

第4章 火力プラント動特性シミュレータによる著者提案伝熱面配置の検証

本章においては、先ず4-1節において、開発の対象となった超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラに関し、ボイラ全体構成と、採用した制御系に関し述べる。次に、先に2-2節にて提案した超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置につき、同シミュレータにて、ケース①“煙道蒸発器を設置せぬケース”(4-2節)、ケース②“煙道蒸発器を過熱器パス出口にのみ設置するケース”(4-3節)、ケース③“煙道蒸発器を過熱器、一段再熱器、二段再熱器パスの全てに設置するケース”(4-4節)の3ケースにつき、100%負荷より50%負荷まで5%/分にて負荷変化させた場合の負荷変化特性につき検討し、著者提案の上記ケース③が有効であることを検証している。

4-1 ボイラ全体構成と制御系

4-1-1 ボイラ全体構成

本節では、本検討のベースとした中部電力川越火力1・2号ボイラの全体構成を紹介する。中部電力川越火力1・2号ボイラの主要仕様を表1-1-1(再掲)に、側面図を図4-1-1-1に示す。火炉形式は、蒸気条件の高温高圧化による伝熱面積の増大に対応し、2ファイアボール単一炉コンベンショナルタイプを採用し、火炉高さの増大を抑え、耐震設計の容易化並びに保守点検性の向上、火炉循環系統の単純化を図った(本技術については1-2節6項御参照)。バーナとしては低NO_xガスバーナとして開発し、姉崎5号、袖ヶ浦4号、新小倉3、4、5号ボイラ等にて優れた実績のある低NO_xPMバーナを、1段当り8本を4段、計32本設置し、ボイラ発生NO_xを50ppm以下に抑え、節炭器出口に設置する脱硝装置と合わせ煙突出口NO_xを10ppm以下に抑えた。また、過熱器、再熱器管の強度を確保するため、高温加熱部には高温強度が高く、かつ、耐水蒸気酸化性の優れたSA-213TP347H細粒鋼管を用いるとともに(本材料については1-2節3項御参照)、つり下げ二次過熱器を伝熱面積が過大とならぬ範囲で従来より比較的低いガス温度領域に配置した。後部煙道は、三菱アドバンストタンパコントロール方式(本技術については1-2節1項、並びに2-2-3節御参照)の採用により3系統4パスに分割され、それぞれに過熱器、一段再熱器、二段再熱器が配置されている。また、各パスのガス下流側には煙道蒸発器を配置し、節炭器はスプリットパス合流後に設置している。

水蒸気の系統を図2-2-3(再掲)に示す。主蒸気系統は中間に2段のスプレーを設置している。また、低負荷時の流動安定性確保のため比較的高い質量速度を持つよう設計されている後部伝熱壁及び煙道蒸発器については、高負荷時には圧力損失の低減のため流体の一部をバイパスするよう計画した。低負荷時、いわゆるウォータセパレータウェット運転をする際の熱回収方式は、中部電力渥美3・4号ボイラ他多くの実績あるアデショナルヒータ方式を採用している。

形 式		放射二段再熱貫流ボイラ屋外形 USCボイラ
最大連続蒸発量*	(kg/h)	2,150,000
一段再熱蒸気流量*	(kg/h)	1,867,934
二段再熱蒸気流量*	(kg/h)	1,622,289
蒸 気 圧 力 * (kgf/cm ² g)	過熱器出口	325
	一段再熱器出口	103.7
	一段再熱器入口	108.9
	二段再熱器出口	28.9
	二段再熱器入口	30.1
蒸 気 温 度 * (°C)	過熱器出口	571
	一段再熱器出口	569
	一段再熱器入口	400.5
	二段再熱器出口	569
	二段再熱器入口	384.1
節炭器入口給水温度* (°C)		315.9
最高使用圧力 (kgf/cm ² g)	過熱器出口	344
	一段再熱器	127
	一段再熱器	36
蒸 気 温 度 制 御 方 式	主蒸気温度	給水燃料比率 過熱器過熱低減器
	一段再熱器蒸気温度	{ スプリットパスガス分配 ガス再循環、再熱器過熱低減器
	二段再熱器蒸気温度	
蒸 気 温 度 制 御 範 囲	主蒸気	MCR~35% ECR
	一段再熱蒸気	MCR~35% ECR
	二段再熱蒸気	MCR~50% ECR
最 低 負 荷		10% ECR
燃 料		LNG (将来メタノール)
通 風 方 式		圧力通風
バ ー ナ 形 式		三菱低NO _x PMバーナ

* : 最大連続蒸発量時の値を示す。

表1-1-1 超々臨界圧ボイラ主要仕様(再掲)

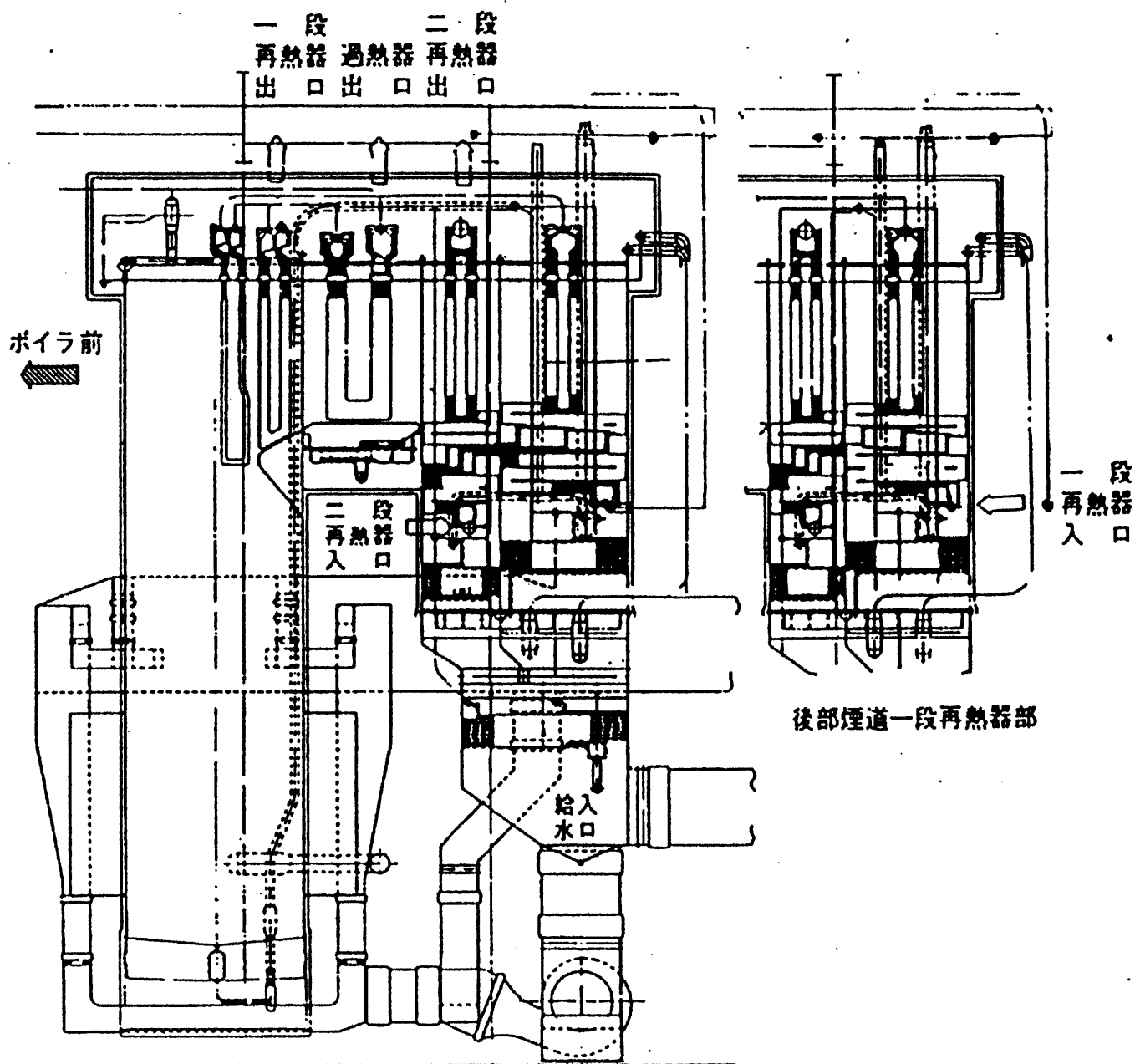


図4-1-1-1 超々臨界圧ボイラ全体図(側面)

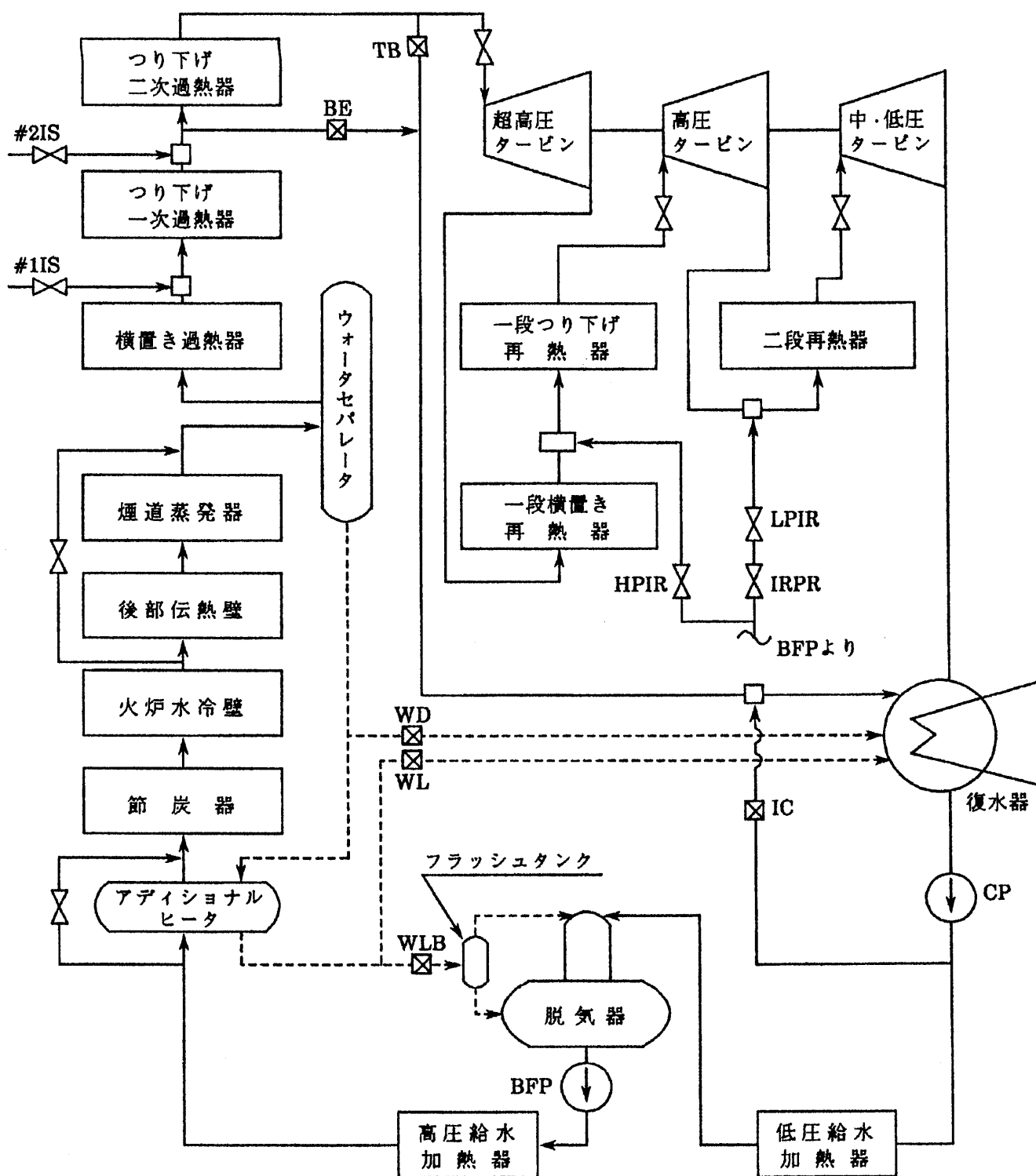


図2-2-3煙道蒸発器設置案超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ
系統図(再掲)

4-1-2 ボイラ制御系

本ボイラは従来の超臨界圧ボイラと異なり、圧力を更に上昇させた超々臨界圧ボイラで、かつ、二段再熱ボイラであり、このためボイラの鋼材重量は従来形に比較して大きく、ボイラ動特性に大きな影響を与えている。しかも、プラントの運用仕様は表1-1-2(再掲)に示す如く、従来の超臨界圧変圧運転プラントと同様厳しい条件が要求されている。

100～50%ECR 7%/min

50～30%ECR 5%/min

30～10%ECR 1%/min (ECR = Economical Continuous Rating)

また、起動・停止回数は各種のモードで年間97回が計画されており、これらの運転の自動化が求められている。その他の機能として系統故障時等の無消火所内単独運転(FCB)、全自動での極低負荷(10% ECR)運転等がある。これら詳細は表4-1-1に取り纏めてある。主蒸気圧力設定曲線を図1-1-3(再掲)に示す。

4-1-2-1 ボイラ・タービン協調制御系

本プラントは超々臨界圧変圧運転ユニットではあるが、基本的には従来の超臨界圧変圧運転ユニットと同様、ボイラ・タービン協調制御方式を採用している。すなわち、図4-3-1に示すとおり、負荷25% ECR以上のドライ運転では発電量指令(MWD)により、タービンガバナ及び、ボイラ入力(給水量・燃料量・空気量)を操作し、主蒸気圧力偏差による修正信号でボイラ入力量を補正する。給水量が最低給水量となる25%ECR以下の負荷の、ウォータセパレータ出口蒸気が飽和蒸気となるウェット運転では、主蒸気圧力偏差により燃焼量(燃料量・空気量)を修正する。ドライ運転では主蒸気温度偏差による修正信号で燃焼量を補正する。これに対し、ウェット運転では主蒸気温度はSHスプレーで制御する。前述のとおり、本ボイラは過熱器など耐圧部の重量が大きくなっているため蒸気温度の応答遅れが大きくなっている。従って、ドライ運転時の蒸気温度制御に関しては、負荷変化中の各ボイラ入力間のバランスを調整するボイラ入力加速信号(BIR)を従来に比べて、その大きさ・変化速度・加速信号を切るタイミング等を細かく調整できるよう配慮している。また、給水量・燃料量・空気量をそれぞれに別個に加速信号を設けている。一方、圧力変化による蒸気温度変化への影響を低減させるため、主蒸気圧力の設定に遅れを持たせることは従来も行われていたが(2-1-1節、図2-1-7、図2-1-8参照)、ここでは更に負荷上昇・降下によるボイラ特性の違いを考慮し、負荷の大きさ・負荷上昇・降下により、遅れの時定数を変更している^{参考文献20}。

起動時は各起動モードごとに燃料の基本投入量を設定し、そのうえユニットの起動スケジュールにより燃料投入量を修正する回路を構成している。そしてTB・BE弁の制御は、各起動モードにより弁開タイミング・弁開度設定・TB・BEの切り換えタイミング等を起動制御系で構成している。

項 目		仕 様
負荷変化率	100~50%ECR	7%/分
	50~30%ECR	5%/分
	30~10%ECR	1%/分
負荷変化回数	30%↔100%	5,620回/20年
	10%↔100%	3,720回/20年
起動時間	ホットスタート(8時間停止後起動)	132分
起動停止回数	コールドスタート	80回/20年
	ウォームスタート(32時間停止後起動)	560回/20年
	ホットスタート(8時間停止後起動)	1,330回/20年

表1-1-2 プラント主要中間負荷運用仕様(再掲)

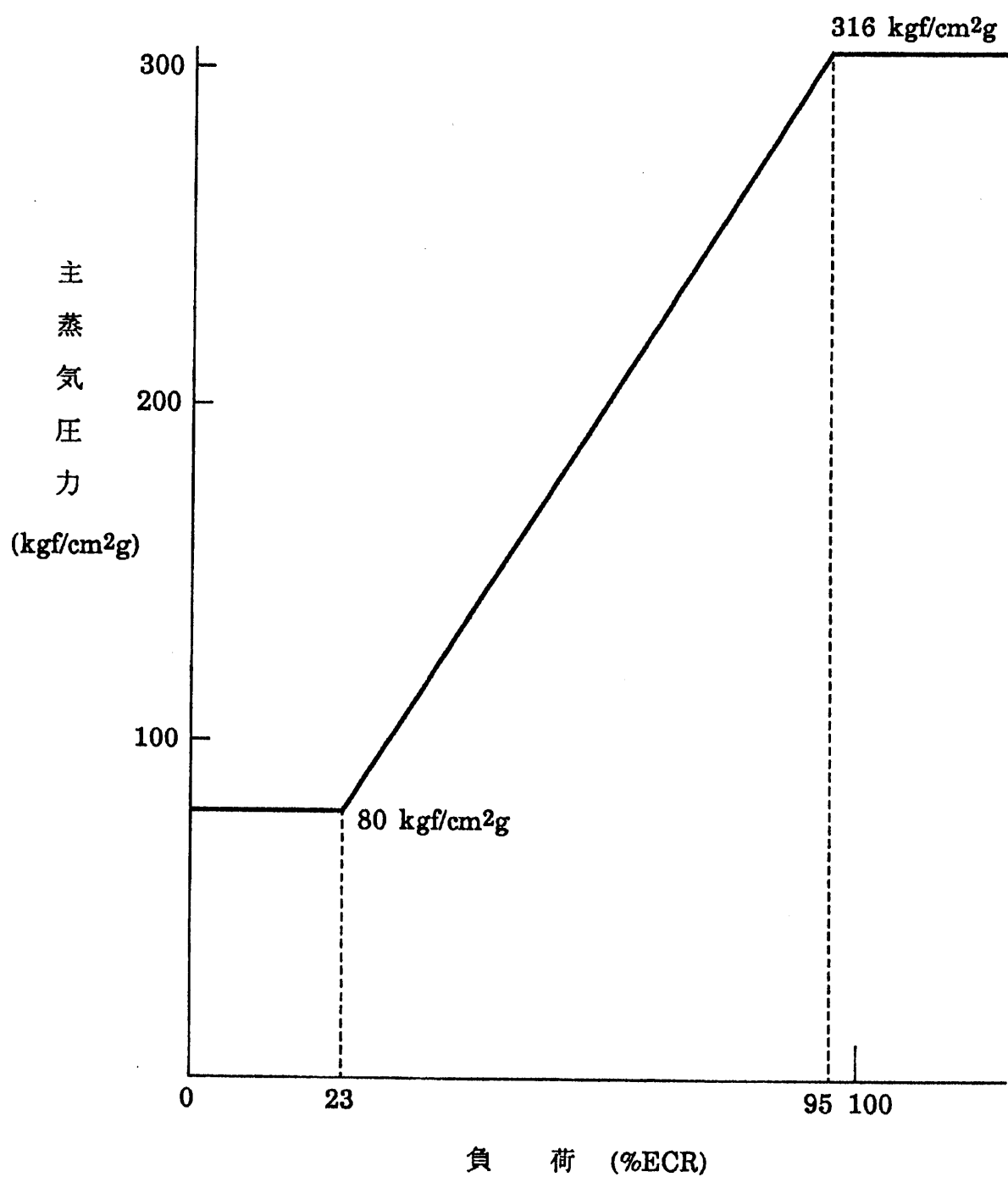


图1-1-3 主蒸汽压力设定曲线(再揭)

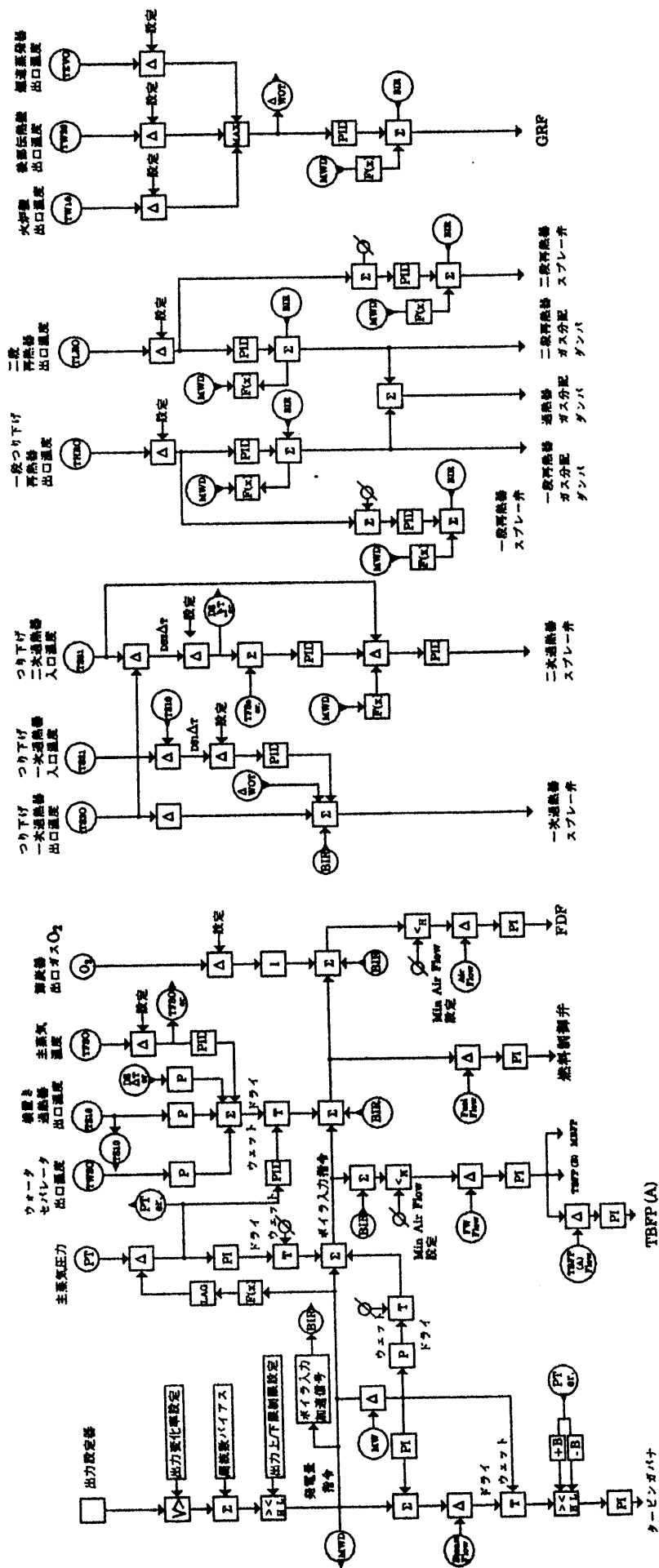


図4-1-1-2 超々臨界圧ボイラ・タービン協調制御系概念図

表4-1-1 制御系概要(その1)－要求運転性能及びボイラタービン協調制御系

項 目		結 果
要求運転性能	<ul style="list-style-type: none"> ・ 負荷変化率 ・ 起動停止/負荷変化回数 ・ 無消火所内単独運転 ・ 全自動極低負荷運転 	<ul style="list-style-type: none"> ・ 本ボイラは従来の超臨界圧変圧運転ボイラと異なり、圧力を更に上昇させた超々臨界圧変圧運転ボイラで、かつ、二段再熟ボイラであるためボイラの鋼材重量及び負荷変化に伴う蒸発器の温度変化による保有熱I変化が従来形に比較して極めて大きく、ボイラ動特性に大きな影響を与えているにも拘わらず、負荷変化率は従来の超臨界圧変圧運転ボイラなみの、下記の運用が要求されている。 100～50%ECR 7%/min 50～30%ECR 5%/min 30～10%ECR 1%/min (ECR : Economical Continuous Rating) ・ 起動・停止負荷変化回数は下記各種のモードが計画されており、これらの運転の自動化が求められている。 コールドスタート 80回/20年 ウォームスタート(32時間停止後起動) 560回/20年 ホットスタート(8時間停止後超勤) 1,330回/20年 負荷変化(30%⇔100%) 5,620回/20年 負荷変化(10%⇔100%) 3,720回/20年 その他の機能として系統故障時等の無消火所内単独運転(FCB)、全自動での極低負荷(10%ECR)運転等がある。
ボイラタービン協調制御系	<ul style="list-style-type: none"> ・ ボイラタービン協調制御方式の採用 	<ul style="list-style-type: none"> ・ 基本的には従来の超臨界圧変圧運転ユニットと同様、ボイラ・タービン協調制御方式を採用している。すなわち、負荷25%ECR以上のドライ運転では発電I指令(MWD)によりタービンガバナ及びボイラ入力(給水量・燃料量・空気量)を操作し、主蒸気圧力偏差による修正倍号でボイラ入力Iを補正する。給水圧が最低給水土となる25%ECR以下の負荷のウォーターセパレータ出口蒸気が飽和蒸気となるウェット運転では、主蒸気圧力偏差により燃焼量(燃料量・空気量)を修正する。ドライ運転では主蒸気温度偏差による修正倍号で燃焼量を補正する。これに対し、ウェット運転では主蒸気温度はSHスプレーで制御する。
	<ul style="list-style-type: none"> ・ 熱慣性増大対策 	<ul style="list-style-type: none"> ・ 本ボイラは過熱器など耐圧部の重量が大きくなっていること、負荷変化に伴う蒸発器の温度変化が増大していることから、蒸気温度の応答遅れが大きくなっている。対策として、ドライ運転時の蒸気温度制御に関しては、負荷変化中の各ボイラ入力間のバランスを調整するボイラ入力加速信号(BIR)を従来に比べて、その大きさ・変化速度・加速信号を切るタイミング等を細かく調整できるよう配慮している。また、給水量・燃料量・空気量をそれぞれに別個に加速信号を設けている。 ・ 一方、圧力変化による蒸気温度変化への影響を低減させるため、主蒸気圧力の設定に遅れを持たせており、更に負荷上昇・降下によるボイラ特性の速いを考慮し、負荷の大きさ・負荷上昇・降下により遅れの時定数を変更している。
	<ul style="list-style-type: none"> ・ 起動制御系 	<ul style="list-style-type: none"> ・ 起動時は各起動モードごとに燃料の基本投入量を設定し、そのうえユニットの起動スケジュールにより燃料投入量を修正する回路を構成している。そしてTB・BE弁の制御は、各起動モードにより弁開タイミング・弁開度設定・TB・BEの切替えタイミング等を起動制御系で構成している。

4-1-2-2 蒸気温度制御系

本ボイラは二段再熱方式であり、その二つの再熱蒸気温度制御に新方式の三菱アドバンスダンパコントロール方式を採用している。これら詳細は表4-1-2に取り纏めてある。ガス再循環比率制御と従来形のガス分配ダンパコントロール、並びに煙道蒸発器の設置を組み合わせたもので主に次の特長がある。

- ①スプリットパス・ダンパによるガス分配制御と、再循環ガス制御の併用による再熱蒸気温度制御性の向上。
- ②スプリットパス下流に煙道蒸発器を設置することにより負荷変化等の運転条件においても、火炉壁出口エンタルピーレベルの変動を低く保つとともに、節炭器出口サブクーリングの変動を抑制。
- ③再熱器スプレーは通常運用時には使用せず、また、定格負荷以下における再循環ガス量抑制による補機動力の低減を図り、高いプラント効率を維持。

スプリットパス・ダンパ及び、伝熱面の配置を図4-8(4-5節御参照)に示す。

再熱蒸気温度制御系は一段再熱蒸気温度偏差により一段再熱器ガス分配ダンパを操作し、二段再熱蒸気温度偏差により二段再熱器ガス分配ダンパを操作する。また、過熱器ガス分配ダンパは一段・二段再熱器ガス分配ダンパの逆動作となる。各ガス分配タンパには負荷による先行信号及び微分先行信号を設けている。

ガス再循環比率制御は、水冷壁出口エンタルピーレベルを低く保つため、火炉壁・後部伝熱壁・煙道蒸発器の出口流体温度の各偏差の最大値(ΔWOT)、一段・二段再熱器出口温度偏差及び負荷による先行信号、微分先行信号によりガス再循環量を操作する回路としている。なお、微分先行信号は負荷の大きさ、負荷上昇・降下に対し最適になるよう調整可能である。また、一段・二段再熱器スプレーは通常運用では使用せず、緊急用としている。

主蒸気温度制御系は給水量・燃焼量の比(水燃比:FR/FW)で制御し、過渡的には過熱器スプレーが用いられる。ここで、二次過熱器スプレーは、従来同様主蒸気温度偏差及び、二次過熱低減器出入口温度差の偏差により操作する。一次過熱器スプレーは、一次過熱低減器出入口温度差偏差とつり下げ一次過熱器出口温度偏差により操作し、前述のウォータウォール関係温度偏差(ΔWOT)により修正を加えている。

主蒸気・再熱蒸気温度の設定は、ボイラ蒸気温度特性に合わせて負荷により変えているが、変更時には一次遅れ要素を介しており、その時定数は負荷上昇・降下で可変にしている。各蒸気温度のフィードバックコントローラ(PID調節器)の値は負荷により変更している。

一方、ウェット運転での主蒸気温度制御は二次過熱器スプレーで行い、一次過熱器スプレーは一次過熱低減器出入口温度差を制御する。一段・二段再熱蒸気温度は再熱器スプレーにより制御し、各ガス分配ダンパ及び、ガス再循環量は負荷によるプログラム制御としている。

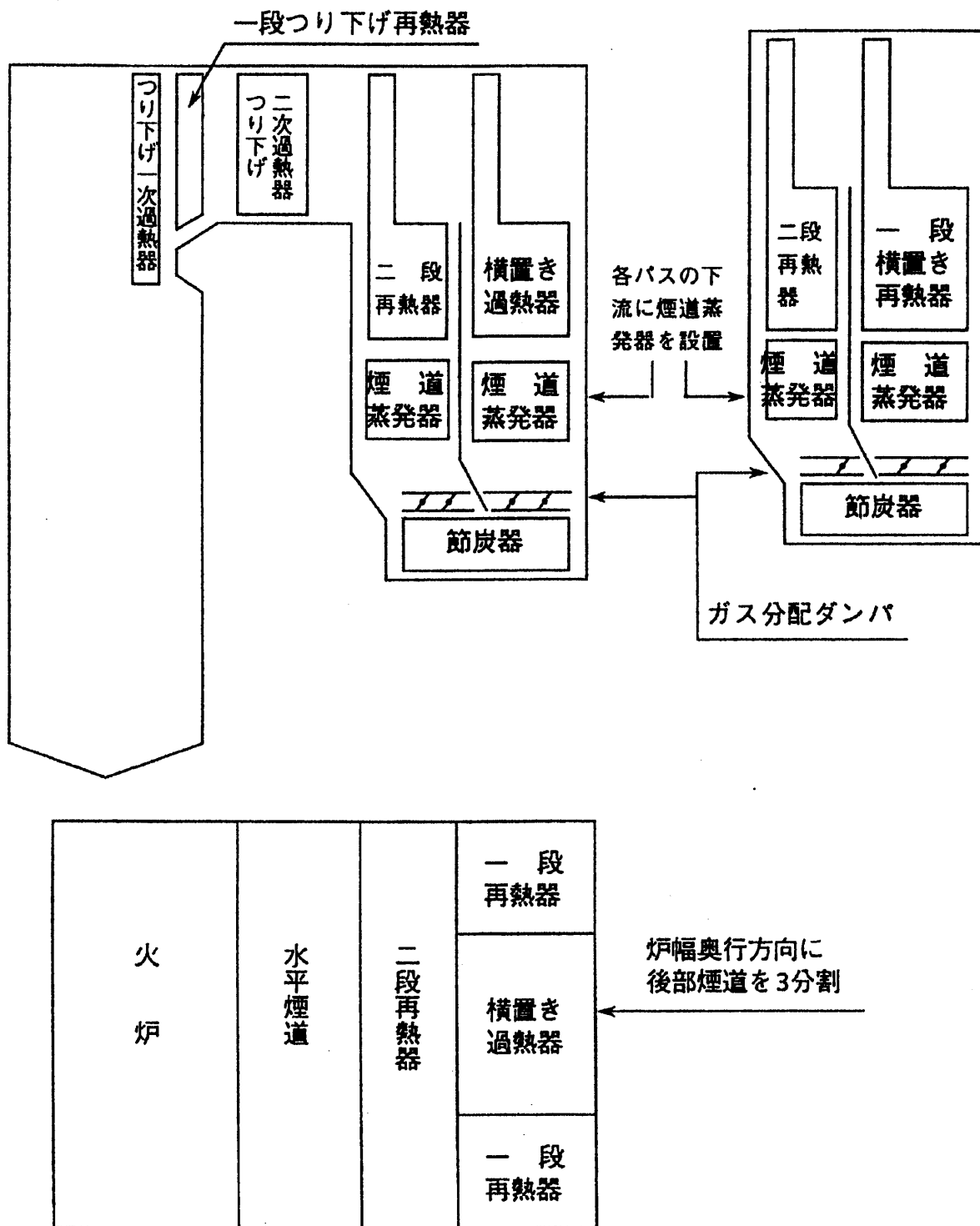


図4-4-1 著者提案超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置(後出)

表4-1-2 制御系概要(その2)－蒸気温度制御系

項 目		結 果
蒸気温度制御系	三菱アドバンストタンパコントロール方式の採用	<ul style="list-style-type: none"> ・一・二段の二つの再熱蒸気温度制御に新方式の三菱アドバンストタンパコントロール方式を採用している。これは、ガス再循環土制御と従来形 of ガス分配ダンパコントロール、並びに煙道蒸発器の設置を組み合わせたもので主に次の特徴がある。 ① スプリットバス・ダンパによる・ガス分配制御と、再循環ガス制御の併用による再熱蒸気温度制御性の向上。 ② スプリットバス下流に煙道蒸発器を設置することにより負荷変化等の運転条件においてもボイラ耐圧部／非耐圧部構造中間負荷の弱点部位の火炉水冷壁出口蒸気エンタルピレベル及びスプリットバス出口ガス温度差を低く保つとともに、節炭器出口サブクーリングの変動を抑制。 ③ 再熱器スプレーは通常運用時には使用せず、また、定格負荷以下における再循環ガス土別御による補機動力の低減を図り高いプラント効率を維持。
	再熱蒸気温度制御系	<ul style="list-style-type: none"> ・再熱蒸気温度制御は一段再熱蒸気温度偏差に上り一段再熱器ガス分配タンパを操作し、二段再熱蒸気温度偏差に上り二段再熱器ガス分配ダンパを操作する。また、過熱器ガス分配ダンパは一段・二段再熱器ガス分配ダンパの逆動作とする。各ガス分配ダンパには負荷による先行信号及び微分先行信号を設けている。
	ガス再循環量制御	<ul style="list-style-type: none"> ・ガス再循環量制御は、火炉水冷壁出口蒸気エンタルピレベルを低く保つため、火炉壁・後部伝熱壁・鹿道蒸発器の出口流体温度の各偏差の最大値 (ΔWOT)、一段・二段再熱器出口温度偏差及び負荷による先行倍号、微分先行信号によりガス再循環操作する回路としている。なお、微分先行倍号は負荷の大きさ、負荷上昇・降下に付し最適になるよう変更可能である。
	一段・二段再熱器スプレー制御	<ul style="list-style-type: none"> ・一・二段再熱器スプレーは通常運用では使用せず、緊急用としている。
	主蒸気温度制御系	<ul style="list-style-type: none"> ・主蒸気温度制御系は給水量・燃料量の比 (水燃比-FR/FW) で制御し、過渡的には過熱器スプレーが用いられる。ここで二次過熱器スプレーは、従来同様主蒸気温度偏差及び二次過熱低減器出入口温度差の偏差に上り操作する。一次過熱器スプレーは、一次過熱器低減器出入口温度差偏差とつり下げ一次過熱器出口温度偏差により操作し、前途のウォータウォール関係温度差 (ΔWOT) により修正を加えている。
	主蒸気・再熱蒸気温度設定	<ul style="list-style-type: none"> ・主蒸気・再熱蒸気温度の設定は、ボイラ蒸気温度特性に合わせ負荷により変えているが、変更時には一次遅れ要素を介しており、その時定数は負荷上昇・降下で可変にしている。各蒸気温度のフィードバックコントローラ (PID調節器) の値は負荷により変更している。
	ウェット運転時蒸気温度制御	<ul style="list-style-type: none"> ・ウェット運転での主蒸気温度制御は二次過熱器スプレーで行い、一次過熱器スプレーは一次過熱器低減器出入口温度差を制御する。一段・二段再熱蒸気温度は再熱器スプレーにより制御し、各ガス分配ダンパ及び再循環量は負荷によるプログラム制御としている。

4-2 煙道蒸発器不設置・ダンパ・コントロール方式ボイラ伝熱面配置案の負荷変化シミュレーションによる検討

本節にては、4-1節冒頭に述べたケース①の従来法の煙道蒸発器不設置のダンパコントロール方式伝熱面配置案(図4-2-1御参照)にて、与えられた仕様を全て満足するように計画した案につき、負荷変化シミュレーションを実施し、その問題点を検討した結果について述べる。この案であっても、過熱器出口温度、一段、二段再熱器出口蒸気温度制御や、主蒸気圧力、発電量制御の面からは超々臨界圧化による鋼材重量の増大に伴う熱慣性の増大及び蒸発器温度レベル上昇に伴う負荷変化時保有熱量の増大にもかかわらず、受け入れ可能な制御性を示していることを示す。しかし、①負荷変化中に水冷壁出口エンタルピが負荷変化中に過渡的に増大し、水冷壁出口部分構造の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力に問題が生じ得ること、②負荷変化中の節炭器出口サブクール度が失われ、気液二相流領域に突入しており、火炉水冷壁の安全性の面で問題のある状況となること、並びに、③負荷変化時、後部煙道のガスパス間の温度差は最大110℃に達しており、後部伝熱壁に接続している非耐圧部スチールケーシング構造耐力弱点部位の耐力の面でも問題がある状態となっていることを示す。

図4-2-2-1～図4-2-2-3には本シミュレーションに用いたCmode、Pmode、Hmodeのブロック図の抜粋をそれぞれ1枚ずつ示す。

図4-2-3-1～図4-2-3-7までの7枚のグラフは煙道蒸発器不設置・ダンパ・コントロール方式ボイラ伝熱面配置案の700MW⇄350MW、5%/分の負荷変化シミュレーションの結果、即ち、発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量、主蒸気温度及び関連制御量、ボイラ水温度及び関連制御量、再熱蒸気温度及び関連制御量、主要特性制御偏差、節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図、各部ガス温度を示してある。

表4-2-3-1には本負荷変化シミュレーションにおける主蒸気圧力及び蒸気温度制御性に関する評価・考察を記している。即ち、

- (1) 発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量 (図4-2-3-1)については、
 - (a) 主蒸気圧力には圧力変化による蒸気温度制御への影響を低減させるため遅れを持たせてある。
 - (b) 給水流量は主蒸気流量に比し、ボイラ内より放出・蓄積される水量分相当のオーバファイディング・アンダーファイディングが生じている。
 - (c) 燃料量も主蒸気流量に比し、ボイラ内より放出(負荷降下)蓄積(負荷上昇)される保有熱量分相当のアンダファイアリング、オーバファイアリングが生じている。
- (2) 主蒸気温度及び関連制御量 (図4-2-3-2)については、

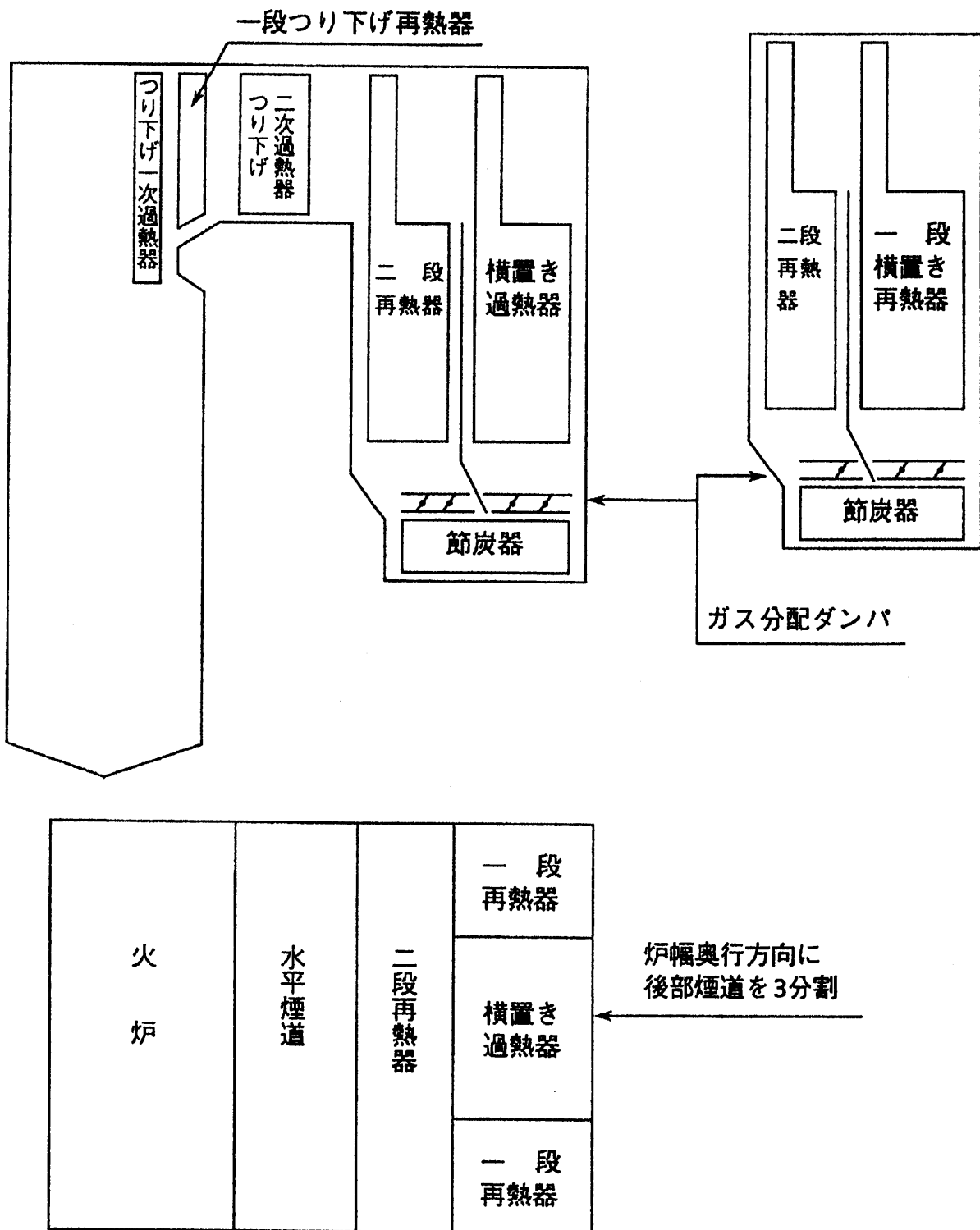


図4-2-1 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案

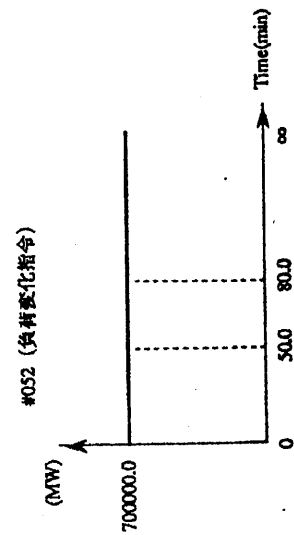
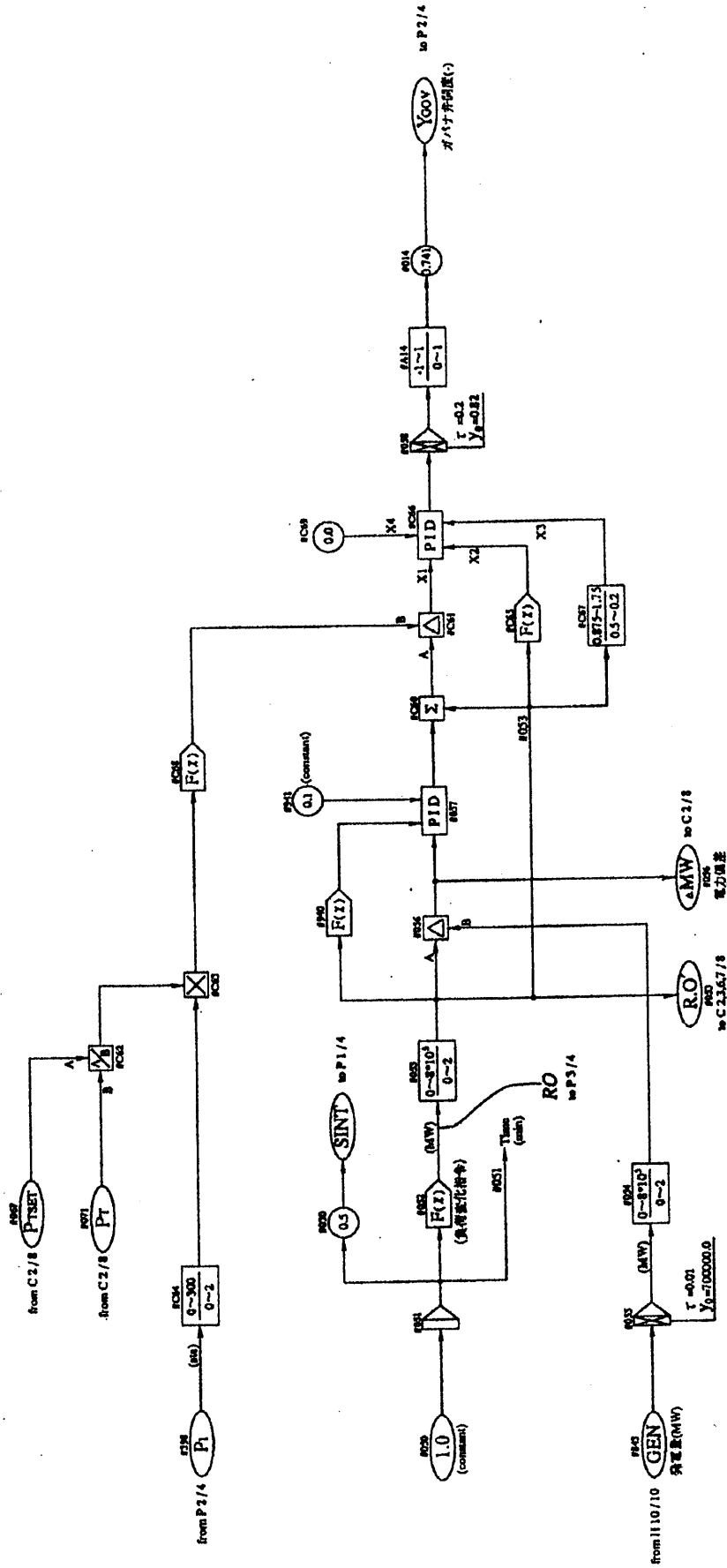


図4-2-2-1 超々臨界圧ボイラシミュレーションモデルブロック図—Cmode 1/8

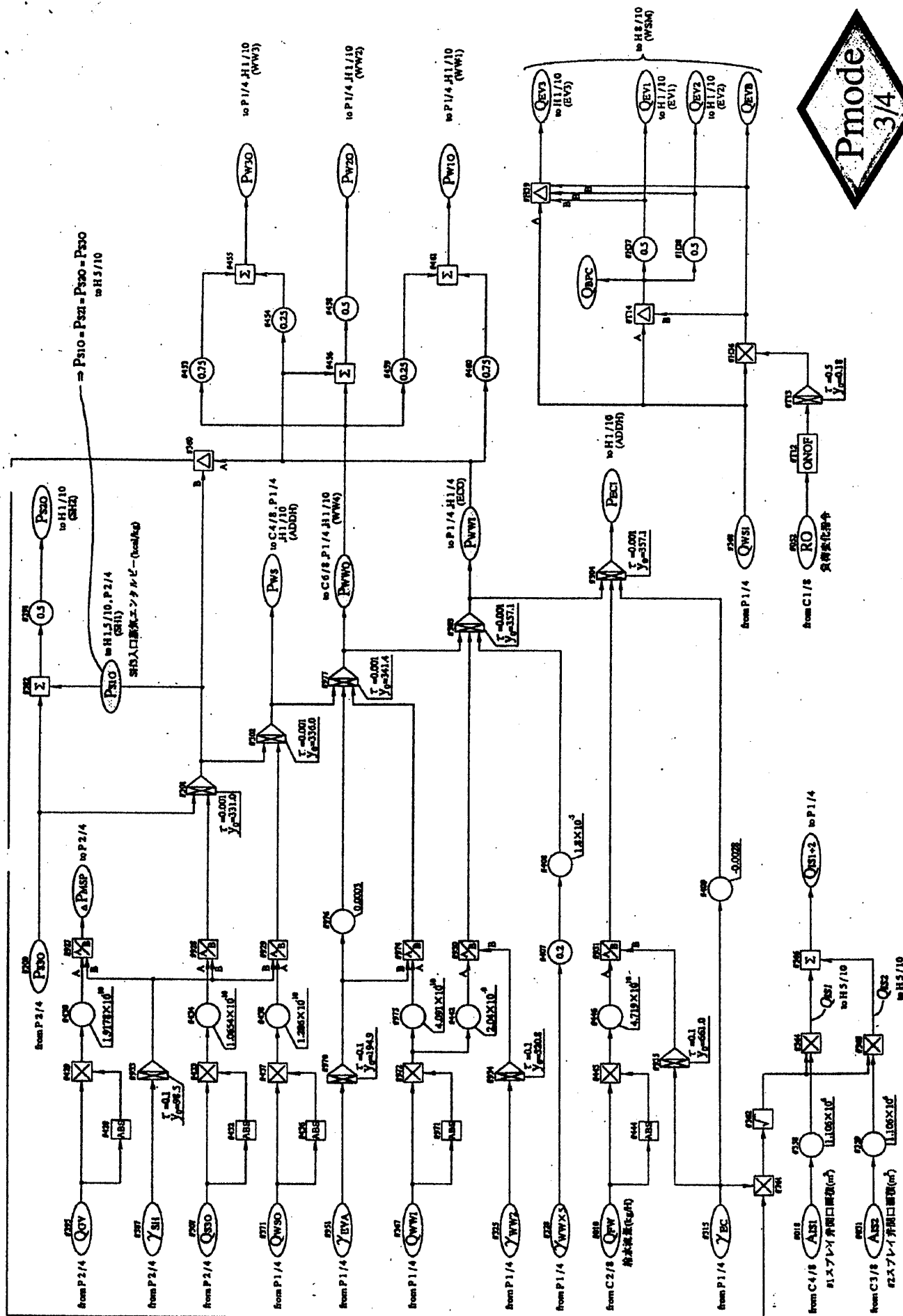


図4-2-2-2 超々臨界圧ボイラシミュレーションモデルブロック図 - Pmode 3/4

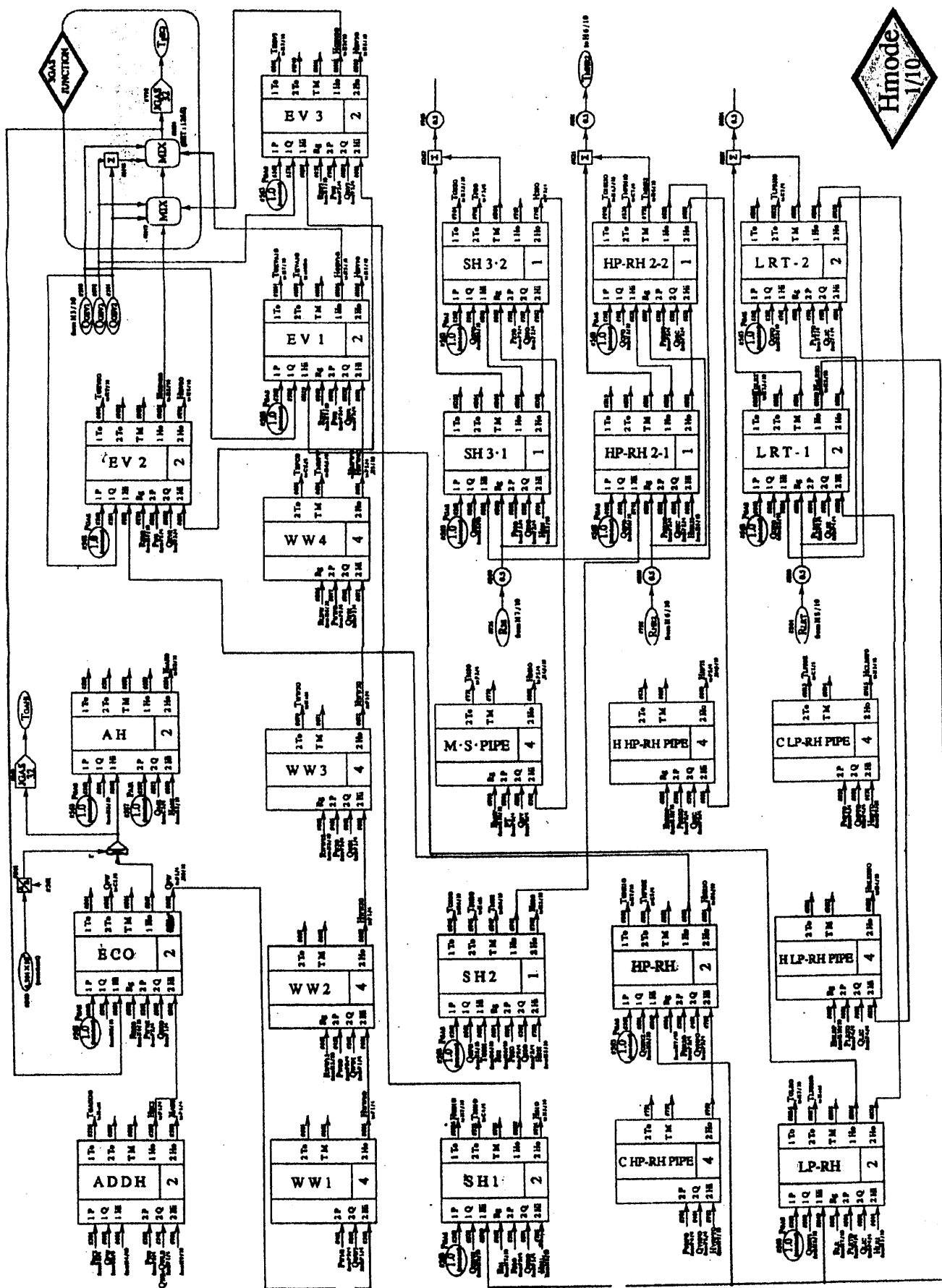


図4-2-2-3 超々臨界圧ポライシミュレーションモデルブロック図－Hmode 1/10

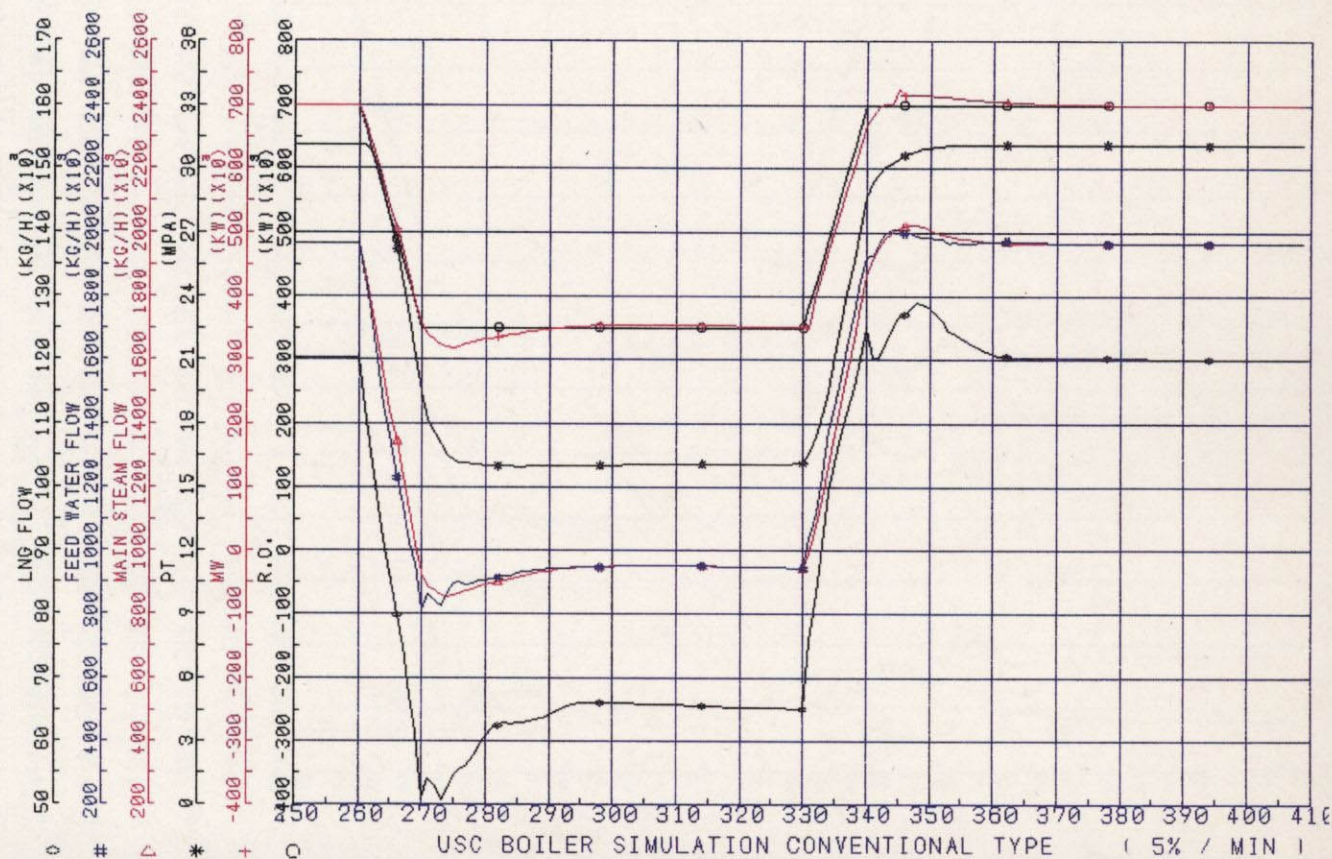


図4-2-3-1 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW⇄350MW, 5%/分)
 一発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量

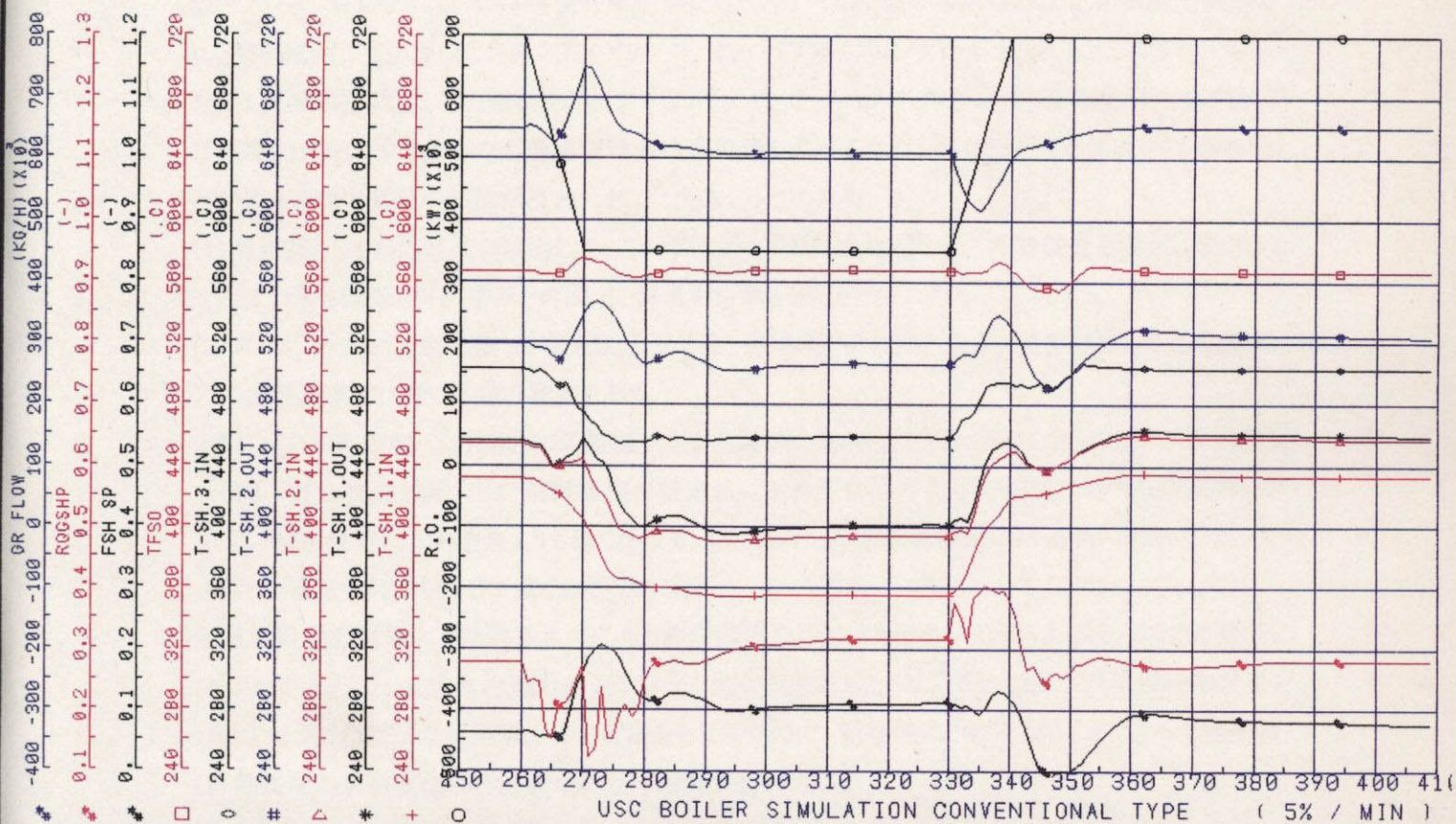


図4-2-3-2 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW⇔350MW, 5%/分)
 ー主蒸気温度及び関連制御量

- (a) 負荷変化の際の圧力変化に伴い最も大きな保有熱量変化の生ずる蒸発器より、負荷変化に相応し放出、蓄積される熱量は過熱器入口(蒸発器出口)蒸気温度の上昇、下降という形で過熱器系統に与えられる。このため、負荷変化中は静定時の熱吸収に比し、主蒸気温度を定格に維持するのに必要な熱吸収以上、或いは未満の熱量が過熱器系統に与えられることになる。これを相殺し、主蒸気温度を一定温度に制御するためには、燃料量は静定時の燃料より も少なく供給されること(アンダファイアリング)、或いは過大に供給されること(オーバファイアリング)が必要となる。
- (b) 過熱器入口蒸気温度の上昇、下降は主蒸気温度上昇、下降をもたらすが、これは過渡的には過熱器スプレイ、最終的にはスプレイ量を規定値にもたらしべく作動する燃料給水比率制御で調整され、燃料に対して必要なアンダファイアリング、オーバファイアリングが与えられることになる。
- (c) 一方、再熱器系統は、この燃料アンダファイアリング、オーバファイアリングの影響を受け、再熱器出口温度を一定にするための必要吸収熱量に過不足を生ずるため、蒸発器と再熱器或いは過熱器と再熱器との間で熱量の移動が行われねばならない。このため、
- (1) 蒸発器出口蒸気温度を検出して、これが上昇、下降した場合、ガス再循環量を増大、減小させて、蒸発器系と再熱器系との間で、熱量を移動させるとともに、
 - (2) ガスダンパにて、過熱器パスに流れるガス量と再熱器パスに流れるガス量を調整して過熱器系と再熱器系との間で熱量の調整を行う。
- (d) 上記(c) (1) 項に伴い、付随的に蒸発器系と過熱器系の熱移動が行われてしまうので、二次過熱器(吊り下げ一次過熱器)出口蒸気温度の静定値に対する負荷変化中の偏差が増大し負荷降下中には100%負荷における値よりも高くなっている。このため当該過熱器には過熱の恐れがないよう設計上適切な対策を講じて置く必要がある。
- (e) 主蒸気温度を制御する過熱器スプレイは節炭器出口のボイラ水をバイパスさせて、直接過熱器に投入されるので、火炉水冷壁の通過ボイラ水量の変動をもたらす、蒸発器出口蒸気温度の変動をもたらす。この変動は再循環ガスの変動をもたらすので、結果的にこのメカニズムによって過熱器・再熱器間の負荷変化時の必要な熱量の移動が行われる。
- (3) ボイラ水温度及び関連制御量(図4-2-3-3)については、
- (a) (2) 項に述べたメカニズムで負荷変動時、蒸発器より放出、蓄積される熱量は過熱器とは過熱器入口蒸気温度(蒸発器出口蒸気温度)及び、ガス再循環量、再熱器との間ではガス再循環量という手段にて授受が行われている。
- (4) 再熱蒸気温度及び関連制御量(図4-2-3-4)については、
- (a) (2) 項に述べたメカニズムにて負荷降下時、負荷上昇時生ずる燃料のアンダファイアリング、燃料のオーバファイアリングの影響を相殺するため、負荷降下時にはガス再循環量、一段再熱器パス、二段再熱器パスの通過ガス量が過渡的に上昇し、負荷上昇時にはこれらが過渡的に減少している。負荷上昇時には更に再熱器スプレイも投入されている。この結果再熱蒸気温度はほぼ定格値

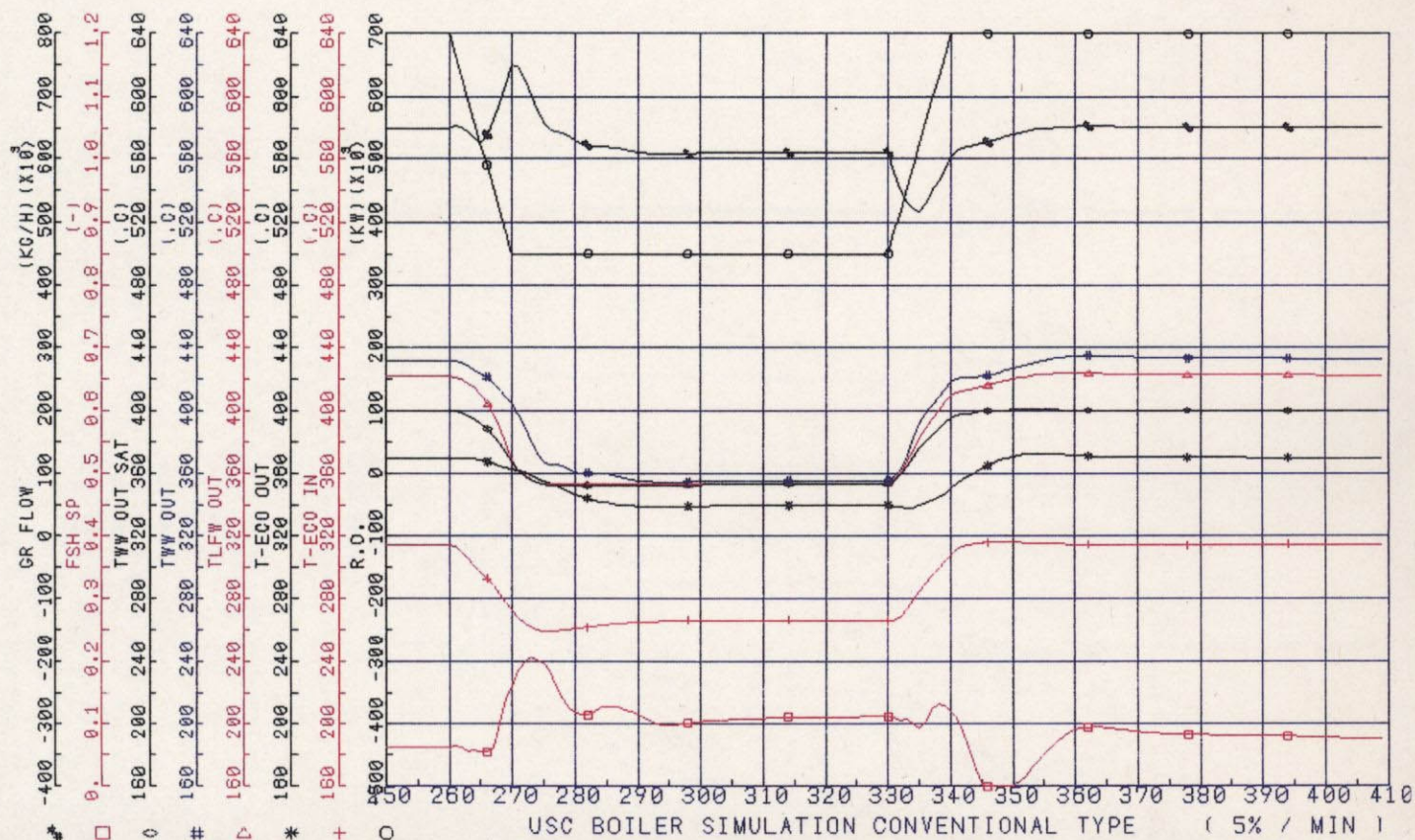


図4-2-3-3 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW \leftrightarrow 350MW, 5%/分)
 ーボイラ水温度及び関連制御量

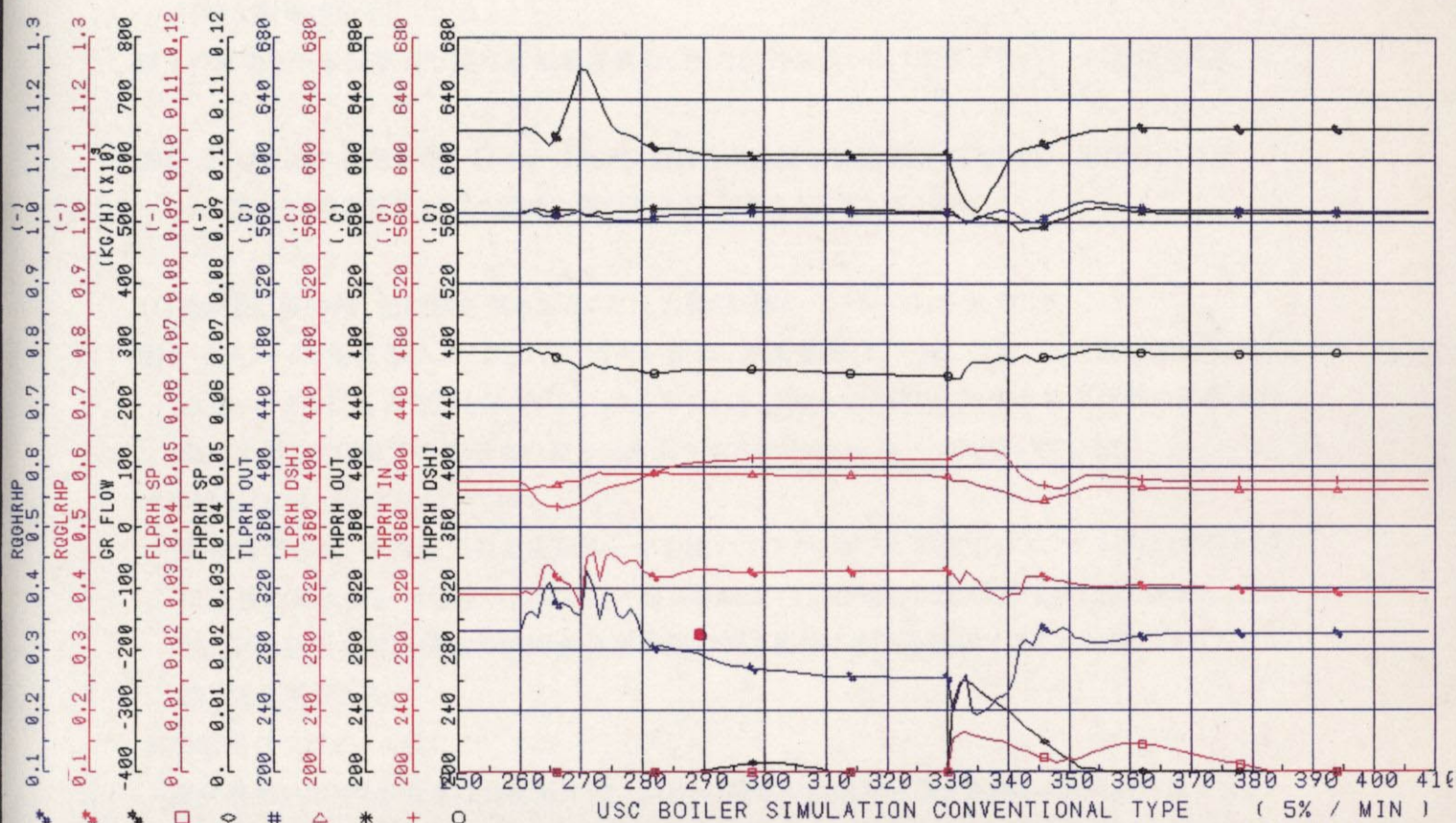


図4-2-3-4 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW⇄350MW, 5%/分)
 一再熱蒸気温度及び関連制御量

に維持されている。

(5) 主要特性制御(図4-2-3-5)については、

- (a) 主蒸気温度、一段再熱蒸気温度、二段再熱蒸気温度、三者とも偏差は $+8^{\circ}\text{C}/-100^{\circ}\text{C}$ 以内に納まっておりUSC化による鋼材熱量増大に伴う熱慣性の増大及び蒸発器温度レベル上昇に伴う負荷変化時保有熱量変化の増大にもかかわらず受け入れ可能な制御性を示している。
- (b) 主蒸気圧力偏差は $\pm 5\text{bar}$ 以下、発電量偏差も $+20\text{MW}\sim -30\text{MW}$ 以内に収まっており、受け入れ可能な制御性を示している。

以上の結果から本伝熱面配置は蒸気温度制御、圧力制御の面からは問題がないことが結論される。

表4-2-2には本負荷変化シミュレーションにおける水冷壁出口過熱度エンタルピ、節炭器出口サブクール度及び節炭器入口ガス温度に関する評価・考察を記している。即ち、

(1) 節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図(図4-2-3-6)については、

図4-2-3-6は節炭器入口、出口、上部火炉出口、水冷壁出口、一次、二次、三次過熱器出入口の点をエンタルピ圧力線図とにプロットしたものである。図2-11と同様、急速負荷変化時の作動点は負荷上昇、負荷降下の際一本の線の上を上下するのではなく、ループを描いている。

水冷壁出口エンタルピについては

負荷降下の際、水冷壁出口温度はループを描いて下がるが、水冷壁出口エンタルピは270分付近で過渡的には表2-4に述べた 2850kJ/kg (680kcal/kg)を越える 2890kJ/kg 付近に達する。この為、水冷壁出口部分構造の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力を確保するために何らかの方策を講ずる必要がある。

節炭器出口サブクール度については

節炭器出口ボイラ水温度は負荷降下時、270分の時点では飽和水線を超過し、節炭器出口サブクール度はゼロとなっており気液2相流領域に突入している。これは熱的に最も条件のきびしい火炉入口に気液2相流の水が投入されることを意味し、火炉水冷壁管の安全性に問題が生ずるので何らかの対策を講ずる必要がある。

(2) 各部ガス温度(図4-2-3-7)については、

- (a) 過熱器パス出口ガス温度は100%負荷の 520°C 付近から、50%負荷においては静定点で 420°C 付近まで、過渡的には 410°C 付近まで下がっている。
- (b) これに反して、二段再熱器パス出口ガス温度は100%負荷の 520°C 付近から、50%負荷に至っても 510°C と 10°C 程度までしか下がっていない。このため、節炭器入口についてはガスパス間における温度差は許容限度である 50°C を大幅に上回る最大 110°C に達している。このためDSS耐力弱点部位である後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングとの間の取合部ケーシング耐力を確保するた

めに、何らかの対策を講ずる必要がある。

以上の結果から、本伝熱面配置は火炉側壁／副側壁／後部伝熱壁取合部および水冷壁出口部分構造の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力、火炉水冷壁の安全性、後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングの取合部ケーシングの中間負荷運用耐力弱点部位の耐力の面で問題がある。

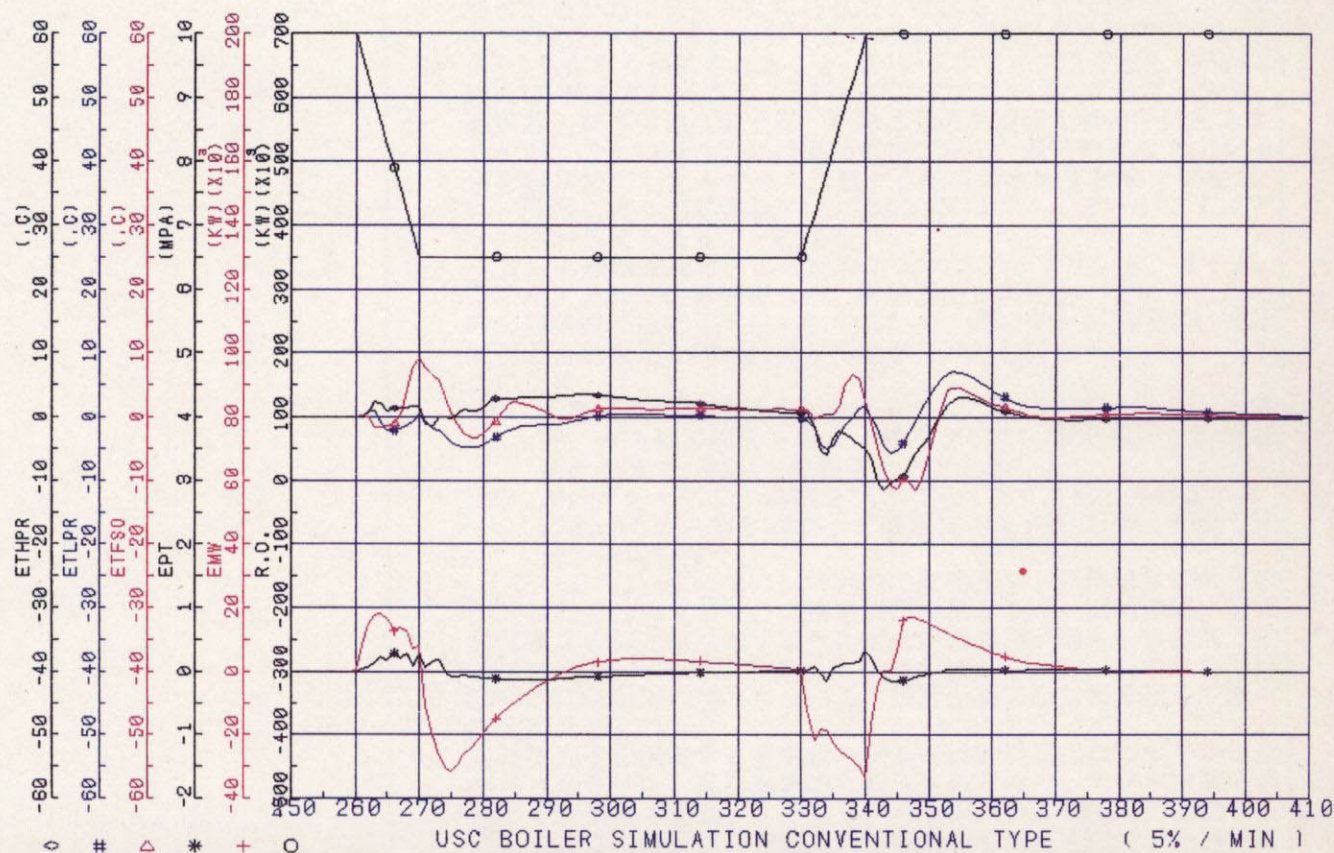


図4-2-3-5 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW⇔350MW, 5%/分)
 —主要特性制御偏差

表4-2-1 煙道蒸発器不設置案の負荷変化シミュレーション(700MW⇄350MW、5%/分)
による検討(その1) ー主蒸気圧力及び蒸気温度制御性

項 目	結 果
(1) 発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量(図4-2-3-1)	<p>(a) 主蒸気圧力には圧力変化による蒸気温度制御への影響を低減させるため遅れを持たせてある。</p> <p>(b) 給水量は主蒸気流量に比し、ボイラ内より放出・蓄積される水量分相当のオーバファイディング・アンダーファイディングが生じている。</p> <p>(c) 燃料量も主蒸気流量に比し、ボイラ内より放出(負荷降下)蓄積(負荷上昇)される保有熱量分相当のアンダファイアリング、オーバファイアリングが生じている。</p>
(2) 主蒸気温度及び関連制御量 (図4-2-3-2)	<p>(a) 負荷変化の際の圧力変化に伴い最も大きな保有熱量変化の生ずる蒸発器より、負荷変化に相応し放出・蓄積される熱量は過熱器入口(蒸発器出口)蒸気温度の上昇、下降という形で過熱器系統に与えられる。このため、負荷変化中は静定時の熱吸収に比し、主蒸気温度を定格に維持するのに必要な熱吸収以上、或いは未滿の熱量が過熱器系統に与えられることになる。これを相殺し、主蒸気温度を一定温度に制御するためには、燃料量は静定時の燃料よりも少なく供給されること(アンダファイアリング)、或いは過大に供給されること(オーバファイアリング)が必要となる。</p> <p>(b) 過熱器入口蒸気温度の上昇、下降は主蒸気温度上昇、下降をもたらすが、これは過渡的には過熱器スプレイ、最終的にはスプレイ量を規定値にもたらしべく作動する燃料給水比率制御で調整され、燃料に対して必要なアンダファイアリング、オーバファイアリングが与えられることになる。</p> <p>(c) 一方、再熱器系統は、この燃料アンダファイアリング、オーバファイアリングの影響を受け、再熱器出口温度を一定にするための必要吸収熱量に過不足を生ずるため、蒸発器と再熱器或いは過熱器と再熱器との間で熱量の移動が行われねばならない。このため、</p> <p>(1) 蒸発器出口蒸気温度を検出して、これが上昇、下降した場合、ガス再循環量を増大、減小させて、蒸発器系と再熱器系との間で、熱量を移動させるとともに、</p> <p>(2) ガスダンパにて、過熱器パスに流れるガス量と再熱器パスに流れるガス量を調整して過熱器系と再熱器系との間で熱量の調整を行う。</p> <p>(d) 上記(c)(1)項に伴い、付随的に蒸発器系と過熱器系の熱移動が行われてしまうので、二次過熱器(吊り下げ一次過熱器)出口蒸気温度の静定値に対する負荷変化中の偏差が増大し負荷降下中には100%負荷における値よりも高くなっている。このため当該過熱器には過熱の恐れがないよう設計上適切な対策を講じて置く必要がある。</p> <p>(e) 主蒸気温度を制御する過熱器スプレイは節炭器出口のボイラ水をバイパスさせて、直接過熱器に投入されるので、火炉水冷壁の通過ボイラ水量の変動をもたらす、蒸発器出口蒸気温度の変動をもたらす。この変動は再循環ガスの変動をもたらすので、結果的にこのメカニズムによって過熱器・再熱器間の負荷変化時の必要な熱量の移動が行われる。</p>
(3) ボイラ水温度及び関連制御量 (図4-2-3-3)	<p>(a) (2)項に述べたメカニズムで負荷変動時、蒸発器より放出・蓄積される熱量は過熱器とは過熱器入口蒸気温度(蒸発器出口蒸気温度)及び、ガス再循環量、再熱器との間ではガス再循環量という手段にて授受が行われている。</p>
(4) 再熱蒸気温度及び関連制御量 (図4-2-3-4)	<p>(a) (2)項に述べたメカニズムにて負荷降下時、負荷上昇時生ずる燃料のアンダファイアリング、燃料のオーバファイアリングの影響を相殺するため、負荷降下時にはガス再循環量、一段再熱器パス、二段再熱器パスの通過ガス量が過渡的に上昇し、負荷上昇時にはこれらが過渡的に減少している。負荷上昇時には更に再熱器スプレイも投入されている。この結果再熱蒸気温度はほぼ定格値に維持されている。</p>
(5) 主要特性制御 (図4-2-3-5)	<p>(a) 主蒸気温度、一段再熱蒸気温度、二段再熱蒸気温度、三者とも偏差は+8℃/－100℃以内に納まっておりUSC化による鋼材熱量増大に伴う熱慣性の増大及び蒸発器温度レベル上昇に伴う負荷変化時保有熱量変化の増大にもかかわらず受け入れ可能な制御性を示している。</p> <p>(b) 主蒸気圧力偏差は±5 bar以下、発電量偏差も+20MW～－30MW以内に収まっており、受け入れ可能な制御性を示している。</p>
結 論	<p>以上の結果から本伝熱面配置は蒸気温度制御、圧力制御の面からは問題がないことが結論される。</p>

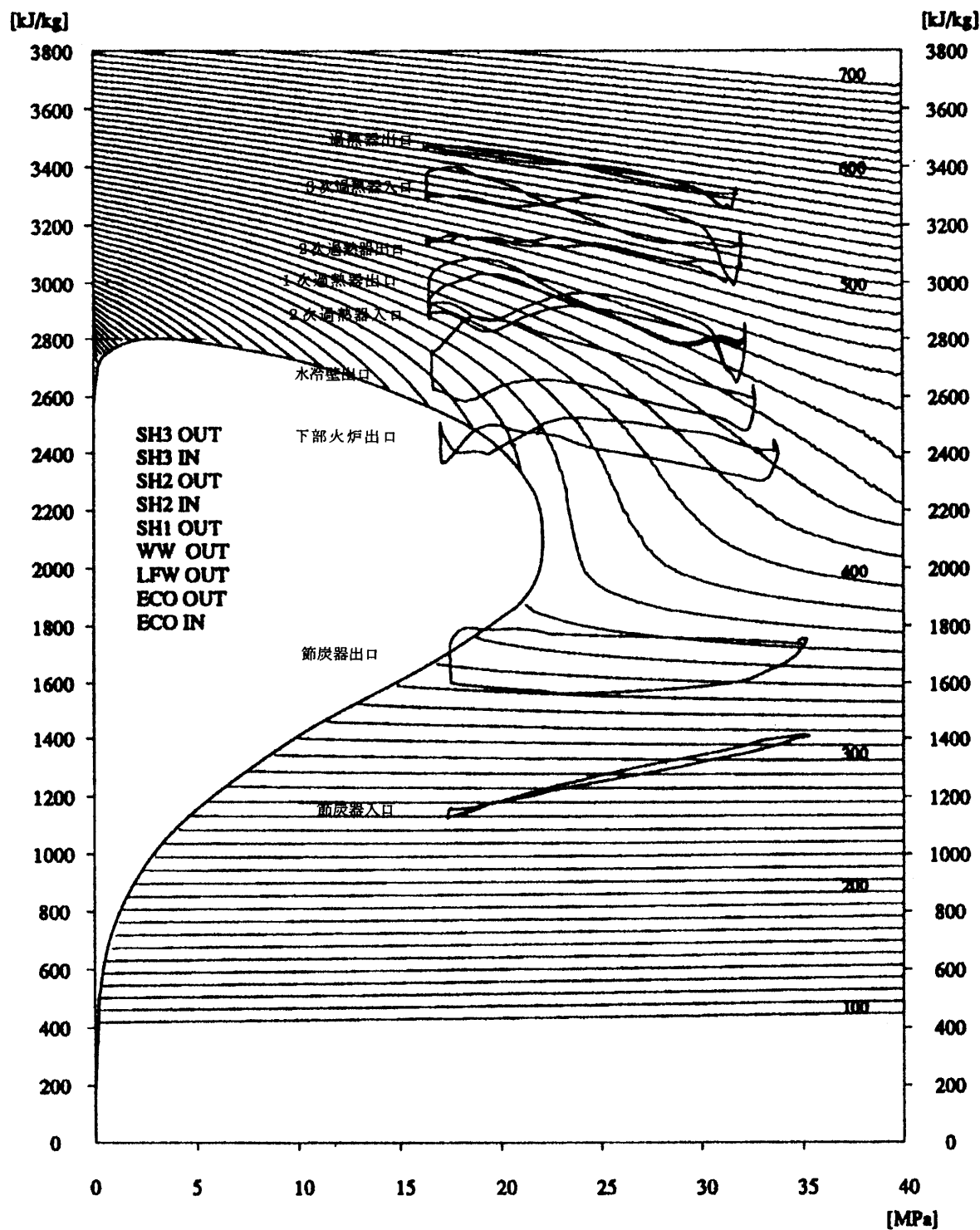


図4-2-3-6 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW \leftrightarrow 350MW, 5%/分)
 一節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図

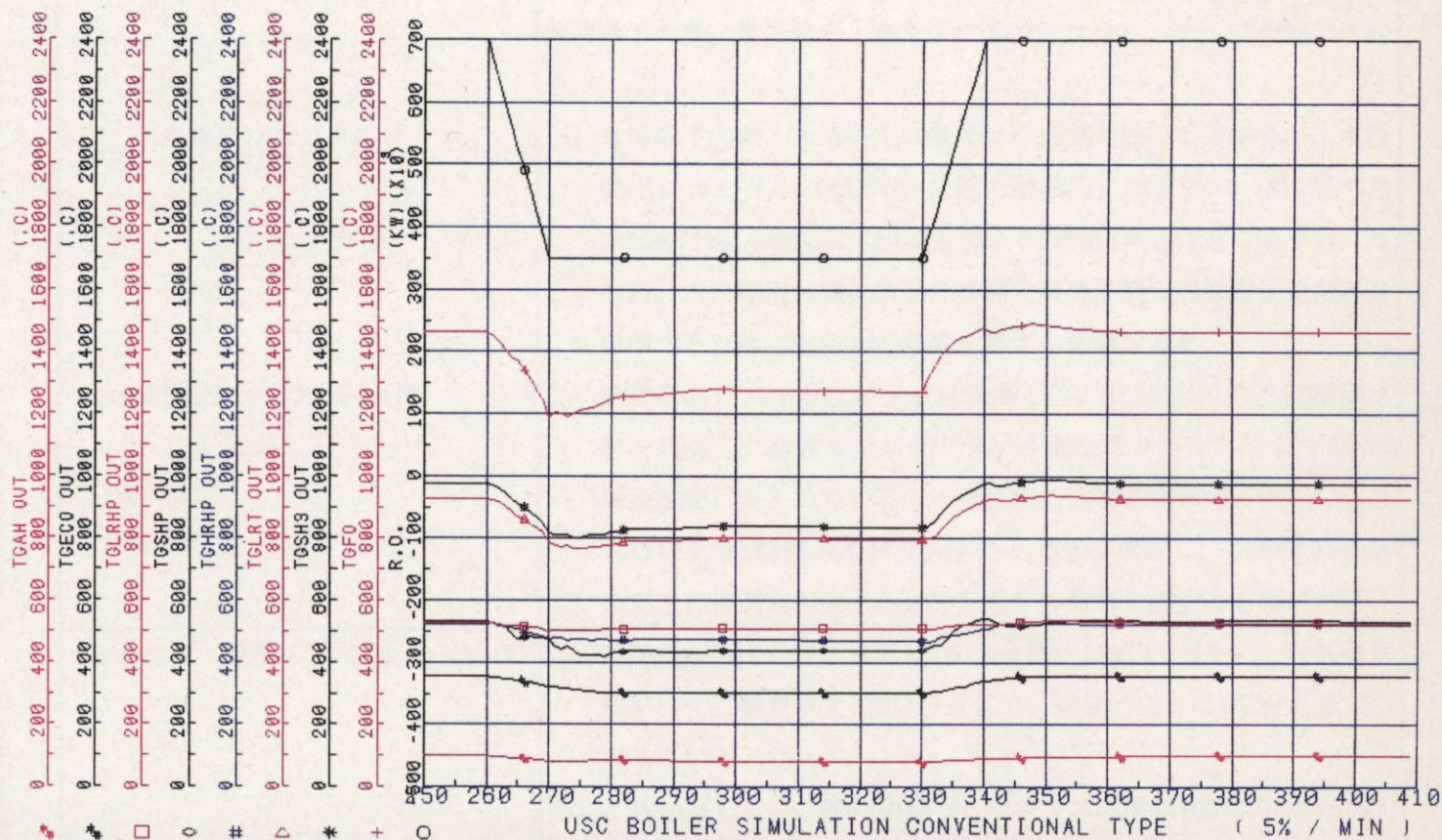


図4-2-3-7 煙道蒸発器不設置・ダンパコントロール方式伝熱面配置案
 負荷変化シミュレーション(700MW⇔350MW, 5%/分)
 ー各部ガス温度

表4-2-2 煙道蒸発器不設置案の負荷変化シミュレーション(700MW⇄350MW、5%/分)

による検討(その2)

一水冷壁出口過熱度エンタルピ、節炭器出口サブクール度及び節炭器入口ガス温度

項 目	結 果
<p>(1) 節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図 (図4-2-3-6)</p> <p>水冷壁出口エンタルピ</p> <p>節炭器出口サブクール度</p>	<p>図4-5-6は節炭器入口、出口、上部火炉出口、水冷壁出口、一次、二次、三次過熱器出入口の点をエンタルピ圧力線図とにプロットしたものである。図2-1-11と同様、急速負荷変化時の作動点は負荷上昇、負荷降下の際一本の線の上を上下するのではなく、ループを描いている。</p> <p>(a) 負荷降下の際、水冷壁出口温度はループを描いて下がるが、水冷壁出口エンタルピは270分付近で過渡的には表2-1-4に述べた2850kJ/kg (680kcal/kg) を超える2890kJ/kg付近に達する。この為、水冷壁出口部分構造の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力を確保するために何らかの方策を講ずる必要がある。</p> <p>(b) 節炭器出口ボイラ水温度は負荷降下時、270分の時点では飽和水線を超え、節炭器出口サブクール度はゼロとなっており気液2相流領域に突入している。これは熱的に最も条件のきびしい火力入口に気液2相流の水が投入されることを意味し、火炉水冷壁管の安全性に間親が生ずるので何らかの対策を講ずる必要がある。</p>
<p>(2) 各部ガス温度 (図4-2-3-7)</p>	<p>(a) 過熱器バス出口ガス温度は100%負荷の520℃付近から、50%負荷においては静定点で420℃付近まで、過渡的には410℃付近まで下がっている。</p> <p>(b) これに反して、二段再熱器バス出口ガス温度は100%負荷の520℃付近から、50%負荷に至っても510℃と10℃程度までしか下がっていない。このため、節炭器入口についてはガスバス間における温度差は許容限度である50℃を大幅に上廻る最大110℃に達している。このためDSS耐力弱点部位である後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングとの間の取合部ケーシング耐力を確保するために、何らかの対策を講ずる必要がある。</p>
<p>結 論</p>	<p>以上の結果から、本伝熱面配置は火炉側壁/副側壁/後部伝熱壁取合部および水冷壁出口部分構造の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力、火炉水冷壁の安全性、後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングの取合部ケーシングの中間負荷運用耐力弱点部位の耐力の面で問題がある。</p>