

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА В ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛАХ

Канд. техн. наук НАЗАРОВ В. И., инж. ВАКУЛИЧ Е. В.

Белорусский национальный технический университет

Выбор способов регулирования промперегрева – одна из важнейших задач, которая влияет на всю компоновку поверхностей нагрева КА и ТЭП как КА, так и энергоблока в целом. В данной работе проведен технико-экономический анализ четырех способов регулирования промежуточного перегрева к КА ТГМП-344 (для энергоблока мощностью 300 МВт):

I – рециркуляция дымовых газов с постоянным впрыском изprom-ступени ПЭН;

II – рециркуляция дымовых газов с применением «стерегущего» впрыска для снятия пиков температур пара;

III – с отказом от рециркуляции дымовых газов;

IV – рециркуляция дымовых газов с постоянным впрыском из ОД ПВД-8.

Варианты с применением паро- и газопаровых теплообменников в данной работе не рассматриваются, так как их использование приводит к существенному увеличению металлоемкости КА, создает большие компоновочные и конструктивные сложности.

В варианте I поверхность нагрева промперегревателя выбрана из условия обеспечения расчетной температуры перегрева пара при номинальной нагрузке и отклонении фактической температуры газов перед ППП по сравнению с расчетной на $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В варианте II величина поверхности нагрева ППП выбрана по расчетной температуре газов перед промперегревателем. В этом варианте при отклонении температуры газов перед ППП от расчетной при $N_{\text{ном}}$ на $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ поддержание расчетной температуры перегрева пара предполагается путем увеличения рециркуляции газов в нижнюю часть топки на 4,5 %. При превышении температуры газов на $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ будет использован впрыск воды в количестве 1,9 %.

Из рис. 1 видно, что в этом варианте вследствие меньшей поверхности ППП по сравнению с вариантом I (на 410 м^2) при частичных нагрузках величины рециркуляции газов выше, чем в предыдущем варианте. Величина поверхности нагрева водяного экономайзера в варианте II больше, чем в варианте I, на 1570 м^2 .

Вариант III с отказом от регулирования промежуточного перегрева пара рециркуляцией дымовых газов отличается от вариантов I и II увеличенными размерами конвективной шахты и конвективных поверхностей нагрева.

Вариант IV отличается от вариантов I и II местом отбора воды на впрыск в тракт ПП (отбор осуществляется из ОД ПВД-8), так как экономичность цикла, по которому совершает работу впрыскиваемая вода, зависит от температуры и давления последней [1].

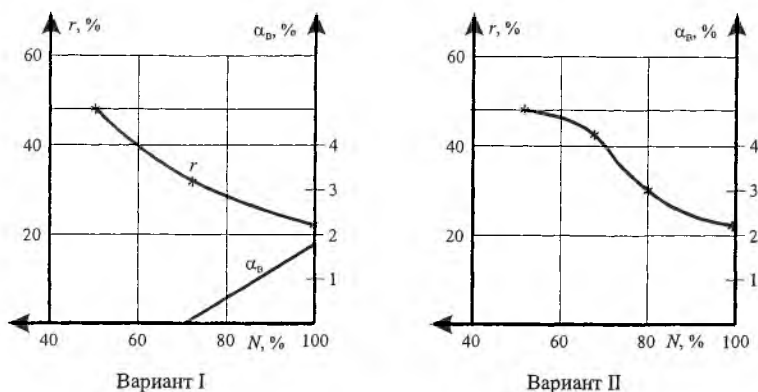


Рис. 1. Изменение величины рециркуляции r и впрыска воды α в зависимости от нагрузки N

Следует учитывать, что уже при номинальной нагрузке котла в случае отсутствия специальных регулировочных средств температура промежуточного перегрева, как правило, не соответствует расчетной. Как показывает опыт, фактическая статическая зависимость $t_{\text{пп}} = f(N)$ лишь случайно может совпадать с расчетной.

Речь идет о допуске, с которым нужно считаться при определении температуры продуктов сгорания на выходе из топки Q''_T . Фактически эта температура (при работе КА в расчетном режиме, с расчетными загрязнениями экранных труб и т. п.) не должна отличаться от расчетной на величину, превышающую допуск.

Следствием указанной неточности является отклонение от расчетных условий теплообмена в промежуточном пароперегревателе со стороны газов. В случае отказа от применения специальных устройств для регулирования $t_{\text{пп}}$ это приводит к необходимости уже при $N_{\text{ном}}$ работать с пониженным промежуточным перегревом пара либо использовать аварийный впрыск или повышенные избытки воздуха, чтобы обеспечить расчетную температуру промежуточного перегрева.

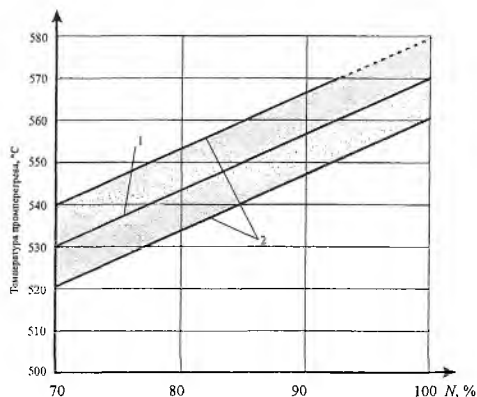
График на рис. 2 поясняет высказанные выше соображения о необходимости учета зоны систематических отклонений реальных фактических характеристик промежуточного перегревателя от расчетной. Возможное отклонение фактической температуры газов на выходе из топки от расчетной на основании опыта эксплуатации оценено величиной $\pm 50-75^\circ\text{C}$, что приводит к отклонению температуры газов перед ППП на $\Delta Q_p^{\text{м}} = \pm 25^\circ\text{C}$ [2].

Анализ способов регулирования выполнен при сжигании основного топлива — газа.

Сопоставление вариантов производилось при одинаковой полезной мощности энергоблока. Учитывалось изменение расхода топлива, связанное с различиями в:

- расходах электроэнергии на ТДМ;
- изменении t_{yx} в регулируемом диапазоне нагрузок;
- снижении $t_{\text{пп}}$ ниже номинальной;
- энергетических потерях, вызванных впрыском воды в тракт промпрегрева;
- энергетических потерях из-за разности гидравлических сопротивлений ППП.

Рис. 2. Статические температурные характеристики промежуточного пароперегревателя: 1 – характеристика расчетная; 2 – фактическая



Гидравлическое сопротивление первичного тракта в рассматриваемых вариантах при их сопоставлении не учитывалось. При сравнении вариантов считалось, что при номинальной нагрузке t_y во всех вариантах одинаковы.

В качестве базового варианта при сравнении принят заводской вариант котла ТГМП-344, он же вариант I [3].

В табл. 1 представлены данные по эксплуатационным затратам при работе КА с номинальной нагрузкой как при нормальном режиме, так и при отклонении фактических температур газов перед ППП от расчетных на ± 25 °C. При сопоставлении вариантов за расчетные режимы принимались нагрузки КА, равные 100, 70 и 50 % номинальной. Именно эти нагрузки являются наиболее характерными для условий работы КА в составе энергетического блока.

В соответствии с [4] с достаточной для практических расчетов точностью гидравлические сопротивления участков газоздушного тракта КА при частичных нагрузках определяются по формуле

$$\Delta h = \Delta h_n \left[\frac{B_p V T}{B_p^n V_n T_n} \right]^n \frac{T_n}{T}, \text{ Па или кгс/см}^2,$$

где Δh_n – гидравлическое сопротивление участка на номинальной нагрузке, Па или кгс/см²; B_p^n , B_p – расчетные расходы топлива соответственно при $N_{\text{ном}}$ и $N_{\text{част}}$; V_n , V – средние объемы газов в кг/с или кг/ч на участке в расчете на 1 кг топлива соответственно при $N_{\text{ном}}$ и $N_{\text{част}}$, м³/кг; T_n , T – средние температуры газов на участках соответственно при $N_{\text{ном}}$ и $N_{\text{част}}$, К, омываемых пучков труб; $n = 1,9$ – для продольно омываемых труб.

При наличии рециркуляции газов, когда участок аэродинамического тракта расположен до места отбора газов на рециркуляцию, в формулу определения гидравлического сопротивления участков газоздушного тракта

вводится дополнительный множитель $\left(\frac{1+r_p}{1+r_p^n} \right)^n$, где n – показатель степе-

пени ($n = 1,80$ – для поперечно омываемых труб); r_p^n , r_p – доли рециркуляции при номинальной и частичной нагрузках.

Таблица 1

Наименование величины	I			II			III			IV		
	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} +25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} +25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} +25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} +25 °C	Q_p^{int} -25 °C	Q_p^{int} +25 °C
Суммарное изменение мощности ДВ и ВРДГ, кВт	100	0	0	63,5	-90	-608,5	-608,5	-608,5	0	0	0	0
	70	153,5	0	429,5	276	-717,0	-717,0	-717,0	153,5	0	0	-153,5
	50	0	0	-56,4	-56,4	-782,1	-782,1	-782,1	0	0	0	0
Изменение расхода топлива из-за различия в мощностях ДВ и ВРДГ, %	100	0	0	0,026	-0,037	-0,253	-0,253	-0,253	0	0	0	0
	70	0,087	0	0,245	0,157	-0,409	-0,409	-0,409	0,087	0	0	-0,087
	50	0	0	-0,042	-0,042	-0,580	-0,580	-0,580	0	0	0	0
Изменение гидравлического сопротивления ГПП, кг/см ²	100	0	0	-0,168	-0,168	0,701	0,701	0,701	0	0	0	0
	70	0	0	-0,060	-0,060	0,262	0,262	0,262	0	0	0	0
	50	0	0	-0,157	-0,157	0,284	0,284	0,284	0	0	0	0
Изменение расхода топлива из-за изменения гидравлического сопротивления ГПП, %	100	0	0	-0,044	-0,044	0,07	0,07	0,07	0	0	0	0
	70	0	0	-0,021	-0,021	0,026	0,026	0,026	0	0	0	0
	50	0	0	-0,077	-0,077	0,028	0,028	0,028	0	0	0	0
Величина впрыска в тракт ГПП, %	100	0	1,9	0	0	3,1	3,1	3,1	0	2,1	4,3	0
	70	0	0,8	0	0	0	0	0	0	0	1,5	0
	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Изменение расхода топлива из-за впрыска воды в ГПП, %	100	0	0,158	0,324	0	0,158	0	0	0	0	0	0
	70	0	0	0,067	0	0	0	0	0	0	0	0
	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Изменение температуры уходящих газов, °C	100	-2,5	0	2,5	-1,4	-3,6	-3,6	-3,6	-2,5	0	2,5	0
	70	-2,3	0	2,3	0,9	-6,2	-6,2	-6,2	-2,3	0	2,3	0
	50	-2,0	0	2,0	1,9	-7,65	-7,65	-7,65	-2,0	0	2,0	0
Изменение расхода топлива при изменении $t_{гв}$, %	100	-0,1	0	0,1	-0,056	0	0	-0,144	-0,1	0	0,1	0
	70	-0,092	0	0,092	0,036	-0,248	-0,248	-0,248	-0,092	0	0,092	0
	50	-0,080	0	0,080	0,076	-0,306	-0,306	-0,306	-0,080	0	0,080	0
Недогрев пара до $t_{гв}^{пр}$ после ГПП, °C	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	70	-8	0	0	0	-10,6	-10,6	-10,6	-8	0	0	0
	50	-25,6	-17,0	-6,5	-34	-29,6	-29,6	-19	-25,6	-17,0	-6,5	0
Изменение расхода топлива при недогреве до $t_{гв}^{пр}$, %	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	70	0,244	0	0	0	0,297	0,297	0	0,224	0	0	0
	50	0,794	0,527	0,201	1,054	0,725	0,917	0,589	0,794	0,524	0,201	0
Суммарное изменение расхода топлива, %	100	-0,1	0,158	0,424	-0,074	-0,081	-0,037	0,063	-0,1	0	0,1	0
	70	0,219	0	0,072	0,260	0,216	-0,334	-0,482	0,219	0	0,005	0
	50	0,714	0,527	0,281	1,011	0,726	0,959	-0,269	0,714	0,527	0,281	0
Суммарное изменение часового расхода топлива, $\times 10^3$ М/ч	100	-0,077	0,122	0,326	-0,057	-0,062	-0,028	0,048	-0,077	0	0,077	0
	70	0,123	0	0,040	0,146	0,121	-0,187	-0,466	0,123	0	0,003	0
	50	0,294	0,217	0,116	0,436	0,313	0,025	-0,116	0,294	0,217	0,116	0

Гидравлическое сопротивление участков парового тракта можно определить по упрощенной формуле при давлении пара в промежуточном перегревателе, равном 25–40 МПа:

$$\Delta p = \Delta p_n \frac{D}{D_n},$$

где D_n , D – действительные расходы пара на рассматриваемом участке пароперегревателя соответственно при N_n и $N_{\text{част}}$, кг/с.

Повышение падения давления в ППП на 1 % относительно начального давления перед ЦСД приводит к увеличению расхода топлива на 0,1 % [4].

В соответствии с выполненными расчетами увеличение впрыска на 1 % общего расхода пара через ППП приводит к увеличению расхода топлива на 0,083 % – для впрыска из промступени ПЭН; 0,017 % – для впрыска из ОД ПВД-8.

Принято на основании тепловых испытаний ТГМП-344, что 1 % рециркуляции газов повышает температуру уходящих газов t_{yx} на 0,17 °С [5].

Увеличение расхода топлива при повышении t_{yx} на 1 °С определялось по формуле

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_2}{Q_p \eta_{KA}} \cdot 100 \%,$$

где ΔQ_2 – увеличение теплосодержания уходящих газов при повышении их температуры на 1 °С, ккал/кг; η_{KA} – коэффициент полезного действия котла брутто, %; Q_p – теплота сгорания топлива, ккал/кг.

Расход топлива на 10 °С недогрева пара в ППП при нагрузках 100, 70 и 50 % номинальной составляет соответственно 0,23; 0,28 и 0,31 % [4].

Расчеты технико-экономического сопоставления вариантов выполнялись в соответствии с методикой, изложенной в [4].

Данные об изменении годовых затрат на топливо представлены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование величины	Нагрузка N , %	I	II	III	IV
$\Delta B^{-25} \cdot a_1, \times 10^3 \text{ м}^3$	100	–0,01386	–0,01026	–0,00504	–0,01386
$\Delta B^p \cdot a_2, \times 10^3 \text{ м}^3$	100	0,0244	–0,0124	0,0096	0
$\Delta B^{+25} \cdot a_3, \times 10^3 \text{ м}^3$	100	0,05542	0,02312	0,02346	0,01309
$\Delta B^{-25} \cdot a_4, \times 10^3 \text{ м}^3$	70	0,0123	0,0146	–0,0187	0,0123
$\Delta B^p \cdot a_5, \times 10^3 \text{ м}^3$	70	0	0,00605	–0,0233	0
$\Delta B^{+25} \cdot a_6, \times 10^3 \text{ м}^3$	70	0,004	0,0097	–0,0371	0,0003
$\Delta B^{-25} \cdot a_7, \times 10^3 \text{ м}^3$	50	0,0147	0,0218	0,00125	0,0147
$\Delta B^p \cdot a_8, \times 10^3 \text{ м}^3$	50	0,01736	0,02504	–0,00928	0,01736
$\Delta B^{+25} \cdot a_9, \times 10^3 \text{ м}^3$	50	0,00812	0,0133	–0,01806	0,00812
$\Delta B_r, \times 10^3 \text{ м}^3$	100	0,06596	0,00046	0,02802	–0,00077
$\Delta B_r, \times 10^3 \text{ м}^3$	70	0,0163	0,03035	–0,0791	0,0126
$\Delta B_r, \times 10^3 \text{ м}^3$	50	0,04018	0,06014	–0,02609	0,04018
$\Sigma \Delta B_r, \times 10^3 \text{ м}^3$	–	0,12244	0,09095	–0,07717	0,05201
$\Delta B_r, \times 10^3 \text{ м}^3$	–	765,2	568,4	–482,3	325,0
$\Delta B_{\text{пр}}, \times 10^3 \text{ м}^3$	–	0	–196,8	–1247,5	–440,2

Здесь показаны изменения годовых расходов топлива для режимов: при совпадении фактических температур газов перед ППП с расчетными и при отклонении их величин на $\pm 25^\circ\text{C}$.

При этом приняты следующие доли времени a_i работы КА в году на 100, 70 и 50 % нагрузок (табл. 3).

Таблица 3

Наименование величин	$N, \%$	Отклонение температуры газов перед ППП		
		$Q_p^{nn'} - 25^\circ\text{C}$	$Q_p^{nn'}$	$Q_p^{nn'} + 25^\circ\text{C}$
a_1, a_2, a_3	100	$a_1 = 0,18$	$a_2 = 0,20$	$a_3 = 0,17$
a_4, a_5, a_6	70	$a_4 = 0,10$	$a_5 = 0,05$	$a_6 = 0,10$
a_7, a_8, a_9	50	$a_7 = 0,05$	$a_8 = 0,08$	$a_9 = 0,07$

Расчет годового изменения расхода топлива ΔB_r при работе КА на различных нагрузках производился по формуле

$$\Delta B_r^{N\%} = (\Delta B^{-25} a_1 + \Delta B^p a_2 + \Delta B^{+25} a_3) n Q_p^H / 7000, \times 10^3 \text{ м}^3,$$

где $n = 5000$ – число часов работы КА в году.

Суммарное изменение топлива за год составило

$$\Sigma \Delta B_r = \Delta B_r^{100\%} + \Delta B_r^{70\%} + \Delta B_r^{50\%}.$$

Изменение годового расхода топлива по вариантам (приведенное к базовому) рассчитывалось по формуле

$$\Delta B_{\text{пр}} = \Delta B_r^1 - \Sigma \Delta B_r^i.$$

Данные по изменению капитальных, переменных и постоянных затрат на станции отражены в табл. 4, где $Z = I_{\text{пост}} + I_{\text{пер}}$ – суммарные издержки; $I_{\text{пост}} = I_{\text{ам}} + I_{\text{тр}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{пр}}$ – постоянные годовые издержки; $I_{\text{пер}} = \text{ВЦ}_{\text{т.у.т.}}$ – переменные издержки; $\text{Ц}_{\text{т.у.т.}} = 70 \text{ у. е.} / 10^3 \text{ м}^3$.

Таблица 4

Наименование величин	Вариант I	Вариант II	Вариант III	Вариант IV
Дополнительные вложения $\Delta K, \times 10^3 \text{ у. е.}$	0	425,3	3190	2,8
Ликвидная стоимость, $K_{\text{л}}, \times 10^3 \text{ у. е.}$	0	21,3	159,5	0,1
Переменные издержки $I_{\text{пер}}, \times 10^3 \text{ у. е.}$	53,5	39,8	–33,8	22,8
Постоянные годовые издержки $I_{\text{пост}}, \times 10^3 \text{ у. е.}$	0	52,0	150	1,6
Суммарные издержки $Z, \times 10^3 \text{ у. е.}$	53,5	91,8	116,2	22,7

Расчет основных показателей эффективности использования инвестиционных ресурсов приведен в табл. 5.

Таблица 5

Наименование величин	Вариант I	Вариант II	Вариант III	Вариант IV
Приведенные затраты $Z_{пр} \times 10^3$ у.е.	557,8	1381,3	4392,5	239,5
NPV, $\times 10^3$ у.е.	—	38,1	–684,5	319,3
IRR, %	—	0,15	>100	< 0
$T_{ок}$, год	—	11,2	—	< 1

Расчет приведенных затрат осуществлялся по формуле

$$Z_{пр} = K_{рек} + \sum_{i=1}^{m=30} \frac{\Delta Z}{(1+p)^m} - \frac{K_{л}}{(1+p)^m},$$

где $K_{рек}$ – капитальные вложения в схему реконструкции блока; T – расчетный срок службы КА, $T = 30$ лет; $K_{л}$ – ликвидная стоимость реконструируемого оборудования, $K_{л} = 5\%$.

Чистый дисконтированный доход NPV рассчитывался по изменению годового расхода топлива, приведенного к базовому варианту $\Delta B_{пр}^i$:

$$NPV = \sum_{i=0}^T \frac{\Pi_i}{(1+p)^i} - \sum_{i=1}^T \frac{K_i}{(1+p)^i} + \frac{K_{л}}{(1+p)^T},$$

где Π_i – прибыль, полученная в результате мероприятий по реконструкции существующего оборудования, рассчитывалась по следующей формуле:

$$\Pi_i = \Delta B_{пр} \Pi_{т.н.т} - H - \Pi_{кр}.$$

В связи с тем, что денежные средства на реконструкцию существующего оборудования поступают из инновационного фонда ($\Pi_{кр} = 0$), а также эффект от мероприятий относится на снижение производственных (топливных) издержек и налогами не облагается ($H = 0$), формула по определению прибыли примет следующий вид:

$$\Pi_i = \Delta B_{пр} \Pi_{т.н.т}.$$

Внутренняя норма рентабельности IRR находилась из условия

$$0 = \text{Ln} \left(\frac{K_{рек}}{1 - \frac{pK_{рек}}{\Delta B \Pi_{т.н.т}}} \right) / \text{Ln}(1+p).$$

В нашем случае капиталовложения в реконструкцию оборудования позволят снизить расход топлива на КА, т. е. переменные издержки. Однако стоит отметить что, реконструкция существующего оборудования потребует дополнительных постоянных издержек, которые выразятся отчислениями на амортизацию, заработную плату обслуживающего персонала, текущий ре-

монтаж и прочие издержки. Поэтому величина снижения общепроизводственных издержек будет определяться как разность между экономией переменных издержек (на топливо) и дополнительных постоянных издержек. Срок окупаемости проекта определялся по балансовой прибыли [6]

$$T_{ок} = \frac{K_{рек}}{\Delta B_{пр} \Pi_{т.г.} - I_{пост}}.$$

Построены графические зависимости $З_{пр} = f(T)$ и $NPV = f(T)$, характеризующие экономическую эффективность инвестиционного проекта (рис. 3, 4).

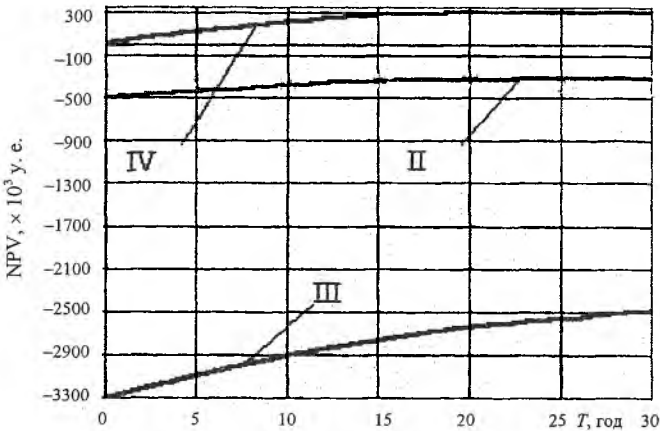


Рис. 3. Зависимость NPV от срока службы T

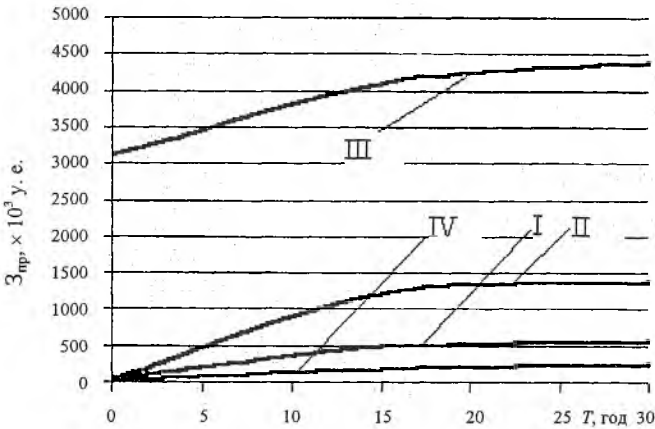


Рис. 4. Зависимость приведенных затрат $З_{пр}$ от срока службы T

Проведенный расчетный анализ показал, что во всех режимах наиболее выгодными являются варианты II и IV, т. е. со «стерегущим» вырыском из промступени ПЭН и постоянным из ОД ПВД-8. При этом в расчетном режиме более выгодным является вариант II, а в режимах, когда фактическая температура газов перед промперегревателем отклоняется на $\pm 25^{\circ}\text{C}$, более выгодным с точки зрения экономии топлива и min суммарных годовых затрат является вариант IV.

Один из недостатков варианта II состоит в том, что диапазон поддержания номинальной температуры промперегрева в нем несколько меньше, чем в варианте IV, и при нагрузке 50 % от номинальной возможен недогрев до $t_{расч}^{III}$. Следует заметить, что годовые суммарные расходы в этом варианте при расчетных режимах минимальны, но для его внедрения потребуется частичная реконструкция КА и соответственно дополнительные капиталовложения.

Вариант III характеризуется высокими капитальными затратами на реконструкцию по сравнению с базовым вариантом. Следует учесть, что при данных конструктивных размерах топки возможна работа КА на газу без рециркуляции дымовых газов в топку, но в случае сжигания мазута в ядре горения развиваются высокие температуры, которые приводят к большим тепловым потокам в экранах НРЧ топочной камеры и как следствие – повреждение экранов топки и выход из строя экранных труб. Отсутствие рециркуляции дымовых газов сказывается на увеличении окислов азота, имеющих высокую токсичность.

Учитывая изложенное выше, при сжигании мазута в камерных топках с горелками применение рециркуляции газов необходимо при существующих заводских размерах топки в противном случае (при отказе от рециркуляции) необходимо существенно увеличивать размеры топки и делать пересчет всего пароводяного КА, но при этом останется нерешенной задача снижения окислов азота.

В варианте IV больше поверхность холодной ступени промперегревателя и меньше поверхность водяного экономайзера по сравнению с вариантом II. Опыт работы КА Таганрогского котельного завода показывает большую надежность поверхности ППП с давлением ≈ 40 кгс/см² и толщиной стенок, принятой по технологическим соображениям с двух-, трехкратным запасом против расчетной, и меньшую надежность поверхности ВЭ, работающего при СКД с минимальными запасами по толщине стенки.

Следовательно, с учетом фактора надежности предпочтение следует отдать варианту IV – с постоянным впрыском из ОД ПВД-8, который обеспечивает большую экономию топлива по сравнению с впрыском из ПЭН.

Расчет основных показателей эффективности вложений в реконструкцию энергоблоков показал, что вариант IV выгодно отличается от других предложенных вариантов и характеризуется минимальными приведенными затратами, быстрым сроком окупаемости (менее 1 года) и высокой нормой внутренней рентабельности IRR, которая составляет более 100 %.

ВЫВОДЫ

1. Исследованы различные способы регулирования промежуточного перегрева пара, проведен технико-экономический анализ сравниваемых вариантов с расчетом NPV и IRR, а также с учетом изменения суммарных затрат, капиталовложений и цен на топливо.

Варианты разработаны применительно к КА производительностью 1000 т/ч для блока 300 МВт.

2. Техничко-экономический анализ четырех вариантов регулирования промежуточного перегрева показал, что наибольший интерес представляет

вариант IV, обеспечивающий простоту конструкции, минимальные капиталовложения, необходимые для его реализации, и большую экономию топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Назаров В. И., Вакулич Е. В. К расчету изменения экономичности работы теплофикационного энергоблока при впрыске воды в промперегреватель // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2003. – № 1. – С. 44–57.
2. Кроть Л. Б., Кемельман Г. Н. Промежуточный перегрев пара и его регулирование в энергетических блоках. – М.: Энергия, 1970.
3. Тепловой расчет котла ТГМП-344. – ЦКТИ, 1981.
4. Вопросы ТЭП при проектировании КА. – М., 1979.
5. Тепловые испытания КА ТГМП-344 бл. № 6 МТЭЦ-4 при сжигании природного газа. – Львов, 1975.
6. Яковлев Б. В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. – Мн.: Адукацыя и выхаванне, 2002.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 16.12.2005

УДК 621.1.0.18

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕРМООБРАБОТКИ

Канд. техн. наук, доц. **ВОРОНОВА Н. П.**, *инж.* **КЛИМОВИЧ Г. А.**

Белорусский национальный технический университет

Математическое моделирование технологических процессов широко применяется при их исследовании и оптимизации. Возможность применения ЭВМ позволяет реализовывать сложные математические модели, получая весьма точные результаты. Адекватность данных моделей предполагает их практическую реализацию с заранее заданной точностью и возможность обработки большого объема информации. Таким образом, применение таких моделей приносит значительный экономический эффект, позволяя исследовать процессы при неизмеримо меньших затратах, чем натурные исследования на реальных агрегатах, стендах или физических моделях. С помощью математических моделей можно еще на стадии проектирования найти оптимальное конструктивное решение и выбрать оптимальные режимные параметры работы [1].

Различают стохастические, детерминированные математические модели и модели смешанного типа. Стохастические модели разрабатываются на основе экспериментальных исследований натурального образца и изучают лишь реакцию системы на подаваемые на вход возмущения. Результаты обрабатываются методами математической статистики. Эксперименталь-