

超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ
最適伝熱面配置の研究

平成 15 年 1 月

羽田壽夫

目 次

第1章 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの概要	1- 1
1-1 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ開発の経緯	1- 1
1-2 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ開発の課題と対応技術開発	1- 9
1-3 本論文の概要	1-14
第2章 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの問題点とその解決策	
2-1 従来の超臨界圧変圧運転ボイラの方式とその超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラとしての問題点	2- 1
2-2 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ問題点解決策としての著者提案伝熱面配置	2-26
第3章 火力プラント動特性シミュレータ	3- 1
3-1 火力プラント動特性シミュレータ開発の必要性	3- 1
3-2 火力プラント動特性シミュレータの理論	3- 3
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	4- 1
4-1 ボイラ全体構成と制御系	4- 1
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	4-14
4-3 煙道蒸発器設置・従来型ダンパ・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	4-31
4-4 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の負荷変化シミュレーションによる検証	4-44
第5章 実缶負荷変化試験による確認	5- 1
5-1 蒸気温度制御性の検証	5- 1
5-2 節炭器スチーミングならびに中間負荷運用耐力弱点部位安全性確保の検証	5- 9
第6章 結言	6- 1
謝辞	謝辞- 1
参考文献	参考文献- 1
付録	付録- 1
付録- 1 超々臨界圧変圧運転2段再熱ボイラの各種表彰受賞一覧	付録- 2
付録- 2 超々臨界圧変圧運転2段再熱ボイラ著者発明伝熱面配置特許一覧	付録- 3
付録- 3 超々臨界圧変圧運転2段再熱ボイラ著者発表論文一覧	付録- 4

図リスト

- 図1-1-1 国内事業用ボイラにおける技術開発の推移
- 図1-1-2 蒸気条件とタービン熱消費率の改善
- 図1-1-3 主蒸気圧力設定曲線
- 図1-1-4 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ開発の課題と対応技術開発
- 図2-1-1 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA, B主蒸気圧力設定曲線
- 図2-1-2 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA側面図
- 図2-1-3 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA系統図
- 図2-1-4 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA主蒸気及びボイラ水温度－予想値と実績値
- 図2-1-5 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA再熱蒸気温度－予想値と実績値
- 図2-1-6 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける所要負荷変化保有熱量変化
(50%→100%ECR, 5%/分) とECR静定時熱吸収量比較
- 図2-1-7 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける負荷上昇特性
(300MW→600MW, 5%/分)
- 図2-1-8 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける負荷降下特性
(600MW→300MW, 5%/分)
- 図2-1-9 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB側面図
- 図2-1-10 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB系統図
- 図2-1-11 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB－負荷変化時蒸気及び給水エンタルピ圧力線
図 (600MW⇔300MW, 5%/分)
- 図2-1-12 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB－負荷変化に伴う温度等の変化状況
- 図2-2-1 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ水冷式後部伝熱壁案系統図
- 図2-2-2 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ 煙道蒸発器採用による静特性比較
- 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
- 図2-2-4 超々臨界圧ボイラ煙道蒸発器設置ダンパコントロール方式伝熱面配置案
- 図2-2-5 超々臨界圧ボイラ主蒸気温度特性
- 図2-2-6 超々臨界圧ボイラ1段再熱蒸気温度特性
- 図2-2-7 超々臨界圧ボイラ2段再熱蒸気温度特性
- 図3-2-1 火力プラント動特性シミュレータによるシミュレーション結果と実プラント試験結果

- 図4-1-1-1 超々臨界圧ボイラ全体図（側面）
- 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
- 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 超々臨界圧ボイラ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）
－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）－主蒸気温度及び関連制御量
- 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⇔350MW，5%/分）－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）－再熱蒸気温度及び関連制御量
- 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
- 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⇔350MW，5%/分）
－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）－各部ガス温度
- 図4-3-1 煙道蒸発器設置・従来型ダンパコントロール方式伝熱面配置案
- 図4-3-2-1 煙道蒸発器設置・従来型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）
－発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量
- 図4-3-2-2 煙道蒸発器設置・従来型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）－主蒸気温度及び関連制御量
- 図4-3-2-3 煙道蒸発器設置・従来型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）－ボイラ水温度及び関連制御量
- 図4-3-2-4 煙道蒸発器設置・従来型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）－再熱蒸気温度及び関連制御量
- 図4-3-2-5 煙道蒸発器設置・従来型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
- 図4-3-2-6 煙道蒸発器設置・従来型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）

－節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図

- 図4-3-2-7 煙道蒸発器設置・従来型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）－各部ガス温度
- 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
- 図4-4-2-1 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）
－発電量、主蒸気圧力、主蒸気・給水量及び燃料量
- 図4-4-2-2 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）－主蒸気温度及び関連制御量
- 図4-4-2-3 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）－ボイラ水温度及び関連制御量
- 図4-4-2-4 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）－再熱蒸気温度及び関連制御量
- 図4-4-2-5 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）－主要特性制御偏差
- 図4-4-2-6 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）
－節炭器、蒸発器、過熱器各部エンタルピ圧力線図
- 図4-4-2-7 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負荷変化シミュレーション（700MW⇔350MW，5%/分）－各部ガス温度
- 図5-1-1 中部電力川越1号ボイラ負荷変化試験結果（700MW⇔350MW，7%/分）
－主要制御特性
- 図5-1-2 中部電力川越1号ボイラ負荷変化試験結果（700MW⇔350MW，7%/分）
－スプリットパスガス分配ダンパ開度変化特性
- 図5-1-3 中部電力川越1号ボイラ負荷変化試験結果（700MW⇔350MW，7%/分）
－主蒸気及びボイラ水温度特性
- 図5-2-1 中部電力川越1号ボイラ負荷変化試験結果（700MW⇔350MW，7%/分）
－節炭器出口、水冷壁出口、煙道蒸発器出口エンタルピ圧力線図
- 図6-1-1 中国電力三隅発電所1号1000MW超臨界圧変圧運転ボイラ（三菱重工業（株）
製）参考文献31
- 図6-1-2 四国電力橘湾発電所700MW超臨界圧変圧運転ボイラ（石川島播磨重工業（株）
製）参考文献32
- 図6-1-3 電源開発橘湾火力発電所1号1050MW超臨界圧変圧運転ボイラ（バブコック
日立（株）製）参考文献33

（計60図）

表リスト

表1-1-1	超々臨界圧発電プラント実績
表1-1-2	超々臨界圧変圧運転ボイラ主要仕様
表1-1-3	プラント主要中間負荷運用仕様
表2-1-1	600MW超臨界圧変圧運転ボイラA-負荷変化時保有熱量変化(300MW⇔600MW, 5%/分)の燃料量、ガス再循環量に対する影響解析
表2-1-2	600MW超臨界圧変圧運転ボイラA-負荷変化特性実績取纏め(300MW⇔600MW, 5%/分(図2-1-7, 2-1-8))
表2-1-3	600MW超臨界圧変圧運転ボイラB-負荷変化時蒸気及びボイラ水の温度/圧力特性運転実績(600MW⇔300MW、5%/分)
表2-1-4	中間負荷運用耐力弱点部位-火炉側壁/後部伝熱壁取合部
表2-1-5	中間負荷運用耐力弱点部位-火炉水冷壁出口部
表2-1-6	中間負荷運用耐力弱点部位-後部伝熱壁/節炭器スチールケーシング取合部
表2-2-1	水冷式後部伝熱壁の採用-従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策
表2-2-2	煙道蒸発器の採用-従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策
表2-2-3	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 一従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策
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
表4-1-2	制御系概要(その2)-蒸気温度制御系
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)-主蒸気圧力及び蒸気温度制御性
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)

表4-3-1	煙道蒸発器設置・従来型ダンパコントロール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
表4-3-2	煙道蒸発器設置・従来型ダンパコントロール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) ー水冷壁出口エンタルピ、節炭器出口サブクール度及び節炭器入口ガス温度
表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
表4-4-2	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) ー水冷壁出口エンタルピ、節炭器出口サブクール度及び節炭器入口ガス温度
表5-1-1	中部電力川越1号ボイラ負荷追従性
表5-1-2	中部電力川越1号ボイラ実缶負荷変化試験 (700MW⇔350MW, 7%/分) による著 者提案超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置の検証 ー主蒸気圧力及び蒸気温度制御性
表5-2-1	中部電力川越1号ボイラ実缶負荷変化試験 (700MW⇔350MW, 7%/分) による著 者提案超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置の検証 ー水冷壁出口エンタルピ及び節炭器出口サブクール度
表5-2-2	中間負荷運用弱点部位耐力検証ー火炉側壁／副側壁／後部伝熱壁側壁取合部
表5-2-3	中間負荷運用弱点部位耐力検証ー火炉出口管寄管台
表5-2-4	中間負荷運用弱点部位耐力検証ー後部伝熱壁波形ケーシング
表5-2-5	中間負荷運用弱点部位耐力検証結果まとめ
表6-1-1	わが国における最近の大型石炭火力プラント (700MW以上) 参考文献30

(計28表)

第1章 超々臨界圧変圧運転ボイラ開発の概要

1-1 超々臨界圧変圧運転ボイラ開発経緯

我が国の大容量火力発電プラントの蒸気条件については、昭和42年（1967）に246kgf/cm²gの超臨界圧プラントが運転を開始して以来、平成元年（1989）に至るまでの21年間、同一条件が採用されてきた。（図1-1-1参照）

しかし、昭和48年（1973）、昭和53年（1978）に起きた2度のオイルショックを契機として、昭和55年（1980）以降にはプラントの省エネルギーの見直し検討が進められるとともに、プラント効率向上を目的とし、更に高温高圧化した、いわゆる超々臨界圧変圧運転二段再熱プラントの開発に対する要求も高まりつつあった。著者らは、このような情勢を踏まえ、昭和55年（1980）に従来の超臨界圧火力発電プラントの発電効率39%より相対値にて5%に達する大巾な向上を狙った、蒸気条件316kgf/cm²g、566/566/566℃のプラントの開発に着手した。この際、それまでの超臨界圧プラントの蒸気圧力が246kgf/cm²（3, 500psig）であったのに対し、ここで着目された蒸気圧力は316kgf/cm²（4, 500psig）であったため、従来の超臨界圧蒸気条件を更に超えるという意味から、この圧力範囲の蒸気条件を、便宜上、超々臨界圧（和製英語でUltra-Super-Critical, USC）と呼ぶこととしたが、この呼び方はその後この取り組みが、知れ渡るにつれ、国内外で定着するに至っている。図1-1-2に従来の超臨界圧プラントと比較した、各種蒸気条件によるタービン熱消費率の改善を示す。

我々の行った開発は中部電力（株）の支持を受け、平成元年（1989）6月30日、及び平成2年（1990）6月22日、中部電力（株）川越火力発電所1・2号ボイラの営業運転開始をもってその開発実用化が完了することとなった。これは商用発電プラントとして建設された蒸気圧力が246kgf/cm²（3, 500psig）を越える、超々臨界圧プラント（USCプラント）としては、1957年運開のOhio Power Co. Philo 6号、1959年運開のPhiladelphia Electric Co.のEddystone 1号に次ぐ、世界第3、第4番目のプラントであり（表1-1-1参照）、先行プラントEddystone 1号以来、実に30年ぶりの快挙であった。又、超々臨界圧変圧運転プラントとしては世界初、及び世界第2番目の画期的達成となった。

表1-1-2にその主要仕様を、図1-1-3に主蒸気圧力設定曲線を示す。このプラントは高蒸気条件の超々臨界圧変圧運転であるにも関わらず、ベースロードプラントではなく急速且つ頻繁な負荷変化／起動停止運用の要求される厳しい中間負荷運用*プラントである。表1-1-2にその中間負荷運用プラントとしての主要仕様を示す。（*一般に、一定負荷で連続運転しているベース負荷運用と、通常の状態では停止しており、電力需要がピークに達する場合のみ、急速に起動し運用し、必要がなくなれば急速に停止するピーク負荷運用に対し、激しい負荷変化に応じて、急速かつ、頻繁に負荷変化を行なう運用をこう呼んでいる。）この世界で初めての超々臨界圧変圧運転ボイラの開発実用化にあたっては、USCボイラの各種課題に対応する技術開発を実施し、本ボイラ実運用においてその有効性を確認した。その概要は1-2節にて述べる。

営業運転開始 昭和年度		30	35	40	45	50	55	60	65
タ ー ビ ン 入 口 蒸 気 条 件	60 kgf/cm ² g (850 psig)	<div>480°C</div>							
	88 kgf/cm ² g (1,250 psig)	<div>510°C</div>							
	102 kgf/cm ² g (1,450 psig)	<div>538/538°C</div>							
	127 kgf/cm ² g (1,800 psig)	<div>538/538°C</div>							
	169 kgf/cm ² g (2,400 psig)	<div>538/538°C</div>							
		<div>566/538°C</div>							
	246 kgf/cm ² g (3,500 psig)	<div>538/522/566°C</div>							
	316 kgf/cm ² g (4,500 psig)	<div>566/566/566°C</div>							

図 1-1-1 国内事業用ボイラにおける技術開発の推移

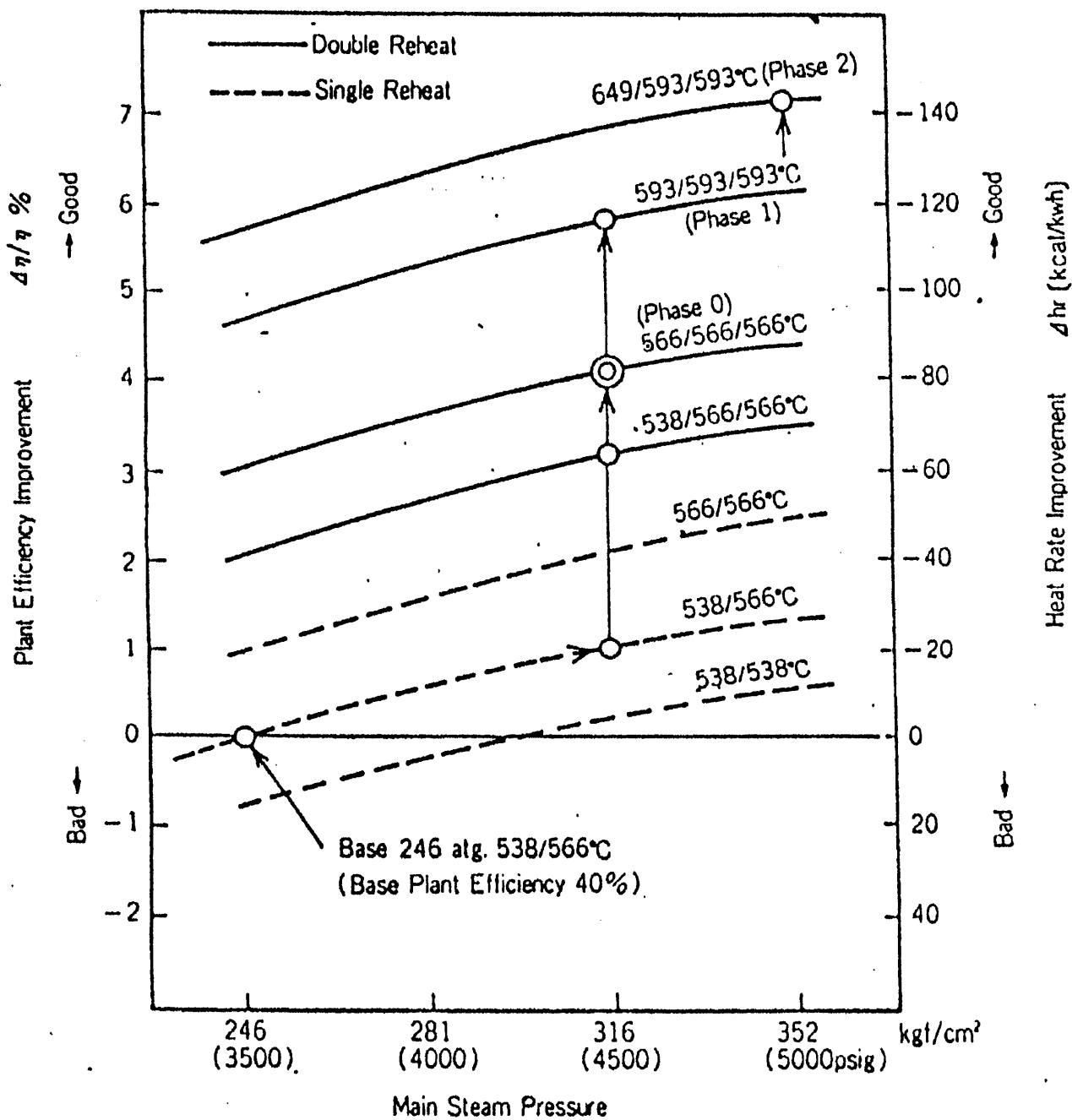


図1-1-2 蒸気条件とタービン熱消費率の改善

プラント名	会 社 名	出力 (MW)	蒸気条件 (MPa × °C/°C/°C)	運開年
Philo 6号	Ohio Power Co.	125	31 × 621/566/538	1957
Eddystone 1号	Philadelphia Electric Co.	325	34.5 × 649/566/566	1959
川越火力発電所 1 号	中部電力株式会社	700	31 × 566/566/566	1989
川越火力発電所 2 号	中部電力株式会社	700	31 × 566/566/566	1990

表1-1-1 超々臨界圧発電プラント実績

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 *	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 *	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1-1-2 超々臨界圧ボイラ主要仕様

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1-1-3 プラント主要中間負荷運用仕様

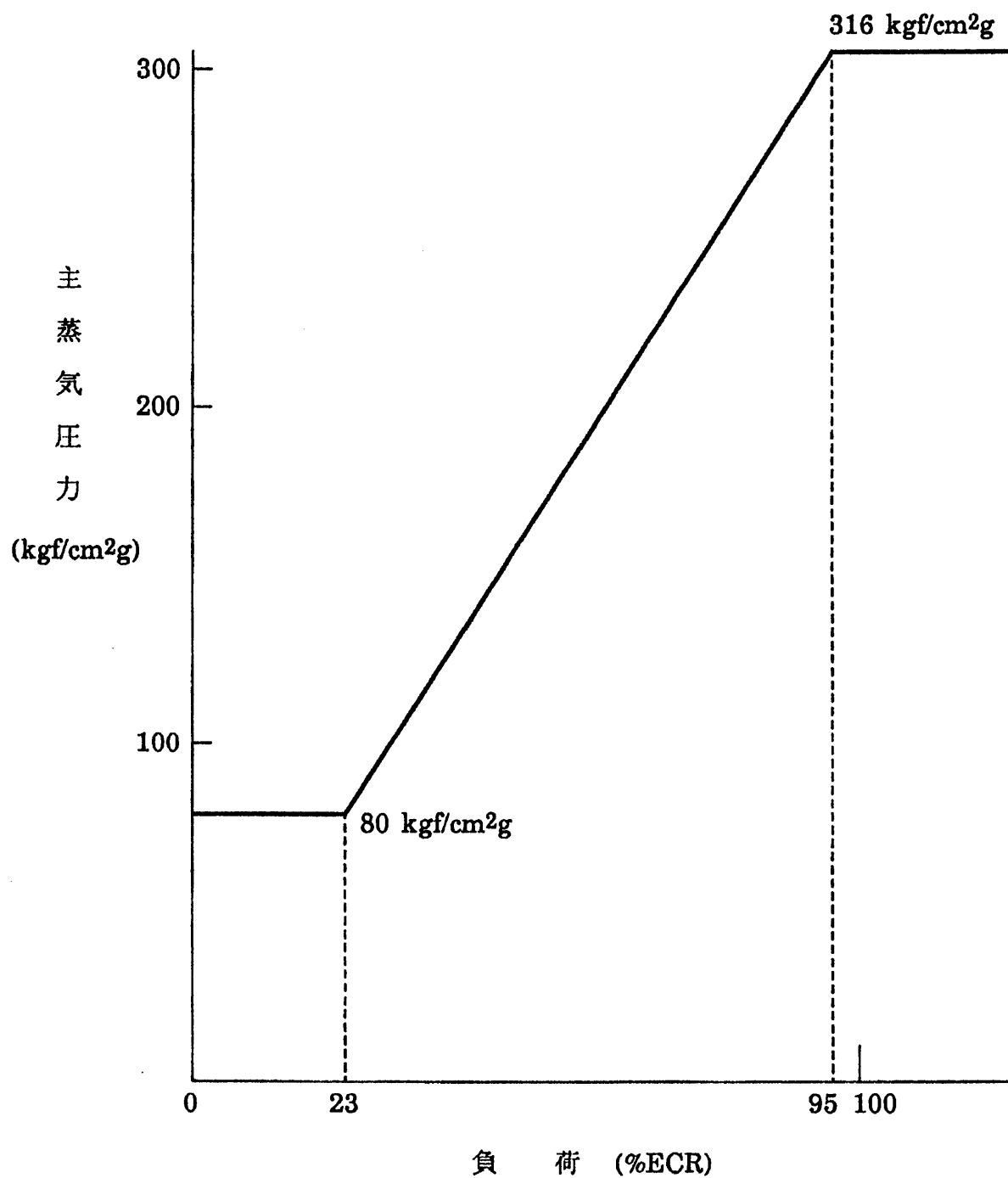


圖1-1-3 主蒸汽压力設定曲線

超々臨界圧プラントの採用による経済性についてはプラント効率向上量約5%は、700MW級LNG火力発電設備での年間燃料費用の節約として換算すると、14～23億円（利用率70%仮定）と見込まれる著しい省エネ効果が達成される。当時一般的であった年経費率15%の値を採用するとすると、これは初期投資額で93～155億円に相当することになり、超々臨界圧プラントを採用することによる価格上昇分を、十分補うことが出来ることになる。

表1-1-1に示すように超々臨界圧変圧運転プラントとして商用化されたのは、世界で4機のみ、さらに、変圧運転を許容する、超々臨界圧変圧運転プラントを適用した火力プラントとしては、現在ではここに述べた中部電力（株）川越火力発電所の2プラント（1号プラント；'89/6運開 2号プラント；'90/6運開）のみであるが、この製品の開発によって得られた技術、すなわち、動特性シミュレーション技術、スプリットガスパス・ガス分配ダンパ及び同駆動軸受技術、予測制御補完ボイラ制御技術、高耐力ボイラ耐圧部構造技術、ボイラ耐圧部寿命評価システム技術、ライフル管使用垂直管型火炉技術、煙道蒸発器に関する技術、9Cr鋼に関する技術、SA213TP347H細粒鋼管に関する技術及び大容量ツウファイアボール型式タンゼシヤル燃焼超臨界圧変圧運転ボイラ火炉については、その後の超臨界圧変圧運転プラントに適用されており、火力プラントの信頼性向上、経済性向上、省エネルギーの徹底、大容量化要求に対し貢献している。

本超々臨界圧変圧運転プラントの開発は戦後の荒廃にあつて米国に比べ10年は遅れているとされ、欧米よりの技術導入により再出発した我国電力事業用火力発電技術がついに欧米の技術水準を追い抜いた技術開発であり、内外よりも本プラント向けに開発された蒸気タービン技術と共に各種表彰を受賞している。（付録-1 参照）

1-2 超々臨界圧変圧運転ボイラ開発の課題と対応技術開発

超々臨界圧変圧運転ボイラ開発の課題とその対応のための技術開発を図1-1-4に示す。本ボイラにおいては超々臨界圧蒸気条件を採用しているが、従来の超臨界圧変圧運転ボイラと同等あるいは、それ以上の中間負荷運用を要求されており（表1-1-3参照）、制御性の面及びボイラ耐圧部/非耐圧部構造壁の耐力確保の面でこれに十分対応できる設計としている。以下において本ボイラ開発のために実施した主要技術開発について概要を述べる。

1) 良好な蒸気温度制御性と全溶接火炉壁／副側壁／後部伝熱壁等耐圧部／非耐圧部構造壁の中間負荷連用耐力の両立（課題1）

超々臨界圧化による設計圧力の上昇による鋼材重量の増大による熱慣性の増大と、蒸発器付近のエンタルピレベルでは同一エンタルピ水準であっても運転圧力の上昇により蒸気温度が上昇することによる、負荷変化に伴う蒸発器の温度変化中の増大のため、負荷変化中の各部の温度応答遅れは超々臨界圧化により増大し、このために生ずるボイラ構造壁内温度差は増大することとなる。この増大を抑制することによる、ボイラ構造壁内の耐力弱点部位における中間負荷運用耐力の確保と、USC化と二段再熟化で条件が厳しくなった蒸気温度制御性を両立させることが、極めて重要である。このために、この両立を可能とするための三菱アドバンストダンパコントロール方式の開発（技術開発1）、与えられた中間負荷運用仕様に対し、ボイラが十分な制御性を有することを確認するための火力プラント動特性シミュレータの開発（技術開発2）、その制御機器の要めとなる十分な信頼性を有するダンパ及びダンパ駆動用軸受の開発（技術開発3）、厳しい中間負荷運用仕様に対しても確実な制御性を持たせための予測制御方式補完による制御方式の開発（技術開発4）、負荷変化時生ずる温度偏差に対しても十分な耐力を有する全溶接構造火炉壁／水平煙道壁／後部煙道壁等ボイラ耐圧部ならびにそれに接続する非耐圧部スチール・ケーシング構造壁の耐力弱点部位に適用すべき高耐力ボイラ耐圧部／非耐圧部構造の開発（技術開発5）、その構造が十分な耐力を有することを確認するための、ボイラ耐圧部／非耐圧部寿命評価技術の開発（技術開発6）を実施した。

上記の制御性と中間負荷運用耐力の両立のため、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量制御の併用及び各パスの過熱器、再熱器バンクの下流に煙道蒸発器バンクを設置した伝熱面配置を採用していることを特徴とする三菱・アドバンストダンパコントロール方式を開発したが、この結果、静定時の再熱器スプレイを不要とし、プラント効率を改善させることが可能となった。広範囲の負荷帯に亘って、プラント効率劣化の原因となる再熱器スプレイなしに、1段、2段再熱蒸気温度とも定格温度で維持が可能であることが実証された超臨界圧2段再熱ボイラは本ボイラが世界で初めてである。又、この方式の伝熱面配置では、負荷変化中に過渡的に生ずる水冷壁内における温度差、負荷変化に伴う各スプリットガスパス間の温度偏差などを極少に抑えることができ、ボイラ耐圧部／非耐圧部鋼造材の中間負荷運用耐力を著しく

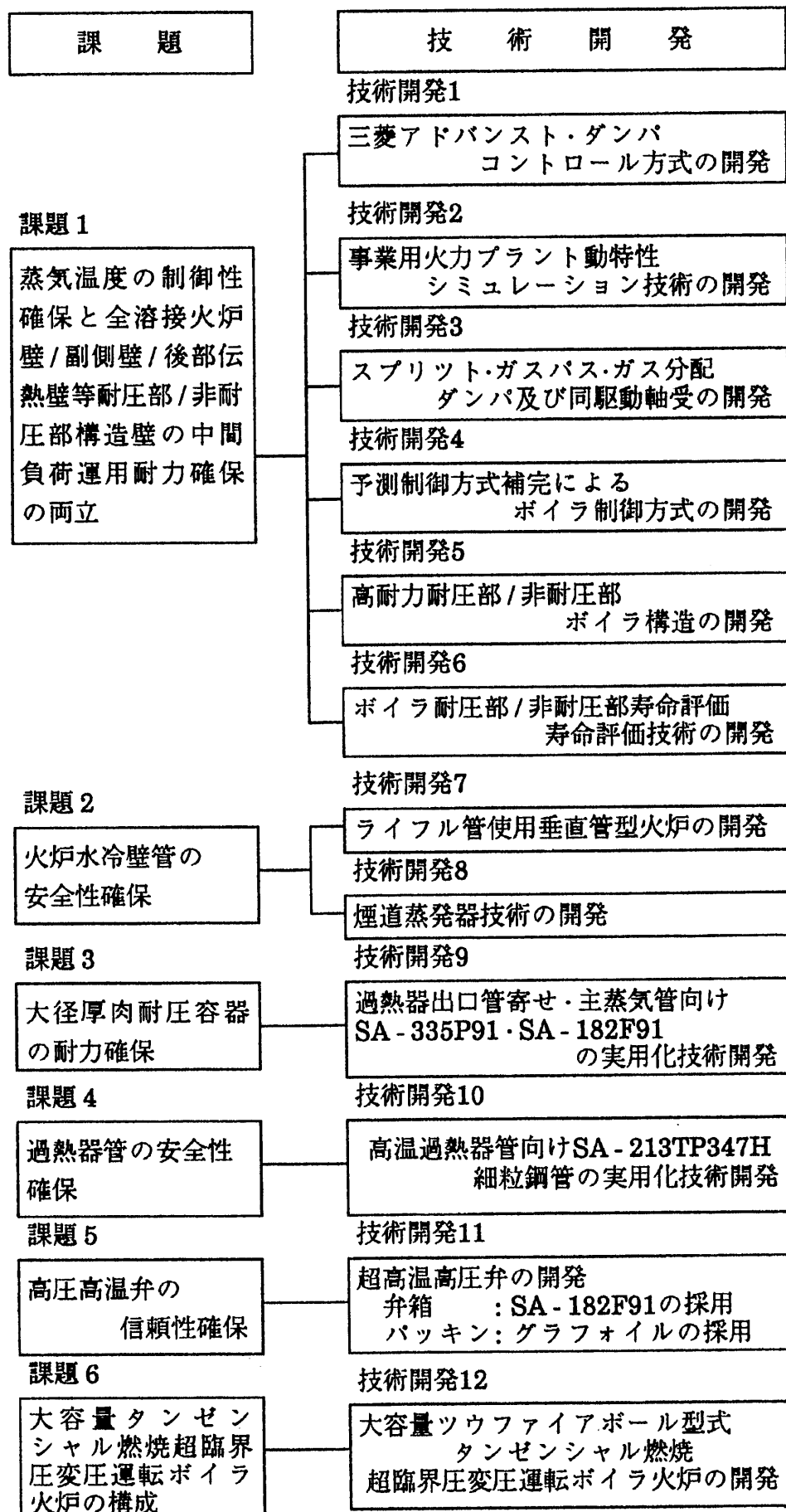


図1-1-4 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ開発の課題と対応技術開発

向上させている（技術開発1）。本方式の伝熱面配置は日本参考文献9、米国参考文献10、ドイツ参考文献11、フランス参考文献12、スイス参考文献13、中国参考文献14に基本特許が成立済みである（付録－2参照）。制御性を更に向上させるため三菱重工において開発した予測制御装置も適用している（技術開発4）。

上記の方式が、厳しい中間負荷運用仕様に対して蒸気温度制御偏差が規定値以内におさまり、かつ、ボイラ構造各部の中間負荷運用耐力が確保されることを確認するため、昭和49年より開発を開始し、精度向上をはかって来た火力プラント動特性シミュレータ（技術開発2）を採用している。ダンパコントロール方式ボイラにおいては、ダンパ及びダンパ駆動用軸受の信頼性が極めて重要である。負荷変化時における温度追従性を良くするため駆動機構を全て煙道内に設置する構造としているが、蒸気温度変化による急速作動を確実にするため、ダンパ用軸受材の選定を実機相当の条件で実施し、ダンパ自体の締切抵抗特性、ダンパを煙道内に組み込んだ熱振動試験、熱変形特性、高温耐久性試験などについては、実機サイズダンパを製作して確認を行い開発に万全を期した。（技術開発3）

上記伝熱面配置による、USC化による構造壁の中間負荷運用耐力の低下抑制に加えて、負荷変化に対し高い耐力を有する高耐力ボイラ耐圧部／非耐圧部構造を開発（技術開発5）し、これらを昭和47年以来開発を継続して来たボイラ構造寿命解析システム（技術開発6）により評価し、中間負荷耐力が十分であることを確認のうえ採用した。また、ボイラ試運転時には中間負荷耐力弱点部位に熱電対を設置し、ボイラに与えられた寿命期間中の全寿命消費を算出しこれらが十分低いことを確認した。

2) 高温・高圧化のため運用条件が厳しくなった火炉水冷壁管の安全性確保（課題2）

高温高圧化のために運用条件が厳しくなった火炉水冷壁の安全性確保のため、火炉壁管には低負荷で亜臨界圧2相流の低重量速度領域でも秀れた伝熱特性を有することを実験的に確認するとともに、材料諸特性等を検証したライフル管を採用している。これは著者らが世界にさきがけて開発した技術であり、各種国際学会に発表し、国際的な注目を浴びている（付録－3参照）。また、伝熱特性の秀れたライフル管の採用により火炉構造はより信頼性の高い垂直管構造を採用することが出来た（技術開発7）。この構造については、フランス、スイスにて基本特許が成立している（付録－2参照）。

さらに、後部煙道に煙道蒸発器を設置し、火炉水冷壁管内流体温度を低減させることにより、火炉水冷壁の信頼性向上を図っている。米国参考文献6、フランス参考文献7、スイス参考文献8にて基本特許が成立している（付録－2参照）。煙道蒸発器においては気液2相流を扱わねばならないため気液2相流を扱う分配管寄せシステムの開発を行った（技術開発8）。

高温・高圧化により条件が厳しくなった、過熱器出口管寄せならびに主蒸気管には高温強度の秀れた改良型9Cr鋼（ASME SA-335P91・SA-182F91）を大径厚肉管向けに新たに開発実用化（技術開発9）したものを採用した。この開発は世界で初めての達成であり、各種国際会議に発表し、世界的な注目を浴びている。

4) 過熱器管の安全性確保（課題4）

高温・高圧化のために条件が厳しくなった、過熱器ならびに再熱器管の高温部には、高温強度・耐水蒸気酸化性ともに秀れた性質を有するASME SA-213TP347H細粒鋼管の実用化技術を開発（技術開発10）し、これを採用するとともに、伝熱面配置を適正化して管メタル温度を極力下げることにも努め、管を薄肉化し圧力損失、重量の低減をはかった。

5) 高温・高圧の使用条件に耐える超高温高圧弁の開発（課題5）

超高温高圧弁は熱応力の軽減による耐久性の向上、シール性・耐熱性の確保等に十分配慮し、開発実用化した。弁本体には高温強度の秀れたASME SA-182F91を用い、弁の薄肉化・小型化・肉厚の均一化、鍛造材の使用などにより信頼性および耐久性の向上をはかっている。また、秀れた耐熱性ならびに柔軟性を持ち、自己潤滑性を有するグラフォイルパッキンの有用性を検証し採用した（技術開発11）。

6) 大容量ツウファイアボール型式タンゼンシヤル燃焼超臨界変圧運転ボイラ火炉の開発（課題6）

超臨界圧変圧運転ボイラの場合も同様である

が、超々臨界圧変圧運転ボイラ容量が増加すると、これに伴ってこの型式のボイラではその容量に見合った隔壁のない大容量ボイラ火炉が必要となる。ボイラ火炉内の流動燃焼伝熱等の関連からバーナ1本あたりの入熱には制限があるため、バーナ本数の増大を可能とするNO_x排出量の少ないツウファイアボール型式タンゼンシヤル燃焼超臨界圧変圧ボイラ火炉の開発が必要であった。本ボイラは世界で初めて大容量ツウファイアボール型式タンゼンシヤル燃焼火炉を採用した超臨界圧変圧運転ボイラである。この開発にあたっては三菱重工業（株）にて開発した3次元流動・燃焼・伝熱シミュレーションプログラムを用いて火炉内の流動・燃焼・伝熱の最適化を実施した。この結果火炉4壁面における熱吸収量を均等化することが出来、各負荷における実測の熱吸収分布も計画値通りの結果を得た（技術開発12）。

7) プラント効率の向上

7) プラント効率の向上

蒸気条件の高温高压化によりプラント効率は従来火力に比べ相対値で約4%向上する(図1-1-2参照)。蒸気条件改善による熱効率向上に加えて、給水ポンプ動力の低減による効率向上をはかるため新たに煙道蒸発器、後部伝熱壁のバイパス方式を開発し採用した^{参考文献19}。また、再熱器系統については一段・二段とも圧力損失が8%以下となるよう計画した。補機動力については、アドバンストダンパコントロール方式の採用による再循環ガス量の低減、再循環ガス通風機に流体継手による回転数制御方式の採用ならびに高効率翼形状を使用した押込通風機の採用などにより低減をはかり、本プラントの所内率を約3%としている。

8) 中間負荷運用対応

本ボイラでは動特性向上のための耐圧部重量の軽減とアドバンストダンパコントロール方式の採用によるボイラ耐圧部／非耐圧部構造の中間負荷耐力の確保と制御性の向上の両立、中間負荷運用に対応した起動時間の短縮、夜間の低負荷運用を考慮した最低運用負荷の切下げなど、最新鋭中間負荷運用火力として具備すべきあらゆる運用方式に満足する設計となっており、負荷変化率7%/分・8時間停止後起動時間132分等の運用に対応できるよう計画し、試運転時に確認した。これはこの超々臨界圧変圧プラントで初めてであることはもとより、従来の通常の超臨界圧変圧プラントにおいても最高級の好成績である。この中間負荷運用は、先行の1959年運開のPhiladelphia Electric Co.のEddystone 1号においてはなしえなかった達成であり、本プラントが近代的な超々臨界圧プラントである所以である。

1-3 本論文の概要

前節において超々臨界圧ボイラ開発の課題と主要技術開発事項につき述べたが、本論文においてはこれら各種の技術開発のうち、「技術開発1」として述べた三菱アドバンストダンパコントロール方式の開発に関し、その根幹となる最適伝熱面配置の研究について、その手段として開発した「技術開発2」火力プラント動特性シミュレータの開発と併せ論ずるものである。

超々臨界圧変圧ボイラは、高温高压のため蒸気量あたりのボイラ耐圧部重量が重くなり、かつ、高压化による100%負荷における蒸発器の温度の上昇により、負荷変化に伴う蒸発器の保有熱量変化巾が増大するため、特別の配慮を払わぬと急速負荷変化、急速起動が困難である。これらを可能とするため、電算機による火力プラント動特性シミュレーション技術を開発しそれを活用して、動特性本位の制御性と中間負荷運用耐力を両立させる伝熱面配置を開発し、その考え方に基づいて本体、補機計画を行うとともに最新の制御技術を駆使した。この結果、試運転時、従来の超臨界圧プラントでも一般的には実現していない7%/分という最高レベルの負荷変化率を実証した。

また、このような急速な負荷変化を行う際の各部ボイラ耐圧部/非耐圧部の寿命、特に全溶接構造で構成しているボイラ火炉・副側壁・後部伝熱壁などの耐圧部及びそれに接続している非耐圧部スチールケーシング構造壁について、代表的な3部位を選定し、これらについては、通常であれば運転中におけるクラック発生などの耐圧部損傷やガス漏洩などの非耐圧部損傷が懸念される所であるが、前記した各種の配慮により試運転中の寿命消費計測でも全く問題のないレベルであることを実証したものである。

第2章においては超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの2つの問題点、即ち、蒸気温度制御性の問題と、中間負荷運用耐力弱点部位の耐力の問題について述べ、これらの問題点に対する著者提案の解決策について述べるものである。

2-1節においては、1983年(2-1-1節)及び1984年(2-1-2節)に運開した2つの超臨界圧変圧運転ボイラにおいて経験した100%負荷より50%負荷までの負荷変化率5%/分における変化特性解析結果について概観し、超臨界圧変圧運転ボイラにおいては負荷変化に伴ない蒸発器の圧力が変化するため、蒸発器の保有熱量が変化し、これが主たる原因となり、負荷変化中に静定条件とは異なった過渡応答特性を示すことを述べる。すなわち、① 負荷変化に伴うボイラ保有水量変化に伴う給水量のオーバーフイーディング、アンダーフイーディングが必要であること、② 負荷変化に伴うボイラ保有熱量変化に対応するため燃料流量のオーバーファイアリング、アンダーファイアリングが必要であること、③ 負荷変化時の蒸発器系と、過熱器系、再熱器系の保有熱量変化量の差が生ずるため、蒸発器系と過熱器系、再熱器系の間の熱吸収量移動の手段としてのガス再循環量の、負荷変化時のみのアンダーフイーディング及びオーバーフイーディングが必要であり、且つ、蒸発器系と過熱器系の熱移動の手段としての水冷壁出口、過熱器入口の静特性値よりの偏差増大

が生ぜざるを得ぬこと、そして④ それによって付随的に引き起こされる蒸発器系より節炭器系への熱移動により節炭器出口給水温度の静特性値よりの偏差増大が生じていることを述べる(2-1-1節)。更に、そのうち、特に負荷変化中の水冷壁出口温度レベルの静特性値よりの偏差増大は全溶接構造を採用している火炉壁／副側壁／後部伝熱壁等耐圧部／非耐圧部ボイラ構造壁における下記の間荷耐力弱点部位の疲労寿命消費に影響を与えるものであることを述べる。(2-1-2節)

- 1) 火炉壁／後部伝熱壁接合部
- 2) 火炉周壁出口部

超々臨界圧化すれば、高温高压化に伴ないボイラ耐圧部鋼材重量は、更に増大しボイラ蒸発器の温度上昇のための、負荷変化に伴うボイラ保有熱量差は更に拡大するため、上記の負荷変化時過渡的な静特性値よりの偏差は更に増大し、上記のボイラ構造壁弱点部位の耐力は更に減少する懸念があるため、これを解決するための制御・運転方法の配慮に加えて、伝熱面配置の開発が必要となる。

更に二段再熱ボイラのように再熱蒸気温度制御にダンパコントロール方式を採用せざるを得ぬ場合には従来法では過熱器パス出口と、一段、二段再熱器パス出口ガス温度に大きな差が生じ下記部位の疲労寿命消費に影響を与える可能性があることを述べる。

- 3) 後部伝熱壁／節炭器スチールケーシング接合部

2-2節においては、2-1節において述べた急速且つ頻繁な負荷変化を要求されている超臨界圧変圧運転ボイラにおいて経験した問題点を踏まえ、著者の超々臨界圧変圧運転ボイラ伝熱面配置に関する下記の提案について、従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策について述べる。

- 1) 水冷壁後部伝熱壁の採用

- 一 火炉壁と後部伝熱壁の負荷変化時発生温度差の低減による、火炉壁／後部伝熱壁接合部の間荷耐力向上

- 2) 煙道蒸発器の採用

- 一 ① 水冷壁管メタル温度の低減
- ② 負荷変化時水冷壁出口蒸気過熱度の低減による火炉壁／後部伝熱壁接合部及び火炉周壁出口部等のボイラ構造壁弱点部位の間荷耐力向上
- ③ 負荷変化時節炭器出口サブクーリング確保による水冷壁安全性確保

- 3) 煙道蒸発器を並列に3分割し、これらを夫々、後部煙道、スプリットガスパス内の横置き過熱器、一段横置き再熱器、二段再熱器の下流側に設置する、著者提案の“三菱アドバンストダンパコントロール方式”伝熱面配置の採用

- ー ① 負荷変化時の3ガスパス間のガス温度差の低減と抑制による後部伝熱壁／節炭器スチールケーシング接合部中間負荷耐力の向上
- ② 煙道蒸発器出口蒸気温度偏差拡大抑制による蒸気温度制御性の向上

第3章においては、先ず3-1節において本検証を行うために開発した火力プラント動特性シミュレータにつき、その開発の必要性について述べ、次に3-2節においてその基礎式について述べる。

次に第4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節においては、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概要を述べる。

4-2節にては、上記ケース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USC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。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なわれ、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。

4-3節にては煙道蒸発器は設置するが、過熱器パスのみに設置するケース②にてケース①と同様与えられた仕様を満足する案を計画し、負荷変化シミュレーションにより、その問題点を検討した結果について述べる。この案については、熱慣性と、負荷変化による温度変化中の大きな煙道蒸発器を1次過熱器（横置き型過熱器）の直前に配置しているため、蒸気温度制御性に対する影響が懸念されたが過熱器スプレイの10%程度の増大でこの影響

は吸収でき、蒸気温度制御、主蒸気圧力制御、発電量制御など制御性の面では問題はないことを明らかにした。更に、煙道蒸発器の設置によって、① 負荷変化時水冷壁出口エンタルピの面、並びに ② 節炭器出口サブクール度の面では改善が見られるものの、③ 後部煙道の3ガスパス間のガス温度差は前ケースと同様最大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耐力弱点部の耐力の面では依然として問題が残っていることを示す。

更に、4-4節にては煙道蒸発器を並列に3分割し、これらを夫々後部煙道スプリットガスパス内にて横置き過熱器、一段横置き再熱器、二段再熱器の下流側に設置する“三菱アドバンストダンパコントロール方式”伝熱面配置として知られる著者提案の伝熱面配置（上記ケース③）にて、ケース①、ケース②同様与えられた仕様を満足する案を計画し、負荷変化シミュレーションにより、有効性を検証した結果について述べる。この案では、ケース①に比し、ケース②同様負荷変化時の水冷壁出口エンタルピ偏差が抑制されるとともに、ケース②で問題であった後部煙道の3ガスパス間の温度差も最大で25℃以内におさまっており全ての面で問題がないことを検証している。

第5章においては、上記ケース③の著者提案の伝熱面配置を採用した中郡電力川越1号ボイラの100%負荷より、50%負荷まで、4-2～4-4節にて述べた5%/分の負荷変化よりも更に急速な7%/分の負荷変化率にて負荷変化させた例を解析し、本伝熱面配置案が、蒸気温度制御性と中間負荷運用耐力弱点部位の耐力の両面から、要件を満足していることを述べる。

5-1節においては、蒸気温度制御の面からは本伝熱面配置は、中間負荷運用耐力弱点部位の耐力改善の意味から、一次過熱器（横置き過熱器）の上流側に熱慣性の大きい煙道蒸発器を設置したが、適切な運転制御上の配慮と、過渡的なガス再循環のオーバーフィーディング、アンダーフィーディングの増大と一次過熱器スプレイ量の変化に伴う増大にてそのデメリットには対処でき、蒸気温度、圧力制御の面からは問題がないことが検証できた。

次に5-2節においては、また、①節炭器スチーミングに関連した火炉水冷壁の安全性面からも節炭器出口温度を全く問題ないレベルに押さえ込むことができた。また、②水冷壁出口エンタルピ偏差の面からも、③後部煙道の3ガスパス間の温度差の面からも、火炉側壁／副側壁／後部伝熱壁側壁取合部および水冷壁出口部分の中間負荷運用耐力弱点部位の耐力面、後部伝熱壁波形ケーシングの耐力面で、問題ないと予測されるレベルに押さえ込むことができ、更に、中間負荷運用耐力弱点部位に実際に取りつけた熱電対による計測結果から算出した耐力弱点部位の、ボイラ仕様寿命20年間における寿命消費が十分低いことを示し、最終的に検証することができたものである。

最後に第6章においては、以上第2章～第5章の論証により、厳しい中間負荷運用条の要求される超々臨界圧変圧運転ボイラの最適伝熱面配置を確立することが出来たことを述べる。

結果、何れの間荷運用弱点部位も十分な耐力を有する計画が実現でき、実証による検証が完了した。これにより『厳しい中間荷運用条件の要求される超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』において、最も問題視されていた、厳しい中間荷運用条件による荷変化中における、中間荷運用耐力弱点部位における耐力の問題を解決出来る伝熱面配置を確立することが出来たことを指摘している。

我が国の大容量火力発電プラントの蒸気条件については、昭和42年（1967）に246kgf/cmの超臨界圧プラントが運転を開始して以来、平成元年（1989）に至るまでの21年間、同一件が採用されてきたが、平成元年（1989）6月30日、及び平成2年（1990）6月22日、筆者らが開発した中部電力（株）川越火力発電所1・2号ボイラの営業運転開始をもって、この21年間に及ぶ蒸気条件の停滞が打ち破られ、遂に316kgf/cm²gの新しい段階に踏み出した。しかし、爾来12年経過したが、その後のガスタービンコンバインドサイクルプラントの急な発展により、LNG焚きプラントとしては、より高効率、中間荷運用性に優れたガスタービンコンバインドサイクルプラントが主流として建設されており、現在川越火力発電所1・各号ボイラに続く316kgf/cm²g級の超々臨界圧変圧運転二段再熱プラントは建設されていない。

また、石炭焚きプラントとしては、蒸気温度こそ、最近のものは600℃／600℃級となっているが、蒸気圧力は依然として従来の超臨界圧プラントの水準46kgf/cm²gのままである。従来の超臨界圧ボイラの設計がそのまま踏襲されている。すなわち、三菱重工製、パブコック日立（株）製の例では、過熱器パス下流には煙道蒸発器を設置した設計としているものの、再熱器パス下流には煙道蒸発器を設置する必要がないため、設置されていないし、石川島播磨重工業（株）製では煙道蒸発器もすら設置されていないのである。

これは、石炭火力では、超々臨界圧化二段再熱化すれば、従来プラントより4%程度の効率向上が図れるが、従来燃料価格の安い石炭火力の場合には、LNG焚きプラントの場合と異なり、超々臨界圧化二段再熱化による機器のコストアップと、効率改善による燃料費節減が見合わないためである。このため、高温材料の開発により、比較的安価に対応出来るようになった、蒸気温度を従来レベルより高温化し若干の高効率化を図る動きはあっても、超々臨界圧二段再熱化まで行い、高効率化を図る動きはなかったものである。

一方、現在の地球環境問題に関する人々の、関心の高まりから、今後、COP3の京都議定書の批准が進展し、石炭火力のCO₂排出量削減が注目を浴びることとなることは必至であると思われる。社会情勢が、石炭火力に対しても低CO₂排出化を要求し、高CO₂排出に対して税が課せられるような状況となると、超々臨界圧二段再熱化による機器のコストアップよりも、効率向上によるCO₂排出量低減の方が評価される状況になることもあり得る。この場合、更に、従来は余り中間荷運用の対象とは考えられていなかった石炭火力をも中間荷運用対象となると、話は別方向に展開し、著者が開発した技術が脚光を浴びることとなる。この場合の競合技術は石炭ガス化コンバインドサイクル技術であり、こちらの方は現在精力的に開発が進められているが、その開発の進展具合によっては、超々臨界圧

変圧運転２段再熱プラントに対するキー技術である本技術が再び脚光を浴びる時代が来ることもありうるのである。

一方、現在の地球環境問題に関する人々の、関心の高まりから、今後、COP3の京都議定書の批准が進展し、石炭火力のCO₂排出量削減が注目を浴びることとなることは必至であると思われる。石炭火力を、超々臨界圧化２段再熱化すれば、従来プラントより４～５％の効率上が図れるため、それだけCO₂排出量も少なくなることとなる。従来燃料価格の安い石炭火力の場合には、LNG焚きプラントの場合と異なり、超々臨界圧化２段再熱化による機器のコストアップと、効率改善による燃料費節減が見合わないため、蒸気温度を従来レベルより高温化し若干の高効率化を図る動きはあっても、超々臨界圧二段再熱化まで行い、高効率化を図る動きはなかった。しかし、社会情勢が、石炭火力に対しても低CO₂排出化を要求し、高CO₂排出に対して税が課せられるような状況となると話は別方向に展開する。この場合の競合技術は石炭ガス化コンバインドサイクル技術であり、こちらの方は現在精力的に開発が進められているが、その開発の進展具合によっては、超々臨界圧変圧運転２段再熱プラントに対するキー技術である本技術が再び脚光を浴びる時代が来ることもありうることを述べている。

更に、このような、時代が来れば、本技術も、地球にやさしい技術として再び脚光を浴びることとなるであろう。『厳しい中間負荷運用条件の要求される超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』の開発を推進し、この技術を完成させた一技術者として、この技術が再び、花形の火力プラント技術として脚光を浴びる時代がやって来ることが期待される旨述べ、全体を締めくくっているものである。

第2章 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの問題点とその解決策

本章においては、超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの2つの問題点、即ち、急速負荷変化時における静定条件よりの運転特性の大幅な乖離の問題と、中間負荷運用耐力弱点部位の耐力の問題について述べ、これらの問題点に対する著者提案の解決策について述べるものである。

2-1 従来の超臨界圧変圧運転ボイラの方式とその超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラとしての問題点

本節においては1983年及び1984年に運開した、100%負荷より、30%負荷迄完全変圧する方式の(図2-1参照)、2つの超臨界圧変圧運転ボイラにおいて経験した100%負荷より50%負荷までの負荷変化率5%/分における変化特性解析結果について概観し、超臨界圧変圧運転ボイラにおいては負荷変化に伴ない蒸発器の圧力が変化するため、蒸発器の保有熱量が変化し、これが主たる原因となり、負荷変化中に静定条件とは異なった過渡応答特性を示す事象が経験されたのである。即ち、負荷変化率が高く、5%/分のレベルに達すると、今までに経験されていた、3%/分台の負荷変化率では目立たなかった新しい事象が経験された。

すなわち、

- ① 負荷変化に伴ないボイラ保有水量変化に伴ない給水量のオーバーファイディング、アンダーファイディングが必要であること、
- ② 負荷変化に伴ないボイラ保有熱量変化に対応するため燃料流量のオーバファイアリング、アンダーファイアリングが必要であること、
- ③ 負荷変化時の蒸発器系と、過熱器系、再熱器系の保有熱量変化量の差が生ずるため、蒸発器系と過熱器系、再熱器系の間の熱吸収量移動の手段としてのガス再循環量の、負荷変化時のみのアンダーファイディング及びオーバーファイディングが必要であり、且つ、蒸発器系と過熱器系の熱移動の手段としての水冷壁出口、過熱器入口の静特性値よりの偏差増大が生ぜざるを得ぬこと、
そして
- ④ それによって付随的に引き起こされる蒸発器系より節炭器系への熱移動により節炭器出口給水温度の静特性値よりの偏差増大が生じていることを述べる。

更に、これらのうち、特に負荷変化中の水冷壁出口温度レベルの静特性値よりの偏差増大は全溶接構造を採用している火炉壁／副側壁／後部伝熱壁等耐圧部／非耐圧部ボイラ構造壁における下記の間負荷耐力弱点部位の疲労寿命消費に影響を与えるものであることを述べる。

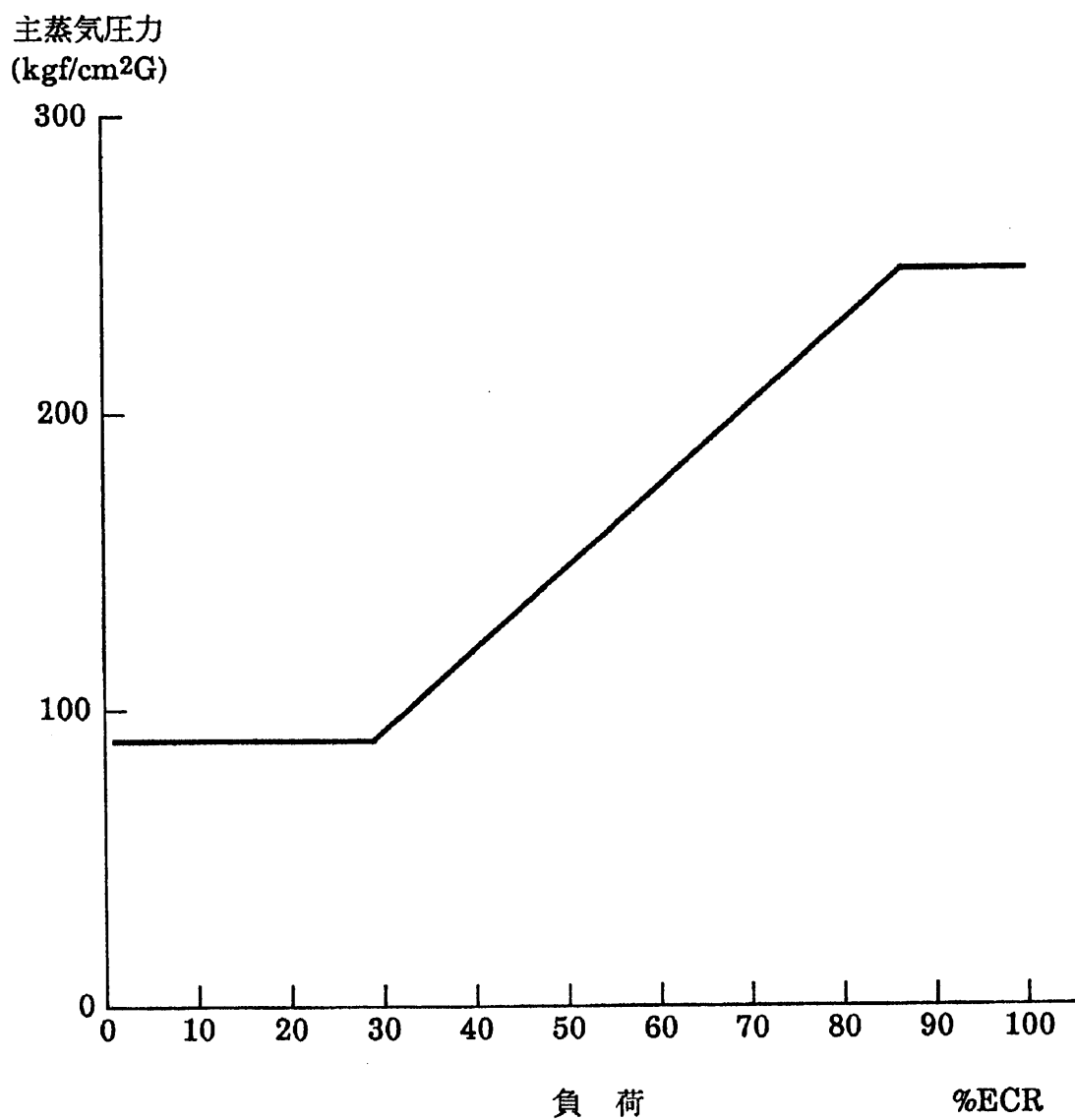


図2-1-1 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA, B主蒸気圧力設定曲線

2-1-1 急速負荷変化時における静定条件よりの運転特性の大幅な乖離

図2-1-2に600MW超臨界圧変圧運転ボイラAの断面図を示す。本ボイラは日本初のLNG焚き、超臨界圧変圧運転ユニットとして、1983年7月営業運転を開始したものである。図2-1-3に本ボイラの系統図を示す。図示のように、本ボイラには節炭器上流側に煙道蒸発器が設置されており、後部煙道の周壁、即ち後部伝熱壁はウォーターセパレーターの上流の水冷壁で構成されている。図2-1-4に、各負荷における、本ボイラ各部の主蒸気及びボイラ水温度の予想値と実績値を、図2-1-5には再熱蒸気温度の予想値と実績値を示す。図示の如く実績値は予想値と極めて良く合致しており本ボイラが計画されたとおりの性能を有していることが、示されている。

これらの図で分かるように、50%負荷と、100%負荷の温度レベルを比較してみると、再熱器や、2次過熱器では50%負荷でも、100%負荷でも温度レベルは大差ないが、蒸発器や一次過熱器の入口部分では飽和蒸気温度の違い相当分だけ温度レベルが100℃近く異なっていることが分かる。このことはこの部分の保有熱量が、負荷変化に伴って変化しなければならぬということである。蒸発器においては、負荷上昇の場合には入口のボイラ水を出口のボイラ水の状態まで加熱するのみならず、蒸発器内に滞留するボイラ水の保有熱量と、鋼材の保有熱量差に相当するだけの熱量を加速のために加えてやる必要があるのである。5%/分で負荷上昇させるためには、全体的には、全負荷静定条件に対応する熱量のおよそ10%相当の熱量を余分に加えてやらねばならぬが、各部が負荷上昇のために必要とする熱量は場所によって異なる。蒸発器では温度レベルが大きく異なり、多くの熱量を必要とするが、負荷変化に伴う温度レベルの変化の少ない過熱器や再熱器にはこのこのためにはさほどの熱量を必要としない。各部伝熱面は全負荷状態にて各部が必要とする熱量を吸収出来るように選定されているが、負荷変化のために要求される熱量の割合は、全負荷における静定状態の熱量割合とは大きく異なるのである。図2-1-6に本ボイラにおけるこの間の比較を示す。図2-1-7に本600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける300MW→600MWの負荷上昇を、5%/分で行った場合の試験記録を、図2-1-8に600MW→300MWの負荷降下を、5%/分で行った場合の試験記録示す。

図2-1-7、図2-1-8の燃料流量のグラフに見るが如く、負荷変化時燃料のオーバファイアリング(静定条件下に投入すべき燃料に付加すべき燃料量)及びアンダーファイアリング(静定条件下に投入すべき燃料より低減すべき燃料量)は100%負荷静定時における熱吸収量の10%に達している(表2-1-1)。

一方、50%負荷より100%負荷まで、5%/分で負荷上昇させた場合の所要保有熱量変化と、ECR静定時における熱吸収量変化を比較した場合、節炭器はECR静定時とほぼ同率、蒸発器はそれを上回る率、過熱器、再熱器はそれを下回る率の熱吸収量が必要となる(図2-1-6)。このため、負荷上昇時に所要保有熱量変化相当の熱量を、燃料のオーバファイアリングとして、ボイラに与えた場合、過熱器、再熱器系統には必要以上の熱吸収量が与えられ、蒸発器に与えられる熱量は不足を来すことになる。

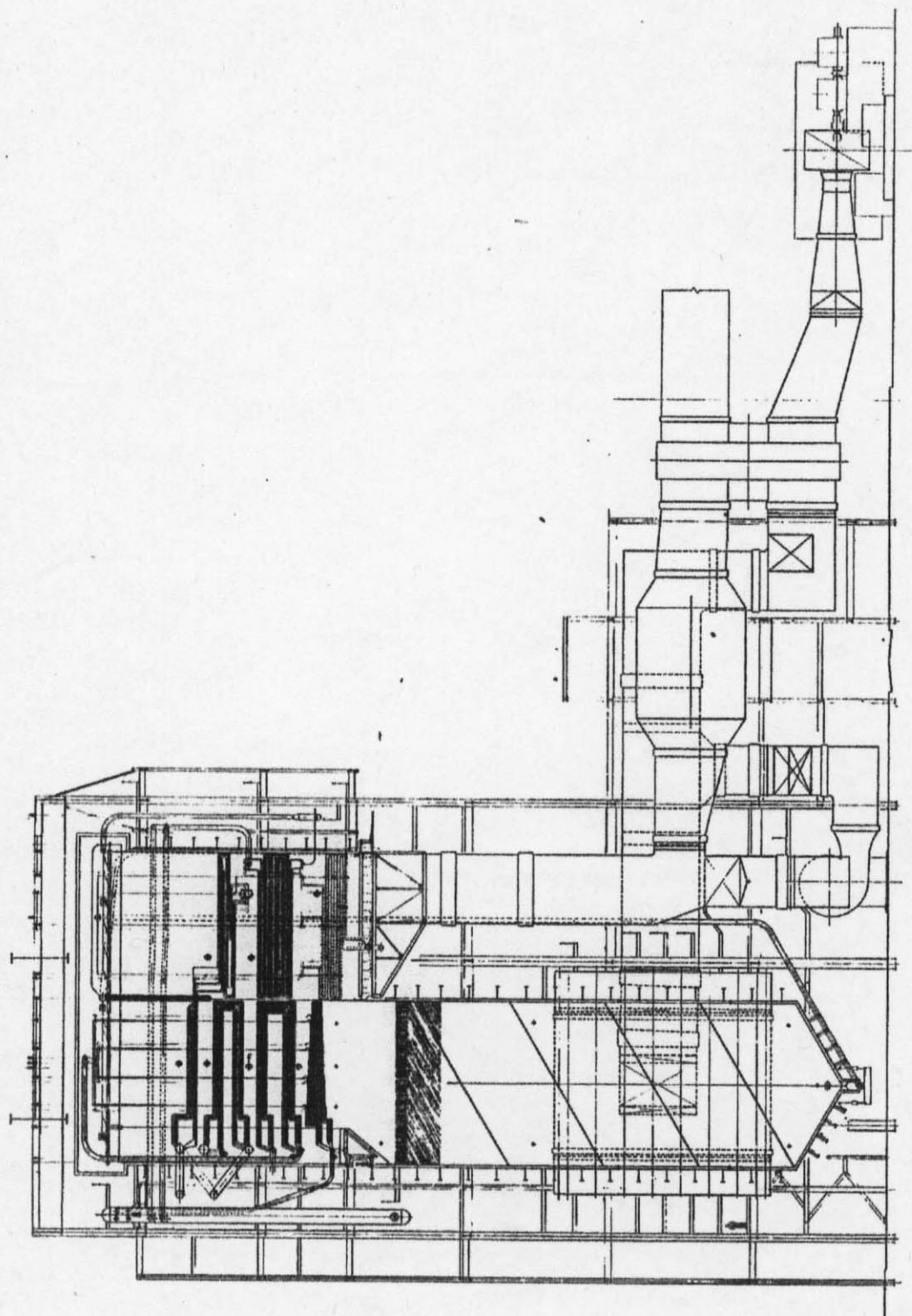


図 2-1-2 600MW 超臨界圧変圧運転ボイラ A 側面図

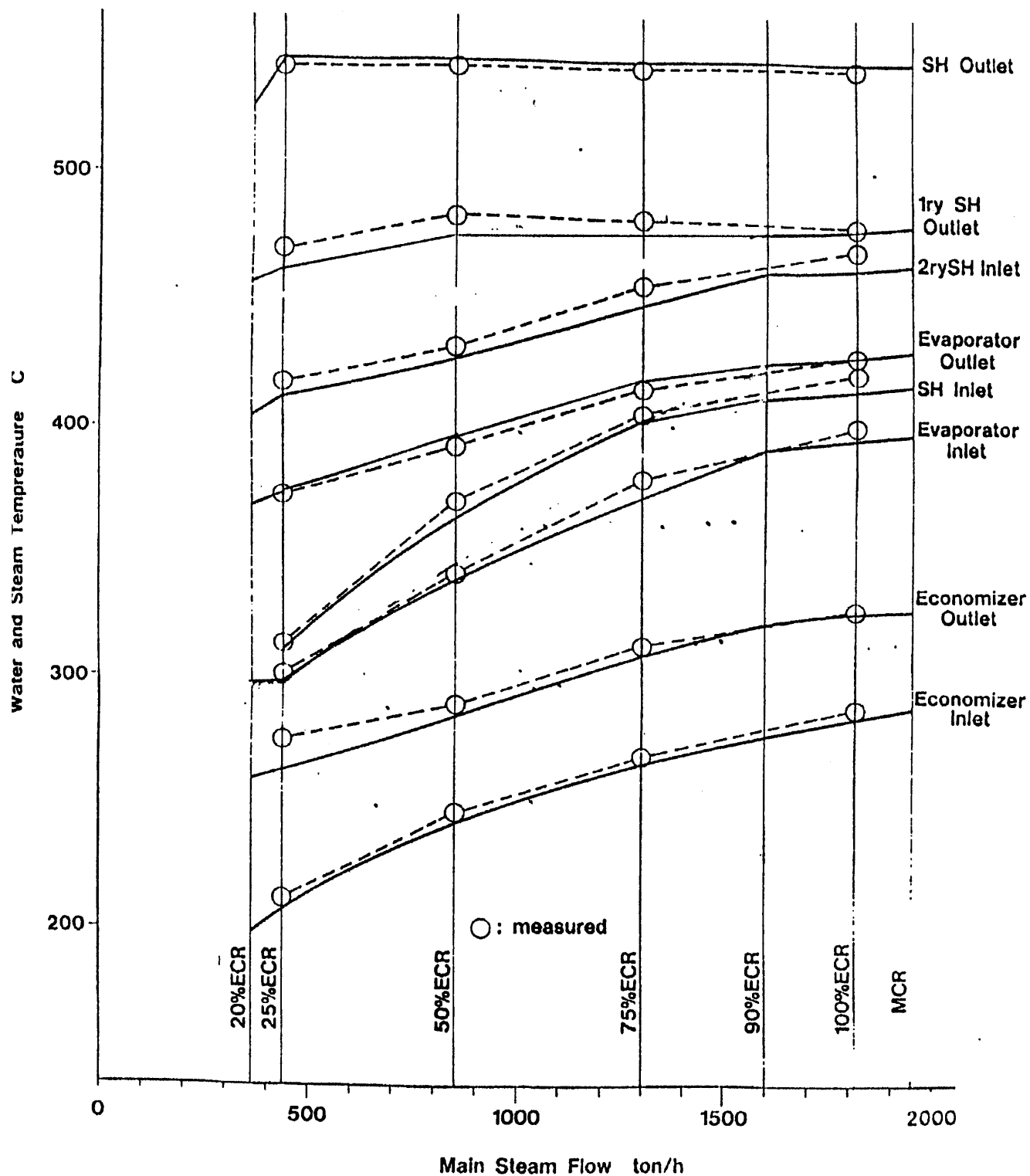


図2-1-4 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA主蒸気及びボイラ水温度
—予想値と実績値

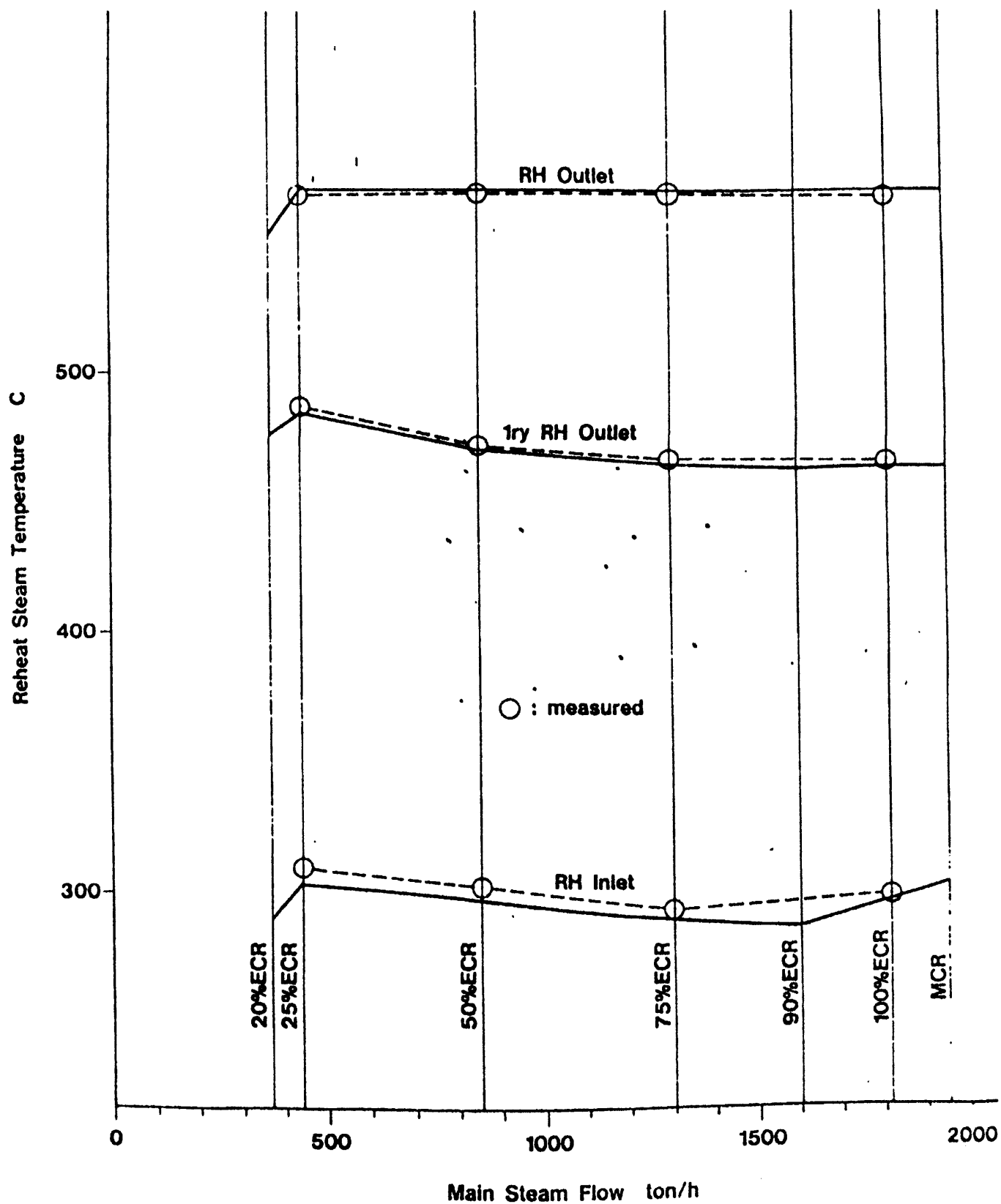


図2-1-5 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA再熱蒸気温度
—予想値と実績値

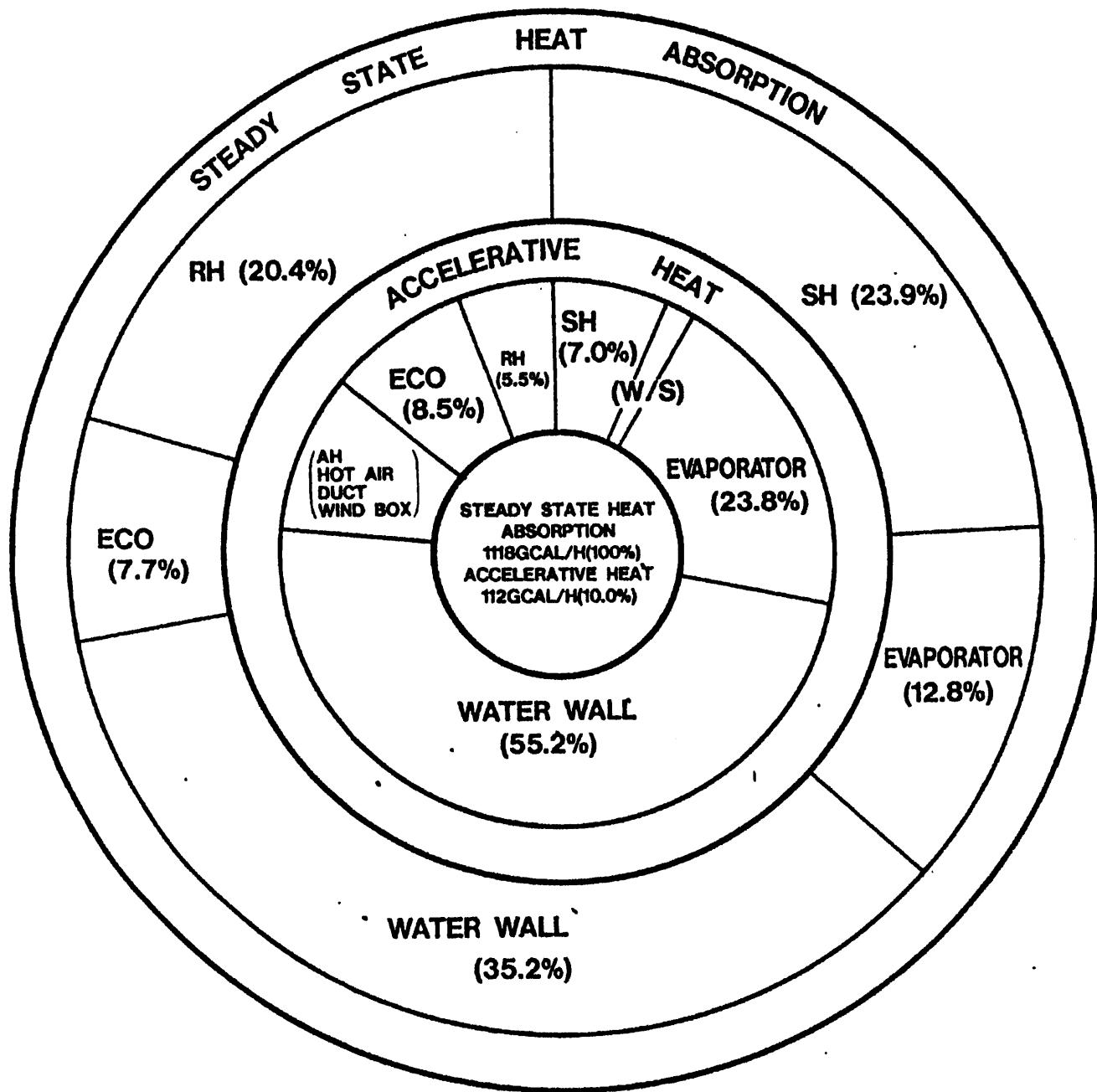


図2-1-6 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける所要負荷変化保有熱量変化
(50%→100%ECR, 5%/分)とECR静定時熱吸収量比較

表2-1-1 600MW超臨界圧変圧運転ボイラ

－ 負荷変化時保有熱量変化(300MW⇔600MW, 5%/分)の燃料量、ガス再循環量に対する影響解析

項 目	解 析 結 果
1) 負荷変化時 燃料のオーバファイア リング及びアンダー ファイアリング	<p>(a) 超臨界圧変圧運転ボイラにおいては、負荷変化に伴なう圧力変化、温度変化、比体積変化により、メタル及び蒸気及び水に大きな保有熱量変化が生じ（図2-1-4, 5, 6）、これは50%より100%まで5%/分で負荷変化させた場合、その値は100%負荷静定時における熱吸収量の10%に達する。（図2-1-6）</p> <p>(b) 保有熱量を変化させるために追加投入すべき熱量は負荷上昇中には燃料のオーバファイアリングとしてボイラに投入する必要がある。</p> <p>(c) 負荷降下中には上記と全く同じメカニズムで、燃料のアンダファイアリングが必要となる。</p>
2) 負荷変化時 ガス再循環量の アンダーフイード及び オーバーフイード	<p>(a) 50%負荷より100%負荷まで、5%/分で負荷上昇させた場合の所要保有熱量変化と、ECR静定時における熱吸収量変化を比較した場合、節炭器はECR静定時とほぼ同率、蒸発器はそれを上回る率、過熱器、再熱器はそれを下回る率の熱吸収量が必要となる。（図2-1-6）</p> <p>(b) このため、負荷上昇時に所要保有熱量変化相当の熱量を、燃料のオーバファイアリングとして、ボイラに与えた場合、過熱器、再熱器系統には必要以上の熱吸収量が与えられ、蒸発器に与えられる熱量は不足を来すことになる。従って、負荷上昇時には、過渡的に過熱器、再熱器系統に与える熱吸収量を増大させ、蒸発器に与える熱吸収量を減少させることが必要となる。この為、火炉水冷壁系統と、過熱器、再熱器系統の熱吸収量を調整する手段であるガス再循環量を負荷上昇時には、過渡的に静定値を下回らせて投入する、いわゆるガス再循環量のアンダーフイーディングを行なう必要が生ずる。</p> <p>(c) 負荷降下中には上記と全く同じメカニズムで、過渡的ガス再循環量を静定値を上回らせて投入させる、いわゆるガス再循環のオーバーフイーディングを行なう必要が生ずる。</p>
結論	超臨界圧変圧運転ボイラの燃料系統容量、ガス再循環系統容量を決定するには負荷変化時の上記オーバーファイアリング、オーバーフイーディングを考慮に入れておく必要がある。

従って、負荷上昇時には、過渡的に過熱器、再熱器系統に与える熱吸収量を増大させ、蒸発器に与える熱吸収量を減少させることが必要となる。この為、図2-1-7、図2-1-8のガス再循環量の記録に見るが如く、火炉水冷壁系統と、過熱器、再熱器系統の熱吸収量を調整する手段であるガス再循環量を負荷上昇時には、過渡的に静定値を下回らせて投入する、いわゆるガス再循環量のアンダーフィーディングを行なう必要が生ずる。負荷降下中には上記と全く同じメカニズムで、過渡的にガス再循環量を静定値を上回らせて投入させる、いわゆるガス再循環のオーバーフィーディングを行なう必要が生ずる。このように超臨界圧変圧運転ボイラの燃料系統容量、ガス再循環系統容量を決定するには負荷変化時の上記オーバーファイアリング、オーバーフィーディングを考慮に入れておく必要があるものである(表2-1-1)。図2-1-7、図2-1-8の上から5番目のグラフに示されているように、再循環ガス量に生じている負荷変化時の、過渡的なオーバーフィード、アンダーフィードは、ここでは負荷上昇時の最大時点で15%に達しているものである(表2-1-2)。

なお、図2-1-7、図2-1-8の上から3番目のグラフに示されているように、主蒸気圧力については上述のメカニズムに基づく圧力変化による蒸気温度偏差拡大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違いを考慮し、遅れの時定数を変化させている(表2-1-2)。

また、給水流量については、同じく図2-1-7、図2-1-8の上から2番目のグラフに示されているように、負荷変化による圧力・温度変化により、ボイラ内保有水量が変化するため、給水流量は主蒸気流量に比し、ボイラ内に蓄積、或いはボイラより放出される保有水量分相当、オーバフィード、或いはアンダフィードされており、この値、負荷上昇時のオーバフィードは負荷変化時間10分間を平均し、100%負荷時給水量の1.6%に達している(表2-1-2)。

DATE : JUNE 4, 1983

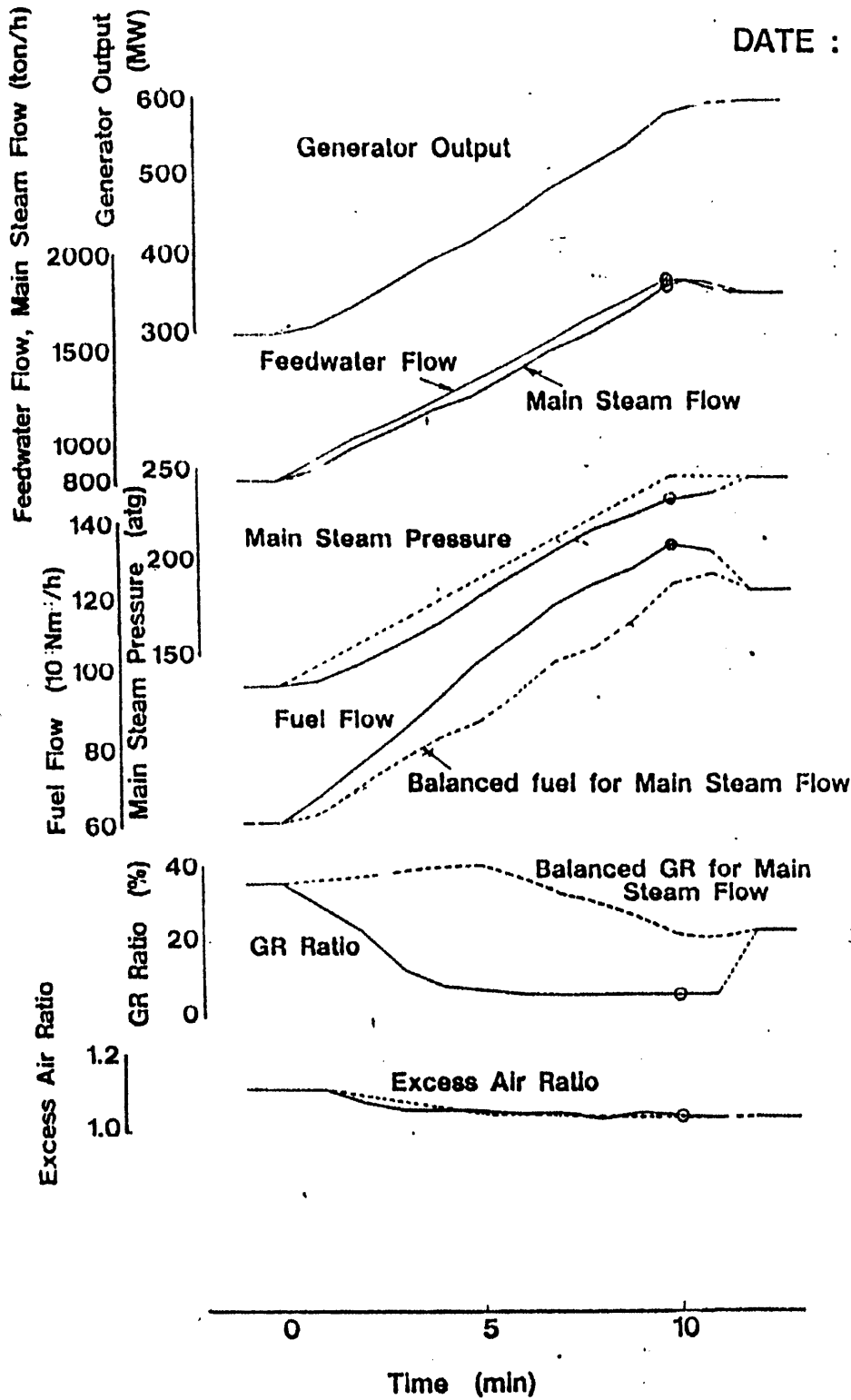


図2-1-7 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける負荷上昇特性
(300MW→600MW, 5%/分)

DATE : JUNE 4, 1983

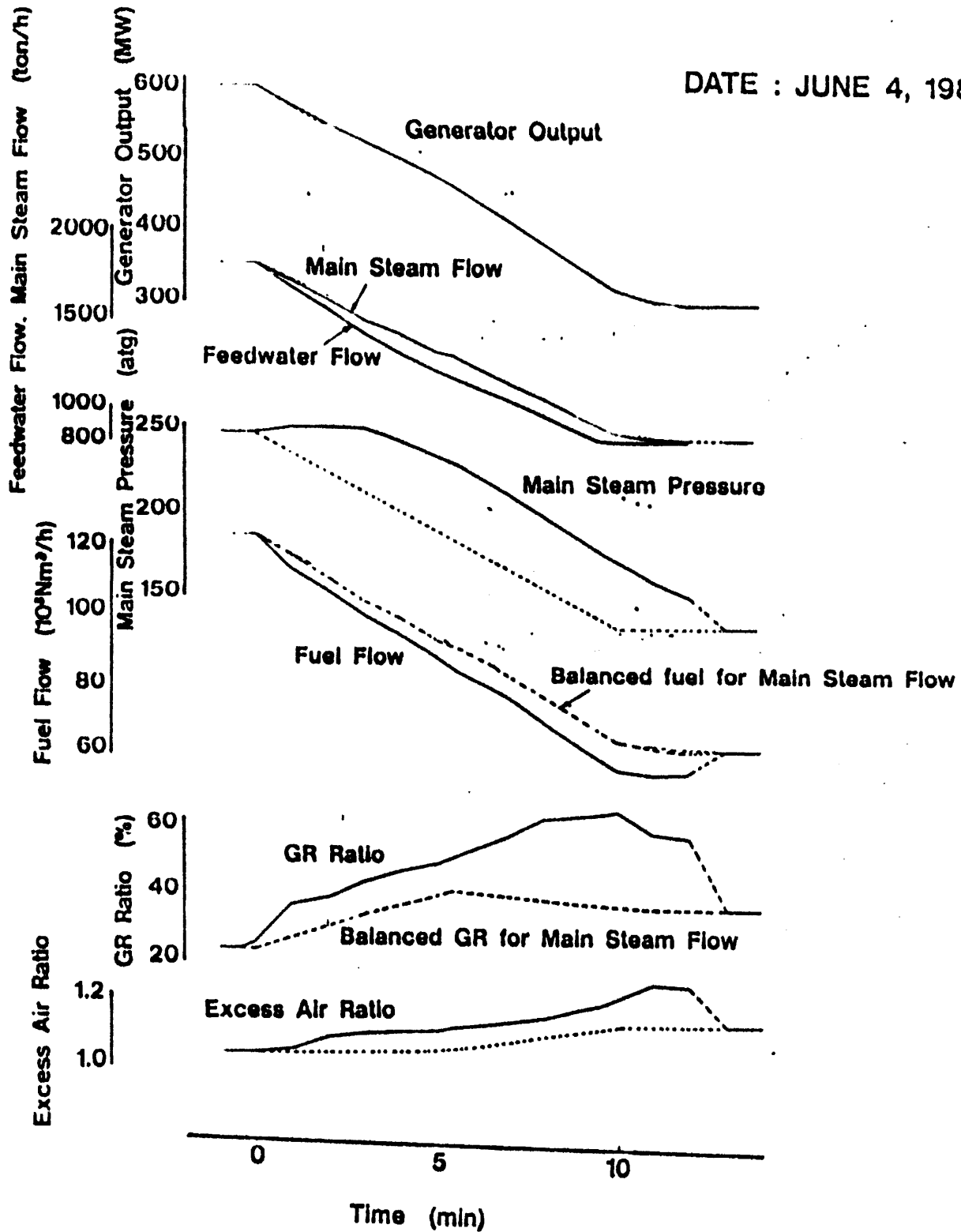


図2-1-8 600MW超臨界圧変圧運転ボイラAにおける負荷降下特性
(600MW→300MW, 5%/分)

表2-1-2 600MW超臨界圧変圧運転ボイラA

ー負荷変化特性実績取纏め(300MW⇔600MW, 5%/分(図2-1-7, 2-1-8))

項 目	結 果
(1) 主蒸気圧力	圧力変化による蒸気温度偏差拡大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違いを考慮し、遅れの時定数を変化させている。
(2) 給水流量	負荷変化による圧力・温度変化により、ボイラ内保有水量が変化するため、給水流量は主蒸気流量に比し、ボイラ内に蓄積、或いはボイラより放出される保有水量分相当、オーバフイード、或いはアンダフイードされており、負荷上昇時のオーバフイードは負荷変化時間10分間を平均し、100%負荷時給水量の1. 6%に達している。
(3) 燃料流量	表2-1-1に述べたメカニズムにより燃料流量にオーバフアイアリング、アンダフアイアリングが生じており、負荷上昇時のオーバフアイアリングは負荷変化時間10分を平均とすると、100%負荷時給水量の9. 6%に達している。
(4) 再循環ガス量	表2-1-1に述べたメカニズムにより、再循環ガス量に負荷変化時、過渡的なオーバーフイード、アンダーフイードが生じており、負荷上昇時の最大時点で15%に達している。

2-1-2 急速負荷変化時における中間負荷運用耐力

図2-1-9に600MW超臨界圧変圧運転ボイラBの断面図を示す。本ボイラは、超臨界圧変圧運転ユニットとして、1984年10月営業運転を開始したものである。図2-1-10に本ボイラの系統図を示す。図示のように、本ボイラは前節で紹介した600MW超臨界圧変圧運転ボイラAと異なり、後部煙道の周壁、即ち後部伝熱壁はウォーターセパレーターの下流の流体、即ち蒸気冷却壁で構成されている。図2-1-11に、本ボイラにおいて全負荷600MWより50%負荷300MWを5%/分で負荷変化させた場合のボイラ各部の状態値を蒸気及び給水エンタルピ圧力線図上にプロットしたものを示す。

本図に示すように、主蒸気温度については600MW⇔300MW間においては主蒸気温度の制御性は極めて良好で、負荷上昇、負荷降下ともほぼ一定値540℃に保持されている。また、節炭器入口給水温度については、負荷上昇・降下につれて給水温度は上昇・降下しているが給水加熱器系統の熱慣性により温度上昇、降下に遅れを示し、ループを描いていることが分かる。更に、節炭器出口ボイラ水温度については、節炭器入口から持ち込まれた、給水加熱器系統の熱慣性による温度応答遅れに加えて、節炭器の熱慣性と、ガス再循環の負荷上昇時のアンダーフィーディング、負荷降下時のオーバーフィーディングの影響を受け節炭器出口温度の遅れは更に拡大しループの巾も大きくなっている。そして、火炉水冷壁出口蒸気については、負荷変化に伴う蒸発器の保有熱量変化に伴ない火炉水冷壁より負荷変化に対応し放出、蓄積される熱量のうち、ガス再循環のアンダーフィーディング、オーバーフィーディングによって、再熱器、過熱器に移行し切れなかった残りの熱量については、水冷壁出口温度の変化という形で過熱器側に伝達されるため負荷上昇時には静定値よりも低く、負荷降下時には静定値よりも高く挙動し大きなループを描いているのである。この負荷変化にともない火炉水冷壁にて加熱された蒸気が、ウォーターセパレーターを通過した時点においては、火炉出口よりウォーターセパレーターに至る非加熱部の鋼材により冷却(負荷上昇時)、或いは加熱(負荷上昇時)され、ウォーターセパレーター出口蒸気は、水冷壁出口温度に比し、更に大幅な温度応答遅れを生じ、更に大きなループを描いている(表2-1-3)。このことは、水冷壁出口の流体と、蒸気冷却壁入口の流体は静定条件から見れば、温度差は生ぜぬはずであるにも拘わらず、このような負荷変化中には火炉出口よりウォーターセパレーターに至る非加熱部の鋼材の熱慣性により大きな温度差が生じていることを示しているものである。

図2-1-12に600MW超臨界圧変圧運転ボイラBの運転ログを示すが、この図に示されているように、本プラントは系統内の需要変化に対応するため、とりわけ頻繁且つ大幅な負荷変化を経験することとなった。

このため、負荷変化時の水冷壁出口温度、ウォーターセパレーター出口蒸気温度のこのような挙動は全溶接構造を採用している火炉壁/副側壁/後部伝熱壁等耐圧部/非耐圧部ボイラ構造壁における

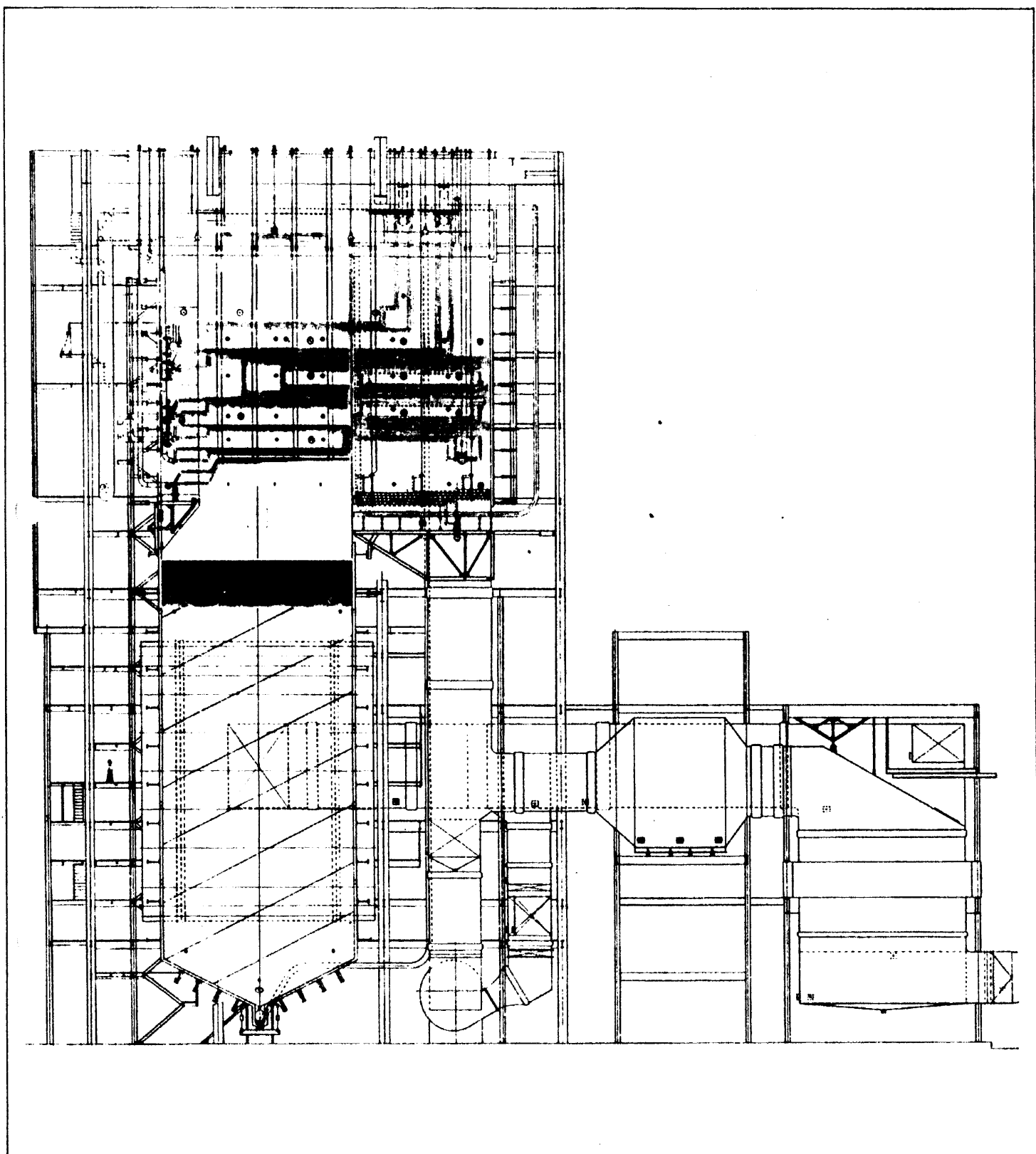


図2-1-9 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB側面図

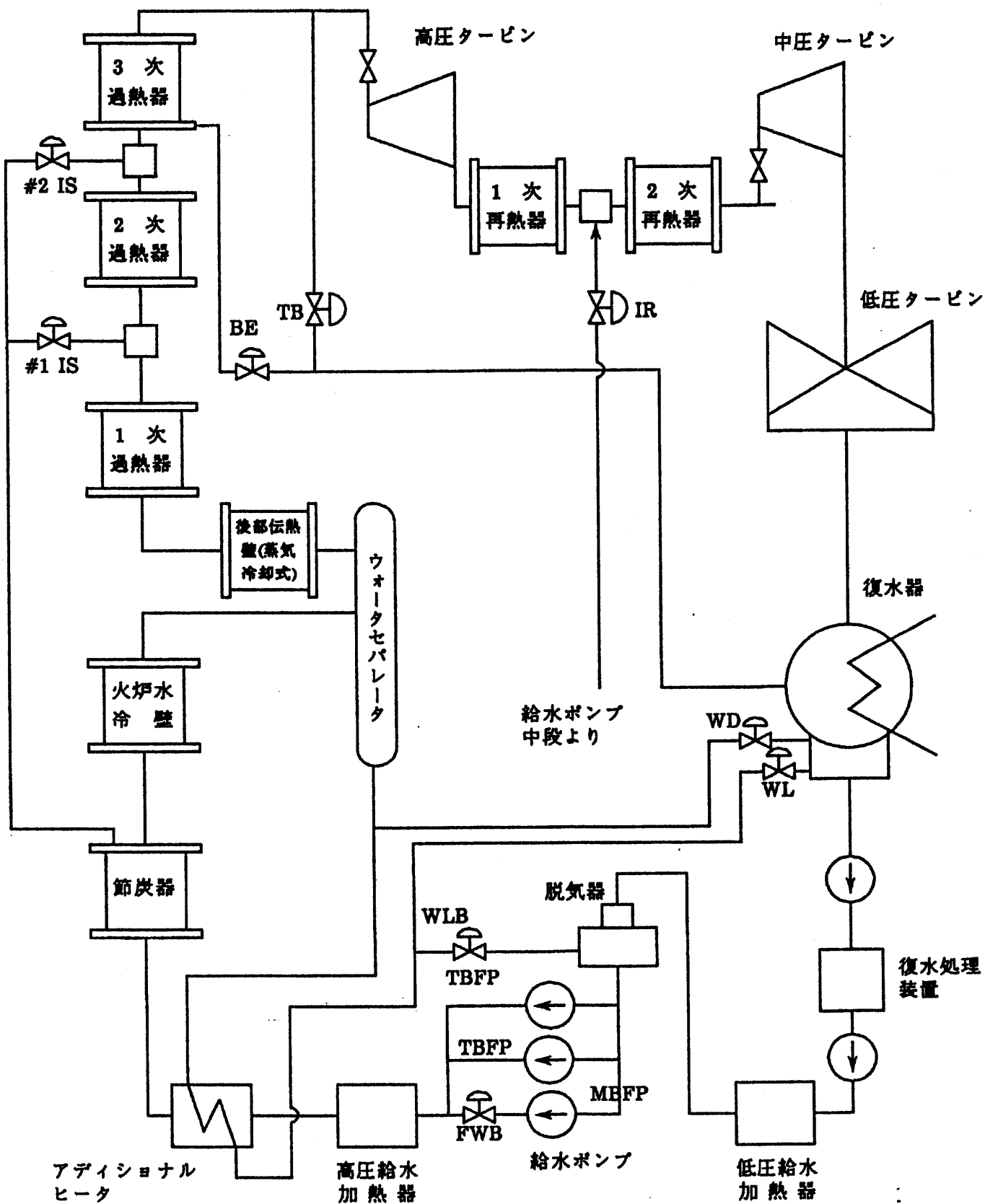


図2-1-10 600MW超臨界圧変圧運転ボイラ系統図

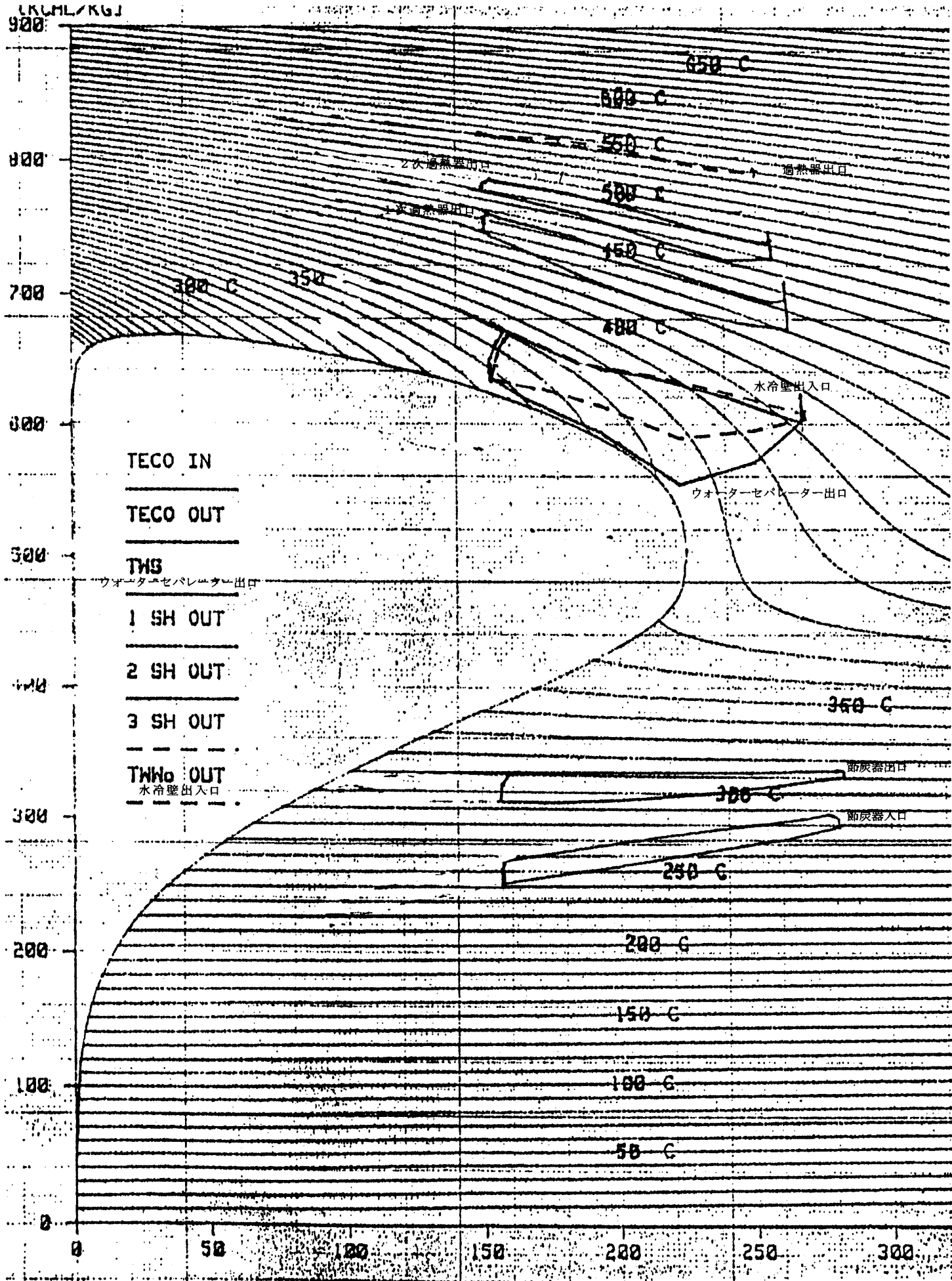


図2-1-11 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB
 一負荷変化時蒸気及び給水エンタルピ圧力線図
 (600MW⇄300MW, 5%/分)

表2-1-3 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB

一 負荷変化時蒸気及びボイラ水の温度／圧力特性運転実績
(600MW⇄300MW、5%/分)

項 目	結 果
(1) 主蒸気温度	600MW⇄300MW間においては主蒸気温度の制御性は極めて良好で、負荷上昇、負荷降下ともほぼ一定値540℃に保持されている。
(2) 節炭器入口給水温度	負荷上昇・降下につれて給水温度は上昇・降下しているが給水加熱器系統の熱慣性により温度上昇、降下に遅れを示し、ループを描いている。
(3) 節炭器出口 ボイラ水温度	給水系統の遅れに加えて、節炭器の熱慣性と、ガス再循環の負荷上昇時のアンダーフィーディング、負荷降下時のオーバーフィーディングの影響を受け節炭器出口温度の遅れは更に拡大しループの巾も大きくなっている。
(4) 火炉水冷壁出口蒸気	負荷変化に伴う蒸発器の保有熱量変化に伴ない火炉水冷壁より負荷変化に対応し放出、蓄積される熱量のうち、ガス再循環のアンダーフィーディング、オーバーフィーディングによって、再熱器、過熱器に移行し切れなかった残りの熱量については、水冷壁出口温度の変化という形で過熱器側に伝達されるため負荷上昇時には静定値よりも低く、負荷降下時には静定値よりも高く挙動し大きなループを描いている。
(5) ウォータセパレータ 出口蒸気	負荷変化の際火炉水冷壁にて加熱された蒸気は火炉出口よりウォータセパレータに至る非加熱部の鋼材により冷却(負荷上昇時)、或いは加熱(負荷上昇時)され、ウォータセパレータ出口蒸気は、水冷壁出口温度に比し、更に大幅な温度応答遅れを生じ、更に大きなループを描いている。

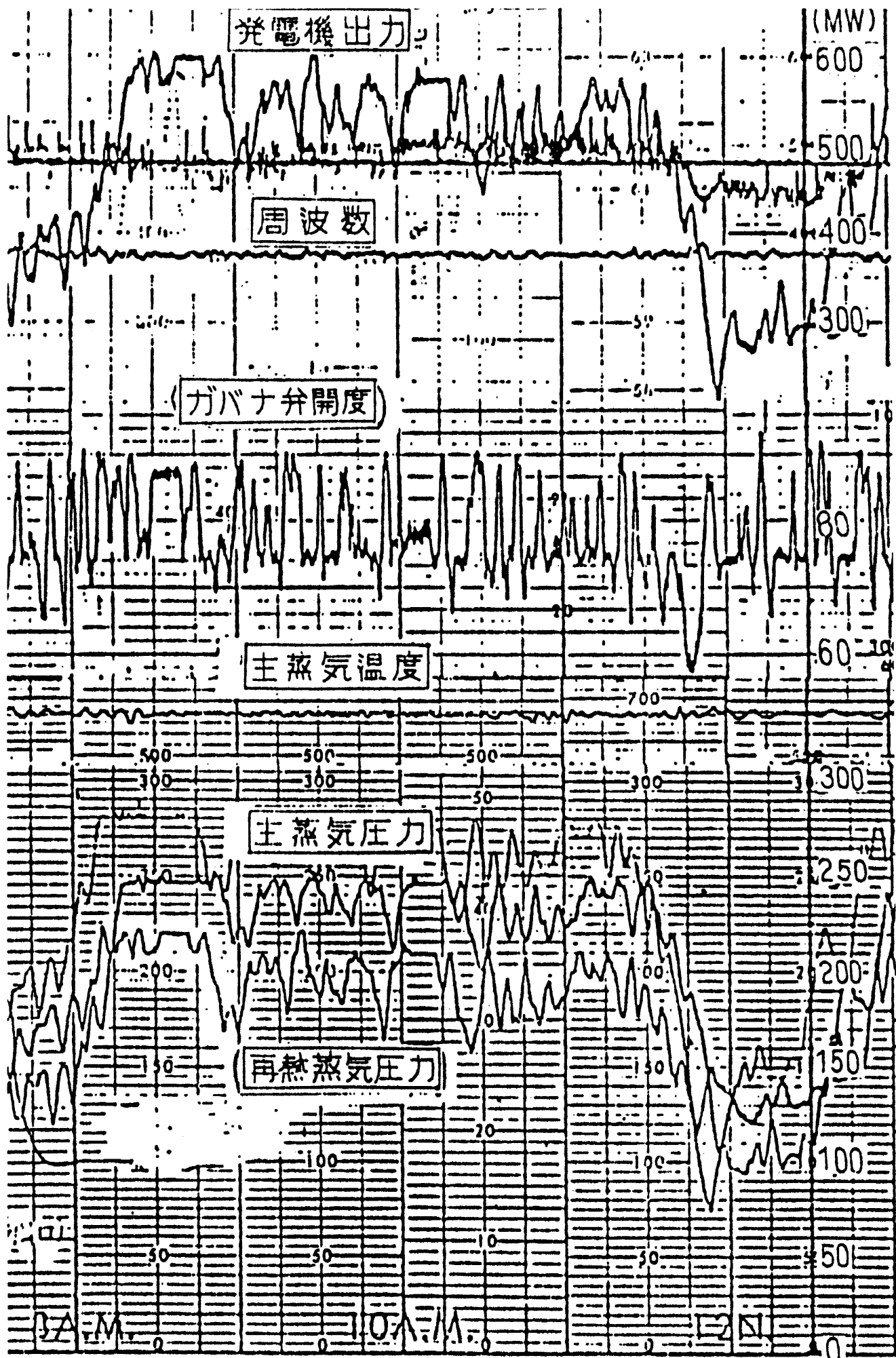


図2-1-12 600MW超臨界圧変圧運転ボイラB—負荷変化に伴う温度等の変化状況

下記の間荷耐力弱点部位の疲労寿命消費に影響を与えるものである。

表2-1-4に超臨界圧変圧運転ボイラにおいて、間荷運用耐力の面でもっとも弱点となる部位の一つである火炉側壁／後部伝熱壁取合部を示す。

600MW超臨界圧変圧運転ボイラBの如く、火炉水冷壁と後部伝熱壁が直接ではなく、熱慣性の大きいウォーターセパレーターを経由した流体で冷却されている場合には、火炉側壁より後部煙道側壁に至る間で吸収された熱量に相当する温度差に、ボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に火炉水冷壁と後部伝熱壁の間に設置されている連絡管およびウォーターセパレータ等の熱容量による温度遅れにより過渡的に発生する温度差が加算された温度差、により繰返し熱応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずる。

直列に接続されたエンタルピレベルの異なる流体の流れる伝熱管を溶接により剛接合する場合、ここに無理な熱応力がかからぬようにするにはこの部分のエンタルピレベルを、比熱の十分大きい領域に維持し、熱吸収差によるエンタルピ差が生じて過大な温度差が生じぬようにする必要がある。本ボイラを対象に、実缶試験にて確認したところによると、このためには、当該点のエンタルピレベルを2850kJ/kg (680kcal/kg) 以下に維持する必要がある。これは単に静定時におけるエンタルピレベル設定のみならず、間荷運用の要求されるボイラにおいては負荷変化中にも遵守する必要がある要件である。

即ち、急速負荷変化時には、火炉出口／後部伝熱壁入口部分におけるエンタルピレベルが過渡的に過大になることがあり得るため、この部分の間荷運用耐力を確保するためには

- ①負荷変化時、火炉水冷壁出口のエンタルピレベルが過大にならぬよう負荷降下中のガス再循環のオーバーファイディングを十分効かせるなど運転上の配慮を行なうことと、
- ②温度差が生じて発生応力が低くて済むような構造を採用することが必要である。

USCボイラのように熱慣性が大きいと予想されるボイラにおいては、

- ①当該点の静定条件における過熱度を極力下げ比熱の大きい領域に維持するとともに、火炉壁出口と後部伝熱壁入口までの非加熱部分熱容量を小さくし、負荷変化にともなう温度遅れが少なくすむよう、中間にウォーターセパレータを設置せぬ水冷式後部伝熱壁を採用し、更に
- ②負荷変動時にも火炉出口部分／後部伝熱壁入口部分の過熱度が過渡的に許容限度を越えぬような運転・制御方法ならびにボイラ伝熱面配置の採用が必要となるものである。

表2-1-5には超臨界圧変圧運転ボイラにおいて、間荷運用耐力の面でもっとも弱点となる、第2の部位である火炉水冷壁出口部を示す。

表2-1-4 中間負荷運用耐力弱点部位－火炉側壁/後部伝熱壁取合部

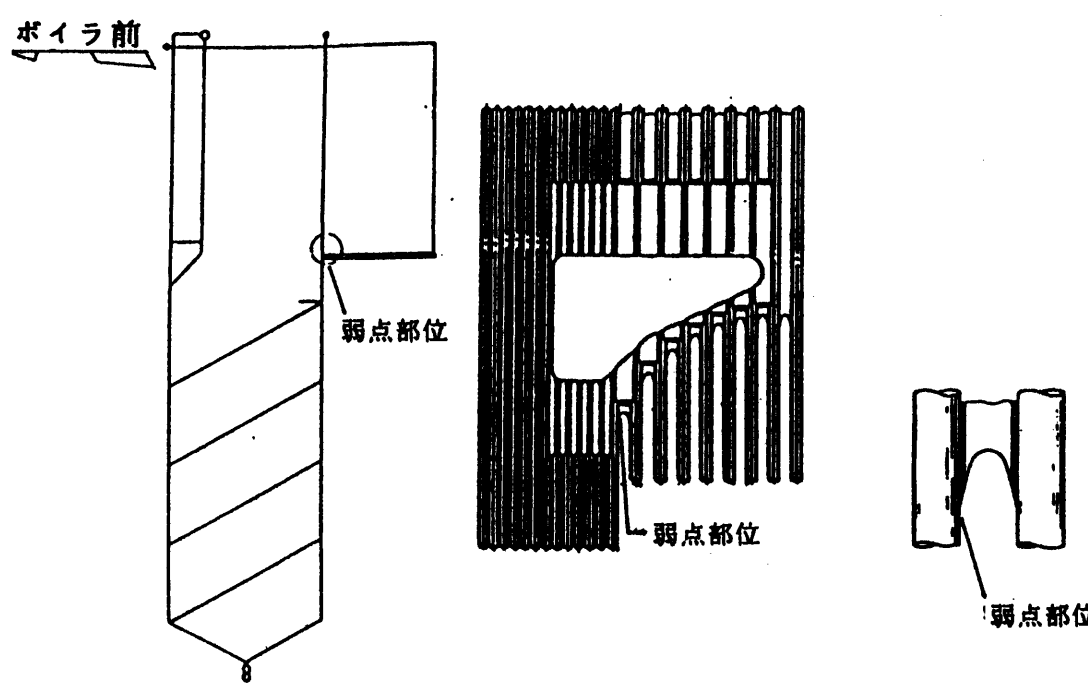
部 位	
説 明	<p>● 火炉側壁より後部煙道側壁に至る間で吸収された熱量に相当する温度差に、ボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に火炉水冷壁と後部伝熱壁の間に設置されている連絡管およびウォータセパレータ等の熱容量による温度遅れにより過渡的に発生する温度差が加算された温度差、により繰返し熱応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずる。</p> <p>直列に接続されたエンタルピレベルの異なる流体の流れる伝熱管を溶接により剛接合する場合、ここに無理な熱応力がかからぬようにするにはこの部分のエンタルピレベルを比熱の十分大きい領域に維持し、熱吸収差によるエンタルピ差が生じても過大な温変差が生じぬようにする必要がある。本ボイラを対象に実缶試験にて確認したところによると、このためには、当該点のエンタルピレベルを2850kJ/kg (680kcal/kg) 以下に維持する必要がある。</p> <p>急速負荷変化時には、火炉出口/後部伝熱壁入口部分におけるエンタルピレベルが過渡的に過大になることがあり得るため、この部分の中間負荷運用耐力を確保するためには①負荷変化時、火炉水冷壁出口のエンタルピレベルが過大にならぬよう負荷降下中のガス再循環のオーバーファイディングを十分効かせるなど運転上の配慮を行なうことと、②温度差が生じて発生応力が低くて済むような構造を採用することが必要である。</p> <p>● USCボイラのように熱慣性が大い予想されるボイラにおいては、①当該点の静定条件における過熱度を極力下げ比熱の大きい領域に維持するとともに、火炉壁出口と後部伝熱壁入口までの非加熱部分熱容量を小さくし、負荷変化にともなう温度遅れが少なくすむよう、中間にウォータセパレータを設置せぬ水冷式後部伝熱壁を採用し、更に②負荷変動時にも火炉出口部分/後部伝熱壁入口部分の過熱度が過渡的に許容限度を越えぬような運転・制御方法ならびにボイラ伝熱面配置の採用が必要となる。</p>

表2-1-5 中間負荷運用耐力弱点部位－火炉水冷壁出口部

<p>部 位</p>	
<p>説 明</p>	<p>ボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に発生する流体温度の急激な変化時に厚肉の管寄せと薄肉の炉壁管パネルとの間に過渡的に温度差を生じ、管寄せ軸方向の伸び差により、面内曲げ管に高い曲げ応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずる。</p> <p>この温度差は、急速な負荷変化時に、火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に過大になった場合に熱慣性の大きな火炉壁上部管寄せと熱慣性の小さな炉壁管パネルの間に大きく生ずる。従って、この部分の中間負荷運用耐力を確保するには温度差が生じて発生する応力が低くて済むような構造を採用するとともにこれら負荷変化時にも火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に許容限度（本ボイラにて2850kJ/kg（680kcal/kg）と設定）を越えぬような運転・制御方法を採用することが必要となる。</p> <p>USCボイラのように熱慣性が大きいと予想されるボイラにおいては、運転・制御方法の改善に加えて、負荷変化中にも、火炉出口部分、後部伝熱壁出口部分のエンタルピレベルが過渡的にも許容限度を越えぬようなボイラ伝熱面配置の採用が必要となる。</p>

図示の火炉水冷壁出口部においてはボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に発生する流体温度の急激な変化時に厚肉の管寄せと薄肉の炉壁管パネルとの間に過渡的に温度差を生じ、管寄せ軸方向の伸び差により、面内曲げ管に高い曲げ応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずるものである。この温度差は、急速な負荷変化時に、火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に過大になった場合に熱慣性の大きな火炉壁上部管寄せと熱慣性の小さな炉壁管パネルの間に大きく生ずる。従って、この部分の中間負荷運用耐力を確保するには温度差が生じて発生する応力が低くて済むような構造を採用するとともにこれら負荷変化時にも火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に一定の許容限度この温度差は、急速な負荷変化時に、火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に過大になった場合に熱慣性の大きな火炉壁上部管寄せと熱慣性の小さな炉壁管パネルの間に大きく生ずる。従って、この部分の中間負荷運用耐力を確保するには温度差が生じて発生する応力が低くて済むような構造を採用するとともにこれら負荷変化時にも火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に許容限度（本ボイラにて2850kJ/kg(680kcal/kg)と設定)を越えぬような運転・制御方法を採用することが必要となる。この温度差は、急速な負荷変化時に、火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に過大になった場合に熱慣性の大きな火炉壁上部管寄せと熱慣性の小さな炉壁管パネルの間に大きく生ずる。従って、この部分の中間負荷運用耐力を確保するには温度差が生じて発生する応力が低くて済むような構造を採用するとともにこれら負荷変化時にも火炉出口部分のエンタルピレベルが過渡的に一定の許容限度を越えぬような運転・制御方法を採用することが必要となる。この許容限度については本ボイラ各部に多数の熱電対やストレングージを設置し包括的な試験を実施した結果、2850kJ/kg(680kcal/kg)が実用的な限界であることを確認することが出来た。

表2-1-6には超臨界圧変圧運転ボイラにおいて、中間負荷運用耐力の面でもっとも弱点となる、第3の部位である後部伝熱壁／節炭器スチールケーシング取合部を示す。

ボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に発生する、後部伝熱壁と節炭器スチールケーシングの間に生ずる温度応答遅れの差による温度差により、両者の熱膨張差を吸収するために設置された取合部ケーシングのコーナ部に高い曲げ応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずる。後部伝熱壁はウォータセパレータ出口の蒸気で直接加熱されているので、煙道ガスで加熱されているスチールケーシングに比して温度応答が早く、後部伝熱壁と節炭器出口スチールケーシングの間には負荷変化に伴う温度応答遅れに差が生ずる。このため、この部分の中間負荷運用耐力を確保するために、後部伝熱壁直下の節炭器スチールケーシングの内面には保温工事を行わず、ガスで直接加熱される方式をとるとともに、上下に温度差がついても発生応力が低くて済むような構造を採用している。

再熱蒸気温度制御にスプリットガスパスガス分配制御を採用せざるを得ぬ二段再熱ボイラの場合、主蒸気温度の特性と再熱蒸気温度の特性の差から、負荷変化に伴いガスパス間に大きな温度差が生ずることが予想される超々臨界圧二段再熱ボイラのようなボイラにおいては後に2-2-3節にて詳述するよう

に、節炭器出口スチールケーシングは大幅に温度差のある3種のガスにより、加熱／冷却されることになり、スチールケーシング面内に負荷変化ごとに生ずる温度差による熱疲労による寿命消費が許容できぬ値に達する可能性がある。このため、超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラにおいては、従来のダンパコントロール方式超臨界圧変圧運転ボイラと異なり、負荷変化が生じてもガスパス間に温度差の生ぜぬような特別の形式のダンパコントロール方式伝熱面配置を開発し、採用する必要がある。

表2-1-6 中間負荷運用耐力弱点部位—後部伝熱壁/節炭器スチールケーシング取合部

<p>部 位</p>	
<p>説 明</p>	<ul style="list-style-type: none"> ● ボイラ起動・停止時を含む負荷変化時に発生する、後部伝熱壁と節炭器スチールケーシングの間に生ずる温度応答遅れの差による温度差により、両者の熱膨張差を吸収するために設置された取合部ケーシングのコーナ部に高い曲げ応力が発生し、疲労による寿命消費が生ずる。後部伝熱壁はウォータセパレータ出口の蒸気で直接加熱されているので、煙道ガスで加熱されているスチールケーシングに比して温度応答が早く、後部伝熱壁と節炭器出口スチールケーシングの間には負荷変化に伴う温度応答遅れに差が生ずる。このため、この部分の中間負荷運用耐力を確保するために、後部伝熱壁直下の節炭器スチールケーシングの内面には保温工事を行わず、ガスで直接加熱される方式をとるとともに、上下に温度差がついても発生応力が低くて済むような構造を採用している。 ● 再熱蒸気温度制御にスプリットガスパスガス分配制御を採用せざるを得ぬ二段再熱ボイラの場合、主蒸気温度の特性と再熱蒸気温度の特性の差から、負荷変化に伴いガスパス間に大きな温度差が生ずることが予想される超々臨界圧二段再熱ボイラのようなボイラにおいては（第3-3節、表3-3、図3-5、3-6、3-7御参照）、節炭器出口スチールケーシングは大幅に温度差のある3種のガスにより、加熱/冷却されることになり、スチールケーシング面内に負荷変化ごとに生ずる温度差による熱疲労による寿命消費が許容できぬ値に達する可能性がある。このため、超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラにおいては、従来のダンパコントロール方式超臨界圧変圧運転ボイラと異なり、負荷変化が生じてもガスパス間に温度差の生ぜぬような特別の形式のダンパコントロール方式伝熱面配置を開発し、採用する必要がある。

2-2 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ問題点解決策としての著者提案伝熱面配置

本節においては、2-1節において述べた急速且つ頻繁な負荷変化を要求されている超臨界圧変圧運転ボイラにおいて経験した問題点を踏まえ、著者の超々臨界圧変圧運転ボイラ伝熱面配置に関する下記の3提案について、従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策について述べる。

1) 水冷壁式後部伝熱壁の採用

- 一 火炉壁と後部伝熱壁の負荷変化時発生温度差の低減による、火炉壁／後部伝熱壁接合部の中間負荷耐力向上

本形式は理論的には考えられる組み合わせであるが、本検討を行った1984年(昭和59)時点より現在に至るまで、実際に採用された超臨界圧変圧運転ボイラはない。1984年(昭和59)時点にて実際に製作された超臨界圧変圧運転ボイラは全て蒸気冷却壁式後部伝熱壁か、次項に述べる煙道蒸発器＋水冷壁式後部伝熱壁の形式である。

2) 煙道蒸発器の採用

- 一 ① 水冷壁管メタル温度の低減
- ② 負荷変化時水冷壁出口蒸気過熱度の低減による火炉壁／後部伝熱壁接合部及び火炉周壁出口部等のボイラ構造壁弱点部位の中間負荷耐力向上
- ③ 負荷変化時節炭器出口サブクーリング確保による水冷壁安全性確保

本形式は我が国のボイラメーカーでは、三菱重工業(株)及びバブコック日立(株)により、燃焼特性により火炉水冷壁蒸発管のみでは蒸発器の所要熱吸収量が確保し難いLNG焚きボイラのケースにおいて、蒸発器熱吸収量を確保する意味で煙道蒸発器を設置した形式で、1983年(昭和58)運開プラントにて、両社が相次いで採用している。このように本来この形式は蒸発器の熱吸収比率増大対策として採用されたものであるが、この方式を中間負荷運用時の超々臨界圧変圧運転ボイラの負荷変化中に生ずる水冷壁出口温度レベルの静特性値よりの偏差増大防止対策に採用するというのが、著者の提案である。なお、前述の如く、この時点以前の超臨界圧変圧運転ボイラはすべて蒸気冷却壁式後部伝熱壁の形式であった。

3) 煙道蒸発器を、並列に3分割し、過熱器パス、一段再熱器パス、二段再熱器パスの過熱器、再熱器のガス側から見て下流側にこれらを配置したことを特徴とする、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(日本^{参考文献10}、米国^{参考文献11}、ドイツ^{参考文献12}、フランス^{参考文献13}、スイス^{参考文献14}、中国^{参考文献15}特許成立)の採用

- 一 ① 負荷変化時の3ガスパス間のガス温度差の低減と抑制による後部伝熱壁／節炭器スチールケーシング接合部中間負荷耐力の向上

② 煙道蒸発器出口蒸気温度偏差拡大抑制による蒸気温度制御性の向上

2-2-1 水冷壁式後部煙道壁の採用

ー●従来法の問題点、●本方式の狙い、●課題、●解決策

本形式は理論的には考えられる組み合わせであるが、本検討を行った1984年(昭和59)時点より現在に至るまで、実際に採用された超臨界圧変圧運転ボイラはない。1984年(昭和59)時点にて実際に製作された超臨界圧変圧運転ボイラは全てここで従来法と述べている蒸気冷却壁式後部伝熱壁か、特殊な例として次項に述べる煙道蒸発器+水冷壁式後部伝熱壁の形式であった。

図2-2-1に水冷式後部伝熱壁案を採用した超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの系統図を示す。表2-2-1には、従来法の問題点と、水冷式後部伝熱壁方式採用の狙いと、その課題ならびに解決策について纏めてある。即ち、従来法にあつては後部伝熱壁をウォーターセパレータ下流側の蒸気によって冷却する蒸気冷却壁としているため、

①ウォーターセパレーター入口蒸気温度は、負荷変化を通じて乾き蒸気となるエンタルピ レベルに選定する必要があり、後部伝熱壁を蒸気冷却壁として構成する場合は、水冷壁として構成する場合に比し、水冷壁出口のエンタルピレベルは後部伝熱壁熱吸収分だけ高くなり、火炉における最大熱負荷点におけるボイラ水温度も、それに応じて高くなる。蒸気条件の超々臨界圧化に伴い、火炉水冷壁エンタルピレベルが同一であってもボイラ水温度は上昇することとなるが、これに加えて超々臨界圧化による設計圧力の上昇による管肉厚の増大により管壁内外面の温度差も上昇するため、超々臨界圧ボイラ的水冷壁管は従来の超臨界圧変圧ボイラに比してメタル温度的に厳しい条件下に置かれることとなる。1950年代に運開した米国の先駆的超々臨界圧ボイラにおける火炉水冷壁管の高温腐食問題は、このボイラの開発を推進した1980年代に至ってもなお、大きなメンテナンス項目の一つとなっていた。超々臨界圧ボイラにおいては火炉水冷壁管の低メタル温度化については特段の配慮を払わねばならない。蒸気冷却式後部伝熱壁に替えて、水冷式後部伝熱壁を採用すればその分だけ火炉水冷壁管の低メタル温度化に寄与することが出来る。

②上記①と同じ事象であるが、火炉水冷壁と、後部伝熱壁の接合部分の、静定条件下におけるエンタルピレベルが相対的に高くなり、負荷変化時の過熱度もその分だけ高くなる。

③火炉水冷式と後部伝熱壁の間に出入口管寄、連絡管に加えてウォーターセパレータが設置されているため、この部分の非加熱部鋼材重量 が大きく、負荷変化時における後部伝熱壁温度の火炉水冷壁出口温度に対する追従遅れが大きくなっていた。

上記②、③から、負荷変化中の火炉水冷壁と後部伝熱壁の温度差が増大することとなり、溶接にて剛接合している火炉側壁温度と後部伝熱壁側壁温度に温度差が生じ、接合部の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命損傷が増大する可能性があるのである。

本方式の狙いは、後部伝熱壁を蒸発器系統の中に組み込むことにより、後部伝熱壁におけるエンタルピ上昇分相当、当該部のエンタルピレベルを低減するとともに、火炉水冷壁出口と後部伝熱壁入口を熱慣性の大きなウォーターセパレータを介さず、直接につなぐことにより両者の間の応答遅れを低減し、中間負荷運用耐力弱点部位である火炉側壁と後部伝熱壁取合部、火炉周壁出口部における中間負荷運用耐力を向上させることである。

又、この方式の課題としては部分負荷帯では水冷壁出口流体が湿り蒸気となるので、後部煙道入口管寄において気水分離が生じぬような分配管寄システムを開発する必要があったことである。

上記課題に関する解決策としては、空気水混合物を利用し、一本の配管から後部煙道入口管寄各部に多数本の分配管を介して全ての後部伝熱壁管に対して均等な気水混合比にて気水を分配できるシステムを開発、実験的に検証し、先行ユニットで有効性を検証したシステムを使用したものであった。

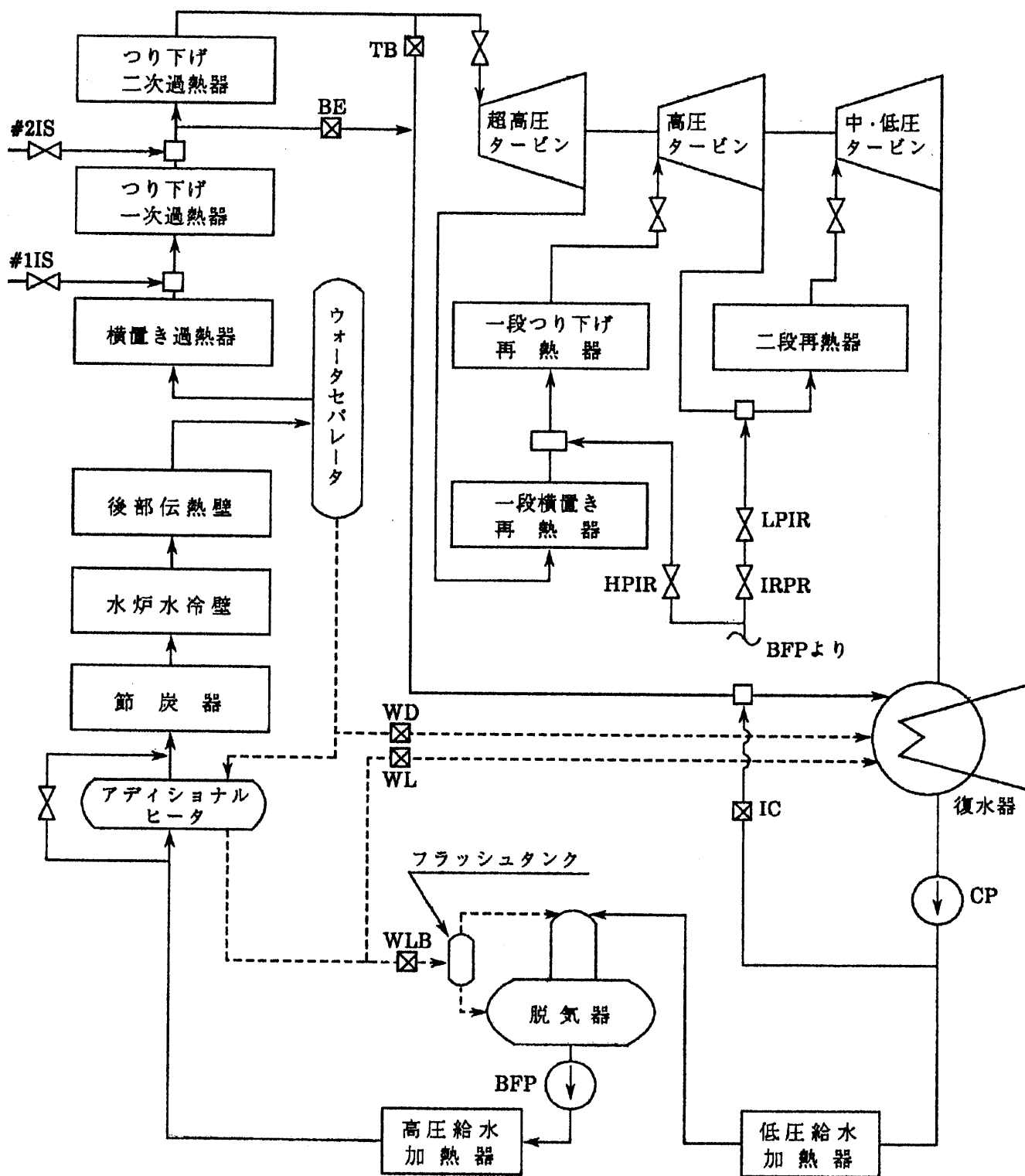


図2-2-1 超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ水冷式後部伝熱壁案系統図

表2-2-1 水冷式後部伝熱壁の採用

一従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策

従来法の問題点	本方式の狙い	課 題	解 決 策
<p>後部伝熱壁をウォータセパレータ下流側の蒸気によって冷却する蒸気冷却壁としているため、</p> <p>① 後部伝熱壁入口蒸気は負荷変化を通じて乾き蒸気となるエンタルピレベルに選定されているため、水冷壁として構成する場合に比し、後部伝熱壁熱吸収分だけエンタルピレベルが高くなり、負荷変化時の過熱度もその分だけ高くなる。</p> <p>② 火炉水冷式と後部伝熱壁の間に出入口管寄、連絡管に加えてウォータセパレータが設置されているため、この部分の非加熱部鋼材重量が大きく、負荷変化時における後部伝熱壁温度の火炉水冷壁出口温度に対する追従遅れが大きくなっていた。</p> <p>上記から、負荷変化中の火炉水冷壁と後部伝熱壁の温度差が増大することとなり、溶接にて剛接合している火炉側壁温度と後部伝熱壁側壁温度に温度差が生じ、接合部の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命損傷が増大する可能性がある。</p>	<p>後部伝熱壁を蒸発器系統の中に組み込むことにより、後部伝熱壁におけるエンタルピ上昇分相当、当該部のエンタルピレベルを低減するとともに、火炉水冷壁出口と後部伝熱壁入口を熱慣性の大きなウォータセパレータを介さず、直接につなぐことにより両者の間の応答遅れを低減し、中間負荷運用耐力弱点部位である火炉側壁と後部伝熱壁取合部、火炉周壁出口部における中間負荷運用耐力を向上させる。</p>	<p>部分負荷帯では水冷壁出口流体が湿り蒸気となるので、後部煙道入口管寄において気水分離が生じぬような分配管寄システムを開発する必要がある。</p>	<p>空気水混合物を利用し、一本の配管から後部煙道入口管寄各部に多数本の分配管を介して全ての後部伝熱壁管に対して均等な気水混合比にて気水を分配できるシステムを開発、実験的に検証し、先行ユニットで有効性を検証したシステムを使用する。</p>

2-2-2 煙道蒸発器の採用

ー ●従来法の問題点、●本方式の狙い、●課題、●解決策

本形式は我が国のボイラメーカーでは、三菱重工業㈱及びバブコック日立㈱により、燃焼特性により火炉水冷壁蒸発管のみでは蒸発器の所要熱吸収量が確保し難いLNG焚きボイラのケースにおいて、蒸発器熱吸収量を確保する意味で煙道蒸発器を設置した形式で、1983年(昭和58)運開プラントにて、両社が相次いで採用している。このように本来この形式は蒸発器の熱吸収比率増大対策として採用されたものであるが、この方式を中間負荷運用時の超々臨界圧変圧運転ボイラの負荷変化中に生ずる水冷壁出口温度レベルの静特性値よりの偏差増大防止対策に採用するというのが、著者の提案である。

図2-2-2に超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラにおける煙道蒸発器採用案と非採用案の静特性比較を示す。蒸気条件の超々臨界圧化に伴い、火炉水冷壁エンタルピレベルが同一であってもボイラ水温度は上昇することとなるが、これに加えて超々臨界圧化による設計圧力の上昇による管肉厚の増大により管壁内外面の温度差も上昇するため、超々臨界圧ボイラの水冷壁管は従来の超臨界圧変圧ボイラに比してメタル温度的に厳しい条件下に置かれることとなる。1950年代に運開した米国の先駆的超々臨界圧ボイラにおける火炉水冷壁管の高温腐食問題は、このボイラの開発を推進した1980年代に至ってもなお、大きなメンテナンス項目の一つとなっていた。超々臨界圧ボイラにおいては火炉水冷壁管の低メタル温度化については特段の配慮を払わねばならない。

ウォーターセパレーター入口蒸気温度は、前節にでも述べたように、負荷変化を通じて乾き蒸気となるエンタルピレベルに選定する必要があるので、ウォーターセパレーター上流側に煙道蒸発器を設置する場合は、設置しない場合に比し、本図に示すように、水冷壁出口のエンタルピレベルは煙道蒸発器の熱吸収分に相当する20℃ほど低くすることが出来、火炉における最大熱負荷点におけるボイラ水温度も、15℃低減させることが出来るのである。

図2-2-3には煙道蒸発器を採用した超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラの系統図を示してある。

表2-2-2には、従来法の問題点と、煙道蒸発器採用の狙いと、その課題ならびに解決策について纏めてある。即ち、煙道蒸発器を採用していない従来法にあっては、

①超々臨界圧化により水冷壁内ボイラ水温度の上昇、管厚の増大などにより超臨界圧変圧運転ボイラに比し、火炉水冷壁管メタル温度は相対的に上昇している。

②超々臨界圧化により高温化した水冷壁出口部分の流体は、USCボイラに要求される高負荷変化率で

は負荷降下時、温度変化に遅れが生じ、水冷壁出口エンタルピレベルが過渡的に上昇しボイラ水冷壁システム内の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費を増大させる可能性がある。

- ③超々臨界圧化により、節炭器出口給水温度が上昇し、高負荷変化速度では負荷降下中の温度遅れのため、節炭器出口温度が、亜臨界圧域に入っても飽和温度以下に下らず、火炉入口においてスチーミングを生ずる可能性がある。

これに対して本方式の狙いは、

- ①ボイラ水冷壁最大熱負荷点、ボイラ水温度、火炉壁管メタル温度を低減させ火炉壁管設計温度を低減させる。

- ②ボイラ水冷壁管内流体のエンタルピレベルを、低減させることにより、超々臨界圧化による熱慣性の増大による、負荷変動時水冷壁出口エンタルピの静特性値よりの偏差増大を抑制し、ボイラ水冷壁システム内の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費を低減させる。

- ③節炭器の熱吸収量を低減させ、節炭器出口のサブクールを確保する。

超々臨界圧化による熱慣性の増大により、高負荷より負荷降下させた場合の節炭器出口のサブクーリングの静特性値からの偏差は増大する傾向にあるため、本項は重要性を増している。

又、本方式の課題としては、

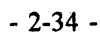
- ①水冷式後部煙道壁の場合と同様に、部分負荷では、後部煙道水冷壁出口流体が湿り蒸気となるので、煙道蒸発器入口管寄において気水分離が生じぬような分配管寄システムを開発する必要がある。

- ②負荷変動時のボイラ水冷壁出口エンタルピ、節炭器出口サブクーリングの静特性値よりの偏差は、ボイラ制御系及びその調整の完成度に依存するため、どの程度の大きさの煙道蒸発器伝熱面積が偏差低減に十分な効果を発揮できるか否かは精密な火力プラント動特性シミュレータにて検証しておく必要がある。

- ③煙道蒸発器は、従来型伝熱面配置案においては節炭器が配置してあった比較的ガス温度の低い部分に配置されるため、熱吸収量あたりの伝熱面積、メタル重量の大きな、すなわち熱慣性の大きな伝熱面である煙道蒸発器を蒸気側から見て一次過熱器(横置き過熱器)の直前に配置されることになるため、負荷変化中の横置き過熱器出口温度偏差を増大させ、蒸気温度制御に悪影響を与える可能性がある。

上記課題に関する解決策としては、

- ①水冷式後部煙道壁の場合と同様に、空気水混合物を利用し、一本の配管から煙道蒸発器入口管寄各部に多数本の分配管を介して均等な気水混合比にて気水を分配できるシステムを開発、実験的に検証し、先行ユニットで有効性を検証したシステムを使用した。
- ②超臨界圧変圧運転ボイラ実運転結果と比較することにより精度の向上を図った火力プラント動特性シミュレータにて、配置した煙道蒸発器の伝熱面積が、負荷変化中のボイラ水冷壁出口エンタルピー偏差、節炭器出口のサブクーリング偏差の適正化に十分であることを確認し、実機試運転時に検証することが考えられる。



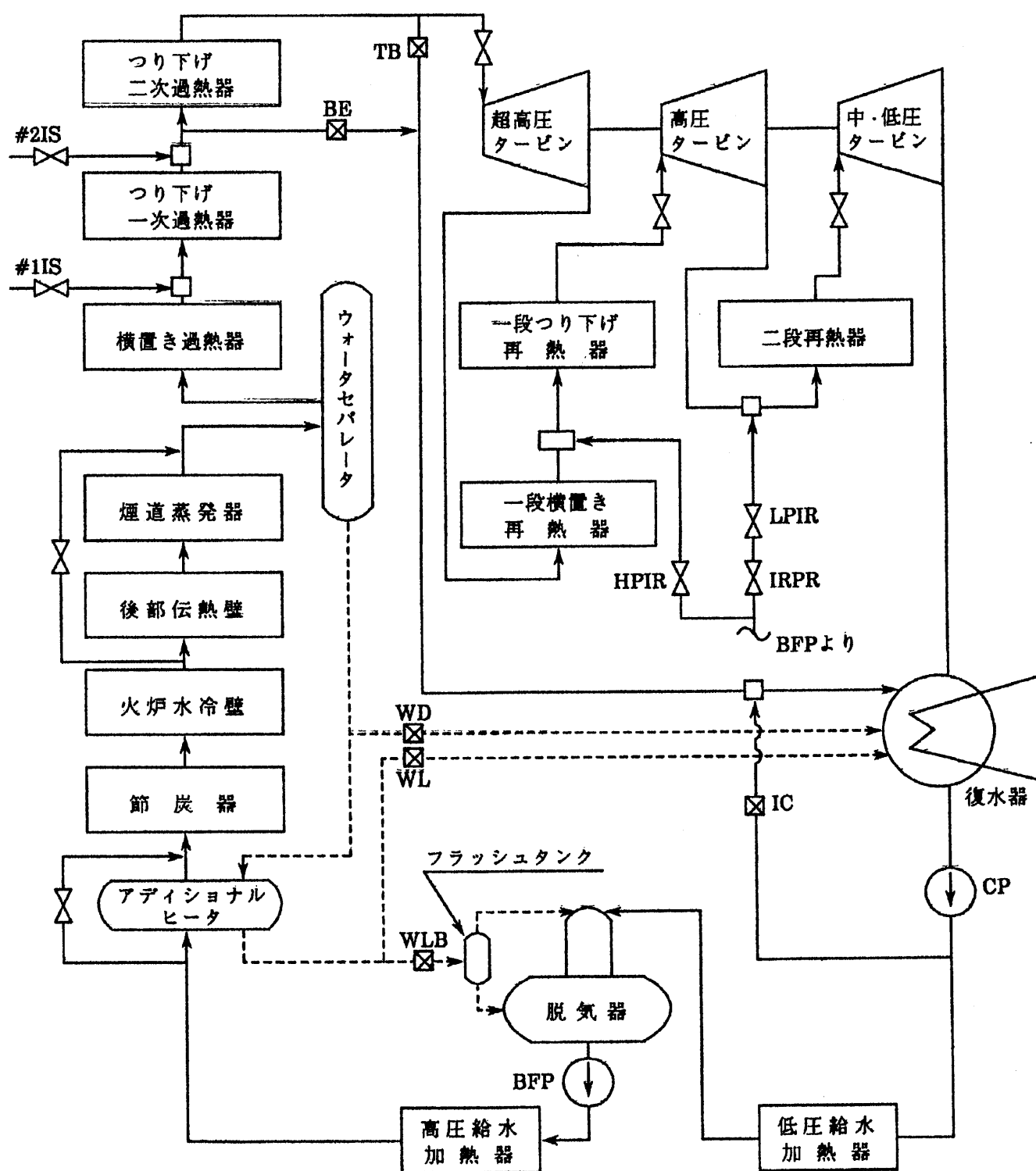


図2-2-3煙道蒸発器設置案超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ
系統図

表2-2-2 煙道蒸発器の採用

一従来法の問題点、本方式の狙い、課題ならびに解決策

従来法の問題点	本方式の狙い	課 題	解 決 策
① 超々臨界圧化により水冷壁内ボイラ水温度の上昇、管厚の上昇などにより超臨界圧変圧運転ボイラに比し、火炉水冷壁管メタル温度は相対的に上昇している。	① ボイラ水冷壁最大熱負荷点、ボイラ水温度、火炉壁管メタル温度を低減させ火炉壁管設計温度を低減させる。	① 部分負荷荷では、後部煙道水冷壁出口流体が湿り蒸気となるので、煙道蒸発器入口管寄において気水分離が生じぬような分配管寄システムを開発する必要がある。(水冷式後部煙道壁と同様)	① 空気水混合物を利用し、一本の配管から煙道蒸発器入口管寄各部に多数本の分配管を介して均等な気水混合比にて気水を分配できるシステムを開発、実験的に検証し、先行ユニットで有効性を検証したシステムを使用した。(水冷式後部煙道壁と同様)
② 超々臨界圧化により高温化した水冷壁出口部分の流体は、USC ボイラに要求される高負荷変化率では負荷降下時、温度変化に遅れが生じ、水冷壁出口エンタルピレベルが過渡的に上昇しボイラ水冷壁システム内の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費を増大させる可能性がある。	② ボイラ水冷壁管内流体のエンタルピレベルを、低減させることにより、超々臨界圧化による熱慣性の増大による、負荷変動時水冷壁出口エンタルピの静特性値よりの偏差増大を抑制し、ボイラ水冷壁システム内の中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費を低減させる。	② 負荷変動時のボイラ水冷壁出口エンタルピ、節炭器出口サブクーリングの静特性値よりの偏差は、ボイラ制御系及びその調整の完成度に依存するため、どの程度の大きさの煙道蒸発器伝熱面積が偏差低減に十分な効果を発揮できるか否かは精密な火力プラント動特性シミュレータにて検証しておく必要がある。	② 超臨界圧変圧運転ボイラ実運転結果と比較することにより精度の向上を図った火力プラント動特性シミュレータにて、配置した煙道蒸発器の伝熱面積が、負荷変化中のボイラ水冷壁出口エンタルピ偏差、節炭器出口のサブクーリング偏差の適正化に十分であることを確認し、実機試運転時に検証する。
③ 超々臨界圧化により、節炭器出口給水温度が上昇し、高負荷変化速度では負荷降下中の温度遅れのため、節炭器出口温度が、亜臨界圧域に入っても飽和温度以下に下らず、火炉入口においてスチーミングを生ずる可能性がある。	③ 節炭器の熱吸収量を低減させ、節炭器出口のサブクールを確保する。 超々臨界圧化による熱慣性の増大により、高負荷より負荷降下させた場合の節炭器出口のサブクーリングの静特性値からの偏差は増大する傾向にあるため、本項は重要性を増している。	③ 煙道蒸発器は、従来型伝熱面配置案においては節炭器が配置してあった比較的ガス温度の低い部分に配置されるため、熱吸収量あたりの伝熱面積、メタル重量の大きな、すなわち熱慣性の大きな伝熱面である煙道蒸発器を蒸気側から見て一次過熱器(横置き過熱器)の直前に配置されることになるため、負荷変化中の横置き過熱器出口温度偏差を増大させ、蒸気温度制御に悪影響を与える可能性がある。	③ 煙道蒸発器の熱慣性による煙道蒸発器下流側の横置き過熱器出口、つり下げ一次過熱器出口の蒸気温度偏差増大が、過熱器出口(つり下げ二次過熱器出口)温度に悪影響を及ぼさぬよう、過熱器一次過熱低減器、過熱器二次過熱低減器のスプレイ容量を、火力プラント動特性シミュレータを駆使し選定し、実機試運転時にその有効性を検証する。

2-2-3 煙道蒸発器を、並列に3分割し、過熱器パス、一段再熱器パス、二段再熱器パスの過熱器、再熱器のガス側から見て下流側にこれらを配置したことを特徴とする、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(日本参考文献¹⁰、米国参考文献¹¹、ドイツ参考文献¹²、フランス参考文献¹³、スイス参考文献¹⁴、中国参考文献¹⁵特許成立)の採用

ー ●従来法の問題点、●本方式の狙い、●課題、●解決策

図2-2-4に標記著者提案の超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置(三菱アドバンスト・ダンパ・コントロール方式伝熱面配置案)を示す。表2-2-3には、従来法の問題点と、著者提案の超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ伝熱面配置案の狙いと、その課題ならびに解決策について纏めてある。即ち、

従来法の問題点としては、

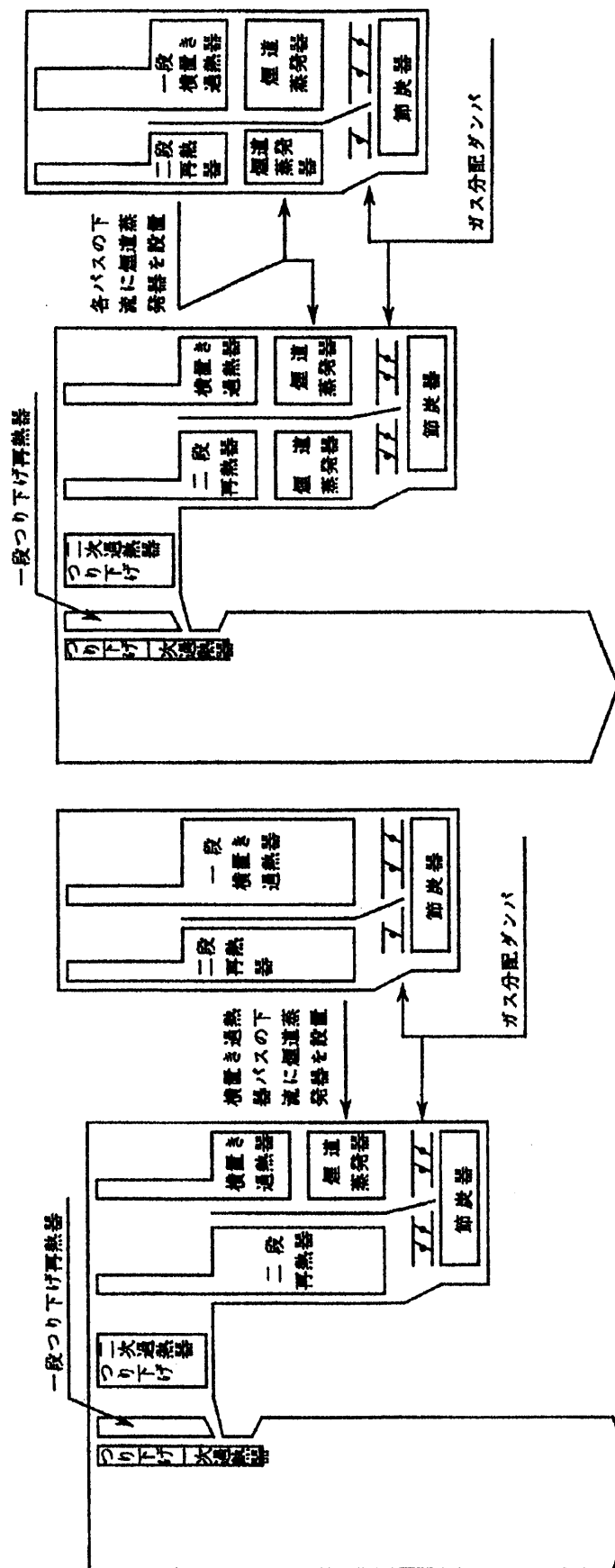
超々臨界圧変圧運転ボイラにおける過熱器入口蒸気温度(或いは煙道蒸発器入口温度)は、全負荷より30%負荷まで負荷変動した場合、450℃より350℃(或いは440℃～340℃)と100℃以上も変化するのに対し(図2-2-5参照)、一段再熱蒸気入口蒸気温度、二段再熱蒸気入口温度ともそれぞれ400℃、390℃付近で一定であるため(図2-2-6、図2-2-7参照)、各パスに一段、二段再熱器および過熱器(或いは過熱器+煙道蒸発器)を配置した場合(図2-2-4-[A]参照)、100%負荷で各パス出口ガス温度が均一となるように設計しても低負荷ではパス毎に大きな温度差が生じ、後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングとの取合部に、パス間の温度差に伴う熱応力が発生する可能性がある。本方式をモデルに構造解析を行った所によればパス間の温度差が50℃を超過すると中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費が許容限度を越え増大する可能性があることが明らかとなった。

これに対し、本方式の狙いは、

煙道蒸発器を並列3系統に分割しこれらをそれぞれ、各パスの横置き過熱器、一段横置再熱器、二段再熱器の下流側に配置することにより(図2-2-4-[B]参照)、負荷変動にかかわらず、各スプリットガスパスにおけるガスを冷却する側の蒸気温度を常に同一レベルに保つことにより、3つのガスパスの出口温度を負荷変動にかかわらずほぼ同一の温度範囲に維持できるようにし、後部伝熱壁と節炭器廻りのケーシングを接合するケーシングの中間負荷運用耐力を確保することである。

そして、本方式に対する課題は、

負荷変動時の各スプリットガスパス出口のガス温度差は、ボイラ制御系におけるPIDコントローラ等の調整の完成度に依存するため各パス出口に設置した煙道蒸発器伝熱面積が各パス出口温度差の低減に十分な効果を発揮できるか否かはこれらの影響のシミュレーションが可能な精密な火力プラント動特性シミュレータにて検証しておく必要があるということである。



[A] 従来型ダンパコントロール方式伝熱面配置案

[B] 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

図2-2-4 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

**表2-2-3 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
ー従来法の問題点、本方式の狙い、課題並びに解決策**

従来法の問題点	本方式の狙い	課 題	解 決 策
超々臨界圧変圧運転ボイラにおける過熱器入口蒸気温度（或いは煙道蒸発器入口温度）は、全負荷より30%負荷まで負荷変動した場合、450℃より350℃（或いは440℃～340℃）と100℃以上も変化するのに対し（図2-2-5参照）、一段再熱蒸気入口蒸気温度、二段再熱蒸気入口温度ともそれぞれ400℃、390℃付近で一定であるため（図2-2-6、図2-2-7参照）、各パスに一段、二段再熱器および過熱器（或いは過熱器+煙道蒸発器）を配置した場合（図2-2-4- [A] 参照）、100%負荷で各パス出口ガス温度が均一となるように設計しても低負荷ではパス毎に大きな温度差が生じ、後部伝熱壁と節炭器廻りスチールケーシングとの取合部に、パス間の温度差に伴う熱応力が発生する可能性がある。本方式をモデルに構造解析を行った所によればパス間の温度差が50℃を超過すると中間負荷運用耐力弱点部位の疲労寿命消費が許容限度を越え増大する可能性があることが明らかとなった。	煙道蒸発器を並列3系統に分割しこれらをそれぞれ、各パスの横置き過熱器、一段横置再熱器、二段再熱器の下流側に配置することにより（図2-2-4- [B] 参照）、負荷変動にかかわらず、各スプリットガスパスにおけるガスを冷却する側の蒸気温度を常に同一レベルに保つことにより、3つのガスパスの出口温度を負荷変動にかかわらずほぼ同一の温度範囲維持できるようにし、後部伝熱壁と節炭器廻りのケーシングを接合するケーシングの中間負荷運用耐力を確保することである。	負荷変動時の各スプリットガスパス出口のガス温度差は、ボイラ制御系におけるPIDコントローラ等の調整の完成度に依存するため各パス出口に設置した煙道蒸発器伝熱面積が各パス出口温度差の低減に十分な効果を発揮できるか否かはこれらの影響のシミュレーションが可能な精密な火力プラント動特性シミュレータにて検証しておく必要がある。	超臨界圧変圧運転ボイラ実運転結果と比較することにより精度の向上を図った火力プラント動特性シミュレータにて各パスに配置した煙道蒸発器の伝熱面積が、各スプリットガスパス出口のガス温度差低減に十分であるかどうか確認し、更に実機試運転時にも検証する。

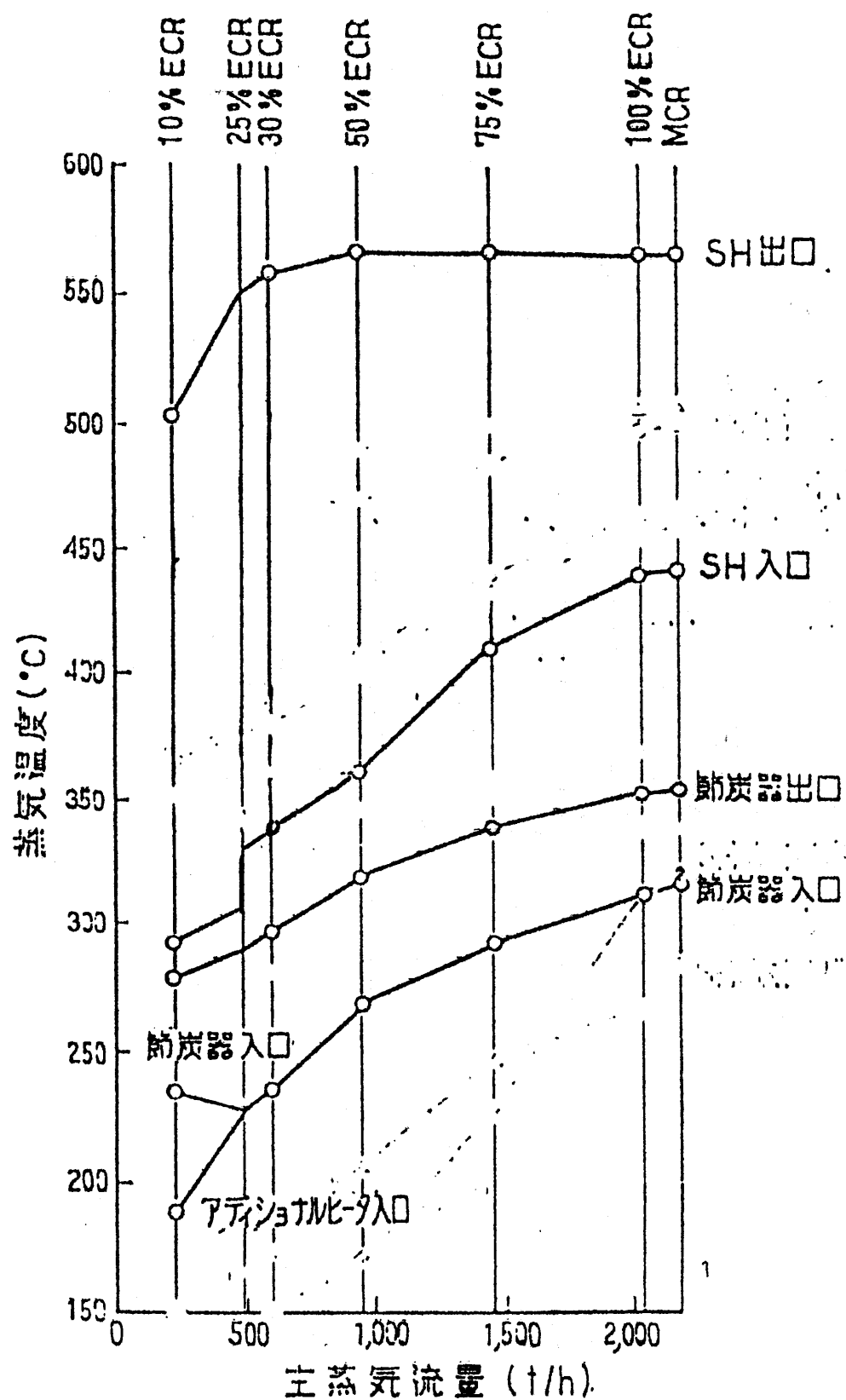


図2-2-5 超々臨界圧ボイラ主蒸気温度特性

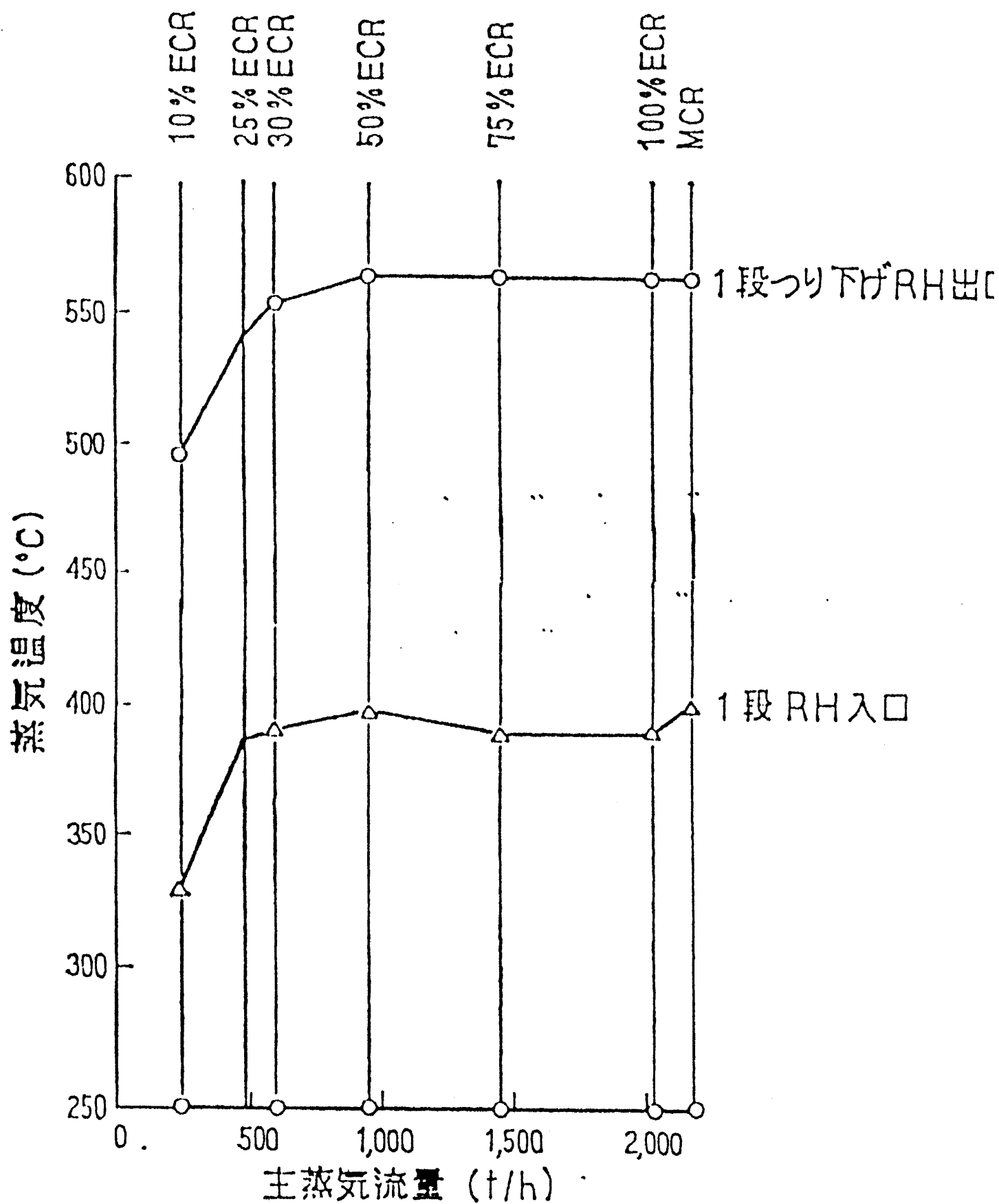


図2-2-6 超々臨界圧ボイラ1段再熱蒸気温度特性

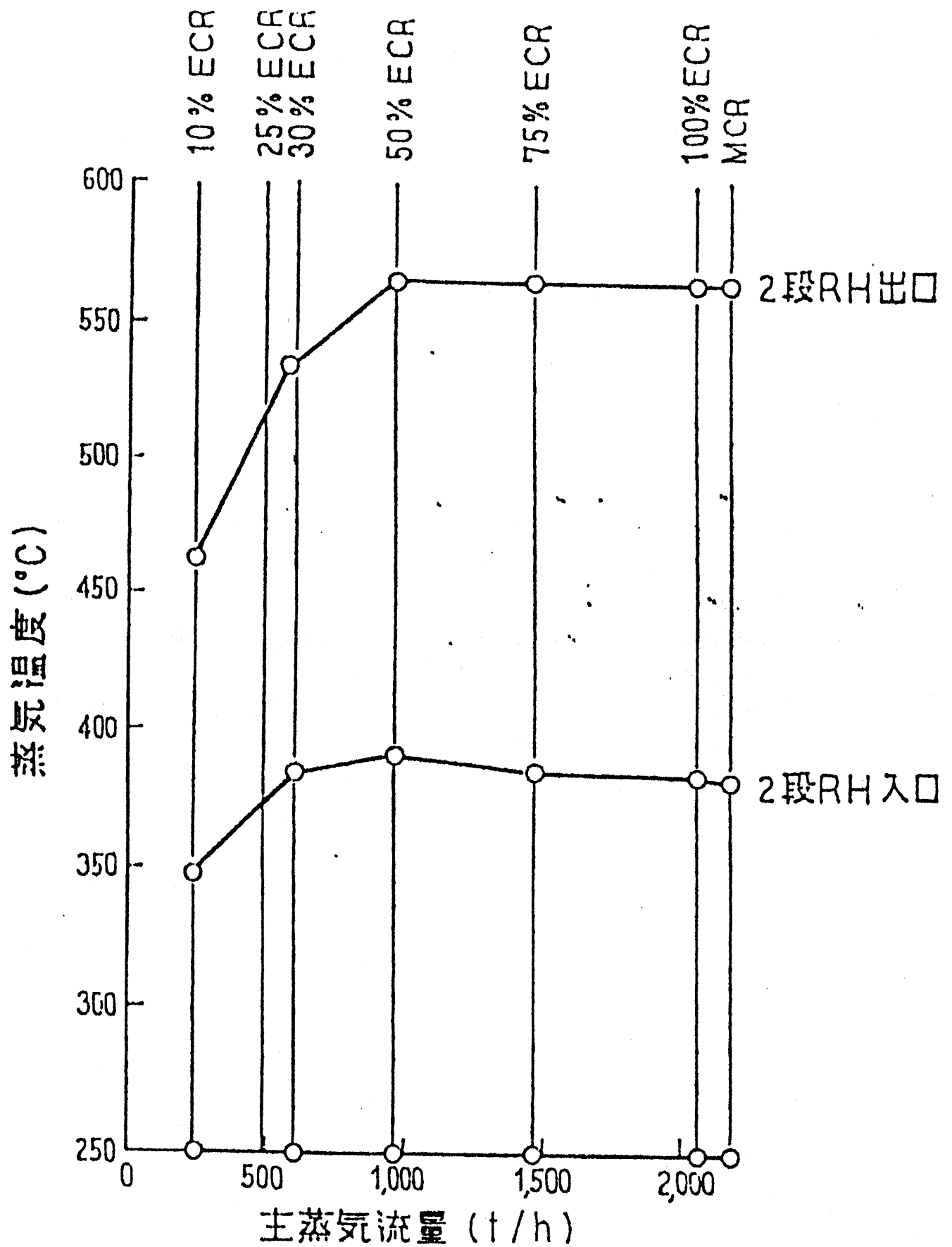


図2-2-7 超々臨界圧ボイラ2段再熱蒸気温度特性

第3章 火力プラント動特性シミュレータ

本章においては、先ず3-1節において本検証を行うために開発した火力プラント動特性シミュレータにつき、その開発の必要性について述べ、次に3-2節においてその基礎式について述べる。

3-1 火力プラント動特性シミュレータ開発の必要性

『超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』を開発するに当って、まず第一に考えなければならぬのは、出力・効率など、いわゆる静的な性能であるが、厳しい中間負荷運用を要求されるプラントにあっては、負荷変動時の動的な性能をなおざりにすることはできない。特に本論で取り上げている『超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』にあっては、第2章で述べたように、ボイラプラントの死命を制するのは、いわゆる静特性だけではなく、負荷変動時のボイラ中間負荷運用耐力である。この中間負荷運用耐力は、本論で詳述したように極めて条件の厳しい『超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』の場合、初期の『伝熱面配置』計画の段階で十分な配慮を行っておかないと、ボイラ構造上相応の構造設計的配慮を行っても、従来のように如何なる運用に対しても十分な耐力を有することは困難になってくる。そこで必要になるのは、第3章で詳述したように、極めて、初期の計画段階で、ボイラ動特性を精密に予測しうる火力プラント動特性シミュレータである。今回の『超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ』では、プラントをいかにして起動・停止、負荷変動させるかを計画の初期段階で把握することが、プラントの成立、不成立にもかかわる重要問題として、十分つめておかねばならない問題となっているのである。。

上記の問題を検討するための有力な手段を提供するものが火力プラント動特性シミュレータであり、これを用いて計算機シミュレーションを行うことになる。本来シミュレータは使用目的に応じた構造のものが作られ、また設計の変更に応じて組替えられるものである。更にパラメータを変えながら幾通りものケーススタディが行われる。したがって、このような目的に使用されるプロセスシミュレータの具備すべき条件として、

- (1) 目的に応じて容易にシミュレータを組上げ、あるいは組替えが可能であること。
- (2) シミュレーションの費用(計算機の使用料、直接には計算時間)が少ないこと。

が挙げられるが、特に対象が大規模になるに従ってこれらが実用性の決め手となってくる。

シミュレーションの道具としてのアナログ計算機ないしはハイブリッド計算機は、上記の両条件を満足するものであるが、容量の制限が厳しく、大規模システムのシミュレーションは大部分がディジタル計算機を用いて行われるのが実情である。シミュレータには汎用プログラムと専用プログラムの二つの方法がある。汎用プログラムは現在のところ条件(1)を満足しているが、しかし条件(2)はまだ不十分である。汎用プログラムとして有名なものにはIBM社のCSMPなどがあり実用されているが、これは次に3-2-1節に

て述べるように、火力プラントのように、系に含まれる固有値が極端にかけ離れたものが混在している、いわゆるスティッフな問題と呼ばれている問題がある系においては、一般の数値積分法によると、最大の固有値に依存した 10^{-5} にも達するような、非常に細かい時間刻みが必要となるため、計算機の使用時間が、時に 10^5 倍にも増大し、実用的ではない。

火力プラント動特性シミュレータにて、本論文に述べる検討、検証を行った時点では、計算機速度は大型計算機といえども、100MHz程度であったものが、現状では、パソコンであっても1.8GHzと、現状では20倍の計算速度が得られるなど、長足の進歩を遂げているが、スティッフな問題に対しては、現状の計算速度であっても十分とは言えず、計算上一工夫を要する。

加えて、本章でその一端を御紹介するように、これを超臨界圧2段再熱ボイラの開発に使用する場合には、極めて多数のケーススタディを短時間に、安価に(つまり計算機使用時間を大量に消費せずに)実施するには極めて不十分である。

著者らは計算の高速化を阻害している主要原因は積分法にあることに着目して、条件(2)を満たす方法を案出し、適用範囲を熱交換・流動プロセスに限定して、必要な計算精度を維持し、かつ計算時間の大幅な短縮化を行った。この手法を、著者もその一員である設計技術者が簡単に利用できる形に整理することにより、熱交換器を主要構成要素(自動制御系を含む)とする汎用動特性シミュレーションプログラムを開発したものである。本論の主題である、『厳しい中間負荷運用条件の要求される超々臨界圧変圧運転二段再熱ボイラ最適伝熱面配置』の開発はこの火力プラント動特性シミュレータの開発実用化により初めて可能となったものである。

3-2 火力プラント動特性シミュレータの理論

3-2-1 高速演算化の手法

熱交換・流動プロセスは非線形偏微分方程式で表せるが、その時間応答の解を求めるときの大きな問題が二つある。即ち、

① 前3-1節にて述べたが、系に含まれる固有値が極端にかけ離れたもの(これは時に 10^5 倍にも達する)が混在している、いわゆるスティッフな問題と呼ばれている問題がある。

② 多次元の連立微分方程式を解かなければならない。

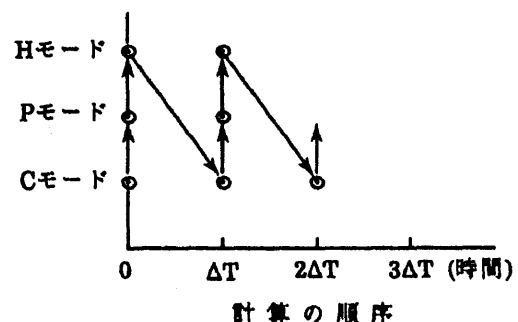
が挙げられる。

①の問題については、一般の数値積分法によると、最大の固有値に依存した非常に細かい時間刻みが必要となるため、計算機の使用時間が増大し、シミュレータとしての実用性を少なくしているため、熱交換・流動プロセスを細分化して集中系の連続した形に置換えて、擬似線形化の手法により線形化し、更に微分演算子の助けを借りて1次遅れ要素を組合せた形で解が得られるようにした。ただし、1次遅れ要素のパラメータ、例えば時定数の計算方法はインプリシット形式になっているため、すなわち、解の値が求めようとしている解の値の関数になっているため、収束計算を採用している。

1次遅れの高速演算処置としては、1次遅れ要素を定差方程式で扱い、指数関数を使って1時間ステップ先を計算するようにしたので、時間ステップ幅を極端に大きくしても安定な解が得られるようになった。

②の問題は、①と同様に計算時間が掛かるところにある。これについては、プロセスを圧力及び流量関係の物質収支方程式群(Pモード)と熱収支方程式群(Hモード)に分離し、そして制御系統の変数計算関係(Cモード)を別に設けた。各モード間は、下図に示すように、その時刻の値が既に計算されている場合はそれを使い、それ以外は時間刻み増分のむだ時間を持った値で連絡するようにしている。

即ち、まず1時間ステップ前に計算した、当該時間ステップの温度、エンタルピ、圧力、流量を使って、Cモードにて、制御変数の計算を行う。こうして計算された制御変数と、それ以外の、前時間ステップにて計算した当該時間ステップの値を用いて、Pモードにて物質収支計算により、圧力、流量の計算を行う。次に、こうして計算された圧力、流量を用いて、Hモードにて次の時間ステップの温度エンタルピを計算するのである。



3-2-2 動特性の定式化及び計算方法—記号

以下に4-2-2で述べた物質収支方程式群(Pモード)と熱収支方程式群(Hモード)につき概要を述べる。
まず、本文で使用する記号は次の通りである。

セクション及びセグメント : 熱交換・流動プロセスを適当に区切って、その単位をセクションと呼び、セクションを分割したものをセグメントと呼ぶものとする。
サフィックス : g, m, f は第1流体、メタル、第2流体を意味し、 j は分割したセグメント番号である。また、 e, a はセクションの入口及び出口を意味する。

W	: セグメントに含まれる物質の重量(kg)
c	: 比熱量 (kcal/kg $^{\circ}$ C)
d_i	: 伝熱管内径 (m)
d_o	: 伝熱管外径 (m)
D	: 時間に関する微分演算子(1/s)
F	: 伝熱面積 (m 2)
i	: エンタルピ (kcal/kg)
k	: 温度とエンタルピの比(kcal/g $^{\circ}$ C)
Nu	: ヌッセルト数 (—)
P	: 圧力 (ata)
Pe	: ペクレ数 (—)
Pr	: プラントル数 (—)
Q	: 重量流量 (kg/s)
r, r'	: 単位重量あたりの入熱(kcal/s kg)
Re	: レイノルズ数 (—)
θ	: 温度 ($^{\circ}$ C)
t	: 時間 (s)
u	: 流速 (m/s)
x	: 位置座標 (m)
α	: 熱伝達率 (kcal/m 2 s $^{\circ}$ C)
α'	: 等価熱伝達率 (kcal/m 2 s $^{\circ}$ C)
γ	: 比重量 (kg/m 3)
λ	: 熱伝導率 (kcal/ms $^{\circ}$ C)
v	: 比容積 (m 3 /kg)
B	: セクション内容積(m 3)
l	: セクション長さ (m)

3-2-3 物質収支(Pモード)

仮定

- (1) 熱交換プロセスを区切り、区分けした単位で集中系の取扱をする。
- (2) 温度は与えられるものとする。(実際にはHモードで計算した前時間ステップの値を採用する)
- (3) 境界条件は、 $Q=f(Q, P)$ で表せるものとする。
- (4) 質量慣性は無視する。
- (5) 系全体の入口流量は与えられるものとする。

基礎式

$$\text{連続の式} : \frac{\partial}{\partial t} \gamma(x, t) + \frac{\partial}{\partial x} \gamma(x, t)u(x, t) = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{圧力降下式} : Pe(t) - Pa(t) = \zeta v \cdot Qe^2(t) \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{境界条件式} : Qa(t) = \phi(t)Pa(t) \dots\dots\dots(3)$$

ここで、

ζ : 抵抗係数 (at s²/m³kg)
 $\phi(t)$: $Qa(t)$ と $Pa(t)$ を関係づける因子で、一般には時間と共に変動する値をとる (kg/s ata)

また $Pa(t)$ を、物性値を考慮して次式で表す。

$$Pa(t) = g(t)\overline{\gamma}(t) + \alpha(t) \dots\dots\dots(4)$$

ここで、 $g(t)$, $\alpha(t)$ は $Pa(t)$ 、位置方向の平均値 $\overline{\gamma}(t)$ が(4)式で関係づけられるように選んだ因子で、一般には時間の経過とともに変動する値をとる。

計算方法

(1)式を変形し、位置方向の平均値を

$$\overline{\gamma}(t) = \frac{1}{l} \int_0^t \gamma(x, t) dx \dots\dots\dots(5)$$

として(4)式に代入し、更に変形を重ねると(6)式が得られる。

$$Pa(t) = \int_0^t \beta(t)\{Qe(t) - Qa(t)\}dt + \varepsilon(t) \dots\dots\dots(6)$$

ここで、

$$\beta(t) = \frac{g(t)}{B}$$

$$\varepsilon(t) = \int_0^t \left\{ \gamma(t)g \frac{d}{dt}(t) + \alpha \frac{d}{dt}(t) \right\} dt + Pa(0)$$

(3)式を(6)式に代入し、 t で微分して整理すると

$$Pa(t) = \frac{1}{1 + \tau(t)D} \{ \eta(t) \cdot Qe(t) + \mu(t) \} \dots\dots\dots(7)$$

ここで、

$$\tau(t) = \frac{1}{\beta(t) + \phi(t)}$$

$$\eta(t) = \frac{1}{\phi(t)}$$

$$\mu(t) = \tau(t)\{De(t)\}$$

入口流量に対する出口圧力の応答が(7)式で与えられ(2)(3)式から入口圧力、出口流量の応答が得られる。

3-2-4 熱収支(Hモード)

仮定

- (1) セグメント内の取扱は集中系とする。
- (2) セグメント内の流体の蓄熱量は、そのセグメントの出口エンタルピーで代表させる。
- (3) 管内流体の圧力は、長さ方向に一様とする。
- (4) メタルの熱抵抗は、管内外熱伝達率に加え等価な熱伝達率とし、それに含めてしまう。
- (5) 第1流体とメタル及びメタルと第2流体との熱交換量は、各セグメントでのメタル平均温度と、第1及び第2のそれぞれの流体出入口相加平均温度との差に比例すると考える。

基礎式

熱移動計算の基礎式は第1及び第2流体に対して

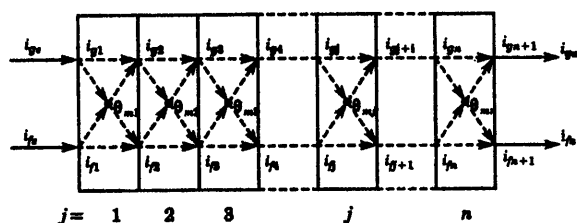
$$\frac{\partial}{\partial t} i + u \frac{\partial i}{\partial x} = r \dots\dots\dots(8)$$

となり、メタルについては(9)式となる。

$$c_m \frac{\partial}{\partial t} \theta_m = r' \dots\dots\dots(9)$$

計算方法

(8)(9)式を上述の仮定に基づいて整理すると、たとえば、並流形熱交換器では第 j 番目のセグメントに対して(10)～(12)式を得る。各セグメントの接続関係は下記に示す通りである。



並流形熱交換器の計算順序

$$Q_g(i_{g,j} - i_{g,j+1}) - W_g \frac{d}{dt} i_{g,j+1} = 0.5 F_g \alpha_g (\theta_{g,j} + \theta_{g,j+1} - 2 \theta_{mj+1}) \dots\dots\dots(10)$$

$$c_{mj} W_{mj+1} \gamma(t) = 0.5 F_g \alpha_g (\theta_{g,j} + \theta_{g,j+1} - 2 \theta_{mj+1})$$

$$-0.5F_{\theta} \alpha_{\theta} (2\theta_{mj+1} - \theta_{\theta} - 2\theta_{\theta+1}) \dots\dots\dots (11)$$

$$Q_{\theta}(i_{\theta+1}-i_{\theta})+W_{\theta+1} \frac{d}{dt} i_{\theta+1} = 0.5F_{\theta} \alpha_{\theta} (2\theta_{mj+1} - \theta_{\theta} - \theta_{\theta+1}) \dots\dots\dots (12)$$

一方、温度は状態式

$$\theta_s = f_s(P_s, i_s) \dots\dots\dots (13)$$

$$\theta_f = f_f(P_f, i_f) \dots\dots\dots (14)$$

によって、圧力、エンタルピーと関係づけられているが、簡単のため

$$\theta_s = k_s i_s \dots\dots\dots (15)$$

$$\theta_f = k_f i_f \dots\dots\dots (16)$$

で近似し、(10)～(12)式と(15) (16)式に変形の途中で近似操作することにより、次式が得られる。

$$i_{\theta+1} = \frac{1}{1+\tau_{1D}} \{G_{mg}(i_{\theta} + \xi_1 \theta_{mj})\} \dots\dots\dots (17)$$

$$i_{\theta+1} = \frac{1}{1+\tau_{2D}} \{G_{mf}(i_{\theta} + \xi_2 \theta_{mj})\} \dots\dots\dots (18)$$

$$\theta_{mj} = \frac{1}{1+b_1^*D} G_m \{ (k_{\theta} + k_{\theta+1} G_{mg} \frac{1}{1+\tau_{1D}}) i_{\theta} + \xi_3 (k_{\theta} + k_{\theta+1} G_{mg} \frac{1}{1+\tau_{2D}}) i_{\theta} \} \quad (19)$$

ここで

$$G_{mg} = \mu_2 / \mu_1$$

$$\mu_1 = Q_{\theta} + 0.5F_{\theta} \alpha_{\theta}' k_{\theta+1}$$

$$\mu_2 = Q_{\theta} - 0.5F_{\theta} \alpha_{\theta}' k_{\theta}$$

$$\tau_1 = W_{\theta} / \mu_2$$

$$\xi_1 = F_{\theta} \alpha_{\theta}' / \mu_1$$

$$G_{mf} = \mu_4 / \mu_3$$

$$\mu_3 = Q_{\theta} + 0.5F_{\theta} \alpha_{\theta}' k_{\theta+1}$$

$$\mu_4 = Q_{\theta} - 0.5F_{\theta} \alpha_{\theta}' k_{\theta}$$

$$\tau_2 = W_{\theta} / \mu_4$$

$$\xi_2 = F_{\theta} \alpha_{\theta}' / \mu_3$$

$$G_m = 0.5 / \xi_4$$

$$\xi_4 = 1 + \xi_3 - 0.5k_{\theta+1} G_{mg} - 0.5k_{\theta+1} \xi_2 \xi_3 G_{mf}$$

$$\xi_3 = F_{\theta} \alpha_{\theta}' / F_{\theta} \alpha_{\theta}'$$

$$\tau_3 = c_{mj} W_{mj} / F_{\theta} \alpha_{\theta}'$$

$$b_1^* = a_1 - \tau_1 - \tau_2$$

$$a_1 = (\xi_3 + (1 + \xi_2)(\tau_1 + \tau_2) - 0.5k_{\theta+1} \xi_1 G_{mf} \tau_2 - 0.5k_{\theta+1} \xi_2 \xi_3 G_{mf} \tau_1) / \xi_4$$

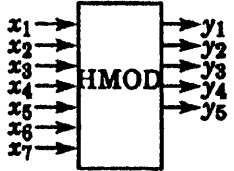

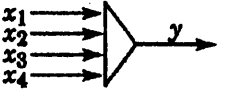
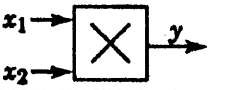
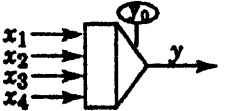
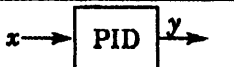
(19) (17) (18) 式をこの順で解いてゆけば、入口条件から出口条件を計算できる。
しかしながら、第 j 番目の出口エンタルピーを与える上記方程式中には k_{g+1} 、 k_{g+1} が含まれており、これらは (15) (16) 式で定義されるように、 i_{g+1} 、 i_{g+1} が分かっていなければ求められない。そこで本シミュレータでは、まずこれらを i_{g+1} 、 i_{g+1} を予測して、 k_{g+1} 、 k_{g+1} を求め、これを用いて (19) (17) (18) 式から計算した i_{g+1} 、 i_{g+1} が、予測値と指定した誤差範囲内で等しくなるまで予測値を修正し、収束計算する。

3-2-5 制御系統変数計算(Cモード)

Cモードでは、PIDコントローラ、加算器、乗算器、加算積分器などを用いて、制御変数の計算を行う。

3-2-6 シミュレーションプログラムの構成

プログラムはC、P及びHモードからなる。熱交換プロセスをインプットする場合は、まず対象をC、P及びHモードに区別して、各モードごとに表に示す要素を使ってブロック線図形式で表す。そして各要素に付番し、要素番号、要素の記号、接続関係並びに定数をインプットデータとして与える。

演算要素名	記 号	ブロック線図記号	機 能
① 熱収支演算器	HMOD		熱収支関係の計算 $x_1 \sim x_7$: 入力 $y_1 \sim y_5$: 出力
② 物性値表	JSME		物性値を折線近似 (1変数関数 または2変数関数)
③ 加算器	SUM		$y = \sum_{i=1}^4 x_i$
④ 乗算器	MULT		$y = x_1 x_2$
⑤ 加算積分器	INT		$y = \int_0^t \sum_{i=1}^4 x_i dt + y_0$ y_0 : 初期値, t : 時間
⑥ PIDコントローラ	PID		

(一部のみ示す)

取扱える熱交換器の種類は、間接熱交換器の並流形、向流形、直交流形及び二重平行流形である。

3-2-7 熱伝達率の計算

前記の計算式の中で用いる熱伝達率 α_r 、 α_s はメタルの熱伝達率を加味した等価熱伝達率 α_r' 、 α_s' であり次式で定義される。

$$\frac{1}{\alpha_r'} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{K_r^*}{\lambda_m} \quad \cdot \quad \frac{1}{\alpha_s'} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{K_s^*}{\lambda_m}$$

ただし、

$$K_r^* = \frac{d_i}{\eta^2 - 1} \left(\frac{1}{2} \eta^2 \ln \eta \frac{\eta^2 - 1}{4} \right)$$

$$K_s^* = \frac{d_o}{1 - \xi^2} \left(\frac{1}{2} \xi^2 \ln \xi \frac{1 - \xi^2}{4} \right)$$

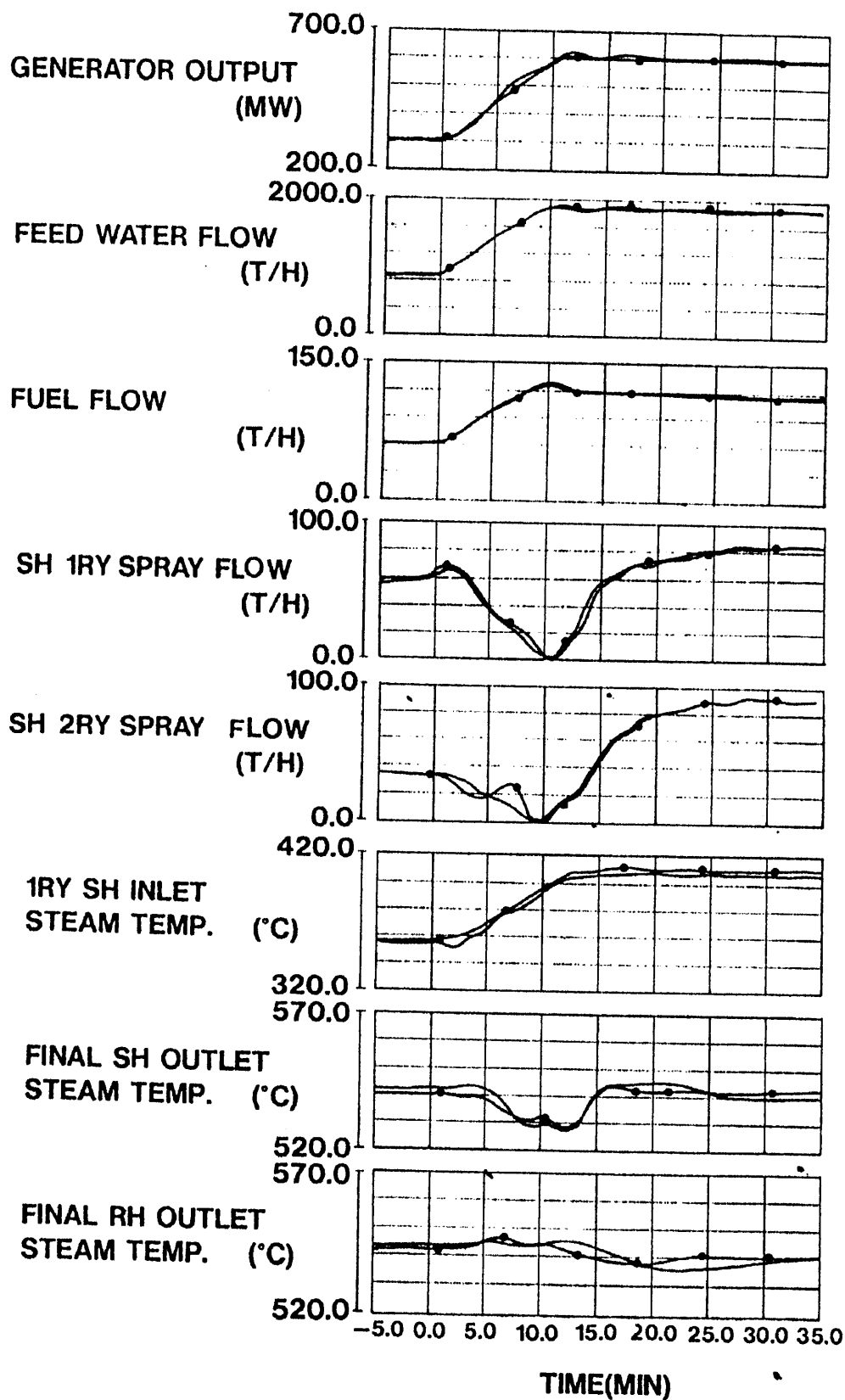
$$\eta = \frac{d_i}{d_o} \quad , \quad \xi = \frac{d_o}{d_i}$$

また、熱伝達率の計算式には、下記に示す一般的なものを用意している。

- | | |
|---------------------|------------------------------------|
| (1)管内乱流熱伝達 | $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ |
| (2)円管外直交乱流熱伝達 | $Nu = A(Re) B(Pr)$ |
| (3)円管群直交乱流熱伝達 | $Nu = 0.33 Re^{0.6} Pr^{0.3}$ |
| (4)凝縮を伴う熱伝達 | (Nusseltの凝縮の式) |
| (5)予熱、沸騰、過熱にまたがる熱伝達 | (Dittus Boelter + Rohsenow Clark式) |

3-2-8 実プラント試験結果との比較

以上述べた火力プラント動特性シミュレータを適用した例とその結果の実プラントにおける試験結果との比較を図3-2-1 参考文献27、28に示す。この例は超臨界圧変圧運転、LNG焚きボイラを有する600 MW、247kg/cm²、538℃/566℃のプラントである。負荷変動は300MWから600MWへ5%/分の変化率で行ったものである。この図から、実プラント試験結果と比べて極めて良く一致していることが分かる。



LOAD CHANGE 50%ECR → 100%ECR (5%/MIN)

K EPCO. C PLANT OIL FIRED 600MW AT 28, MAY. ,1986

—— シミュレーション結果

●●●●● 実プラント試験結果

図3-2-1 火力プラント動特性シミュレータによるシミュレーション結果と実プラント試験結果