \cdot t_{п}^3 + A^{\Pi}\mu_2 \cdot t_{п}^2 + A^{\Pi}\mu_1 \cdot t_{п} + A^{\Pi}\mu_0$					°C	ккс·с/(м ²)				
Критерий Прандтля для пара: Pr										
$A^{\Pi}Pr_3$	$A^{\Pi}Pr_2$	$A^{\Pi}Pr_1$	$A^{\Pi}Pr_0$	Пар	$t_{п}$	Pr				
-7E-08	5E-05	-0,0085	1,4898		290	1,00				
-7E-08	5E-05	-0,0085	1,4898	290	1,00					
$\mu^{\Pi} \cdot 10^6 = A^{\Pi}\mu_3 \cdot t_{п}^3 + A^{\Pi}\mu_2 \cdot t_{п}^2 + A^{\Pi}\mu_1 \cdot t_{п} + A^{\Pi}\mu_0$					°C	-				

Рис. 4.2. Фрагмент из программного файла ПК2.

V_{RO_2} – Объём углекислого газа и окислов серы в газах:

$$V_{RO_2} = 0,01866 (C^P + 0,375S^P).$$

$V_{H_2O}^0$ – Теоретический объём водяных паров в газах:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111P^P + 0,0124W^P + 0,0161V^0.$$

Термодинамические характеристики воды и водяного пара.

Вода: $f(P_{вод}, t_{вод})$		Кипящая вода и насыщ. пар: $f(P_{вод}^k, t_{вод}^k)$				Перегр. пар: $f(P_{пп}, t_{пп})$		Перегр. пар: $f(P_{пп}, t_{пп})$						
$P_{вод} = P_{пп} - 50$ МПа		$P_{вод}^k = 0,002 - 11$ МПа, $t_{вод}^k = 0 - 320$ °С				$P_{пп} = 0,002 - 26$ МПа		$P_{пп} = 0,002 - 26$ МПа						
$t_{вод} = 0 - 320$ °С		$P_{вод}^k = f(t_{вод}^k)$, МПа		$t_{вод}^k = f(P_{вод}^k)$, °С		$t_{пп} = t_{пп} - 660$ °С		$t_{пп} = t_{пп} - 660$ °С						
$P_{вод}$	кг/см ²	25,0	$t_{вод}^k$	°С	300,0	$P_{вод}^k$	кг/см ²	25,0	$P_{пп}$	кг/см ²	24,00	$P_{пп}$	кг/см ²	24,50
		25,0			300,0			25,0			24,00			24,50
	МПа	2,453		°К	573,2		МПа	2,45		МПа	2,3544		МПа	2,4035
		2,453		573,2				2,3544		2,4035			2,4035	
$t_{вод}$	°С	100,0	$P_{вод}^k$	кг/см ²	87,6	$t_{вод}^k$	°С	222,9	$t_{пп}$	°С	329,0	$t_{пп}$	°С	24,5
		100,0			87,6			222,9			329,0			24,5
	°К	373,15		МПа	8,6		°К	496,1		°К	602,11		°К	297,65
		373,15		8,6		496,1		602,11		297,65			297,65	
$i_{вод}$	ккал/кг	100,52	$i_{к_{вод}} = i'$	ккал/кг	321,4	$i_{к_{вод}} = i'$	ккал/кг	228,7	$i_{пп} = i''$	ккал/кг	736,0	$i_{пп} = i''$	ккал/кг	-2974,8
		100,52			321,4			228,7			736,0			-2974,8
	кДж/кг	420,8		кДж/кг	1345,7		кДж/кг	957,4		кДж/кг	3081,7		кДж/кг	-12454,9
	420,8		1345,7		957,4		3081,7		-12454,9					
$v_{в} = v'$	м ³ /кг	0,00104	$s_{к_{вод}}$	кк/(кг*К)	0,778	$s_{к_{вод}}$	кк/(кг*К)	0,6079	$s_{пп}$	кк/(кг*К)	1,623	$s_{пп}$	кк/(кг*К)	-9,812
		0,00104			0,778			0,6079			1,623			-9,812
$\rho_{в} = \rho'$	кг/м ³	958,7	$s_{к_{вод}}$	Дж/(кг*К)	3,26	$s_{к_{вод}}$	Дж/(кг*К)	2,5452	$s_{пп}$	Дж/(кг*К)	6,795	$s_{пп}$	Дж/(кг*К)	-41,079
		958,7			3,26			2,5452			6,795			-41,079
A	-	0,0010	$v_{к_{вод}} = v'$	м ³ /кг	0,0014	$v_{к_{вод}} = v'$	м ³ /кг	0,0012	$v_{пп} = v''$	м ³ /кг	0,112	$v_{пп} = v''$	м ³ /кг	-0,821
		0,0010			0,0014			0,0012			0,112			-0,821
B	-	5E-06	$\rho_{к_{вод}} = \rho'$	кг/м ³	711,6	$\rho_{к_{вод}} = \rho'$	кг/м ³	836,8	$\rho_{пп} = \rho''$	кг/м ³	8,917	$\rho_{пп} = \rho''$	кг/м ³	-1,218
		5E-06			711,6			836,8			8,917			-1,218
C	-	7E-08	$i_{н_{пар}} = i''$	ккал/кг	656,4	$i_{н_{пар}} = i''$	ккал/кг	668,9	y	-	0,602	y	-	0,298
		7E-08			656,4			668,9			0,602			0,298
D	-	1E-13	$s_{к_{пар}}$	кДж/кг	2748,1	$s_{к_{пар}}$	кДж/кг	2800,5	A _o	-	-0,0055	A _o	-	-0,0694
		1E-13			2748,1			2800,5			-0,0055			-0,0694
E	-	456,7	$s_{к_{пар}}$	кк/(кг*К)	1,37	$s_{к_{пар}}$	кк/(кг*К)	1,50	A ₁	-	-0,0002	A ₁	-	-0,3364
		456,7			1,37			1,50			-0,0002			-0,3364
F	-	-7,5737	$s_{к_{пар}}$	Дж/(кг*К)	5,73	$s_{к_{пар}}$	Дж/(кг*К)	6,27	h _o	кДж/кг	3134,7	h _o	кДж/кг	2546,9
		-7,5737			5,73			6,27			3134,7			2546,9
G	-	0,0067	$v_{пп} = v''$	м ³ /кг	0,0216	$v_{пп} = v''$	м ³ /кг	0,0815	A ₂	-	-0,0207	A ₂	-	-0,4825
		0,0067			0,0216			0,0815			-0,0207			-0,4825
K	-	3E-08	$\rho_{н_{пар}} = \rho''$	кг/м ³	46,26	$\rho_{н_{пар}} = \rho''$	кг/м ³	12,28	A ₃	-	-0,002	A ₃	-	-4,793
		3E-08			46,26			12,28			-0,002			-4,793
t /100	-	1,0	y _s	-	0,573	y _s	-	0,496	s _o	кДж/(кг*К)	10,444	s _o	кДж/(кг*К)	9,0896
		1,0			0,573			0,496			10,444			9,0896
(50-P)/10	-	4,8	LnP ^к _{вод}	-	2,151	LnP ^к _{вод}	-	0,897	A ₄	-	-0,0252	A ₄	-	-1,3876
		4,8			2,151			0,897			-0,0252			-1,3876
Эксплуат. циркуляр, № Ц - 06 - 84 (т), г. Москва, март 1984. Исп. Байрашевский Б.А									A ₅	-	-0,0024	A ₅	-	-14,971
											-0,0024			-14,971

Рис. 4.3. Фрагмент из программного файла ПК2.

$V_{сг}^0$ – Теоретический объём сухих газов при $\alpha = 1$:

$$V_{сг}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}.$$

$V_{г}^0$ – Теоретический объём влажных газов при $\alpha = 1$:

$$V_{г}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0.$$

V^0 – Теоретический объём воздуха:

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,375S^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P.$$

I_{XB}^0 – Энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха при $\alpha = 1$ и при температуре t_{XB} в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{XB}^0 = (A_{\text{воз}} t_{XB} + B_{\text{воз}}) t_{XB} V^0.$$

I_{YX} – Энтальпия уходящих газов (в расчёте на 1 кг топлива) при избытке воздуха $\alpha > 1$ и при температуре t_{YX} :

$$I_{YX} = 0,5\{t_{YX}[C_{A1} + C_{A2}(\alpha_{YX} - 1)] + C_{B1} + C_{B2}(\alpha_{YX} - 1)\}t_{YX}(\rho_{\text{ВП}}^0 + \rho_{\text{ВЭ}}^0).$$

α_{YX} – Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах после воздухоподогревателя и водяного экономайзера:

$$\alpha_{YX} = \alpha_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}(1 - \beta_{\text{ВЭ}}) + \alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}}\beta_{\text{ВЭ}}.$$

t_{YX} – Температура уходящих газов в объединённом газоходе котла:

$$t_{YX} = t_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}}(1 - \beta_{\text{ВЭ}}) + t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}\beta_{\text{ВЭ}}.$$

B – Расход топлива, подаваемого на котёл:

$$B = 10^5 \Theta_{\text{ка}} (Q_p^p)^{-1} (\eta_{\text{бр}})^{-1}.$$

B_p – Расчётный расход топлива:

$$B_p = B(100 - q_4)10^{-2}.$$

φ – Коэффициент сохранения теплоты:

$$\varphi = 1 - q_5 (\eta_{\text{бр}} + q_5)^{-1}.$$

$Q_{\text{ВВН}}$ – Теплота, вносимая в камеру горения за счёт подогрева воздуха в калорифере:

$$Q_{\text{ВВН}} = 0,35 \alpha_{\text{и}} \Delta t_{\text{кф}} (1 + 0,006 W^{\text{П}}) Q_{\text{Н}}^p 10^{-3}.$$

C_{A1} , C_{A2} , C_{B1} , C_{B2} – Константы для вычисления теплоёмкостей газов в соответствии с линейной аппроксимацией ($C = A t + B$) составляющих компонентов (рис. 4.1а):

$$C_{A1} = V_{\text{RO}_2} A_{\text{CO}_2} (\rho_{\text{CO}_2}^0)^{-1} + V_{\text{N}_2}^0 A_{\text{N}_2} (\rho_{\text{N}_2}^0)^{-1} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 A_{\text{H}_2\text{O}} (\rho_{\text{H}_2\text{O}}^0)^{-1},$$

$$C_{A2} = 1,0161 V^0 A_{\text{ВОЗ}} (\rho_{\text{ВОЗ}}^0)^{-1},$$

$$C_{B1} = V_{\text{RO}_2} B_{\text{CO}_2} (\rho_{\text{CO}_2}^0)^{-1} + V_{\text{N}_2}^0 B_{\text{N}_2} (\rho_{\text{N}_2}^0)^{-1} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 B_{\text{H}_2\text{O}} (\rho_{\text{H}_2\text{O}}^0)^{-1},$$

$$C_{B2} = 1,0161 V^0 B_{\text{ВОЗ}} (\rho_{\text{ВОЗ}}^0)^{-1}.$$

R_1 , R_2 – Константы для вычисления плотности газов:

$$R_1 = V_{\text{RO}_2} \rho_{\text{CO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 \rho_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \rho_{\text{H}_2\text{O}}^0,$$

$$R_2 = 1,0161 V^0 \rho_{\text{ВОЗ}}^0.$$

$\Sigma 100$ – Контрольный показатель по составу рабочей массы топлива:

$$\Sigma 100 = A^P + C^P + H^P + N^P + O^P + S^P + W^P.$$

4.2.2. Камера подсушки топлива и горения.

4.2.2.1. Исходные данные.

$F_{\text{кг}}^{\text{ст}}$ – Суммарная ограждающая поверхность камеры горения.

$V_{\text{кг}}^{\text{об}}$ – Объём камеры горения.

$S_{\text{кг}}$ – Горизонтальное сечение камеры горения.

$R_{\text{кг}}$ – Площадь зеркала горения слоя топлива, расположенного на колосниковой решётке.

$a_{\text{ст кг}}$ – Эффективная степень черноты ограждающих стен в камере горения.

$\Psi_{\text{ср}}^{\text{кг}}$ – Коэффициент тепловой эффективности экранов. Для слоевых топок $\Psi_{\text{ср}}^{\text{кг}} = 0,014$.

$M_{\text{кг}}$ – Параметр, учитывающий характер распределения температуры факела по высоте камеры горения и зависящий от относительного местоположения максимума температуры пламени.

$d_{\text{зл}}$ – Средний (по удельной поверхности) диаметр золовых частиц в объёме камеры горения.

4.2.2.2. Расчётные формулы.

$G_{\text{гк}}$ – Массовый расход дымовых газов на выходе из камеры горения в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$G_{\text{гк}} = 1 - 0,01 A^P + 1,306 \alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} V^0.$$

I_a – Полезное тепловыделение в камере горения при сжигании 1 кг топлива:

$$I_a = Q_p^P (100 - q_3 - q_4 - q_6) (100 - q_4)^{-1} + Q_{\text{вп}}^{\text{г}} (1 - \beta_{\text{вэ}}) - Q_{\text{ввн}}.$$

$I_{\text{кг}}^{\text{вых}}$ – Энтальпия газов на выходе из камеры горения котла в расчёте на 1 кг топлива:

$$I_{\text{кг}}^{\text{вых}} = \{t_{\text{кг}}^{\text{вых}} [C_{A1} + C_{A2} (\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)] + C_{B1} + C_{B2} (\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)\} t_{\text{кг}}^{\text{вых}} \rho_{\text{кг}}^0.$$

t_a – Теоретическая температура газов в камере горения топлива:

$$t_a = -\frac{K_{61}}{2K_{a1}} + \left[\left(\frac{K_{61}}{2K_{a1}} \right)^2 + \frac{I_a}{K_{a1}} \right]^{0,5}.$$

$t_{\text{ф кг}}$ – Эффективная температура рабочей среды (газов) в камере горения котла:

$$t_{\text{ф кг}} = 0,925 [(t_a + 273) (t_{\text{кг}}^{\text{вых}})^{0,5}] - 273.$$

$t_{ст}$ – Средняя (по ограждающим поверхностям) температура стенок камеры горения:

$$t_{ст} = [(t_{фкг} + 273)^4 - Q_{кг} B_p 10^{11} (4,9 F_{кг}^{ст} a_{фкг} a_{сткг})^{-0,25} - 273].$$

$\alpha_{кг}^{вых}$ – Коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры горения топлива:

$$\alpha_{кг}^{вых} = \alpha_{и} + \Delta\alpha_{кг}.$$

$\alpha_{кг}^{ср}$ – Средний (по объёму) камеры коэффициент избытка воздуха в камере горения:

$$\alpha_{кг}^{ср} = 0,5(\alpha_{и} + \alpha_{кг}^{вых}).$$

$V_{кг}^{ср}$ – Объём реальных газов в камере горения:

$$V_{кг}^{ср} = V_{г}^0 + 1,0161(\alpha_{кг}^{ср} - 1)V^0.$$

$V_{H_2O}^{кг}$ – Объём водяных паров в камере горения:

$$V_{H_2O}^{кг} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{кг}^{ср} - 1)V^0.$$

$r_{RO_2}^{кг}$ – Парциальное давление RO_2 в камере горения:

$$r_{RO_2}^{кг} = V_{RO_2} (V_{кг}^{ср})^{-1}.$$

$r_{H_2O}^{кг}$ – Парциальное давление водяных паров в камере горения:

$$r_{H_2O}^{кг} = V_{H_2O}^{кг} (V_{кг}^{ср})^{-1}.$$

$\rho_{кг}^0$ – Нормальная плотность газов в камере горения:

$$\rho_{кг}^0 = [R_1 + R_2(\alpha_{кг}^{ср} - 1)](V_{кг}^{ср})^{-1}$$

$\rho_{кг}$ – Соотношение между площадью зеркала горения и ограждающей поверхностью стен камеры горения:

$$\rho_{кг} = R_{кг} (F_{кг}^{ст})^{-1}.$$

$\mu_{зол}$ – Безразмерная концентрация золы в дымовых газах на 1 кг сожжённого топлива в выходном сечении камеры горения:

$$\mu_{зол} = 0,01 A^p (1 - \alpha_{шл}) G_{гк}^{-1}.$$

$(k_{г} r_{н})_{кг}$ – Коэффициент ослабления лучей в камере горения трёхатомными газами:

$$(k_{г} r_{н})_{кг} = \left[\frac{0,78 + 1,6 r_{H_2O}^{кг}}{(r_{RO_2}^{кг} + r_{H_2O}^{кг})^{0,5} S_{кг}^{0,5}} - 0,1 \right] [1 - 0,00037(t_{кг}^{вых} + 273)] (r_{RO_2}^{кг} + r_{H_2O}^{кг}).$$

$(k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})_{\text{кг}}$ – Коэффициент ослабления лучей в камере горения золовыми частицами:

$$(k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})_{\text{кг}} = \frac{4300 \cdot 1.3 \mu_{\text{зол}}}{[\pi d_{\text{зл}}^2 (t_{\text{кг}}^{\text{вых}} + 273)^2]^{1/3}}.$$

$k_{\text{г}}^{\text{кг}}$ – Коэффициент ослабления лучей в камере горения рабочей средой для слоевых топок с учётом влияния коксовых частиц:

$$k_{\text{г}}^{\text{кг}} = (k_{\text{г}} r_{\text{п}})_{\text{кг}} + (k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})_{\text{кг}}.$$

$(VC)_{\text{кг}}$ – Теплоёмкость продуктов сгорания в камере горения в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$(VC)_{\text{кг}} = \{0,5(t_{\text{а}} + t_{\text{кг}}^{\text{вых}})[C_{\text{А1}} + C_{\text{А2}}(\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)] + C_{\text{Б1}} + C_{\text{Б2}}(\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)\} \rho_{\text{кг}}^0.$$

$S_{\text{кг}}$ – Эффективная толщина излучающего слоя в камере горения:

$$S_{\text{кг}} = 3,6 V_{\text{кг}}^{\text{об}} (F_{\text{кг}}^{\text{ст}})^{-1}.$$

$a_{\text{фкг}}$ – Эффективная степень черноты факела в камере горения:

$$a_{\text{фкг}} = 1 - \exp(-k_{\text{г}}^{\text{кг}} S_{\text{кг}}).$$

$a_{\text{ткг}}$ – Степень черноты камеры горения:

$$a_{\text{ткг}} = \frac{a_{\text{фкг}} + (1 - a_{\text{фкг}}) \rho_{\text{кг}}}{1 - (1 - a_{\text{фкг}})(1 - \Psi_{\text{ср}}^{\text{кг}})(1 - \rho_{\text{кг}})}.$$

$q_{\text{R}}^{\text{кг}}$ – Тепловое напряжение зеркала горения:

$$q_{\text{R}}^{\text{кг}} = 10^3 V Q_{\text{н}}^{\text{р}} R_{\text{кг}}^{-1}.$$

$q_{\text{S}}^{\text{кг}}$ – Тепловое напряжение горизонтального сечения камеры горения:

$$q_{\text{S}}^{\text{кг}} = 10^3 V Q_{\text{н}}^{\text{р}} S_{\text{кг}}^{-1}.$$

$q_{\text{V}}^{\text{кг}}$ – Тепловое напряжение объёма камеры горения:

$$q_{\text{V}}^{\text{кг}} = 10^3 V Q_{\text{н}}^{\text{р}} (V_{\text{кг}}^{\text{об}})^{-1}.$$

$K_{\text{а1}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта теоретической температуры горения:

$$K_{\text{а1}} = \rho_{\text{кг}}^0 [C_{\text{А1}} + C_{\text{А2}}(\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)].$$

$K_{\text{б1}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта теоретической температуры горения:

$$K_{\text{б1}} = \rho_{\text{кг}}^0 [C_{\text{Б1}} + C_{\text{Б2}}(\alpha_{\text{кг}}^{\text{ср}} - 1)].$$

4.2.3. Топка.

4.2.3.1. Исходные данные.

$F_{\text{т}}^{\text{ст}}$ – Суммарная ограждающая поверхность топки.

$V_T^{об}$ – Объём топки.

S_T – Горизонтальное сечение топки.

X – Угловой коэффициент гладкотрубных экранов в топке котла.

ξ – Угловой коэффициент гладкотрубных экранов в топке котла.

M_T – Параметр, учитывающий характер распределения температуры факела по высоте топки и зависящий от относительного местоположения максимума температуры пламени.

$\Delta\alpha_T$ – Коэффициент присоса холодного воздуха в топку котла.

4.2.3.2. Расчётные формулы.

$\alpha_T^{ВЫХ}$ – Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки котла:

$$\alpha_T^{ВЫХ} = \alpha_{КГ}^{ВЫХ} + \Delta\alpha_T.$$

$\alpha_T^{ср}$ – Средний коэффициент избытка воздуха в топке котла:

$$\alpha_T^{ср} = 0,5(\alpha_T^{ВЫХ} + \alpha_{КГ}^{ВЫХ}).$$

$V_T^{ср}$ – Объём реальных газов в топке котла:

$$V_T^{ср} = V_T^0 + 1,0161(\alpha_T^{ср} - 1)V^0.$$

$V_{H_2O}^T$ – Объём водяных паров в топке котла:

$$V_{H_2O}^T = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_T^{ср} - 1)V^0.$$

$r_{RO_2}^T$ – Парциальное давление RO_2 в камере горения:

$$r_{RO_2}^T = V_{RO_2} (V_T^{ср})^{-1}.$$

$r_{H_2O}^T$ – Парциальное давление водяных паров в камере горения:

$$r_{H_2O}^T = V_{H_2O}^T (V_T^{ср})^{-1}.$$

ρ_T^0 – Нормальная плотность газов в топке:

$$\rho_T^0 = [R_1 + R_2(\alpha_T^{ср} - 1)](V_T^{ср})^{-1}.$$

$(k_{Г}r_n)_T$ – Коэффициент ослабления лучей трёхатомными газами:

$$(k_{Г}r_n)_T = \left[\frac{0,78 + 1,6r_{H_2O}^T}{(r_{RO_2}^T + r_{H_2O}^T)^{0,5} S_T^{0,5}} - 0,1 \right] [1 - 0,00037(t_T^{ВЫХ} + 273)](r_{RO_2}^T + r_{H_2O}^T).$$

$k_{Г}^T$ – Коэффициент ослабления лучей в топке рабочей средой:

$$k_{Г}^T = (k_{Г}r_n)_T.$$

$(VC)_T$ – Теплоёмкость продуктов сгорания в топке в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$(VC)_T = \{0,5(t_{\text{кг}}^{\text{ВЫХ}} + t_T^{\text{ВЫХ}})[C_{A1} + C_{A2}(\alpha_T^{\text{ср}} - 1)] + C_{B1} + C_{B2}(\alpha_T^{\text{ср}} - 1)\} \rho_T^0.$$

S_T – Эффективная толщина излучающего слоя в топке котла:

$$S_T = 3,6 V_T^{\text{об}} (F_T^{\text{ср}})^{-1}.$$

$a_{\text{фТ}}$ – Эффективная степень черноты факела в топке котла:

$$a_{\text{фТ}} = 1 - \exp(-k_{\Gamma}^T S_T).$$

$a_{\text{тТ}}$ – Степень черноты топки:

$$a_{\text{тТ}} = \frac{a_{\text{фТ}}}{a_{\text{фТ}} + (1 - a_{\text{фТ}}) \Psi_{\text{ср}}^T}.$$

$\Psi_{\text{ср}}^T$ – Коэффициент тепловой эффективности экранов в топке котла:

$$\Psi_{\text{ср}}^T = X \xi.$$

$I_T^{\text{ВЫХ}}$ – Энтальпия газов на выходе из топки в расчёте на 1 кг топлива:

$$I_T^{\text{ВЫХ}} = \{t_T^{\text{ВЫХ}} [C_{A1} + C_{A2}(\alpha_T^{\text{ср}} - 1)] + C_{B1} + C_{B2}(\alpha_T^{\text{ср}} - 1)\} t_T^{\text{ВЫХ}} \rho_T^0.$$

$t_{\text{фТ}}$ – Эффективная температура рабочей среды (газов) в топке котла:

$$t_{\text{фТ}} = 1,05(t_T^{\text{ВЫХ}} + 273) - 273.$$

q_S^T – Тепловое напряжение горизонтального сечения топки:

$$q_S^T = 10^3 V Q_H^p S_T^{-1}.$$

q_V^T – Тепловое напряжение объёма топки:

$$q_V^T = 10^3 V Q_H^p (V_T^{\text{об}})^{-1}.$$

4.2.4. Конвективные пучки 1, 2.

4.2.4.1. Исходные данные.

С позиций процессов теплообмена конвективные пучки (инд. «к1» и «к2») котла подобны между собой, что выражается идентичностью используемых расчётных формул. Ниже на это обращается внимание при написании соответствующих показателей в ряде формул путём введения сразу двух индексов: «к1,2» или «1,2».

С – Компоновка труб: 1 – коридорная (инд. «к»); 0 – шахматная (инд. «ш»).

$X_{\text{к1,2}}^{\text{поп}}$ – Долевое влияние поперечного потока газов на итоговый коэффициент теплопередачи в конвективном пучке.

$v_{\text{газ1,2}}$ – Ширина газотока при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в конвективном пучке.

$a_{\text{газ1,2}}$ – Глубина газотока при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в конвективном пучке.

$L_{\text{к1,2}}^{\text{тип}}$ – Длина обогреваемой части труб конвективного пучка, расположенных по высоте газотока.

$d_{\text{нк}1,2}$ – Наружный диаметр труб конвективного пучка.

$n_{\text{к}1,2}$ – Число труб в ряду конвективного пучка, обтекаемого поперечным потоком газов.

$j_{\text{к}1,2}$ – Число рядов труб в конвективном пучке, обтекаемом поперечным потоком газов.

$S_1^{\text{к}1,2}$ – Поперечный шаг труб в конвективном пучке.

$S_2^{\text{к}1,2}$ – Продольный шаг труб в конвективном пучке.

$\xi_{\text{к}1,2}$ – Коэффициент использования поверхностей конвективного пучка.

$\varepsilon_{\text{к}1,2}$ – Коэффициент сопротивления загрязняющего слоя в конвективном пучке.

$a_{\text{заг}}^{\text{к}1,2}$ – Степень черноты загрязнённой стенки конвективного пучка.

$\Delta\alpha_{\text{к}1,2}$ – Коэффициент присоса холодного воздуха в газодод конвективного пучка.

$C_{z1,2}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на число рядов труб по ходу газов. При числе рядов $j_{\text{к}1,2} > 10$ значение $C_{z1,2} = 1$.

$C_{s1,2}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на геометрическую компоновку пучка, учитывающая соотношения между поперечными (S_1/d) и продольными (S_2/d) шагами труб.

4.2.4.2. Расчётные формулы.

$F_{\text{к}1,2}^{\text{поп}}$ – Живое сечение для прохода газов при поперечном обтекании труб конвективного пучка вдоль его глубины $a_{\text{газ}1,2}^{\text{к}}$:

$$F_{\text{к}1,2}^{\text{поп}} = L_{\text{к}1,2}^{\text{тип}} (v_{\text{газ}1,2} - n_{\text{к}1,2} d_{\text{нк}1,2}).$$

$F_{\text{к}1,2}^{\text{пр}}$ – Живое сечение для прохода газов при продольном обтекании труб конвективного пучка вдоль его высоты $L_{\text{к}1,2}^{\text{тип}}$:

$$F_{\text{к}1,2}^{\text{пр}} = a_{\text{газ}1,2} v_{\text{газ}1,2} - 0,25 \pi d_{\text{нк}1,2}^2 n_{\text{к}1,2} j_{\text{к}1,2}.$$

$H_{\text{к}1,2}$ – Суммарная поверхность нагрева конвективного пучка:

$$H_{\text{к}1,2} = \pi d_{\text{нк}1,2} L_{\text{к}1,2}^{\text{тип}} N_{\text{к}1,2}^{\text{тип}}.$$

$d_{\text{э}1,2}$ – Эквивалентный диаметр сечения газодода при продольном омывании поверхностей нагрева конвективного пучка:

$$d_{\text{э}1,2} = \frac{F_{\text{к}1,2}^{\text{пр}}}{\pi d_{\text{нк}1,2} n_{\text{к}1,2} j_{\text{к}1,2}}.$$

$N_{\text{к}1,2}^{\text{тип}}$ – Суммарное число типовых труб, составляющих конвективный пучок:

$$N_{к1,2}^{\text{тип}} = n_{к1,2} j_{к1,2}.$$

$\alpha_{к1,2}^{\text{ВЫХ}}$ – Коэффициенты избытков воздуха на выходе из конвективных пучков и их средние значения:

$$\begin{aligned}\alpha_{к1}^{\text{ВЫХ}} &= \alpha_{\text{T}}^{\text{ВЫХ}} + \Delta\alpha_{к1}, \\ \alpha_{к2}^{\text{ВЫХ}} &= \alpha_{к1}^{\text{ВЫХ}} + \Delta\alpha_{к2}, \\ \alpha_{к1}^{\text{CP}} &= 0,5(\alpha_{\text{T}}^{\text{ВЫХ}} + \alpha_{к1}^{\text{ВЫХ}}), \\ \alpha_{к2}^{\text{CP}} &= 0,5(\alpha_{к1}^{\text{ВЫХ}} + \alpha_{к2}^{\text{ВЫХ}}).\end{aligned}$$

$V_{к1,2}^{\text{CP}}$ – Объём реальных газов в конвективном пучке:

$$V_{к1,2}^{\text{CP}} = V_{\Gamma}^{\circ} + 1,0161(\alpha_{к1,2}^{\text{CP}} - 1)V^{\circ}.$$

$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}}$ – Объём водяных паров в конвективном пучке:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} + 0,0161(\alpha_{к1,2}^{\text{CP}} - 1)V^{\circ}.$$

$r_{\text{RO}_2}^{\text{к1,2}}$ – Парциальное давление RO_2 в конвективном пучке:

$$r_{\text{RO}_2}^{\text{к1,2}} = V_{\text{RO}_2}^{\text{CP}} (V_{к1,2}^{\text{CP}})^{-1}.$$

$r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}}$ – Парциальное давление водяных паров в конвективном пучке:

$$r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}} (V_{к1,2}^{\text{CP}})^{-1}.$$

$\rho_{к1,2}^{\circ}$ – Нормальная плотность газов в конвективном пучке:

$$\rho_{к1,2}^{\circ} = [R_1 + R_2(\alpha_{к1,2}^{\text{CP}} - 1)](V_{к1,2}^{\text{CP}})^{-1}.$$

$(k_{\Gamma} r_{\text{n}})_{к1,2}$ – Коэффициент ослабления лучей в конвективном пучке трёхатомными газами:

$$\begin{aligned}(k_{\Gamma} r_{\text{n}})_{к1,2} &= \left[\frac{0,78 + 1,6 r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}}}{(r_{\text{RO}_2}^{\text{к1,2}} + r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}})^{0,5} S_{к1,2}^{0,5}} - 0,1 \right] [1 - \\ &- 0,00037(t_{\Gammaк1,2}^{\text{CP}} + 273)](r_{\text{RO}_2}^{\text{к1,2}} + r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{к1,2}}).\end{aligned}$$

$(k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})_{к1,2}$ – Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами в конвективном пучке:

$$(k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}})_{к1,2} = \frac{4300 \cdot 1,3 \mu_{\text{зл}}}{[\pi d_{\text{зл}}^2 (t_{\Gammaк1,2}^{\text{CP}} + 273)^2]^{1/3}}.$$

$S_{к1,2}$ – Эффективная толщина излучающего слоя в конвективном пучке:

$$S_{к1,2} = 0,9 d_{нк1,2} \left(\frac{4 S_1^{к1,2} S_2^{к1,2}}{\pi d_{нк1,2}^2} - 1 \right).$$

$a_{к1,2}$ – Степень черноты потока газов в конвективном пучке:

$$a_{к1,2} = 1 - \exp \{ -[(k_{\Gamma} r_n)_{к1,2} + (k_{3л} \mu_{3л})_{к1,2}] S_{к1,2} \}.$$

$W_{к1,2}^{поп}$ – Средняя скорость газов при поперечном обтекании конвективного пучка:

$$W_{к1,2}^{поп} = 10^3 B_p V_{к1,2}^{ср} \frac{t_{\Gamma к1,2}^{ср} + 273}{273 \cdot 3600 F_{к1,2}^{поп}}.$$

$W_{к1,2}^{пр}$ – Средняя скорость газов при продольном обтекании конвективного пучка:

$$W_{к1,2}^{пр} = 10^3 B_p V_{к1,2}^{ср} \frac{t_{\Gamma к1,2}^{ср} + 273}{273 \cdot 3600 F_{к1,2}^{пр}}.$$

$I_{к1,2}^{ВЫХ}$ – Энтальпия газов на выходе из конвективного пучка в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{к1,2}^{ВЫХ} = \{ t_{к1,2}^{ВЫХ} [C_{A1} + C_{A2} (\alpha_{к1,2}^{ср} - 1)] + C_{B1} + C_{B2} (\alpha_{к1,2}^{ср} - 1) \} t_{к1,2}^{ВЫХ} \rho_{к1,2}^0$$

$t_{к1,2}^{ВЫХ}$ – Температура газов на выходе из конвективного пучка:

$$t_{к1,2}^{ВЫХ} = -\frac{L_{2к1,2}}{2L_{1к1,2}} + \left[\left(\frac{L_{2к1,2}}{2L_{1к1,2}} \right)^2 + \frac{I_{к1,2}^{ВЫХ}}{L_{1к1,2}} \right]^{0,5}.$$

$t_{\Gamma к1,2}^{ср}$ – Средняя температура газов в конвективном пучке:

$t_{3СТ}^{к1,2}$ – Ориентировочное значение температуры загрязнённой стенки конвективного пучка:

$$t_{3СТ}^{к1,2} = t_{вод}^к + 60.$$

$\lambda_{к1,2}^{\Gamma}$ – Коэффициент теплопроводности газов:

$$\lambda_{к1,2}^{\Gamma} = [(A^{\Gamma} \lambda_3) (t_{\Gamma к1,2}^{ср})^3 + (A^{\Gamma} \lambda_2) (t_{\Gamma к1,2}^{ср})^2 + (A^{\Gamma} \lambda_1) t_{\Gamma к1,2}^{ср} + A^{\Gamma} \lambda_0] 10^{-2}.$$

$\nu_{к1,2}^{\Gamma}$ – Кинематический коэффициент вязкости газов:

$$\nu_{к1,2}^{\Gamma} = [(A^{\Gamma} \nu_3) (t_{\Gamma к1,2}^{ср})^3 + (A^{\Gamma} \nu_2) (t_{\Gamma к1,2}^{ср})^2 + (A^{\Gamma} \nu_1) t_{\Gamma к1,2}^{ср} + A^{\Gamma} \nu_0] 10^{-6}.$$

$Pr_{к1,2}^{\Gamma}$ – Критерий Прандтля дымовых газов:

$$\text{Pr}_{\text{к1,2}}^{\Gamma} = (A^{\Gamma} \text{pr}_3)(t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}})^3 + (A^{\Gamma} \text{pr}_2)(t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}})^2 + (A^{\Gamma} \text{pr}_1)t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}} + A^{\Gamma} \text{pr}_0.$$

$\alpha_{1,2\text{к}}^{\text{поп}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при поперечном обтекании конвективного пучка с коридорным расположением труб:

$$\alpha_{1,2\text{к}}^{\text{поп}} = \{0,2 C_{z1} C_{s1} \lambda_{\text{к1,2}}^{\Gamma} d_{\text{нк1,2}}^{-1} [W_{\text{к1,2}}^{\text{поп}} d_{\text{нк1,2}} (v_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{-1}]^{0,65} (\text{Pr}_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{0,33} + \alpha_{\text{лк1,2}}\} \xi_{\text{к1,2}}.$$

$\alpha_{1,2\text{ш}}^{\text{поп}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при поперечном обтекании конвективного пучка с шахматным расположением труб:

$$\alpha_{1,2\text{ш}}^{\text{поп}} = \{C_{z1} C_{s1} \lambda_{\text{к1,2}}^{\Gamma} d_{\text{нк1,2}}^{-1} [W_{\text{к1,2}}^{\text{поп}} d_{\text{нк1,2}} (v_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{-1}]^{0,6} (\text{Pr}_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{0,33} + \alpha_{\text{лк1,2}}\} \xi_{\text{к1,2}}.$$

$\alpha_{1,2}^{\text{пр}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при продольном обтекании конвективного пучка:

$$\alpha_{1,2}^{\text{пр}} = \{0,023 \lambda_{\text{к1,2}}^{\Gamma} d_{\text{э1,2}}^{-1} [W_{\text{к1,2}}^{\text{пр}} d_{\text{э1,2}} (v_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{-1}]^{0,8} (\text{Pr}_{\text{к1,2}}^{\Gamma})^{0,4} + \alpha_{\text{лк1,2}}\} \xi_{\text{к1,2}}.$$

$\alpha_{\text{лк1,2}}$ – Коэффициент теплообмена излучением со стороны газов в конвективном пучке:

$$\alpha_{\text{лк1,2}} = 4,9 \cdot 10^{-8} 0,5 (a_{\text{заг}}^{\text{к1,2}} + 1) a_{\text{к1,2}} (t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}} + 273)^3 \frac{1 - (t_{\text{зст}}^{\text{к1,2}} + 273)^4 (t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}} + 273)^{-4}}{1 - (t_{\text{зст}}^{\text{к1,2}} + 273) (t_{\text{Гк1,2}}^{\text{ср}} + 273)^{-1}}.$$

$K_{\text{к1,2}}^{\text{поп к}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании конвективного пучка с коридорным расположением труб:

$$K_{\text{к1,2}}^{\text{поп к}} = \frac{\alpha_{1,2\text{к}}^{\text{поп}}}{1 + \varepsilon_{\text{к1,2}} \alpha_{1,2\text{к}}^{\text{поп}}}.$$

$K_{\text{к1,2}}^{\text{поп ш}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании конвективного пучка с шахматным расположением труб:

$$K_{\text{к1,2}}^{\text{поп ш}} = \frac{\alpha_{1,2\text{ш}}^{\text{поп}}}{1 + \varepsilon_{\text{к1,2}} \alpha_{1,2\text{ш}}^{\text{поп}}}.$$

$K_{\text{к1,2}}^{\text{пр}}$ – Коэффициент теплопередачи при продольном обтекании конвективного пучка (с коридорным, либо шахматным) расположением труб:

$$K_{\text{к1,2}}^{\text{пр}} = \frac{\alpha_{1,2}^{\text{пр}}}{1 + \varepsilon_{\text{к1,2}} \alpha_{1,2}^{\text{пр}}}.$$

$K_{к1,2}^к$ – Коэффициент теплопередачи при поперечно-продольном обтекании конвективного пучка с коридорным расположением труб:

$$K_{к1,2}^к = X_{к1,2}^{\text{поп}} K_{к1,2}^{\text{попк}} + (1 - X_{к1,2}^{\text{поп}}) K_{к1,2}^{\text{пр}}$$

$K_{к1,2}^ш$ – Коэффициент теплопередачи при поперечно-продольном обтекании конвективного пучка с шахматным расположением труб:

$$K_{к1,2}^ш = X_{к1,2}^{\text{поп}} K_{к1,2}^{\text{попш}} + (1 - X_{к1,2}^{\text{поп}}) K_{к1,2}^{\text{пр}}$$

$K_{к1,2}$ – Расчётный коэффициент теплопередачи при обтекании конвективного пучка:

$$K_{к1,2} = K_{к1,2}^к C + K_{к1,2}^ш (1 - C).$$

$\Delta t_{к1}^б$ – Большой температурный напор:

- в конвективном пучке 1

$$\Delta t_{к1}^б = t_{т}^{\text{вых}} - t_{\text{вод}}^к;$$

- в конвективном пучке 2

$$\Delta t_{к2}^б = t_{к1}^{\text{вых}} - t_{\text{вод}}^к$$

$\Delta t_{к1}^м$ – Меньший температурный напор:

- в конвективном пучке 1

$$\Delta t_{к1}^м = t_{к1}^{\text{вых}} - t_{\text{вод}}^к;$$

- в конвективном пучке 2

$$\Delta t_{к2}^м = t_{к2}^{\text{вых}} - t_{\text{вод}}^к.$$

$\Delta \tau_{к1,2}$ – Средний температурный напор в конвективном пучке:

$$\Delta \tau_{к1,2} = \frac{\Delta t_{к1,2}^б - \Delta t_{к1,2}^м}{\ln(\Delta t_{к1,2}^б / \Delta t_{к1,2}^м)}.$$

$L_{1к1,2}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за конвективным пучком:

$$L_{1к1,2} = [C_{A1} + C_{A2}(\alpha_{к1,2}^{\text{ср}} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{к1,2}^{\text{ср}} - 1)](V_{к1,2}^{\text{ср}})^{-1}.$$

$L_{2к1,2}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за конвективным пучком:

$$L_{2к1,2} = [C_{B1} + C_{B2}(\alpha_{к1,2}^{\text{ср}} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{к1,2}^{\text{ср}} - 1)](V_{к1,2}^{\text{ср}})^{-1}.$$

4.2.5. Пароперегреватель.

4.2.5.1. Исходные данные.

C – Компоновка труб: 1 – коридорная; 0 – шахматная.

$X_{\text{пп}}^{\text{поп}}$ – Долевое влияние поперечного потока газов на итоговый коэффициент теплопередачи в пароперегревателе.

$v_{\text{ПП}}$ – Ширина газохода при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в пароперегревателе.

$a_{\text{ПП}}$ – Глубина газохода при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в пароперегревателе.

$L_{\text{ПП}}^{\text{тип}}$ – Длина обогреваемой части труб пароперегревателя, расположенных по высоте газохода.

$d_{\text{нПП}}$ – Наружный диаметр труб пароперегревателя.

$d_{\text{вПП}}$ – Внутренний диаметр труб пароперегревателя.

$n_{\text{ПП}}$ – Число труб в ряду пароперегревателя, обтекаемого поперечным потоком газов.

$j_{\text{ПП}}$ – Число рядов труб в пароперегревателе, обтекаемом поперечным потоком газов.

$S_1^{\text{ПП}}$ – Поперечный шаг труб в пароперегревателе.

$S_2^{\text{ПП}}$ – Продольный шаг труб в пароперегревателе.

$X_{\text{ПП}}^{\text{сух}}$ – Степень сухости пара, поступающего в пароперегреватель из барабана котла.

$\Delta\alpha_{\text{ПП}}$ – Коэффициент присоса холодного воздуха в газоход пароперегревателя котла.

$\xi_{\text{ПП}}$ – Коэффициент использования поверхностей пароперегревателя.

$\Psi_{\text{ПП}}$ – Коэффициент эффективности поверхности пароперегревателя пароперегревателе.

$a_{\text{заг}}^{\text{ПП}}$ – Степень черноты загрязнённой стенки пароперегревателя.

$C_{z\text{ПП}}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на число рядов труб по ходу газов. При числе рядов $j_{\text{ПП}} > 10$ значение $C_{z\text{ПП}} = 1$.

$C_{s\text{ПП}}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на геометрическую компоновку пучка, учитывающая соотношения между поперечными (S_1/d) и продольными (S_2/d) шагами труб.

4.2.5.2. Расчётные формулы.

$d_{\text{ПП}}^{\text{ср}}$ – Средний диаметр труб пароперегревателя:

$$d_{\text{ПП}}^{\text{ср}} = 0,5(d_{\text{нПП}} + d_{\text{вПП}}).$$

$F_{\text{ПП}}^{\text{поп}}$ – Живое сечение для прохода газов при поперечном обтекании труб пароперегревателя вдоль его глубины $a_{\text{ПП}}$:

$$F_{\text{ПП}}^{\text{поп}} = L_{\text{ПП}}^{\text{тип}} (v_{\text{ПП}} - n_{\text{ПП}} d_{\text{нПП}}).$$

$F_{\text{ПП}}^{\text{пр}}$ – Живое сечение для прохода газов при продольном обтекании труб пароперегревателя вдоль его длины $L_{\text{ПП}}^{\text{тип}}$:

$$F_{\text{ПП}}^{\text{пр}} = a_{\text{ПП}} v_{\text{ПП}} - 0,25 \pi d_{\text{нПП}}^2 n_{\text{ПП}} j_{\text{ПП}} ..$$

$H_{\text{ПП}}$ – Суммарная поверхность нагрева пароперегревателя:

$$H_{\text{ПП}} = \pi d_{\text{ПП}} L_{\text{ПП}}^{\text{тип}} N_{\text{ПП}}^{\text{тип}} .$$

$d_{\text{эП}}$ – Эквивалентный диаметр сечения канала при продольном омывании поверхностей нагрева конвективного пароперегревателя:

$$d_{\text{эП}} = \frac{F_{\text{ПП}}^{\text{пр}}}{\pi d_{\text{нПП}} n_{\text{ПП}} j_{\text{ПП}}} .$$

$N_{\text{ПП}}^{\text{тип}}$ – Суммарное число пучка труб, образующих пароперегреватель:

$$N_{\text{ПП}}^{\text{тип}} = n_{\text{ПП}} j_{\text{ПП}} .$$

$\alpha_{\text{ПП}}^{\text{вЫХ}}$ – Коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем котла:

$$\alpha_{\text{ПП}}^{\text{вЫХ}} = \alpha_{\text{к2}}^{\text{вЫХ}} + \Delta \alpha_{\text{ПП}}$$

$\alpha_{\text{ПП}}^{\text{ср}}$ – Коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем котла:

$$\alpha_{\text{ПП}}^{\text{ср}} = 0,5 (\alpha_{\text{к2}}^{\text{вЫХ}} + \alpha_{\text{ПП}}^{\text{вЫХ}}) .$$

$V_{\text{ПП}}^{\text{ср}}$ – Объем реальных газов в пароперегревателе котла:

$$V_{\text{ПП}}^{\text{ср}} = V_{\text{Г}}^{\circ} + 1,0161 (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{ср}} - 1) V^{\circ} .$$

$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}}$ – Объем водяных паров в пароперегревателе:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} + 0,0161 (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{ср}} - 1) V^{\circ} .$$

$r_{\text{RO}_2}^{\text{ПП}}$ – Парциальное давление RO_2 в пароперегревателе:

$$r_{\text{RO}_2}^{\text{ПП}} = V_{\text{RO}_2} (V_{\text{ПП}}^{\text{ср}})^{-1} .$$

$r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}}$ – Парциальное давление водяных паров в пароперегревателе:

$$r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}} (V_{\text{ПП}}^{\text{ср}})^{-1} .$$

$\rho_{\text{ПП}}^{\circ}$ – Нормальная плотность газов в пароперегревателе:

$$\rho_{\text{ПП}}^{\circ} = [R_1 + R_2 (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{ср}} - 1)] (V_{\text{ПП}}^{\text{ср}})^{-1} .$$

$(k_{\text{Г}} r_{\text{н}})_{\text{ПП}}$ – Коэффициент ослабления лучей в пароперегревателе трёхатомными газами:

$$(k_{\Gamma} r_n)_{\text{ПП}} = \left[\frac{0,78 + 1,6 r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}}}{(r_{\text{RO}_2}^{\text{ПП}} + r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}})^{0,5} S_{\text{ПП}}^{0,5}} - 0,1 \right] [1 - 0,00037 (t_{\Gamma\text{ПП}}^{\text{CP}} + 273)] (r_{\text{RO}_2}^{\text{ПП}} + r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ПП}}).$$

$(k_{\text{ЗЛ}} \mu_{\text{ЗЛ}})_{\text{ПП}}$ – Коэффициент ослабления лучей в пароперегревателе зольными частицами:

$$(k_{\text{ЗЛ}} \mu_{\text{ЗЛ}})_{\text{ПП}} = \frac{4300 \cdot 1,3 \mu_{\text{ЗЛ}}}{[\pi d_{\text{ЗЛ}}^2 (t_{\Gamma\text{ПП}}^{\text{CP}} + 273)^2]^{1/3}}.$$

$S_{\text{ПП}}$ – Эффективная толщина излучающего слоя в пароперегревателе:

$$S_{\text{ПП}} = 0,9 d_{\text{НПП}} \left(\frac{4 S_1^{\text{ПП}} S_2^{\text{ПП}}}{\pi d_{\text{НПП}}^2} - 1 \right).$$

$a_{\text{ПП}}$ – Степень черноты потока газов в пароперегревателе:

$$a_{\text{ПП}} = 1 - \exp \{ - [(k_{\Gamma} r_n)_{\text{ПП}} + (k_{\text{ЗЛ}} \mu_{\text{ЗЛ}})_{\text{ПП}}] S_{\text{ПП}} \}.$$

$W_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}}$ – Средняя скорость газов при поперечном обтекании труб пароперегревателя:

$$W_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}} = 10^3 V_{\text{P}} V_{\text{ПП}}^{\text{CP}} \frac{t_{\Gamma\text{ПП}}^{\text{CP}} + 273}{273 \cdot 3600 F_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}}}.$$

$W_{\text{ПП}}^{\text{ПР}}$ – Средняя скорость газов при продольном обтекании труб пароперегревателя:

$$W_{\text{ПП}}^{\text{ПР}} = 10^3 V_{\text{P}} V_{\text{ПП}}^{\text{CP}} \frac{t_{\Gamma\text{ПП}}^{\text{CP}} + 273}{273 \cdot 3600 F_{\text{ПП}}^{\text{ПР}}}.$$

$I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Энтальпия газов на выходе из пароперегревателя котла в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} = \{ t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} [C_{\text{A1}} + C_{\text{A2}} (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{CP}} - 1)] + C_{\text{B1}} + C_{\text{B2}} (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{CP}} - 1) \} t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} \rho_{\text{ПП}}^0.$$

$t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХГ}}$ – Температура газов на выходе из пароперегревателя котла. Определяется в результате решения системы уравнений. Определяет значение энтальпии газов на выходе из камеры горения:

$$t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХГ}} = - \frac{L_{2\text{ПП}}}{2 L_{1\text{ПП}}} + \left[\left(\frac{L_{2\text{ПП}}}{2 L_{1\text{ПП}}} \right)^2 + \frac{I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}}{L_{1\text{ПП}}} \right]^{0,5}.$$

$t_{\text{ПП}}^{\text{CP}}$ – Средняя температура пара в пароперегревателе:

$$t_{\text{ПП}}^{\text{CP}} = 0,5 (t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} + t_{\text{ВОД}}^{\text{K}}).$$

$t_{3CT}^{ПП}$ – Ориентировочное значение температуры загрязнённой стенки пароперегревателя:

$$t_{3CT}^{ПП} = t_{ПП}^{ср} + 50.$$

$t_{вод}^К$ – Температура котловой воды (насыщенного пара) на входе в пароперегреватель. Определяется по диаграмме *i-s* (Рис. 4.3).

$t_{ГПП}^{ср}$ – Средняя температура газов в пароперегревателе:

$$t_{ГПП}^{ср} = 0,5(t_{к2}^{ВЫХ} + t_{ПП}^{ВЫХГ}).$$

$i_{ПП}^{ВХ}$ – Энтальпия влажного пара на входе в пароперегреватель:

$$i_{ПП}^{ВХ} = i_{кв}(1 - X_{ПП}^{сух}) + X_{ПП}^{сух} i_{нп}.$$

$i_{ПП}^{ВЫХ}$ – Энтальпия перегретого пара за пароперегревателем. Определяется по диаграмме *i-s* (Рис. 4.3).

$i_{нп}$ – Энтальпия насыщенного пара в барабане котла. Определяется по диаграмме *i-s* (Рис. 4.3).

$i_{кв}$ – Энтальпия котловой воды в барабане котла. Определяется по диаграмме *i-s* (Рис. 4.3).

$\lambda_{ПП}^Г$ – Коэффициент теплопроводности газов:

$$\lambda_{ПП}^Г = [(A^Г \lambda_3)(t_{ГПП}^{ср})^3 + (A^Г \lambda_2)(t_{ГПП}^{ср})^2 + (A^Г \lambda_1)t_{ГПП}^{ср} + A^Г \lambda_0]10^{-2}.$$

$\nu_{ПП}^Г$ – Кинематический коэффициент вязкости газов:

$$\nu_{ПП}^Г = [(A^Г \nu_3)(t_{ГПП}^{ср})^3 + (A^Г \nu_2)(t_{ГПП}^{ср})^2 + (A^Г \nu_1)t_{ГПП}^{ср} + A^Г \nu_0]10^{-6}.$$

$Pr_{ПП}^Г$ – Критерий Прандтля дымовых газов:

$$Pr_{ПП}^Г = (A^Г pr_3)(t_{ГПП}^{ср})^3 + (A^Г pr_2)(t_{ГПП}^{ср})^2 + (A^Г pr_1)t_{ГПП}^{ср} + A^Г pr_0.$$

$\lambda_{ПП}^{ср}$ – Коэффициент теплопроводности пара в пароперегревателе:

$$\lambda_{ПП}^{ср} = [(A^П \lambda_3)(t_{ПП}^{ср})^3 + (A^П \lambda_2)(t_{ПП}^{ср})^2 + (A^П \lambda_1)t_{ПП}^{ср} + A^П \lambda_0]10^{-2}$$

$\nu_{ПП}^{ср}$ – Кинематический коэффициент вязкости пара в пароперегревателе:

$$\nu_{ПП}^{ср} = [(A^П \mu_3)(t_{ПП}^{ср})^3 + (A^П \mu_2)(t_{ПП}^{ср})^2 + (A^П \mu_1)t_{ПП}^{ср} + A^П \mu_0]10^{-6}9,81(\rho_{ПП}^{ср})^{-1}.$$

$Pr_{ПП}^{ср}$ – Критерий Прандтля перегретого пара:

$$Pr_{ПП}^{ср} = (A^П pr_3)(t_{ПП}^{ср})^3 + (A^П pr_2)(t_{ПП}^{ср})^2 + (A^П pr_1)t_{ПП}^{ср} + A^П pr_0.$$

$Q_{ПП}^П$ – Тепловосприятие пароперегревателя со стороны газов в расчёте на 1 кг сожжённого топлива. Определяется на основании теплового баланса по пару:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{п}} = D_{\text{п}} (i_{\text{ПП}}^{\text{вых}} - i_{\text{ПП}}^{\text{вх}}) B_{\text{п}}^{-1}.$$

$\rho_{\text{ПП}}^{\text{ср}}$ – Средняя плотность пара в пароперегревателе. Определяется по i -s диаграмме (Рис. 4.3).

$f_{\text{ПП}}^{\text{пр}}$ – Живое сечение для прохода пара через рабочий ряд труб:

$$f_{\text{ПП}}^{\text{пр}} = 0,25 \pi n_{\text{ПП}} d_{\text{ВП}}^2.$$

$w_{\text{ПП}}^{\text{пр}}$ – Средняя скорость пара в трубах пароперегревателя:

$$w_{\text{ПП}}^{\text{пр}} = \frac{D_{\text{п}} 10^3}{3600 \rho_{\text{ПП}}^{\text{ср}} f_{\text{ПП}}^{\text{пр}}}.$$

$\alpha_{\text{ППК}}^{\text{поп}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при поперечном обтекании пароперегревателя с коридорным расположением труб:

$$\alpha_{\text{ППК}}^{\text{поп}} = \{0,2 C_{\text{ЗПП}} C_{\text{СПП}} \lambda_{\text{ПП}}^{\text{г}} d_{\text{НПП}}^{-1} [W_{\text{ПП}}^{\text{поп}} d_{\text{НПП}} (v_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{-1}]^{0,65} (\text{Pr}_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{0,33} + \alpha_{\text{ЛПП}}\} \xi_{\text{ПП}}.$$

$\alpha_{\text{ППШ}}^{\text{поп}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при поперечном обтекании пароперегревателя с шахматным расположением труб:

$$\alpha_{\text{ППШ}}^{\text{поп}} = \{C_{\text{ЗПП}} C_{\text{СПП}} \lambda_{\text{ПП}}^{\text{г}} d_{\text{НПП}}^{-1} [W_{\text{ПП}}^{\text{поп}} d_{\text{НПП}} (v_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{-1}]^{0,6} (\text{Pr}_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{0,33} + \alpha_{\text{ЛПП}}\} \xi_{\text{ПП}}.$$

$\alpha_{\text{ПП1}}^{\text{пр}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при продольном обтекании пароперегревателя с шахматным или коридорным расположением труб:

$$\alpha_{\text{ПП1}}^{\text{пр}} = \{0,023 \lambda_{\text{ПП}}^{\text{г}} d_{\text{ЭП}}^{-1} [W_{\text{ПП}}^{\text{пр}} d_{\text{ЭП}} (v_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{-1}]^{0,8} (\text{Pr}_{\text{ПП}}^{\text{г}})^{0,4} + \alpha_{\text{ЛПП}}\} \xi_{\text{ПП}}.$$

$\alpha_{\text{ПП2}}^{\text{пр}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны пара при его течении в трубах пароперегревателя:

$$\alpha_{\text{ПП2}}^{\text{пр}} = 0,023 \lambda_{\text{ПП}}^{\text{ср}} d_{\text{ВП}}^{-1} [w_{\text{ПП}}^{\text{пр}} d_{\text{ВП}} (v_{\text{ПП}}^{\text{ср}})^{-1}]^{0,8} (\text{Pr}_{\text{ПП}}^{\text{ср}})^{0,4}.$$

$\alpha_{\text{ЛПП}}$ – Коэффициент теплообмена излучением со стороны газов в пароперегревателе:

$$\alpha_{\text{ЛПП}} = 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot 0,5 (a_{\text{заг}}^{\text{пп}} + 1) a_{\text{ПП}} (t_{\text{ГПП}}^{\text{ср}} + 273)^3 \frac{1 - (t_{\text{ЗСТ}}^{\text{пп}} + 273)^4 (t_{\text{ГПП}}^{\text{ср}} + 273)^{-4}}{1 - (t_{\text{ЗСТ}}^{\text{пп}} + 273)(t_{\text{ГПП}}^{\text{ср}} + 273)^{-1}}.$$

$K_{\text{ПП}}^{\text{попк}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании пароперегревателя с коридорным расположением труб:

$$K_{\text{ПП}}^{\text{попк}} = \frac{\Psi_{\text{ПП}} \alpha_{\text{ППК}}^{\text{поп}}}{1 + \alpha_{\text{ППК}}^{\text{поп}} (\alpha_{\text{ПП2}}^{\text{пр}})^{-1}}.$$

$K_{\text{ПП}}^{\text{ПОПШ}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании пароперегревателя с шахматным расположением труб:

$$K_{\text{ПП}}^{\text{ПОПШ}} = \frac{\Psi_{\text{ПП}} \alpha_{\text{ППШ}}^{\text{ПОП}}}{1 + \alpha_{\text{ППШ}}^{\text{ПОП}} (\alpha_{\text{ПП2}}^{\text{ПР}})^{-1}}.$$

$K_{\text{ПП}}^{\text{ПР}}$ – Коэффициент теплопередачи при продольном обтекании пароперегревателя (с коридорным, либо шахматным) расположением труб:

$$K_{\text{ПП}}^{\text{ПР}} = \frac{\Psi_{\text{ПП}} \alpha_{\text{ПП1}}^{\text{ПР}}}{1 + \alpha_{\text{ПП1}}^{\text{ПР}} (\alpha_{\text{ПП2}}^{\text{ПР}})^{-1}}.$$

$K_{\text{ПП}}^{\text{К}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечно-продольном обтекании пароперегревателя с коридорным расположением труб:

$$K_{\text{ПП}}^{\text{К}} = X_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}} K_{\text{ПП}}^{\text{ПОПК}} + (1 - X_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}}) K_{\text{ПП}}^{\text{ПР}}.$$

$K_{\text{ПП}}^{\text{Ш}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечно-продольном обтекании пароперегревателя с шахматным расположением труб:

$$K_{\text{ПП}}^{\text{Ш}} = X_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}} K_{\text{ПП}}^{\text{ПОПШ}} + (1 - X_{\text{ПП}}^{\text{ПОП}}) K_{\text{ПП}}^{\text{ПР}}.$$

$K_{\text{ПП}}$ – Расчётный коэффициент теплопередачи при обтекании труб пароперегревателя:

$$K_{\text{ПП}} = K_{\text{ПП}}^{\text{К}} C + K_{\text{ПП}}^{\text{Ш}} (1 - C).$$

$\Delta t_{\text{ПП}}^{\bar{\delta}}$ – Большой температурный напор в пароперегревателе:

$$\Delta t_{\text{ПП}}^{\bar{\delta}} = t_{\text{К2}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВОД}}^{\text{К}}.$$

$\Delta t_{\text{ПП}}^{\text{М}}$ – Меньший температурный напор в пароперегревателе:

$$\Delta t_{\text{ПП}}^{\text{М}} = t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХГ}} - t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}.$$

$\Delta \tau_{\text{ПП}}$ – Средний температурный напор в пароперегревателе:

$$\Delta \tau_{\text{ПП}} = \frac{\Delta t_{\text{ПП}}^{\bar{\delta}} - \Delta t_{\text{ПП}}^{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{ПП}}^{\bar{\delta}} / \Delta t_{\text{ПП}}^{\text{М}})}.$$

$L_{1\text{ПП}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за пароперегревателем:

$$L_{1\text{ПП}} = [C_{A1} + C_{A2} (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{СР}} - 1)] [R_1 + R_2 (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{СР}} - 1)] (V_{\text{ПП}}^{\text{СР}})^{-1}.$$

$L_{2\text{ПП}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за пароперегревателем:

$$L_{2\text{ПП}} = [C_{B1} + C_{B2} (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{СР}} - 1)] [R_1 + R_2 (\alpha_{\text{ПП}}^{\text{СР}} - 1)] (V_{\text{ПП}}^{\text{СР}})^{-1}.$$

4.2.6. Воздухоподогреватель.

4.2.6.1. Исходные данные.

C – Компоновка труб: 1 – коридорная; 0 – шахматная.

$b_{ВП}$ – Ширина газохода при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в воздухоподогревателе.

$a_{ВП}$ – Глубина газохода при поперечном обтекании вертикальных рядов труб в воздухоподогревателе.

$L_{ВП}^{тип}$ – Длина обогреваемой части труб воздухоподогревателя, расположенных по высоте газохода.

$d_{нВП}$ – Наружный диаметр труб воздухоподогревателя.

$d_{вВП}$ – Внутренний диаметр труб воздухоподогревателя.

$n_{ВП}$ – Число труб в ряду воздухоподогревателя, обтекаемого поперечным потоком газов.

$j_{ВП}$ – Число рядов труб в воздухоподогревателе, обтекаемом поперечным потоком газов.

$\xi_{ВП}$ – Коэффициент использования поверхностей воздухоподогревателя.

$\Delta\alpha_{ВП}$ – Коэффициент присоса холодного воздуха в газоходе воздухоподогревателя котла.

$K_{рец}$ – Коэффициент рециркуляции воздуха в воздухоподогревателе:

$$K_{рец} = \Delta G_{рец} / G_B.$$

$C_{zВП}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на число рядов труб по ходу воздуха. При числе рядов $j_{к1} > 10$ значение $C_{zВП} = 1$.

$C_{sВП}$ – Для шахматных и коридорных пучков. Поправка на фактическую компоновку пучка, учитывающая соотношения между поперечными (S_1/d) и продольными (S_2/d) шагами труб.

4.2.6.2. Расчётные формулы.

$d_{ВП}^{ср}$ – Средний диаметр труб воздухоподогревателя:

$$d_{ВП}^{ср} = 0,5(d_{нВП} + d_{вВП}).$$

$N_{ВП}^{тип}$ – Суммарное число типовых труб, составляющих воздухоподогреватель:

$$N_{ВП}^{тип} = n_{ВП} j_{ВП}.$$

$F_{ГВП}^{пр}$ – Живое сечение для прохода газов при продольном обтекании труб воздухоподогревателя вдоль его высоты $L_{ВП}^{тип}$:

$$F_{ГВП}^{пр} = a_{ВП} b_{ВП} - 0,25\pi d_{вВП}^2 n_{ВП} j_{ВП}.$$

$F_{ВВП}^{ПОП}$ – Живое сечение для прохода воздуха при поперечном обтекании труб воздухоподогревателя вдоль его глубины $a_{ВВП}$:

$$F_{ВВП}^{ПОП} = L_{ВВП}^{ТИП} (B_{ВВП} - n_{ВВП} d_{НВП}) .$$

$H_{ВВП}$ – Суммарная поверхность нагрева воздухоподогревателя:

$$H_{ВВП} = \pi d_{ВВП}^{ср} L_{ВВП}^{ТИП} N_{ВВП}^{ТИП} .$$

$\alpha_{ВВП}^{ср}$ – Коэффициент избытка воздуха в воздухоподогревателе котла:

$$\alpha_{ВВП}^{ср} = 0,5 (\alpha_{ПП}^{ВЫХ} + \alpha_{ВВП}^{ВЫХ}) ;$$

если $\beta_{ВЭ} = 1$, тогда $\alpha_{ВВП}^{ср} = \alpha_{ПП}^{ср}$.

$\alpha_{ВВП}^{ВЫХ}$ – Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем:

$$\alpha_{ВВП}^{ВЫХ} = \alpha_{ПП}^{ВЫХ} + \Delta\alpha_{ВВП} ;$$

если $\beta_{ВЭ} = 1$, тогда $\alpha_{ВВП}^{ВЫХ} = \alpha_{ПП}^{ВЫХ}$.

$V_{ВВП}^{ср}$ – Объём реальных газов в воздухоподогревателе котла:

$$V_{ВВП}^{ср} = V_{Г}^0 + 1,0161 (\alpha_{ВВП}^{ср} - 1) V^0 ;$$

если $\beta_{ВЭ} = 1$, тогда $V_{ВВП}^{ср} = V_{ПП}^{ср}$.

$\rho_{ВВП}^0$ – Нормальная плотность газов в воздухоподогревателе:

$$\rho_{ВВП}^0 = [R_1 + R_2 (\alpha_{ВВП}^{ср} - 1)] (V_{ВВП}^{ср})^{-1} ;$$

если $\beta_{ВЭ} = 1$, тогда $\rho_{ВВП}^0 = \rho_{ПП}^0$.

$G_{ВПК}$ – Массовый расход воздуха, проходящий транзитом через воздухоподогреватель совместно с рециркуляционным потоком:

$$G_{ВПК} = 1,0161 \alpha_{И} V^0 \rho_{ВОЗ}^0 B \cdot 10^3 ,$$

где $\rho_{ВОЗ}^0$ определяется с помощью вспомогательной аппроксимационной функции (рис. 4.2).

$\Delta G_{рец}$ – Массовый расход рециркуляции воздуха в воздухоподогревателе:

$$\Delta G_{рец} = K_{рец} G_{ВПК} .$$

$G_{ВВП}$ – Массовый расход воздуха, поступающий в воздухоподогреватель с учётом его дополнительного потока за счёт рециркуляции:

$$G_{ВВП} = G_{ВПК} (1 + K_{рец}) .$$

$I_{кф}^{ВХ}$ – Энтальпия воздуха на входе в калорифер в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{кф}}^{\text{ВХ}} = \alpha_{\text{и}} I_{\text{ХВ}}^{\text{О}}.$$

$I_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}}$ – Энтальпия воздуха на выходе из калорифера при $\alpha > 1$ и в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}} = (A_{\text{ВОЗ}} t_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}} + B_{\text{ВОЗ}}) t_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}} \alpha_{\text{и}} V^{\text{О}},$$

где $A_{\text{ВОЗ}}$ и $B_{\text{ВОЗ}}$ определяются с помощью вспомогательных аппроксимационных функций (рис. 4.2).

$I_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}}$ – Энтальпия воздуха на входе в воздухоподогреватель после рециркуляции горячего воздуха. В расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}} = I_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}} - Q_{\text{ВП}}^{\text{Г}}.$$

$I_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}}$ – Энтальпия горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}} = I_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}} + Q_{\text{ВП}}^{\text{Г}} (1 + K_{\text{реци}}).$$

$t_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура воздуха за калорифером:

$$t_{\text{кф}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ХВ}} + \Delta t_{\text{кф}}.$$

$t_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}}$ – Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель (после рециркуляции горячего воздуха):

$$t_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}} = -\frac{B_{\text{ВОЗ}}}{2A_{\text{ВОЗ}}} + \left[\left(\frac{B_{\text{ВОЗ}}}{2A_{\text{ВОЗ}}} \right)^2 + \frac{I_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}}}{A_{\text{ВОЗ}} \alpha_{\text{и}} V^{\text{О}}} \right]^{0,5},$$

$t_{\text{ГВ}}^{\text{ср}}$ – Средняя температура воздуха в воздухоподогревателе (с учётом рециркуляции горячего воздуха):

$$t_{\text{ГВ}}^{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}} + t_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}}).$$

$t_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя:

$$t_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}} = -\frac{B_{\text{ВОЗ}}}{2A_{\text{ВОЗ}}} + \left[\left(\frac{B_{\text{ВОЗ}}}{2A_{\text{ВОЗ}}} \right)^2 + \frac{I_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}}}{A_{\text{ВОЗ}} \alpha_{\text{и}} V^{\text{О}}} \right]^{0,5}.$$

$I_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Энтальпия газов на выходе из воздухоподогревателя котла в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} = \{t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} [C_{\text{А1}} + C_{\text{А2}}(\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ср}} - 1)] + C_{\text{Б1}} + C_{\text{Б2}}(\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ср}} - 1)\} t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} \rho_{\text{ВП}}^{\text{О}};$$

если $\beta_{\text{вэ}} = 1$, тогда $I_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} = I_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}}$.

$t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}$ – Температура газов на выходе из воздухоподогревателя. Определяет значение энтальпии газов на выходе из камеры горения:

$$t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} = -\frac{L_{2\text{ВП}}}{2L_{1\text{ВП}}} + \left[\left(\frac{B_{2\text{ВП}}}{2L_{1\text{ВП}}} \right)^2 + \frac{I_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}}{L_{1\text{ВП}}} \right]^{0,5}.$$

$t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}}$ – Средняя температура газов в воздухоподогревателе:

$$t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} = 0,5(t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} + t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}});$$

если $\beta_{\text{ВЭ}} = 1$, тогда $t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} = t_{\text{ГПП}}^{\text{СР}}$.

$W_{\text{ВВП}}^{\text{ПОП}}$ – Средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе:

$$W_{\text{ВВП}}^{\text{ПОП}} = \frac{G_{\text{ВП}}(t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}} + 273)}{273 \cdot 3600 \rho_{\text{ВОЗ}}^0 F_{\text{ВВП}}^{\text{ПОП}}}.$$

$W_{\text{ГВП}}^{\text{ПР}}$ – Средняя скорость газов в воздухоподогревателе:

$$W_{\text{ГВП}}^{\text{ПР}} = 10^3 (1 - \beta_{\text{ВЭ}}) V_{\text{р}} V_{\text{ВП}}^{\text{СР}} \frac{t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} + 273}{273 \cdot 3600 F_{\text{ГВП}}^{\text{ПР}}}$$

$\lambda_{\text{ВП}}^{\text{В}}$ – Коэффициент теплопроводности воздуха:

$$\lambda_{\text{ВП}}^{\text{В}} = [(A^{\text{В}} \lambda_3)(t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{В}} \lambda_2)(t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{В}} \lambda_1)t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}} + A^{\text{В}} \lambda_0] 10^{-2}.$$

$\nu_{\text{ВП}}^{\text{В}}$ – Кинематический коэффициент вязкости воздуха:

$$\nu_{\text{ВП}}^{\text{В}} = [(A^{\text{В}} \nu_3)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{В}} \nu_2)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{В}} \nu_1)t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} + A^{\text{В}} \nu_0] 10^{-6}.$$

$\text{Pr}_{\text{ВП}}^{\text{В}}$ – Критерий Прандтля воздуха:

$$\text{Pr}_{\text{ВП}}^{\text{В}} = (A^{\text{В}} \text{pr}_3)(t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{В}} \text{pr}_2)(t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{В}} \text{pr}_1)t_{\text{ГВ}}^{\text{СР}} + A^{\text{В}} \text{pr}_0.$$

$\lambda_{\text{ВП}}^{\text{Г}}$ – Коэффициент теплопроводности газов:

$$\lambda_{\text{ВП}}^{\text{Г}} = [(A^{\text{Г}} \lambda_3)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{Г}} \lambda_2)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{Г}} \lambda_1)t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} + A^{\text{В}} \lambda_0] 10^{-2}.$$

$\nu_{\text{ВП}}^{\text{Г}}$ – Кинематический коэффициент вязкости газов:

$$\nu_{\text{ВП}}^{\text{Г}} = [(A^{\text{Г}} \nu_3)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{Г}} \nu_2)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{Г}} \nu_1)t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} + A^{\text{Г}} \nu_0] 10^{-6}.$$

$\text{Pr}_{\text{ВП}}^{\text{Г}}$ – Критерий Прандтля дымовых газов:

$$\text{Pr}_{\text{ВП}}^{\text{Г}} = (A^{\text{Г}} \text{pr}_3)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^3 + (A^{\text{Г}} \text{pr}_2)(t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}})^2 + (A^{\text{Г}} \text{pr}_1)t_{\text{ГВП}}^{\text{СР}} + A^{\text{Г}} \text{pr}_0.$$

$\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{б}}$ – Большой температурный напор в воздухоподогревателе:

$$\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{б}} = t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ Г}} - t_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}}.$$

$\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{М}}$ – Меньший температурный напор в воздухоподогревателе:

$$\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{М}} = t_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}}.$$

$\Delta \tau_{\text{ВП}}$ – Средний температурный напор в воздухоподогревателе:

$$\Delta \tau_{\text{ВП}} = \frac{\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{б}} - \Delta t_{\text{ВП}}^{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{ВП}}^{\text{б}} / \Delta t_{\text{ВП}}^{\text{М}})}.$$

$\alpha_{\text{ВПК}}^{\text{ПОП}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны воздуха при поперечном обтекании труб воздухоподогревателя с коридорным расположением труб:

$$\alpha_{\text{ВПК}}^{\text{ПОП}} = 0,2 \cdot C_{\text{ЗВП}} C_{\text{СВП}} \lambda_{\text{ВП}}^{\text{В}} d_{\text{НВП}}^{-1} [W_{\text{ВВП}}^{\text{ПОП}} d_{\text{НВП}} (v_{\text{ВП}}^{\text{Г}})^{-1}]^{0,65} (Pr_{\text{ВП}}^{\text{В}})^{0,33}.$$

$\alpha_{\text{ВПШ}}^{\text{ПОП}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны воздуха при поперечном обтекании труб воздухоподогревателя с шахматным расположением труб:

$$\alpha_{\text{ВПШ}}^{\text{ПОП}} = C_{\text{ЗВП}} C_{\text{СВП}} \lambda_{\text{ВП}}^{\text{В}} d_{\text{НВП}}^{-1} [W_{\text{ВВП}}^{\text{ПОП}} d_{\text{НВП}} (v_{\text{ВП}}^{\text{В}})^{-1}]^{0,6} (Pr_{\text{ВП}}^{\text{В}})^{0,33}.$$

$\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}}$ – Коэффициент теплообмена со стороны газов при его течении в трубах воздухоподогревателя:

$$\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}} = 0,023 \lambda_{\text{ВП}}^{\text{Г}} d_{\text{ВВП}}^{-1} [W_{\text{ГВП}}^{\text{ПР}} d_{\text{ВВП}} (v_{\text{ВП}}^{\text{Г}})^{-1}]^{0,8} (Pr_{\text{ВП}}^{\text{Г}})^{0,4}.$$

$K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПК}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании воздухоподогревателя с коридорным расположением труб:

$$K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПК}} = \frac{\xi_{\text{ВП}} \alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}} \alpha_{\text{ВПК}}^{\text{ПОП}}}{\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}} + \alpha_{\text{ВПК}}^{\text{ПОП}}}.$$

$K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПШ}}$ – Коэффициент теплопередачи при поперечном обтекании воздухоподогревателя с шахматным расположением труб:

$$K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПШ}} = \frac{\xi_{\text{ВП}} \alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}} \alpha_{\text{ВПШ}}^{\text{ПОП}}}{\alpha_{\text{ВП}}^{\text{ПР}} + \alpha_{\text{ВПШ}}^{\text{ПОП}}}.$$

$K_{\text{ВП}}$ – Расчётный коэффициент теплопередачи при обтекании труб воздухоподогревателя:

$$K_{\text{ВП}} = K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПК}} C + K_{\text{ВП}}^{\text{ПОПШ}} (1 - C).$$

$Q_{\text{ВП}}^{\text{В}}$ – Полезное тепловосприятие воздухоподогревателя со стороны дымовых газов в расчёте на 1 кг сожжённого топлива. Получено на основании теплового баланса воздухоподогревателя со стороны воздуха:

$$Q_{\text{ВП}}^{\text{В}} = I_{\text{ГВ}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{ГВ}}^{\text{ВХ}}.$$

$L_{1\text{ВП}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры га-

зов за воздухоподогревателем:

$$L_{1ВП} = [C_{A1} + C_{A2}(\alpha_{ВП}^{cp} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{ВП}^{cp} - 1)](V_{ВП}^{cp})^{-1}.$$

$L_{2ВП}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за воздухоподогревателем:

$$L_{2ВП} = [C_{B1} + C_{B2}(\alpha_{ВП}^{cp} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{ВП}^{cp} - 1)](V_{ВП}^{cp})^{-1}.$$

4.2.7. Водяной экономайзер.

4.2.7.1. Исходные данные.

$n_{ВЭ}$ – Число ребристых труб («типоразмерных») в ряду водяного экономайзера по сечению газохода, обтекаемых поперечным потоком газов.

$j_{ВЭ}$ – Число рядов ребристых труб в водяном экономайзере по ходу движения поперечного потока газов.

$L_{ВЭ}^{тип}$ – Длина обогреваемой части одной трубы (типоразмера), составляющей водяной экономайзер, которая в сущности представляет собой ширину газохода.

$\Delta\alpha_{ВЭ}$ – Коэффициент присоса холодного воздуха в газоходе водяного экономайзера котла.

4.2.7.2. Расчётные формулы.

$Q_{ВЭ}^Г$ – Полезное тепловосприятие водяного экономайзера со стороны дымовых газов в расчёте на 1 кг сожжённого топлива. Определяется на основании теплового баланса экономайзера по воде:

$$Q_{ВЭ}^Г = D_{ПВ} (i_{ПВ}^{ВЫХ} - i_{ПВ}^{ВХ}) V_p^{-1} \beta_{ВЭ}^{-1}.$$

$F_{ВЭ}^{тип}$ – Живое сечение для прохода газов по сечению водяного экономайзера, состоящего из используемого типоразмера ребристых труб длиной $L_{ВЭ}$:

$$F_{ВЭ}^{тип} = a_{F3}(L_{ВЭ}^{тип})^3 + a_{F2}(L_{ВЭ}^{тип})^2 + a_{F1}L_{ВЭ}^{тип} + a_{F0}.$$

$F_{ВЭ}^{поп}$ – Живое сечение для прохода газов (через один ряд) в водяном экономайзере при поперечном обтекании образующих его ребристых труб:

$$F_{ВЭ}^{поп} = F_{ВЭ}^{тип} n_{ВЭ}.$$

$N_{ВЭ}^{тип}$ – Суммарное число типовых труб, составляющих водяной экономайзер:

$$N_{ВЭ}^{тип} = n_{ВЭ} j_{ВЭ}.$$

$S_{ВЭ}^{тип}$ – Поверхность одной ребристой трубы длиной $L_{ВЭ}^{тип}$, используемой в количестве $N_{ВЭ}^{тип}$ для компоновки водяного экономайзера в целом:

$$S_{ВЭ}^{тип} = a_{S3}(L_{ВЭ}^{тип})^3 + a_{S2}(L_{ВЭ}^{тип})^2 + a_{S1}L_{ВЭ}^{тип} + a_{S0}.$$

$H_{ВЭ}$ – Суммарная поверхность всех ребристых труб, т.е. поверхность нагрева водяного экономайзера со стороны дымовых газов:

$$H_{ВЭ} = S_{ВЭ}^{\text{тип}} N_{ВЭ}^{\text{тип}}.$$

$D_{ПВ}$ – Расход питательной воды на котёл:

$$D_{ПВ} = D_{П} (1 + 0,01 g_{пр}).$$

$i_{ПВ}^{ВХ}$ – Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер котла, т.е. после подогревателя, установленного за деаэратором (возможно частично зашунтированного). Определяется по формулам аппроксимации (рис. 4.3).

$i_{ПВ}^{ВЫХ}$ – Энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера котла, т.е. на входе в барабан котла:

$$i_{ПВ}^{ВЫХ} = i_{ПВ}^{ВХ} + Q_{ВЭ}^{\Gamma} V_p \beta_{ВЭ} D_{ПВ}^{-1}.$$

$t_{ПВ}^{ВЫХ}$ – Температура питательной воды на выходе из экономайзера котла, т.е. на входе в барабан котла:

$$t_{ПВ}^{ВЫХ} = i_{ПВ}^{ВЫХ} t_{ПВ}^{ВХ} (i_{ПВ}^{ВХ})^{-1}.$$

$V_{ВЭ}^{ср}$ – Объём реальных газов в водяном экономайзере котла:

$$V_{ВЭ}^{ср} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{ВЭ}^{ср} - 1)V^0.$$

$\rho_{ВЭ}^0$ – Нормальная плотность газов в камере водяном экономайзере:

$$\rho_{ВЭ}^0 = [R_1 + R_2(\alpha_{ВЭ}^{ср} - 1)](V_{ВЭ}^{ср})^{-1}.$$

$t_{ВЭ}^{ср}$ – Средняя температура газов в водяном экономайзере:

$$t_{ВЭ}^{ср} = 0,5(t_{ПП}^{ВЫХ\Gamma} + t_{ВЭ}^{ВЫХ}).$$

$I_{ВЭ}^{ВЫХ}$ – Энтальпия газов на выходе из водяного экономайзера котла в расчёте на 1 кг сожжённого топлива:

$$I_{ВЭ}^{ВЫХ} = \{t_{ВЭ}^{ВЫХ} [C_{A1} + C_{A2}(\alpha_{ВЭ}^{ср} - 1)] + C_{B1} + C_{B2}(\alpha_{ВЭ}^{ср} - 1)\} t_{ВЭ}^{ВЫХ} \rho_{ВЭ}^0.$$

$t_{ВЭ}^{ВЫХ}$ – Температура газов на выходе из водяного экономайзера котла. Определяется в результате решения системы уравнений. Определяет значение энтальпии газов на выходе из камеры горения:

$$t_{ПП}^{ВЫХ\Gamma} = -\frac{L_{2ВЭ}}{2L_{1ВЭ}} + \left[\left(\frac{L_{2ВЭ}}{2L_{1ВЭ}} \right)^2 + \frac{I_{ВЭ}^{ВЫХ}}{L_{1ВЭ}} \right]^{0,5}.$$

$W_{ВЭ}^{поп}$ – Средняя скорость газов в водяном экономайзере:

$$W_{\text{ВЭ}}^{\text{ПОП}} = 10^3 \beta_{\text{ВЭ}} B_p V_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} \frac{t_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} + 273}{273 \cdot 3600 F_{\text{ВЭ}}^{\text{ПОП}}}.$$

$\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}}$ – Коэффициент избытка воздуха в водяном экономайзере котла:

$$\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} = 0,5(\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}} + \alpha_{\text{ВП}}^{\text{ВЫХ}}).$$

$\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}}$ – Коэффициент избытка воздуха за водяным экономайзером:

$$\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}} = \alpha_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХ}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭ}}.$$

$\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{б}}$ – Большой температурный напор в водяном экономайзере:

$$\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{б}} = t_{\text{ПП}}^{\text{ВЫХГ}} - t_{\text{ПВ}}^{\text{ВХ}}.$$

$\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{М}}$ – Меньший температурный напор в водяном экономайзере:

$$\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{М}} = t_{\text{ВЭ}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ПВ}}^{\text{ВЫХ}}.$$

$\Delta\tau_{\text{ВЭ}}$ – Средний температурный напор в водяном экономайзере:

$$\Delta\tau_{\text{ВЭ}} = \frac{\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{б}} - \Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{б}} / \Delta t_{\text{ВЭ}}^{\text{М}})}.$$

$K_{\text{ВЭ}}$ – Расчётный коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере:

$$K_{\text{ВЭ}} = (A_9 W_{\text{ВЭ}}^{\text{ПОП}} + B_9)[A_{\theta 3}(t_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}})^3 + A_2(t_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}})^2 + A_{\theta 1}t_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} + A_{\theta 0}];$$

если $W_{\text{ВЭ}}^{\text{ПОП}} = 0$, тогда $K_{\text{ВЭ}} = 0$.

$L_{1\text{ВЭ}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за водяным экономайзером:

$$L_{1\text{ВЭ}} = [C_{A1} + C_{A2}(\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} - 1)](V_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}})^{-1}$$

$L_{2\text{ВЭ}}$ – Коэффициент в квадратном уравнении расчёта температуры газов за водяным экономайзером:

$$L_{2\text{ВЭ}} = [C_{B1} + C_{B2}(\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} - 1)][R_1 + R_2(\alpha_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}} - 1)](V_{\text{ВЭ}}^{\text{СР}})^{-1}.$$

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Организация системных тепловых расчётов котла в значительной мере основана на предварительно разработанных формулах аппроксимации как технологических показателей, так и теплофизических характеристик, в частности, воздуха, топлива, воды, пара и ряда соответствующих комплексов.

2. Дан перечень конкретных уравнений и рабочих формул, рекомендуемых при разработке программных файлов для исследования ряда теплотехнических процессов, касающихся изменений реальных размеров и конструкции котла традиционного типа.

3. Приведенный в качестве примера программный файл ПК2 свидетельствует о реальных возможностях и необходимости продолжения даль-

нейших разработок в подобном направлении для создания автоматизированной системы мониторинга действующего оборудования в условиях производства.

4. Данное программное средство позволяет рассматривать и сопоставлять между собой результаты расчётов при шахматной (ш) и корридорной (к) компоновке конвективных пучков, а также исследовать степень влияния ($X_{к1,к2,пп}^{поп} = 0 \div 1$) такого фактора, как продольное и поперечное обтекание поверхностей нагрева потоком газов.

5. С помощью показателя $\beta_{вэ} = 0 \div 1$ предоставляется возможность исследовать и сопоставлять между собой технико-экономические показатели котлов, оснащённых либо воздухоподогревателем, либо водяным экономайзером, включая частичное наличие в газоходе и того и другого.

4.3. Тепловой расчёт и анализ режимов работы котла типа ДКВР с модернизированной схемой питания.

В плане выполнения научных исследований паровой котёл типа ДКВР представляет практический интерес в том отношении, что он в принципе может включать в себя почти весь перечень основных поверхностей нагрева традиционной конструкции: топка, фестон, пароперегреватель, конвективные пучки, водяной экономайзер и воздухоподогреватель с предвключённым калорифером. При разработке конструкции перечень и размеры упомянутых элементов котла, как правило, устанавливаются требованиями планируемых параметретров, величиной его производительности и т. д.

В данной работе с целью исследования рассматривается конструкция котла, которая включает в себя все перечисленные элементы при условии, что участие каждого из них в производстве выдаваемого рабочего пара меняется от нуля до некоторой оптимальной величины. Научный интерес представляет влияние их размеров и характер процессов теплообмена, а также степень участия каждого фактора на формирование режима работы котла, генерирующего пар заданных параметров. В связи с этим в качестве объекта исследования рассматривается паровой котёл произвольной конструкции с основным вспомогательным оборудованием, определяющим его функции в котельной: деаэратором, предвключённым теплообменником, бойлерами, баком сбора конденсата и химочищенной воды. Принципиальная схема такого котла в котельной показана на рис. 4.4П (котёл с пароперегревателем) и рис. 4.4Б (котёл без пароперегревателя). В отличие от традиционных схем здесь предусмотрена возможность работы водяного экономайзера котла по принципу каскадной схемы питания (КСП), как это изложено в разделе 6.3 в главе 6 далее.. Принцип КСП позволяет сделать частичные отборы воды из обеих ступеней водяного экономайзера на сетевые бойлера. Кроме того, схемы котельной на рис. 4.4П и 4.4Б позволяют изучить степень эффективности установки подогревателя химочищенной воды за деаэратором.

Котёл условно разделён на следующие традиционные составляющие: топка (т), 1 - ый (к1) конвективный пучок (фестон), пароперегреватель (п), 2 - ой (к2) конвективный пучок, чугунный экономайзер 2 - ой (э2) и 1 - ой (э1)

ступеней, трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) с калорифером и с рециркуляцией воздуха. Предусмотрена возможность теплоснабжения потребителей (включая собственные нужды) за счёт отборов воды из обеих ступеней водяного экономайзера, который одновременно выполняет свои основные функции по подогреву питательной воды перед вводом её в барабан котла. Имеется также возможность организации питания котла традиционным способом, т. е. путём последовательного подогрева воды сначала в 1 - ой ступени, затем во 2 - ой ступени водяного экономайзера без промежуточных отборов. Предусмотрена возможность охлаждения температуры питательной воды на входе в водяной экономайзер путём включения теплообменника за деаэратором.

По аналогии с материалами, изложенными в разделе 4.2, программные средства ПКкшП, ПКг2 и др. представляют собой математические модели взаимодействия ряда показателей, обусловленных конструктивными и режимными характеристиками котла. В математическом плане – это замкнутая система уравнений, включающая в себя показатели режимов работы исследуемого котла на твёрдом, газообразном или жидком топливе. Суть и вид этих уравнений в принципе тот же, что и в разделе 4.2 за исключением тех, которые отражают особенности тепловой схемы котельной. Поэтому во избежание повторения, ниже изложены только исходные уравнения, положенные в основу создания упомянутых программных средств. Фрагменты из них (ПКкшП и ПКг2,) даны на рис. 4.5Пт, 4.5Пг (твёрдое и газообразное топливо, с пароперегревателем) и на рис. 4.5Бт, 4.5Бг (твёрдое и газообразное топливо, без пароперегревателя).

В порядке примера разработаны две версии программ (ПКкшП и ПКг2,): одна – при наличии пароперегревателя (П) в котле и вторая при его отсутствии (Б). В обеих версиях предусмотрена возможность накопления и сопоставления между собой различных вариантов режимов работы котла с коридорной (ПК кор) и шахматной (ПК шах) компоновками труб в конвективном пучке и т. д.

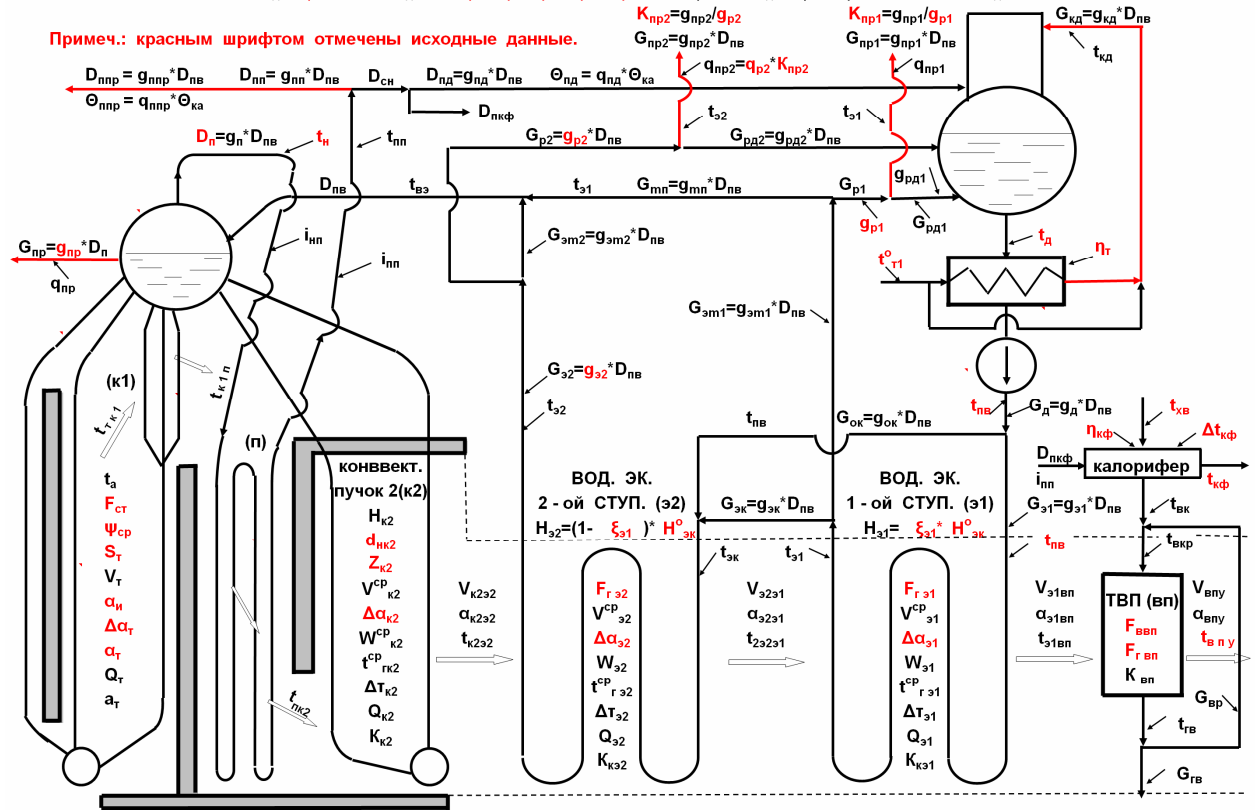
4.3.1. Система исходных уравнений.

Принцип решения задачи и исходные уравнения во многом аналогичны тому, как это выполнялось при расчёте котла традиционной конструкции в разделе 4.2. Этапы вычислений, связанные с использованием дискретных формул в программе исключены путём введения непрерывных аппроксимационных зависимостей, используемых при программировании. В частности, это относится к теплофизическим характеристикам рабочих тел и к ряду полуэмпирических коэффициентов при расчёте процессов теплообмена.

Расчёт котла выполняется на основании решения системы 9 - и уравнений с 9 - ю неизвестными. Из них 7 неизвестных - это значения температур газов по тракту котла: $t_{тк1}$, $t_{к1п}$, $t_{пк2}$, $t_{к2э2}$, $t_{э2э1}$, $t_{э1вп}$, $t_{впу}$. 8 - е неизвестное - это температура перегретого пара и 9 - е - коэффициент корреляции $K_{кр}$, близкий к единице ($1 \leq K_{кр} \leq 1$) и определяющий тепловосприятие топki при сведении теплового баланса по котлу в целом.

$$g_{np} + g_{нд} + g_{pp} + g_n = 1; \quad g_{ка} = g_{np} + g_{p1} \cdot K_{np1} + g_{p2} \cdot K_{np2} + g_{pp} + g_n; \quad q_{np} + q_{nn} + q_{нд} + q_{op1} + q_{op2} = 1; \quad q_n = q_{nn} + q_{нд}; \quad g_i = G_i / D_{пв}; \quad q_i = \Theta_i / \Theta_{ка}$$

Примеч.: красным шрифтом отмечены исходные данные.



Разраб. д.т.н. Б. Байрашевский. Расчётная схема работы парового котла в котельной с КСП с пароперегревателем.

P_n	0,326	t_a	1126,1	$W_{вп}$	2,0
$a_{ф}$	0,618	$\Delta T_{к1}$	401,0	W_e	1,7
$a_{т}$	0,863	$\Delta T_{п}$	188,9	$F_{ст}$	105,0
$Q_{ка}$	1649,4	$\Delta T_{к2}$	103,8	$\Psi_{сп}$	0,3
$(Q_1)_{тбр}$	889,9	$\Delta T_{э2}$	99,8	M	0,5
$(Q_{к1})_{тбр}$	161,1	$\Delta T_{э1}$	66,2	$H_{к1}$	25,0
$(Q_n)_{тбр}$	222,8	$\Delta T_{вп}$	70,6	H_n	65,0
$(Q_{к2})_{тбр}$	244,6	$W_{к1}^{cp}$	20,5	$H_{к2}$	175,0
$(Q_{э2})_{тбр}$	66,2	$W_{п}^{cp}$	19,2	$H_{эк}^o$	473,0
$(Q_{э1})_{тбр}$	64,9	W_n	12,9	$H_{э2}$	189,2
$(Q_{вп})_{тбр}$	24,3	$W_{к2}^{cp}$	15,4	$H_{э1}$	283,8
i_{nn}	758,9	$W_{э2}$	2,6	$H_{вп}$	150,0
$i_{пп}$	664,7	$W_{э1}$	2,4	$r_{рв}$	0,3

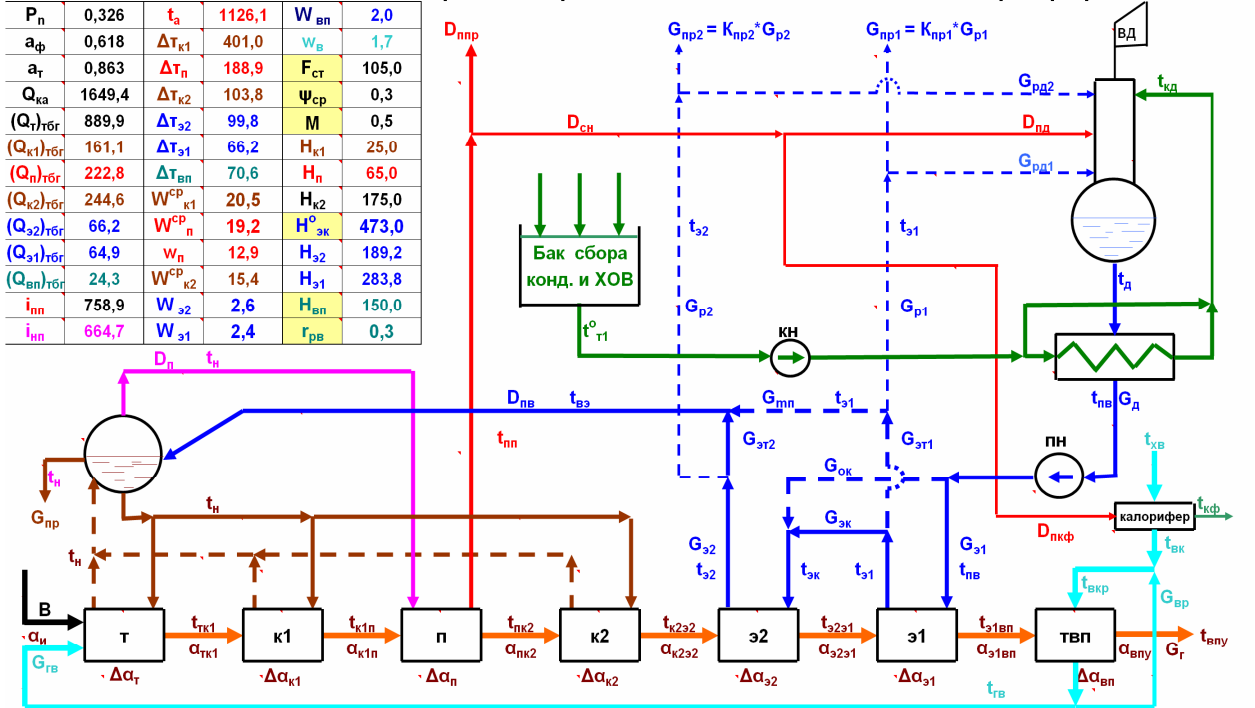
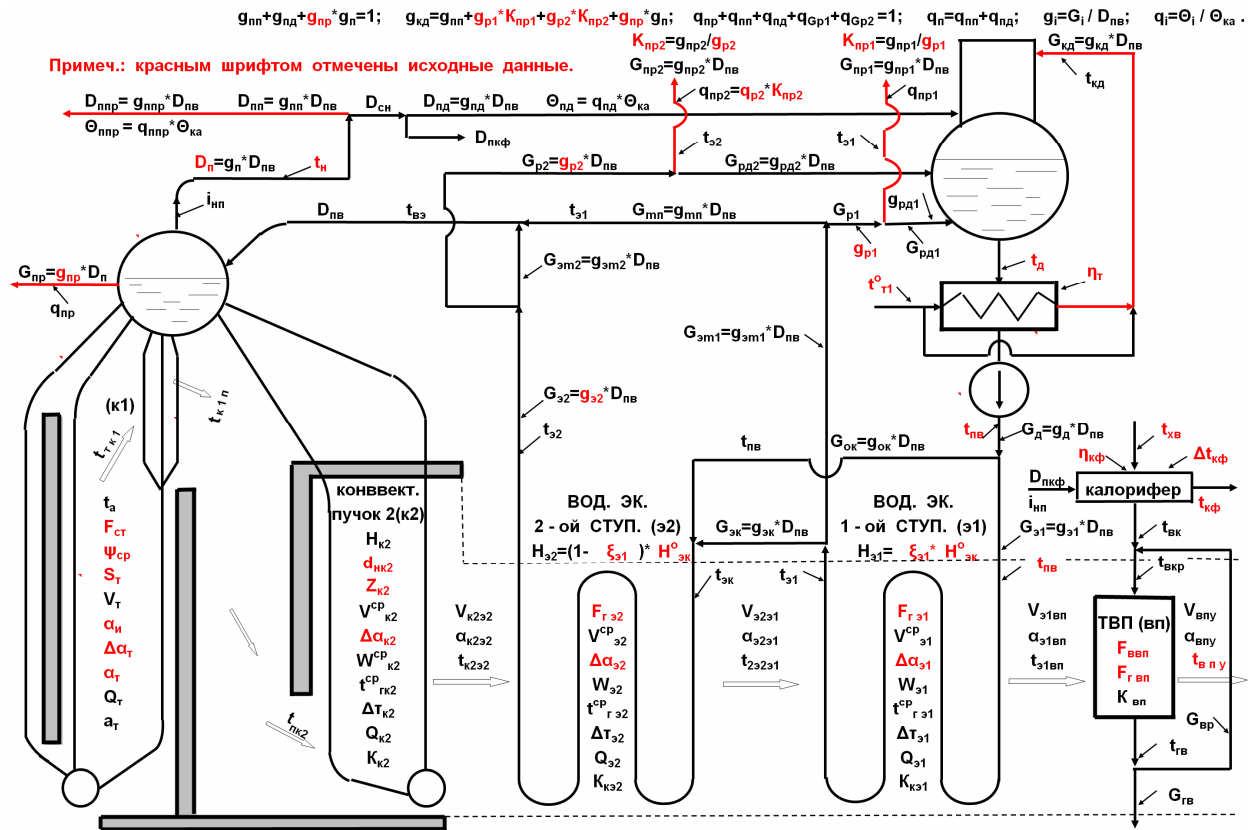


Таблица основных результатов примерного расчёта. — исходные данные

$D_{пв}$	4725,0	$G_{эк}$	2362,5	$G_{рд2}$	878,9	$P_{пп}$	11,3	$t_{пн}$	187,1	$t_{кф}$	80,0	$\alpha_{к2э2}$	1,50	$\Delta \alpha_{э1}$	0,06	B	1912,0
D_n	4500,0	$G_{э1}$	4725,0	G_{pp1}	1134,0	$t_{тк1}$	643,9	t_d	104,0	$t_{вк}$	20,0	$\alpha_{э2э1}$	1,60	$\Delta \alpha_{вп}$	0,06	Q_p^p	1965,6
$D_{ппр}$	4052,3	$G_{э2}$	4725,0	G_{pp2}	66,2	$t_{к1п}$	536,9	$t_{вп}$	80,0	$t_{вк}$	35,0	$\alpha_{э1вп}$	1,70	W_o	0,90	$\eta_{бр}$	0,839
$D_{сн}$	447,7	G_{pp}	945,0	K_{pp1}	0,8	$t_{к2}$	388,6	$t_{э1}$	106,2	$t_{вкр}$	42,4	$\alpha_{впу}$	1,80	$K_{к1}$	30,12	$b^y_{бр}$	170,2
$D_{нд}$	403,4	G_{p1}	1417,5	K_{pp2}	0,1	$t_{к2э2}$	231,4	$t_{э2}$	119,8	α_n	1,20	$\Delta \alpha_r$	0,05	K_n	34,00	$b^y_{нетто}$	184,4
$D_{пкф}$	44,3	G_{p2}	945,0	$G_{рв}$	7720,5	$t_{э2э1}$	182,1	$t_{э3}$	93,1	α_t	1,24	$\Delta \alpha_{к1}$	0,03	$K_{к2}$	25,24	$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	3,15358
G_{pp}	225,0	$G_{эм1}$	2362,5	$G_{сп}$	2316,2	$t_{э1вп}$	137,3	$t_{вэ}$	117,1	$\alpha_{тк1}$	1,28	$\Delta \alpha_n$	0,05	$K_{э2}$	6,56	$\Theta_{пот} \cdot 10^{-6}$	2,91168
G_d	7087,5	$G_{эм2}$	3780,0	G_r	13781,0	$t_{впу}$	117,9	$t_{кд}$	62,2	$\alpha_{к1п}$	1,33	$\Delta \alpha_{к2}$	0,05	$K_{э1}$	6,47	$\Theta_{ппр} \cdot 10^{-6}$	2,83184
$G_{ок}$	2362,5	$G_{рд1}$	283,5	$P_{пп}$	12,0	$t_{пн}$	360,2	$t_{т1}^o$	37,4	$\alpha_{к2}$	1,42	$\Delta \alpha_{э2}$	0,06	$K_{вп}$	4,31	$\Theta_{сн} \cdot 10^{-6}$	0,24190

Рис. 4.4П. (ПК кшП). Схемы парового котла типа ДКВР с КСП при наличии пароперегревателя.



Разраб. д.т.н. Б. Байрашеский. **Расчётная схема работы парового котла в котельной с КСП без пароперегревателя.**

P_n	0,327	t_a	1135,2	$W_{вп}$	2,3
$a_{ф}$	0,624	$\Delta T_{к1}$	431,6	$W_{в}$	1,5
a_r	0,866	$\Delta T_{п}$		$F_{ст}$	104,0
$Q_{ка}$	1617,4	$\Delta T_{к2}$	210,2	$\Psi_{ср}$	0,3
$(Q_1)_{тбг}$	831,8	$\Delta T_{э2}$	121,5	M	0,5
$(Q_{к1})_{тбг}$	156,8	$\Delta T_{э1}$	82,3	$H_{к1}$	25,0
$(Q_n)_{тбг}$		$\Delta T_{вп}$	107,9	H_n	
$(Q_{э2})_{тбг}$	471,2	$W_{к1}^{CP}$	24,8	$H_{к2}$	175,0
$(Q_{э1})_{тбг}$	94,7	$W_{п}^{CP}$	-	$H_{э2}$	473,0
$(Q_{вн})_{тбг}$	62,9	W_n		$H_{э1}$	236,5
	33,5	$W_{к2}^{CP}$	20,0	$H_{э1}$	236,5
$i_{нп}$		$W_{э2}$	3,1	$H_{вп}$	150,0
$i_{нп}$	664,7	$W_{э1}$	2,9	$r_{рв}$	0,0

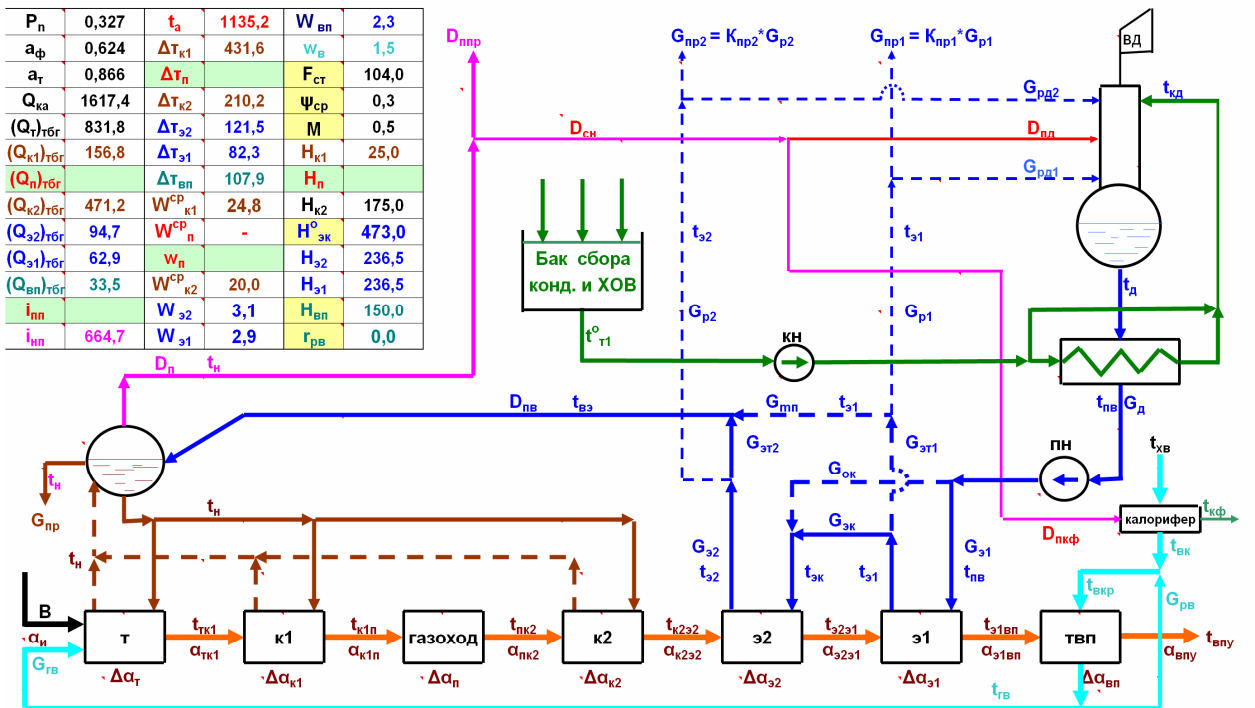


Таблица основных результатов примерного расчёта. — исходные данные

$D_{пв}$	6300,0	$G_{э2}$	3150,0	$G_{рд2}$	1171,8	$P_{пн} = P_{пн}$	12,0	t_n	187,1	$t_{кф}$	80,0	$\alpha_{к2э2}$	1,44	$\Delta \alpha_{э1}$	0,06	B	2153,3
D_n	6000,0	$G_{э1}$	6300,0	$G_{рп1}$	1512,0	$t_{к1п}$	671,4	t_d	104,0	$t_{хв}$	20,0	$\alpha_{э2э1}$	1,52	$\Delta \alpha_{вп}$	0,06	Q_p^p	1965,6
$D_{нпр}$	5084,0	$G_{э2}$	6300,0	$G_{рп2}$	88,2	$t_{к1п}$	569,8	$t_{вп}$	104,0	$t_{хв}$	35,0	$\alpha_{э1вп}$	1,60	W_0	1,01	$\eta_{бр}$	0,823
$D_{сн}$	916,0	$G_{мн}$	1260,0	$K_{рп1}$	0,8	$t_{к2п}$	569,8	$t_{э1}$	125,4	$t_{вкр}$	35,0	$\alpha_{впу}$	1,68	$W_{к1}$	30,66	$b'_{бр}$	173,6
$D_{нд}$	858,1	$G_{р1}$	1890,0	$K_{рп2}$	0,1	$t_{к2э2}$	286,5	$t_{э2}$	147,0	α_n	1,20	$\Delta \alpha_r$	0,05	K_n		$b''_{нетто}$	188,3
$D_{пкф}$	57,9	$G_{р2}$	1260,0	$G_{рв}$	8694,9	$t_{э2э1}$	219,9	$t_{э2}$	114,7	α_n	1,23	$\Delta \alpha_{к1}$	0,03	$K_{к2}$	27,04	$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	3,48269
$G_{пр}$	300,0	$G_{эм1}$	3150,0	$G_{рп}$	0,0	$t_{э1вп}$	175,3	$t_{вэ}$	142,7	$\alpha_{к1}$	1,27	$\Delta \alpha_n$	0,05	$K_{э2}$	6,95	$\Theta_{нпр} \cdot 10^{-6}$	3,21157
G_d	9450,0	$G_{эм2}$	5040,0	G_r	14654,0	$t_{впу}$	149,9	$t_{кд}$	33,3	$\alpha_{к1п}$	1,31	$\Delta \alpha_{к2}$	0,05	$K_{э1}$	6,81	$\Theta_{нпр} \cdot 10^{-6}$	3,07354
$G_{ок}$	3150,0	$G_{рд1}$	378,0	$P_{пн}$	12,0	$t_{нп} = t_n$	187,1	$t_{т1}^o$	37,3	$\alpha_{к2}$	1,37	$\Delta \alpha_{э2}$	0,06	$K_{вп}$	4,37	$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	0,27112

Рис. 4.4Б. (ПК кшП). Схемы парового котла типа ДКВР с КСП без пароперегревателя.

Для расчёта температуры газов $t_{\text{ТК1}}$ на выходе из топки используется уравнение лучистого теплообмена, рекомендуемое нормами теплового расчёта котла [51]:

$$(t_{\text{ТК1}} + 273)(t_a + 273)^{-1} = \text{Bo}^{0,6}(\text{Ma}_T^{0,6} + \text{Bo}^{0,6})^{-1}, \quad (4.9)$$

где Bo - критерий Больцмана, t_a - адиабатическая температура горения в топке

$$\text{Bo} = \varphi_5 B(1 - 0,01q_4)(\text{VC})_{\text{ср}} 10^8 [4,9 \Psi_{\text{ср}} F_{\text{ср}} (t_a + 273)]^{-1},$$

$$t_a = -A_{\Gamma} / B_{\Gamma} + [(A_{\Gamma} / B_{\Gamma})^2 - I_a / (\rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} B_{\Gamma})]^{0,5}.$$

Соответственно средняя теплоёмкость газов $(\text{VC})_{\text{ср}}$ и I_a - тепловыделение в топке без учёта теплоты $Q_{\text{ВВН}}$ извне равны:

$$\begin{aligned} (\text{VC})_{\text{ср}} &= \{\rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} [t_a (A_{\Gamma} + B_{\Gamma} t_a) - t_{\text{ТК1}} (A_{\Gamma} + B_{\Gamma} t_{\text{ТК1}})]\} (t_a - t_{\text{ТК1}})^{-1} = \\ &= \rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} [A_{\Gamma} + B_{\Gamma} (t_a + t_{\text{ТК1}})], \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_a &= Q_{\text{р}}^{\text{п}} (100 - q_3 - q_4 - q_6) (100 - q_4)^{-1} - Q_{\text{ВВН}} + (Q_{\text{ВП}})_{\text{тбг}} = \\ &= \rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} t_a (A_{\Gamma} + B_{\Gamma} t_a). \end{aligned}$$

Остальные значения температур газов по тракту котла вычисляются на основании 6 - и- однотипных уравнений, составленных для каждого i - го элемента (блока) котла, а именно: конвективного пучка 1 (к1), пароперегревателя (п), конвективного пучка 2 (к2), водяного экономайзера 2 - ой ступени (э2), водяного экономайзера 1 - ой (э1) ступени и трубчатого воздухоподогревателя (ТВП). Каждое из этих уравнений представляет собой равенство:

- с одной стороны - это расчётные выражения для тепловосприятия (Q_i) i - го элемента (блока), записанных в виде теплового баланса по газам (инд. тбг), т. е.

$$\begin{aligned} Q_i = (Q_i)_{\text{тбг}} &= \varphi_i \rho_{\Gamma}^0 \{A_{\Gamma} (V_i^{\text{ВХ}} t_i^{\text{ВХ}} - V_i^{\text{ВЫХ}} t_i^{\text{ВЫХ}}) + \\ &+ B_{\Gamma} [V_i^{\text{ВХ}} (t_i^{\text{ВХ}})^2 - V_i^{\text{ВЫХ}} (t_i^{\text{ВЫХ}})^2]\}; \end{aligned}$$

- с другой стороны - это расчётные выражения для тех же тепловосприятий (Q_i) , записанных в виде уравнений теплопередачи:

$$Q_i = (Q_i)_{\text{ТП}} = H_i K_i \Delta\tau_i (1 - 0,01q_4) B^{-1} = (Q_i)_{\text{тбг}}, \quad (4.10)$$

где $\Delta\tau_i$ - среднелогарифмические температурные напоры между двумя теплоносителями.

Тепловосприятие поверхностей нагрева в топке определяется на основании уравнения теплового баланса:

$$\left. \begin{aligned} (Q_{\text{Т}})_{\text{тбг}} &= \varphi_5 (I_a - I_{\text{ТК1}}) K_{\text{кр}} = \\ &= \varphi_5 \rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} (t_a - t_{\text{ТК1}}) [A_{\Gamma} + B_{\Gamma} (t_a + t_{\text{ТК1}})] K_{\text{кр}} \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

где упомянутый выше коэффициент корреляции $K_{кр}$ увязывает теоретический баланс тепловосприятий всех поверхностей нагрева котла с полуэмпирическими зависимостями и коэффициентами при его сведении согласно уравнению:

$$Q_{ка} = (Q_T)_{ТбГ} + (Q_{K1})_{ТбГ} + (Q_{П})_{ТбГ} + (Q_{K2})_{ТбГ} + (Q_{Э2})_{ТбГ} + (Q_{Э1})_{ТбГ}. \quad (4.12)$$

Температура перегретого пара $t_{пп}$ определяется на основании уравнения теплового баланса $(Q_{П})_{ТбГ} = (Q_{П})_{ТбВ} = D_{П}(i_{пп} - i_{нп})V^{-1}$ и полуэмпирической зависимости, разработанной ВТИ [52], по расчёту энтальпии перегретого и насыщенного пара в зависимости от температуры и давления, т. е. $i_{пп} = f(P_{пп}, t_{пп})$ и $i_{нп} = f(P_{нп}, t_{нп})$.

Согласно схемам, приведенным на рисунках 4.4, обе ступени водяного экономайзера могут быть подключены либо параллельно, либо последовательно, либо с организацией шунтирующих потоков: $0 \leq g_{мп} \leq g_{Э1}$, $0 \leq g_{ЭК} \leq g_{Э1}$. В связи с этим значения $g_{Э1}$ и $g_{Э2}$ в обеих ступенях могут быть разными, но отвечать условию: $g_{Э1} + g_{Э2} \geq 1$ при $g_{Э1} \geq 0$ и $g_{Э2} \geq 0$.

На основании уравнения материального баланса следует:

$$g_{p1} + g_{p2} = g_{Э1} + g_{Э2} - 1 - g_{ЭК}, \quad (4.13)$$

где $g_{ЭК}$ - переток воды из 1 - ой ступени экономайзера во 2 - ую при одновременном шунтировании её потоком $g_{мп}$.

При исследовании котла с традиционной схемой питания отборов воды из водяного экономайзера не имеется, т.е. $g_{p1} = 0$ и $g_{p2} = 0$. При этом величина показателей $K_{пр1} = 0 \div 1$ и $K_{пр2} = 0 \div 1$ не имеет значения. Что касается расходов воды $g_{Э1}$ и $g_{Э2}$ через обе ступени водяного экономайзера, то последние устанавливаются исходя из планируемой величины перетока $g_{ЭК}$, которая после расчётов подтвердится. Тогда на основании (4.13) при $g_{p1} = 0$ и $g_{p2} = 0$

$$g_{Э1} + g_{Э2} = 1 + g_{ЭК}. \quad (4.14)$$

Значения $g_{Э1}$ и $g_{Э2}$ определяются на основании (4.14) при заданной величине одной из них так:

– при заданном значении $g_{Э1}$ в пределах $0 \leq g_{Э1} \leq 1 + g_{ЭК}$

$$g_{Э2} = 1 + g_{ЭК} - g_{Э1};$$

– при заданном значении $g_{Э2}$ в пределах $0 \leq g_{Э2} \leq 1 + g_{ЭК}$

$$g_{Э1} = 1 + g_{ЭК} - g_{Э2}.$$

При исследовании котла с каскадной (КСП) схемой питания с отборами воды из водяного экономайзера величина перетока $g_{ЭК}$ также планируется. Показатели $g_{Э1}$ и $g_{Э2}$ устанавливаются произвольно при соблюдении тех

же условий: $g_{\text{э}1} + g_{\text{э}2} \geq 1$ при $g_{\text{э}1} \geq 0$ и $g_{\text{э}2} \geq 0$. По заданным значениям $g_{\text{э}1}$ и $g_{\text{э}2}$ согласно (4.13) вычисляем предельно - допустимые значения:
 $g_{\text{p}1}^{\text{max}} = g_{\text{p}2}^{\text{max}} = g_{\text{p}}^{\text{max}} = g_{\text{э}1} + g_{\text{э}2} - 1 - g_{\text{эк}}$.

Аналогично показатели $g_{\text{p}1}$ и $g_{\text{p}2}$, вносимые в таблицу исходных данных, устанавливаются на основании (4.13) таким образом:

– при заданном значении $g_{\text{p}1}$ в пределах $0 \leq g_{\text{p}1} \leq g_{\text{p}}^{\text{max}}$ вычисляем

$$g_{\text{p}2} = g_{\text{э}1} + g_{\text{э}2} - 1 - g_{\text{эк}} - g_{\text{p}1};$$

– при заданном значении $g_{\text{p}2}$ в пределах $0 \leq g_{\text{p}2} \leq g_{\text{p}}^{\text{max}}$ вычисляем

$$g_{\text{p}1} = g_{\text{э}1} + g_{\text{э}2} - 1 - g_{\text{эк}} - g_{\text{p}2}.$$

Показатели $K_{\text{пр}1} = 0 \div 1$ и $K_{\text{пр}2} = 0 \div 1$ устанавливаются из учёта потребностей горячей воды на бойлера или на деаэрактор.

4.3.2. Исходные данные.

Необходимые данные для выполнения расчётов (рис. 9.5Пт, 9.5Пг), определяются в соответствии с действующими нормами теплового расчёта котла [нр], с указанием их размерностей и ссылкой на страницы источника.

Константы. Значения ряда коэффициентов, определяющих основные аппроксимационные зависимости теплофизических свойств рабочих тел (газа, воздуха) от их температуры и состояния поверхностей нагрева.

$A_{\text{Г}}$, $B_{\text{Г}}$ – константы линейной аппроксимации при расчёте энтальпии дымовых газов, ккал / (кг · град), ккал / (кг · град²): [51] - стр. 170, [53] - стр. 300, 301, [54] - стр.201.

$A_{\text{В}}$, $B_{\text{В}}$ – константы линейной аппроксимации при расчёте энтальпии воздуха, ккал / (кг · град) и ккал / (кг · град²): [51] - стр. 170, [53] - стр. 298, [54] - стр.200.

$A_{\text{vГ}}$, $B_{\text{vГ}}$ – константы линейной аппроксимации при расчёте кинематической вязкости дымовых газов, м²/сек, м²/ (сек·град): [51] - стр. 170, [53] - стр. 300,301, [54] - стр.201.

$A_{\text{vВ}}$, $B_{\text{vВ}}$ – константы аппроксимации при расчёте кинематической вязкости воздуха, м²/сек, м²/ (сек·град): [51] - стр. 170, [53] - стр. 298, [54] - стр. 200.

$A_{\lambda\text{Г}}$, $B_{\lambda\text{Г}}$ – константы линейной аппроксимации при расчёте теплопроводности дымовых зов: ккал / (м·ч·град), ккал / (м·ч·град²), [51] - стр.170, [53] - стр. 300, 301, [54] - стр. 201.

$A_{\lambda\text{В}}$, $B_{\lambda\text{В}}$ – константы линейной аппроксимации при расчёте теплопроводности воздуха: ккал/(м·ч·град), ккал / (м·ч·град²), [51] - стр.170, [53] - стр. 300, 301, [54] - стр. 201.

$\rho_{\text{В}}^0$, $\rho_{\text{Г}}^0$ – плотности воздуха и дымовых газов при нормальных условиях : м³/ кг.

$a_{\text{ПОП}}^{\text{ШГ}} = a$, $a_{\text{ПОП}}^{\text{ШВ}} = a$ и $b_{\text{ПОП}}^{\text{ШГ}} = b$, $b_{\text{ПОП}}^{\text{ШВ}} = b$ – константы аппроксимации комплекса $B_t = \lambda v^{-0,6} \text{Pr}^{0,33} = a(0,01t + 1)^b$, входящего в расчётную формулу по определению коэффициента теплоотдачи $\alpha = C_s C_z \lambda / d (W d / v)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} \approx C_s C_z d^{-0,4} W^{0,6} B_t$, ккал/(ч·м² · °С), от газов (кг) с температурой $t = t_{\Gamma}^{\text{CP}}$ или воздуха (шв) с температурой $t = t_{\text{В}}^{\text{CP}}$ к стенке при поперечном обтекании шахматных (ш) пучков труб: [51], стр. 39, 170.

$a_{\text{ПОП}}^{\text{КГ}} = a$, $a_{\text{ПОП}}^{\text{КВ}} = a$ и $b_{\text{ПОП}}^{\text{КГ}} = b$, $b_{\text{ПОП}}^{\text{КВ}} = b$ – константы аппроксимации комплекса $B_t = 0,2 \lambda v^{-0,65} \text{Pr}^{0,33} = a(0,01 \cdot t + 1)^b$, входящего в расчётную формулу по определению коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 0,2 C_s C_z \lambda / d (W d / v)^{0,65} \text{Pr}^{0,33} \approx C_s C_z d^{-0,35} W^{0,65} B_t,$$

ккал/(ч·м² · °С), от газов (кг) с температурой $t = t_{\Gamma}^{\text{CP}}$ или воздуха (кв) с температурой $t = t_{\text{В}}^{\text{CP}}$ к стенке при поперечном обтекании коридорных (к) пучков труб: [51], стр. 39, 170.

$a_{\text{ПР}}^{\text{КГ}} = a$, $a_{\text{ПР}}^{\text{В}} = a$ и $b_{\text{ПР}}^{\text{Г}} = b$, $b_{\text{ПР}}^{\text{В}} = b$ – коэффициенты аппроксимации комплекса $B_t = \lambda v^{-0,8} \text{Pr}^{0,4} = a(0,01 \cdot t + 1)^b$, входящего в расчётную формулу по определению коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 0,023 C_t C_d C_1 \lambda / d_3 (W d_3 / v)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \approx 0,023 C_t C_d C_1 d_3^{-0,2} W^{0,8} B_t,$$

ккал/(ч·м² · °С), от газов (г) с температурой $t = t_{\Gamma}^{\text{CP}}$ или воздуха (в) с темпе-

ратурой $t = t_{\text{В}}^{\text{CP}}$ к стенке при продольном обтекании шахматных и коридорных пучков труб: [51], стр. 41, 170, 254.

$A_1 = A$, $B_1 = B$ – константы аппроксимации показателя C_1 в формуле расчёта теплообмена при продольном обтекании пучков труб:

$$C_1 = A (L / d_3)^B \approx 2,36 (L / d_3)^{-0,2302}, \text{ [51], стр. 41, 255.}$$

R_c , R_c , $a_3^{\text{В}} = a_3$, $a_3^{\text{Ц}} = a_3$ и $b_3^{\text{В}} = b_3$, $b_3^{\text{Ц}} = b_3$ – константы линейной аппроксимации при расчёте коэффициентов теплопередачи в чугунных ребристых водяных экономайзерах типа ВТИ (в) и ЦККБ (ц) в зависимости от температуры газов t_{Γ} :

$$(R_c t_{\Gamma} + R_c)(a_3 W_3 + b_3) \xi_{\text{мл}}, \text{ ккал/(ч·м}^2 \cdot \text{°С)}, \text{ [51], стр. 44, 262.}$$

$\xi_{\text{мл}}$ – коэффициент, учитывающий влияние загрязнения поверхности нагрева от вида сжигаемого топлива, [51], стр. 44, 262.

$C_{\text{вод}} \approx 1,002$ – теплоёмкость котловой и питательной воды, ккал / кг, [51], стр. 204.

Топливо. Данные, характеризующие качество сжигаемого топлива.

$V_{\text{сг}}^0$, $V_{\text{в}}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – теоретические объёмы сухих газов, воздуха и водяных паров согласно расчётным характеристикам топлива, $\text{нм}^3/\text{кг}$, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$: [59], стр. 13 - 124.

$W_{\text{р}}^0$, $C_{\text{р}}^0$, $H_{\text{р}}^0$, $r_{\text{CO}_2}^0$, $Q_{\text{н}}^{\text{р}0}$ – расчётные характеристики топлива: влажность, %; содержание углерода, %; водорода, %; парциальное давление продуктов сгорания CO_2 , ата; теплотворная способность, $\text{ккал} / \text{кг}$, $\text{ккал} / \text{нм}^3$: [55], стр.13 - 124.

$C_{\text{тл}}^c$, $(c\theta)_{\text{зл}}$ – теплоёмкость сухой массы твёрдого топлива, $\text{ккал} / (\text{кг}\cdot\text{град})$, и энтальпия золы, $\text{ккал} / \text{кг}$: [51], стр. 13, 15 и стр. 21, 179.

$W_{\text{р}}$, $A^{\text{р}}$, $t_{\text{тл}}$ – рабочая влажность, зольность, и температура топлива, % и град.

$D_{\text{п}}$, $D_{\text{п}}^{\text{НОМ}}$ – расчётная и номинальная паропроизводительность котла по насыщенному пару, $\text{кг} / \text{ч}$.

$P_{\text{пн}}$ – давление насыщенного пара в барабане котла, $\text{кгс} / \text{см}^2$ (ата).

$t_{\text{н}}$ – температура воды и пара на линии насыщения, град.

$P_{\text{пп}}^{\text{НОМ}}$ – давление пара за пароперегревателем при номинальной нагрузке $D_{\text{п}}^{\text{НОМ}}$, $\text{кгс} / \text{см}^2$ (ата).

$t_{\text{д}}$ – температура воды на выходе из деаэратора, град.

$\eta_{\text{д}}$, $\eta_{\text{т}}$, $\eta_{\text{ск}}$ – коэффициенты теплотерь деаэратора, теплообменника и бака сбора конденсата в окружающую среду, безр.

$t_{\text{пв}}$ – температура питательной воды за теплообменником, град.

$t_{\text{доб}}$ – температура добавочной воды, град.

$t_{\text{ппр}}^0$ – температура конденсата пара, возвращаемого с производства, град.

$\beta_{\text{ппр}}$ – долевая часть конденсата пара, возвращаемого с производства в бак сбора конденсата, безр.

$g_{\text{пр}}$ – относительная величина продувки котловой воды в сравнении с паропроизводительностью $D_{\text{п}}$, т. е. $g_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} / D_{\text{пв}}$, безр.

q_3 , q_4 , q_5 [– балансовые составляющие потерь теплоты от химнедожога, мехнедожога и в окружающую среду, %: [51], стр.21.

$q_5^{\text{НОМ}}$ – балансовая составляющая потерь теплоты в окружающую среду при номинальной нагрузке $D_{\text{п}}^{\text{НОМ}}$.

$H_{\text{эк}}^0$ – суммарная поверхность нагрева водяного экономайзера, м^2 .

$\xi_{\text{э1}}$ – долевая часть поверхности нагрева водяного экономайзера 1-ой

1П сохр		2П сокл		3П удал		4П удал		1.КСП паров. котла с паропер. Исх. данные.				Твёрдое топливо.		Разр. д.т.н. Байрашевский Б.А.	
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Расч. П	Константы	$\xi_{мл}$	0,90	$\beta_{ппр}$	0,700	$X_{k1}^{ноп}$	0,200	H_n	1,80E-06	$\Delta\alpha_{з2}^{НОМ}$	0,060	Вод. эк. 1 ст.	$g_{р1}$	1,000	
A_T	0,249	$a^{в.ц.з}$	0,963	η_T	0,980	$F_{гk1}^{ноп}$	0,50	u_n	0,165	$g_{р1}$	1,000	$K_{ппр1}$	0,800		
B_T	6,85E-05	$b^{в.ц.з}$	4,350	$t_{пв}$	80,0	$F_{гk1}^{пк}$	0,45	$\Delta\alpha_n^{НОМ}$	0,05	$a_{гk2}^k$	1,30	$F_{з1}$	1,700		
A_B	0,240	$C_{вод}$	1,002	$t_{пв}$	0,05	$C_{s1}^{пк}$	0,97	Конвект. пучок2		$v_{гk2}^k$	2,45	$t_{з1}^o$	40,0		
B_B	4,30E-05	Топливо		$g_{добр}$	10,0	C_{z1}	0,91	ξ_{k1}	0,90	$d_{гk2}^k$	0,083	$\beta_{ппр1}$	0,800		
A_{VT}	1,20E-05	$V_{сг}^o$	2,480	$\eta_{ск}$	0,90	ξ_{k1}	0,90	$\alpha_{лнк1}$	51,00	$d_{гk2}^{ср}$	0,080	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
B_{VT}	1,07E-07	V_{H2O}^o	0,923	q_3	0,75	ϵ_{k1}	0,02	$\Delta\alpha_{k1}^{НОМ}$	0,030	Z_{k2}	112,0	Воздухоподогр.			
A_{VB}	1,30E-05	$V_{в}^o$	2,510	q_4	2,00	$\alpha_{лнк1}$	51,00	Пароперегреват.		L_{k2}	6,22	$F_{ввп}$	1,500		
B_{VB}	1,12E-07	$W_{р}^o$	50,00	$q_5^{НОМ}$	2,00	$\Delta\alpha_{k1}^{НОМ}$	0,030	$a_{пгаз}$	1,200	$X_{k2}^{ноп}$	1,0	$F_{гk2}^{ноп}$	2,000		
$A_{Лr}$	1,96E-02	$C_{р}^o$	29,40	$H_{эк}$	473,0	Пароперегреват.		$v_{пгаз}$	2,450	$F_{гk2}^{пк}$	0,45	$d_{вп}^k$	0,086		
$B_{Лr}$	7,45E-05	$H_{р}^o$	3,20	$\xi_{з1}$	0,600	$a_{пгаз}$	1,200	$d_{пн}$	0,0410	$C_{с2}$	1,00	$L_{вп}$	1,70		
$A_{ЛB}$	2,09E-02	$g_{со2}$	0,110	Топка		$d_{пн}$	0,0410	$\chi_{пн}$	0,80	ξ_{k2}	0,90	$H_{вп}$	150,00		
$B_{ЛB}$	6,11E-05	$Q_{пн}^{со2}$	1945,0	$\alpha_{ун}$	0,150	$d_{пн}^{ср}$	0,0390	$F_{гп}^{ноп}$	0,45	ϵ_{k2}	0,02	$C_{с1}^{ноп}$	0,30		
$\rho_{в}^o$	1,293	$C_{тл}^c$	0,300	$\psi_{ср}$	0,28	Z_n	120	$F_{гп}^{пк}$	0,45	$\Delta\alpha_{к2}^{НОМ}$	0,050	$d_{вп}^b$	0,080		
$\rho_{г}^o$	1,330	$(с\theta)_{эл}$	109,50	S_T	1,96	L_n	4,421	$C_{з2}$	1,00	Вод. эк. 2 ст.		$L_{св}$	1,70		
$a_{к.ш.ш}^{ноп}$	5,6426	W_p	50,00	$F_{сТ}$	105,00	$\chi_{пн}$	0,80	C_{z2}	1,00	$\Delta\alpha_{к2}^{НОМ}$	0,050	$H_{св}$	150,00		
$B_{к.ш.ш}^{ноп}$	-0,099	D^p	1,000	M	0,540	$F_{гп}^{ноп}$	0,45	$\chi_{пн}$	0,80	Вод. эк. 2 ст.		$C_{с1}^{св}$	0,30		
$m_{к.ш}^r$	-0,35	$t_{тл}$	10,0	$\alpha_{и}$	1,200	$F_{гп}^{пк}$	0,45	$\epsilon_{к2}$	0,02	$g_{з2}$	1,000	$C_{з1}^{св}$	1,00		
$n_{к.ш}^r$	0,65	Котёл		$\Delta\alpha_{к1}^{НОМ}$	0,050	$F_{гп}^{пк}$	0,45	$\epsilon_{к2}$	0,02	$g_{р2}$	0,200	$C_{з2}^{св}$	1,00		
$a_{шв}^{ноп}$	16,298	D_n	4500,0	R_T	5,790	$C_{з2}$	0,980	$\Delta\alpha_{к2}^{НОМ}$	0,050	$K_{пp2}$	0,070	$\xi_{к2}$	0,90		
$B_{шв}^{ноп}$	-0,1588	R_n	12,0	Конвект. пучок1		$C_{з2}$	0,980	Вод. эк. 2 ст.		$F_{гa2}$	1,700	$\xi_{к2}$	0,90		
$a_{пp}^r$	156,42	$t_{пн}$	187,08	$a_{газ1}^k$	1,60	ξ_n	0,95	$g_{з2}$	1,000	$t_{з2}^o$	50,0	$\xi_{к2}$	0,90		
$B_{пp}^r$	-0,2827	$D_{пн}^{НОМ}$	7500,0	$v_{газ1}^k$	2,45	$\psi_{пн}$	0,60	$g_{р2}$	0,200	$\beta_{ппp2}$	0,900	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
A_I	2,360	$R_{пн}^{НОМ}$	10,0	$d_{пк1}$	0,083	$d_{вп}$	0,0370	$K_{пp2}$	0,070	$t_{кф}$	80,0	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
B_I	-0,2302	$t_{пд}$	104,0	$d_{к1}^{ср}$	0,080	f_n	0,016	$F_{га2}$	1,700	$\beta_{пкф}$	0,950	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
P_c	-3,5E-04	η_d	0,960	Z_{k1}	16,0	λ_n	4,60E-02	$t_{з2}^o$	50,0	$\eta_{кф}$	0,900	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
R_c	1,110	$t_{ппр}$	60,0	L_{k1}	6,22	$R_{гп}$	1,10	$\beta_{ппp2}$	0,900	$\eta_{гв}$	0,300	$\Delta\alpha_{з1}^{НОМ}$	0,060		
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	2.Результаты расчёта.				Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Котёл, топливо		q_5	3,33	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	$H_{з1}$	283,80	Обозн.	Велич.	$G_{вр}$	2316,2	Обозн.	Велич.
G_d	7087,5	q_6	0,047	$V_{к1}^{ср}$	4,180	$K_{к2}$	25,24	$t_{з1}^{ср}$	159,2	$G_{вр}$	2316,2	$W_{вп}$	2,0	$G_{вр}$	2316,2
$D_{пв}$	4725,0	V_p	1873,7	$K_{к1}$	30,12	$\Delta\alpha_{к2}$	0,08	$t_{з1}$	106,2	$W_{вп}$	2,0	$W_{вп}$	2,0	$W_{вп}$	2,0
$D_{сн}$	447,7	$\eta_{бр}$	0,839	$\Delta\alpha_{к1}$	0,05	$\alpha_{к2a2}$	1,50	$\Delta T_{з1}$	66,2	$V_{ср}^{ср}$	5,041	$W_{вп}^p$	1,7	$V_{ср}^{ср}$	5,293
$D_{ппр}$	4052,3	V	1912,0	$\alpha_{к1п}$	1,33	Вод. эк. 2 ст.		$W_{з1}$	2,4	$V_{з1}^{ср}$	5,041	$V_{ср}^{ср}$	5,293	$V_{ср}^{ср}$	5,293
$D_{пд}$	403,4	b^y брутто	170,2	Пароперегреват.		$t_{з2a1}$	182,1	$V_{з1}^{ср}$	5,041	$G_{з1}$	4725,0	α_r	9,67	α_r	9,67
$D_{пкф}$	44,29	b^y нетто	184,4	$t_{пк2}$	388,6	$(Q_{з2})_{г\theta r}$	66,2	$G_{з1}$	4725,0	$G_{р1}$	1417,5	$\alpha_{в}$	16,89	$\alpha_{в}$	16,89
$G_{пp}$	225,0	Топка		$t_{пп}$	360,2	$(Q_{з2})_{тп}$	66,2	$G_{р1}$	1417,5	$G_{пп1}$	1134,0	$K_{вп}$	4,3	$K_{вп}$	4,3
$G_{кд}$	5521,7	$t_{тк1}$	643,9	$(Q_{п})_{г\theta r}$	222,8	$(Q_{з2})_{г\theta b}$	66,2	$G_{пп1}$	1134,0	$G_{рd1}$	283,5	$\Delta\alpha_{вп}$	0,1	$\Delta\alpha_{вп}$	0,1
$Q_{пн}^p$	1945,0	$K_{кp}$	0,971	$(Q_{п})_{тп}$	222,8	$H_{з2}$	189,20	$G_{рd1}$	283,5	$G_{ж}$	2362,5	$\alpha_{вну}$	1,800	$\alpha_{вну}$	1,800
$Q_{пp}^p$	1965,6	$(Q_{п})_{г\theta r}$	889,9	$(Q_{п})_{г\theta b}$	221,9	$t_{гa2}^{ср}$	206,3	$G_{ж}$	2362,5	$G_{мп}$	945,0	Расчёт котла		Расчёт котла	
$Q_{ка}$	1649,4	$Q_{ввп}$	14,1	$Q_{ввп}$	14,1	t_{a2}	119,8	$G_{мп}$	945,0	$G_{б9}$	117,1	$t_{тк1}$	643,9	$t_{тк1}$	643,9
$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	3,1536	t_{a}	1126,1	$t_{гп}^{ср}$	462,5	ΔT_{a2}	99,8	$G_{б9}$	117,1	$K_{з1}$	6,47	$t_{к1п}$	536,9	$t_{к1п}$	536,9
$\Theta_{пот} \cdot 10^{-6}$	2,9117	Vo	0,90	$\Delta T_{пн}$	188,9	$W_{з2}$	2,6	$K_{з1}$	6,47	$\Delta\alpha_{з1}$	0,1	$t_{кн2}$	388,6	$t_{кн2}$	388,6
$\Theta_{ппр} \cdot 10^{-6}$	2,8318	V_r	4,012	$W_{пн}^{ср}$	19,2	$V_{з2}^{ср}$	4,789	$\Delta\alpha_{з1}$	0,1	$\alpha_{з1вп}$	1,70	$t_{з2a1}$	182,1	$t_{з2a1}$	182,1
$\Theta_{пp1} \cdot 10^{-6}$	0,0752	P_n	0,326	W_n	12,9	$G_{з2}$	4725,0	$\alpha_{з1вп}$	1,70	$G_{хов}$	1676,3	$t_{з1вп}$	137,3	$t_{з1вп}$	137,3
$\Theta_{пp2} \cdot 10^{-6}$	0,0046	$a_{ф}$	0,618	$V_{пн}^{ср}$	4,348	$G_{р2}$	945,0	$G_{хов}$	1676,3	$g_{хов}$	0,3548	$t_{вну}$	117,9	$t_{вну}$	117,9
$\Theta_{пкф} \cdot 10^{-6}$	0,0271	a_T	0,863	K_n	34,00	$G_{пp2}$	66,2	$g_{хов}$	0,3548	Воздухоподогр.		$t_{пн}$	360,2	$t_{пн}$	360,2
$\Theta_{сн} \cdot 10^{-6}$	0,2419	α_T	1,24	$\Delta\alpha_n$	0,083	$G_{рd2}$	878,9	$G_{рd2}$	878,9	$t_{вну}$	117,9	$K_{кp}$	0,971	$K_{кp}$	0,971
$q_{сн} \%$	7,671	$\Delta\alpha_T$	0,083	$\alpha_{пк2}$	1,42	$G_{ок}$	2362,5	$G_{ок}$	2362,5	$(Q_{вп})_{г\theta r}$	24,3	$\delta_{тк1} \%$	-1,7E-08	$\delta_{тк1} \%$	-1,7E-08
$R_{пп}$	11,3	$\alpha_{гk1}$	1,28	Конвект. пучок2		$t_{эк}$	93,1	$K_{з2}$	6,56	$(Q_{вп})_{тп}$	24,3	$\delta_{к1} \%$	9,4E-08	$\delta_{к1} \%$	9,4E-08
$i_{пп}$	758,9	Конвект. пучок1		$t_{к2a2}$	231,4	$K_{з2}$	6,56	$\Delta\alpha_{з2}$	0,100	$(Q_{вп})_{г\theta b}$	24,3	$\delta_{пн} \%$	8,6E-08	$\delta_{пн} \%$	8,6E-08
$i_{пп}$	664,7	$t_{к1п}$	536,9	$(Q_{к1})_{г\theta r}$	161,1	$\alpha_{з2a1}$	1,60	$\alpha_{з2a1}$	1,60	$t_{гвп}^{ср}$	125,3	$\delta_{к2} \%$	4,0E-07	$\delta_{к2} \%$	4,0E-07
$t_{т1}^o$	37,4	$(Q_{к1})_{тп}$	161,1	$(Q_{к2})_{тп}$	244,6	Вод. эк. 1 ст.		$t_{з1вп}$	137,3	$t_{вк}$	35,0	$\delta_{з2} \%$	5,0E-08	$\delta_{з2} \%$	5,0E-08
$t_{кд}$	62,2	$H_{к1}$	25,00	$H_{к2}$	175,00	$t_{з1вп}$	137,3	$t_{вкp}$	42,4	$(Q_{з1})_{г\theta r}$	64,9	$\delta_{з1} \%$	6,0E-08	$\delta_{з1} \%$	6,0E-08
$(VC)_{ср}$	1,98	$t_{гk1}^{ср}$	588,1	$t_{к2}^{ср}$	290,8	$(Q_{з1})_{тп}$	64,9	$t_{гв}$	67,1	$(Q_{з1})_{г\theta b}$	64,9	$\delta_{вп} \%$	1,5E-08	$\delta_{вп} \%$	1,5E-08
Φ_5	0,962	$\Delta T_{к1}$	401,0	$\Delta T_{к2}$	103,8	$(Q_{з1})_{тп}$	64,9	$t_{гв}^{ср}$	54,7	$t_{вп}$	70,6	$\delta_{o} \%$	7,3E-09	$\delta_{o} \%$	7,3E-09
a	1,00	$W_{к1}^{ср}$	20,5	$V_{к2}^{ср}$	4,558	$(Q_{з1})_{г\theta b}$	64,9	$\Delta T_{вп}$	70,6	$\delta_{o} \%$	-5,9E-08	$\delta_{o} \%$	-5,9E-08		
q_2	9,959	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Котёл, топливо		$i_{эк}$	93,3	$K_{к1}^{ноп}$	32,69	$K_{пн}^{ноп}$	17,78	$\alpha_{п1по}$	73,70	$\alpha_{п1по}$	73,70	$g_{пп1}$	0,240	$g_{пп1}$	0,240
g_d	1,500	$i_{пв}$	80,16	$\alpha_{к1о}^{ноп}$	53,96	$\alpha_{п1по}$	73,70	$d_{к2a}$	0,281	$\alpha_{п1по}$	29,14	$(V_{H2O})_{з1вп}$	0,951	$(V_{H2O})_{з1вп}$	0,951
$g_{пв}$	1,000	i_n	187,5	$\alpha_{п1к1о}^{ноп}$	28,77	$d_{пa}$	0,49	$(V_{H2O})_{к2a2}$	0,943	$d_{пa}$	0,49	$V_{з1вп}$	5,167	$V_{з1вп}$	5,167
$g_{сн}$															

1П сохр		2П скоп		3П удал		4П удал		1.КСП паров. котла с паропер. Исх. данные. Топливо - газ.				Разр. д.т.н. Байрашевский Б.А.			
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Расч. П	Константы	$\xi_{мл}$	0,90	$\beta_{ппр}$	1,000	$\chi_{к1}^{ноп}$	0,200	μ_n	1,80E-06	$\Delta\alpha_{з2}^{ном}$	0,060				
Обозн.	Велич.	$a^{в.ц.з}$	0,963	η_r	1,000	$F_{гк1}^{ноп}$	0,50	u_n	0,165			Вод. эк. 1 ст.			
$\eta_{пп}$	1,000	$b^{в.ц.з}$	4,350	$t_{пв}$	104,0	$F_{гк1}^{пв}$	0,45	$\alpha_{лп}$	4,30			$g_{з1}$	1,000		
A_r	0,256	$C_{вод}$	1,002	$g_{пр}$	0,00	C_{s1}^k	0,97	$\Delta\alpha_n^{ном}$	0,05			g_{p1}	0,000		
B_r	2,68E-05	Топливо - газ		$t_{доб}$	30,0	C_{z1}^k	0,91	Конвект. пучок2				K_{pp1}	0,000		
A_b	0,240	$V_{сг}^o$	8,510	$\eta_{ск}$	1,00	$\xi_{к1}$	0,90	$a_{газ2}^k$	1,30			$F_{гз1}$	1,700		
B_b	4,30E-05	$V_{H_2O}^o$	2,140	q_3	0,75	$\epsilon_{к1}$	0,02	$b_{газ2}^k$	2,45			$t_{з1}^o$	30,0		
A_{vr}	1,20E-05	V_v^o	9,490	q_4	-	$\alpha_{лпк1}$	51,00	$d_{нк2}^k$	0,083			β_{pp1}	1,000		
B_{vr}	1,07E-07	W_p^o	-	$q_5^{ном}$	2,00	$\Delta\alpha_{к1}^{ном}$	0,030	$d_{к2}^{сп}$	0,080			$\Delta\alpha_{з1}^{ном}$	0,060		
A_{vb}	1,30E-05	C^p / H^p	2,97	$H_{эк}^o$	600,0	Пароперегреват.		$Z_{к2}$	112,0			Воздухоподогр.			
B_{vb}	1,12E-07	m^o	0,60	$\xi_{з1}$	0,500	$a_{газ}^n$	1,200	$L_{к2}$	6,22			$F_{вп}$	1,500		
$A_{лr}$	1,96E-02	$r_{CO_2}^o$	0,094	Топка		$b_{газ}^n$	2,450	$\chi_{к2}^{ноп}$	1,0			$F_{гвп}$	2,000		
$B_{лr}$	7,45E-05	$Q_{пн}^{po}$	8523,0	$\alpha_{вн}$	-	$d_{пн}$	0,0410	$F_{гк2}^{ноп}$	0,45			$d_{вп}^w$	0,086		
$A_{лв}$	2,09E-02	$C_{тл}^c$	-	$\psi_{сп}$	0,28	$d_{пн}^{сп}$	0,0390	$F_{гк2}^{пв}$	0,45			$d_{вп}^b$	0,080		
$B_{лв}$	6,11E-05	$(c\theta)_{эл}$	-	S_T	1,96	Z_n	120	C_{s2}	1,00			$L_{вп}$	1,70		
ρ_v^o	1,293	W_p	-	$F_{ст}$	105,00	L_n	4,421	C_{z2}^k	1,00			$H_{вп}$	150,00		
ρ_r^o	1,330	a_r	0,3	M	0,540	$\chi_n^{ноп}$	0,80	$\xi_{к2}$	0,90			C_{sp}^s	0,30		
$a_{кг,шг}^{ноп}$	5,6426	$t_{тл}$	-	$\alpha_{и}$	1,200	$F_{гпн}^{ноп}$	0,45	$\epsilon_{к2}$	0,02			$C_{spz}^{вп}$	1,00		
$b_{кг,шг}^{ноп}$	-0,099	Котёл		$\Delta\alpha_{к1}^{ном}$	0,050	$F_{гпн}^n$	0,45	$\alpha_{лпк2}$	1,000			$\xi_{сп}$	0,7		
$a_{шв}^{ноп}$	16,298	$D_{пн}$	15000,0	R_T	-	C_{sn}^n	0,950	$\Delta\alpha_{к2}^{ном}$	0,050			t_{xb}	20,0		
$b_{шв}^{ноп}$	-0,1588	$R_{пн}$	12,0	Конвект. пучок1		C_{z2}	0,980	Вод. эк. 2 ст.				$\Delta t_{эф}$	0,0		
$a_{гпр}^k$	156,42	$t_{пн}$	187,08	$a_{газ1}^k$	1,60	ξ_n	0,95	$g_{з2}$	1,000			$t_{кф}$	30,0		
$b_{гпр}^k$	-0,2827	$D_{пн}^{ном}$	13000,0	$b_{газ1}^k$	2,45	$\psi_{пн}$	0,60	g_{p2}	0,000			$\beta_{пкф}$	1,000		
A_r	2,360	$R_{пн}^{ном}$	11,0	$d_{нк1}^{сп}$	0,083	$d_{пн}$	0,0370	K_{pp2}	0,000			$\eta_{кф}$	1,000		
B_r	-0,2302	$t_{д}$	104,0	$d_{гк1}^{сп}$	0,080	f_n	0,016	$F_{гз2}$	1,700			$\eta_{гв}$	0,000		
P_c	-3,5E-04	$\eta_{д}$	1,000	$Z_{к1}$	16,0	λ_n	4,60E-02	$t_{з2}^o$	30,0			$\Delta\alpha_{вп}^{ном}$	0,060		
R_c	1,110	$t_{ппр}^k$	70,0	$L_{к1}$	6,22	$R_{гн}$	1,10	β_{pp2}	1,000			ПКШ. ТВП шахм., в/ж чугуун.			
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	2.Результаты расчёта.				Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.				
Котёл, топливо		q_5	1,73	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	$H_{з1}$	300,00	Обозн.	Велич.	$G_{вр}$	22096,5		
G_d	15000,0	$a_{св}$	0,437	$V_{к1}^{сп}$	12,871	$K_{к2}$	33,51	$t_{гз1}^{сп}$	251,1	$G_{вр}$	0,0	$G_{вр}$	0,0		
$D_{пв}$	15000,0	B_p	1476,9	$K_{к1}$	34,86	$\Delta\alpha_{к2}$	0,04	$t_{з1}$	131,5	$W_{вп}$	5,3	$W_{вп}$	5,3		
$D_{сн}$	700,6	$\eta_{бр}$	0,867	$\Delta\alpha_{к1}$	0,026	$\alpha_{к2з2}$	1,36	$\Delta t_{з1}$	133,4	w_b	3,6	w_b	3,6		
$D_{ппр}$	14299,4	B	1476,9	$\alpha_{к1п}$	1,27	Вод. эк. 2 ст.		$W_{з1}$	6,7	$V_{сп-вп}^c$	14,860	$V_{сп-вп}^c$	14,860		
$D_{пд}$	700,6	$b_{брутто}$	164,71	Пароперегреват.		$t_{з2з1}$	283,3	$V_{з1}^{сп}$	14,410	α_r	19,36	α_r	19,36		
$D_{пкф}$	0,00	$b_{нетто}$	172,40	$t_{пк2}$	614,3	$(Q_{з2})_{гф}$	386,9	$G_{з1}$	15000,0	α_b	26,76	α_b	26,76		
$G_{пр}$	0,0	Топка		$t_{пн}$	439,5	$(Q_{з2})_{лп}$	386,9	G_{p1}	0,0	$K_{вп}$	7,9	$K_{вп}$	7,9		
$G_{кд}$	14299,4	$t_{тк1}$	1020,4	$(Q_n)_{гф}$	1434,1	$(Q_{з2})_{пп}$	386,9	G_{pp1}	0,0	$\Delta\alpha_{вп}$	0,052	$\Delta\alpha_{вп}$	0,052		
$Q_{пн}^p$	8523,0	$K_{кр}$	1,000	$(Q_n)_{тл}$	1434,1	$H_{з2}$	300,00	$G_{рд1}$	0,0	$\alpha_{впу}$	1,512	$\alpha_{впу}$	1,512		
$Q_{пр}^p$	8523,0	$(Q_n)_{гф}$	3684,5	$(Q_n)_{гбв}$	1370,1	$t_{гз2}^{сп}$	326,1	$G_{эк}$	15000,0	Расчёт котла		$t_{тк1}$	1020,4		
$Q_{ка}$	7392,4	$Q_{ввн}$	0,0	H_n	65,00	$t_{з2}$	169,5	$G_{мп}$	0,0	$t_{тк1п}$	915,8	$t_{тк1п}$	915,8		
$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	10,9176	t_a	1703,4	$t_{гпн}^{сп}$	764,6	$\Delta t_{з2}$	175,6	$G_{вз}$	169,5	$t_{к2п}$	614,3	$t_{к2п}$	614,3		
$\Theta_{пот} \cdot 10^{-6}$	10,4305	Bo	0,72	$\Delta t_{пн}$	451,3	$W_{з2}$	7,4	$K_{з1}$	10,32	$t_{к2з2}$	371,3	$t_{к2з2}$	371,3		
$\Theta_{ппр} \cdot 10^{-6}$	10,4305	V_r	12,570	$W_{пн}^{сп}$	64,5	$V_{з2}^{сп}$	13,959	$\Delta\alpha_{з1}$	0,052	$t_{з2з1}$	283,3	$t_{з2з1}$	283,3		
$\Theta_{пр1} \cdot 10^{-6}$	0,0000	R_n	0,253	w_n	43,0	$G_{з2}$	15000,0	$\alpha_{з1вп}$	1,46	$t_{з1вп}$	220,4	$t_{з1вп}$	220,4		
$\Theta_{пр2} \cdot 10^{-6}$	0,0000	$a_{ф}$	0,384	$V_{пн}^{сп}$	13,171	G_{p2}	0,0	$G_{хов}$	0,0000	$t_{впу}$	439,5	$t_{впу}$	439,5		
$\Theta_{пкф} \cdot 10^{-6}$	0,0000	a_r	0,690	K_n	72,20	G_{pp2}	0,0	$g_{хов}$	0,0000	$K_{кр}$	1,000	$K_{кр}$	1,000		
$\Theta_{сн} \cdot 10^{-6}$	0,4872	α_r	1,22	$\Delta\alpha_n$	0,043	$G_{рд2}$	0,0	Воздухоподогр.		$\delta_{тк1\%}$	-1,5E-07	$\delta_{тк1\%}$	-1,5E-07		
$q_{сн} \%$	4,46	$\Delta\alpha_r$	0,043	$C_{нк2}$	1,31	$G_{ок}$	0,0	$t_{впу}$	189,0	$\delta_{к1\%}$	3,2E-07	$\delta_{к1\%}$	3,2E-07		
$R_{пп}$	10,7	$\alpha_{тк1}$	1,24	Конвект. пучок2		$t_{эк}$	131,5	$(Q_{вп})_{гф}$	131,3	$\delta_{пн\%}$	1,5E-07	$\delta_{пн\%}$	1,5E-07		
$i_{пп}$	799,6	Конвект. пучок1		$t_{к2з2}$	371,3	$K_{з2}$	10,85	$(Q_{вп})_{лп}$	131,3	$\delta_{к2\%}$	6,0E-07	$\delta_{к2\%}$	6,0E-07		
$i_{пн}$	664,7	$t_{к1п}$	915,8	$(Q_{к2})_{гф}$	1147,1	$\Delta\alpha_{з2}$	0,052	$(Q_n)_{гбв}$	131,3	$\delta_{з2\%}$	1,1E-07	$\delta_{з2\%}$	1,1E-07		
$t_{т1}^o$	70,0000	$(Q_{к1})_{гф}$	460,2	$(Q_{к2})_{пп}$	1147,1	$\alpha_{з2з1}$	1,41	$t_{гвп}^{сп}$	202,4	$\delta_{з1\%}$	2,4E-08	$\delta_{з1\%}$	2,4E-08		
$t_{кд}$	70,0000	$(Q_{к1})_{тл}$	460,2	$H_{к2}$	175,00	Вод. эк. 1 ст.		$t_{вк}$	20,0	$\delta_{вн\%}$	5,1E-08	$\delta_{вн\%}$	5,1E-08		
$(VC)_{сп}$	5,50	$H_{к1}$	25,00	$t_{гк2}^{сп}$	475,9	$t_{з1вп}$	220,4	$t_{вкр}$	20,0	$\delta_o\%$	5,6E-08	$\delta_o\%$	5,6E-08		
φ_5	0,980	$t_{гк1}^{сп}$	966,9	$\Delta t_{к2}$	288,9	$(Q_{з1})_{гф}$	279,6	$t_{гв}$	56,1						
a	-	$\Delta t_{к1}$	779,8	$W_{к2}^{сп}$	47,9	$(Q_{з1})_{лп}$	279,6	$t_{сп-в}$	38,0						
q_2	10,782	$W_{сп-к1}^{сп}$	71,7	$V_{к2}^{сп}$	13,546	$(Q_{з1})_{гбв}$	279,6	$\Delta t_{вп}$	164,4						
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.		
Котёл, топливо		$i_{эк}$	131,7	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	$\alpha_{пн2о}^{пп}$	54,78	Обозн.	Велич.	g_{pp1}	0,000		
g_d	1,000	$i_{пв}$	104,21	$K_{к1}^{ноп}$	37,55	$K_{пн}^{пп}$	38,98	$d_{к2з}$	0,281	$(V_{H_2O})_{к2з2}$	2,194	$(V_{H_2O})_{з1вп}$	2,210		
$g_{пв}$	1,000	i_n	187,5	$K_{к1}^{пп}$	34,19	$\alpha_{пнo}^{ноп}$	155,51	$(V_{к2з2})_{к2з2}$	13,734	$V_{з1вп}$	14,635	$V_{з1вп}$	14,635		
$g_{сн}$	0,047	$i_{кд}$	70,1	$\alpha_{пн1к1о}^{ноп}$	116,52	$\alpha_{пнo}^{пп}$	68,16	$B_{к2з2}^{ноп}$	4,74	$i_{з1}$	131,7	$i_{з1}$	131,7		
g_n	1,000	Топка		$\alpha_{пн1к1о}^{пп}$	69,16	$d_{пз}$	0,49	$B_{к2}^{ноп}$	4,74	Воздухоподогр.					
$g_{пд}$	0,047	r_{CO_2}	0,080	$d_{к1з}$	1,249	$(V_{H_2O})_{к2з2}$	2,188	$B_{пк2}^{ноп}$	95,35	$I_{кв}$	4,82	$I_{кв}$	4,82		
$g_{кд}$	0,953	r_{H_2O}	0,173	$(V_{H_2O})_{к1п}$	2,181	$V_{к2з2}$	13,359	$B_{пн}^{ноп}$	22,12	$I_{вкп}$	4,82	$I_{вкп}$	4,82		
$g_{ок}$	0,000	$K_{г}^r$	0,185	$V_{к1п}^{ноп}$	12,983	$B_{пн}^{пв}$	85,01	$C_{к1}^{к2}$	1,16	$I_{гв}$	13,59	$I_{гв}$	13,59		
$g_{эк}$	1,000	$K_{с}^r$	0,109	$B_{к1}^{ноп}$	80,10	$L_n / d_{пз}$	9,04	Вод. эк. 2 ст.		$Q_{кв}^{вк}$	70,93	$Q_{кв}^{вк}$	70,93		
$g_{мп}$	0,000	K	0,293	$L_{к1} / d_{к1з}$	4,98	$C_{п1}^n$	1,42	$g_{эм2}$	1,000	$(V_{H_2O})_{впу}$	2,218	$(V_{H_2O})_{впу}$	2,218		
$g_{ппр}$	0,953	$(V_{H_2O})_{тк1}$	2,177	$C_{п1}^{к1}$	1,63	Конвект. пучок2		g_{pp2}	0,000	$V_{впу}$	15,085	$V_{впу}$	15,085		

1Б сохр		2Б сокл		3Б удал		4Б удал		1.КСП паров. котла без паропер. Исх. данные.		Твёрдое топливо.		Разр. д.т.н. Байрашевский Е.А.	
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Расч. Б	Константы	$\xi_{мл}$	0,90	$\beta_{нпр}$	0,700	$X_{к1}^{ноп}$	0,200	μ_n	-	$\Delta\alpha_{32}^{НОМ}$	0,060	Вод. эк. 1 ст.	
A_r	0,249	a_3	0,963	η_T	0,980	$F_{гк1}^{ноп}$	0,45	u_n	-	g_{31}	1,000	g_{p1}	0,300
B_r	6,85E-05	b_3	4,350	$t_{пв}$	104,0	$F_{гк1}^{пв}$	0,45	$\alpha_{лп}$	-	$K_{нр1}$	0,800	F_{31}	1,700
A_B	0,240	$C_{вод}$	1,002	$g_{пр}$	0,05	$C_{31}^{ноп}$	0,97	$\Delta\alpha_{нр1}^{НОМ}$	0,05	t_{31}^o	40,0	$\beta_{нр1}$	0,800
B_B	4,30E-05	Топливо		$t_{доб}$	10,0	C_{z1}^k	0,91	Конвект. пучок2		$\Delta\alpha_{31}^{НОМ}$	0,060	Воздухоподогр.	
$A_{вр}$	1,20E-05	$V_{ог}^o$	2,480	$\eta_{ск}$	0,90	$\xi_{к1}$	0,90	$a_{газ2}^k$	1,30	$Z_{к2}$	112,0	$F_{ввп}$	1,500
$B_{вр}$	1,07E-07	V_{H2O}^o	0,923	q_3	0,75	$\epsilon_{к1}$	0,02	$V_{газ2}^k$	2,45	$X_{к2}^{ноп}$	1,0	$F_{гвп}$	2,000
$A_{вв}$	1,30E-05	$V_{в}^o$	2,510	q_4	2,00	$\alpha_{лпк1}$	51,00	$d_{нр2}$	0,083	$F_{гк2}^{ноп}$	0,45	$d_{вп}^a$	0,086
$B_{вв}$	1,12E-07	$W_{р}^o$	50,00	$q_5^{НОМ}$	2,00	$\Delta\alpha_{к1}^{НОМ}$	0,030	$d_{к2}^{ср}$	0,080	C_{s2}	1,00	$L_{вп}$	1,70
$A_{лг}$	1,96E-02	$C_{р}^o$	29,40	$H_{эк}$	473,0	Газоход без пароп.		$Z_{к2}$	112,0	C_{z2}^k	1,00	$H_{вп}$	150,00
$B_{лг}$	7,45E-05	$H_{р}^o$	3,20	ξ_{31}	0,500	$a_{газ}^n$	1,200	$L_{к2}$	6,22	$\xi_{к2}$	0,90	$C_{сs}^{вп}$	0,30
$A_{лв}$	2,09E-02	$R_{со2}$	0,110	Топка		$V_{газ}^n$	2,450	$X_{лп}$	-	$\epsilon_{к2}$	0,02	$C_{z}^{вп}$	1,00
$B_{лв}$	6,11E-05	$Q_{пн}$	1945,0	$\alpha_{ун}$	0,150	$d_{нр}$	-	$F_{гп}^{ноп}$	-	$\Delta\alpha_{лк2}^{НОМ}$	0,050	$\xi_{кв}$	0,7
$\rho_{в}^o$	1,293	$C_{тл}^c$	0,300	$\psi_{ср}$	0,28	$d_{п}^{ср}$	-	$F_{гп}^{пв}$	-	Вод. эк. 2 ст.		$t_{хв}$	20,0
$\rho_{г}^o$	1,330	(с8)эл	109,50	S_T	1,96	Z_n	-	C_{z}^n	-	g_{32}	1,000	$\Delta t_{кф}$	15,0
$a_{кг,шр}^{ноп}$	5,6426	W_p	50,00	$F_{ст}$	104,00	L_n	-	$d_{вп}$	-	g_{p2}	0,200	$t_{кф}$	80,0
$B_{кг,шр}^{ноп}$	-0,099	D^p	1,000	M	0,540	$X_{лп}$	-	f_n	-	$K_{п2}$	0,070	$\beta_{пкф}$	0,950
$m_{к,ш}^r$	-0,35	$t_{тл}$	10,0	$\alpha_{лп}$	1,200	$F_{гп}^{ноп}$	-	λ_n	-	$F_{га2}$	1,700	$\eta_{кф}$	0,900
$n_{к,ш}^r$	0,65	Котёл		$\Delta\alpha_{к1}^{НОМ}$	0,050	$F_{гп}^{пв}$	-	$R_{п}$	-	t_{32}^o	50,0	$\Gamma_{вв}$	0,000
$a_{шв}^{ноп}$	16,298	D_n	6000,0	R_T	5,790	C_{z}^n	-	$\Delta\alpha_{31}^{НОМ}$	0,050	$\beta_{п2}$	0,900	$\Delta\alpha_{вп}^{НОМ}$	0,060
$B_{шв}^{ноп}$	-0,1588	$R_{пн}$	12,0	Конвект. пучок1		C_{z}^s	-	Вод. эк. 2 ст.		g_{32}	1,000	$\Delta t_{кф}$	15,0
$a_{пр}^r$	156,42	t_n	187,08	$a_{газ1}^k$	1,60	ξ_n	-	g_{32}	1,000	g_{p2}	0,200	$t_{кф}$	80,0
$B_{пр}^r$	-0,2827	$D_{пн}^{НОМ}$	8000,0	$V_{газ1}^k$	2,45	ψ_n	-	g_{p2}	0,200	$K_{п2}$	0,070	$\beta_{пкф}$	0,950
A_l	2,360	$R_{пн}^{НОМ}$	-	$d_{нк1}^k$	0,083	$d_{вп}$	-	$K_{п2}$	0,070	$F_{га2}$	1,700	$\eta_{кф}$	0,900
B_l	-0,2302	t_d	104,0	$d_{к1}^{ср}$	0,080	f_n	-	$F_{га2}$	1,700	t_{32}^o	50,0	$\Gamma_{вв}$	0,000
P_c	-3,5E-04	η_d	0,960	$Z_{к1}$	16,0	λ_n	-	t_{32}^o	50,0	$\beta_{п2}$	0,900	$\Delta\alpha_{вп}^{НОМ}$	0,060
R_c	1,110	$t_{ппр}^r$	60,0	$L_{к1}$	6,22	$R_{пг}$	-	$\beta_{п2}$	0,900	ПКшш. ТВП шахм., в/эк чугуни.			
Обозн. Велич.		Обозн. Велич.		2.Результаты расчёта.				Обозн. Велич.		Обозн. Велич.		Обозн. Велич.	
Котёл, топливо		Котёл, топливо		Газоход без пароп.				Обозн. Велич.		Обозн. Велич.		Обозн. Велич.	
G_d	9450,0	q_5	2,67	$V_{к1}^{ср}$	4,126	$K_{к2}$	27,04	H_{31}	236,50	$G_{вп}$	0,0	$G_{вп}$	0,0
$D_{пв}$	6300,0	q_6	0,047	$K_{к1}$	30,66	$\Delta\alpha_{к2}$	0,07	t_{31}	125,4	$W_{вп}$	2,3	$W_{вп}$	2,3
$D_{сн}$	916,0	V_p	2110,2	$\Delta\alpha_{к1}$	0,04	$\alpha_{к232}$	1,44	t_{31}	82,3	$W_{вп}$	1,5	$W_{вп}$	1,5
$D_{ппр}$	5084,0	$\eta_{бр}$	0,823	$\alpha_{к1п}$	1,31	Вод. эк. 2 ст.		W_{31}	2,9	$V_{ср}^{вп}$	5,016	$V_{ср}^{вп}$	5,016
$D_{пд}$	858,1	b^v брутто	173,6	Газоход без пароп.				$V_{31}^{ср}$	4,814	α_r	10,46	α_r	10,46
$D_{пкф}$	57,92	b^v нетто	188,3	$t_{к2}$	569,8	t_{3231}	219,9	G_{31}	6300,0	α_b	15,46	α_b	15,46
$G_{пр}$	300,0	Топка		$t_{пн}$	187,1	$(Q_{32})_{огр}$	94,7	G_{p1}	1890,0	$K_{вп}$	4,4	$K_{вп}$	4,4
$G_{ка}$	7042,1	$t_{тк1}$	671,4	$(Q_{п})_{огр}$	-	$(Q_{32})_{тп}$	94,7	$G_{п1}$	1512,0	$\Delta\alpha_{вп}$	0,080	$\Delta\alpha_{вп}$	0,080
$Q_{пн}^p$	1945,0	$K_{кp}$	0,936	$(Q_{п})_{тп}$	-	$(Q_{32})_{ов}$	94,7	$G_{рп1}$	378,0	$\alpha_{впу}$	1,680	$\alpha_{впу}$	1,680
$Q_{пд}^p$	1965,6	$(Q_{п})_{огр}$	831,8	$(Q_{п})_{ов}$	-	H_{32}	236,50	$G_{3к}$	3150,0	Расчёт котла		$t_{тк1}$	671,4
$Q_{ка}$	1617,4	$Q_{ввн}$	14,1	H_n	-	$t_{гп}^{ср}$	252,4	$G_{мн}$	1260,0	$t_{к1п}$	569,8	$t_{к1п}$	569,8
$\Theta_{ка} \cdot 10^{-6}$	3,4827	t_3	1135,2	$\Delta t_{гп}$	-	t_{32}	147,0	$G_{п2}$	142,7	$t_{пк2} - t_{к1п}$	569,8	$t_{к232}$	286,5
$\Theta_{пот} \cdot 10^{-6}$	3,2116	Bo	1,01	$W_{п}^{ср}$	-	Δt_{32}	121,5	K_{31}	6,81	t_{3231}	219,9	t_{3231}	219,9
$\Theta_{ппр} \cdot 10^{-6}$	3,0735	V_r	3,991	$V_{п}^{ср}$	4,260	W_{32}	3,1	$\Delta\alpha_{31}$	0,080	$t_{31вп}$	1,60	$t_{31вп}$	1,60
$\Theta_{пр1} \cdot 10^{-6}$	0,1295	V_r	3,991	W_n	-	$V_{32}^{ср}$	4,613	$\alpha_{31вп}$	1,60	$G_{хов}$	2139,3	$t_{31вп}$	175,3
$\Theta_{ппр2} \cdot 10^{-6}$	0,0086	P_n	0,327	$V_{п}^{ср}$	4,260	G_{32}	6300,0	$g_{хов}$	0,3396	Воздухоподогр.		$t_{пн} = t_n$	187,1
$\Theta_{пкф} \cdot 10^{-6}$	0,0305	$a_{ф}$	0,624	K_n	-	G_{p2}	1260,0	$t_{впу}$	149,9	$K_{кp}$	0,936	$K_{кp}$	0,936
$\Theta_{сн} \cdot 10^{-6}$	0,2711	a_t	0,866	$\Delta\alpha_n$	0,067	G_{p2}	88,2	$(Q_{вп})_{огр}$	33,5	$\delta_{тк1}\%$	-3,9E-08	$\delta_{тк1}\%$	-3,9E-08
$q_{сн} \%$	7,785	α_t	1,23	$C_{пк2}$	1,37	$G_{рп2}$	1171,8	$(Q_{вп})_{тп}$	33,5	$\delta_{к2}\%$	8,8E-08	$\delta_{к2}\%$	8,8E-08
$R_{пп}$	-	$\Delta\alpha_t$	0,067	Конвект. пучок2		$G_{ок}$	3150,0	$(Q_{вп})_{ов}$	33,5	$\delta_{32}\%$	2,0E-08	$\delta_{32}\%$	2,0E-08
$i_{пн}$	-	$\alpha_{тк1}$	1,27	$t_{к232}$	286,5	$t_{3к}$	114,7	$t_{гвп}^{ср}$	159,9	$\delta_{31}\%$	1,8E-08	$\delta_{31}\%$	1,8E-08
$i_{нп}$	664,7	Конвект. пучок1		$(Q_{к2})_{огр}$	471,2	K_{32}	6,95	$t_{вкп}$	35,0	$\delta_{вп}\%$	4,0E-09	$\delta_{вп}\%$	4,0E-09
$t_{т1}^o$	37,3	$t_{к1п}$	569,8	$(Q_{к2})_{тп}$	471,2	$\Delta\alpha_{32}$	0,080	$t_{гв}$	68,9	$\delta_{г}\%$	-	$\delta_{г}\%$	-
$t_{кд}$	33,3	$(Q_{к1})_{огр}$	156,8	$(Q_{к2})_{ов}$	-	α_{3231}	1,52	$t_{ср}^{ср}$	107,9	$\delta_{Q}\%$	-	$\delta_{Q}\%$	-
(VC)ср	1,98	$(Q_{к1})_{тп}$	156,8	$H_{к2}$	175,00	Вод. эк. 1 ст.		$t_{вкп}$	35,0	$\alpha_{нр1}$	0,240	$\alpha_{нр1}$	0,240
φ_5	0,969	$H_{к1}$	25,00	$t_{гк2}$	397,2	$t_{31вп}$	175,3	$(V_{H2O})_{к232}$	0,941	$(V_{H2O})_{31вп}$	4,915	$(V_{H2O})_{31вп}$	4,915
a	1,00	$t_{гк1}^{ср}$	618,6	$\Delta t_{к2}$	210,2	$(Q_{31})_{огр}$	62,9	$V_{к232}$	4,512	i_{31}	125,7	i_{31}	125,7
q_2	12,253	$\Delta t_{к1}$	431,6	$W_{к2}^{ср}$	20,0	$(Q_{31})_{тп}$	62,9	$V_{пк2}$	4,81	Воздухоподогр.		$i_{кв}$	4,82
Обозн. Велич.		$V_{ср}^{ср}$	24,8	$V_{к2}^{ср}$	4,428	$(Q_{31})_{ов}$	62,9	$V_{пк2}$	99,40	$I_{вкп}$	8,45	$I_{вкп}$	8,45
Котёл, топливо		Обозн. Велич.		Обозн. Велич.				Обозн. Велич.		Обозн. Велич.		Обозн. Велич.	
Котёл, топливо		$i_{3к}$	115,0	Конвект. пучок2				Обозн. Велич.		Обозн. Велич.		Обозн. Велич.	
g_d	1,500	$i_{пв}$	104,21	$t_{к232}$	286,5	$K_{пн}^{ноп}$	-	$\alpha_{1к2о}^{ноп}$	0,281	$g_{п2}$	0,014	$g_{п2}$	0,014
$g_{пв}$	1,000	i_n	187,5	$(Q_{к2})_{огр}$	471,2	$\alpha_{п1о}^{ноп}$	-	$(V_{H2O})_{пк2}$	0,938	$(V_{H2O})_{3231}$	0,944	$(V_{H2O})_{3231}$	0,944
$g_{сн}$	0,145	$i_{кд}$	33,4	$(Q_{к2})_{тп}$	471,2	$\alpha_{дп3}^{ноп}$	-	$V_{пк2}$	4,344	i_{3231}	147,3	i_{3231}	147,3
g_n	0,952	Топка		$H_{к2}$	175,00	$d_{п3}$	-	$V_{пк2}$	4,344	Вод. эк. 2 ст.		g_{3231}	1,16
$g_{пд}$	0,136	$\Gamma_{со2}$	0,094	$t_{гк2}^{ср}$	397,2	$(V_{H2O})_{пк2}$	0,938	$L_n / d_{п3}$	-	g_{3231}	0,800	g_{3231}	0,800
$g_{кд}$	1,118	Γ_{H2O}	0,234	$\Delta t_{к2}$	210,2	$V_{пк2}$	4,344	Конвект. пучок2		$g_{рп2}$	0,186	$g_{рп2}$	0,186
$g_{ок}$	0,500	K^r	0,285	$W_{п}^{ср}$	20,0	$V_{пк2}$	4,344	$W_{пк2}^{ноп}$	14,2	$g_{п2}$	0,014	$g_{п2}$	0,014
$g_{3к}$	0,500	K^r	0,214	$V_{пк1}^{ноп}$	4,64	$V_{пк2}$	4,344	$W_{пк2}^{пв}$	14,2	$(V_{H2O})_{3231}$	0,944	$(V_{H2O})_{3231}$	0,944
$g_{мп}$	0,200	K^r	0,499	$V_{пк1}^{пв}</$									

ступени от суммарной $N_{\text{ЭК}}^0$.

Топка. Показатели, определяющие процесс горения и температуру газов на выходе из топки.

$\alpha_{\text{УН}}$ – доля золы топлива в уносе: [51], стр. 21.

$\Psi_{\text{СР}}$ – среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов, безр., [51], стр. 27, 28.

S_{T} – эффективная толщина излучающего слоя в топке, м, [51], стр. 24.

$F_{\text{СТ}}$ – поверхность стен топки, м^2 , [51], стр. 23, 28.

M – параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте топки, безр., [51], стр. 26.

$\alpha_{\text{И}}$ – исходный коэффициент избытка воздуха на входе в воздухоподогреватель.

$\Delta\alpha_{\text{T}}^{\text{НОМ}}$ – величина присосов воздуха в топку котла при номинальной нагрузке $D_{\text{П}}^{\text{НОМ}}$.

R_{T} – площадь зеркала горения слоя топлива, расположенного на колосниковой решётке, м^2 : [51], стр. 28.

Конвективные пучки 1, 2. Эти элементы котла (инд «к1» и «к2») схожи между собой и расположены в рассечку с пароперегревателем по ходу газов (рис. 4.4). Их можно представить в виде пучка труб длиной $L_{\text{к1,2}}$ с шахматным (ш) или коридорным (к) расположением труб в газоходе с размерами по сечению $a_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$, $b_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$. Здесь же указаны значения наружного $d_{\text{нк1,2}}$ и (из учёта толщины стенки) среднего диаметров труб в пучке. Полагая, что обогреваемый пучок имеет форму призмы с размерами $a_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$, $b_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$, $L_{\text{к1,2}}$, омывание его потоком газов может быть организовано в двух предельно-допустимых и взаимно-перпендикулярных направлениях: в поперечном (инд^{поп}) и в продольном (инд^{пр}). Поэтому в исходных данных указываются оба сечения для прохода газов: в случае поперечного обтекания пучка $F_{\text{ГК1,2}}^{\text{поп}}$ и в случае продольного $F_{\text{ГК1,2}}^{\text{пр}}$. Соответственно вычисляются коэффициенты теплопередачи: $K_{\text{ГК1,2}}^{\text{поп}}$ и $K_{\text{ГК1,2}}^{\text{пр}}$. С помощью коэффициента $X_{\text{к1,2}}^{\text{поп}} = 0 \div 1$ определяется степень участия процессов теплообмена, характерных для поперечного омывания пучков труб потоком газов. В результате среднее значение коэффициента теплопередачи в пакете труб вычисляется так:

$$K_{\text{к1,2}} = X_{\text{к1,2}}^{\text{поп}} K_{\text{к1,2}}^{\text{поп}} + (1 - X_{\text{к1,2}}^{\text{поп}}) K_{\text{к1,2}}^{\text{пр}}$$

$a_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$, $b_{\text{газ1,2}}^{\text{к}}$ – глубина и ширина поперечного сечения газохода (фак-

тического или условного), по высоте которого (перпендикулярно его сечению) располагаются пучки труб 1-го конвективного пучка длиной $L_{к1,2}$, м.

$d_{нк1,2}$, $d_{к1,2}^{ср}$ – наружный и средний диаметры труб 1,2-го конвективного пучка, м.

$Z_{к1,2}$, $L_{к1,2}$ – число труб в 1,2-ом конвективном пучке и их длина в зоне обогрева, м.

$X_{к1,2}^{поп}$ – доленое влияние (от 0 до 1) процессов теплообмена при поперечном обтекании труб 1,2-го конвективного пучка на итоговый коэффициент теплопередачи.

$F_{Гк1,2}^{поп}$, $F_{Гк1,2}^{пр}$ – живые сечения для прохода газов при поперечном и продольном обтекании труб в газоходе 1,2-го конвективного пучка, м².

$C_{s1,2}^к$, $C_{z1,2}^к$ – поправка на геометрическую компоновку 1,2-го пучка труб и на число рядов труб по ходу газов: [51], стр. 39.

$\xi_{к1,2}$ – коэффициент использования поверхности нагрева 1,2-го конвективного пучка, безр. [51], стр. 37.

$\epsilon_{к1,2}$ – коэффициент сопротивления загрязняющего слоя в 1,2-ом конвективном пучке, м²·ч·град / ккал, [51], стр. 48.

$\alpha_{лк1,2}$ – коэффициент теплообмена излучением в конвективных поверхностях нагрева 1,2-го конвективного пучка, ккал / (м²·ч·град), [51] стр. 37, 43, 241, 260.

$\Delta\alpha_{к1,2}^{ном}$ – величина присосов воздуха в газоход 1,2-го конвективного пучка при номинальной нагрузке $D_{п}^{ном}$.

Пароперегреватель. Элемент котла с аналогичными конструктивными характеристиками, как в случае конвективного пучка 1. Информация о теплофизических свойствах пара в трубах пароперегревателя.

$a_{газ}^п$, $b_{газ}^п$ – глубина и ширина поперечного сечения газохода (фактического или условного), по высоте которого (перпендикулярно его сечению) располагаются пучки труб пароперегревателя длиной $L_{п}$, м.

$d_{нп}$, $d_{п}^{ср}$ – наружный и средний диаметры труб пароперегревателя, м.

$Z_{п}$, $L_{п}$ – число труб в пароперегревателе, их длина в зоне обогрева, шт. м.

$X_{п}^{поп}$ – доленое влияние (от 0 до 1) процессов теплообмена при поперечном обтекании труб пароперегревателя на итоговый коэффициент теплопередачи.

$F_{Гп}^{поп}$, $F_{Гк1}^{пр}$ – живые сечения для прохода газов при поперечном и продольном обтекании труб в газоходе пароперегревателя, м².

C_S^{II} , C_Z^{II} – поправка на геометрическую компоновку пучка труб пароперегревателя по ходу газов: [51], стр. 39.

ξ_{II} – коэффициент использования поверхности нагрева пучка труб пароперегревателя, безр. [51], стр. 37.

Ψ_{II} – коэффициент тепловой эффективности пучка труб пароперегревателя, [55], стр. 37, 48.

$d_{\text{вп}}$, f_{II} – внутренний диаметр труб пароперегревателя и суммарное сечение для прохода пара, м, м²: [51], стр. 38.

λ_{II} , Pr_{II} , μ_{II} , ν_{II} – коэффициент теплопроводности, критерий Прандтля, коэффициент динамической вязкости и удельный объем пара в трубах пароперегревателя, ккал / (м·ч·град), безр., кгс·сек / м², м³/кг : [51], стр. 170, 171, 204 - 208, 209 - 220.

$\alpha_{\text{лп}}$ – коэффициент теплообмена излучением в поверхностях нагрева пароперегревателя, ккал / (м²·ч·град), стр. 37, 43, 241, 260.

$\Delta\alpha_{\text{II}}^{\text{НОМ}}$ – величина присосов воздуха в газоподвод 1 - го конвективного пучка при номинальной нагрузке $D_{\text{II}}^{\text{НОМ}}$.

Водяной экономайзер 2 – ой и 1-ой ступеней по ходу газов. Ввиду их подобия (рис.4.4) относящиеся к ним показатели отмечены индексам «э1,2». Экономайзер чугунный, с ребристыми трубами, конструкции ВТИ (инд. «в») или ЦККБ (инд. «ц»). Коэффициент теплопередачи в таком экономайзере ([51], стр. 262.) определяется линейной зависимостью с соответствующими коэффициентами аппроксимации.

$g_{\text{э1,2}} = G_{\text{э1,2}} / D_{\text{пв}}$ – относительный расход воды через 1,2-ю ступень водяного экономайзера, безр.

$g_{\text{р1,2}} = G_{\text{р1,2}} / D_{\text{пв}}$ – относительный (в сравнении с абсолютным потоком питательной воды) расход воды, отбираемой внешним потребителем после подогрева её в 1, 2 - ой ступени водяного экономайзера, безр.

$K_{\text{пр1,2}}$ – долевая часть воды $g_{\text{пр1,2}} = g_{\text{р1,2}} K_{\text{пр1,2}} = G_{\text{пр1,2}} / D_{\text{пв}}$ от суммарного значения $G_{\text{р1,2}}$, отбираемого в свою очередь из основного потока $G_{\text{э1,2}}$, циркулирующего в 1, 2 - ой ступени водяного экономайзера.

$F_{\text{Гэ1,2}}$ – сечение для прохода газов в 1, 2 - ой ступени водяного экономайзера, м².

$t_{\text{э1,2}}^0$ – температура обратной греющей воды, отбираемой из 1, 2 - ой ступени экономайзера, после охлаждения в бойлерной установке на производстве, град.

$\beta_{\text{пр1,2}}$ – долевая часть воды (от поступающей $G_{\text{пр1,2}}$ из 1, 2 – ой ступени экономайзера, возвращаемой с производства в бак сбора конденсата, безр.

$\Delta\alpha_{\text{э}1,2}^{\text{НОМ}}$ – номинальная величина присосов воздуха в газоход водяного экономайзера 1, 2 - ой ступени, м^2 .

Воздухоподогреватель. Трубчатого типа с движением газов по трубам.

$F_{\text{ВВП}}$, $F_{\text{ГВП}}$ – живые сечения для прохода воздуха и газов, м^2 .

$d_{\text{ВП}}^{\text{Н}}$, $d_{\text{ВП}}^{\text{В}}$ – наружный, внутренний диаметры труб воздухоподогревателя, м.

$L_{\text{ВП}}$, $H_{\text{ВП}}$ – длина обогреваемой части и суммарная поверхность труб ТВП по их среднему диаметру, м, м^2 : [51], стр. 35.

$C_s^{\text{ВП}}$, $C_z^{\text{ВП}}$ – поправка на геометрическую компоновку пучка труб ТВП и на число рядов их по ходу газов: [51], стр. 39.

$\xi_{\text{ВП}}$ – коэффициент использования поверхности нагрева воздухоподогревателя, [51], стр. 38.

$t_{\text{ХВ}}$ – температура холодного воздуха, поступающего в калорифер, град.

$\Delta t_{\text{кф}}$ – подогрев воздуха в калорифере, град.

$t_{\text{кф}}$ – температура охлаждённого конденсата за калорифером, град.

$\beta_{\text{ПКф}}$ – доленая часть конденсата пара, возвращаемая в бак сбора конденсата после калорифера, безр.

$\eta_{\text{кф}}$ – коэффициент теплопотерь калорифера в окружающую среду.

$r_{\text{рв}}$ – доля рециркуляции горячего воздуха по отношению к его массовому расходу $G_{\text{ГВ}}$, поступающему в воздухоподогреватель.

$\Delta\alpha_{\text{ВП}}^{\text{НОМ}}$ – величина присосов воздуха в газоход воздухоподогревателя при номинальной нагрузке $D_{\text{П}}^{\text{НОМ}}$.

4.3.3. Результаты расчётов.

$G_{\text{д}}$ – расход питательной воды на выходе из деаэратора, кг/ч.

$D_{\text{пв}}$, $D_{\text{ппр}}$, $D_{\text{пд}}$, $D_{\text{ПКф}}$, $D_{\text{сн}}$ – расходы: питательной воды, пара на производство, пара на деаэратор, пара на калорифер и на собственные нужды в целом, кг/ч.

$G_{\text{пр}}$, $G_{\text{кд}}$ – расход продувочной котловой воды и обратной воды, поступающей на деаэратор, кг/ч.

$G_{\text{э}1}$, $G_{\text{э}2}$ – расходы воды через 1 - ую и 2 - ую ступени водяного экономайзера, кг/ч.

$G_{\text{р}1}$, $G_{\text{р}2}$ – потоки рециркуляции на выходе из 1 - ой и 2 - ой ступеней водяного экономайзера, кг/ч.

$G_{\text{пр}1}$, $G_{\text{пр}2}$ – отборы воды от потоков рециркуляции $G_{\text{р}1}$ и $G_{\text{р}2}$ к внешним потребителям, кг/ч.

$G_{рд1}$, $G_{рд2}$ – отборы воды от потоков рециркуляции $G_{р1}$ и $G_{р2}$ на деаэратор, кг/ч.

$G_{ок}$, $G_{эк}$, $G_{мп}$ – расходы воды: шунтирующего потока питательной воды после теплообменника во 2 - ую ступень водяного экономайзера, части потока воды из 1 - ой ступени водяного экономайзера во 2 - ую, шунтирующей части потока воды из 1 - ой ступени водяного экономайзера в барабан котла, кг/ч.

$G_{гв}$, $G_{вр}$ – расход горячего воздуха в топку котла и поток рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель, кг/ч.

$G_{хов}$, $g_{хов}$ – абсолютный (кг / ч) и относительный расход химочищенной воды.

g_d , $g_{пв} = 1$, $g_{сн}$, $g_{п}$, $g_{пд}$, $g_{кд}$, $g_{ок}$, $g_{эк}$, $g_{мп}$ – относительные расходы (в сравнении с потоком питательной воды $D_{пв}$ на входе в котёл): воды на выходе из деаэратора, питательной воды, пара на собственные нужды, насыщенного пара на выходе из барабана котла, пара на деаэратор, конденсата и химочищенной воды на входе в деаэратор, шунтирующего потока питательной воды после теплообменника во 2 - ую ступень водяного экономайзера, перетока питательной воды из 1 - ой ступени водяного экономайзера во 2 - ую, шунтирующего потока питательной воды из 1 - ой ступени водяного экономайзера в барабан котла.

t_a – адиабатическая температура горения в топке котла, град.

$t_{тк1}$, $t_{к1п}$, $t_{пк2}$, $t_{к2э2}$, $t_{э1вп}$, $t_{впу}$ – значения температур газов: на выходе из топки, за 1-ым конвективным пучком (фестоном) перед пароперегревателем, за пароперегревателем на входе во 2 - ой конвективный пучок, за 2 - ым конвективным пучком на входе во 2 - ую ступень водяного экономайзера, за водяным экономайзером 1 - ой ступени перед входом в воздухоподогреватель, уходящих газов за воздухоподогревателем, град.

$t_{гк1}^{ср}$, $t_{гп}^{ср}$, $t_{гк2}^{ср}$, $t_{гэ2}^{ср}$, $t_{гэ1}^{ср}$, $t_{гвп}^{ср}$ – средние значения температур газов: в 1 - ом конвективном пучке, в пароперегревателе, во 2 - ом конвективном пучке, во 2 - ой и соответственно 1 - ой ступенях водяного экономайзера, в воздухоподогревателе, град.

$t_{вк}$, $t_{вкр}$, $t_{гв}$, $t_{в}^{ср}$ – температура воздуха: на выходе из калорифера, на входе в воздухоподогреватель, на выходе из воздухоподогревателя, средняя по тракту воздухоподогревателя, град.

$t_{кд}$, $t_{пп}$, $t_{э1}$, $t_{эк}$, $t_{э2}$, $t_{вэ}$ – температура: обратной воды на входе в деаэратор, перегретого пара, воды на выходе из 1 - ой ступени водяного экономайзера, воды на входе во 2 - ую ступень водяного экономайзера и на выходе из него, питательной воды на входе в барабан котла, град.

$P_{пп}$ – давление пара за пароперегревателем при расчётной нагрузке на грузке $D_{п}$, кгс / см² (ата).

$t_{т1}^o$ – температура воды на выходе из бака сбора конденсата, град.

$\Delta\tau_{к1}$, $\Delta\tau_{п}$, $\Delta\tau_{к2}$, $\Delta\tau_{э2}$, $\Delta\tau_{э1}$, $\Delta\tau_{вп}$ – температурные напоры в поверхностях нагрева: в 1 - ом конвективном пучке (фестоне), в пароперегревателе, во 2 - ом конвективном пучке, в водяном экономайзере 2 - ой и 1 - ой ступеней, в воздухоподогревателе, град.

$i_{пп}$, $i_{нп}$, $i_{н}$, $i_{пв}$, $i_{э1}$, $i_{эк}$, $i_{э2}$, $i_{вэ}$, $i_{д}$, $i_{кд}$ – энтальпии: перегретого пара, насыщенного пара, котловой воды на линии насыщения, питательной воды на входе и выходе из 1 - ой ступени водяного экономайзера, воды на входе и выходе из 2 - ой ступени водяного экономайзера, питательной воды на входе в барабан котла, воды на выходе из деаэратаора и обратной воды на входе в него, ккал/кг.

$Q_{н}^p$, $Q_{р}^p$ – теплотворная способность топлива, и располагаемая теплота в топке котла при сжигании 1кг топлива, ккал / кг.

I_a – тепловыделение в топке котла без учёта теплоты $Q_{ввн}$, вносимой извне, ккал/кг.

$Q_{ввн}$, $I_{мл}$ – теплота, внесённая в топку с воздухом, нагретым вне котла и физической теплотой топлива, ккал/кг, [51], стр 20, [10], стр. 51.

$I_{хв}$, $I_{вк}$, $I_{вкр}$, $I_{гв}$ – энтальпия воздуха: холодного на входе в калорифер, за калорифером, на входе в воздухоподогреватель, горячего воздуха за воздухоподогревателем, ккал/кг.

$Q_{хв}^{вх}$, $Q_{вк}^{вх}$, $Q_{впу}^{ух}$ – теплосодержание на единицу сожжённого топлива: холодного воздуха на входе в калорифер, на выходе из калорифера и уходящих газов, ккал/кг.

$Q_{ка}$ – теплопроизводительность котла в расчёте на 1 кг сожжённого топлива, ккал/кг.

$(Q_{т})_{тбг}$, $(Q_{к1})_{тбг}$, $(Q_{п})_{тбг}$, $(Q_{к2})_{тбг}$, $(Q_{э2})_{тбг}$, $(Q_{э1})_{тбг}$, $(Q_{вп})_{тбг}$ – тепловосприятия на основании уравнений теплового баланса (тбг) со стороны газов: экранов в топке, 1 - го конвективного пучка (фестона), пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка, поверхностей нагрева водяного экономайзера 2 - ой и 1 - ой ступеней, воздухоподогревателя, ккал/кг.

$(Q_{к1})_{тп}$, $(Q_{п})_{тп}$, $(Q_{к2})_{тп}$, $(Q_{э2})_{тп}$, $(Q_{э1})_{тп}$, $(Q_{вп})_{тп}$ – тепловосприятия на основании уравнений теплопередачи: 1 - го конвективного пучка (фестона), пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка, поверхностей нагрева водяного экономайзера 2 - ой и 1 - ой ступеней, воздухоподогревателя, ккал/кг.

$(Q_{п})_{тбв}$, $(Q_{э2})_{тбв}$, $(Q_{э1})_{тбв}$, $(Q_{вп})_{тбв}$ – тепловосприятия на основании уравнений теплового баланса со стороны пара, воды и воздуха: пароперегревателя, водяного экономайзера 2 - ой и 1 - ой ступеней, воздухоподогревателя, ккал/кг.

$\Theta_{\text{ка}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пот}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{ппр}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пр1}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пр2}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{рд1}} \cdot 10^{-6},$
 $\Theta_{\text{рд2}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пд}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пкф}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{пр}} \cdot 10^{-6}, \Theta_{\text{сн}} \cdot 10^{-6}$ – тепловые нагрузки котла: в целом, по отпуску теплоты потребителям в виде пара и горячей воды, по отпуску пара на производство, по отпуску горячей воды, отбираемой на производственные нужды и на деаэратор за счёт рециркуляционных потоков питательной воды через экономайзер 1 - ой и 2 - ой ступеней, по расходам пара на деаэратор и на калорифер, с продувочной водой и суммарные расходы теплоты на собственные нужды в целом, т.е. на продувку и на деаэратор, Гкал/ч.

$\Delta\alpha_{\text{T}}, \Delta\alpha_{\text{к1}}, \Delta\alpha_{\text{п}}, \Delta\alpha_{\text{э2}}, \Delta\alpha_{\text{э1}}, \Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха при расчётной нагрузке котла $D_{\text{п}}$: в топку, в газоходы пароперегревателя, экономайзера 2 – ой, 1 – ой ступеней и воздухоподогревателя.

$\alpha_{\text{T}}, \alpha_{\text{тк1}}, \alpha_{\text{к1п}}, \alpha_{\text{пк2}}, \alpha_{\text{к2э2}}, \alpha_{\text{э2э1}}, \alpha_{\text{впу}}$ – коэффициенты избытка воздуха: в топке котла, на выходе из топки и входе в 1 - ый конвективный пучок, на входе в пароперегреватель, во 2 - ой конвективный пучок, в водяной экономайзер 2 - ой и 1 - ой ступеней и на входе и выходе из воздухоподогревателя, безр.

$W^{\text{п}}$ – приведенная влажность топлива, $\text{кг} \cdot \% \cdot 10^3 / \text{ккал}$.

a – коэффициент, учитывающий отклонение фактической влажности топлива от данных по расчётным характеристикам в справочной литературе: [51], стр. 13.

$r_{\text{CO}_2}, r_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальные давления углекислоты и водяных паров в продуктах сгорания, безр.

$P_{\text{п}}$ – парциальное давление трёхатомных газов, ата.

$(V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{T}}, V_{\text{T}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{тк1}}, V_{\text{тк1}}, V_{\text{к1п}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{пк2}}, V_{\text{пк2}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{к2э2}}, V_{\text{к2э2}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{э2э1}}, V_{\text{э2э1}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{э1вп}}, V_{\text{э1вп}}, (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{впу}}, V_{\text{впу}}$ – объёмы водяных паров и дымовых газов в целом при сжигании 1 кг топлива в топке котла, на выходе из топки котла, в промежуточных газоходах между рабочими поверхностями нагрева и за воздухоподогревателем, $\text{нм}^3/\text{кг}$.

$V_{\text{к1}}^{\text{ср}}, V_{\text{п}}^{\text{ср}}, V_{\text{к2}}^{\text{ср}}, V_{\text{э2}}^{\text{ср}}, V_{\text{э1}}^{\text{ср}}, V_{\text{вп}}^{\text{ср}}$ – средние объёмы дымовых газов в рабочих поверхностях нагрева котла, $\text{нм}^3/\text{кг}$.

W_0 – критерий Больцмана, безр., [51], стр. 27.

$(VC)_{\text{ср}}$ – средняя теплоёмкость продуктов сгорания топлива, $\text{ккал} / (\text{кг} \cdot \text{град})$.

$K_{\text{Г}}^{\text{T}}, K_{\text{с}}^{\text{T}}, K$ – коэффициенты ослабления лучей трёхатомными газами сажистыми частицами и их суммарное значение, $(\text{м} \cdot \text{кг} / \text{см}^2)$, [51], стр. 25.

$a_{\text{ф}}, a_{\text{T}}$ – эффективная степень черноты факела и топки, безр., [51], стр. 24, 28.

q_2, q_6 – теплотери с уходящими газами и с теплотой шлака, %, [51], стр. 20, 21.

$\eta_{бр}$ – кпд "брутто" котла, безр. [51], стр. 22.

B – полный расход топлива, $B_p = (1 - 0,01q_4)$ – расчётный расход топлива, кг / ч.

$b_{брутто}^y, b_{нетто}^y$ – удельные расходы топлива "брутто" и "нетто" на отпуск теплоты, кг / Гкал.

$W_{к1}^{поп}, W_{к1}^{пр}, W_{п}^{поп}, W_{п}^{пр}, W_{к2}^{поп}, W_{к2}^{пр}$ – скорости дымовых газов при поперечном и продольном омывании конвективных поверхностей нагрева: 1 - го конвективного пучка, пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка, м/с.

$W_{к1}^{ср}, W_{п}^{ср}, W_{к2}^{ср}, W_{э2}, W_{э1}, W_{вп}$ – среднеквадратичные значения скоростей газов в 1 - ом конвективном пучке, в пароперегревателе, во 2 - ом конвективном пучке и при поперечном омывании поверхностей нагрева водяного экономайзера и воздухоподогревателя, м/с

$w_{п}$ – средняя скорость пара в трубах пароперегревателя, м/с.

$H_{к1}, H_{п}, H_{к2}, H_{э2}, H_{э1}$ – поверхности нагрева 1 - го конвективного пучка, пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка и водяного экономайзера 2 - ой и 1 - ой ступеней, м².

$\alpha_{к1о}^{поп}, \alpha_{к1о}^{пр}, \alpha_{п}^{поп}, \alpha_{п}^{пр}, \alpha_{к2}^{поп}, \alpha_{к2}^{пр}$ – коэффициенты теплообмена при поперечном и продольном омывании поверхностей нагрева при их полном использовании: 1 - го конвективного пучка, пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка, ккал/(м²·ч·град), [51], стр. 39, 41.

$\alpha_{к1}^{поп}, \alpha_{к1}^{пр}, \alpha_{п}^{поп}, \alpha_{п}^{пр}, \alpha_{к2}^{поп}, \alpha_{к2}^{пр}$ – коэффициенты теплообмена при поперечном и продольном омывании поверхностей нагрева с учётом лучистых составляющих и коэффициентов использования этих поверхностей, ккал/(м²·ч·град), [51], стр. 37.

$\alpha_{т}, \alpha_{в}$ – коэффициенты теплообмена в поверхностях нагрева воздухоподогревателя со стороны газов (при продольном движении газов в трубах) и воздуха (при поперечном обтекании пучков труб), ккал/(м²·ч·град), [51], стр. 41, 37.

$\alpha_{2п}$ – коэффициент теплоотдачи в трубах пароперегревателя от стенки к пару, [55], стр. 41.

$K_{к1}, K_{п}, K_{к2}, K_{э2}, K_{э1}, K_{вп}$ – коэффициенты теплопередачи в поверхностях нагрева котла, ккал/(м²·ч·град), [51], стр. 37, 38.

$B_{к1}^{поп}, B_{к1}^{пр}, B_{п}^{поп}, B_{п}^{пр}, B_{к2}^{поп}, B_{к2}^{пр}$ – коэффициенты аппроксимации, учитывающие изменение теплофизических свойств теплоносителей (Pr, λ, ν)

от температуры, используемые при расчёте коэффициентов теплообмена при поперечном и продольном омывании поверхностей нагрева, [51], стр.39, 41.

$L_{к1}/d_{к1э}$, $L_{п}/d_{пэ}$, $L_{к2}/d_{к2э}$ – относительная длина газопроводов для расчёта коэффициентов теплообмена при продольном омывании поверхностей нагрева: 1 - го конвективного пучка, пароперегревателя, 2 - го конвективного пучка, [51], стр. 41, 255.

$K_{кр}$ – коэффициент корреляции, учитывающий погрешности расчёта тепловосприятия в топке $(Q_T)_{тбг}$ при использовании полуэмпирических формул и коэффициентов, необходимых для сведения теплового баланса тепловосприятий поверхностей нагрева котла в целом.

$\delta_{к1} \%$, $\delta_{п} \%$, $\delta_{к2} \%$, $\delta_{э2} \%$, $\delta_{э1} \%$, $\delta_{вп} \%$ – расхождения между тепловосприятиями поверхностей нагрева, вычисляемыми на основании уравнений теплового баланса с одной стороны и уравнений теплопередачи с другой.

$\delta_{тк1} \%$ – расхождение между левой и правой частями уравнения, определяющего температуру газов на выходе из топки.

$\delta_Q \%$ – расхождение между теплопроизводительностью котла, вычисленного как $Q_{ка} = Q_p^p \eta_{бр}$ с одной стороны и суммарным тепловосприятием поверхностей нагрева котла по пару и воде с другой.

$\delta_i \%$ – расхождение между энтальпией перегретого пара, вычисленного по уравнению теплового баланса с одной стороны и энтальпией того же пара, вычисленного по эмпирической формуле ВТИ в зависимости от температуры и давления этого пара.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

Изложенные материалы могут быть использованы как в целях обучения, так и в целях выполнения ряда исследовательских, конструкторских работ, для создания аналогичных систем анализа и оценок фактических режимов работы котла в условиях эксплуатации. Поставленная цель достигается путём выполнения ряда расчётов на компьютере в соответствующем порядке с накоплением и последующим анализом полученных результатов. Предлагаемый вниманию комплекс программных средств предусматривает качественно новый способ питания парового котла путём организации каскадной схемы работы водяного экономайзера с отборами воды на бойлера и при разном расположения деаэратора в схеме котельной. Это позволяет:

1. Изучать влияние конструктивных элементов и режимных показателей котла на экономичность котельной в целом.
2. Выявлять и оценивать отклонения фактических режимов работы котла в условиях эксплуатации от проектных (номинальных), находить причины этих отклонений и принимать меры по их устранению.
3. Использовать и создавать аналогичные программные средства в целях обучения и выполнения ряда исследовательских работ.
4. Использовать приведенные формулы в порядке организации разовых контрольных расчётов условиях эксплуатации.

4.4. Тепловой расчёт котла типа КВГМ.

Принципиальные схемы подогрева воды в котлах типа КВГМ в базовом (ТСП-О с 4-ходовой схемой циркуляции) и в пиковом (ТСП-П с 2-х ходовой схемой циркуляции) показаны на рис. 5.6 и на рис. 5.7 в следующей главе 5. В данной главе 4 на рис. 4.6а и 4.6б даны фрагменты из рабочего файла ВКТ1, представляющего собой программное средство по тепловому расчёту котла типа КВГМ с упомянутыми традиционными схемами циркуляции ТСП-О и ТСП-П, работающего на мазуте. Конструктивные схемы этих котлов представлены на рис. 6.6, 6.7, 6.13, 6.15а и 6.16а в разделах 6.2 – 6.5.

4.4.1. Исходные данные, необходимые для расчёта котла.

Q_H^{po} , V_{CT}^0 , V_B^0 , $V_{H_2O}^0$, W_p^0 , C_p^0 , H_p^0 , $r_{CO_2}^0$ и ρ_T^0 – справочные значения теплотворной способности топлива, теоретических объёмов сухих газов, воздуха, водяных паров, влажности, содержания углерода, водорода, парциальное давление паров углекислоты на рабочую массу топлива и плотность дымовых газов среднего состава при нормальных условиях [55];

W_p , t_M , t_{XB} – фактическая влажность топлива, мазута и холодного воздуха, подаваемого на горение;

A_T , B_T – коэффициенты аппроксимации средней теплоёмкости дымовых газов:

K_y , C_y , b – коэффициенты аппроксимации в полуэмпирической формуле Я.Л. Пеккера [10] по расчёту балансовых составляющих теплотерь q_2 с уходящими газами:

q_3 , q_4 , q_5 – балансовые составляющие теплотерь с хим - , мехнедожогом и в окружающую среду;

Δt_{kf} – подогрев воздуха в калориферах;

m^0 – коэффициент усреднения (зависящий от теплового напряжения топочного объёма) эффективной степени черноты факела (a_{ϕ}), состоящего из светящихся частичек (a_{CB}) и несветящихся (a_T) трёхатомных газов [51];

Ψ_{cp} – коэффициент тепловой эффективности экранов;

S_T , F_{CT} – эффективная толщина излучающего слоя в топке объёмом V_T и ограждающая поверхность её стен: соответственно $S_T = 3,6 V_T F_{CT}^{-1}$;

M – параметр, определяющий относительное положение максимума температуры пламени по высоте топки;

$\alpha_{и}$ и $\Delta\alpha_{иТ}$ – исходный избыток воздуха и величина присосов воздуха в топке котла;

$\Delta\alpha_{иК3}$, $\Delta\alpha_{иК2}$, $\Delta\alpha_{иК1}$ – величина присосов воздуха на участках от горелочного устройства до третьего, второго и первого (по ходу воды) конвективных пучков в газоходе котла соответственно;

$d_{\text{HK1}}, d_{\text{HK2}}, d_{\text{HK3}}$ – наружные диаметры труб конвективных пучков;
 Ψ_{K} – коэффициент тепловой эффективности конвективного пучка;
 ε – коэффициент загрязнения конвективного пучка;
 $\xi_{\text{K1}}, \xi_{\text{K2}}, \xi_{\text{K3}}$ – коэффициенты использования конвективных поверхностей (по ходу воды) пучков труб при их поперечном омывании потоком газов;

$C_{\text{SK1}}, C_{\text{SK2}}, C_{\text{SK3}}$ – поправки, определяемые величиной относительного шага труб $\varphi_{\text{б}} = (\bar{b}_1 - 1)(\bar{b}'_2 - 1)^{-1} = (\bar{b}_1 - 1)[(0,25\bar{b}_1^2 + \bar{b}_2^2)^{0,5} - 1]^{-1}$ в шахматных пучках; здесь $\bar{b}_1 = S_1 / d_{\text{HK}}$ и $\bar{b}_2 = S_2 / d_{\text{HK}}$ – относительные значения поперечного и продольного шагов труб в пучке. В соответствии с этим поправки $C_{\text{SK1}}, C_{\text{SK2}}, C_{\text{SK3}}$ вычисляются на основании условий так:

– при $0,1 < \varphi_{\text{б}} \leq 1,7$ $C_{\text{SK1,2,3}} = 0,34\varphi_{\text{б}}^{0,1}$;

– при $1,7 < \varphi_{\text{б}} \leq 4,5$:

а) в случае $\bar{b}_1 < 3$ $C_{\text{SK1,2,3}} = 0,275\varphi_{\text{б}}^{0,5}$;

б) в случае $\bar{b}_1 \geq 3$ $C_{\text{SK1,2,3}} = 0,34\varphi_{\text{б}}^{0,1}$;

$C_{\text{ZK1}}, C_{\text{ZK2}}, C_{\text{ZK3}}$ – поправки на число рядов труб z_2 по ходу газов:

– при $z_2 < 10$ и $\bar{b}_1 < 3,0$ $C_{\text{ZK1,2,3}} = 3,12z_2^{0,05} - 2,5$;

– при $z_2 < 10$ и $\bar{b}_1 \geq 3,0$ $C_{\text{ZK1,2,3}} = 4z_2^{0,02} - 3,2$;

$F_{\text{ГK1}}, F_{\text{ГK2}}, F_{\text{ГK3}}$ – живые сечения в конвективных пучках для прохода газов;

$H_{\text{K1}}, H_{\text{K2}}, H_{\text{K3}}$ – поверхности нагрева конвективных пучков;

$\alpha_{\text{Л1}}, \alpha_{\text{Л1}}, \alpha_{\text{Л1}}$ – коэффициент теплоотдачи в конвективных пучках за счёт излучения газов;

$\Delta\alpha_{\text{ИК1}}, \Delta\alpha_{\text{ИК2}}, \Delta\alpha_{\text{ИК3}}$ – величина присосов воздуха в области газоходов конвективных пучков.

В целях дальнейшего усовершенствования целостности расчётов многие из приведенных исходных данных могут быть также аппроксимированы по мере необходимости. Кроме того, при одновременном расчёте системы теплоснабжения в целом, исходными данными следует считать также показатели, определяющие режим работы котла, т.е. его нагрузку $\Theta_{\text{КТ}}$, циркуляцию воды через экранные (G_{T}) и конвективные (G_{K}) поверхности нагрева, значения температур воды на входе в котёл (t_{T1}), в прямой (t_{c}) и обратной (t_{o}) теплосети.

4.4.2. Метод расчёта и основные рабочие формулы.

Водогрейный котёл рассматриваем, как теплообменник, состоящий из двух основных частей: топки с лучевоспринимающей поверхностью нагрева и газохода с тремя конвективными пучками. Следовательно, производител-

ВКТ1		Исследование режимов работы водогрейного котла типа КВГМ с традиционной (4 - х ходовой) схемой питания в основном режиме (ТСП - О)		Исходные данные		Расчёт	
Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Котёл, топливо - мазут							
$V_{сг}^o$	9,60	$Q_{ввн}$	328,21	α_T	1,030	α_{32}	1,050
$V_{в}^o$	10,15	$I_{пл}$	69,86	Ψ_k	0,65	α_{21}	1,100
$V_{H_2O}^o$	1,32	Q_p^p	9769,51	ϵ	0,006	α_{1y}	1,150
W_p^o	3,00	I_a	9769,51	$\xi_{к3}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к32}$	1,330
C_p^o	83,40	t_a	2052,92	$\xi_{к2}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к21}$	1,338
H_p^o	10,00	$Q_{кт}$	8666,92	$\xi_{к1}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к1y}$	1,347
$Q_{пн}^{p0}$	9170,00	Топка, конв. пучок.		$C_{ск3}$	0,44	$V_{гк32}$	11,618
W_p	1,00	m^o	1,00	$C_{ск2}$	0,44	$V_{гк21}$	12,116
r_{co2}^o	0,145	$\Psi_{ср}$	0,986	$C_{ск1}$	0,44	$V_{гк1y}$	12,614
$t_{н}$	140,00	S_T	4,25	$C_{зк3}$	1,00	$V_{к3}$	11,518
$t_{в}$	10,00	$F_{ст}$	271,30	$C_{зк2}$	1,00	$V_{к2}$	11,867
$\rho_{г}^o$	1,34	M	0,480	$C_{зк1}$	1,00	$V_{к1}$	12,365
$A_{г}$	0,256	$\alpha_{и}$	1,000	$d_{нк3}$	0,028	$\Delta T_{к3}$	614,35
$B_{г}$	2,68E-05	$\Delta\alpha_{ит}$	0,03	$d_{нк2}$	0,028	$\Delta T_{к2}$	327,15
K_y	3,5	$t_{г1}$	70,00	$d_{нк1}$	0,028	$\Delta T_{к1}$	178,14
C_y	0,45	t_T	969,26	$F_{гк3}$	12,0	$t_{гк3}^{cp}$	746,48
b	0,13	$t_{г2}$	114,81	$F_{гк2}$	12,0	$t_{гк2}^{cp}$	448,79
q_3	0,00	$\Phi_{тк}$	0,989	$F_{гк1}$	12,0	$t_{гк1}^{cp}$	294,67
q_4	0,00	$(V_{H_2O})_T$	1,327	$H_{к3}$	700,0	$W_{гк3}$	10,34
q_5	1,00	$V_{гT}$	11,419	$H_{к2}$	700,0	$W_{гк2}$	7,54
$\Delta t_{кф}$	100,00	P_n	0,255	$H_{к1}$	700,0	$W_{гк1}$	6,18
G_T	1300,00	Bo	0,321	$\alpha_{п3}$	0,70	$V_3^{поп}$	14,52
$\Theta_{кт} \cdot 10^{-6}$	90,00	$(VC)_{ср}$	5,156	$\alpha_{п2}$	0,50	$V_2^{поп}$	14,75
B_p	10384,32	$(Q_T)_{тбг}$	5609,90	$\alpha_{п1}$	0,40	$V_1^{поп}$	14,90
G_k	1300,00	$\Psi_{тк}$	0,647	$\Delta\alpha_{ик3}$	0,050	$\alpha_{к3}$	109,41
$t_{г1y}$	245,66	$(\Theta_T)_{тбг} \cdot 10^{-6}$	58,255	$\Delta\alpha_{ик2}$	0,100	$\alpha_{к2}$	91,85
a	1,021	$K_{г}$	0,1140	$\Delta\alpha_{ик1}$	0,150	$\alpha_{к1}$	82,35
q_2	10,29	$K_{с}$	0,3610	$t_{г32}$	564,76	$K_{к3}$	42,933
$\eta_{бр}$	0,887	$K_{к}$	0,4751	$t_{г21}$	353,90	$K_{к2}$	38,491
$Q_{пн}^p$	9371,44	$a_{св}$	0,8672	$t_{г1}$	114,81	$K_{к1}$	35,825
r_{co2}	0,139	$a_{г}$	0,3841	$t_{к2}$	139,23	$(\Theta_k)_{ист} \cdot 10^{-6}$	31,745
r_{H_2O}	0,116	$a_{ф}$	0,8672	$t_{к12}$	118,25	$\Psi_{кк}$	0,353
		a_T	0,8688	$t_{к23}$	125,03	$(Q_k)_{ист}$	3057,02

Рис. 4.6а. Фрагмент из рабочего листа в программном файле ВКТ1.

ность котла $\Theta_{кт}$ представляет собой суммарную теплоэнергию, генерируемую на этих поверхностях путём сжигания расчётного расхода топлива B_p : теплоту в топке $(\Theta_T)_{тбг} = (Q_T)_{тбг} B_p$ и соответственно теплоту в газоходе – $(\Theta_k)_{ист} = (Q_k)_{ист} B_p$. В целом по котлу тепловосприятие в расчёте на единицу массы или объёма сожжённого топлива B_p равно: $Q_{кт} = (Q_T)_{тбг} + (Q_k)_{ист}$. Следовательно

$$\Theta_{кт} = (\Theta_T)_{тбг} + (\Theta_k)_{ист} = Q_{кт} B_p = B_p Q_p^p \eta_{бр}. \quad (4.15)$$

где Q_p^p – располагаемая теплота теплогенерирующего устройства, работающего с КПД брутто равным $\eta_{бр}$.

Тепловой расчёт котла сводится к решению системы уравнений, определяющих процессы теплообмена на его поверхностях.

Уравнение, определяющее лучистый теплообмен в топке котла, выразим так:

$$\frac{t_T + 273}{t_a + 273} = \frac{Bo^{0,6}}{Ma_T^{0,6} + Bo^{0,6}}, \quad (4.16)$$

где B_0 – критерий Больцмана

$$B_0 = \frac{\varphi_{TK} B_p (VC)_{cp}}{C_0 \Psi_{cp} F_{CT} (t_a + 273)^3}, \quad (4.17)$$

ВКТ1		Исследование режимов работы водогрейного котла типа КВГМ с традиционной (2-х ходовой) схемой питания в пиковом режиме (ТСП - П)							
Исх. данн.	РАСЧЁТ	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.	Обозн.	Велич.
Котёл, топливо - мазут		$Q_{ввн}$	328,21	α_T	1,030	α_{32}	1,050	$(Q_{1+2+3})_{тбг}$	3178,58
$V_{сг}^o$	9,60	$i_{мл}$	69,86	Ψ_k	0,65	α_{21}	1,100	$(Q_3)_{тбг}$	1854,23
V_v^o	10,15	Q_p^p	9769,51	ε	0,006	α_{1y}	1,150	$(Q_3)_{тп}$	1854,23
$V_{H_2O}^o$	1,32	I_a	9769,51	$\xi_{к3}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к32}$	1,330	$(Q_3)_{тбв}$	1854,23
W_{pD}^o	3,00	t_a	2052,92	$\xi_{к2}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к21}$	1,338	$(Q_2)_{тбг}$	878,54
C_p^o	83,40	$Q_{КТ}$	8808,68	$\xi_{к1}$	1,00	$(V_{H_2O})_{к1y}$	1,347	$(Q_2)_{тп}$	878,54
H_p^o	10,00	Топка, конв. пучок.		$C_{ск3}$	0,44	$V_{гк32}$	11,618	$(Q_2)_{тбв}$	878,54
Q_{pH}^o	9170,00	m^o	1,00	$C_{ск2}$	0,44	$V_{гк21}$	12,116	$(Q_1)_{тбг}$	445,81
W_p	1,00	Ψ_{cp}	0,986	$C_{ск1}$	0,44	$V_{гк1y}$	12,614	$(Q_1)_{тп}$	445,81
r_{co2}^o	0,145	S_T	4,25	$C_{зк3}$	1,00	$V_{к3}$	11,518	$(Q_1)_{тбв}$	445,81
t_m	140,00	F_{CT}	271,30	$C_{зк2}$	1,00	$V_{к2}$	11,867	$b_{бp}$	158,44
$t_{xв}$	10,00	M	0,480	$C_{зк1}$	1,00	$V_{к1}$	12,365	Теплосеть	
ρ_r^o	1,34	$\alpha_{и}$	1,000	$d_{нк3}$	0,028	$\Delta t_{к3}$	637,26	t_c	110,0
A_r	0,256	$\Delta \alpha_{ит}$	0,03	$d_{нк2}$	0,028	$\Delta t_{к2}$	339,76	t_o	55,0
B_r	2,68E-05	$t_{т1}=t_{кт1}$	75,00	$d_{нк1}$	0,028	$\Delta t_{к1}$	186,69	$t_{тэц}$	80,0
K_y	3,5	t_T	963,91	$F_{гк3}$	12,0	$t_{гк3}^{cp}$	731,43	$g_{тэц}$	0,500
C_y	0,45	$t_{т2}$	119,25	$F_{гк2}$	12,0	$t_{гк2}^{cp}$	422,30	G_{ci}	2117,6
b	0,13	φ_{TK}	0,989	$F_{гк1}$	12,0	$t_{гк1}^{cp}$	263,59	$G_{тэц}$	1058,8
q_3	0,00	$(V_{H_2O})_T$	1,327	$H_{к3}$	700,0	$W_{гк3}$	10,02	$\Theta_{ci} * 10^{-6}$	116,47
q_4	0,00	$V_{гT}$	11,419	$H_{к2}$	700,0	$W_{гк2}$	7,15	$\Theta_{тэц} * 10^{-6}$	26,47
q_5	1,00	P_n	0,255	$H_{к1}$	700,0	$W_{гк1}$	5,75	$\Theta_{кот} * 10^{-6}$	90,00
$\Delta t_{кф}$	100,00	B_0	0,316	$\alpha_{л3}$	0,70	$B_{п3}^{поп}$	14,53	Поиск решения	
G_T	1300,00	$(VC)_{cp}$	5,154	$\alpha_{л2}$	0,50	$B_{п2}^{поп}$	14,77	B_p	10217,20
G_k	1200,00	$(Q_T)_{тбг}$	5630,10	$\alpha_{л1}$	0,40	$B_{п1}^{поп}$	14,94	t_T	963,91
$\Theta_{КТ} * 10^{-6}$	90,000	Ψ_T	0,639	$\Delta \alpha_{ик3}$	0,050	$\alpha_{к3}$	107,47	$t_{г32}$	541,82
B_p	10217,20	$(\Theta_T)_{тбг} * 10^{-6}$	57,524	$\Delta \alpha_{ик2}$	0,100	$\alpha_{к2}$	89,11	$t_{г21}$	324,28
$t_{г1y}$	213,13	K_r	0,1145	$\Delta \alpha_{ик1}$	0,150	$\alpha_{к1}$	79,06	$K_{кp}$	1,014
a	1,021	K_c	0,3590	$t_{г32}$	541,82	$K_{к3}$	42,470	$\delta_{т, \%}$	2,4E-10
q_2	8,84	K	0,4734	$t_{г21}$	324,28	$K_{к2}$	37,742	$\delta_{к1, \%}$	3,4E-08
$\eta_{бp}$	0,902	$a_{св}$	0,8663	$t_{к1}=t_{кт1}$	75,00	$K_{к1}$	34,855	$\delta_{к2, \%}$	-6,2E-09
Q_{pH}^p	9371,44	a_r	0,3852	$t_{к2}$	102,06	$(\Theta_{к})_{ист} * 10^{-6}$	32,476	$\delta_{к3, \%}$	-5,8E-07
r_{co2}	0,139	$a_{ф}$	0,8663	$t_{к12}$	78,80	Ψ_k	0,361	$\delta_{кист, \%}$	-4,3E-10
r_{H_2O}	0,116	a_T	0,8679	$t_{к23}$	86,28	$(Q_{к})_{ист}$	3178,58		

Рис. 4.6б. Фрагмент из рабочего листа в программном файле ВКТ1.

$\varphi_K = \varphi_{TK}$ – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери от наружного охлаждения конвективного пучка и экранов топки [51]:

$$\varphi_{TK} = 1 - q_5(q_5 + \eta_{бp})^{-1}; \quad (4.18)$$

t_a, t_T – теоретическая температура горения топлива и газов на выходе из топки; F_{CT} – ограждающая поверхность стен топки; Ψ_{cp} – коэффициент тепловой эффективности экранов; C_0 – постоянная Больцмана; $\eta_{бp}$ – КПД брутто котла. С учётом (4.15):

$$\eta_{бp} = (100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5) 10^{-2} = \Theta_{КТ} (B_p Q_p^p)^{-1}. \quad (4.19)$$

Энтальпия рабочих газов в топке, выраженная с учётом аппроксимации их средней теплоёмкости в зависимости от температуры по формуле $c = A_r + 0,5 B_r (t_a + t_T)$, вычисляется так:

$$(VC)_{cp} = \rho_r^o V_T [A_r + B_r (t_a + t_T)], \quad (4.20)$$

где A_{Γ} и B_{Γ} – коэффициенты линейной аппроксимации средней теплоёмкости газов среднего состава ($P_{H_2O} = 12,1\%$, $P_{CO_2} = 14,4\%$, $P_{N_2} = 73,5\%$): $A_{\Gamma} = 0,256$ ккал/(кг °С) = 1071,8 Дж/(кг °С), $B_{\Gamma} = 2,68 \cdot 10^{-5}$ ккал/(кг °С²) = 0,1122 Дж/(кг °С²); ρ_{Γ}^0 и V_{Γ} – плотность и объём реальных продуктов сгорания.

Теоретическая температура газов:

$$t_a = -\frac{A_{\Gamma}}{2B_{\Gamma}} + \left[\left(\frac{A_{\Gamma}}{2B_{\Gamma}} \right)^2 + \frac{I_a}{\rho_{\Gamma}^0 V_{\Gamma} B_{\Gamma}} \right]^{0,5}, \quad (4.21)$$

где I_a – тепловыделение в топке:

$$I_a = Q_p^p (100 - q_3 - q_4)(100 - q_4)^{-1}. \quad (4.22)$$

Соответственно [51, 10]:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{ввн} + i_{\GammaЛ}, \quad (4.23)$$

- теплота топлива (мазута)

$$i_{\GammaЛ} = t_M (0,415 + 0,0006 t_M);$$

- теплота, поступающая в топку котла извне

$$Q_{ввн} = 0,35 \alpha_{и} \Delta t_{кф} (1 + 0,006 W^{\Pi}) Q_H^p 10^{-3} \text{ (ккал/кг, \kcal/nm}^3\text{)};$$

- приведенная влажность топлива

$$W^{\Pi} = W_p 10^3 (Q_H^p)^{-1}.$$

С учётом отличия фактической влажности топлива от справочных данных [55] водится поправка:

$$Q_H^p = (Q_H^{p0} + 6W_p^0) a - 6W_p, \quad (4.24)$$

где

$$a = (100 - W_p)(100 - W_p^0)^{-1},$$

Степень черноты токи a_{Γ} , входящая в расчётную формулу (4.16) определяется известными расчётными зависимостями, рекомендуемыми нормами теплового расчёта котла [51]:

$$a_{\Gamma} = a_{\phi} [a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi_{ср}]^{-1},$$

$$a_{\phi} = m^0 a_{св} + (1 - m^0) a_{\Gamma},$$

$$a_{\Gamma} = 1 - \exp(-K_{\Gamma} S_{\Gamma}),$$

$$a_{св} = 1 - \exp(-K S_{\Gamma}),$$

$$K = K_{\Gamma} + K_{с},$$

$$K_{\Gamma} = \left(\frac{0,78 + 1,6 r_{H_2O}}{\sqrt{P_n S_{\Gamma}}} - 0,1 \right) \left[1 - 0,37 (t_{\Gamma} + 273) 10^{-3} \right] P_n,$$

$$K_{с} = 0,03 (2 - \alpha_{\Gamma}) [1,6 \cdot 10^{-3} (t_{\Gamma} + 273) - 0,5] \cdot C_p^0 (H_p^0)^{-1},$$

$$P_n = r_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$r_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2}^0 (V_{\text{CГ}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0) V_{\text{T}}^{-1},$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = (V_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{T}} V_{\text{T}}^{-1}.$$

Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева, установленных последовательно по ходу обоих теплоносителей (см. рис. 5.6, 5.7 в главе 5 далее), определяется комплексом однотипных уравнений, представляющих собой функции:

– отдачи теплоты на единицу сожжённого топлива B_p , выраженной, как разность энтальпий газов:

$$\left. \begin{aligned} (Q_1)_{\text{ТбГ}} &= \Phi_{\text{K1}} \rho_{\text{Г}}^0 [A_{\text{Г}} (V_{21} t_{\text{Г}21} - V_{1y} t_{\text{Г}1y}) + B_{\text{Г}} (V_{21}^2 t_{\text{Г}21}^2 - V_{1y}^2 t_{\text{Г}1y}^2)], \\ (Q_2)_{\text{ТбГ}} &= \Phi_{\text{K2}} \rho_{\text{Г}}^0 [A_{\text{Г}} (V_{32} t_{\text{Г}32} - V_{21} t_{\text{Г}21}) + B_{\text{Г}} (V_{32}^2 t_{\text{Г}32}^2 - V_{21}^2 t_{\text{Г}21}^2)], \\ (Q_3)_{\text{ТбГ}} &= \Phi_{\text{K3}} \rho_{\text{Г}}^0 [A_{\text{Г}} (V_{\text{ГТ}} t_{\text{T}} - V_{32} t_{\text{Г}32}) + B_{\text{Г}} (V_{\text{ГТ}}^2 t_{\text{T}}^2 - V_{32}^2 t_{\text{Г}32}^2)], \end{aligned} \right\} (4.25)$$

– восприятия теплоты, выраженной, в виде уравнения теплопередачи:

$$\left. \begin{aligned} (Q_1)_{\text{Тп}} &= H_{\text{K1}} K_{1\text{K}} \Delta \tau_1 B_p^{-1}, \\ (Q_2)_{\text{Тп}} &= H_{\text{K2}} K_{2\text{K}} \Delta \tau_2 B_p^{-1}, \\ (Q_3)_{\text{Тп}} &= H_{\text{K3}} K_{3\text{K}} \Delta \tau_3 B_p^{-1}. \end{aligned} \right\} (4.26)$$

– восприятия теплоты, выраженной, как разность энтальпий по воде:

$$\left. \begin{aligned} (Q_1)_{\text{ТбВ}} &= C G_{\text{K}} (t_{\text{K12}} - t_{\text{K1}}) B_p^{-1}, \\ (Q_2)_{\text{ТбВ}} &= C G_{\text{K}} (t_{\text{K23}} - t_{\text{K12}}) B_p^{-1}, \\ (Q_3)_{\text{ТбВ}} &= C G_{\text{K}} (t_{\text{K2}} - t_{\text{K23}}) B_p^{-1}, \end{aligned} \right\} (4.27)$$

Суммарное тепловосприятие поверхностей нагрева котла производительностью $\Theta_{\text{КТ}}$ в расчёте на единицу сожжённого топлива $\Theta_{\text{КТ}} B_p^{-1}$ равно сумме теплоты воспринятой в топке $(Q_{\text{T}})_{\text{ТбГ}}$ и в газоходе:

$$(Q_{1+2+3})_{\text{ТбГ}} = (Q_1)_{\text{ТбГ}} + (Q_2)_{\text{ТбГ}} + (Q_3)_{\text{ТбГ}} = (Q_{\text{K}})_{\text{ИСТ}}. \quad (4.28)$$

Тепловосприятие в топке котла с учётом коэффициента корреляции $K_{\text{кр}}$, учитывающего поправку на поверхности нагрева в переходной зоне (фестоне) и стенке газохода определим как разность энтальпий рабочих газов, т. е. теоретической t_a и на выходе из топки t_{T} :

$$(Q_{\text{T}})_{\text{ТбГ}} = \Phi_{\text{ТК}} \rho_{\text{Г}}^0 V_{\text{ГТ}} (t_a - t_{\text{T}}) ([A_{\text{Г}} + B_{\text{Г}} (t_a + t_{\text{T}})] K_{\text{кр}}). \quad (4.29)$$

Тогда тепловосприятие поверхностей нагрева в газоходе котла можно выразить также как разность:

$$(Q_{1+2+3})_{\text{ТбГ}} = \Theta_{\text{КТ}} B_p^{-1} - (Q_{\text{T}})_{\text{ТбГ}} = (Q_{\text{K}})_{\text{ИСТ}}. \quad (4.30)$$

С другой стороны суммарное тепловосприятие конвективных пучков определяется разностью энтальпий газов с температурами t_T (на выходе из топки) и уходящих $t_{Г1у}$:

$$(Q_K)_{ист} = \varphi_{ТК} \rho_{Г}^0 [A_{Г} (V_{ГТ} t_T - V_{ГК1у} t_{Г1у}) + B_{Г} (V_{ГТ} t_T^2 - V_{ГК1у} t_{Г1у}^2)]. \quad (4.31)$$

На основании (4.31) определяем:

$$t_{Г1у} = -\frac{A_{Г}}{2B_{Г}} + \left[\left(\frac{A_{Г}}{2B_{Г}} \right)^2 - L_a \right]^{0,5}, \quad (4.32)$$

где

$$L_a = [(Q_K)_{ист} (\varphi_{ТК} \rho_{Г}^0)^{-1} - V_{ГТ} t_T (A_{Г} + B_{Г} t_T)] (B_{Г} V_{ГК1у})^{-1}.$$

С другой стороны температура уходящих газов $t_{Г1у}$ можно вычислить исходя из полуэмпирической формулы Я.Л. Пеккера [10]:

$$q_2 = (K_y \alpha_y + C_y) \left(t_{Г1у} - \frac{\alpha_y t_{ХВ}}{\alpha_y + b} \right) 10^{-2} (1 - 0,01 q_4) A_t K_Q. \quad (4.33)$$

где

$$A_t = 1 + 0,00013 (t_{Г1у} - 150),$$

$$K_Q = [1 + (i_{ТЛ} + Q_{ВВН}) (Q_H^p)^{-1}]^{-1};$$

соответственно на основании (4.33):

$$t_{Г1у} = -\frac{b_{\bar{6}}}{2a_{\bar{6}}} + \left[\left(\frac{b_{\bar{6}}}{2a_{\bar{6}}} \right)^2 - \frac{c_{\bar{6}}}{a_{\bar{6}}} \right]^{0,5}, \quad (4.34)$$

где

$$a_{\bar{6}} = 0,00013 N_{1\bar{6}},$$

$$b_{\bar{6}} = 0,9805 N_{1\bar{6}} + 0,00013 N_{2\bar{6}},$$

$$c_{\bar{6}} = 0,9805 N_{2\bar{6}} - q_2,$$

$$N_{1\bar{6}} = (K_y \alpha_{1у} + C_y) (1 - 0,01 q_4) K_Q 10^{-2},$$

$$N_{2\bar{6}} = -N_{1\bar{6}} \alpha_{1у} t_{ХВ} (\alpha_{1у} + b)^{-1}.$$

Сопоставление между собой расчётных значений $t_{Г1у}$ по формулам (4.32), (4.34) в процессе совместных решений основной системы уравнений позволяет вычислить коэффициент $K_{кр}$, входящий в уравнение (4.29).

Имея в виду, что $(Q_1)_{Т\bar{6}Г} = (Q_1)_{ТП}$, $(Q_2)_{Т\bar{6}Г} = (Q_2)_{ТП}$ и $(Q_3)_{Т\bar{6}Г} = (Q_3)_{ТП}$, система, состоящая из 5-и уравнений (4.16), (4.25), (4.26) и (4.30) оказывается замкнутой относительно неизвестных V_p , t_T , $t_{Г32}$, $t_{Г21}$ и $K_{кр}$. Уравнения (4.27) позволяют вычислить значения температур воды по трактам котла. Остальные показатели, определяющие его тепловой режим, вы-

числяются по известным формулам из норм теплового расчёта и аппроксимационным зависимостям, составленным предварительно. В частности, данные [51], приведенные в таблице 4.1, позволяют аппроксимировать формулы, рекомендуемые для расчётов коэффициентов теплоотдачи от газов к поверхностям нагрева в газоходе котла. Расчёт коэффициентов теплоотдачи в газоходе котла типа КВГМ с учётом лучистой составляющей ($\alpha_{\text{л}}$) в файле ВКТ1 выполнялся по формуле, рекомендуемой для случая поперечного обтекания пакета труб, расположенных в шахматном порядке. В общем случае:

$$\alpha_{\text{к}} = \xi_{\text{к}} C_{\text{ск}} C_{\text{зк}} d_{\text{нк}}^{-0,4} W_{\text{гк}}^{0,6} B^{\text{поп}} + \alpha_{\text{л}}, \quad (4.35)$$

где согласно данным, приведенным в таблице 9.1,

$$B^{\text{поп}} = \lambda \nu^{-0,6} Pr^{0,33} = a_{\text{поп}} (t_{\text{г}}^{\text{ср}})^{b_{\text{поп}}} + c_{\text{поп}}; \quad (4.36)$$

$t_{\text{г}}^{\text{ср}}$ – средняя температура газов в когвективном пучке; константы аппроксимации: $a_{\text{поп}} = -0,17$, $b_{\text{поп}} = 0,326$, $c_{\text{поп}} = 15,99$; $W_{\text{гк}}$ – средняя скорость дымовых газов в конвективном пучке:

$$W_{\text{гк}} = B_{\text{р}} V_{\text{г}} \frac{t_{\text{г}}^{\text{ср}} + 273}{273 F_{\text{гк}}}. \quad (4.37)$$

Таблица 4.1. Теплофизические показатели дымовых газов среднего состава.

Фактические показатели для газов среднего состава

№, № п/п	$t_{\text{г}}$ °С	λ ккал(м·ч·град)	ν м ² /сек	Pr -
1	0	0,0196	0,0000119	0,74
2	100	0,0269	0,0000208	0,70
3	200	0,0345	0,0000316	0,67
4	300	0,0416	0,0000439	0,65
5	400	0,0490	0,0000578	0,64
6	500	0,0564	0,0000730	0,62
7	600	0,0638	0,0000894	0,61
8	700	0,0711	0,0001070	0,60
9	800	0,0787	0,0001260	0,59
10	900	0,0861	0,0001460	0,58
11	1000	0,0937	0,0001670	0,58
12	1100	0,1010	0,0001880	0,57
13	1200	0,1080	0,0002110	0,56
14	1300	0,1160	0,0002340	0,55

Объёмы дымовых газов по трактам котла вычисляются на основании общей формулы:

$$V_{\text{г}} = \alpha_{\text{г}} a V_{\text{сг}}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (4.38)$$

где с учётом поправки «а» на изменение рабочей влажности жидкого и твёрдого топлива

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = a [V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1) V_{\text{в}}^0] + 0,0124(W_{\text{р}} - a W_{\text{р}}^0); \quad (4.39)$$

соответственно коэффициенты избытка воздуха в топке и частям газохода:

$$\alpha_T = \alpha_{и} + \Delta\alpha_{иТ,К}, \quad (4.40)$$

Входящие в формулы (4.26) коэффициенты теплопередачи, $K_{1,2,3к}$ и температурные напоры $\Delta\tau_{1,2,3к}$ в конвективных пучках вычисляются по однотипным формулам [51]:

$$K_{1,2,3к} = \Psi_{к} \alpha_{1,2,3к} (1 + \varepsilon \alpha_{1,2,3к})^{-1}, \quad (4.41)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta\tau_1 &= (t_{Г21} - t_{к12} - t_{Г1у} + t_{к1}) \ln^{-1} \frac{t_{Г21} - t_{к12}}{t_{Г1у} - t_{к1}}, \\ \Delta\tau_2 &= (t_{Г32} - t_{к23} - t_{Г21} + t_{к12}) \ln^{-1} \frac{t_{Г32} - t_{к23}}{t_{Г21} - t_{к12}}, \\ \Delta\tau_3 &= (t_T - t_{к2} - t_{Г32} + t_{к23}) \ln^{-1} \frac{t_T - t_{к2}}{t_{Г32} - t_{к23}}, \end{aligned} \right\} \quad (4.42)$$

где соответствующие значения температур воды по тракту котла вычисляются так:

$$\left. \begin{aligned} t_{к1} &= t_{Г2} = t_{Т1} (\Theta_T)_{ТбГ} C^{-1} G_T^{-1}, \\ t_{к2} &= t_{к1} + (Q_{к})_{ист} B_p C^{-1} G_{к}^{-1}, \\ t_{к12} &= t_{к1} + (Q_1)_{ТбГ} B_p C^{-1} G_{к}^{-1}, \\ t_{к23} &= t_{к2} + (Q_3)_{ТбГ} B_p C^{-1} G_{к}^{-1}, \end{aligned} \right\} \quad (4.43)$$

Соответственно средние значения температур газов в конвективных пучках, входящие в общую расчётную формулу (4.37), равны:

$$\left. \begin{aligned} t_{Г1}^{cp} &= 0,5(t_{к1} + t_{к12}) + \Delta\tau_1, \\ t_{Г2}^{cp} &= 0,5(t_{к12} + t_{к23}) + \Delta\tau_2, \\ t_{Г3}^{cp} &= 0,5(t_{к23} + t_{к2}) + \Delta\tau_3. \end{aligned} \right\} \quad (4.44)$$

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Приведенный пример выполнения теплового расчёта котла с помощью соответствующего программного средства следует рассматривать, как один из возможных вариантов организации системы оперативного контроля за уровнем эксплуатации котла в реальных условиях.

2. Программный файл, ВКТ1, приведенный в качестве примера, может быть положен в основу создания аналогичных средств, учитывающих конкретные конструктивные и прочие фактические особенности не только самого котла, но и схемы котельной совместно с системой теплоснабжения в целом.

3. Программное средство по тепловому расчёту котла следует рассматривать, как необходимое составное звено при разработке соответствующих методик оптимизации режимов работы котельной с традиционной с модернизированной каскадной (КСП-А и КСП-Б) схемами питания при сжига-

нии газа и мазута: примерные файлы ВКТг, ВККг, ВКК1, ВКО1 и др.

4.5. Оценка вариантов модернизации котельной.

Согласно сложившимся обстоятельствам в истории развития отечественной теплофикации эффективность ТЭЦ и котельных оценивается величиной удельных расходов топлива. В зарубежном опыте эксплуатации энергоустановок существует ряд других критериев, определяющих эффективность энергоисточников, которые в данной работе не рассматриваются. Тем не менее, сопоставление этих критериев с адекватными отечественными показателями энергоустановок представляет практический интерес.

Зарубежный опыт показывает, что вариант модернизация котельной путём дополнительной установки паровой турбины (мини-ТЭЦ) в ряде случаев по своим технико-экономическим показателям значительно уступает варианту аналогичной модернизации на базе когенерационной установки (мини-ТЭЦ типа КГУ) с поршневым двигателем. Публикуемые в СМИ технические характеристики КГУ зарубежных изготовителей содержат, как правило, следующие показатели [56]: потребление натурального топлива (V_H) и его теплотворная способность (Q_H^P); мощности агрегата – механическая (M), электрическая (\mathcal{E}) и тепловая (Q); КПД агрегата – механический [$(\eta_M = M/(V_H Q_H^P))$], электрический [$(\eta_{\mathcal{E}} = \mathcal{E}/(V_H Q_H^P))$], тепловой [$(\eta_T = Q/(V_H Q_H^P))$] и общий [$(\eta_{\text{общ}} = (\mathcal{E} + Q)/(V_H Q_H^P))$]. Комбинированное производство тепла и электроэнергии на этих установках позволяет относить их к энергоисточникам типа мини-ТЭЦ.

В отечественной практике в силу сложившихся обстоятельств такие показатели, как η_M , $\eta_{\mathcal{E}}$ и η_T не получили широкого применения. Исключением является показатель $\eta_{\text{общ}}$, который именуется коэффициентом топливоиспользования на ТЭЦ, но не введен в перечень официальных форм отчетности типа 3-тех, 6-ТП и др. Наибольший интерес в данном случае представляют традиционные показатели топливоиспользования в виде удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии ($b_{\mathcal{E}}$) и отпуск теплоты ($b_{T\mathcal{E}}$). В отличие от η_M , $\eta_{\mathcal{E}}$ и η_T они являются основными и предусматриваются в официальных формах отчетности энергоисточников. Поэтому оценка рекламно-технических характеристик КГУ зарубежных поставщиков с позиций отечественных и традиционных критериев топливоиспользования является актуальной задачей в процессе взаимоотношений с границей.

Аналитические взаимосвязи между рекламно-техническими показателями КГУ и адекватными традиционными показателями паротурбинной ТЭЦ основаны на аналогии между процессами топливоиспользования на этих энергоисточниках. Так же, как и на ТЭЦ, в КГУ допускаются два предельных режима работы: «теплофикационный» и «конденсационный». В первом случае утилизируются все продукты сгорания после дизеля (или газопоршневого двигателя – ГП) и реализуется соответствующий отпуск теплоты Q . Доля (Ψ) отпуска электроэнергии (\mathcal{E}) на тепловом потреблении (Q) в

этом режиме оценивается так: $\Psi = 1$. Во втором случае все продукты сгорания после дизеля (или Г П) выбрасываются в атмосферу без утилизации, т.е. в данном случае $\Psi = 0$. Не исключен промежуточный режим ($0 < \Psi < 1$), когда утилизируется только часть отработавших газов.

Так же, как и на ТЭЦ в КГУ имеются затраты тепло- и электроэнергии на собственные нужды по отпуску объёмов производства \mathcal{E}_0 и Q_0 , т. е. $\mathcal{E}_{\text{сн}}^{\circ}$, $\mathcal{E}_{\text{сн}}^{\text{T}}$, $Q_{\text{сн}}^{\circ}$, $Q_{\text{сн}}^{\text{T}}$. Безразмерные значения этих показателей по отпуску электроэнергии (\mathcal{E}_0 , инд. «Э») и теплоты (Q_0 , инд. «Т») и распределения расходов топлива на производство тепло- ($B_{\text{ТЭХ}}$) и электроэнергии ($B_{\text{ЭХ}}$) определяются аналогичными зависимостями, изложенными в разделе 2.3 (глава 2), причём, так же, как и в случае ТЭЦ, согласно формуле (2.52), $B_{\text{КГУ}} = B = B_{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{ТЭХ}} + B_{\text{ЭХ}} = \text{const}$.

На традиционных ТЭЦ показатель q_{T} зависит от механического КПД турбоустановки (η_{M}) и КПД генератора ($\eta_{\text{Г}}$): $q_{\text{T}} = (\eta_{\text{M}} \eta_{\text{Г}})^{-1}$. В КГУ аналогичным показателем следует считать отношение механической мощности M (или энергии) двигателя к отпускаемой мощности (\mathcal{E}_0) на клеммах ведомого им генератора, т.е. $q_{\text{T}} = M/\mathcal{E}_0$. На паротурбинной ТЭЦ показатель $q_{\text{K}} = (\eta_{\text{t}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{M}} \eta_{\text{Г}})^{-1}$ учитывает КПД термического цикла (η_{t}) и внутренний относительный КПД турбины (η_{oi}). Аналогичный показателя для КГУ определяем на основании совместного решения уравнений (2.56), (2.71), (2.69) с учётом (2.67) из раздела 2.3:

$$q_{\text{K}} = (Q_0 \mathcal{E}_0^{-1} C_3 C_4^{-1} + \Psi q_{\text{T}}) [B_{\text{ТЭЦ}} (C_4 - C_2) b_{\text{КХ}}^{-1} \mathcal{E}_0^{-1} C_4^{-1} - 1 + \Psi]^{-1}, \quad (4.45)$$

$$m = q_{\text{K}} (C_4 - C_2) b_{\text{КХ}}^{-1}. \quad (4.46)$$

Согласно уравнению прямого баланса величина удельного расхода топлива $b_{\text{КХ}}$, входящая в уравнения (2.69), (4.45), (4.46), представляет собой отношение расхода топлива $B_{\text{ТЭЦ}}$ к отпуску электроэнергии в конденсационном режиме. Следовательно, применительно к режиму работы КГУ (независимо от утилизации отработавших газов и от соотношений расходов топлива $B_{\text{ЭХ}}/B_{\text{ТЭХ}}$)

$$b_{\text{КХ}} = b_{\text{K}} = B_{\text{ТЭЦ}} \mathcal{E}_0^{-1}. \quad (4.47)$$

На основании (4.45), (4.46), принимая во внимание, что $q_{\text{T}} = M/\mathcal{E}_0$, получаем формулу для расчёта показателя q_{K} применительно к условиям работы КГУ:

$$q_{\text{K}} = (\Psi M + Q_0 C_3 C_4^{-1}) (\Psi - C_2 C_4^{-1})^{-1} \mathcal{E}_0^{-1}. \quad (4.48)$$

Удельный расход топлива на отпуск электроэнергии по теплофикационному циклу для паротурбинной ТЭЦ и КГУ с учётом (4.46) определяется так:

$$\left. \begin{aligned} b_{\text{ТХ}} &= m^{-1} [q_{\text{Т}}(C_4 - C_2) + (C_3 - A_3)W^{-1}] = \\ &= q_{\text{К}}^{-1} b_{\text{КХ}} [q_{\text{Т}} + (C_3 - A_3)(C_4 - C_2)^{-1}W^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (4.49)$$

где W – удельная выработка электроэнергии ($\mathcal{E}_{\text{То}}$) на тепловом потреблении (Q_0):

$$W = \mathcal{E}_{\text{То}} Q_0^{-1} = \Psi \mathcal{E}_0 Q_0^{-1}. \quad (4.50)$$

Для ТЭП КГУ соответствующих расчётных показателей $q_{\text{К}}$ и $b_{\text{ТХ}}$, вычисляемых по формулам (4.48) и (4.49), вполне достаточно, чтобы воспользоваться аналогичной методикой анализа ТЭП применительно к ТЭЦ [21]. В связи с этим в случае КГУ [57] так же, как и для ТЭЦ, функциональные зависимости по расчётам $b_{\text{ЭХ}}$ и $b_{\text{ТЭХ}}$ определяются большим разнообразием сочетания соответствующих аргументов. Например, расчётные формулы по определению $b_{\text{ЭХ}}$ и $b_{\text{ТЭХ}}$ можно записать так:

$$\left. \begin{aligned} b_{\text{ЭХ}} &= V_{\text{ТЭЦ}} \left[\mathcal{E}_0 + Q_0 (A_3 + qA_4)(A_1 + qA_2)^{-1} \right]^{-1} = \\ &= b_{\text{КХ}} \left\{ 1 - \Psi q_{\text{К}}^{-1} \left[q_{\text{К}} - q_{\text{Т}} - (C_3 - A_3)(C_4 - C_2)^{-1}W^{-1} \right] \right\} = \\ &= b_{\text{КХ}} (1 - \Psi) + \Psi b_{\text{ТХ}}, \end{aligned} \right\} \quad (4.51)$$

$$\left. \begin{aligned} b_{\text{ТЭХ}} &= V_{\text{ТЭЦ}} Q_0^{-1} \left\{ 1 - \left[1 + Q_0 \mathcal{E}_0^{-1} (A_3 + qA_4)(A_1 + qA_2)^{-1} \right]^{-1} \right\} = \\ &= (V_{\text{ТЭЦ}} - b_{\text{ЭХ}} \mathcal{E}_0) Q_0^{-1} = V_{\text{ТЭЦ}} Q_0^{-1} + W \left[b_{\text{КХ}} (1 - \Psi^{-1}) - b_{\text{ТХ}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4.52)$$

В случае «физического» метода распределения топлива ($V_9/V_{\text{ТЭ}}$), для КГУ характерны те же зависимости (2.81) – (2.86), как и в случае ТЭЦ.

Для выявления ориентировочных показателей ТЭП мини-ТЭЦ при том же «физическом» методе распределения топлива ($V_9/V_{\text{ТЭ}}$), расходами тепло- и электроэнергии на собственные нужды пренебрегаем. Тогда в формулах (4.45) – (4.52) $C_1 = 0$, $C_2 = 0$, $C_3 = 1$, $C_4 = 1$, $A_1 = 0$, $A_2 = 1$, $A_3 = 1$, $A_4 = 0$ и расчёт показателей ТЭП энергоисточника существенно упрощается. На основании (2.81), (2.82) с учётом (2.67) удельные расходы топлива на отпуск электроэнергии ($b_{\text{ЭХ}}$) и теплоты ($b_{\text{ТЭХ}}$), а также отношение между их абсолютными расходами вычисляем так:

$$\left. \begin{aligned} b_9 &= V_9 \mathcal{E}_0^{-1} = m^{-1} q, \\ b_{\text{ТЭ}} &= V_{\text{ТЭХ}} Q_0^{-1} = m^{-1}, \\ \frac{V_9}{V_{\text{ТЭ}}} &= \mathcal{E}_0 Q_0^{-1} q. \end{aligned} \right\} \quad (4.53)$$

Соответственно:

– удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии

$$q = (V_{\text{ТЭЦ}} m - Q_0) \mathcal{E}_0^{-1} = q_{\text{К}} (1 - \Psi) + q \Psi; \quad (4.54)$$

– удельные расходы топлива и теплоты на отпуск электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам

$$b_k = q_k m^{-1} = B_{тэц} \mathcal{E}_o^{-1}, \quad (4.55)$$

$$b_T = m^{-1} q_T = q_k^{-1} b_k q_T; \quad (4.56)$$

$$q_k = (Q_o \mathcal{E}_o^{-1} + \Psi q_T) [B_{тэц} b_{кк}^{-1} \mathcal{E}_o^{-1} - 1 + \Psi] = (M + \Psi^{-1} Q_o) \mathcal{E}_o^{-1}, \quad (4.57)$$

$$b_э = B_{тэц} (\mathcal{E}_o + Q_o q^{-1})^{-1} = b_k [1 - \Psi(1 - q_T q_k^{-1})] = b_k (1 - \Psi) + \Psi b_T, \quad (4.58)$$

$$\left. \begin{aligned} b_{тэ} &= B_{тэц} (q \mathcal{E}_o + Q_o)^{-1} = (B_{тэц} - b_э \mathcal{E}_o) Q_o^{-1} = \\ &= B_{тэц} Q_o^{-1} + W [b_k (1 - \Psi^{-1}) - b_T], \end{aligned} \right\} \quad (4.59)$$

где $W = \mathcal{E}_{то} Q_o^{-1} = \Psi \mathcal{E}_o Q_o^{-1}$.

Перерасчёт рекламно-технических показателей КГУ $\eta_M = M / (B_H Q_H^p)$, $\eta_M = M / (B_H Q_H^p)$, $\eta_э = \mathcal{E}_o / (B_H Q_H^p)$, $\eta_T = Q_o / (B_H Q_H^p)$ и $\eta_{общ} = (\mathcal{E}_o + Q_o) / (B_H Q_H^p)$ на традиционные показатели ТЭП, применяемые в отечественной практике, следует выполнять с учётом зависимости: $B_H Q_H^p = B_{тэц} Q_y$, где $B_{тэц}$ – расход условного топлива с теплотворной способностью $Q_y = 7000$ ккал/кг = 8,141 кВт·ч/кг = $29,31 \cdot 10^{-3}$ ГДж/кг. Следовательно, значения $B_{тэц}$, входящие во все приведенные выше расчётные формулы, выражаются через посредство следующих комплексов, зависящих от объёмов производства \mathcal{E}_o и Q_o в КГУ:

$$B_{тэц} = Q_o \eta_T^{-1} Q_y^{-1} = \mathcal{E}_o \eta_э^{-1} Q_y^{-1} = (Q_o + \mathcal{E}_o) \eta_{общ}^{-1} Q_y^{-1}. \quad (4.60)$$

Производя подстановку $B_{тэц}$ согласно (4.60) в любую из приведенных выше расчётных формул, получаем соответствующие характеристики КГУ в зависимости от их рекламно-технических показателей η_T , $\eta_э$ и $\eta_{общ}$. Например, в случае пренебрежения собственными нуждами установки, работающей в теплофикационном ($q_T = M \mathcal{E}_o^{-1}$) режиме, и при «физическом» (традиционном) методе распределения топлива ($B_э / B_{тэ}$) на основании формул (4.58) и (4.59) имеем:

$$\left. \begin{aligned} b_э &= M Q_o \mathcal{E}_o^{-1} \eta_T^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1} = M \eta_э^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1} = \\ &= M (Q_o \mathcal{E}_o^{-1} + 1) \eta_{общ}^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1}, \end{aligned} \right\} \quad (4.61)$$

$$\left. \begin{aligned} b_{тэ} &= Q_o \eta_T^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1} = \mathcal{E}_o \eta_э^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1} = \\ &= (Q_o + \mathcal{E}_o) \eta_{общ}^{-1} Q_y^{-1} (M + Q_o)^{-1}. \end{aligned} \right\} \quad (4.62)$$

На рис. 4.7, 4.8 в порядке примера показаны технико-экономические показатели КГУ в зависимости от степени утилизации (Ψ) отработавших газов ($Q_o = \Psi \mathcal{E}_o W^{-1}$). Расчёт выполнен при произвольно заданных исходных данных: $B_{тэц} = 850$ кг/ч, $M = 2625$ кВт, $\mathcal{E}_o = 2500$ кВт, $W = 0,85$, $\bar{\mathcal{E}}_{сн}^э = 0,03$; $\bar{\mathcal{E}}_{сн}^T = 0,02$; $\bar{Q}_{сн}^э = 0,01$; $\bar{Q}_{сн}^T = 0,01$. Следует заметить, что отсутствие расчётно-

аналитических зависимостей расходов тепло- и электроэнергии на собственные нужды от нагрузок \dot{Q}_0 и \dot{Q}_0 затрудняет определение соответствующих ТЭП КГУ по мере приближения показателя Ψ к нулю. Поэтому приведенные результаты расчёта на рис.4.7,4.8 выполнены в диапазоне $\Psi = 0,1 - 1,0$ при постоянных относительных значениях собственных нужд $\bar{\dot{Q}}_{сн}^э$, $\bar{\dot{Q}}_{сн}^т$, $\bar{Q}_{сн}^э$, $\bar{Q}_{сн}^т$.

В таблице 4.2 приведены рекламно-технические характеристики КГУ австрийской фирмы «GE Jenbacher» [56] с указанием показателей ряда агрегатов: M , \dot{Q}_0 , η_m , η_t и $\eta_{общ}$. Здесь же по строкам таблицы приведены дополнительные ТЭП, вычисленные на основании формул, приведенных выше.

Постоянное усовершенствование энергетического оборудования и действующих технологий требуют организации систематических расчётов по оценкам повышения эффективности производства. В связи с этим работы, направленные на разработку соответствующих методик, алгоритмов и программных средств следует считать актуальными.

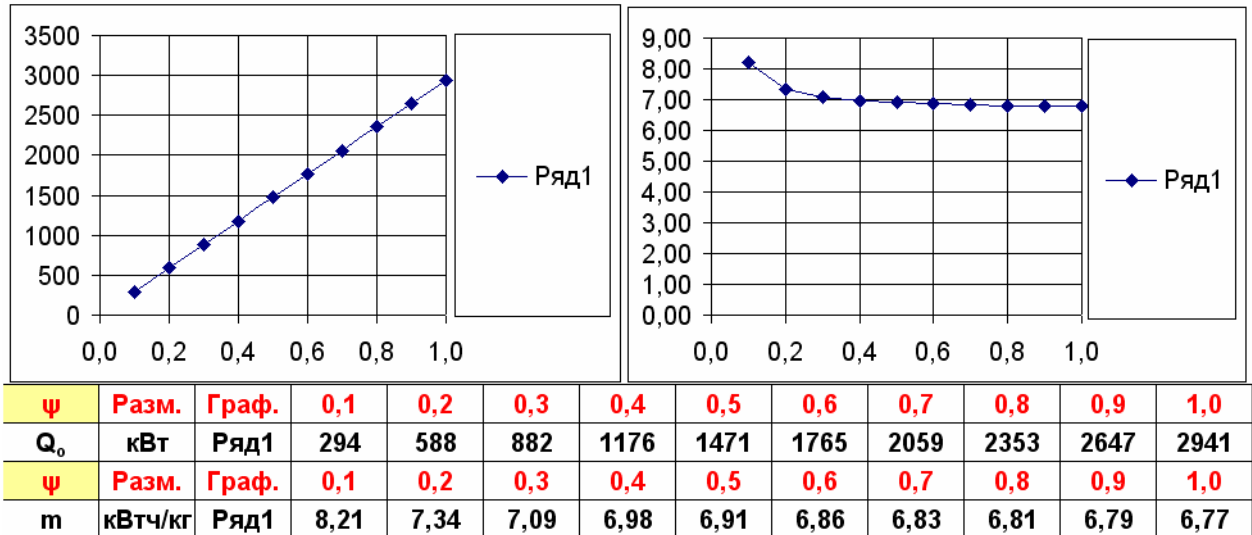
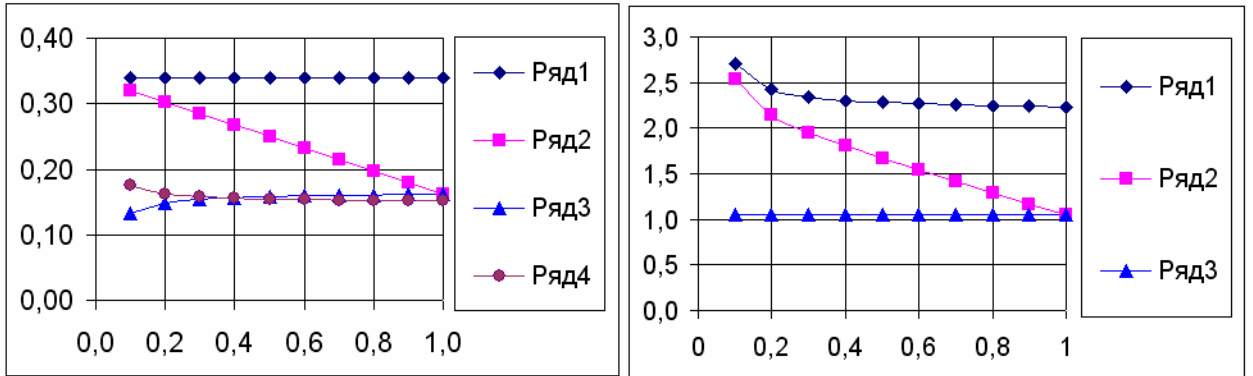


Рис. 4.7. (Ст16р). Тепловая нагрузка (Q_0) и удельное использование теплоты сгорания топлива (m) в зависимости от доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении в КГУ.

В традиционных системах отчётности величина удельных расходов топлива является основополагающим показателем, характеризующим технический уровень эксплуатации теплоисточника. Широкое внедрение энергосберегающих технологий в теплоэнергетических установках также оценивается величиной снижения удельных расходов топлива. Величина последнего зависит от множества эксплуатационных факторов, т.е. является неоднозначной функцией многих переменных, среди которых температура уходящих газов оказывается доминирующим аргументом.

Степень целесообразности выполнения того или иного проекта модернизации энергоисточника оценивается величиной денежных затрат и сроками окупаемости внедряемых мероприятий. В условиях рыночной экономики оценку перспективности варианта модернизации целесообразно осуществлять путём оценки чистой дисконтированной прибыли инвестора за весь расчетный период эксплуатации энергоисточника. Исходя из такой постановки

задачи разработан программный файл «Ст1бр» [58]. позволяющий произвести необходимые расчёты по обоснованию целесообразности выполнения



ψ	Разм.	Граф.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
b_k	кг/кВтч	Ряд1	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340	0,340
b_z	кг/кВтч	Ряд2	0,319	0,302	0,284	0,267	0,249	0,232	0,214	0,197	0,179	0,161
b_T	кг/кВтч	Ряд3	0,133	0,149	0,154	0,157	0,158	0,159	0,160	0,161	0,161	0,161
b_{Tz}	кг/кВтч	Ряд4	0,176	0,162	0,158	0,156	0,154	0,154	0,153	0,152	0,152	0,152
q_k	-	Ряд1	2,71	2,42	2,34	2,30	2,28	2,26	2,25	2,25	2,24	2,24
q	-	Ряд2	2,54	2,15	1,95	1,80	1,66	1,54	1,41	1,29	1,17	1,05
q_T	-	Ряд3	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05

Рис.4.8. (Ст1бр). Удельные расходы топлива (b_k, b_z, b_T, b_{Tz}) и теплоты

(q_k, q, q_T) в зависимости от доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении (ψ) в КГУ.

Таблица 4.2. Традиционная оценка рекламных (фирменных) показателей КГУ.

См. журнал "Энергия и Менеджмент", №3, 2004г., стр 31. Австрийская фирма "Енбахер"

ТИП коге- нера- тора	Рекламно-технические показатели фирмы.							Дополнительные традиционные показатели.						
	Мощность			К П Д				Уд. выпр.	Уд. рас. топ. на		В случае мини-		Удельн. расход тепла	КПД теп.пот.
	Механ.	Электр.	Теплов.	Механ.	Электр.	Теплов.	Общий	эл/эн	отп.эл.	отп.теп.	ТЭЦ должно			
	кВт			%				-	г/(кВтч)		сobl. равенст.		13	14
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
М	N_o	Q_o	$\eta_{мех}$	η_z	η_T	$\eta_{общ}$	W	b_z	b_{Tz}	$W = \eta_z \cdot \eta_T^{-1}$		q_T	$\eta_{тп}$	
JMS 208 GS	342	330	361	40,1	38,7	42,3	81,1	0,914	154,4	173,4	0,914	0,915	1,036	0,965
JMS 212 GS	545	526	633	40,6	39,2	47,1	86,3	0,831	145,0	163,0	0,831	0,832	1,036	0,965
JMS 312 GS	646	625	746	41,2	39,8	47,6	87,4	0,838	143,2	160,8	0,838	0,836	1,034	0,967
JMS 316 GS	861	835	997	41,2	39,9	47,7	87,6	0,838	142,7	160,7	0,838	0,836	1,031	0,970
JMS 320 GS	1095	1064	1200	42	40,8	46	86,8	0,887	143,6	162,4	0,887	0,887	1,029	0,972
JMS 420 GS	1451	1416	1505	43,5	42,5	45,1	87,6	0,941	141,9	161,3	0,941	0,942	1,025	0,976
JMS 612 GS	1871	1822	1808	44,5	43,4	43	86,4	1,008	143,9	163,3	1,008	1,009	1,027	0,974
JMS 616 GS	2495	2430	2420	44,5	43,3	43,2	86,5	1,004	144,0	162,8	1,004	1,002	1,027	0,974
JMS 620 GS	3119	3029	3047	44,1	42,8	43,1	85,9	0,994	145,2	163,8	0,994	0,993	1,030	0,971

того или иного мероприятия, направленного на модернизацию действующего теплоэнергетического оборудования. Общий вид рабочего листа из этого программного файла с результатами примерного анализа показан на рис. 4.9а и 4.9б. В конечном итоге результаты анализа сводятся к построению таблиц и гистограмм, позволяющих оценить эффективность каждого из 5-и (0, 1, 2, 3, 4) вариантов модернизации оборудования теплоисточника.

В качестве основных показателей этой оценки на упомянутых табуляграммах в виде соответствующих гистограмм указаны:

$K_{\text{кап}}$ – величина капзатрат по данному варианту модернизации, млн. руб;

$C_{\text{год}}^{\text{ЭК}}$ – годовая экономия топлива за счёт снижения удельного расхода топлива путём уменьшения температуры уходящих газов до уровня конденсации содержащихся в них водяных паров, млн руб/год;

NPV – дисконтированная прибыль за весь период (T_n , лет) эксплуатации энергоисточника, млн руб;

$T_{\text{ок}}$ – расчётный срок окупаемости энергоисточника, лет.

Остальные показатели, относящиеся к тому или иному варианту планируемой модернизации, указаны непосредственно на рабочем листе с соответствующими комментариями по каждому из показателей в виде примечаний.

Ниже рассмотрим методики оценок наиболее характерных мероприятий, направленных на повышение эффективности работы теплоисточников.

В качестве наиболее характерных мероприятий позволяющих оценить ожидаемые показатели модернизированного теплоисточника с базовыми, рассмотрим следующие:

Вариант 0. Мероприятие по снижению удельного расхода топлива на теплоисточнике до уровня, предусмотренного проектом или нормой.

Вариант 1. Мероприятие по снижению температуры уходящих газов ($t_{\text{уг}}$) теплоисточника до предельно-допустимого уровня, превышающего температуру насыщения ($t_{\text{нас}}$) водяных паров в газах, т.е. $t_{\text{уг}} > t_{\text{нас}}$.

Вариант 2. Мероприятие по снижению $t_{\text{уг}}$ теплоисточника до уровня точки росы ($t_{\text{уг}} = t_{\text{нас}}$) с последующей утилизацией теплоты, образующейся в результате конденсации водяных паров в уходящих газах. В этом случае наряду с увеличением экономичности теплоисточника возрастает также его теплопроизводительность.

Вариант 3. Замена традиционного теплоисточника когенерационной установкой (КГУ), работающей (как и в Варианте 1) при $t_{\text{уг}} > t_{\text{нас}}$.

Вариант 4. Замена традиционного теплоисточника другим, типа КГУ с утилизацией (как и в Варианте 2) теплоты, образующейся в результате конденсации водяных паров в уходящих газах при $t_{\text{уг}} = t_{\text{нас}}$.

Расчёт и анализ результатов по Варианту 0 основан на следующих исходных данных:

Q_0 – расчётная (отпускная) тепловая нагрузка теплоисточника, Гкал/ч;

$b_{\text{тэ}}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты в теплоисточнике до и после его модернизации, кг/Гкал;

$\eta_{\text{ТПСН}}$ – КПД теплового потока в пределах котельной с учётом потребления теплоты на собственные нужды, %;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплотворная способность натурального топлива, ккал/нм³, ккал/кг;

Ст16р | Расчёт и сопоставление различных вариантов модернизации теплоисточника.
0. ВАРИАНТ модернизации: снижение удельного расхода топлива до проектного уровня.

Обозн.	Q_0	b_T	$\eta_{ТПСН}$	Q^P_H	Q_y	ζ^H_r	τ_{II}	γ	T_{II}	$K_3/K_{кор}$	V_T^H	$\eta_{бр}$
До	2,1	180,0	99,0	8000,0	7000,0	0,132	3500	-	-	100	328	80,2
После		147,3									268	98,0
Разм.	Гкал/ч	кг/Гкал	%	ккал/нм ³	ккал/кг	т р/нм ³	ч/год	-	лет	млн руб	нм ³ /ч	%
Обозн.	Δb_T	ΔV_T	$C^{ЭК}_ч$	$C^{ЭК}_{год}$	$K_{кап}$	NPV	$T_{ок}$	$T_{п}^0$				
До	32,7	238	7,86	27,5	-	-	-	-				
После									100	134	3,64	4,74
Разм.	кг/Гкал	тут/год	т р/ч	млн р/г	млн руб	млн руб	лет	лет				

1. ВАРИАНТ модернизации: снижение температуры уходящих газов до уровня выше точки росы, т.е. $t_{yг} > t_{нас}$.

Обозн.	Q_0	$b_{Tз}$	$\eta_{ТПСН}$	Q^P_H	Q_y	$t_{yг} > t_{нас}$	K_{yx}	ζ^H_r	τ_{II}	γ	T_{II}	$K_3/K_{кор}$
До	2,1	180,0	95,0	8000,0	7000,0	160	0,05	0,132	3500	-	-	100
После		175,8				120						
Разм.	Гкал/ч	кг/Гкал	%	ккал/нм ³	ккал/кг	°С	% / °С	т р/нм ³	ч/год	-	лет	млн руб
Обозн.	V_T^H	$\eta_{бр}$	$\Delta \eta_{бр}^{yx}$	$\Delta t_{yг}$	Δb_T	ΔV_T	$C^{ЭК}_ч$	$C^{ЭК}_{год}$	$K_{кап}$	NPV	$T_{ок}$	$T_{п}^0$
До	328	83,5	2,00	40,0	4,2	30,6	1,01	3,5	-	-	-	-
После	320	85,5										
Разм.	нм ³ /ч	%	%	°С	кг/Гкал	тут/год	т р/ч	млн р/г	млн руб	млн руб	лет	лет

2. ВАРИАНТ модернизации: снижение температуры уходящих газов до точки росы, т.е. $t_{yг} = t_{нас}$, и увеличение теплопроизводительности энергоисточника за счёт их конденсации.

Обозн.	Q_0	$b_{Tз}$	$\eta_{ТПСН}$	Q^P_H	Q_y	$t_{yг}$	K_{yx}	ζ^H_r	τ_{II}	γ	T_{II}	$K_3/K_{кор}$
До	2,1	180,0	95,0	8000,0	7000,0	160	0,05	0,132	3500	-	-	100
После		169,4				55,4						
Разм.	Гкал/ч	кг/Гкал	%	ккал/нм ³	ккал/кг	°С	% / °С	т р/нм ³	ч/год	-	лет	млн руб
Обозн.	V^0_r	V^0_v	α_{yx}	V_{H2O}	V_r	$P_{H2O}(\alpha_{yx})$	$\Gamma_{H2O}(P)$	$\rho^0_{H2O}(P)$	G_{H2O}	$\Delta t_{yг}$	V_T^H	$V_T^{кон}$
До	10,65	9,49	1,30	1,77	13,54	0,1618	565,93	0,126	0,22	104,6	327,7	-
После											308,4	245,96
Разм.	нм ³ /нм ³	нм ³ /нм ³	-	нм ³ /нм ³	нм ³ /нм ³	ата	ккал/кг	кг/нм ³	кг/нм ³	°С	нм ³ /ч	нм ³ /ч
Обозн.	$\Delta \eta_{бр}^{yx}$	$\eta_{бр}$	$\eta_{бр}^{кон}$	q_{H2O}	Q_{H2O}	$\Sigma Q_{кон}$	$b_T^{кон}$	Ω_r	Δb_T^{yx}	$\Delta b_T^{кон}$	$\Sigma \Delta b_T$	ΔV_T
До	5,231	83,5	-	-	-	-	-	4438	10,6	34,3	44,9	327,1
После		88,8	111,32	126,5	0,53	2,61	135,1	4177				
Разм.	%	%	%	ккал/нм ³	Гкал/ч	Гкал/ч	кг/Гкал	нм ³ /ч	кг/Гкал	кг/Гкал	кг/Гкал	тут/год
Обозн.	$C^{ЭК}_ч$	$C^{ЭК}_{год}$	$K_{кап}$	NPV	$T_{ок}$	$T_{п}^0$						
До	10,79	37,8	-	-	-	-						
После							130	192	3,44	4,43		
Разм.	т р/ч	млн р/г	млн руб	млн руб	лет	лет						

3. ВАРИАНТ модернизации: замена водогрейного котла когенерационной установкой (КГУ) при температуре уходящих газов за КГУ выше точки росы, т.е. $t_{yг} > t_{нас}$.

Обозн.	Q_0	$N_э$	M	$\eta_{мех}$	η_T	$\eta_э$	$q^3_{сн}$	$q^T_{сн}$	$\varepsilon^3_{сн}$	$\varepsilon^T_{сн}$	Q^P_H	
До	2,1	2422,1	-	-	-	-	-	0,02	-	-	8000,0	
После		2427,7	2495,0	44,5	43,2	43,3	0,0035	0,0382	0,1749	0,1013		
Разм.	Гкал/ч	кВт	кВт	кВт	%	%	%	-	-	-	ккал/нм ³	
Обозн.	Q_y	$b_{Tз}$	Δb_T^{yx}	$b_э$	W	Ψ	ζ^H_r	$\zeta_{эH}$				
До	8,141	7000,0	159,0	-	0,137	-	-	-	-	-	-	
После			-	160,36	0,138							-1,4
Разм.	кВт*ч/кг	ккал/кг	кг/Гкал	кг/кВт*ч	кг/Гкал	кг/кВт*ч	г/кВт*ч	-	-	-	т р/нм ³	р/(кВтч)
Обозн.	τ_{II}	γ	T_{II}	$K_3/K_{кор}$	V_T^H	$V_{Tэц}$	$b_{Tэц}$	$\eta_э$	η_T	$\eta_{общ} = \eta_{Tэц}$	q_T	q_K
До	3500	-	-	100	289,7	331,1	0,137	-	-	-	-	-
После		0,1	20	2,0	602,6	688,7	0,142	43,3	43,2	86,5	1,028	2,001
Разм.	ч/год	-	лет	млн руб	нм ³ /ч	кг / ч	кг/кВт*ч	%	%	%	-	-
Обозн.	q	b_K	b_T	$\Delta b_{Tэц}$	ΔV_T	$C^{ЭК}_ч$	$C^{ЭК}_{год}$	$K_{кап}$	NPV	$T_{ок}$	$T_{п}^0$	
До	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
После	1,028	0,284	0,146	-0,005	357,6	90,0	315,1	-	-	-	-	-
Разм.	-	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	тут/год	т р/ч	млн р/г	млн руб	млн руб	лет	лет	

Рис. 4.9а. Фрагмент из программного файла Ст16р.

4. ВАРИАНТ модернизации: замена водогрейного котла когенерационной установкой (КГУ)
с одновременной конденсацией водяных паров в газах за КГУ, т.е при $t_{yg} = t_{нас}$,

Обозн.	Q ₀		N _э	M	η _{мех}	η _т	η _э	q ^э _{сн}	q ^т _{сн}	э ^э _{сн}	э ^т _{сн}	Q ^p _н
До	2,1	2420,0	-	-	-	-	-	-	0,02	-	-	8000,0
После			2427,7	2495	44,5	43,2	43,3	0,03	0,02	0,05	0,04	
Разм.	Гкал/ч	кВт	кВт	кВт	%	%	%	-	-	-	-	ккал/нм ³
Обозн.	Q _y		b _{тэ}			b _э		W	Ψ	Ц ^г _г	Ц ^э _н	τ _н
До	8,141	7000,0	180,0	-	0,155	-	-	-	-	-	-	3500
После			-	161,6	0,139	0,145	145,2	1,0032	1,0	0,132	54,1	
Разм.	кВт*ч/кг	ккал/кг	кг/Гкал		кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	г/кВт*ч	-	-	т р/нм ³	р/(кВтч)	ч/год
Обозн.	г	T _п	K _э /K _{кор}	V ^о _г	V ^о _в	α _{yx}	t _{yg}	η _{тпсн}	K _{yx}	V _{н2о}	V _г	Ω _г
До	-	-	100	10,65	9,49	1,30	160	88,0	0,05	1,77	13,54	4438,4
После	0,1	20	2,0				55,4					
Разм.	-	лет	млн руб	нм ³ /нм ³	нм ³ /нм ³	-	°C	%	% / °C	нм ³ /нм ³	нм ³ /нм ³	нм ³ /ч
Обозн.	R _{н2о(αyx)}	г _{н2о(Р)}	ρ ^о _{н2о(Р)}	G _{н2о}	Δt _{yg}	Δη _{бp} ^{yx}	η _{бp}	q _{н2о}	Q _{н2о}	ΣQ _{кон}	V _т ^н	V _т ^н _{кон}
До	0,1618	565,93	0,126	0,22	104,6	5,23	90,2	-	-	-	327,7	
После							95,4	126,5	1,03	3,11	602,6	505,3
Разм.	ата	ккал/кг	кг/нм ³	кг/нм ³	°C	%	%	ккал/нм ³	Гкал/ч	Гкал/ч	нм ³ /ч	нм ³ /ч
Обозн.	V _{тэц}	V _{тэц} ^{кон}	b _{тэц}	b _{тэц} ^{кон}	η _{тэц}	η _{тэц} ^{кон}	η _э	η _т	η _{общ}	q _т	q _к	q
До	374,5	-	0,155	-	79,3		-	-	79,3	-	-	-
После	688,7	577,5	0,142	0,119	86,5	103,1	43,3	43,2	86,5	1,028	2,064	1,028
Разм.	кг / ч	кг / ч	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	%	%	%	%	%	-	-	-
Обозн.	b _к	b _т	Δb _{тэц}	Δb _{тэц} ^{кон}	ΔV _{тэц}	ΔV _{тэц} ^{кон}	b _т ^{кон}		Δb _т ^{кон}		ΣΔb _т	ΔV _т
До	-	-	0,013	0,036	314,2	203,0	-	-	0,046	53,6	72,0	1099,5
После	0,284	0,145					108,0	0,093				
Разм.	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	кг / ч	кг/Гкал	кг/кВт*ч	кг/кВт*ч	кг/Гкал	кг/Гкал	тут/год	
Обозн.	ΔV _т ^{кон}	C ^{эк} _ч	C ^{эк} _{год}	K _{кап}	NPV	T _{ок}	T _п ^о					
До	710,4	103,51	362,3	-	-	-	-					
После				200	2884	0,55	0,60					
Разм.	тут/год	т р/ч	млн р/г	млн руб	млн руб	лет	лет					

№ Вар.	Сводная таблица результатов расчёта эффективности вариантов модернизации.											
1	0. ВАРИАНТ реконструкции: снижение удельного расхода топлива до проектного уровня.											
2	1. ВАРИАНТ модерниз.: сниж. температуры уход. газов до уровня выше точки росы, т.е. $t_{yg} > t_{нас}$,											
3	2. ВАРИАНТ модернизации: снижение температуры уходящих газов до точки росы, т.е $t_{yg} = t_{нас}$,											
4	3. ВАРИАНТ модернизации: замена водогрейного котла когенерационной установкой (КГУ) при температуре уходящих газов за КГУ выше точки росы, т.е $t_{yg} > t_{нас}$,											
5	4. ВАРИАНТ модернизации: замена водогрейного котла когенерационной установкой (КГУ) с одновременной конденсацией водяных паров в газах за КГУ, т.е при $t_{yg} = t_{нас}$,											
Обозн.	Q ₀	Q _{н2о}	ΣQ _{кон}	N _э	b _э	b _{тэ}	t _{yg}	K _э /K _{кор}	K _{кап}	C ^{эк} _{год}	NPV	T _{ок}
Разм.	Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	кВт	г/(кВтч)	кг/Гкал	°C	млн руб	млн руб	млн р/г	млн руб	лет
0. До	2,1	-	-	-	-	180	-	100	100	28	134	3,64
После		-	-	-	-	147	-	1,0				
1. До	2,1	-	-	-	-	180	160	100	20	4	10	5,65
После		-	-	-	-	176	120	0,2				
2. До	2,1	-	-	-	-	180	160	100	130	38	192	3,44
После		0,53	2,6	-	-	135	55	1,3				
3. До	2,1	-	-	-	-	159	-	100	200	315	2483	0,63
После		-	-	2427,7	146,1	160	-	2,0				
4. До	2,1	-	-	-	-	180	160	100	200	362	2884	0,55
После		1,03	3,11	2427,7	145,2	108	55	2,0				
Разм.	Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	кВт	г/(кВтч)	кг/Гкал	°C	млн руб	млн руб	млн р/г	млн руб	лет

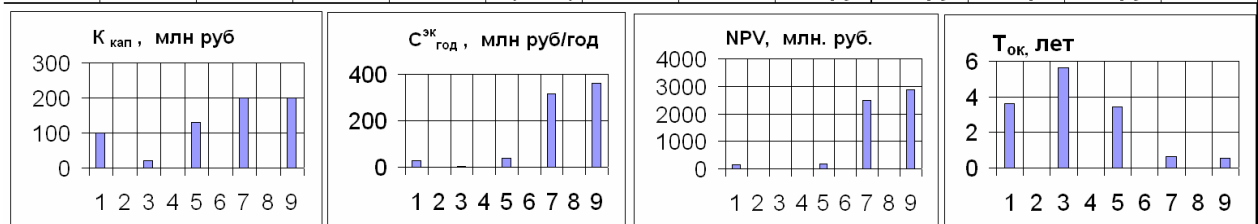


Рис. 4.9б. Фрагмент из программного файла Ст16р. (Продолжение).

Q_y – теплотворная способность условного топлива, ккал/кг;

Π_{Γ}^H – цена натурального топлива, тыс. руб./нм³, тыс. руб./кг ;

$\tau_{и}$ – число часов использования энергоисточника в течение года, ч/год;

r – банковский процент увеличения денежного вклада, %/100;

$T_{п}$ – планируемый срок службы энергоисточника, лет;

$K_3 / K_{кор}$ – показатели, определяющие суммарную стоимость капзатрат вновь устанавливаемого энергоисточника, $K_{кап}$ млн. руб: верхняя строка - суммарная стоимость капзатрат (K_3) вновь устанавливаемого энергоисточника по любому (например, 1-му) варианту модернизации. Вторая строка - коэффициент корреляции ($K_{кор}$), позволяющий установить необходимую величину капзатрат ($K_{кап}$) применительно к исследуемому варианту модернизации таким образом: $K_{кап} = K_3 K_{кор}$. Безразмерный коэффициент $K_{кор}$ ($0 < K_{кор} < 1$) в данном случае является более эффективным средством при сопоставлении капзатрат между всеми вариантами модернизации.

Приведенные исходные данные по «Варианту 0» легко доступны в условиях производства и позволяют определить следующие показатели:

V_T^H – часовой расход натурального топлива в теплоисточнике до и после модернизации, нм³/ч, кг/ч:

$$V_T^H = \frac{b_{тэ} Q_o Q_y}{Q_H^p}; \quad (4.63)$$

$\eta_{бр}$ – КПД брутто котла до и после его модернизации, %.

$$\eta_{бр} = 10^{10} (b_{тэ} Q_y \eta_{тпсн})^{-1}; \quad (4.64)$$

Δb_T – снижение удельного расхода топлива до номинального уровня согласно проектным данным, кг/Гкал:

$$\Delta b_T = b_{тэ}^{до} - b_{тэ}^{после}; \quad (4.65)$$

ΔB_T – ожидаемая годовая экономия топлива в результате реконструкции энергоисточника путём полной замены основного оборудования, тунт/год:

$$\Delta B_T = \Delta b_T Q_o \tau_{и} \cdot 10^{-3}; \quad (4.66)$$

$C_{ч}^{ЭК}$ – часовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива до уровня проектной величины, тыс. руб./час:

$$C_{ч}^{ЭК} = \frac{\Pi_{\Gamma}^H \Delta b_T Q_o Q_y}{Q_H^p}; \quad (4.67)$$

$C_{год}^{ЭК}$ – годовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива до уровня проектной величины, млн. руб./год:

$$C_{год}^{ЭК} = C_{ч}^{ЭК} \tau_{и} \cdot 10^{-3}; \quad (4.68)$$

$K_{кап}$ – величина капзатрат по данному варианту модернизации: $K_{кап} = K_3 K_{кор}$, млн руб;

NPV – дисконтированная прибыль за весь период ($T_{\text{п}}$, лет) эксплуатации реконструированного теплоисточника, млн. руб.:

$$\text{NPV} = C_{\text{год}}^{\text{ЭК}} \Gamma^{-1} [1 - (1 + r)^{-T}] - K_{\text{кап}}; \quad (4.69)$$

$T_{\text{ок}}$ – расчётный срок окупаемости капзатрат на модернизацию теплоисточника, лет:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{кап}}}{C_{\text{год}}^{\text{ЭК}}}; \quad (4.70)$$

$T_{\text{п}}^0$ – расчётно-аналитический период (лет) эксплуатации теплоисточника, в течение которого вклад денежных средств не обеспечивает прибыли инвестору, т.е. $\text{NPV} = 0$:

$$T_{\text{п}}^0 = -[\ln(1 - rT_{\text{ок}})] [\ln(1 + r)]^{-1}. \quad (4.71)$$

Расчёты и анализ результатов по Вариантам 1 – 4 (в отличие от Варианта 0) основаны на сопоставлении температур уходящих газов до и после модернизации теплоисточника. Ниже по аналогии с Вариантом 0 приведены исходные данные по каждому из Вариантов 1 – 4 и соответствующие им расчётные формулы для разработки алгоритмов.

Вариант 1.

Исходные данные те же, что и в случае Варианта 0 (за исключением $b_{\text{тэ}}$ до модернизации) с добавлением следующих:

$b_{\text{тэ}}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты в энергоисточнике до его модернизации, кг/Гкал;

$t_{\text{уг}} > t_{\text{нас}}$ – температура уходящих газов до и после модернизации энергоисточника, °С; температура насыщения вычисляется по формулам аппроксимации:

$$\left. \begin{aligned} t_{\text{нас}} = & A_{6t} P_{\text{H}_2\text{O}}^6 + A_{5t} P_{\text{H}_2\text{O}}^5 + A_{4t} P_{\text{H}_2\text{O}}^4 + \\ & + A_{3t} P_{\text{H}_2\text{O}}^3 + A_{2t} P_{\text{H}_2\text{O}}^2 + A_{1t} P_{\text{H}_2\text{O}} + A_{\text{от}} \end{aligned} \right\}, \quad (4.72)$$

где парциальное давление водяных паров в дымовых газах вычисляется как функция от коэффициента избытка воздуха α_{yx} :

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = f(\alpha_{\text{yx}}) = A_{2p} \alpha_{\text{yx}}^2 + A_{1p} \alpha_{\text{yx}} + A_{\text{оп}}; \quad (4.73)$$

K_{yx} – частная производная по изменению КПД брутто котла от температуры уходящих газов, % / °С;

В результате расчётов по Варианту 1 определяются следующие показатели:

$b_{\text{тэ}}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты после модернизации, кг/Гкал:

$$b_{\text{тэ}}^{\text{после}} (Q_{\text{y}} \eta_{\text{бр}}^{\text{после}} \eta_{\text{тпсн}})^{-1}; \quad (4.74)$$

$V_{\text{т}}^{\text{н}}$ – часовой расход натурального топлива в теплоисточнике до и после модернизации – по формуле (4.63);

$\Delta t_{\text{уг}}$ – снижение температуры уходящих газов в результате модернизации, °С:

$$\Delta t = t_{\text{уг}}^{\text{до}} - t_{\text{уг}}^{\text{после}} \quad (4.75)$$

$\Delta \eta_{\text{бр}}^{\text{ух}}$ – увеличение КПД брутто теплоисточника в связи с уменьшением температуры уходящих газов после модернизации, %:

$$\Delta \eta_{\text{бр}}^{\text{ух}} = K_{\text{ух}} \Delta t_{\text{уг}}; \quad (4.76)$$

$\eta_{\text{бр}}$ – КПД брутто теплоисточника, % : до модернизации: $\eta_{\text{бр}}^{\text{до}}$ – по формуле (4.64), т.е.

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{до}} = 10^{10} (b_{\text{тэ}}^{\text{до}} Q_{\text{у}} \eta_{\text{тпсн}})^{-1}; \quad (4.77)$$

после модернизации:

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{после}} = \eta_{\text{бр}}^{\text{до}} + \Delta \eta_{\text{бр}}^{\text{ух}}; \quad (4.78)$$

$\Delta b_{\text{т}}$ — снижение удельного расхода топлива на теплоисточнике после модернизации – по формуле (4.65);

$\Delta B_{\text{т}}$ — ожидаемая годовая экономия топлива в результате модернизации – по формуле (4.66);

$C_{\text{ч}}^{\text{эк}}$ – часовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива после модернизации теплоисточника – по формуле (4.67);

$C_{\text{год}}^{\text{эк}}$ – годовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива после модернизации теплоисточника – по формуле (4.68);

NPV — ожидаемая дисконтированная прибыль за планируемый период ($T_{\text{п}}$, лет) эксплуатации теплоисточника после модернизации – по формуле (4.69);

$T_{\text{ок}}$ – расчётный срок окупаемости капитальных затрат на модернизацию теплоисточника – по формуле (4.70);

$T_{\text{п}}^0$ – расчётно-аналитический период эксплуатации теплоисточника, в течение которого вклад денежных средств не обеспечивает прибыли инвестору, т.е. $NPV = 0$ – по формуле (4.71).

Вариант 2.

В отличие от Варианта 1 температура уходящих газов до модернизации задана, а после модернизации вычисляется: $t_{\text{уг}} = t_{\text{нас}}$. Остальные исходные данные те же, что и в случае Варианта 1 с добавлением следующих:

$V_{\text{г}}^0$ – теоретический объём продуктов сгорания топлива, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$;

$V_{\text{в}}^0$ – теоретический объём воздуха, необходимый для сжигания топлива, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$;

$\alpha_{\text{ух}}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

В результате расчётов по Варианту 2 дополнительно определяются следующие показатели:

V_{H_2O} – реальный объём водяных паров в продуктах сгорания, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$:

$$V_{H_2O} = P_{H_2O} V_{\Gamma}^0 + 0,0161(\alpha_{yx} - 1)V_B^0; \quad (4.79)$$

V_{Γ} – реальный объём уходящих газов, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{yx} - 1)V_B^0; \quad (4.80)$$

$P_{H_2O} = f(\alpha_{yx})$ – парциальное давление водяных паров в уходящих газах в зависимости от избытка воздуха α_{yx} вычисляется по формуле аппроксимации, ата:

$$P_{H_2O} = f(\alpha_{yx}) = A_{2p}\alpha_{yx}^2 + A_{1p}\alpha_{yx} + A_{op}; \quad (4.81)$$

$r_{H_2O} = f(P_{H_2O})$ – внутренняя теплота парообразования в зависимости от парциального давления водяных паров в уходящих газах вычисляется по формуле аппроксимации, ккал/кг:

$$r_{H_2O} = A_{6r}P_{H_2O}^6 + A_{5r}P_{H_2O}^5 + A_{4r}P_{H_2O}^4 + A_{3r}P_{H_2O}^3 + \left. \begin{array}{l} + A_{2r}P_{H_2O}^2 + A_{1r}P_{H_2O} + A_{ок}; \end{array} \right\} \quad (4.82)$$

$\rho_{H_2O}^0 = f(P_{H_2O})$ – плотность водяного пара в уходящих газах в зависимости от парциального давления водяных паров, $\text{кг}/\text{нм}^3$:

$$\rho_{H_2O}^0 = f(\alpha_{yx}) = A_{2p}P_{H_2O}^2 + A_{1p}P_{H_2O} + A_{op}; \quad (4.83)$$

$t_{\text{нас}}$ – температура насыщения водяных паров в дымовых газах вычисляется по формуле аппроксимации, °C:

$$t_{\text{нас}} = A_{6t}P_{H_2O}^6 + A_{5t}P_{H_2O}^5 + A_{4t}P_{H_2O}^4 + A_{3t}P_{H_2O}^3 + \left. \begin{array}{l} + A_{2t}P_{H_2O}^2 + A_{1t}P_{H_2O} + A_{ot}; \end{array} \right\} \quad (4.84)$$

G_{H_2O} – масса водяных паров в 1 нм^3 продуктов сгорания, т.е. в уходящих газах, $\text{кг}/\text{нм}^3$:

$$G_{H_2O} = \rho_{H_2O}^0 V_{H_2O}; \quad (4.85)$$

q_{H_2O} – тепловыделение за счёт конденсации водяных паров в 1 нм^3 продуктов сгорания после модернизации, ккал/нм³:

$$q_{H_2O} = r_{H_2O} G_{H_2O}; \quad (4.86)$$

B_T^H – часовое потребление натурального топлива в теплоисточнике до и после модернизации без учёта теплоты конденсации водяных паров в уходящих газах – по формуле (4.63);

Ω_{Γ} – объёмный расход уходящих газов в теплоисточнике при нормальных условиях до и после модернизации, $\text{нм}^3/\text{ч}$:

$$\Omega_{\Gamma}^{\text{до}} = V_{\Gamma}^{\text{H}} V_{\Gamma}; \quad (4.87)$$

$Q_{\text{H}_2\text{O}}$ – дополнительное тепловыделение на поверхностях нагрева теплоисточника за счёт конденсации водяных паров в продуктах сгорания после модернизации, Гкал/ч:

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = q_{\text{H}_2\text{O}} \Omega_{\Gamma} \cdot 10^{-6}; \quad (4.88)$$

$\sum Q_{\text{кон}}$ – суммарная тепловая нагрузка теплоисточника после модернизации, Гкал/ч:

$$\sum Q_{\text{кон}} = Q_0 + Q_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (4.89)$$

$b_{\text{T}}^{\text{кон}}$ – удельный расход топлива в теплоисточнике после его модернизации, т.е. с учётом дополнительного тепловыделения на поверхностях нагрева при конденсации пара, кг/Гкал:

$$b_{\text{T}}^{\text{кон}} = \frac{b_{\text{TЭ}}^{\text{после}} Q_0}{\sum Q_{\text{кон}}}; \quad (4.90)$$

$V_{\text{T кон}}^{\text{H}}$ – часовое потребление натурального топлива теплоисточником после его модернизации с учётом утилизации теплоты конденсации водяных паров, нм³/ч:

$$V_{\text{T кон}}^{\text{H}} = \frac{b_{\text{T}}^{\text{кон}} Q_0 Q_{\text{у}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}}; \quad (4.91)$$

$\Delta b_{\text{T}}^{\text{yx}}$ – снижение удельного расхода топлива, адекватное уменьшению температуры уходящих газов без учёта тепловыделения при конденсации пара, кг/Гкал:

$$\Delta b_{\text{T}}^{\text{yx}} = b_{\text{TЭ}}^{\text{до}} - b_{\text{TЭ}}^{\text{после}}; \quad (4.92)$$

$\eta_{\text{бр}}$ – КПД брутто теплоисточника без учёта дополнительной теплоты от конденсации пара, %:
до модернизации:

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{до}} = 10^{10} (b_{\text{TЭ}}^{\text{до}} Q_{\text{у}} \eta_{\text{тпсн}})^{-1}; \quad (4.93)$$

после модернизации:

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{после}} = \eta_{\text{бр}}^{\text{до}} + \Delta \eta_{\text{бр}}^{\text{yx}}; \quad (4.94)$$

$\eta_{\text{бр}}^{\text{кон}}$ – КПД брутто теплоисточника после модернизации с учётом дополнительного тепловыделения от конденсации пара, %

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{кон}} = 10^{10} (b_{\text{T}}^{\text{кон}} Q_{\text{у}} \eta_{\text{тпсн}})^{-1}; \quad (4.95)$$

$\Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}}$ – снижение удельного расхода топлива на отпуск теплоты за счёт конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/Гкал:

$$\Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}} = b_{\text{TЭ}}^{\text{после}} - b_{\text{TЭ}}^{\text{после}} - b_{\text{T}}^{\text{кон}}; \quad (4.96)$$

$\sum \Delta b_{\text{T}}$ – суммарное снижение удельного расхода топлива на отпуск теплоты в результате модернизации теплоисточника, кг/Гкал:

$$\sum \Delta b_T = b_{TЭ}^{до} - b_T^{кон}; \quad (4.97)$$

ΔB_T – ожидаемая годовая экономия топлива в результате модернизации, тунт/год:

$$\Delta B_T = \sum \Delta b_T Q_o \tau_{и} \cdot 10^{-3}; \quad (4.98)$$

$C_{ч}^{ЭК}$ – часовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива после модернизации теплоисточника, тыс. руб./час:

$$C_{ч}^{ЭК} = \frac{Ц_{Г}^H \Delta b_T Q_o Q_y}{Q_H^P}; \quad (4.99)$$

$C_{год}^{ЭК}$ – годовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива после модернизации теплоисточника, млн. руб./год:

$$C_{год}^{ЭК} = C_{ч}^{ЭК} \tau_{и} \cdot 10^{-3}; \quad (4.100)$$

NPV – ожидаемая дисконтированная прибыль за планируемый период ($T_{п} = T$ лет) эксплуатации теплоисточника после модернизации, млн. руб.:

$$NPV = C_{год}^{ЭК} r^{-1} [1 - (1+r)^{-T}] - K_{кап}; \quad (4.101)$$

$T_{ок}$ – расчётный срок окупаемости капзатрат на модернизацию теплоисточника, лет:

$$T_{ок} = \frac{K_{кап}}{C_{год}^{ЭК}}; \quad (4.102)$$

$T_{п}^0$ – расчётно-аналитический период (лет) эксплуатации теплоисточника, в течение которого вклад денежных средств не обеспечивает прибыли инвестору, т.е. $NPV = 0$:

$$T_{п}^0 = \left[\ln(1 - r T_{ок})^{-1} \right] [\ln(1+r)]^{-1}. \quad (4.103)$$

Вариант 3.

Исходные данные те же, что и в случае Варианта 2. Дополнительно:

M – механическая мощность КГУ, кВт;

$N_{э}$ – электрическая отпускная мощность КГУ, кВт;

$\eta_{мех}$ – механический КПД КГУ, %;

$q_{сн}^э$ – относительный показатель расхода теплоты на собственные нужды (СН) по отпуску электроэнергии (Э);

$q_{сн}^T$ – относительный показатель расхода теплоты на СН по отпуску теплоты;

$\varepsilon_{сн}^э$ – относительный показатель расхода электроэнергии (Э) на СН по отпуску электроэнергии;

$\varepsilon_{сн}^T$ – относительный показатель расхода электроэнергии (Э) на СН по отпуску теплоты;

Ψ – коэффициент утилизации отработавших газов в КГУ. По аналогии с мини-ТЭЦ – доля отпуска электроэнергии на тепловом потреблении;

$\Pi_{\text{ЭН}}$ – цена реализуемой электроэнергии, отпускаемой КГУ в энергосистему, руб./(кВт·ч).

В результате расчётов по Варианту 3 определяются следующие показатели:

$\Delta b_{\text{T}}^{\text{yx}}$ — снижение удельного расхода топлива на отпуск теплоты после внедрения КГУ – по формуле (4.92);

W – удельная выработка электроэнергии КГУ на тепловом потреблении, безразм.:

$$W = \frac{\Psi N_{\text{Э}}}{Q_0}; \quad (4.104)$$

q_{T} – удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии по “теплофикационному” циклу при работе КГУ, безразм.:

$$q_{\text{T}} = MN_{\text{Э}}^{-1}; \quad (4.105)$$

$q_{\text{к}}$ – удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии по «конденсационному» циклу при работе КГУ, безразм.:

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{к}} &= [\Psi M + Q_0 (1 + q_{\text{сн}}^{\text{э}} + q_{\text{сн}}^{\text{т}})(1 + \varepsilon_{\text{сн}}^{\text{э}} + \varepsilon_{\text{сн}}^{\text{т}})^{-1}] \cdot \\ &[\Psi - \varepsilon_{\text{сн}}^{\text{э}} (1 + \varepsilon_{\text{сн}}^{\text{т}} + \varepsilon_{\text{сн}}^{\text{т}})^{-1}]^{-1} \cdot N_{\text{Э}}^{-1}; \end{aligned} \right\} \quad (4.106)$$

q – средний удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии при работе КГУ, безразм.:

$$q = q_{\text{к}}(1 - \Psi) + \Psi q_{\text{T}}; \quad (4.107)$$

B_{T}^{H} – часовое потребление натурального топлива энергоисточником до и после модернизации без учёта теплоты конденсации водяных паров в уходящих газах, нм³/ч, кг/ч:

до модернизации

$$(B_{\text{T}}^{\text{H}})^{\text{до}} = \frac{b_{\text{тЭ}} Q_0 Q_{\text{y}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}; \quad (4.108)$$

после модернизации

$$(B_{\text{T}}^{\text{H}})^{\text{после}} = \frac{(b_{\text{тЭ}} Q_0 + b_{\text{Э}} N_{\text{Э}}) Q_{\text{y}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}; \quad (4.109)$$

$B_{\text{тЭЦ}}$ – абсолютный расход условного топлива энергоисточником, кг/ч:

до модернизации

$$B_{\text{тЭЦ}}^{\text{до}} = \frac{B_{\text{T}}^{\text{H}} Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{Q_{\text{y}}}; \quad (4.110)$$

после модернизации

$$B_{\text{тЭЦ}}^{\text{после}} = \frac{(B_{\text{T}}^{\text{H}})^{\text{после}} Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{Q_{\text{y}}} = 100 \cdot M(\eta_{\text{мех}} Q_{\text{y}})^{-1}; \quad (4.111)$$

b_k – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии по “конденсационному” циклу при работе КГУ, кг/(кВт·ч):

$$b_k = \frac{N_э}{B_{тэц}}; \quad (4.112)$$

b_T – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии по “теплофикационному” циклу при работе КГУ, кг/(кВт·ч):

$$b_T = b_k q_k^{-1} [q_T + q_{сн}^э (1 + \varepsilon_{сн}^э)^{-1} W^{-1}]; \quad (4.113)$$

$b_э$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии после внедрения КГУ, кг/(кВт·ч):

$$b_э = b_k (1 - \Psi) + \Psi b_T; \quad (4.114)$$

где Q_0 – отпуск теплоты когенерационной установкой, кВт;

$b_{тэ}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты после модернизации теплоисточника, т.е. при работе КГУ, кг/(кВт·ч):

$$b_{тэ} = (B_{тэц} - b_э N_э) Q_0^{-1} = B_{тэц} Q_0^{-1} + W [b_k (1 - \Psi^{-1}) - b_T]; \quad (4.115)$$

$\eta_э$ – электрический КПД КГУ, %:

$$\eta_э = 100 \cdot N_э (B_{тэц} Q_y)^{-1}; \quad (4.116)$$

η_T – тепловой КПД КГУ, %.

$$\eta_T = 100 \cdot Q_0 (B_{тэц} Q_y)^{-1}; \quad (4.117)$$

$\eta_{общ}$ = $\eta_{тэц}$ – общий КПД КГУ:

$$\eta_{тэц} = \eta_э + \eta_T; \quad (4.118)$$

$b_{тэц}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты после модернизации теплоисточника, т.е. при работе КГУ, кг/(кВт·ч):

$$b_{тэц} = 100 \cdot (\eta_{тэц} Q_y)^{-1}; \quad (4.119)$$

$\Delta b_{тэц}$ – снижение суммарного удельного расхода топлива в результате модернизации энергоисточника, кг/(кВт·ч):

$$\Delta b_{тэц} = b_{тэ}^{до} - b_{тэц}^{после}; \quad (4.120)$$

ΔB_T – ожидаемое увеличение годового расхода топлива в результате преобразования котельной в мини-ТЭЦ путём установки КГУ, тунт/год:

$$\Delta B_T = (B_{тэц}^{после} - B_{тэц}^{до}) \tau_{и} \cdot 10^{-1}; \quad (4.121)$$

$C_{ч}^{ЭК}$ – часовая экономия денежных средств за счёт снижения удельного расхода топлива после преобразования энергоисточника в когенерационную установку, тыс. руб./час:

$$C_{ч}^{ЭК} = N_э \Pi_{эи} \cdot 10^{-3} + \frac{\Pi_{г}^H Q_y}{Q_H^P (\Delta b_T^{yx} Q_0 - N_э b_э)}. \quad (4.122)$$

Показатели $C_{год}^{ЭК}$, NPV, $T_{ок}$ и $T_{п}^0$ – вычисляются так же, как и по Варианту 2 по формулам (4.100) – (4.103).

В формулах (4.108), (4.109), (4.111), (4.116), (4.117), (4.119) теплота сгорания условного топлива имеет размерность $Q_y = 8,141$ кВт·ч/кг. В остальных случаях не исключается представление её в другой размерности: $Q_y = 7000$ ккал/кг.

Вариант 4.

Исходные данные те же, что и в случае вариантов 2 и 3.

В результате расчёта определяются аналогичные показатели по формулам, приведенным выше и с учётом дополнительной теплоты за счёт конденсации водяных паров:

$b_{тэ}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты в энергоисточнике после его модернизации путём снижения температуры уходящих газов без учёта эффекта от конденсации водяных паров, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.115);

$b_T^{кон}$ – удельный расход топлива на отпуск теплоты в энергоисточнике после его модернизации путём снижения температуры уходящих газов и использования внутренней теплоты парообразования водяных паров при их конденсации на поверхностях нагрева, т.е. с учётом дополнительного тепловыделения в котле, кг/(кВт·ч):

$$\left. \begin{aligned} b_T^{кон} &= 861 \cdot 10^{-6} \cdot Q_o b_{тэ} (\sum Q_{кон})^{-1}, \\ \text{то же в кг/Гкал:} \quad b_T^{кон} &= Q_o b_{тэ} (\sum Q_{кон})^{-1}; \end{aligned} \right\} \quad (4.123)$$

$b_э$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии в энергоисточнике после его модернизации за счёт установки КГУ, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.114);

W – удельная выработка электроэнергии КГУ на тепловом потреблении, безразм. – по формуле (4.104);

$V_{н_2о}$ – реальный объём водяных паров в продуктах сгорания, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$ – по формуле (4.79);

V_r – реальный объём уходящих газов, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, $\text{нм}^3/\text{кг}$ – формула (4.80);

Ω_r – объёмный расход уходящих газов в теплоисточнике при нормальных условиях до и после модернизации, $\text{нм}^3/\text{ч}$ – по формуле (4.87);

$P_{н_2о} = f(\alpha_{yx})$ – парциальное давление водяных паров в уходящих газах в зависимости от избытка воздуха α_{yx} вычисляется по формуле аппроксимации, ата – по формуле (4.81);

$r_{н_2о} = f(P_{н_2о})$ – внутренняя теплота парообразования в зависимости от парциального давления водяных паров в уходящих газах вычисляется по формуле аппроксимации, ккал/кг – по формуле (4.82);

$\rho_{н_2о}^o = f(P_{н_2о})$ – плотность водяного пара в уходящих газах в зависимости от парциального давления водяных паров, $\text{кг}/\text{нм}^3$ – по формуле (4.83);

G_{H_2O} – масса водяных паров в 1 nm^3 продуктов сгорания, т.е. в уходящих газах, kg/nm^3 – по формуле (4.85);

$t_{нас}$ – температура насыщения водяных паров в дымовых газах вычисляется по формуле аппроксимации, $^{\circ}C$ – по формуле (4.84);

$\Delta t_{уг}$ – снижение температуры уходящих газов в результате модернизации, $^{\circ}C$ – по формуле (4.75);

$\Delta \eta_{бр}^{yx}$ – увеличение КПД брутто котла адекватное снижению температуры уходящих газов, $^{\circ}C$ – по формуле (4.76);

$\eta_{бр}$ – КПД брутто энергоисточника до и после его модернизации. В данном случае КПД брутто после модернизации вычислен при условии снижения температуры уходящих газов до уровня точки росы и без учёта дополнительной теплоты от конденсации пара, %:

до модернизации – $\eta_{бр}^{до}$ вычисляется по формуле (4.77);

после модернизации – $\eta_{бр}^{после}$ вычисляется по формуле (4.78);

q_{H_2O} – тепловыделение за счёт конденсации водяных паров в 1 nm^3 продуктов сгорания после модернизации, $ккал/nm^3$ – по формуле (4.86);

Q_{H_2O} – дополнительное тепловыделение на поверхностях нагрева теплоисточника за счёт конденсации водяных паров в продуктах сгорания после модернизации, $Гкал/ч$ – по формуле (4.88);

$\sum Q_{кон}$ – суммарная тепловая нагрузка теплоисточника после модернизации, $Гкал/ч$ – по формуле (4.89);

V_T^H – часовое потребление натурального топлива энергоисточником до и после модернизации без учёта теплоты конденсации водяных паров в уходящих газах, $nm^3/ч$, $кг/ч$ – по формулам (4.108), (4.109);

$V_{Ткон}^H$ – часовой расход натурального топлива в энергоисточнике после его модернизации с учётом эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, $nm^3/ч$, $кг/ч$:

$$V_{Ткон}^H = b_{ТЭЦ}^{кон} (Q_o + N_э) \frac{Q_y}{Q_H^p}; \quad (4.124)$$

$V_{ТЭЦ}$ – абсолютный расход условного топлива на энергоисточнике до и после его модернизации без учёта эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, $кг/ч$ – по формулам (4.110), (4.111);

$V_{ТЭЦ}^{кон}$ – абсолютный расход условного топлива на энергоисточнике после его модернизации с учётом эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, $кг/ч$:

$$V_{ТЭЦ}^{кон} = b_{ТЭЦ}^{кон} (Q_o + N_э); \quad (4.125)$$

$b_{ТЭЦ}$ – удельный расход топлива на отпуск тепло- и электроэнергии после модернизации энергоисточника без учёта эффекта от тепловыделения за

счёт конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.119);

$b_{тэц}^{кон}$ – удельный расход топлива на отпуск тепло- и электроэнергии после модернизации энергоисточника с учётом эффекта от тепловыделе-

ния за счёт конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/(кВт·ч):

$$b_{тэц}^{кон} = (b_{э} N_{э} + b_{т}^{кон} Q_{о}); \quad (4.126)$$

$\eta_{тэц}$ – КПД энергоисточника до и после его модернизации при условии снижения температуры уходящих газов до уровня точки росы и без учёта дополнительной теплоты от конденсации водяных паров в уходящих газах, %:

$$\eta_{тэц} = 100 \cdot (b_{тэц} Q_{у}); \quad (4.127)$$

$\eta_{тэц}^{кон}$ – КПД энергоисточника после модернизации при условии снижения температуры уходящих газов до уровня точки росы и с учётом дополнительной теплоты от конденсации водяных паров в уходящих газах, %:

$$\eta_{тэц}^{кон} = 100 \cdot (b_{тэц}^{кон} \cdot Q_{у})^{-1}; \quad (4.128)$$

$\eta_{э}$ – электрический КПД КГУ, % – по формуле (4.116);

$\eta_{т}$ – тепловой КПД КГУ, % – по формуле (4.117);

$\eta_{общ} = \eta_{тэц}$ – общий КПД КГУ, % – по формуле (4.118);

$q_{т}$ – удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии по «теплофикационному» циклу при работе КГУ, безразм. – по формуле (4.105);

$q_{к}$ – удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии по «конденсационному» циклу при работе КГУ, безразм. – по формуле (4.106);

q – средний удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии при работе КГУ, безразм. – по формуле (4.107);

$b_{к}$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии по «конденсационному» циклу при работе КГУ, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.112);

$b_{т}$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии по «теплофикационному» циклу при работе КГУ, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.113);

$\Delta b_{тэц}$ – снижение суммарного удельного расхода топлива в результате модернизации энергоисточника, но без учёта эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/(кВт·ч) – по формуле (4.120);

$\Delta b_{тэц}^{кон}$ – снижение суммарного удельного расхода топлива в результате модернизации энергоисточника и с учётом эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/(кВт·ч):

$$\Delta b_{тэц} = b_{тэц}^{до} - b_{тэц}^{кон}; \quad (4.129)$$

$\Delta B_{тэц}$ – ожидаемое увеличение часового расхода топлива в результате преобразования энергоисточника в когенерационную установку (КГУ), но без учёта эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/ч:

$$\Delta B_{тэц} = B_{тэц}^{после} - B_{тэц}^{до}; \quad (4.130)$$

$\Delta B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кон}}$ – ожидаемое увеличение часового расхода топлива в результате преобразования энергоисточника в когенерационную установку (КГУ) с учётом эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/ч:

$$\Delta B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кон}} = B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кон}} - B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{до}}; \quad (4.131)$$

$\Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}}$ – величина снижения удельного расхода топлива на отпуск теплоты после модернизации энергоисточника за счёт конденсации водяных паров в уходящих газах, кг/(кВт·ч):

$$\Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}} = b_{\text{TЭ}}^{\text{после}} - b_{\text{T}}^{\text{кон}}; \quad (4.132)$$

$\sum \Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}}$ – снижение удельного расхода топлива на отпуск теплоты в энергоисточнике за счёт уменьшения температуры уходящих газов до уровня температуры насыщения водяных паров и дополнительного эффекта при их конденсации на поверхностях нагрева, кг/Гкал:

$$\sum \Delta b_{\text{T}}^{\text{кон}} = b_{\text{TЭ}}^{\text{до}} - b_{\text{T}}^{\text{кон}}; \quad (4.133)$$

ΔB_{T} – ожидаемое увеличение годового расхода топлива в результате преобразования энергоисточника в КГУ, но без учёта эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, тут/год – по формуле (4.121);

$\Delta B_{\text{T}}^{\text{кон}}$ – Ожидаемое увеличение годового расхода топлива в результате преобразования энергоисточника в КГУ и с учётом эффекта от конденсации водяных паров в уходящих газах, тут/год:

$$\Delta B_{\text{T}}^{\text{кон}} = (B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{кон}} - B_{\text{ТЭЦ}}^{\text{до}}) \tau_{\text{и}} \cdot 10^{-3}. \quad (4.134)$$

Показатели $C_{\text{ч}}^{\text{ЭК}}$, $C_{\text{год}}^{\text{ЭК}}$, NPV, $T_{\text{ок}}$ и $T_{\text{п}}^{\text{о}}$ – вычисляются также, как и по Вариантам 2, 3 по формулам (4.122), (4.100) – (4.103).

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

Рассмотрены дополнительные расчётные зависимости по определению традиционных показателей мини-ТЭЦ на основании рекламно-технических характеристик когенерационных установок (КГУ), поставляемых зарубежными фирмами. Разработано программное средство по расчёту экономической эффективности теплоисточника после его модернизации, в котором рассматриваются варианты снижения удельных расходов топлива при двух условиях:

- а) при температуре уходящих газов выше точки росы;
- б) при последующей утилизации внутренней теплоты парообразования водяных паров, содержащихся в уходящих газах.

1. Определены аналогии и аналитические взаимосвязи между рекламно-техническими показателями ТЭП когенерационных установок (КГУ) зарубежных изготовителей и адекватными традиционными показателями отечественных ТЭЦ.

2. Сформулировано и выполнено в порядке примера программное средство, позволяющее выполнять предварительные оценки целесообразности, выполнения типовых решений по модернизации теплоисточников и, в частности, путём установки КГУ.

3. Анализ эффективности энергоисточника выполняется с помощью программного файла Ст1бр. Его можно также рекомендовать в качестве консультационно-справочного средства при решении ряда задач, связанных с модернизацией и проектированием теплоисточников.

4. Разработан метод оценки эффективности мероприятий по реализации скрытой теплоты парообразования водяных паров в уходящих газах теплоисточника.

4.6. Водогрейная котельная, как альтернативный вариант Мини-ТЭЦ на фоне когенерационной установки.

Производство теплоэнергии в виде горячей воды предусматривает обязательное потребление определённого количества пара и электроэнергии, необходимых для обеспечения собственных нужд котельной. Поэтому в составе производственных и отопительных водогрейных котельных, как правило, имеется паровой котёл для обеспечения потребностей в паре. В ряде случаев решение проблемы одновременного производства горячей воды и пара осуществляется путём установки комбинированных пароводогрейных котлов [59, 60] или расширителей и прочих паросепарирующих устройств, позволяющих получать насыщенный пар низких параметров из перегретой воды. Основным недостатком получения пара из перегретой воды является его малая доля по сравнению с попутным дренажом той же температуры. Соответствующие меры конструктивного и технологического характера по снижению этого недостатка приводят к удорожанию установки и, по мнению специалистов [59, 60], оказываются не конкурентоспособными в сравнении с вариантом, положим, двухконтурных котлов.

Известные разработки конструкций турбин, работающих на насыщенном паре [61, 62] позволяют несколько по-иному оценить эффективность применения паросепарирующих устройств в совокупности с работой водогрейных котлов. Использование последних через посредство расширителя способствует положительной тенденции к переводу теплосетей на независимые схемы теплоснабжения. Кроме того, это позволяет использовать высокотемпературные потоки воды в пределах тепловой схемы котельной, увеличить температурный напор в водоводяном бойлере сетевой воды, что, несомненно, способствует оптимизации его конструкции и снижению металлоёмкости в части поверхностей нагрева за счёт возрастания температурного напора.

Высокая температура первичного теплоносителя в бойлере позволяет увеличить также температуру воды в прямой теплосети. Это открывает дополнительные возможности повышения эффективности последней, как устройства по организации транспорта теплоты. В частности, увеличение перепада температуры сетевой воды в ИТП, бойлерах или других приборах потребителя позволяет адекватно снизить её циркуляцию, что также способствует снижению затрат на её транспорт.

Расчёты показывают, что при одинаковых объёмных скоростях воды в трубах сети и неизменном количестве транспортируемой теплоэнергии, переход от температурного графика $t_{\text{ПМ}}/t_0 = 150/70$ на, положим, $t_{\text{ПБ}}/t_0 =$

200/70 позволяет снизить циркуляцию воды $G_{\bar{6},M}$ примерно на 20%. Это следует из анализа уравнения теплового баланса

$$\Theta = cG_{\bar{6}}(t_{\text{пм}} - t_o) = cG_M(t_{\text{пб}} - t_o) \quad (4.135)$$

и того факта, что масса труб $M_{M,\bar{6}}$ виртуальной [63] теплосети (трубы) прямо пропорциональна её виртуальному диаметру ($D_{M,\bar{6}}$):

$$\frac{M_{\bar{6}}}{M_M} = \frac{D_{\bar{6}}}{D_M} = \left(\frac{G_{\bar{6}}}{G_M} \right)^{0,5} = \left(\frac{t_{\text{пм}} - t_o}{t_{\bar{6}M} - t_o} \right)^{0,5} = \left(\frac{150 - 70}{200 - 70} \right)^{0,5} = 0,78. \quad (4.136)$$

Как следует из формулы (4.136), повышение температуры прямой сетевой воды от $t_{\text{пм}} = 150^\circ\text{C}$ до $t_{\text{пб}} = 200^\circ\text{C}$ способствует одновременно изменению двух основных показателей: снижению расхода электроэнергии на транспорт воды (теплоты) за счёт уменьшения её массового потока (от $G_{\bar{6}}$ до G_M) и стоимости труб меньшего диаметра (от $D_{\bar{6}}$ с массой $M_{\bar{6}}$ до D_M с массой M_M) примерно на 22 %.

Водогрейный котёл с давлением воды порядка 18 – 30 атмосфер позволяет использовать паровую турбину насыщенного пара, питаемую от расширителя, как это показано на рис. 4.10. Здесь следует обратить внимание на два факта при решении этой проблемы:

- КПД теплофикационного цикла турбины с противодавлением достаточно высок, точнее чуть меньше единицы за счёт эксергетических потерь в самой турбине;
- работа расширителя в схеме турбоустановки приводит к эксергетическим потерям за счёт процесса дросселирования и способствует некоторому снижению КПД энергоисточника в целом.

В отличие от традиционной водогрейной котельной схема на рис.4.10 отличается дополнительной надстройкой расширителя и турбины с противодавлением, что даёт ей право называться схемой мини-ТЭЦ. При такой постановке вопроса её интересно сопоставить с известными [56], когенерационными установками (КГУ) весьма успешно внедряемыми на промышленных предприятиях взамен устаревших паровых и водогрейных котельных. Здесь, прежде всего, следует обратить внимание [57] на показатель топливоиспользования $b_{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{ТЭЦ}} / (N_o + Q_o)$ и удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $W = \eta_{\text{э}} / \eta_{\text{Т}} = N_o / Q_o$. Последний на обычных ТЭЦ высоких и критических параметров равен порядка $W = 0,34 - 0,47 = 400 - 550$ кВтч/Гкал. В КГУ этот показатель значительно выше: $W = 0,9 - 1,1 = 1040 - 1270$ кВтч/Гкал, а в предлагаемой (рис.4.10) мини-ТЭЦ он очень низкий, порядка $W = 0,04 - 0,06 = 46,5 - 69,8$ кВтч/Гкал. При полной теплофикационной выработке электроэнергии ($\Psi = 1$) связь между показателями $b_{\text{ТЭЦ}}$ и W определяется зависимостью :

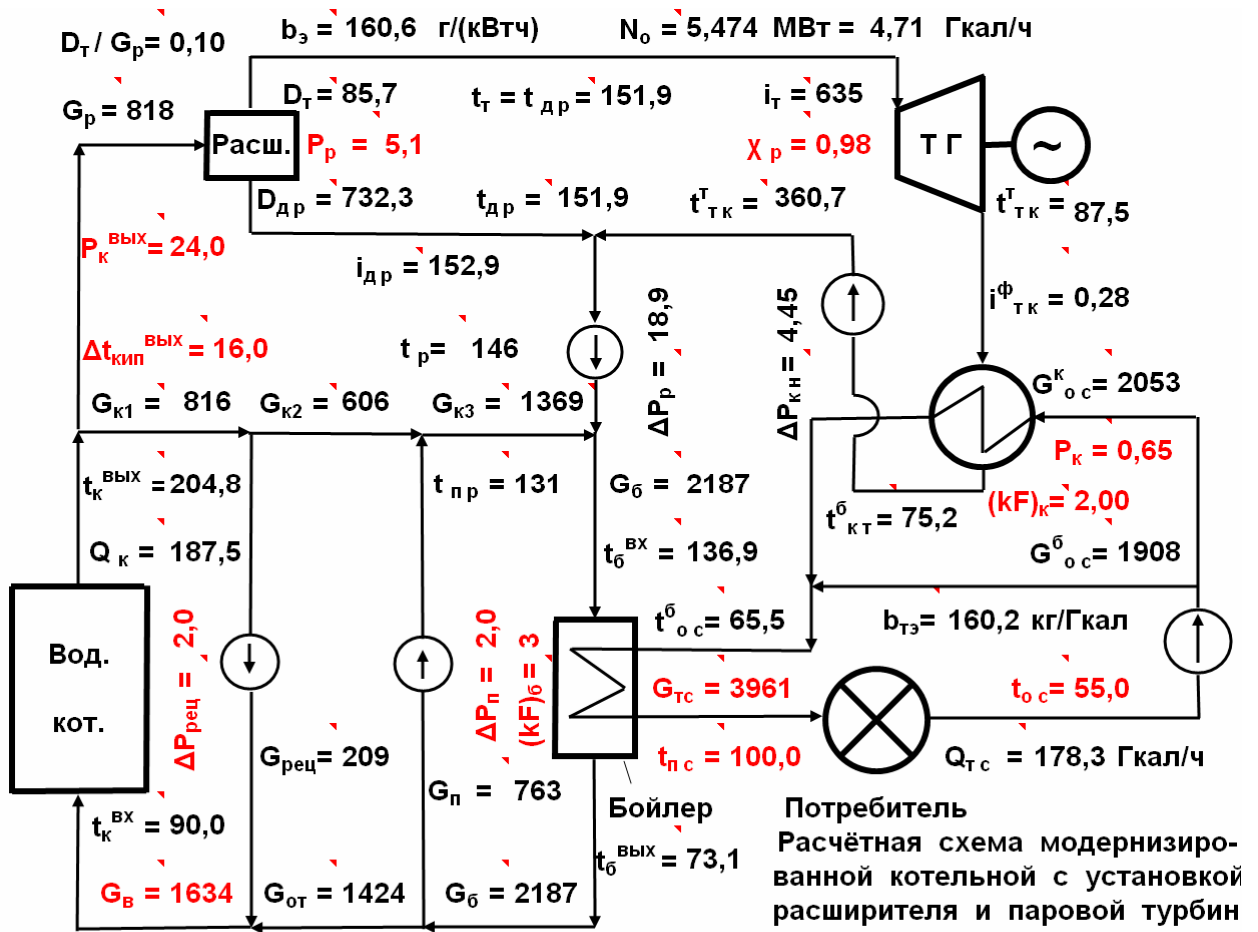


Рис. 4.10. Фрагмент из программного файла ТКГ2.

$$b_{ТЭЦ} = m^{-1} (1 + W^{-1})^{-1} (q_T C_4 + W^{-1} C_3), \quad (4.137)$$

где $m^{-1} = (\eta_{бр} \eta_{ТП} Q_y)^{-1}$ – удельный расход топлива на водогрейном котле из учёта КПД брутто ($\eta_{бр}$) и теплового потока ($\eta_{ТП}$); Q_y – теплота сгорания условного топлива; $C_3 = 1 + q_{сн}^э + q_{сн}^T$ и $C_4 = 1 + \varepsilon_{сн}^э + \varepsilon_{сн}^T$ – комплексы, определяющие влияние относительных расходов тепло- и электроэнергии на собственные нужды по отпуску электроэнергии и теплоты (инд «э, т»); $q_T = (\eta_M \eta_{Г})^{-1}$ – удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии, т. е. КПД ($1/q_T$) процесса преобразования тепловой энергии в электрическую с учётом потерь за счёт механического привода (η_M) и в генераторе ($\eta_{Г}$).

На основании (4.137) определяем:

$$\frac{\partial b_{ТЭЦ}}{\partial W} = \frac{q_T C_4 - C_3}{m (1 + W)^2}. \quad (4.138)$$

В уравнениях (4.137), (4.138) показатели C_3 и C_4 , как правило, не многим больше единицы ($C_3 \approx C_4 = 1,005 - 1,1$), а показатель q_T в теплофикационном режиме имеет примерно тот же порядок: $q_T = 1,03 - 1,04$. Следовательно, знак производной ($\partial b_{ТЭЦ} / \partial W \leq \geq 0$) согласно формуле (4.138) определяется знаком комплекса $q_T C_4 - C_3 \leq \geq 0$, т. е. производная $\partial b_{ТЭЦ} / \partial W$

при любых значениях W близка к нулю и либо незначительно снижается, либо, что наиболее вероятно, незначительно возрастает. Из этого следует, что отмеченное выше различие между показателями W на ТЭЦ, в КГУ и в мини-ТЭЦ на рис.4.10 не влияет на существенный рост или снижение показателя эффективности топливоиспользования $b_{\text{ТЭЦ}}$ в сопоставляемых энергоисточниках. Причины этого различия обусловлены неадекватностью конструкций и технологий производства тепло- и электроэнергии на сопоставляемых энергоисточниках. Так, например, в традиционных паротурбинных ТЭЦ согласно 2-му закону термодинамики соотношение между «горячим» и «холодным» источниками ограничивается значением порядка $(560+273)/(100+273) = 2,23$. КГУ позволяет сделать это соотношение выше – $(2000+273)/(400+273) = 3,38$. На исследуемой (рис.4.10) мини-ТЭЦ с расширителем этот показатель очень низок, порядка $(150+273)/(80+273) = 1,2$. Также следует иметь в виду, что с увеличением W возрастает доля отпуска электроэнергии. Последняя, в отличие от тепловой энергии обходится дороже и способствует увеличению интегрального показателя $b_{\text{ТЭЦ}}$ из-за негативного влияния, как уже отмечалось, соответствующего КПД, равного $1/q_T$. Из этого следует, что в КГУ, несмотря на ряд многих её достоинств, коэффициент топливоиспользования $b_{\text{ТЭЦ}}$ имеет тенденцию к возрастанию в сравнении с традиционной паротурбинной ТЭЦ. Совершенно противоположная тенденция в этом отношении имеется на мини-ТЭЦ, показанной на рис.4.10: пониженное значение показателя W является своего рода «гарантией» адекватно снижения удельного расхода $b_{\text{ТЭЦ}}$. В данном случае на пониженное значение $b_{\text{ТЭЦ}}$ сказывается и тот факт, что КПД водогрейного котла в отличие от парового [64] всегда выше на 2-2,5 %.

В целях изучения варианта модернизации водогрейной котельной согласно схеме на рис.4.10 разработан комплекс программных файлов (МиТ5, МиТ6, ТКГ1, ТКГ2 и др.), отображающих соответствующие технологические процессы производства тепло- и электроэнергии. В качестве исходных данных в них используются основные показатели, необходимые для расчёта соответствующей тепловой схемы (рис.4.10). При расчёте показателей режимов работы бойлера и конденсатора турбины (такого же теплообменника) в качестве исходных данных используются также их интегральные характеристики $(kF)_\delta$ и $(kF)_K$, определяющие поверхности теплообмена F и коэффициенты теплопередачи k . Выкопировки из рабочего листа файла ТКГ2 показаны на рис. 4.11а и 4.11б. В основе создания упомянутых программных файлов лежат три уравнения тепловых балансов и теплопередачи в теплообменниках, позволяющих вычислить значения температур t_δ^{BX} , t_K^{BX} и доли расхода котловой воды на расширитель $g_p = G_p / G_B$:

$$G_\delta t_\delta^{\text{BX}} = G_\Pi t_\delta^{\text{ВЫХ}} + G_{K2} t_K^{\text{ВЫХ}} + G_p t_p, \quad (4.139)$$

$$D_T 10^{-3} (i_{TK}^\phi - i_{TK}) \eta_K = (kF)_K \Delta \tau_K^{\text{ЛОГ}}, \quad (4.140)$$

$$G_{TC} 10^{-3} (t_{Пс} - t_{оc}^{\delta}) = (kF)_{\delta} \Delta\tau_{\delta}^{лог}, \quad (4.141)$$

где

$$\Delta\tau_{\delta}^{лог} = \frac{t_{КТ}^{\delta} - t_{оc}}{\ln(t_{КТ}^T - t_{оc}) / (t_{КТ}^T - t_{КТ}^{\delta})}, \quad (4.142)$$

ТКГ2		ВОДОГРЕЙНАЯ котельная, как альтернативный вариант мини-ТЭЦ на фоне когенерационной установки										Байрашевский Б.А., д.т.н.	
0	0,0	Исследование принципиальных возможностей комплекса:										0,00	0,000
0	0,0	водогрейный котел с расширителем и паровой турбиной.										0,00	0,000
Сохран. Мод1	Реж.1	50	49	49	48	48	47	47	46	46	45		
Восст. Мод1		От	Сохранить 1	Буф.таб 1	Уд.нак.1	Уд.граф. 1	До						
Сохран. Мод2	Реж.2	22,0	22,1	22,2	22,3	22,4	22,6	22,7	22,8	22,9	23,0		
Восст. Мод2		От	Сохранить 2	Буф.таб 2	Уд.нак. 2	Уд.граф. 2	До						
Сохран. Мод3	Построение таблиц и графиков.										Восст. Мод3		
Рас.1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	ВЫП	
Рас.2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	ВЫП	
Обозн.	$P_k^{вых}$	$\Delta t_{кип}^{вых}$	G_v	G_{TC}	$t_{пс} = t_2''$	$t_{оc}$	P_p	P_k	$(kF)_k$	$(kF)_{\delta}$	χ_p	g_p	
Реж.1	24,0	16,0	1634	3961	100,0	55,0	5,10	0,65	2,00	3,00	0,98	0,501	
Реж.2	22,0	15,0	1500	4041	99,0	56,0	5,00	0,66	1,90	3,10	0,97	0,465	
Разм.	кгс/см ²	°C	т/ч	т/ч	°C	°C	кгс/см ²	кгс/см ²	Гк/(°C)	Гк/(°C)	-	-	
Факторный анализ изменения эффективности мини-ТЭЦ по мере перехода от Реж.1 к Реж.2:													
ИНДИК.	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	Удал.	
	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	ВЫП	Фак.А	
$\partial F / \partial A$	-0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,1	1,0	0,25	0,0	0,06	Контр.	
$\Delta_A F$	0,05	-0,01	0,04	0,00	0,00	-0,01	-0,01	0,01	-0,03	0,00	0,00	сумма	
$\delta(\partial F / \partial A)$	-1,744	0,686	-0,023	0,000	0,000	-0,615	4,933	70,466	17,169	0,000	4,363	100	
$\delta(\Delta_A F)$	32,273	-6,351	28,310	0,000	0,000	-5,689	-4,565	6,521	-15,887	0,000	-0,404	100	
Обозн.	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Фак.А	Аргум. А		Функц. F		
	N_o	Q_{TC}	$b_{тэц}$	b_3	$b_{тэ}$	D_T	G_{δ}	g_p	Реж.1	1,0	$F, \text{Реж.1}$		
Реж.1	5,47	178,3	38,4	160,6	160,2	85,7	2187	0,501	Реж.2	1,0	$F + \Delta_A F$		
Реж.2	4,31	173,8	38,4	160,2	160,3	69,6	2406	0,465	$\partial F / \partial A$	0,0	1	$\Sigma / \Delta_A F$	
Разм.	МВт	Гкал/ч	кг/ГДж	г/(кВтч)	кг/Гкал	т/ч	т/ч	-	$\Delta_A F$	0,000	1	0	
Обозн.	N_o	Баз 1	δ_{δ}	$t_k^{вх}$	$t_k^{вх}$	δ_{612}	P_{61}	P_{62}	δ_{634}	P_{63}	P_{64}	$t_{\delta}^{вх}$	
Реж.1	5,47		3E-06	90,0	90,0	2E-14	136,89	136,9	-3E-06	136,68	136,68	136,89	
Реж.2	4,31	0E+00	80,0	80,0	2E-14	127,30	127,30	-1E-04	140,27	140,27	127,30		
Разм.	МВт	Баз 2	%	°C	°C	%	°C	°C	%	Гкал/ч	Гкал/ч	°C	
Обозн.	Q_p^H	Q_y	$\eta_{бр}$	$\eta_{тп}$	η_p	η_{oi}	η_m	η_r	δ_{656}	P_{65}	P_{66}	$t_{КТ}^{\delta}$	
Реж.1	8523	7000	0,93	0,98	0,98	0,8	0,98	0,99	-2E-13	41,58	41,58	75,2	
Реж.2	8523	7000	0,93	0,98	0,98	0,8	0,98	0,99	-2E-14	33,49	33,49	79,5	
Разм.	кк/кг(нм ³)	ккал/кг	-	-	-	-	-	-	%	°C	°C	°C	
Обозн.	η_k	η_{δ}	α_T	α_{yx}	$\rho_{воз}^o$	$\rho_{дг}^o$	$V_{в}^o$	$V_{дг}^o$	$\eta_{нд}$	$\Delta P_{рец}$	ΔP_n	ΔP_p	
Реж.1	0,98	0,98	1,05	1,3	1,29	1,31	9,49	10,65	0,70	2,00	2,00	18,9	
Реж.2	0,98	0,98	1,05	1,3	1,29	1,31	9,49	10,65	0,70	2,00	2,00	17,0	
Разм.	-	-	-	-	кг/нм ³	кг/нм ³	нм ³ /кг, нм ³ /нм ³	-	-	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	
Обозн.	$\Delta P_{кн}$	$\Delta P_{воз}$	$\Delta P_{дг}$	$\beta_{сн}^3$	$\zeta_{э}$		ζ_{q}		$K_{уд}$	$\tau_{исп}$	Γ	T_n	
Реж.1	4,5	0,03	0,04	1,03	232,2	200	60	51,66	1200	4000	0,100	5	
Реж.2	4,3	0,03	0,04	1,03	232,2	200	60	51,66	1200	4000	0,100	5	
Разм.	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	-	тр/Гкал	гр/(МВтч)	тр/Гкал	гр/(МВтч)	млн р. час/год	-	-	лет	

Рис.4.1 а. Фрагмент из программного файла ТКГ2.

Обозн.	Q_k	Q_{oc}^k	Q_{oc}^b	$Q_{тс} = Q_{oc}^k + Q_{oc}^b$		N_T		$N_o = N_T - N^{3q}_{CH}$		m^{-1}	$B_{тэц}^{op}$	$B_{тэц}$
Реж.1	187,5	41,6	136,7	178,26	207,04	5,33	6,19	4,71	5,47	156,7	29,39	29,43
Реж.2	181,9	33,5	140,3	173,76	201,8	4,22	4,90	3,71	4,31	156,7	28,51	28,54
Разм.	Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	МВт	Гкал/ч	МВт	Гкал/ч	МВт	кг/Гкал	т/ч	т/ч
Обозн.	B_3	$B_{тэ}$	$Q_{CH}^Σ$		W		$b_{тэц}$			b_3		
Реж.1	0,88	28,55	4,54	5,3	0,026	30,751	160,9	138,4	38,4	186,7	160,6	44,6
Реж.2	0,69	27,85	4,42	5,1	0,021	24,855	160,8	138,4	38,4	186,2	160,2	44,5
Разм.	т/ч	т/ч	Гкал/ч	МВт	-	кВтч/Гк	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж
Обозн.	$b_{тэ}$		q_T			t_k^{Bx}	$t_k^{Bых}$	$P_{кип}^{Bых}$	$t_{кип}^{Bк}$	G_{k1}	G_{k2}	G_{k3}
Реж.1	160,2	137,8	38,3	1,03	887,45	90,0	204,8	17,5	220,8	815,6	606,3	1369
Реж.2	160,3	137,9	38,3	1,03	887,45	80,0	201,3	16,3	216,3	802,0	665,0	1708
Разм.	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	-	кк/кВтч	°С	°С	кгс/см ²	°С	т/ч	т/ч	т/ч
Обозн.	$G_{рец}$	G_p	G_b	$G_{от}$	G_p	$D_{др}$	D_T	D_T / G_p	$D_{др} / G_p$	D_T / D_p	$D_{др} / D_T$	KP_k
Реж.1	209,3	763	2187	1424,4	818,0	732,3	85,7	0,10	0,895	0,105	8,5	23,95
Реж.2	137,0	1043	2406	1363,0	698,0	628,4	69,6	0,10	0,900	0,100	9,0	20,45
Разм.	т/ч	т/ч	т/ч	т/ч	т/ч	т/ч	т/ч	-	-	-	-	-
Обозн.	g_k	G_{oc}^k	G_{oc}^b	$t_{пр}$	t_p	$t_b^{Bx} = t_1'$	$t_b^{Bых} = t_1''$	Δt_k^b	$\Delta t_{тс}^b$	$t_{кТ}^b$	$t_{oc}^b = t_2'$	Δt_k
Реж.1	0,518	2053	1908	131,4	146,1	136,89	73,1	63,8	34,5	75,2	65,5	20,2
Реж.2	0,352	1424	2617	119,8	145,7	127,30	67,8	59,5	34,7	79,5	64,3	23,5
Разм.	-	т/ч	т/ч	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С
Обозн.	Δt_{max}^b	Δt_{min}^b	$\Delta t_b^{лог}$	$i_{др}^H$	i_T	$i_{др}$	$t_{др}$	$i_{кТ}^H$	$i_{тк}$	$t_{тк}^T$	$\Delta t_k^{лог}$	$T_{др} = T''$
Реж.1	71,40	26,9	45,6	656,5	646,5	152,9	151,9	634,5	87,5	87,5	20,79	425,0
Реж.2	63,01	31,2	45,2	656,3	641,2	152,1	151,1	634,7	87,9	87,9	17,63	424,3
Разм.	°С	°С	°С	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	°С	ккал/кг	ккал/кг	°С	°С	°К
Обозн.	$T_{кТ} = T''$	r_p	r_k	$i_k^{Bых}$	χ_k^{fo}	χ_k^{ao}	χ_k^f	χ_k^a	ΔH_a	Δh_a	ΔH_ϕ	Δh_ϕ
Реж.1	360,7	503,7	547,0	208,8	0,9209	0,8911	0,9047	0,8754	81,595	65,3	80,07	64,1
Реж.2	361,1	504,2	546,8	205,0	0,9221	0,8928	0,8978	0,8692	80,276	64,2	78,02	62,4
Разм.	°К	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	-	-	-	-	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг
Обозн.	$i_{тк}^{fo}$	$i_{тк}^{ao}$	$i_{тк}^f$	$i_{тк}^a$	$S_{в}^p = S_{в}'$	$S_{в}^k = S_{в}''$	$S_{п}^{po}$	$S_{тк}^a$	$S_{тк}^{fo}$	$S_{тк}^f$	$G_{воз}$	$G_{дг}$
Реж.1	591,3	574,9	582,4	566,4	0,4443	0,28	1,63	1,6056	1,6746	1,6500	310,3	437,82
Реж.2	592,1	576,1	578,8	563,2	0,4425	0,28	1,63	1,5953	1,6754	1,6385	301	424,7
Разм.	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	ккал/кг	кк/(кг*К)	кк/(кг*К)	кк/(кг*К)	кк/(кг*К)	кк/(кг*К)	кк/(кг*К)	т/ч	т/ч
Обозн.	N_b^3	$N_{кН}^3$	$N_{сН}^3$	$N_{воз}^q$	$N_{дг}^q$	$N_{рец}^q$	N_p^q	$N_{сН}^q$	$N_{сН}^{3q} = N_{сН}^3 + N_{сН}^q$	$\mathcal{E}_{сН}^3$	$\mathcal{E}_{сН}^T$	
Реж.1	0,6015	0,0148	0,6348	0,0004	0,0007	0,02	0,0594	0,079	0,6146	0,7138	0,1347	0,0168
Реж.2	0,4616	0,0118	0,4876	0,0004	0,0007	0,01	0,0812	0,0956	0,5021	0,5832	0,1313	0,0258
Разм.	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	Гкал/ч	МВт	-	-
Обозн.	$q_{сН}^3$	$q_{сН}^T$	$Q_{сН}^{3q}$	$Q_{сН}^3$	$Q_{сН}^q$	$\eta_{тэц}$	$\eta_{док}^{до}$	$N_o / Q_{тс}$	$b_{тэ} / b_{тэ}^{до}$			
Реж.1	0,0006	0,0214	3,92	0,101	3,82	0,8881	0,8919	0,0264	1,000			
Реж.2	0,0005	0,0221	3,92	0,082	3,84	0,8882	0,8913	0,0214	1,000			
Разм.	-	-	Гкал/ч	Гкал/ч	Гкал/ч	-	-	-	-			

Ниже производится оценка стоимости сбыта теплоты, воспроизводимой водогрейной котельной (ю модерн. инд. "до") в сравнении с суммарной стоимостью сбыта тепло- и электроэнергии, генерируемой на мини-ТЭЦ, при равных расходах топлива и рыночных ценах на тепло- и электроэнергию.

Обозн.	$Q_{тс}^{до}$	$q_{сН}^{до}$	$Q_{сН}^{до}$	$b_{тэ}^{до}$		$C_{тэц}$	$C_{рк}$	$\Delta C_{тэц}^ч$	$\Delta C_{тэц}^{год}$	NPV	$T_{ок}$	
Реж.1	183,8	0,0218	4,01	160,2	137,8	38,3	11791	11026	764,3	3057	10390	0,392
Реж.2	178,1	0,0226	4,02	160,3	137,9	38,3	11288	10686	602,6	2411	7938	0,498
Разм.	Гкал/ч	-	Гкал/ч	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	тыс.р/ч	тыс.р/ч	тыс.р/ч	млн р./г	млн р.	лет

Рис.4.11б. Фрагмент из программного файла (продолжение) ТКГ2.

$$\Delta t_b^{лог} = \frac{\Delta t_{max}^b - \Delta t_{min}^b}{\ln(\Delta t_{max}^b / \Delta t_{min}^b)}, \quad (4.143)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{\max}^{\bar{6}} &= t_{\bar{6}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{ос}}^{\bar{6}}, & \Delta t_{\min}^{\bar{6}} &= \text{ABS}(t_{\text{пс}} - t_{\bar{6}}^{\text{ВЫХ}}), \\ t_{\bar{6}}^{\text{ВЫХ}} &= t_{\bar{6}}^{\text{ВХ}} - [(G_{\text{В}} - G_{\text{Р}})t_{\text{к}}^{\text{ВЫХ}} - G_{\text{Тс}}(t_{\text{пс}} - t_{\text{ос}}^{\bar{6}})\eta_{\bar{6}}^{-1}]G_{\text{В}}^{-1}. \end{aligned} \right\} \quad (4.144)$$

Расход пара на турбину определяется на основании теплового и материального балансов расширителя, в котором осуществляется перепад давления отбираемой от котла горячей воды (рис.4.10):

$$D_{\text{Т}}(i_{\text{Т}} - i_{\text{к}}\eta_{\text{Р}}) = D_{\text{др}}(i_{\text{к}}\eta_{\text{Р}} - i_{\text{др}}). \quad (4.145)$$

Аналогично согласно исследуемой схеме определяются остальные значения массовых потоков и их температур (рис.4.11а,б).

Расчёт энтальпий и прочих теплофизических показателей пара и воды в программных файлах выполняется по специально разработанным аппроксимационным формулам [52], представленным в виде расчётной (электронной) таблицы, приведенной на рис.4.3 в разделе 4.2. С её помощью определяются основные показатели, отображающие процесс расширения пара в турбине (рис.4.12) по мере изменения режимов работы энергоисточника (мини-ТЭЦ) в целом.

В общем случае энтропия влажного пара $S_{\text{хр}}$ в расширителе при заданном давлении $P_{\text{р}}$ определяется выражением [65, 66]:

$$S_{\text{хр}} = S'_{\text{р}} + X_{\text{р}}r_{\text{р}}/T''_{\text{р}}, \quad (4.146)$$

где $X_{\text{р}}$ – степень сухости пара, $S'_{\text{р}}$, $r_{\text{р}}$ и $T''_{\text{р}}$ – энтропия кипящей воды, теплота парообразования и абсолютная температура насыщенного пара определяются с помощью электронной таблицы, приведенной на рис.4.3 в разделе 4.2 при заданном давлении $P = P_{\text{р}}$.

Степень сухости пара, отработанного в турбине при адиабатном расширении от давления в расширителе $P_{\text{р}}$ (перед турбиной) до давления $P_{\text{к}}$ в конденсаторе вычисляем из учёта постоянства его энтропии $S_{\text{Тк}}^{\text{а}}$ (в случае $X_{\text{р}} \leq 1$) или $S_{\text{п}}^{\text{р}0}$ (в случае $X = 1$). Тогда на основании (4.146) при давлениях $P_{\text{р}} = P_1$ в расширителе (инд 1) и $P_2 = P_{\text{к}}$ в конденсаторе (инд 2) имеем равенство

$$S'_{\text{р}1} + X_{\text{р}1}r_{\text{р}1}/T''_{\text{р}1} = S'_{\text{р}2} + X_{\text{р}2}r_{\text{р}2}/T''_{\text{р}2}, \quad (4.147)$$

позволяющее согласно обозначениям на рис.4.12 вычислять степени сухости пара в конденсаторе $X_{\text{р}2} = X_{\text{к}}^{\text{а}}$ или $X_{\text{р}2} = X_{\text{к}}^{\text{а}0}$, исходя из его начальных значений $X_{\text{р}1} = X_{\text{р}} \leq 1$ или $X_{\text{р}1} = X = 1$ при давлении $P_{\text{р}}$:

$$X_{\text{р}2} = (S'_{\text{р}1} - S'_{\text{р}2} + X_{\text{р}1}r_{\text{р}1}/T''_{\text{р}1})T''_{\text{р}2}/r_{\text{р}2}. \quad (4.148\text{а})$$

В соответствии с обозначениями на рис. 4.11а,б уравнение (4.148а) запишем так:

$$X_K^a = (S_B^p - S_B^K + X_p r_p / T_{др}) T_{кт} / r_k, \quad (4.148б)$$

где S_B^p , S_B^K и $T_{др}$, $T_{кт}$ – энтропии и абсолютные температуры кипящей воды в расширителе при давлении $P_1 = P_p$ и в конденсаторе при давлении $P_2 = P_k$; при $X_p = 1$ согласно формуле (4.148б) $X_K^a = X_K^{ao}$.

Показатели r_{p1} , r_{p2} и $T_{p1}'' = T_{др}$, $T_{p2}'' = T_{кт}$ в уравнениях (4.147), (4.148а) определяются по значениям давлений $P_1 = P_p$ и $P_2 = P_k$. Энтальпия насыщенного пара при произвольном значении давления $P = P_i$ в общем случае вычисляется так:

$$i_{xi}' = i_{pi}' + X_{pi} r_{pi}, \quad (4.149)$$

где i_{pi}' – энтальпия кипящей воды. Тогда применительно к данным на рис.4.11а,б и с помощью электронной таблицы, показанной на рис.4.3, из учёта общей формулы (4.148б) определяем располагаемый (адиабатический) теплоперепад $\Delta H_{ф}$ в турбине при подаче в неё насыщенного пара со степенью сухости $X_p < 1$:

$$\Delta H_{ф} = i_{др} - i_{тк} - T_{кт} (S_B^p - S_B^K) + X_p r_p (1 - T_{кт} / T_{др}); \quad (4.150)$$

в случае сухого насыщенного пара перед турбиной при $X_p = 1$ согласно (4.150) $\Delta H_{ф} = \Delta H_a$.

Рабочие теплоперепады $\Delta h_{ф,a}$ в турбине при подаче в неё насыщенного пара со степенью сухости $X_p \leq 1$ вычисляем, исходя из заданного внутреннего относительного КПД проточной части турбины, так:

$$\Delta h_{ф,a} = \Delta H_{ф,a} \eta_{oi}. \quad (4.151)$$

Электрическая мощность турбины (мВт):

$$N_T = D_T (i_T - i_{тк}^{\phi}) \eta_M \eta_G / 861, \quad (4.152)$$

где (рис.4.12, рис.4.11а,б) D_T – расход пара на турбину, т/ч, вычисляемый на основании формулы (4.145), η_M , η_G – механический КПД привода и генератора.

Отпускная мощность генератора

$$N_O = N_T - N_{сн}^{\text{эq}}, \quad (4.153)$$

где $N_{сн}^{\text{эq}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды по отпуску электроэнергии (инд. «э») и теплоты (инд. «q»). Согласно установленной традиции показатель разделён на две составляющие ($N_{сн}^{\text{эq}} = N_{сн}^{\text{э}} + N_{сн}^{\text{q}}$), адек ватные конкретному перечню вспомогательного оборудованию на ТЭЦ. В случае исследуемой мини-ТЭЦ принимаем:

$$N_{CH}^{\text{э}} = \beta_{CH}^{\text{э}} (N_{\text{б}}^{\text{э}} + N_{KH}^{\text{э}}), \quad (4.154)$$

$$N_{CH}^{\text{q}} = \beta_{CH}^{\text{q}} (N_{\text{воз}}^{\text{q}} + N_{\text{дг}}^{\text{q}} + N_{\text{рец}}^{\text{q}} + N_{\text{п}}^{\text{q}}), \quad (4.155)$$

где $N_{\text{б}}^{\text{э}}$, $N_{KH}^{\text{э}}$ – рабочие мощности бустерного насоса конденсата бойлеров и конденсатного насоса; $N_{\text{воз}}^{\text{q}}$, $N_{\text{дг}}^{\text{q}}$, $N_{\text{рец}}^{\text{q}}$, $N_{\text{п}}^{\text{q}}$ – рабочие мощности вентиляторов воздуха, дымососов, насоса рециркуляции и шунтирующего перекачивающего насоса; $\beta_{CH}^{\text{э}}$ – коэффициент корреляции, позволяющий уточнять фактические расходы электроэнергии на собственные нужды по ряду причин в процессе анализа результатов исследования.

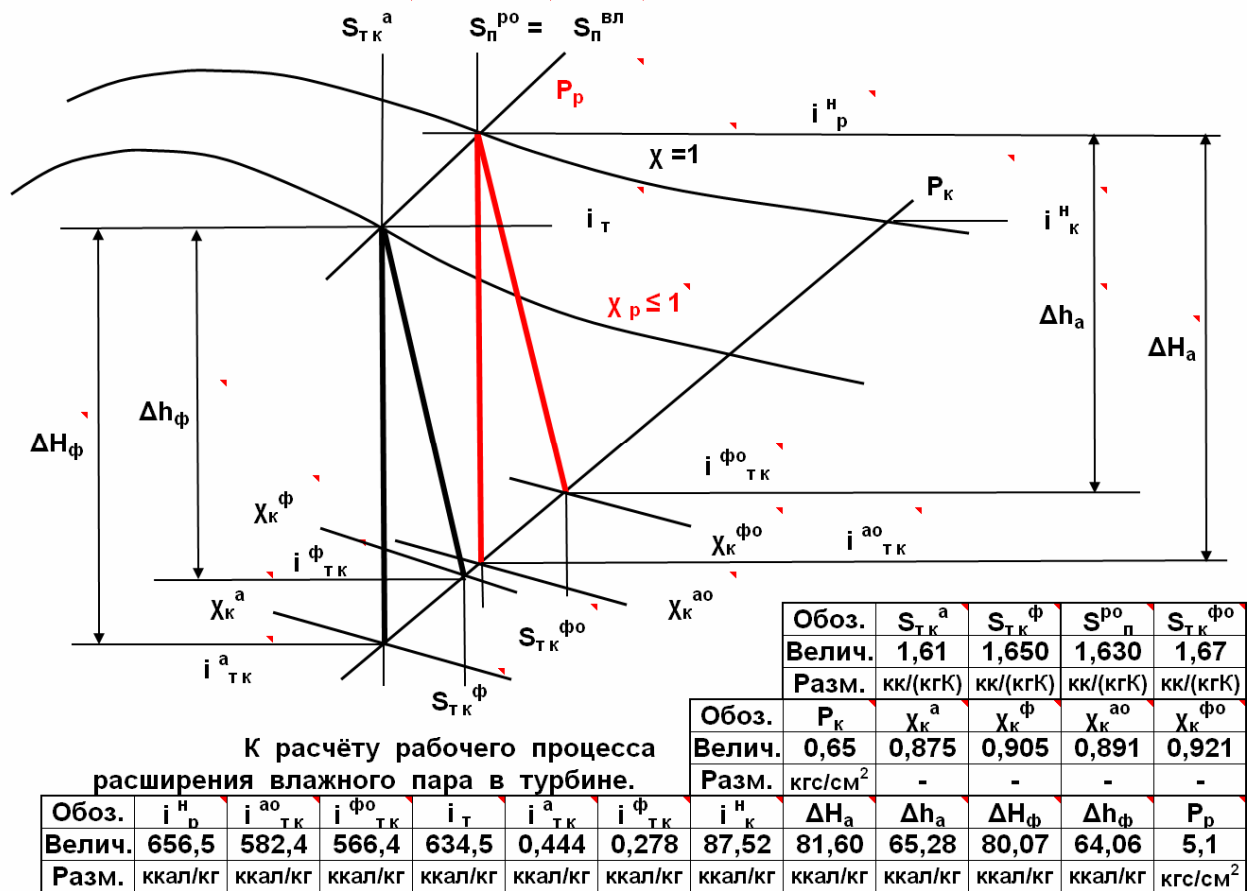


Рис.4.12. Фрагмент из программного файла ТКГ2.

Расчёт этих мощностей (N_i , МВт) выполняется на основании общей формулы:

$$N_i = \frac{G_i \Delta P_i}{1020 \cdot 3,6 \cdot \eta_{HD}}, \quad (4.156)$$

где G_i и ΔP_i – массовый (т/ч) расход рабочего потока и сопротивление (кгс/см²), преодолеваемое i -ым насосом (вентилятором, дымососом) с рабочим КПД равным η_{HD} .

Суммарный расход теплоты на мини-ТЭЦ на собственные нужды по отпуску электро- и теплоэнергии определим как разность:

$$Q_{CH}^{\text{эq}} = Q_{CH}^{\text{э}} + Q_{CH}^{\text{q}} = Q_K - Q_{TC} - N_o - N_{CH}^{\text{эq}}, \quad (4.157)$$

где Q_K и Q_{TC} – тепловая нагрузка котла (котельной мини-ТЭЦ) и отпуск теплоты в сеть.

Значения $Q_{CH}^{\text{э}}$ и Q_{CH}^{q} определим из соотношения:

$$Q_{CH}^{\text{э}} / Q_{CH}^{\text{q}} = N_o / Q_{TC}. \quad (4.158)$$

В результате имеем:

$$Q_{CH}^{\text{q}} = Q_{CH}^{\text{q}} \frac{Q_{TC}}{Q_{TC} + N_o}, \quad (4.159)$$

$$Q_{CH}^{\text{э}} = Q_{CH}^{\text{эq}} - Q_{CH}^{\text{q}}. \quad (4.160)$$

Соответственно безразмерные комплексы значений собственных нужд мини-ТЭЦ и удельные расходы топлива на отпуск электро- и теплоэнергии [21] равны:

$$\varepsilon_{CH}^{\text{э,т}} = N_{CH}^{\text{э,q}} / N_o, \quad (4.161)$$

$$q_{CH}^{\text{э,т}} = Q_{CH}^{\text{э,q}} / Q_{TC}, \quad (4.162)$$

$$b_{\text{э}} = m^{-1} [(1 + \varepsilon_{CH}^{\text{э}}) q_T + W^{-1} q_{CH}^{\text{э}}], \quad (4.163)$$

$$b_{T\text{э}} = m^{-1} (1 + q_{CH}^{\text{т}} + W \varepsilon_{CH}^{\text{т}} q_T), \quad (4.164)$$

где W – удельный отпуск электроэнергии на тепловом потреблении:

$$W = N_o / Q_{TC}. \quad (4.165)$$

На рис.4.13 в порядке примера приведены результаты сопоставления показателей мини-ТЭЦ (рис.4.10) и когенерационной (КГУ) установки при условии равенства сожжённого топлива $V_{T\text{эц}}$ в обоих энергоисточниках. Здесь же приведены показатели водогрейного котла до модернизации, сжигающего то же количество топлива $V_{T\text{эц}}$, но выдающего только один вид продукции – Q_{TC} . Сопоставление эффективностей всех трёх энергоисточников производится по значениям коэффициентов топливоиспользования ($b_{T\text{эц}}$ в КГУ, мини-ТЭЦ с расширителем и $b_{T\text{э}}$ водогрейного котла до модернизации).

В режимах 1.1р и 1.1к: $V_{T\text{эц}} = 0,209$ т/ч, значения удельных расходов топлива (кг/ГДж) при объёмах производства на котельной, мини-ТЭЦ и КГУ соответственно равны: 37,78; 38,10; 39,45.

В режимах 2.2р и 2.2к: $V_{T\text{эц}} = 31,38$ т/ч и аналогично: 38,41; 38,51; 39,45.

Как видно (рис.4.13) в обоих вариантах модернизации при одинаковых потреблении топлива $V_{T\text{эц}}$ коэффициенты топливоиспользования (удельные расходы топлива) возрастают в следующем порядке: водогрейная котельная, мини-ТЭЦ с расширителем и КГУ.

Возвращаясь к давним дискуссиям о глобальном значении теплофикации на базе большой энергетики можно заметить, что КГУ по своим технико-экономическим показателям (хотя бы в силу повышенных значений показателей W) всё же менее экономична, чем традиционная паротурбинная ТЭЦ, работающая в теплофикационном режиме. Она способна решать проблемы

лишь локального характера. При этом следует иметь в виду, что с позиций энергосистемы КГУ в пределах мегаполиса «вытесняет» теплофикационную нагрузку ТЭЦ, снижая её эффективность [67, 68]. В отличие от этого реализация схемы (рис.4.10) мини-ТЭЦ позволяет оптимально решать «локальные» задачи обеспечения электроэнергией в основном собственных нужд с небольшим избытком, не ущемляя в отличие от КГУ, а даже способствуя интересам большой энергетики в формировании теплофикационного режима. Кроме того, стоимость сооружения единицы мощности водогрейного котла меньше аналогичной стоимости парового, тем более комбинирован-

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТОВ.

РЕЖИМ 1.1р. Водогрейная котельная (До) в сравнении с мини-ТЭЦ (После) на базе Расширителя (р).													
Обозн.	$Q_o = Q_{тс}$	$N_o = N_э$	$V_{тэц}$	$b_{тэц}$			$b_э$			$b_{тэ}$			
Реж.1р	До	183,8	-	29,433	-	-	-	-	-	160,16	137,80	38,28	
	После	178,3	5,474	-	160,86	138,40	38,45	186,68	160,62	44,62	160,18	137,82	38,28
Разм.	Гкал/ч	МВт	т/ч	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	
Обозн.	W	$S_{тэц}$	$S_{рк}$	$\Delta C^ч_{тэц}$	$\Delta C^{год}_{тэц}$	NPV	$T_{ок}$	$K_{уд}$	РАСШИРИТЕЛЬ				
Реж.1р	До	-	-	11026	764,3	3057,4	10390	0,4	1200				
	После	0,026	30,751	11791	-	-	-	-	-				
Разм.	-	кВтч/Гк	тыс.р/ч	тыс.р/ч	тыс.р/ч	млн р./г	млн р.	лет	млн р.				
РЕЖИМ 1.1к. Водогрейная котельная (До) в сравнении с когенерационной (к) установкой (КГУ, После)													
Обозн.	$Q_o = Q_{тс}$	$N_o = N_э$	$V_{тэц}$	$b_{тэц}$			$b_э$			$b_{тэ}$			
Реж.1к	До	89,007	-	14,484	-	-	-	-	-	162,73	140,01	38,89	
	После	103,8	29,433	165,05	142,01	39,45	174,61	150,24	41,73	155,57	133,85	37,18	
Разм.	Гкал/ч	МВт	т/ч	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	
Обозн.	W	$S_{тэц}$	$S_{рк}$	$\Delta C^ч_{тэц}$	$\Delta C^{год}_{тэц}$	NPV	$T_{ок}$	$K_{кап}$	КГУ1	КГУ			
Реж.1к	До	-	-	5340	20751	72628	618123	363,14	-	ВЫП			
	После	1,002	1165,7	26091	-	-	-	-	200	7,2Е-14			
Разм.	-	кВтч/Гк	тыс.р/ч	тыс.р/ч	тыс.р/ч	млн р./г	млн р.	лет	млн руб	%			
РЕЖИМ 2. 2р. Водогрейная котельная (До) в сравнении с мини-ТЭЦ (После) на базе Расширителя (р).													
Обозн.	$Q_o = Q_{тс}$	$N_o = N_э$	$V_{тэц}$	$b_{тэц}$			$b_э$			$b_{тэ}$			
Реж.2р	До	178,1	-	28,54	-	-	-	-	-	160,28	137,90	38,31	
	После	173,8	4,313	-	160,84	138,39	38,44	186,23	160,24	44,51	160,30	137,92	38,31
Разм.	Гкал/ч	МВт	т/ч	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	
Обозн.	W	$S_{тэц}$	$S_{рк}$	$\Delta C^ч_{тэц}$	$\Delta C^{год}_{тэц}$	NPV	$T_{ок}$	$K_{уд}$	РАСШИРИТЕЛЬ				
Реж.2р	До	-	-	10686	602,6	2410,6	7938,0	0,50	1200				
	После	0,021	24,855	11288	-	-	-	-	-				
Разм.	-	кВтч/Гк	тыс.р/ч	тыс.р/ч	тыс.р/ч	млн р./г	млн р.	лет	млн р.				
РЕЖИМ 2. 2к. Водогрейная котельная (До) в сравнении с когенерационной (к) установкой (КГУ, После)													
Обозн.	$Q_o = Q_{тс}$	$N_o = N_э$	$V_{тэц}$	$b_{тэц}$			$b_э$			$b_{тэ}$			
Реж.2к	До	86,32	-	14,05	-	-	-	-	-	162,73	140,01	38,89	
	После	100,6	28,54	165,05	142,01	39,45	173,58	149,35	41,49	156,61	134,74	37,43	
Разм.	Гкал/ч	МВт	т/ч	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	кг/Гкал	г/(кВтч)	кг/ГДж	
Обозн.	W	$S_{тэц}$	$S_{рк}$	$\Delta C^ч_{тэц}$	$\Delta C^{год}_{тэц}$	NPV	$T_{ок}$	$K_{кап}$	КГУ2	КГУ			
Реж.2к	До	-	-	5179	20124	70435	579652	3,52	-	ВЫП			
	После	1,002	1165,7	25303	-	-	-	-	20000	5Е-14			
Разм.	-	кВтч/Гк	тыс.р/ч	тыс.р/ч	тыс.р/ч	млн р./г	млн р.	лет	млн руб	%			

Рис.4.13. Фрагмент из файла ТКК2.

ного пароводогрейного. Поэтому дальнейшие исследования в области проблем практической реализации схемы на рис.1 следует считать целесообразными.

Комплекс программных средств (ТГК1. ТКК2, МиТ5, МиТ6, Ст16р и др.) позволяет выполнять ряд исследований, основанных на анализе многочисленных результатов расчёта ТЭП и других показателей с построением соответствующих графиков и организацией факторного анализа. Такие программные обеспечения целесообразно использовать при дальнейшем исследовании.

довании и промышленном проектировании мини-ТЭЦ на базе водогрейной котельной с расширителем.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Разработан комплекс программных средств (МиТ5, МиТ6, ТГК1, ТКГ2, Ст1бр и др.), который позволяет с целью выбора оптимального сопоставлять два варианта модернизации водогрейного котла:

- путём повышения давления в котле с дополнительной установкой расширителя и теплофикационной турбины;

- путём замены водогрейного котла когенерационной установкой.

2. Модернизация водогрейного котла путём установки расширителя и турбины с генератором малой мощности (порядка 3 – 6 % от суммарной мощности энергоисточника) позволяет уменьшить затраты на обеспечение электроэнергией собственных нужд, практически не вытесняя теплофикационную нагрузку энергосистемы в целом, чего нельзя сказать о КГУ.

3. Перевод водогрейных котлов на повышенное давление и установку расширителя для питания турбины с противодавлением следует рассматривать, как эффективное мероприятие не только в плане модернизации традиционных теплоисточников. Такое мероприятие можно рассматривать как меру повышения эффективности системы теплоснабжения в целом путём увеличения температурного уровня и уменьшения и циркуляции теплоносителя.

4. В плане эффективности топливоиспользования модернизированная водогрейная котельная с расширителем при известных условиях может оказаться конкурентоспособной в сравнении к КГУ и даже превзойти её.

Выполненные результаты исследования в данном направлении открывают дополнительные возможности распространения принципов системы теплофикации на пиковые и районные водогрейные котельные без установки дорогостоящих паровых котлов.