

4.7 製品品質改善のための代替計画案の検討、評価

4.7.1 現状の問題点

3.5 で、現在の製品の品質について検討した。

表 4.7-1に再度整理してみる。

表 4.7-1 CURRENT PROBLEMS FOR THE PRODUCTS

-
- (1) Poor Gap between A11 and A12
 - (2) Low IBP from A11 to A14
 - (3) Lower IBP of A16 than A15
 - (4) Flash points of A13 and A14 do not meet the specification.
 - (5) Unreasonable DATA in flash point and viscosity of W-1 and W-2 bottom oil
 - (6) Specific gravity and freezing point of P11 do not meet the specification.
 - (7) FBP of P12 does not meet the specification.
 - (8) P13 does not meet the specification of
FBP- IBP \leq 120°C、freezing point and viscosity
-

4.7.2 対策

(1) A11とA12間のギャップの改善

この改善策としては、A11とA12間の段数を今（現在12段）以上にする必要がある。

近代化後、製品の数が増加することにより、これらの製品間のトレイが22段に増加し、シミュレーションの結果では、ギャップは+12°Cとなり改善される。

参考までに表 4.7.2に近代化後の推定されるギャップを示す。近代化後ギャップが大幅に改善されていることが判る。

表 4.7-2 GAP OF PRODUCTS AFTER THE MODERNIZATION

ASTM 5 % Point	-	ASTM 95 % Point	=	Gap (°C)
A12 152°C		A11 142°C	=	10
A13 183°C		A12 171°C	=	12
A14 268°C		A13 284°C	=	-16

(2) A11からA14までの製品規格より低い初留点

ストリッピング・スチームは、製品の性状、即ち、初留点を調整するために使用されるのが通常である。

多くの常圧蒸留装置において、沸点が 260°C以下の炭化水素の初留点の調整にストリッピング・スチームが効果的であると報告されている(*1)。

この文献では、初留点 148.9°C、終点 482.2°Cの製品が、ストリッピング・スチームの導入により初留点が 260°Cになった、即ち、初留点が 111.1°C上昇した例を紹介している。

A11、A12、A13、A14の初留点は 260°C以下であるため、ストリッピング・スチームの導入により初留点の改善が期待される。

備考：(*1) Penn Well Books (1985), Trouble Shooting Process Operations (2nd edition), Oklahoma, Norman P. Lieberman

第 2次現地調査で、次のような事実が判明した。

第一原油蒸留装置の建設完了後の運転当初、ストリッピング・スチームがストリッパーに導入され初留点は現在の製品規格を満足していた。しかしながら、下流設備の反応塔の触媒層の目詰まり、激しい腐食が発生したため、ストリッピング・スチームの導入は停止された。

現在、ストリッピング・スチームを導入し初留点を調整する必要があるということで、コアレッサーのような、製品中の水分除去するための設備を PPSA は検討している。

コアレッサーの設置をこの概念設計に含めることとした。2 基のフィルターを有す

るコアレッサーをA12、A13とA14に対してタンクへの払出し配管に設置する。

(3) A15の初留点より低いA16の初留点

原因として、以下の項目が考えられる。

- a) 試験採取時、分析時、報告時のミス
- b) 蒸留塔の内部で何か不都合なことが起きている。
例えば、常圧蒸留塔のトレイに洩れがあり、軽い留分がA16に洩れ込んでいる。
- c) 熱交換器、Wm10で軽い留分がA16に洩れ込んでいる。

第2次現地調査で、PPSAは試料採取箇所が間違っていたと説明した。

(4) 製品規格より低いA13とA14の引火点

A13とA14の引火点が、製品規格より低い。これはA13とA14の引火点にも関連しているが軽質分が含まれているからである。ストリップング・スチームの導入で改善されるであろう。

(5) W-1塔底油とW-2塔底油の引火点と粘度に矛盾

W-1とW-2の塔底油の引火点と粘度に対して、蒸留装置では理論的に起こりえないことが起こっている。原因追求のために以下の項目について調査し対策を講じなければならない。

1) 熱交換器での漏れ

W-2塔底油に軽質分が混入した場合、このようなことが起こりえる。

定期修理期間中にチューブバンドル・チューブシートに漏れはないかどうか完全に検査されていることを再確認することを推奨したい。

2) サンプル採取箇所の確認

間違ったサンプリング箇所でサンプリングが行われると当然このようなことがおこりえる。

第 2 次現地調査で、PPSAは、通常採取しないサンプルなのでオペレーターがサンプリング箇所を誤ったと説明した。通常行わないサンプリングをオペレーターに依頼する場合は表示を事前にしておき、誤ったサンプルが採取されないようにすることが重要である。

3) 試験室での手順の確認

試験室でサンプルを間違えて試験し報告したとか、試験結果を見誤って報告したとかが考えられる。

分析から報告までの試験室での手順を確認することが望ましい。

(6) 比重と析出点の製品規格を満足しない P11

比重、析出点とも軽質留分の方にあるので、P11 の抜き出し量を多くすれば、解決するであろう。

(7) 終点の製品規格を満足しない P12

P12 の終点は、468℃であり、製品規格の460℃を満足していない。引火点は製品規格を十分に満足しているため、析出点を満足する範囲内で、P12 を少なく抜き出すことで解決できるであろう。

(8) 析出点、FBP-IBP \leq 120℃、粘度の製品規格を満足していない P13

析出点を改善するためには、P13 の抜き出し量を増加させることが必要であり、このことはまた、現在の比重 0.914を製品規格の 0.925 に改善するにも有効であり、また、粘度の改善にも有効である。

しかしながら、蒸留性状の観点からは、終点が現在の製品規格の上限である 545℃であるので、抜き出し量を増加することはできない。

従って、P13 の軽質分を P12に、P12 の重質分を P13に移動させることが必要である。

これは、P13 は蒸留範囲の狭い製品 - Narrow cut product - でなければならない

ということである。

P13の抜き出し量を減少させるとともに、4.7.2の(7)で述べたようにP12の抜き出し量も減少させると、P13の析出点と粘度は、現在より低くなり製品規格を外れる可能性があることに注意しなければならない。

実際の対策としては、以下のものがある。

- W-7の内部還流を増加することによって、P12とP13のギャップを改善すること。これは、Pc-2出口温度を上げるかW-7の真空度を増すことによって達成される。
- P13のストリッパーにストリッピング・スチームを導入する。
- P12とP13の間の理論段数を増加させるため、トレイを増加するか高性能の充填物に取り替える。

上記の対策は、近代化計画においては必要ではないと推定する。なぜならば、終点-初留点 $\leq 120^{\circ}\text{C}$ 、終点 max. 545°C 、析出点、比重などの製品規格が規定されないからである。即ち、製品規格が近代化後、マイルドになっているからである。

但し、粘度については今回求めていないので基本設計では、粘度も含めた全製品品質について再確認する必要がある。

4.8 近代化計画の個別検討

4.1で掲げた近代化計画に対しての検討項目について、未検討なものについて以下に検討する。

4.8.1 第一減圧蒸留装置通油量の増加(第一常圧蒸留装置のレベルまで)

(1) 通油量の不釣り合いの原因

通油量のアンバランスは、PPSAによれば次の通りである。

もともと第一常圧蒸留装置も第一減圧蒸留装置も設計通油量は、同一(288 t/h)であった。

しかし設計途中で第一常圧蒸留装置の設計通油量が 308 t/hに変更されたが、第一減圧蒸留装置からの中間製品の伸びが、その当時予測されなかったため、第一減圧蒸留装置の通油量は変更されなかった。従って、通油量のアンバランスは操業当初から予測されていたことである。

今まで、減圧蒸留装置の通油量を増加させる努力がなされてきたが、Pc-2の能力に限界があって、Pc-2の出口温度が上昇できなかつたと、PPSAは、報告している。

Pc-2の出口温度が、上昇出来なかつた真の理由は、明確でなかつた。

第2次現地調査では、保全担当の技術者は、定期修理の度に加熱炉管のデコーキングが施されていると報告した。

近代化に向けての基本設計の段階で、真の原因を追求しすべての必要な対策を取らなければならない。

(2) 近代化後のPc-1とPc-2の熱負荷

ここでは、近代化後に加熱炉の容量が十分あるかどうかを確認する為に、シミュレーション結果に基づいて、Pc-1とPc-2の熱負荷を検討する。

基本設計段階では、加熱炉バーナー容量の詳細な検討が必要であることは、言うまでもない。

1) Pc-1 の熱負荷

近代化後、Pc-1の出口温度は、330℃となる。しかしながら、熱負荷は144.8 GJ/hと推定されるが、これは設計値である150 GJ/h以下である（表 3.2-9参照）。従って、Pc-1は、通油量308 t/hに対しても十分な余裕があると言える。

2) Pc-2 の熱負荷

近代化後のPc-2の熱負荷は、40 GJ/hと推定されるが、これは、設計値(50 GJ/h)より低い。

従って、Pc-2も近代化後の最大通油量に対して、十分な余裕を有している。

(3) 近代化後のW-2とW-7の余裕

次のステップとして、近代化後の最大通油量に対して、W-2とW-7に余裕があるかどうか確認する為にこれらの塔の塔径をチェックする。

これらの塔の充填物としては、バルブトレイで2パスであるものと仮定している。基本設計の段階で、トレイパフォーマンスチャートからトレイの容量を確認することが必要である。

1) W-2

近代化後、W-2に必要とされる塔径は、4.5メートルであるが、これは現在のW-2の塔径と同一である。

従って近代化のためにW-2を取り替える必要はない。

2) W-7

近代化後、W-7に必要とされる塔径は、5.2メートルである。現在の塔径が8メートルであるので、W-7には余裕がある。

しかしながら、トレイパフォーマンスのチェック次第では、いくらかのトレイのシールが必要となるであろう。

(4) 結論

加熱炉の熱負荷と塔径からは、近代化後、常圧蒸留装置と減圧蒸留装置の通油量に不釣り合いは無いと言える。しかし、基本設計・詳細設計で、バーナー、ダウンカメラ、ポンプ、熱交換器、配管などの容量チェック、ハイドロリックチェック、設計条件との照合等により既設設備をチェックする必要がある。

4.8.2 A10留分にたいしてのスタビライザー設置

(1) スタビライザー装置の概要 (図 4.8-1 参照)

スタビライザーは、A10 から LPGを蒸留により分離するのに使われる。

スタビライザー・再沸器の熱源は、第一常圧蒸留装置のリフラックスによって供給される。何故なら、リフラックスは熱容量が大きく、かつ安定しているためである。スタビライザー装置は、第一常圧蒸留装置へのリフラックスがかかれば、運転開始できる。

もし、再沸器の熱源が、第一常圧蒸留装置の製品によって供給されるならば、リボイラーの熱源がリフラックスによるものに較べて、スタビライザー装置は遅れての運転開始となる。

(2) プロセス・フロー・ダイアグラムと物質収支

プロセスとしては、一般的なものであり、新しいスタビライザーに対して、新しい再沸器が設置されている。

再沸器の熱源は、第一常圧蒸留装置のリフラックスによって供給されていて、加熱炉の新設はしていない。即ち、熱交換器の再配列によって、新設スタビライザーの再沸器の熱源(13.1 GJ/h)が確保された。

(3) スタビライザーの圧力・温度

スタビライザーの塔頂圧力は、LPG留分(C3 + C4)のロスを最小にするために、1.03 MPa に設定された。

スタビライザーへの供給温度は、55° C に仮定された。これは、1993年11月26日の運転温度と同じである。この温度では、スタビライザーへの供給油の中にメタン留分は含まれていない。しかしながら、メタンの混入も考慮して、2つの方法での圧力制御を備えている。一つは凝縮器バイパスにより、もうひとつは、排ガスによる制御である。

(4) スタビライザー塔の仕様

スタビライザーは、40段のバルブ・トレイの塔で、塔径は、1.9mである。

4.8.3 スプリッター設備の設置

(1) スプリッター装置の概要 (図 4.8-1参照)

スプリッター設備は、スタビライザー塔底油を重質油と軽質油とに分離するのに使用される。スプリッター再沸器の熱源は、スタビライザー再沸器の場合と同様に、常圧蒸留装置のリフラックスにより供給される。

スプリッターへの原料供給は、スタビライザー塔底の圧力によってなされる。これは、スタビライザー塔底ポンプを要しないということであり、投資コストと用役使用量を削減するのに効果的である。

(2) プロセス・フロー・ダイアグラム

プロセスとしては、一般的な蒸留塔である。

再沸器の熱源は、常圧蒸留装置のリフラックスが使用されていて、加熱炉の新設はしていない。即ち、熱交換器の再配列によって、新設スプリッターの再沸器の熱源 (6.3Gj/h) が確保された。

(3) スプリッター塔頂受槽の圧力

スプリッター塔頂受槽の圧力は、その塔頂受槽からのオフガスで制御されるか、他装置からのガスを供給することによって制御される。

スプリッター塔頂受槽の圧力は、0.15 MPaにセットされているが、これは塔頂受槽からのオフガスで制御される最低の圧力である。

(4) スプリッター塔の仕様

スプリッターは、24段のバルブ・トレイを有する蒸留塔で、塔径は、1.7mである。

4.8.4 常圧蒸留装置の製品数の減少

PPSAは、近代化計画において、常圧蒸留装置の製品の数を6から4に減少させる計画である。

常圧蒸留装置においてサイドカット製品数4は、一般的である。PPSAは、近代化に適用される新製品の規格もまた準備した。

新しい製品規格をもつ新しい製品数は、シミュレーション・モデルに入力されたので、当然、サイドカット製品数も 6 から 4 に削減されている。

4.8.5 原油と製品間の熱交換の改善（熱交換器の再配列）

(1) 他の解決すべき項目との関連性

下記の近代化計画は、熱交換器の再配列に影響を与えるので、同時に検討していく。

- a) スタビライザーとスプリッターの設置
(これらの設備の再沸器の熱源が必要となる。)
- b) 常圧蒸留装置の製品数の減少
- c) ボックス・クーラーの撤去

(2) 改善の手順

上記の状況を考慮して、原油と製品の熱交換の改善の手順、即ち、熱交換器の再配列の手順が設立されなければならない。表 4.8-1 にその手順を示す。

(3) 改善のための基本的な考え方

熱交換器の再配列のために、つぎの基本的考え方がとり入れられた。

- 1) 投資金額を最小にする。
- 2) 熱回収を最大にする。

スタビライザーとスプリッターの再沸器の熱源は、新規に加熱炉を設置することなく、熱交換器再配列によって確保されるものとする。

(4) 熱交換器の再配列

1) 前提条件

熱交換器の再配列のために、つぎのような前提条件をおく。

- a) 脱塩器の入口温度は、100℃（近代化後においても既設脱塩器は使用される）。
- b) タンクに送られる減圧残渣油の温度は、130℃ で燃料油のブレンドに使われる。
- c) 冷却器入口温度は、熱回収のため 150℃以下を目標にする。W-1 の入口温度は可能な限り高くしPc-1の負荷の軽減をはかる。

2) 使用されない機器

a) Wm-2とWm-5

Wm-2とWm-5は、W-2 へのリフラックスが新しいスタビライザーとスプリッターの再沸器の熱源として使用するため、新しいものに取り替えとなる。

b) Wm-6、Wm-8とW-3 の一部

製品数が 8から 6に減少したため、従来それら製品に使用されていた熱交換器、ストリッパーが使用されなくなる。

3) 熱交換器再配列の概要

使用されなくなる熱交換器のため、Eh-1と W-1の入口温度が低くなる。この状況を改善するため、最少投資額で原油に熱回収するために、つぎのように熱交換器を再配列する必要がある。

a) 熱交換器の設置による減圧残渣油の熱回収

b) 通常使われていない Wm-14、Wm-4.3、Wm-3.3の有効利用

4) 減圧蒸留残渣油からの熱回収

Wm-2とWm-5は、減圧蒸留装置残渣油からの熱回収のために再使用される。Wm-2とWm-5出口の減圧蒸留装置残渣油の温度は、130℃ であり、燃料油ブレンドに適している。

しかしながら、減圧蒸留装置残渣油がボイラ設備で使用される場合は、その温度は、180℃が必要であり、熱交換器の再配列の再検討が必要である。

5) Eh-1入口温度

近代化後の製品 P10の抜き出し量は、現在の製品 P11の抜き出し量に比べ減少するので、Eh-1の入口温度が低下することになる。

Wm-3.3は、Wm-4.6の下流に設置され、近代化後の減圧蒸留装置の製品 P11と熱交換する。

Eh-1上流のもう一系列の熱交換器Wm-6については、製品 A13の一部が使用される。Pd-1.1とPd-1.2は、脱塩器の入口温度を維持するために使用される。

6) W-1 入口温度の上昇

Pc-1の負荷を減少するため、W-1 の入口温度を出来るだけ上げることが求められる。

Wm-4.4は、Wm-15のシェル出口の流体（230℃）によって原油を昇温するのに用いられる。

現在通常使用されていないWm-14のシェル側は、Wm-11のシェル側からの流体が通るように変更される。Wm-14 の位置は、Wm-12とWm-13の上流に移される。何故ならば、Wm-12とWm-13のシェル側の温度が、Wm-11のシェル側からのWm-14のシェル側の流体より低いからである。

Pc-1の負荷を減少させるに有効なこれらの熱交換器再配列により、Pc-1の入口温度は、192℃から194℃に上昇した。

(5) 結果

1) 熱交換器の再配列

図 4.8-2に示すように、熱交換器が再配列されている。

この熱交換器の再配列は、投資コストを少なくするという観点から検討されている。従って、この熱交換器再配列は、最適なものでないかもしれない。

2) 新スタビライザーとスプリッターの再沸器の熱源は、加熱炉を設置する事なしに、確保できた。

3) 熱交換器の再配列による省エネルギーの効果

4.4.3 で議論したように、燃料消費量（燃料油換算）は、熱交換器の再配列によっ

て 7,931kg/hから 7,792kg/hに減少した（排ガスの酸素濃度制御と燃焼用空気の予熱による効果は含んでいない）。

この結果では、燃料節減は、そんなに多くないよいうに思える。しかしながら、近代化後の燃料消費量には、新スタビライザーとスプリッターの2基の再沸器への熱量－燃料油換算で 818kg/h－が含まれていることを理解して戴きたい。

まとめとして、表 4.4-2を参照されたい。

4.8.6 加熱炉効率の向上

加熱炉効率を改善するために、燃焼用空気を予熱するため排ガス保有熱の利用を近代化計画として検討する。

(1) 適用される対策の検討

以下に示すように適用される対策としては、2 つある。

1) 加熱炉の対流部を延長し、チューブを設置する。

燃焼用空気は、そのチューブを通過することによって予熱される。この場合、構造物の梁の強度計算が必要となる。

もし仮に、梁の強度が設計上は十分あるとしても、実際の強度は、第一原油蒸留装置が建設後30年を経ていることから疑問が残る。

2) 空気予熱器による熱回収

排ガスの保有熱が燃焼用空気と熱交換するユング・ストロームにダクトを通して排ガスは導びかれる。

この場合、主要機器としては、ユング・ストロームに加え、押し込み送風機と吸引送風機、さらにユング・ストロームの低温腐食を防止するための蒸気予熱器が必要である。

第一原油蒸留装置にはこの方法を対策を採用する方が良い。何故ならば、他の対策に比べ、既設加熱炉の改造工事が少なく済むからである。

第一原油蒸留装置の近代化計画に空気予熱器による熱回収を採用するものとする。

しかしながら、設備投資もかかり、用役使用量も増加することが見込まれるため、経済評価を実施したうえで、最終的にその実施の可否を決定しなければならない。

(2) 空気予熱システムの概要

(図 4.8-3を参照されたい。)

燃焼用空気は、蒸気予熱器により 120℃(T1)まで熱せられる。この蒸気予熱器は、硫酸腐食を防止するのに必要不可欠なものである。ユング・ストロームで 300℃まで昇温された燃焼用空気は、加熱炉の空気室にはいる。

一方、加熱炉排ガスは新設のダクトを通してユング・ストロームに導入され、燃焼用空気と熱交換したあと、大気に放出される。

ユング・ストローム、押し込み送風機、吸引送風機のいずれか一つが停止した場合、空気予熱システムを安全に停止する自動緊急停止設備が必要である。

(3) ユング・ストロームの設計

1) ユング・ストロームの排ガス入口温度(t1℃)

加熱炉排ガス温度は、運転データでは排ガス量で補正して 320℃であるが、概念設計のために、ユング・ストロームの排ガス入口温度は、400℃とする。

夏期には、排ガス温度は、約 500℃になると報告されている。

2) ユング・ストロームの燃焼空気入口温度 (T1℃)

硫酸腐食を防止するためには、120℃ が推奨される。PPSAの動力設備で観察されるように長期間の運転では、この温度は重要である。このため蒸気予熱器の設置が必要である。

3) ユング・ストロームからの排ガス出口温度 (T2℃)

この温度は、次式を使って計算される。

$$(T1 + T2) / 2 \geq 180^\circ\text{C}$$

ここに、180℃は、API の RECOMMENDED PRACTICE 533プロセス加熱炉の空気予熱シ

システムに30℃の余裕と燃料油の硫黄分を3%と仮定して得た値である。

T1が120℃であるから、T2は240℃になる。

(4) 最大通油量 308 t/h時の燃料節減量

燃料消費削減量は、燃焼用空気を+2℃から300℃まで燃焼用空気を昇温する熱量に等しい。

12℃は、ブオックの年間平均温度であるが、この温度を、蒸気予熱器の消費蒸気量を計算する為の空気温度として使用する。

1) Pc-1

$$73,500 \text{ nm}^3/\text{h} \times 0.313 \times \{300 - (2.0)\} \times \frac{28.8}{22.4} / 9,443 \text{ kcal/kg} \\ = 924.5 \text{ kg/h}$$

$$924.5 / 6,106 \times 100 = 15.1 \%$$

2) Pc-2

$$20,300 \text{ nm}^3/\text{h} \times 0.313 \times \{300 - (2.0)\} \times \frac{28.8}{22.4} / 9,443 \text{ kcal/kg} \\ = 255.3 \text{ kg/h}$$

$$255.3 / 1,686 \times 100 = 15.1 \%$$

結果として、合計で1,179.8kg/hの燃料油が近代化後、空気予熱器を設置することにより節約される。

(5) 基本設計時検討されるべき項目

次の項目は、基本設計時詳細に検討されねばならない。

1) 加熱炉のチューブ表面温度

空気予熱器を設置することにより、加熱炉のチューブ表面温度は上昇する。従って、空気予熱システムを設置した場合、加熱炉のチューブ表面温度が設計温度以下である

こと、コーキングを起こす温度より低いことを確認する必要がある。

2) 蒸気予熱器と空気予熱器のバイパス

このバイパスラインの設置は、空気予熱器からの排ガス出口温度を設計温度以上に保つためには、実際の運転状況を考慮した場合、通常、必要である。

4.8.7 減圧蒸留装置製品の改善

この検討については、4.7 を参照されたい。

4.8.8 脱塩器の増強

(1) 1993年11月26日に記録された原油と脱塩原油の分析値

表 4.8-2に1993年11月26日に記録された原油と脱塩原油の分析値を示す。

表 4.8-2 PROPERTIES OF CRUDE OIL AND DESALTED CRUDE OIL

	Crude Oil	Desalted Crude Oil
Cl - Content (wt. ppm)	27	< 1
H2O Content (wt. %)	0.27	0.09

表 4.8-3に脱塩器からの廃水性状を示す。

表 4.8-3 PROPERTIES OF WASTE WATER FROM DESALTER

pH	8.1
Hydrocarbon (mg/l)	28.44

廃水の色は、白色で小さい空気の泡が多量に含まれていた。これは、試料採取時に巻き込まれたもので、静置されるとすぐに透明になった。

(2) 脱塩器の性能を判定する基準

シリーズに設置されている脱塩器の性能を判定するのに使われる基準を次に示す。
この場合、たった一点のデータではあるが、一種類の原油のみ第一原油蒸留装置で処理され運転状況は非常に安定していると推定されるので、代表値であるとして取り扱う。

1) 脱塩原油中の塩分は、つぎの2つの数値の内の大きい方より少ないこと

- 原油中の塩分の 1%
- 2 ppm

2) 脱塩原油中の水分は、0.2 vol.% 以下

3) 廃水中の油分含有量は 200 wt.% 以下

(3) 脱塩器性能の評価

1) 脱塩原油中の塩分

a) 基準

原油中の塩分 1%は、次のようにして得られる。

$$\begin{aligned} 27 \text{ wt. ppm as Cl}^- \times 0.01 &= 27 \times (23 + 35.5) / 35.5 \\ &= 0.445 \text{ wt. ppm as NaCl} \end{aligned}$$

従って、この場合、2 ppm 以下という基準が適用される。

b) 脱塩原油中の実際の塩分

$$\begin{aligned} 1 \text{ wt. ppm as Cl}^- &= 1 \times (23 + 35.5) / 35.5 \\ &= 1.6 \text{ wt. ppm as NaCl} \end{aligned}$$

c) 判定

脱塩原油中の塩分(1.6 wt. ppm)は、判定基準である 2 wt. ppm以下を満足する。

2) 脱塩原油中の水分

脱塩原油中の水分は、0.09 wt. %であり、これは、0.076 vol. %に相当する。

$$0.09 \text{ wt. \%} \div 0.84 = 0.076 < 0.1 \text{ vol. \%}$$

0.2 vol. %以下という基準を満足している。

3) 脱塩器からの廃水中の油分含有量

脱塩器からの廃水中の油分含有量は、28.44 mg/lである。これは、200 wt. ppm 以下である。

今まで検討したように、現在の脱塩器の性能は、すべての基準を満足する。

(4) 結論

現在の性能は、すべての基準を満たしているため、脱塩器の改造は必要ないと結論される。

従って、近代化計画では、既設の脱塩器がそのまま使用されるものとする。

4.8.9 ボックス型冷却器の撤去

(1) PPSAの計画

PPSAは、省エネルギーのために全ての既設ボックス型冷却器を撤去する計画である。

(2) 近代化計画

冷却水を加熱することによる熱の浪費はしないほうが良い。通常、常圧蒸留装置と減圧蒸留装置の製品の熱は、可能な限り回収され、ボックス型冷却器は設置されないことが多い。

近代化計画では、熱を最大限回収するため、ボックス型冷却器は設置しない。

近代化後の PFDについては、図 4.8-2を参照されたい。

4.8.10 減圧蒸留装置塔頂受槽とスロップタンクからの排ガス処理

(1) 代替案

代替案として、製油所で通常採用されるのに次の 2つがある。

- 1) アミン洗浄装置
- 2) 加熱炉での燃焼

(2) 代替案の評価

アミン洗浄装置が次の理由により推奨される。

- 1) PPSA の説明のように、加熱炉での燃焼が許されない。
- 2) 苛性ソーダでの吸収は、硫化ソーダの処理能力の限界のため採用できない。
- 3) 減圧蒸留装置塔頂受槽オフガスの処理に多くのアミン洗浄装置が使用されている。

これは、第 2次現地調査で加熱炉での燃焼が将来許可されないというPPSAの情報により、リコメンドしたものである。

(3) アミン洗浄装置の概要

図 4.8-4を参照されたい。

1) 処理ガス性状

表 4.8-4のような、概念設計に使用される処理ガス性状をPPSAより入手した。

表 4.8-4 FEED GAS COMPOSITION TO THE AMINE TREATING UNIT

GAS	CONTENT (vol. %)	GAS	CONTENT (vol. %)
C1 + C2	12.5	H2	4.97
C3	8.76	N2	22.57
C4	5.49	O2	10.86
C5	4.76	CO	0.51
C6	4.48	CO2	0.8
C7	3.69	H2S	18.87
C8	1.74		

再検討されるべきは、処理ガス中の酸素濃度である。酸素濃度10.86 vol. %は、他の減圧蒸留装置から較べると高すぎる（表 4.8-5を参照されたい）。

表 4.8-5に示されるように、減圧蒸留塔塔頂受槽中の酸素濃度は、1 vol. %以下であり、圧縮機で圧縮できる。

酸素濃度は、基本設計の前に、より正確にチェックすべきである。

表 4.8-5 EXAMPLE OF FEED GAS COMPOSITION IN OTHER VACUUM DISTILLATION UNIT

Unit A		Unit B	
H2	4.1 vol. %	H2	4.3 vol. %
N2	2.6	N2	1.7
O2	0.8	O2	0.3
CO	0.6	CO	3.4
CO2	0.1	CO2	0.4
H2S	11.3	H2S	18.7

もし、酸素濃度が 2 vol. % 以上であれば、減圧蒸留塔の気密性に疑問があるし、圧縮機を使用できない。

この概念設計では、酸素濃度が 2 vol. % 以下であるとして取り扱う。

Zb-3に関しては、排ガスの中に空気が入らないように、窒素でタンクをシールすることが必要である。

2) ガス圧縮部門

処理ガスは必要な圧力まで圧縮されたのち、アミンで処理される。圧縮機の吸入圧力を減圧にしないように、スピルバック配管が設置される。

3) アミン洗浄装置

アミン洗浄装置は、第一原油蒸留装置の敷地内に建設される。この装置は、通常のアミン洗浄装置である。しかしながら、アミン再生塔の塔頂受槽から下水系に繋がる配管が必要かどうか再検討するべきである。何故ならば、この配管はアミン溶液を濃縮するとき使用されるものであるからである。既設のアミン洗浄装置には設置されていないとPPSAから報告されたので、この概念設計には、この配管を含んでいない。

4) アミン再生塔からの硫化水素リッチガス

硫化水素リッチガスは、第一原油蒸留装置から約 3km離れた既設の硫黄回収装置に送られる。従って、この移送配管は、ドレンが溜まらないようにし、加熱保温が必要である。

(4) 推奨案

この概念設計では、アミン洗浄装置を建設するものとしているが、この装置建設は高価である為、現在PPSAが実施している加熱炉でこのガスを燃焼することを、強くリコメンドする。

アミン洗浄塔の設置、3kmにおよぶ硫化水素リッチガスの輸送は、このような少容量のガスを処理するには、適していない。

加熱炉で燃焼すれば、亜硫酸ガスになり、加熱炉から硫化水素は排出されない。しかしこの場合、加熱炉からの亜硫酸ガス排出の総量をまもるために、少し燃料中の硫黄分を減らす必要がある。

1994年10月の第3次現地調査で、アミン洗浄装置は近代化計画に含まないことがPPSAとJICAチームの間で合意された。

4.8.11 DCSの導入

(1) 現状

第一原油蒸留装置は、現在、空気式計装システムで制御されている。
しかしながら、この計装システムの予備品が無いため、補修に支障がでている。
PPSAは、近代化計画でより効率的な制御システム、DCS への取り替えを計画している。

(2) DCS 採用の目的

DCS 採用の目的は、次のとおり。

- 1) 補修費の低減
- 2) 測定の精度アップ
- 3) アドバンスド制御の適用
- 4) 運転管理の改善(警報機能の採用による)
- 5) 装置制御の改善
 - 電算機への接続
 - 運転性能管理

(3) 取り替え方法

既設の計装システムを取り替える方法として、表 4.8-6に示すように 2つの方法がある。

この検討では、トランスミッターは、劣化を考慮して取り替える方法で実施する。

(4) DCS を使った装置運転

DCS を使ってより進んだ、効果的な方法で装置を制御できる。また、いろいろな種類のソフトウェアを駆使して複雑なプロセスを制御するという要求にも応えることが可能である。

代表例を表 4.8-7に示す。

(5) DCS 採用にあたって考慮すべき事項

DCS を採用する場合、次の事項に配慮するべきである。

1) 教育

次のような全ての関係者に教育と訓練が要求される。

- a) 運転員
- b) 保全担当者
- c) システム・エンジニア

近代化後、第一原油蒸留装置の運転開始をする前に、全ての関係者は DCS の操作に習熟しておかねばならない。可能であれば、納入メーカーのトレーニング・コースを受講することが好ましい。

システム・エンジニアについては、上級コースを受講することが要求される。

2) 予算管理

予算管理のためには、装置だけでなく用役設備に対しても、詳細な計画が立てられることが必要である。

例えば、

- a) 動力設備
 - 自家発の改造計画
 - DCS に切替にともなって、必要となる付帯工事計画
 - 2 次変電所改造計画、計器室改造計画など。
 - 契約電力更改計画
- b) バックアップシステム計画
- c) 採用されるアドバンスド制御計画
- d) 大気・水質公害防止の観点からの要求事項
- e) その他

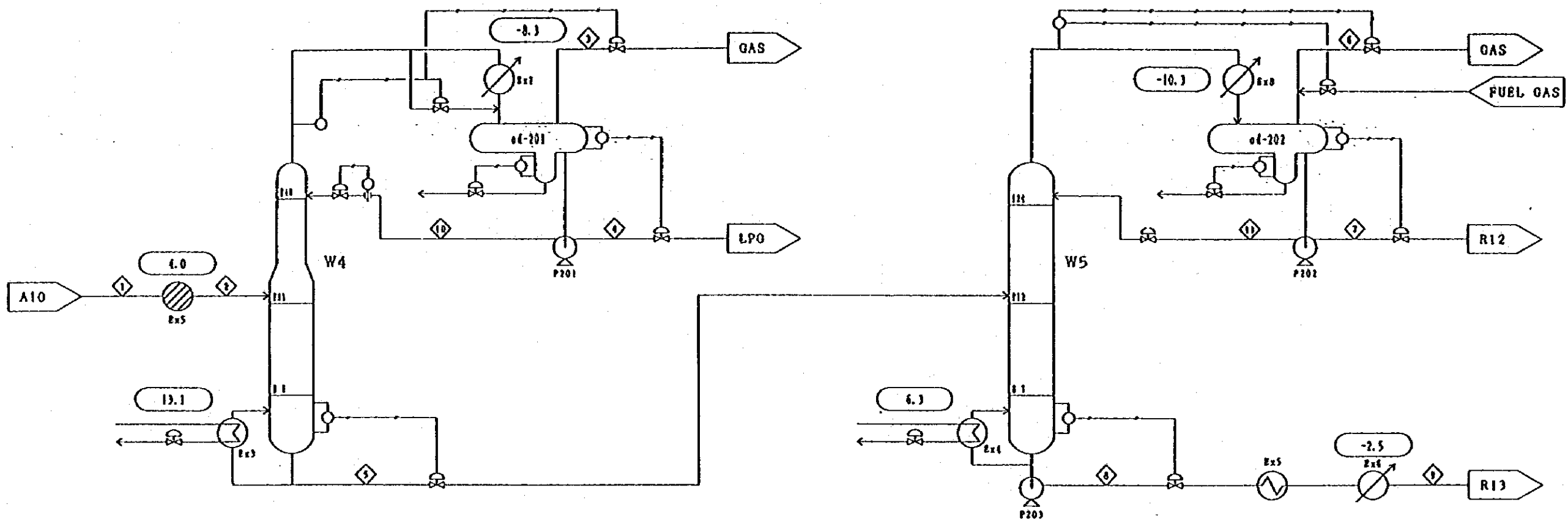
上記の項目は、基本設計の段階で決定し、それ以後は、変更があってはならない。もし、不明瞭な項目が残っていると、予算管理は不可能である。

(6) 適用にあたっての手順

まず最初に、DCS に慣れることである。この為、なるべく早く計器室に DCS を設置し運転員が操作できる時間を多くつくるのが好ましい。

表 4.8-1 PROCEDURE FOR IMPROVING HEAT EXCHANGER BETWEEN PRODUCT AND CRUDE OIL.

Step	DESCRIPTION	NOTE
1	Estimate Properties of new Fraction from the Atmospheric Distillation Tower	<ul style="list-style-type: none"> • Properties of Crude Oil
2	Estimate Temperature of the Draw-off tray for each Fraction	<ul style="list-style-type: none"> • New Product Specification
3	Heat Source for the Reboilers for Stabilizer and Splitter ↓ Use heat source of W-2 Reflux	<ul style="list-style-type: none"> • Wm-2, Wm-5 Stop
4	Heat Balance of No.1 Unit ↓ Inlet Temperature of Eh-1 and W-1 become lower than now.	
5	Increase Eh-1 inlet temperature ↓ Replace Wm-3.3 to Wm-4.1 train to exchange with New P11	<ul style="list-style-type: none"> • Temperature and Flow of New P10 (corresponding to Ex-P11) become lower than now. • New pumps (P490 A, B) are required instead of P49 & P50.
6	Increase W-1 Inlet Temperature ↓ <ul style="list-style-type: none"> • Utilize Vacuum Residue Heat Source to Wm-2, Wm-5. • Re-use Wm-8, Wm-9 as Heat Exchangers with New Product A13. • Use Wm-14, Wm-4.4 to exchange with oil from Wm-11 and Wm-15 shell side outlet. • Wm-14 tube side is replaced to the down stream of Wm-2 tube side outlet. 	<ul style="list-style-type: none"> • A13 flow becomes three(3) times more than before. • New pump (P510 A, B) is required instead of P51 & P52.
7	Liquidation of Vacuum Residue Box Cooler ↓ Install new Heat Exchanger (Ex-1 and Ex-2)	<ul style="list-style-type: none"> • The Eh-1 inlet temperature is increased to the level at which operation of Pd1.1 and no operation of Pd1.1 and Pd1.2 are not required.



FLOW NO.	1	2	5	7	8	9	11	
FLOW RATE (kg/h)	25 096	←	20 828	7 252	13 576	←	20 476	
TEMPERATURE (°C)	55	70	162	47	116	38	47	
PRESSURE (MPa)	1.3	1.11	1.13	0.6	0.6	—	0.6	
DISTILLATION (°C)	METHOD	ASTM D86	←	←	←	←	←	
	18P	-23	←	49	35	78	←	35
	5X	5	←	50	—	86	←	—
	10X	16	←	51	—	88	←	—
	30X	40	←	54	—	90	←	—
	50X	66	←	74	—	92	←	—
	70X	80	←	85	40	93	←	40
	90X	93	←	94	57	95	←	57
	95X	101	←	99	66	100	←	66
	F8P	102	←	102	80	103	←	80
DENSITY@20°C (g/cm³)	0.661	←	0.684	0.638	0.711	←	0.638	

FLOW NO.	3	4	6	10	
FLOW RATE (kg/h)	—	4 268	—	17 072	
TEMPERATURE (°C)	38	38	47	38	
PRESSURE (MPa)	1.03	1.7	0.15	1.7	
COMPONENT (mol%)	C2	—	—	—	
	C3	—	20.2	—	20.2
	1C4	—	18.4	—	18.4
	nC4	—	61.2	—	61.2
	1C5	—	0.2	—	0.2
	nC5	—	—	—	—

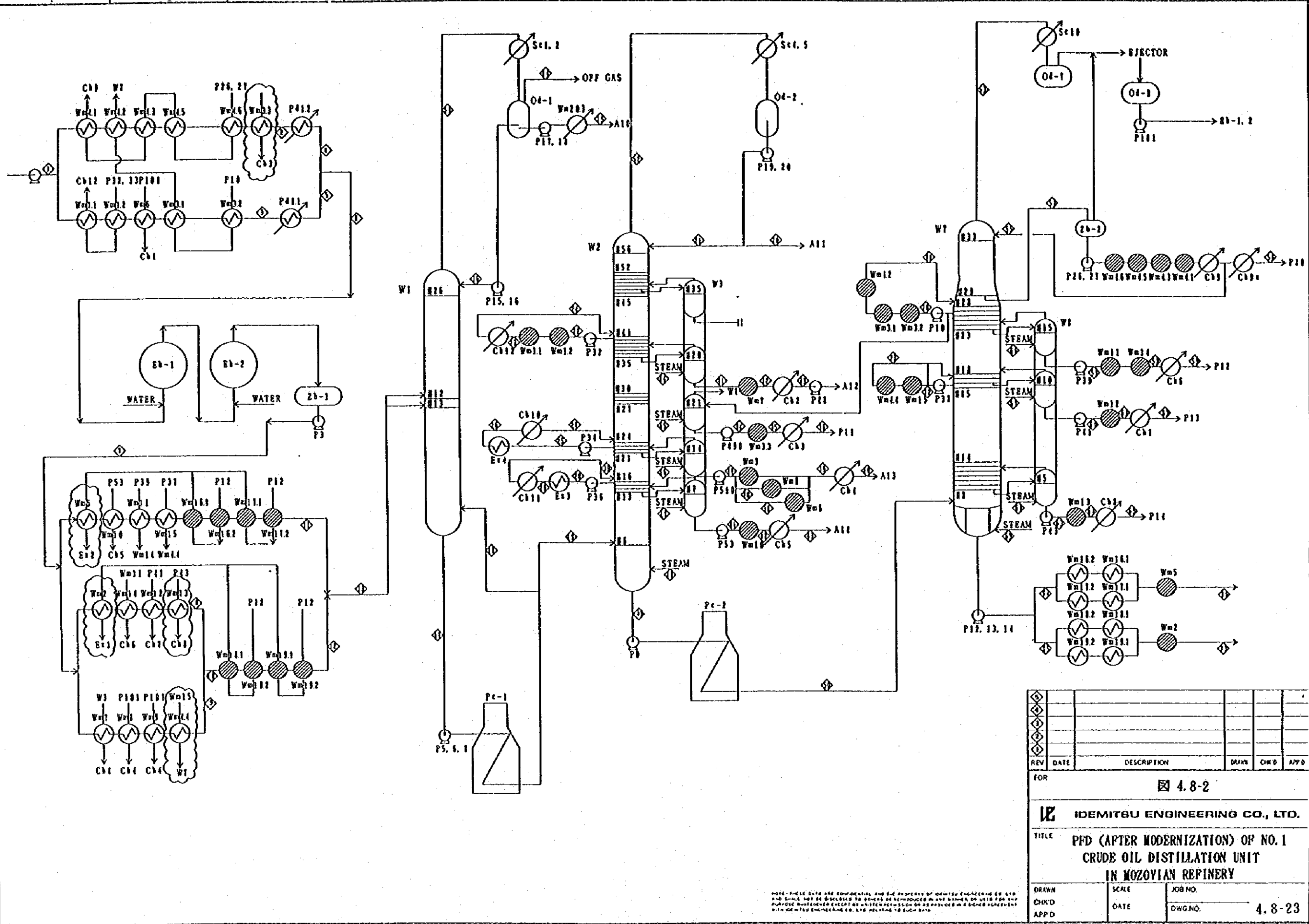
HEAT DUTY (QJ/h)

REV	DATE	DESCRIPTION	DRWN	CHKD	APPD

FOR 4.8-1
IOEMITSU ENGINEERING CO., LTD.
 TITLE: **PPFD-STABILIZATION UNIT OF MAZOVIAN REFINERY**

DRAWN: _____ SCALE: _____ JOB NO.: _____
 CHKD: _____ DATE: _____ DWG NO.: **4.8-21**
 APPD: _____

NOTE: THESE DATA ARE CONFIDENTIAL AND THE PROPERTY OF IOEMITSU ENGINEERING CO., LTD. AND SHALL NOT BE DISCLOSED TO OTHERS OR REPRODUCED IN ANY MANNER OR USED FOR ANY PURPOSES WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF IOEMITSU ENGINEERING CO., LTD. RELATIVE TO SUCH DATA.



REV	DATE	DESCRIPTION	DRAWN	CHK'D	APP'D
FOR 4.8-2					
IDEMITSU ENGINEERING CO., LTD.					
TITLE PFD (AFTER MODERNIZATION) OF NO. 1 CRUDE OIL DISTILLATION UNIT IN MOZOVIAN REFINERY					
DRAWN	SCALE	JOB NO.			
CHK'D	DATE	DWGNO. 4.8-23			
APP'D					

NOTE: THESE DATA ARE CONFIDENTIAL AND THE PROPERTY OF IDEMITSU ENGINEERING CO. LTD. AND SHALL NOT BE DISCLOSED TO OTHERS OR REPRODUCED IN ANY MANNER OR USED FOR ANY PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF IDEMITSU ENGINEERING CO. LTD. OR ITS AFFILIATES.

图 4.8-3 安装空气预热器

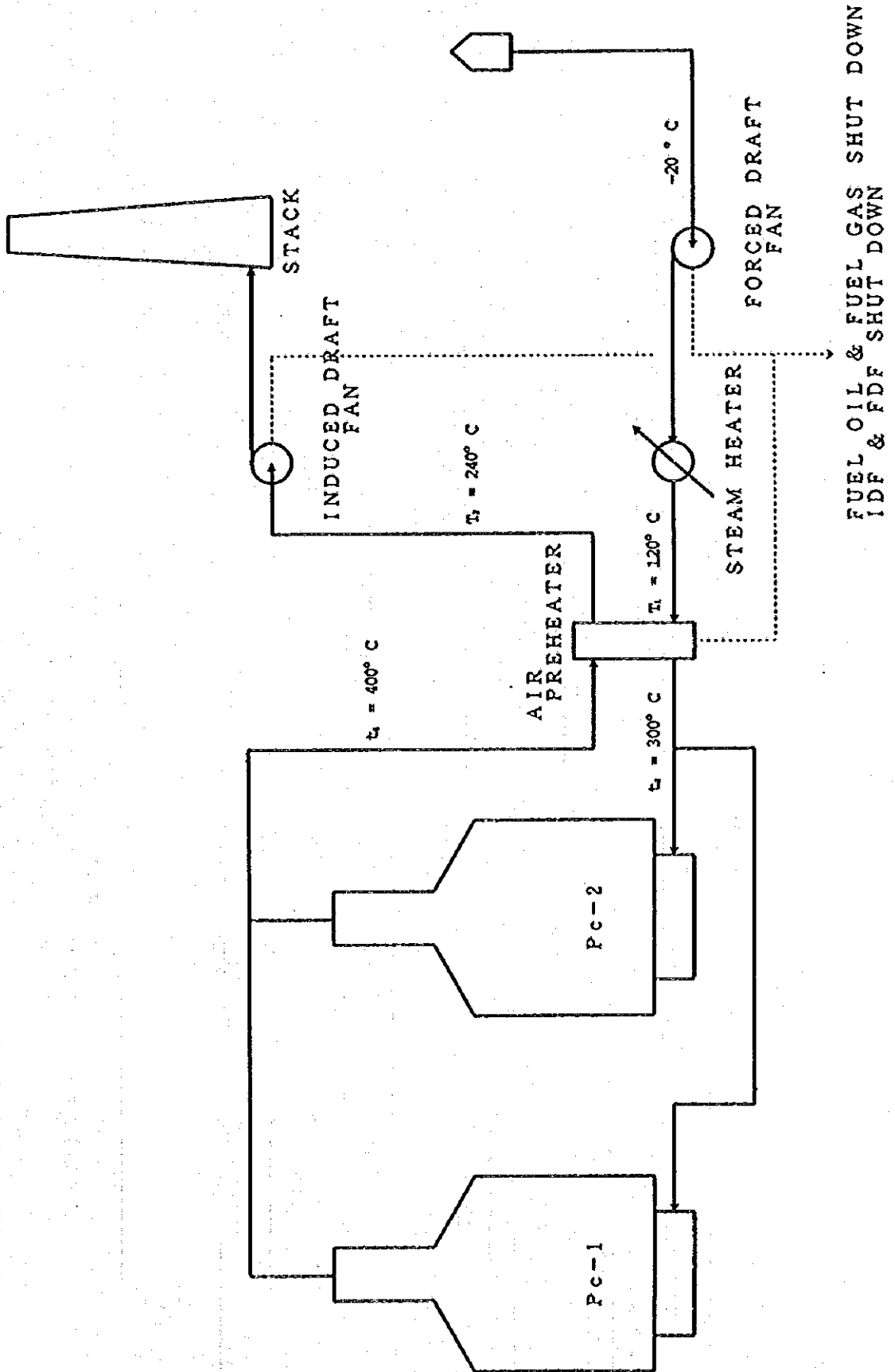


图 4.8-4 THE TREATMENT OF Od-8 AND ZB-3 EMISSIONS

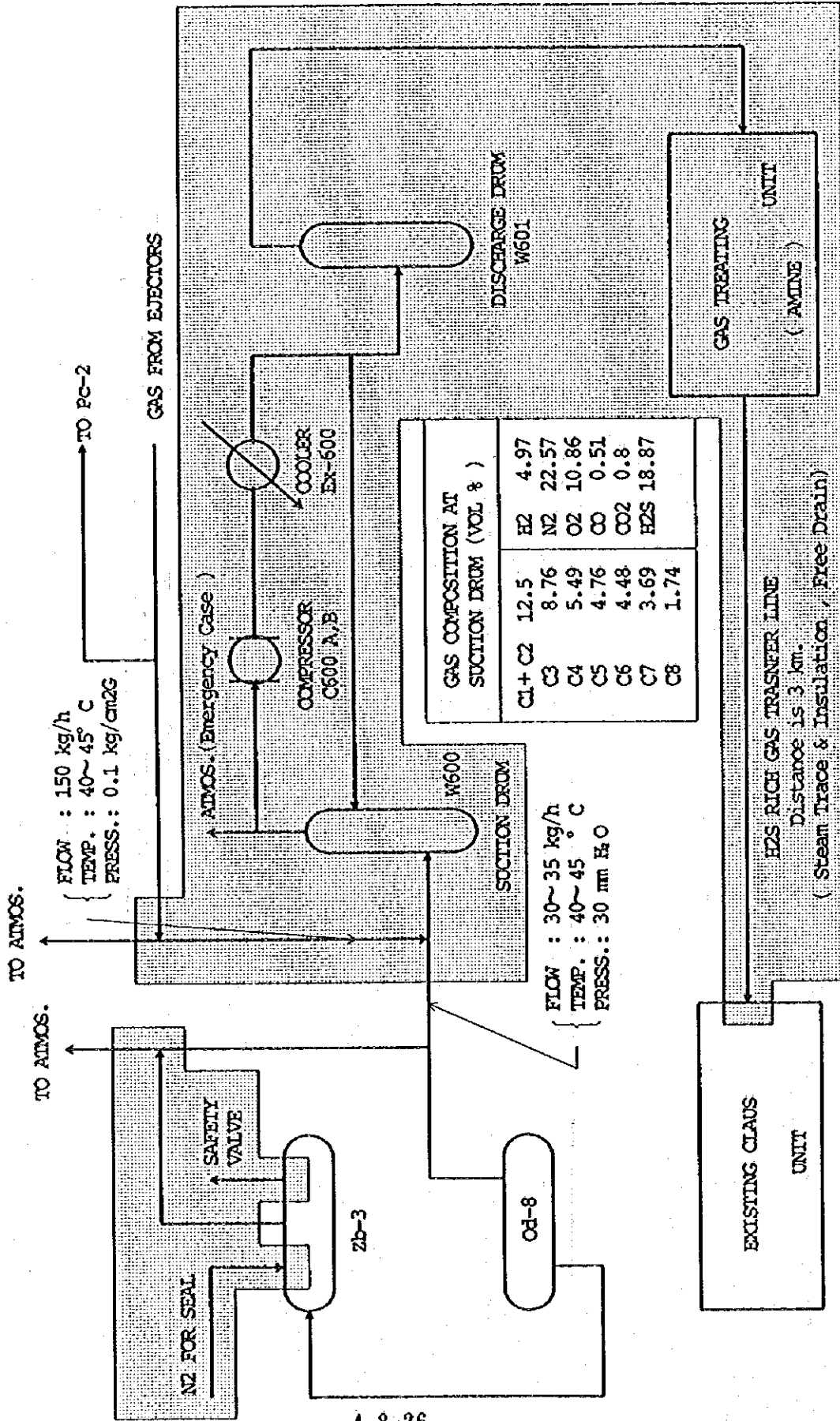


表 4.8-6 REPLACEMENT OF INSTRUMENT SYSTEM

	Case 1 Re-Use of existing transmitter	Case 2 Replacement of existing transmitter
Outline	<ol style="list-style-type: none"> (1) Re-use of existing transmitters (2) Re-use of existing copper tube cable (3) Install PI and IP converters in the Control Room 	<ol style="list-style-type: none"> (1) Re-placement of existing transmitters (2) Replacement of existing copper tube cable to electric cable
Main re-modeling	<ol style="list-style-type: none"> (1) Re-modeling of substation (Power plant) (2) Installation of constant voltage and constant frequency unit and uninterrupted power supply (3) Modification of control room (Lighting, partition, free-access and etc.,) (4) Remove existing instrument system 	
Related work	<ol style="list-style-type: none"> (1) Installation of PI converters in control room and IP converters at site. 	<ol style="list-style-type: none"> (1) Installation joint boxes in control room and at site. (2) Installation of cable duct and pit (3) Modification of connecting pipe (4) Installation of IP converter at site
Characteristics	<ol style="list-style-type: none"> (1) Decrease maintenance cost (2) Increased accuracy of Measurement (3) Improving operation supervision (Improving alarm function) (4) Improving operation control <ul style="list-style-type: none"> • Connection to computer • Operation performance control 	<ol style="list-style-type: none"> (1) Decrease maintenance cost (2) Increased accuracy of measurement (3) Possibility for application of advanced control for saving energy (4) Improving operation supervision (Improving alarm function) (5) Improving operation control <ul style="list-style-type: none"> • Connection to computer • Operation performance control

表 4.8-7 EXAMPLE OF APPLICATION OF DCS IN NO. 1 CRUDE OIL DISTILLATION UNIT

Item	Description
1. Automation and saving manpower	<p>Operation done by board man will be</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Increase and decrease of throughput of the unit (2) Increase and decrease of heater outlet temperature (3) Smooth charge of atmospheric residue to vacuum unit (Minimize the fluctuation of the feed).
2. Product quality control	<p>There are two ways to control product quality: One is to use automatic analyzer and the other is to use control algorithm.</p> <p>The latter case requires a lot of operation data, laboratory data and plenty of knowledge of distillation theory and will be applied for the following items:</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) Naphtha FBP (2) RVP of Stabilizer Bottoms Oil
3. Cascade control	<ol style="list-style-type: none"> (1) Stripping steam flow control according to throughput (2) Reflux control according to throughput
4. Saving energy	<ol style="list-style-type: none"> (1) Oxygen control in the flue gas (2) Outlet temperature control of each pass of heaters
5. Improved supervision	<ol style="list-style-type: none"> (1) Material balance supervision (2) Dew point supervision (3) Variation rate check by measuring increasing rate of heater inlet temperature (4) Flow check by output of instrument
6. Operation control	<ol style="list-style-type: none"> (1) Automatic preparation of daily reports (2) Accumulation of data (3) Preparation of the following performance information <ul style="list-style-type: none"> • Trend of temperature • Fouling of heat exchanger

4.9 適正近代化計画の概念設計策定

4.9.1 近代化後の第一原油蒸留装置の概念設計

近代化後の第一原油蒸留装置の概念設計は、次の図表にまとめられている。

- 1) 図 4.8-1 PFD-stabilization unit of Mazovian refinery
- 2) 図 4.8-2 PFD (After modernization) No.1 crude oil distillation unit of PPSA
- 3) 表 4.9-1 Heat and material balance sheet (After modernization)

4.9.2 近代化前後の物質収支のまとめ

近代化前後の物質収支を製品規格とともにまとめたものを図 4.9-1に示す。

4.9.3 近代化後の用役使用量の推定

ここで、近代化後の用役使用量について推定する。

(1) 前提条件

新しく設置される機器に対して、日本での似かよって運転されているものを基準に推定した。用役使用に関しての、設計は何も実施されていないので、この数値は概念設計用としてのみ使用されるべきである。

(2) 用役使用量の推定

表 4.9-2に第一原油蒸留装置の近代化前後での、用役使用量の差を示す。

この推定では、電力使用量が、約 1MW増加しているが、これは、新設の押し込み送風機と吸引送風機によるものである。

この概念設計では、増加する用役使用量はすべて既設設備の改造なしに供給可能とし、電力については、2 次変電所の電力容量は、十分にあるものとして検討する。

4.9.4 近代化工事

ANNEX 1に近代化のための必要工事項目をまとめた。

4.9.5 基本設計・詳細設計に向けて

この概念設計では、既設装置の改造ということで既設の運転条件、製品性状などをベースにして、シミュレーションモデルが作成され、近代化後の条件をこれにインプットして近代化後の状態を推定している。

第3章に述べたように、インプットしたデータのなかで理に合わなかったり、不足したデータがあり、これらは推定したり、仮定のデータを採用している。従って、この検討はあくまでも概念設計として取り扱われるべきである。

基本設計・詳細設計にあたっては、再度データを取り直し、精度の高いシミュレーション・モデルを作成し、それにもとづいて基本設計・詳細設計を実施すべきである。

近代化工事は、既設設備の改造であるから、全ての機器について再使用可能かどうか、詳細にチェックしなければならない。特に、次の項目については詳細にチェックすべきである。

- アキュムレーター・トレイの能力
- 全製品の抜き出し段からポンプまでのハイドロリック・チェック（スリッパを含む）
- 全ての塔のトレイパフォーマンスのチェック
- 全てのラインのハイドロリック・チェック
- 既設ポンプの再使用可能かどうかのチェック
- 既設塔槽・熱交換器の再使用可能かどうかのチェック
- 加熱炉の容量チェック（バーナー容量も含む）

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (1/7)

Flow No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Service	raw crude	Pd-1.2 inlet	Pd-1.1 inlet	Pd-1.2 outlet	Pd-1.2 outlet	Desalter inlet	Desalter outlet	Crude Wm13 out	Crude Wm4.4 out	Crude Wm18.1 in	Crude Wm 17.2 out	Crude Wm 19.2 out
Flow (kg/h)	308 000	154 000	154 000	154 000	154 000	308 000	308 000	77 000	77 000	154 000	154 000	154 000
Temperature(°C)	5	95	92	100	100	100	96	182	155	169	193	194
Pressure(MPa)	1.15	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	2.2	-	-	-	-	-
Method	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP	TBP
	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg	760mmHg
	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61	61
	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98
	222	222	222	222	222	222	222	222	222	222	222	222
	336	336	336	336	336	336	336	336	336	336	336	336
	446	446	446	446	446	446	446	446	446	446	446	446
	553	553	553	553	553	553	553	553	553	553	553	553
	578	578	578	578	578	578	578	578	578	578	578	578
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Density @20 °C (g/cm ³)	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (2/7)

Flow No.	1 3	1 4	1 5	1 6	1 7	1 8	1 9	2 0	2 1	2 2	2 3	2 4
Service	WI inlet	WI off gas	A10 product	A10 reflux	WI bottom	PC-1 to WI bt'm	W2 feed	ALL product	ALL reflux	P32 dis'	Ch12 inlet	Ch12 outlet
Flow (kg/h)	308 000	730	25 096	50 000	486 174	204 000	282 174	24 447	98 400	86 000	86 000	86 000
Temperature(°C)	194	55	55	55	247	330	330	57	57	127	86	86
Pressure(MPa)	--	0.29	1.3	--	0.37	--	--	--	--	0.54	--	--
Method	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	ASTM D86	ASTM D86	D1160 760mmHg	D1160 760mmHg	D1160 760mmHg	ASTM D86	ASTM D86	--	--	--
IBP	2	2	-35	-35	152	152	152	91	91	--	--	--
5%	61	61	25	25	165	165	165	95	95	--	--	--
10%	98	98	33	33	178	178	178	100	100	--	--	--
30%	222	222	41	41	257	257	257	109	109	--	--	--
50%	336	336	66	66	372	372	372	116	116	--	--	--
70%	446	446	79	79	462	462	462	124	124	--	--	--
90%	553	553	94	94	559	559	559	134	134	--	--	--
95%	578	578	100	100	580	580	580	142	142	--	--	--
FBP	--	--	102	102	591	591	591	150	150	--	--	--
Density @20 °C (g/cm ³)	0.860	0.860	0.664	0.664	0.888	0.888	0.888	0.742	0.742	--	--	--
D i s t i l l a t i o n °C												

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (3/7)

Flow No.	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Service	P35 dis'	Ch10 inlet	Ch10 outlet	P36 dis'	Ch11 inlet	Ch11 outlet	Al2 Mm7 inlet	Al2 Ch2 inlet	Al2 Ch2 outlet	P11 Mm3. 3 inlet	P11 Ch3 inlet	P11 Ch3 outlet
Flow (kg/h)	75 000	75 000	75 000	64 000	64 000	64 000	9 722	9 722	9 722	36 000	36 000	36 000
Temperature(°C)	168	135	100	253	180	180	138	107	63	264	175	-
Pressure(MPa)	0.48	-	-	0.44	-	-	-	-	-	-	-	-
Method	-	-	-	-	-	-	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg
IBP	-	-	-	-	-	-	128	128	128	294	294	294
5%	-	-	-	-	-	-	152	152	152	336	336	336
10%	-	-	-	-	-	-	153	153	153	348	348	348
30%	-	-	-	-	-	-	154	154	154	373	373	373
50%	-	-	-	-	-	-	155	155	155	395	395	395
70%	-	-	-	-	-	-	158	158	158	418	418	418
90%	-	-	-	-	-	-	165	165	165	446	446	446
95%	-	-	-	-	-	-	171	171	171	463	463	463
FBP	-	-	-	-	-	-	180	180	180	480	480	480
Density @20 °C (g/cm ³)	-	-	-	-	-	-	0.770	0.770	0.770	0.891	0.891	0.891
D i s t i l l a t i o n °C												

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (4/7)

Flow No.	3 7	3 8	3 9	4 0	4 1	4 2	4 3	4 4	4 5	4 6	4 7	4 8
Service	A13 P101 dis	A13 W46 inlet	A13 Ch4 inlet	A13 Ch4 outlet	A14 P53 dis'	A14 Ch5 inlet	A14 Ch5 outlet	W3(A12) steam	W3(P11) steam	W3(A13) steam	W3(A14) steam	W2 btm steam
Flow (kg/h)	65 721	20 000	65 721	65 721	27 973	27 973	27 973	70	-	150	30	2 400
Temperature(°C)	190	190	129	58	272	180	49	330	-	330	330	330
Pressure(MPa)	-	-	-	-	-	-	-	0.48	-	0.48	0.48	0.48
Method	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	ASTM D86	-	-	-	-	-
IBP	152	152	152	152	202	202	202	-	-	-	-	-
5%	183	183	183	183	268	268	268	-	-	-	-	-
10%	190	190	190	190	283	283	283	-	-	-	-	-
30%	211	211	211	211	303	303	303	-	-	-	-	-
50%	231	231	231	231	315	315	315	-	-	-	-	-
70%	251	251	251	251	327	327	327	-	-	-	-	-
90%	274	274	274	274	354	354	354	-	-	-	-	-
95%	284	284	284	284	367	367	367	-	-	-	-	-
FBP	300	300	300	300	392	392	392	-	-	-	-	-
Density @20 °C (g/cm ³)	0.811	0.811	0.811	0.811	0.834	0.834	0.834	-	-	-	-	-
Vis @100°C (cSt)	FL.Pt 51 °C	FL.Pt 51 °C	FL.Pt 51 °C	FL.Pt 51 °C	-	-	-	-	-	-	-	-

表 4-9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (5/7)

Flow No.	4 9	5 0	5 1	5 2	5 3	5 4	5 5	5 6	5 7	5 8	5 9	6 0
Service	W2 btm oil	W7 feed	W1 top	W2 top	W7 top	P10 to 2b-2	P10 to W7	P10 product	P12 Wm11 inlet	P12 Ch6 inlet	P12 Ch6 outlet	P13 Wm12 inlet
Flow (kg/h)	154 311	154 311	75 826	122 847	2 550	92 075	85 000	12 075	26 000	26 000	26 000	9 886
Temperature(°C)	309	391	103	93	76	116	55	83	316	167	69	350
Pressure(MPa)	0.071	0.15	0.24	0.05	70mmHg	--	--	--	0.5	--	--	0.36
Method	D1160 760mmHg	D1160 760mmHg	--	--	--	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg
IBP	276	276	--	--	--	254	254	254	326	326	326	388
5%	342	342	--	--	--	258	258	258	382	382	382	435
10%	374	374	--	--	--	267	267	267	400	400	400	452
30%	463	463	--	--	--	298	298	298	436	436	436	483
50%	561	561	--	--	--	324	324	324	456	456	456	503
70%	673	673	--	--	--	345	345	345	475	475	475	523
90%	802	802	--	--	--	368	368	368	508	508	508	547
95%	883	883	--	--	--	380	380	380	518	518	518	552
FBP	952	952	--	--	--	394	394	394	522	522	522	558
Density @20 °C (g/cm ³)	0.900	0.900	--	--	--	0.863	0.863	0.863	0.912	0.912	0.912	0.929
Vis @100°C (cSt)	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

D i s t i l l a t i o n °C

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (6/7)

Flow No.	6 1	6 2	6 3	6 4	6 5	6 6	6 7	6 8	6 9	7 0	7 1	7 2
Service	P13 Ch7 inlet	P13 Ch7 outlet	P14 Wm13 inlet	P14 Ch8 inlet	P14 Ch8 outlet	W8(P12) steam	W8(P13) steam	W8(P14) steam	W7 steam	P10 dis'	Wm4.2 to W7	P37 to Wm15
Flow (kg/h)	9 886	9 886	10 000	10 000	10 000	-	50	-	2 500	61 000	61 000	24 000
Temperature(°C)	164	102	357	210	92	-	340	-	340	264	107	350
Pressure(MPa)	-	-	-	-	-	-	0.57	-	0.57	0.68	-	0.22
Method	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	-	-	-	-	-	-	-
D	388	388	345	345	345	-	-	-	-	-	-	-
i	435	435	421	421	421	-	-	-	-	-	-	-
s	452	452	447	447	447	-	-	-	-	-	-	-
t	483	483	488	488	488	-	-	-	-	-	-	-
i	503	503	512	512	512	-	-	-	-	-	-	-
a	523	523	535	535	535	-	-	-	-	-	-	-
t	547	547	556	556	556	-	-	-	-	-	-	-
i	552	552	582	582	582	-	-	-	-	-	-	-
o	558	558	615	615	615	-	-	-	-	-	-	-
n	0.929	0.929	0.933	0.933	0.933	-	-	-	-	-	-	-
°C	-	-	FL.Pt 210°C	FL.Pt 210°C	FL.Pt 210°C	-	-	-	-	-	-	-
Density @20 °C (g/cm ³)	-	-	FL.Pt 210°C	FL.Pt 210°C	FL.Pt 210°C	-	-	-	-	-	-	-
Vis @100°C (cSt)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

表 4.9-1 HEAT & MATERIAL BALANCE SHEET (AFTER MODERNIZATION) (7/7)

Flow No.	7 3	7 4	7 5	7 6	7 7	7 8
Service	Wm4.4 to W7	VR to Wm 16/17	VR to Wm 18/19	VR from Wm 5	VR from Wm 2	AL3 Wm6 inlet
Flow (kg/h)	24 000	30 175	30 175	30 175	30 175	20 000
Temperature(°C)	259	345	345	130	130	190
Pressure(MPa)	-	1.4	1.4	-	-	-
Method	-	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	TBP 760mmHg	ASTM D86
IBP	-	429	429	429	429	152
5%	-	468	468	468	468	183
10%	-	485	485	485	485	190
30%	-	522	522	522	522	211
50%	-	549	549	549	549	231
70%	-	612	612	612	612	251
90%	-	748	748	748	748	274
95%	-	807	807	807	807	284
FBP	-	876	876	876	876	300
Density @20 °C (g/cm ³)	-	0.957	0.957	0.957	0.957	0.811
Vis @100°C (cSt)	-	-	-	-	-	FL.Pt 51 °C

D i s t i l l a t i o n °C

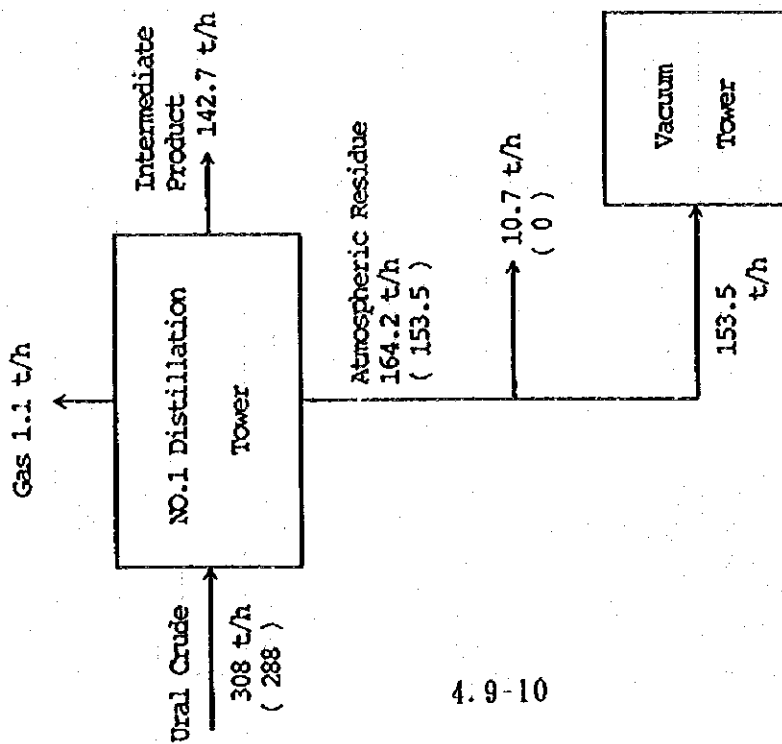
HEATER DUTY(absorbed)

ITEM No.	PC-1	PC-2
DUTY (GJ/h)	144.8	40.0

图 4.9-1 现代化改造前 NO.1 原油蒸馏装置

I. Before Modernization

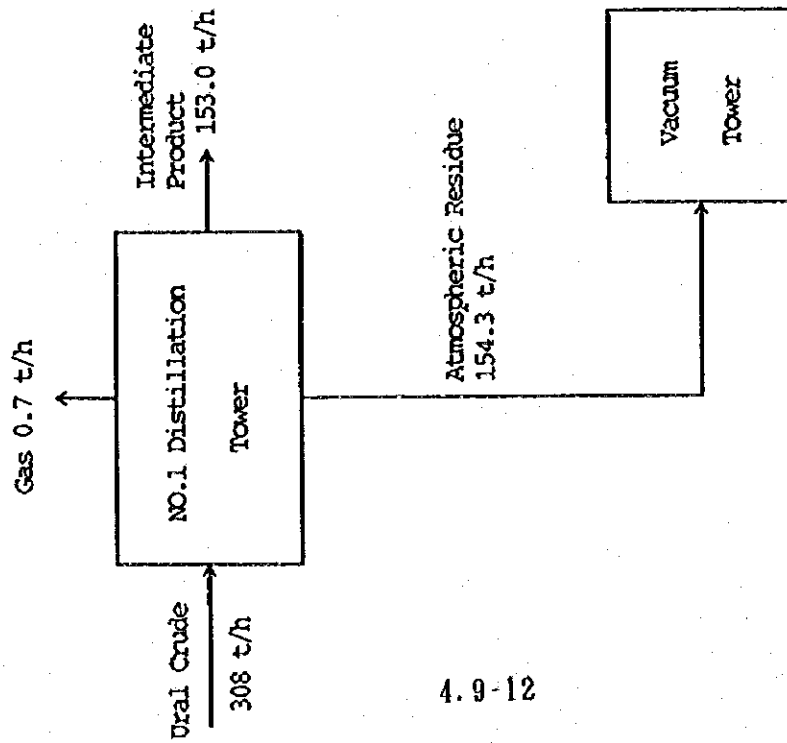
Intermediate Products	Specification	Product Quantity (t/h)	Remarks
Gas	—	25	
Full range Naphtha (A10)	IBP min. 25° C FBP max. 180° C	20.9	IBP: Out of Spec. Gap: Not Satisfactory
Light Naphtha (A11)	IBP 78.5 ± 5° C FBP 148 ± 5° C	13.6	IBP: Out of Spec. Gap: Not Satisfactory
Heavy Naphtha (A12)	IBP 130° C FBP 190° C	20.5	IBP: Out of Spec.
Kerosene (A13)	FBP 220° C & vol. evaporated at 200° C - 50 Flash Point < 55°	18.2	FP: Out of Spec.
Light Gas Oil (A14)	IBP 180° C Density 0.81 ~ 0.835 Flash Point < 66°	25.1	IBP: Out of Spec. FP: Out of Spec.
Gas Oil (A15)	Density 0.83 ~ 0.850 & vol. evaporated at 350° C - 87	19.4	Lower than IBP of A16
Heavy Gas Oil (A16)	Density 0.85 ~ 0.870 & vol. evaporated at 350° C - 80	164.2	
Atmospheric Residue	—		



Intermediate Products	Specification	Product Quantity (t/h)	Remarks
Gas Oil (P11)	FBP < 460 ° C Density 0.88 ~ 0.895 Flash Point > 120° C Freezing Point < 8° C	41.0	Specific Gravity: Out of Spec.
Gas Oil (P12)	FBP < 460 ° C Flash Point > 120° C	17.1	FBP : Out of Spec.
Gas Oil (P13)	Density 0.91 ~ 0.925 Viscosity 10.5 ~ 12.5 mm ² /s Flash Point > 220° C Freezing Point < 37° C IBP > 400 ° C FBP < 545 ° C FBP-IBP ≤ 120° C	34.2	Vis : Out of Spec.
Gas Oil (P14)	Flash Point < 210° C	11.4	FBP-IBP : Out of Spec.
Vacuum Residue	Penetration (Softening Point R-B Method) 43.6 ~ 46.5	60.4	Penetration : Out of Spec.

2. After Modernization

Intermediate Products	Specification	Product Quantity (t/h)	Remarks
Gas	---		
LPG	Cl+C2 < 1.5 vol. % C5 < 0.5 vol. %	4.3	
Light Naphtha (R12)	IBP > 25° C FBP 85 ± 5° C	7.2	
Light Naphtha (R13)	IBP 78 ± 5° C 50vol.% recovered at 87° C FBP 110 ± 5° C	13.6	
Light Naphtha (AL1)	IBP 78 ± 5° C FBP < 150° C	24.5	
Heavy Naphtha (AL2)	IBP < 130° C FBP < 180° C	9.7	
Light Gas Oil (AL3)	FBP < 300° C Flash Point > 80° C	65.7	FP : Out of Spec.
Heavy Gas Oil (AL4)	% vol. evaporated at 350° C Summer > 85 winter > 90	28.0	
Atmospheric Residue	---	154.3	



Intermediate Products	Specification	Product Quantity (t/h)	Remarks
Gas Oil (P10)		12.0	
Gas Oil (P11)	% vol. evaporated at 300 ° C < 0.5 325 ° C < 3 350 ° C < 10 400 ° C 45 - 60 450 ° C > 90 Vis. at 100 ° C 3.5 - 4.2	36.0	
Gas Oil (P12)	% vol. evaporated at 300 ° C < 0.5 350 ° C — 400 ° C max. 10 - 15 450 ° C 45 - 60 500 ° C 85 - 90 above 520° C < 15 Vis. at 100° C 6.9 - 7.3	26.0	
Gas Oil (P13)	% vol. evaporated at 400 ° C < 5 450 ° C < 15 500 ° C 45 - 50 above 520° C 25 - 30 Vis. at 100 ° C 12.0 - 14.0	9.9	
Gas Oil (P14)	Flash Point 210° C	10.0	
Vacuum Residue	Penetration 120 - 200 (ASTM D 1321)	60.4	The same as value before Modernization

表 4.9.2 DIFFERENCE OF ESTIMATED UTILITIES' CONSUMPTION BEFORE AND AFTER THE MODERNIZATION OF NO.1 CRUDE OIL DISTILLATION UNIT

ITEM NUMBER	FUEL OIL (kg/h)	ELECTRICITY (kw)	STEAM (t/h)	COOLING WATER (t/h)	NOTE
(1) Heaters					<ul style="list-style-type: none"> • Including Saving Energy Items (Air Preheating and O₂ Control). • Lower calorific value of fuel oil : 9,443 kcal/kg • Minus means decrease of consumption.
Pc-1	-1,371.2				
Pc-2	-305.5				
(2) Stabilizer & Splitter					
P-210 A,B		1.5			- One pump operation.
P-202 A,B		1.5			- One pump operation.
P-203 A,B		1.1			- One pump operation.
(3) Re-arrangement of H,E					
Pumps		182.5			- One pump operation.
Ex-6				40	
Ex-7				130	
Ex-8				165	
Stripping Steam			4.5(0.7 MPa)		W-2, W-3, W-7, W-8
Pd-1.1 & Pd-1.2			4.0(1.7 MPa)		14kg/cm ² G(205 ° C)
(4) Air Preheat					
Jung Strom		2.2			<ul style="list-style-type: none"> • Current utility consumption informed by PPSA -Electric Power:1,501 kWh -Instrument air: 234 nm³/h -Steam (1.7 MPa): 5.447 t/h -Steam (0.6 MPa):14.580 t/h (including steam for steam trace- 6 t/h)
Soot Blower		0.2			
Steam Air Heater			7.8(1.7 MPa)		
Forced Fan		500			
Induced Fan		400			
(5) Removal of existing pumps					
P-46		-9.6			Information from PPSA
P-49		-16.0			Information from PPSA
P-51		-30.0			Information from PPSA
(6) DCS		25			
	-1,676.7	1,058.0	16.3	335	

第5章

火力発電設備の診断的評価

目次

	頁
第5章 火力発電設備の診断的評価	5.1-1
5.1 プロセス、運転、維持管理状況	5.1-1
5.1.1 ボイラプラントの設備の現状	5.1-1
5.1.2 ボイラ設備に関する設備面の問題点と評価・対策	5.1-6
5.1.3 PPSAの現状のボイラの運転状況	5.1-8
5.1.4 現状のボイラの運転面の問題点と評価・対策	5.1-12
5.1.5 電力供給設備の現状	5.1-17
5.1.6 電力供給設備の評価	5.1-17
5.1.7 スチーム・電力供給システムの現状	5.1-18
5.1.8 スチーム・電力供給システムの問題点と評価・対策	5.1-18
5.2 燃焼方法及び制御システム	5.2-1
5.2.1 現状の燃焼方法	5.2-1
5.2.2 燃焼方法の問題点と評価・対策	5.2-1
5.2.3 現状の制御システム	5.2-3
5.2.4 制御システムの問題点と評価・対策	5.2-3
5.3 スチーム及び電力の必要条件に関する診断的評価	5.3-1
5.3.1 現状のスチームの仕様	5.3-1
5.3.2 スチームの仕様に関する評価	5.3-1
5.3.3 現状の発電機の仕様	5.3-3
5.3.4 発電機仕様についての評価	5.3-3
5.4 エネルギー収支及び燃料効率に関する診断的評価	5.4-1
5.4.1 現状のボイラのエネルギー収支	5.4-1
5.4.2 熱精算結果のレビュー	5.4-8

	<u>頁</u>
5.5 現在の大气汚染管理、ボイラ給水処理設備及び 廃水処理設備に関する評価	5.5-1
5.5.1 環境対策の方法	5.5-1
5.5.2 ボイラ給水処理設備の現状	5.5-5
5.5.3 ボイラ給水処理設備の問題点と評価・対策	5.5-7
5.5.4 発電設備における廃水処理の現状	5.5-9
5.5.5 発電設備における廃水処理の問題点と評価・対策	5.5-9
5.6 燃料の種類、質に関する診断的評価	5.6-1
5.6.1 現状の燃料性状	5.6-1
5.6.2 燃料に関するレビュー	5.6-2
5.7 プラントからの公害量排出レベルに関する評価	5.7-1
5.7.1 現状の公害量排出レベル	5.7-1
5.7.2 公害量排出レベルに関するレビュー	5.7-3
5.7.3 発電設備からの流出物の現状	5.7-7
5.7.4 発電設備からの流出物の評価	5.7-8
5.8 冷却水システム及び廃熱の回収、排水に関する評価	5.8-1
5.8.1 冷却水システムの現状	5.8-1
5.8.2 冷却水システムの問題点と評価・対策	5.8-1
5.9 環境測定及びモニタリングシステムの現状	5.9-1
5.9.1 サンプル採取方法の確認	5.9-1
5.9.2 サンプル分析方法の確認	5.9-1
5.9.3 排出測定値	5.9-2
5.9.4 PPSAにおける測定場所並びに排出規制値及び実測値	5.9-2
5.10 管理システムの評価	5.10-1
5.10.1 運転管理面	5.10-1
5.10.2 保全管理面	5.10-2

表目次

	頁
表 5.1-1 PPSAにおけるボイラの主な仕様	5.1-20
表 5.1-2 スチームの使用法と主要な仕様	5.1-21
表 5.1-3 PPSAにおけるスチームタービンの主な仕様	5.1-22
表 5.1-4 PPSAのボイラにおける燃料の使用比率(1992年実績)	5.1-2
表 5.1-5 No.3ボイラ給水・缶水の日標水質と実績値	5.1-3
表 5.1-6 No.2ボイラ運転データ(1/2)	5.1-23
表 5.1-7 No.2ボイラ排ガス関連運転データ	5.1-25
表 5.1-8 No.2ボイラのエネルギー収支関連運転データ	5.1-26
表 5.1-9 1992年におけるボイラの燃料消費量実績	5.1-27
表 5.1-10 1992年のスチーム発生量実績	5.1-28
表 5.1-11 No.2ボイラの燃料消費量	5.1-9
表 5.1-12 高圧ボイラの平均的負荷	5.1-10
表 5.1-13 低圧ボイラの平均的負荷	5.1-10
表 5.1-14 1992年におけるボイラ負荷及び稼働時間実績	5.1-29
表 5.1-15 1992年におけるボイラのスタートアップ回数の実績	5.1-30
表 5.1-16 1992年における高圧ボイラのスタートアップ理由	5.1-11
表 5.1-17 ボイラ負荷バランスの一例	5.1-14
表 5.2-1 減圧残渣油燃焼の運転実績比較	5.2-5
表 5.3-1 産業用発電タービンの標準的蒸気条件	5.3-1
表 5.3-2 PPSAにおける発電機の仕様	5.3-3
表 5.4-1 入熱項目の分類	5.4-3
表 5.4-2 出熱項目の分類	5.4-5
表 5.5-1 AIR POLLUTION LIMIT & EMISSION VALUE OF POWER PLANT IN PPSA	5.5-3
表 5.5-2 CALCULATED EMISSION VALUE OF SO ₂ & NO _x IN POWER PLANT	5.5-4
表 5.5-3 ボイラ設備の設備能力	5.5-5
表 5.5-4 TOTAL ANALYSIS OF VISTULA RIVER, COOLING WATER AND DECARBONATED WATER	5.5-11
表 5.5-5 ボイラ給水処理設備における機器の配列	5.5-6
表 5.5-6 OPERATING DATA OF BOILER FEED WATER SYSTEM (1/3)	5.5-12

	<u>頁</u>
表 5.5-7 ボイラ給水処理設備から排出される排水の発生分率	5.5-6
表 5.5-8 QUALITY OF BOILER FEED WATER	5.5-15
表 5.6-1 1992年における各種燃料の消費実績	5.6-5
表 5.6-2 PPSAにおける使用燃料の品質	5.6-1
表 5.7-1 ボイラからの大気汚染物質の排出量と規制値(1/3)	5.7-9
表 5.7-2 パワープラントからの大気汚染物質の排出量と賦課金	5.7-12
表 5.8-1 冷却水K-1と日本の水質	5.8-2
表 5.10-1 SHIFT OF EMPLOYEES FOR PRODUCTION OF UNIT NO. 1	5.10-4
表 5.10-2 SCHEDULE FOR WORK ON THREE EIGHT-HOUR SHIFTS	5.10-5
表 5.10-3 WORKING HOUR OF EMPLOYEES FOR THE POWER PLANT	5.10-5
表 5.10-4 EMPLOYMENT	5.10-6
表 5.10-5 PLANNED SHUTDOWN DAYS AND NUMBER OF START-UP OF 7 BOILERS ...	5.10-6
表 5.10-6 COSTS FOR CLEANING OF TUBES OF EACH BOILER	5.10-7
表 5.10-7 MAINTENANCE COSTS OF THE POWER PLANT	5.10-7
表 5.10-8 MAINTENANCE COSTS OF FACILITIES IN HEAVY INDUSTRIES IN U. S. A. AND JAPAN	5.10-7

目 次

	頁
図 5.1-1 PPSAにおける既設スチーム系統図	5.1-31
図 5.1-2 ボイラの簡易フローダイアグラム	5.1-32
図 5.1-3 ボイラ給水のシステムのケミカル注入点	5.1-33
図 5.1-4 水冷壁の断面図	5.1-6
図 5.1-5 空気予熱系統の運転データ	5.1-16
図 5.1-6 コングストローム電熱エレメントの 許容温度と燃料中硫黄分濃度との相関	5.1-34
図 5.1-7 PPSAにおける既設単線結線図	5.1-35
図 5.1-8 PPSAにおける電力バランス (1992年)	5.1-36
図 5.2-1 ASSEMBLY DRAWING OF OIL GAS BURNER	5.2-7
図 5.2-2 DETAIL DRAWING OF BURNER TIP	5.2-9
図 5.2-3 バーナーチップの構造比較	5.2-2
図 5.2-4 ボイラの簡易フローダイアグラム (強制通風方式)	5.2-10
図 5.3-1 STEAM PRESSURE AND STEAM FLOW RATE AT THE STEAM TURBINE INLET	5.3-4
図 5.4-1 No.2 ボイラ熱精算図	5.4-7
図 5.5-1 SCHEMATIC FLOW DIAGRAM OF WATER TREATMENT FACILITIES	5.5-17
図 5.5-2 SCHEMATIC FLOW DIAGRAM OF CURRENT DE-MINERALIZER FACILITIES ..	5.5-19
図 5.5-3 SCHEMATIC FLOW DIAGRAM OF BOILER FEED WATER TREATMENT FACILITY.	5.5-20
図 5.5-4 THE COMPARISON BETWEEN CON-CURRENT AND COUNTER CURRENT REGENERATION	5.5-21
図 5.5-5 SCHEMATIC FLOW DIAGRAM OF WASTE WATER TREATMENT FACILITY	5.5-23
図 5.6-1 燃料油温度と動粘度との相関	5.6-6
図 5.7-1 燃料排ガス中のCO, Dust及びO ₂ の相関関係	5.7-13
図 5.8-1 AGED DETERIORATION OF MAXIMAM CORROSION DEPTH	5.8-4

	<u>頁</u>
☒ 5.8-2 CORRELATION BETWEEN ION ($Cl^- + SO_4^{2-}$) CONCENTRATION AND CORROSION RATE	5.8-5
☒ 5.8-3 ANTI-CORROSIVE EFFECT FOR CARBON STEEL	5.8-6
☒ 5.8-4 CORRELATION BETWEEN VELOCITY AND ADHERENT SPEED	5.8-7
☒ 5.8-5 CORRELATION BETWEEN pH AND GROWING POTENTIAL OF MICROORGANISMS	5.8-8
☒ 5.10-1 ORGANIZATION CHART OF POWER PLANT	5.10-4
☒ 5.10-2 INSTANCE OF STRUCTURE OF SHIFT WORKERS FOR OPERATION OF A PLANT IN A JAPANESE REFINERY AND PETROCHEMICAL COMPLEX	5.10-5

第5章 火力発電設備の診断的評価

5.1 プロセス、運転、維持管理状況

5.1.1 ボイラプラントの設備の現状

(1) PPSAのボイラの設備能力

PPSAでは10基のボイラを有しており、内、7基（00320No.1、00320No.2、00320No.3、00420No.4、00420No.5、00420No.6、00420No.7 -以下 No.1、No.2、No.3、No.4、No.5、No.6、No.7ボイラと言う）が発電用の高圧スチーム発生用のボイラ（以下「高圧ボイラ」と言う）であり、蒸気の圧力は、139 ata、温度は、540℃である。

No.1ボイラからNo.3ボイラまではチェコ製であり、320 t/h、No.4ボイラからNo.7ボイラまではポーランド製であり、420 t/hのスチーム発生能力を有している。設備能力としては合計で2,640 t/hの蒸発能力を有している。

残りの3基のボイラ（以下「低圧ボイラ」という）の内、00220ボイラは、圧力43 ata、温度400℃のスチームを発生しスチーム発生能力は、220 t/hである。

No.9ボイラと、No.10ボイラは、圧力18 ata、温度270℃のスチームを発生し、それぞれ60 t/hのスチーム発生能力を有している。これらのボイラは加熱用スチーム用のバックアップ用のボイラであり、通常は運転されない。

これらのボイラの主な仕様を表5.1-1にまとめる。

(2) スチームの圧力レベルと発生スチームの使用法

スチーム系統図 図5.1-1に示す様に、スチーム圧力としては、139 ata、70 ata、45 ata、35 ata、18 ata、7.5 ata、1.2 ataの7種類の圧力レベルを有している。これらのスチームの使用目的と仕様を表5.1-2に示す。

発電用タービンとしては、表5.1-3に示すように5基のスチームタービンを有しており、7基の高圧ボイラから発生する139 ataスチームの約90%程度は、発電機用タービンの駆動用スチームとして使用されている。

また、発電用タービンからは、35 ata、18 ata、7.5 ata、1.2 ataのスチームが抽気されると共に、70 ata、45 ata、35 ata、18 ata、7.5 ataのスチームには、139 ataのスチームから、直接変換弁を介してそれぞれのスチームヘッダーに供給されている。

(3) No. 1～No. 3 ボイラ設備の現状

今回の近代化計画の検討対象はNo. 1、No. 2、No. 3ボイラの 3倍であるが、製作者、設計スチーム発生能力、設計スチーム温度・圧力等が同一の為、PPSAでも現在改造が計画されているNo. 3を代表例として説明する。

No. 3ボイラ設備は設備的には燃焼用空気の供給系統を含む燃焼系統、燃焼ガスからの熱回収系統及びボイラー給水・缶水の系統からなる一般的な自然循環型のボイラであり、概要図を図 5.1-2に示す。

1) 燃焼系統

燃焼用空気は押し込みブローにて供給されるが、スチームエアヒーターにより約50℃まで予熱された後、ユングストローム型式のエアヒーターにより燃焼排ガスとの熱交換により約 240℃まで昇温される。スチームエアヒーターはユングストロームや煙道の腐食を防止するために設置されている。

使用燃料は、全ボイラとも、減圧残渣油、製油所ガス、タール、ディーゼル油の 4種類が、使用されている。表 5.1-4 にそれら燃料の使用比率と使用目的を示す。

表 5.1-4 PPSAのボイラにおける燃料の使用比率（1992年実績）

燃料の種類	比率	使用目的
減圧残渣油	97.7 %	通常運転時に使用
燃料ガス	2.6 %	製油所のガスバランスにより使用
タール	0.5 %	フェノールタールの処理
ジーゼル油	0.2 %	減圧残渣油配管のフラッシング

注) 各燃料は標準燃料換算(発熱量 7,000 kcal/kg)

注) 出所 PPSA

詳細は表 5.6-1 参照。

2) ボイラー給水・缶水系統

ヴィスワ川からの河川水は水酸化カルシウム及び硫酸第一鉄の注入により化学的に脱炭酸が行われた後、一部は冷却水用として、一部はボイラ給水用として使用される。

ボイラ給水用の水は純水装置に導入されるが、純水装置では原水を濾過した後、イオン交換樹脂により有機物、アニオン、カチオンの除去が行われる。純水装置は本章5.5節で述べているので、ここでは省略する。

純水装置で処理された水はボイラ給水として予熱系統に導入される。

(a) 給水性状

ボイラ給水の水質は1日3回の分析により確認されているが、ボイラ缶水の水質は昼夜を問わず2時間毎の手分析により管理されている。ここで、表5.1-5にボイラ給水と缶水の目標水質と実績値を示す。この表から運転実績は全項目とも目標値を満足しているが示されている。これらの目標値は日本の循環ボイラのボイラ給水及び缶水の水質に関する規格値(JIS B 8223)と比較してもほぼ同等の管理目標値である。

表 5.1-5 NO.3ボイラ給水・缶水の目標水質と実績値

[ボイラ給水]		目標水質	実績値
pH	[-]	8.5 ~ 9.5	8.5 ~ 9.2
硬度	[mg-CaCO ₃ /l]	0.0	0.0
油脂類	[mg/l]	max 0.3	0.0 ~ 0.3
溶存酸素	[mg-O/l]	max 0.02	0.02
全鉄	[mg/l]	max 0.035	0.02 ~ 0.03
全銅	[mg/l]	max 0.003	0.002 ~ 0.003
N ₂ H ₄	[mg/l]	0.05 ~ 0.10	0.05 ~ 0.10
伝導度	[μS/cm]	-	-
SiO ₂	[mg/l]	MAX 0.025	0.010 ~ 0.025
[ボイラ缶水]			
pH	[-]	9.0 ~ 9.5	9.2 ~ 9.5
全蒸発残留物	[mg-l]	-	-
P ₂ O ₅	[mg/l]	1.5 ~ 3.0	1.5 ~ 3.0
SiO ₂	[mg/l]	0.3 ~ 0.4	0.2 ~ 0.4

注) 出所 PPSA

(b) 給水の予熱

ボイラ給水は衛帯蒸気コンデンサー、低圧給水加熱器、及び脱気器を通して高圧給水加熱器により約185℃程度まで加熱する。

(c) 脱気

NO.3ボイラには2基の脱気器が設置されており、スチームとボイラ給水を直接接触加熱して溶存酸素を除去している。脱気水の溶存酸素は通常0.01~0.03mg-O₂/l程度である。2基の脱気器は通常は直列で運転されている。

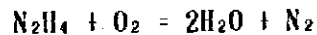
(d) 薬品注入

NO.3ボイラではさらに高度の水処理を行う為に、薬品注入が行われている。図5.1-3に注入薬品名と注入位置を示しているが、それぞれの使用薬品の使用目的は下記の通りである。

a) N₂H₄ (ヒドラジン)

給水中に溶存酸素が存在すると、鉄を腐食させ、湯垢となり伝熱管の熱移動を阻害することから、高圧ボイラでは0.002mg-O₂/l程度まで下げる必要がある。

このレベルは脱気器による物理的処理のみでは不十分であり、脱気器フィードポンプの吸い込み側でヒドラジンが注入されており溶存酸素は、次の反応により除去される。



未反応あるいは過剰のヒドラジンは230~330℃の高温領域において分解されてアンモニアと窒素を生成する。

従って、過度にヒドラジンを注入すると、缶水のpHが上昇することから残留ヒドラジンの濃度は0.01 mg/l以下となるように制御することが望ましい。

b) NH_3 (アンモニア)

基本的には溶存酸素を十分に除去すれば腐食は抑制できるが、実際には起動時や低負荷時や復水器からの冷却水の漏れなど予期しない酸素の浸入の可能性がある。溶存酸素の存在と低pH領域が重なると腐食の進行が増すので、脱気器の出口において NH_3 を注入し、缶水のpHが8.5~9.5になるように制御して腐食条件が厳しくなることを防止している。

c) Na_3PO_4 (リン酸ソーダ)

缶水中に塩類が存在するとスケールが生成するが、これを防止するためにリン酸ソーダの添加が行われる。リン酸ソーダは Ca^{2+} や Mg^{2+} と反応してこれらの塩を沈澱させる作用がある。缶水中で沈澱すればスラッジとなるが、このスラッジは缶水ブローによって系外に排出される。

3) 燃焼ガスからの熱回収系統

NO. 3ボイラの燃焼室では燃焼ガスの温度は1,400~1,900℃に達しているが、水冷壁スクリーン、2次、3次、1次 スーパーヒーター、及びエコノマイザを経由して熱回収が図られる。エコノマイザー出口の排ガス温度は約 350℃まで低下するが、この排ガスはさらに燃焼用空気の熱源として使用され約 150℃でスタックから放出されている。

重油を燃焼するボイラには、通常設置されるスーツプロアが、NO. 1、NO. 2、NO. 3ボイラの各スーパーヒーター、エコノマイザー及びユングストロームには設置されていない。また、エコノマイザーのチューブ配列として千鳥配列が採用されている。

4) ボイラの燃焼室の構造

No. 3のボイラのボイラ水冷壁の構造を図 5.1-4に示す。伝熱チューブは外径60mm (肉厚5mm) であり、これらのチューブには高さ22.5mmのフィンが設置されている。チューブピッチは 130mmであることから、フィンの先端には25mmの隙間が開いている。従って、燃焼室の圧力は常に負圧に保つように平衡通風制御が採用されている。

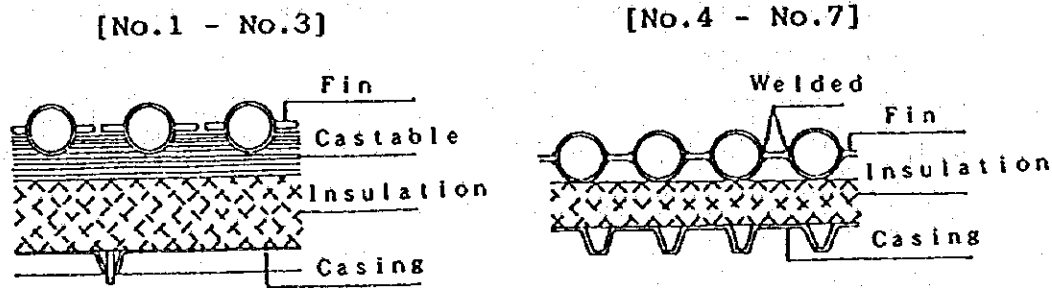


図 5.1-4 水冷壁の断面図

5.1.2 ボイラ設備に関する設備面の問題点と評価・対策

(1) PPSAのボイラの設備能力

ボイラの設備能力については稼働率との関係において考察することから、本章の 5.1.5 節において問題点と評価・対策を述べる。

(2) PPSAの蒸気圧力系統

製油所・工場の蒸気圧力系統については、本章の5.3 節において問題点と評価・対策を述べる。

(3) No. 1~No. 3ボイラ設備

1) 現状の問題点

(a) 燃焼系統

燃焼系統については本章の 5.2節において述べる。

(b) ボイラー給水・缶水系統

ボイラー給水・缶水系統は通常の高圧ボイラーと全く同じシステムであり、特にコメントすべき点は無い。

(c) 燃焼ガスからの熱回収系統

燃焼ガスからの熱回収系統のシステムとしては通常の高圧ボイラーと同じシステムであるが、各スーパーヒーター、エコノマイザー及びユングストロームにスーツプロアが設置されていない。このことは、重質油を焚くボイラーでは、経時的に伝熱チューブが汚れて、ボイラーの熱効率の低下を招くと共に排ガス温度が上昇し、第3次スーパーヒーター出口またはエコノマイザー出口部において設計温度を越える時点でボイラーを停止し、伝熱チューブの清掃が必要となっている。

(d) ボイラー燃焼室の構造

ボイラー燃焼室の水冷壁の構造が溶接タイプではないことから、平衡通風による負圧制御が行われているが、この場合、空気が燃焼室内に洩れ込む可能性がある。

また、水冷壁の構造が溶接タイプでないので、キャストブルにクラックが入るとボイラーケーシングの内側が、燃焼排ガスに晒されることとなり、外気温で冷却されたケーシングが内側から腐食を受けることとなる。

2) 問題点に対する評価と対策

(a) 燃焼系統

燃焼系統については本章の5.2節において述べる。

(b) ボイラー給水・缶水系統

通常の高圧ボイラーで採用され、実績も多数あり現設備で対策は必要無い。

(c) 燃焼ガスからの熱回収系統

燃焼ガスからの熱回収系統の各スーパーヒーター、エコノマイザー、ユングストロームの、図6.2-1に示す位置にスーツプロアを設置する必要がある。

また、一般的には重油等の重質燃料を使用するボイラーのエコノマイザーのチューブ配列は千鳥配列でなく格子配列が採用されるが、格子配列に改造すべきかどうかはこれまでのチューブの汚れ具合と清掃の難易度を加味して判断する必要がある。

(d) ボイラー燃焼室の構造

ボイラケーシングの腐食を防止するには、理想的には水冷壁を溶接構造にすることが望ましい。現状の水冷壁を溶接構造とする為に、現在のフィンの隙間を溶接で接続するとチューブとチューブの間は、70 mm のプレートで繋がれることになる。フィンの長さが長くなると、フィンの先端部の温度が上昇して高温酸化を受ける。実際に、No. 3ボイラの22.5mmのフィンの先端部は高温酸化を受けて図面上のフィン間の隙間25mmより大きくなっていることが、報告されている。

従って、現在のチューブのフィンを溶接で接続することは推奨できない。

因みに、通常のボイラーの例では伝熱チューブの径が 63.5 mmの場合、フィンの幅は19mm程度である。

従って、水冷壁の構造を溶接タイプに改造するという事は、ボイラーの取り替えを意味する。本検討では設備は継続使用可能な状態にあるということ为前提にしており、現状の構造で可能な限り使用を継続し、設備が寿命に達した段階で溶接構造のものを新設することが妥当であるものと考えられる。

5.1.3 PPSAの現状のボイラの運転状況

(1) ボイラ設備の運転の概要

表 5.1-6, 7, 8にNo. 2ボイラのテストランデータを示す。これらのデータは定格負荷の57%、84%、87%、99%の各負荷で採取されている。

99% 負荷の時、燃料は181℃まで予熱され、給水は183℃まで予熱されている。燃焼用空気はスチームエアヒーターで50℃まで予熱され、ユングストロームにより 244℃まで加熱されている。

一方、燃焼排ガスはエコノマイザー出口で 353℃であり、ユングストロームで熱交換を行った後156℃でスタックから放出されている。

(2) 1992年におけるボイラの燃料消費量

表 5.1-9に1992年におけるボイラーの燃料使用量を示す。表5.1-10には1992年における各ボイラー毎のスチーム発生量の実績値を示す。これらの表の内容を要約する。

- 1) PPSAのボイラ部門では年間636,557t/Yの燃料が消費されており月別で見れば、1月が75,586t/Mと最大であり、7月が30,520t/Mと最小である。

- 2) No. 2ボイラのテストランデータ結果から、定格負荷の57%、84%、99%の3ケースについて、スチーム発生量1ton当たりの燃料消費量を算出し、その結果を表5.1-11にまとめる。

表 5.1-11 No. 2ボイラの燃料消費量

ボイラ負荷	燃料消費量
57 % 負荷	70.0 kg/t-Steam
84 % 負荷	68.9 kg/t-Steam
99 % 負荷	69.7 kg/t-Steam

(3) 1992年における月間スチーム発生量とボイラ負荷

- 1) 1992年における全ボイラのスチーム発生量の総計は9.448 MM-ton/yである。
- 2) スチーム需要が最も多いのは1月であり、全ボイラのスチーム発生量は1.094 MM-ton/Month である。これは時間平均で1,470 t/hに相当する。
- 3) スチーム需要が最も少ないのは7月であり、全ボイラのスチーム発生量は0.495 MM-ton/Mである。これは時間平均で666 t/hに相当する。
- 4) 全ボイラの中で最大蒸発量で運転されたのは、No. 6ボイラの10月の実績で0.223MM-ton/Monthであり、時間平均で300 t/hである。これは定格負荷の71%である。
- 5) No. 3ボイラで見ると、最大負荷は12月の0.173 MM-ton/Mであり、時間平均で232 t/hである。これは定格負荷320t/hに対して73%の負荷である。

6) 高圧ボイラの稼働月の平均負荷を算出し、表 5.1-12にまとめる。

表 5.1-12 高圧ボイラの平均的負荷

ボイラ	平均負荷	負荷率
No. 1ボイラ	222 t/h	69 %
No. 2ボイラ	233 t/h	73 %
No. 3ボイラ	235 t/h	73 %
No. 4ボイラ	268 t/h	64 %
No. 5ボイラ	249 t/h	59 %
No. 6ボイラ	260 t/h	62 %
No. 7ボイラ	306 t/h	73 %

出所 ; 表 5.1-14から計算

7) 低圧ボイラの稼働月の平均負荷は次の通りである。

表 5.1-13 低圧ボイラの平均的負荷

ボイラ	平均負荷	負荷率
No. 8 ボイラ	45 t/h	75 %
No. 9 ボイラ	44 t/h	73 %
No. 10 ボイラ	82 t/h	37 %

出所 ; PPSA

(4) 1992年におけるボイラの運転時間

表5.1-14に各ボイラの各月毎の運転時間について示す。この表から次のことが要約される。

- 1) 7基の高圧ボイラの中で最も運転時間が長いのはNo.4ボイラであり、年間7,065時間である。これは年間80.6%の稼働率となる。
- 2) 最も運転時間が短いのはNo.2ボイラであり年間2,930時間であり、これは、年間33.4%の稼働率となる。
- 3) 高圧ボイラの年間平均稼働時間は5,229時間であり、年間稼働率60%に相当する。
- 4) 3基の低圧ボイラの累計稼働時間は1,878時間である。1基当たりの平均稼働時間は626時間であり、年間稼働率は7%である。
ここで、00220ボイラの稼働時間は1,770時間であるが、0K060No.1とNo.2ボイラは、それぞれ71時間及び31時間しか運転されていない。

(5) 1992年におけるボイラのスタートアップ回数

表5.1-15は7基の高圧ボイラの1992年におけるスタートアップ回数を纏めた資料である。1992年には合計63回のスタートアップがなされている。スタートアップの理由は表5.1-16にまとめる。

表 5.1-16 1992年における高圧ボイラのスタートアップ理由

1) メンテナンス後のスタートアップ回数	34回
2) ホットスタンバイ後のスタートアップ回数	18回
3) コールドスタンバイ後のスタートアップ回数	2回
4) 緊急停止後のスタートアップ回数	9回

出所；PPSA

ここで、ホットスタンバイとはボイラを開放しなくとも対応可能なトラブルでクーリングダウンを必要としないケースを示し、コールドスタンバイとはボイラを開放しクーリングダウンを必要とするケースである。

ボイラ毎のスタートアップ回数で見れば、最も回数が多いのが00320 No.2ボイラと00420 No.5ボイラの12回であり、最も少ないのが00420 No.6ボイラの3回である。

PPSAの説明では、高圧ボイラの停止の原因は次の3つが主原因である。

1) 伝熱チューブの汚れ

ボイラにスーツプロアが設けられていないことと、減圧残渣油を使用していることから、PPSAの現状負荷（60%～75%）において約1,000時間の運転後には、チューブが汚れ、伝熱性能が著しく低下する。このため、排ガス温度が上昇し、材料の許容温度に達した段階でボイラを停止し清掃を行っている。

具体的には、第3次スーパーヒーターの出口部で880℃を越すか、エコノマイザー出口部で400℃を越すかのいずれかによりボイラを停止している。

2) ボイラケーシングの硫酸腐食

No. 1～No. 3の水冷壁は図 5.1-4に示したように溶接構造ではないことから燃焼排ガスがボイラケーシングの裏側と接することとなり、酸露点以下に温度が低下した部分では希硫酸が結露して腐食開孔する。

硫黄分3.0wt%の燃料を使用した場合、燃焼室の酸素濃度を3%程度と見做すと、SO₃の濃度は、約40ppmとなり、露点は140℃と推定される。

3) ユングストロームの伝熱エレメント及び排ガスダクトの硫酸腐食

ユングストロームはシールプレートで2つの部屋に区切られた構造となっており、約50℃の燃焼用空気と約350℃の燃焼排ガスが回転する伝熱エレメントを連続的に通過して熱の授受が行われている。

従って、局部的には硫酸の露点以下まで冷却され、希硫酸による厳しい腐食環境に晒される。

下流側の燃焼排ガスの温度は150℃程度まで低下することから、外部から冷却されるとダクトの表面温度は硫酸の露点以下となり、ダクト表面では希硫酸による腐食が起こる。

5.1.4 現状のボイラの運転面の問題点と評価・対策

(1) 現状の問題点

1) ボイラ設備の運転の概要

運転に関する問題は熱効率に関しては本章5.4節、稼働率に関しては本節の4)、5)において述べる。

2) 燃料消費量

テストランデータからスチーム発生量 1 ton当たりの燃料消費量は68.9~70.0kgであるが、減圧残渣油を使用している日本のボイラの実績と比較すると5%程度劣る状況にある。

3) 月間スチーム発生量とボイラ負荷

1992年の実績からは各ボイラ共、約 70%の負荷で運転されている。ボイラ効率（燃料利用効率）はボイラ負荷に影響されることから、ベースロード用として運転されるボイラ最大効率の負荷で運転することが望ましい。表 5.1-7のデータからはNo.2ボイラの最大効率負荷は 75~85%程度と推定される。従って、現状の負荷は若干低いものと考えられる。

4) ボイラの運転時間

1992年の実績によると、PPSAの高圧ボイラの年間平均稼働時間は、5,229 時間であり、年間 60%しか稼働していない。ボイラは、法例で定める検査、設備の性能維持のための保全期間を除き、連続運転を実施するのが一般的である。

5) ボイラのスタートアップ回数

ボイラのスタートアップ回数が合計63回と非常に多い。PPSAのボイラ設備における最も大きな問題は連続運転時間が短く、停止回数が多いことである。従って、ボイラの近代化のためには必ず解決しなければならない問題である。

(2) 問題点に対する評価と対策

1) ボイラ設備の運転の概要

運転に関する問題は熱効率に関しては本章 5.4節、稼働率に関しては本節の4)、5)において述べる。

2) 燃料消費量

燃料消費量に関する改善策については第6章 6.2節において述べる。

3) 月間スチーム発生量とボイラ負荷

第5章 5.1.6節に述べたようにボイラは最大効率の負荷で運転することが望ましい。従って、ベースロードボイラの負荷を最高効率負荷に設定することを検討する。

(a) 高圧ボイラの負荷設定

高圧ボイラのスチーム発生量は1月が最大であり、時間平均で1,470 t/hである。これは最大発生量の月でさえも、高圧ボイラの定格容量の総和の僅か 56%である。ボイラの近代化により、1年間の連続運転が可能になれば、高圧ボイラを2台停止し、ベースロード用ボイラを最大効率負荷近傍で運転することが可能となる。この時、最大負荷で運転中の高圧ボイラの1台が緊急停止しても、負荷制御用のボイラで自動的に負荷調整を行うことが可能である。この場合の負荷配分の1例を表5.1-17に示す。

表 5.1-17 ボイラ負荷バランスの一例

ボイラ	負荷	備考
No. 1	260 t/h (定格負荷の 80 %)	
No. 2	260 t/h (定格負荷の 80 %)	
No. 3	停止	
No. 4	316 t/h (定格負荷の 75 %)	負荷バランス
No. 5	316 t/h (定格負荷の 75 %)	最大負荷ボイラ緊急停止時に
No. 6	318 t/h (定格負荷の 76 %)	No. 4, No. 5, No. 6にて対応
No. 7	停止	

PPSAは、将来スチーム消費量が約 15%増加すると予測している。この場合、最大蒸気発生量は1,700t/h程度となるが、No.1~No.7ボイラの負荷をアップすることで負荷変動の吸収が可能である。

(b) 低圧ボイラの停止

低圧スチーム用ボイラについては3基の合計稼働時間が年間1,878時間と運転時間が非常に短い。ここで、00060 No. 1、No. 2ボイラは18 ataスチームを発生するボイラであるが、これらのスチームは交換弁もしくはタービン抽気から供給可能である。00220 ボイラは45 ataスチームを発生するボイラであるが、この45 ataスチームだけはタービン抽気から供給できない。従って、例えば今後、抽気復水タービンを設置するような場合には45 ataスチームの抽気を行い、可能であれば、低圧ボイラを停止すべきであると考えられる。

4) ボイラのスタートアップ回数

日本の製油所のボイラでは法規制による検査のための停止を除いて連続運転が行われていることから、ボイラのスタートアップ回数は法規制による停止を含めて、ボイラ1基あたり年1回以下に抑えることが可能である。

ボイラ停止の要因である 3つの項目に対して対策を評価検討する。

(a) 伝熱チューブの汚れ

伝熱チューブの汚れについては未燃焼を防止して汚れに関与する物質の発生を抑えること（燃焼性の向上）と汚れ物質を除去するという両面からの対策を必要とする。燃焼性の向上については本章 5.2節にて述べる。

汚れ物質の除去に関する対策としては、重油より重質の燃料を使用するボイラではスーパーヒーター、エコノマイザー、やユングストロームにスーツプロアを設置するのが一般的であり、減圧残渣油使用の日本のボイラでは、スーパーヒーター、エコノマイザー、ユングストロームにスーツプロアを設置し、適正に稼働させることにより、2年間の連続運転が達成できている。

従って、図 6.2-1に示す位置にユングストロームを設置することを推奨する。

(b) ボイラケーシングの硫酸腐食

既に述べた様に、ボイラケーシングの温度が露点以下となっているため、キャスタブルにクラックが発生するとケーシングの内側で炉内ガスが冷却され、希硫酸が生じる。

既にケーシングの腐食が発生した段階では結露付着した硫酸を完全に除去しない限り、腐食の進行を止めることは不可能である。従って、現状では腐食防止対

策をとることは困難である。

しかしながら、燃焼室のドラフトを安定して負圧に保持しておけば、多少の空気が燃焼室へ洩れ込み、燃焼室の酸素濃度が上昇することを除いて、通常の運転には支障ないので、ケーシングが開孔した場合は、補修を行いながら現状設備を使い切ることが望ましい。

(c) ユングストロームの伝熱エレメント及び排ガスダクトの硫酸腐食

図 5.1-5に空気予熱系統の運転データを示す。これは表 5.1-7の運転データの当該部を抜粋したものである。燃焼用空気はスチーム-エアヒーターで予熱され、さらにユングストロームを介して燃焼排ガスの保有熱により加熱される。

ここで、燃焼排ガスには SO_3 が含有されることから露点以下の環境下では非常に厳しい腐食条件となる。

	空気温度	排ガス温度
大気温度	15 °C	
	↓	
スチーム-エアヒーター出口温度	50 °C	
	↓	↑
ユングストローム入口(出口)	50 °C	156 °C
	↓	↑
ユングストローム出口(入口)	244 °C	353 °C
	↓	↑

図 5.1-5 空気予熱系統の運転データ

上記のデータでは保温が完全であれば、ダクトの硫酸腐食は回避できるものと推定されるが、実際にはダクトの表面温度は燃焼排ガスの温度より数°C程度は低くなることから、管理温度としては若干の余裕を見て約 160°C程度を必要とする。

一方、ユングストロームのエレメントは50°Cから 353°Cまでの温度領域が存在する。図 5.1-5のデータは外気温が15°Cの例であり、PPSAの冬季条件では現状のスチームエアヒーター出口温度はさらに低くなる。従って、冬季においてもユングストロームのエレメントの腐食を防止するにはエレメントの最低許容温度を確保できるようにスチームエアヒーターの能力を強化すべきである。

ここで、図 5.1-6に低温エレメントの最低許容温度のチャートを示す。この図から明らかなようにスチームエアヒーター出口温度は 105°Cまで昇温する必要がある。

5.1.5 電力供給設備の現状

(1) 発電機能力 (表5.1-3 参照)

PPSAでは5基の発電機を有している。いずれも抽気背圧タービンであり、発電能力としては55MWである。これらのタービンの内、1号機から3号機まではチェコ製であり、4号機と5号機はポーランド製である。

また、PPSAの電気系統図を図5.1-7に示す。電力系統の母線は30kVであり、受電は110kVから4基のトランス (容量75MVA) を経由して行われる。発電機は10.5kVで発電され、30kVに昇圧されて母線に供給されている。

(2) 電力バランス

図5.1-8に1992年における月別の電力バランスを示す。この図から、消費電力と外販電力の合計は1月が最も大きく約 $110 \times 10^3 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{Month}$ であるが、この値は平均 $148 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{h}$ の発電量に相当する。この値は1機当たりに換算すると、約 $30 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{h}$ となる。

一方、購入電力が最も多いのは8月であり、約 $56 \times 10^3 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{Month}$ に達している。この月の消費電力は約 $85 \times 10^3 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{Month}$ であることから、発電電力は約 $29 \times 10^3 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{Month}$ であり、平均 $39 \text{ MW} \cdot \text{h}/\text{h}$ に相当する。この値は1台の発電機で対応可能な量である。

5.1.6 電力供給設備の評価

(1) 発電機能力

発電機能力としては55MWの発電機が5基と設備能力的には十分であるが、これらの駆動用タービンは抽気背圧タービンであることから、実際の発電量はスチーム需要によって決定される。従って、図5.1-8から明らかなようにスチーム需要の多い冬場においては、発電機の稼働率は高くなるが、スチーム需要の少ない夏場においては1基の運転で対応できる発電量である。従って、現状の問題点はスチーム需要の影響を受けすぎることである。この点に対して、PPSAでは抽気復水タービンの設置が検討されている。

(2) 電力バランス

第6章6.3節の抽気復水タービンに関する項で述べる。

5.1.7 スチーム・電力供給システムの現状

(1) 低圧蒸気の供給システム

図 5.1-1のスチーム電力系統図において特徴的なことは全ての低圧スチームの変換弁が最も高圧の 139 ataのヘッダーから取り出されている点である。

また、35 ata、18 ata、7.5 ata、1.2 ataのスチームはスチームタービンの抽気及び変換弁から供給されている。しかしながら、70 ataは変換弁から単独供給であり、45 ataスチームは 00220ボイラと変換弁から供給するシステムとなっている。

5.1.8 スチーム・電力供給システムの問題点と評価・対策

(1) 現状の問題点

1) 変換弁

変換弁は高温・高差圧に晒される上に、注水部は熱衝撃を受ける為、特殊な構造となり、高価な弁である。PPSAのように最高圧力の蒸気から、全ての低圧蒸気に変換弁で供給するというの一般的なではない。何故ならば、高差圧の変換弁になるほど、温度条件が厳しく、エロージョン対策も必要となり、この為に材質がグレードアップするからである。

2) 45 ataスチームの供給

現時点では45 ataの需要はボイラの能力220 t/hに比較して約40t/hと低いことからボイラ効率は低いものと推定される。

(2) 問題点に対する評価と対策

1) 変換弁

これらの対策として、一般的には139 ataから70 ata、70 ataから 45 ataというように段階的なシステムにし、変換弁への条件を穏やかにする。

従って、現在使用している変換弁を取り替える必要が生じた場合には、一般的に採用されているシステム、即ち、高圧の蒸気から順次降圧する方法を推奨する。

2) 45 ata スチームの供給

対策については本章 5.1.6において述べる。

(3) 蒸気電力バランスの改善策

夏場に発電量を増加させる方法は、次の2つである。

1) コンデンシングタービンの新設

この方法は、既にPPSAにて計画中である。このシステムの評価については第6章6.3節の抽気復水タービンに関する項で述べる。

2) ガスタービンの新設

この方法は、ガスタービンを廻して発電する方法であり、ピークロード用として良く用いられている。

このシステムでは、非常に酸素濃度の高い高温の排ガスが大量に発生することからガスタービン排ガスからの熱回収を行う必要がある。

一般に、排ガス中の酸素濃度は14~15%であり、排ガスの温度は約 520~530℃である。従って、この高温排ガス中に燃料を加え、排ガスの熱量は廃熱ボイラにて回収される。このボイラから発生するスチームは抽気背圧タービン発電システムの駆動用流体として利用される。このシステムはガスタービン複合システムと称されている。

しかしながら、このガスタービンで使用される燃料は燃料ガス、LPG、軽油その他の軽質燃料に限定される。

従って、PPSAに対してはコンデンシングタービンシステムの方がガスタービンシステムよりも適しているものと考えられる。

表 5.1-1 PPSAにおけるボイラの主な仕様

	Manufacturer	Manuf. (Year)	Install. (Year)	Evaporation Rate	Steam Press.	Steam Temp	BFW Temp
No. 1	I.Bimenska (CSRS)	1964	1966	320	139	540	195
No. 2	"	1964	1966	320	139	540	195
No. 3	"	1967	1969	320	139	540	195
No. 4	FK-Raciborz	1970	1971	420	139	540	230
No. 5	"	1973	1974	420	139	540	230
No. 6	"	1975	1976	420	139	540	230
No. 7	"	1980		420	139	540	230
No. 8	Wagner Biluro	1976	1977	220	43	400	105
No. 9	FK-Raciborz	1962	1963	60	18	270	105
No.10	"	1962	1963	60	18	270	105

Source ; P.P.S.A.

表 5.1-2 スチームの使用法と主要な仕様

Service	Req.Press.	Req.Temp.	Req.Quantity
139 ata Steam Generator	135 ata	535 °C	1,900 t/h
Plastic Extruder	- ata	- °C	- t/h
70 ata Steam Ethylene Oxide Unit	75 ata	450 °C	28 t/h
45 ata Steam Ethylene Oxide Unit	45 ata	450 °C	180 t/h
Cracking Unit			
35 ata Steam heating	35 ata	290 °C	200 t/h
18 ata Steam heating	18 ata	250 °C	400 t/h
7.5 ata Steam heating	7.5 ata	205 °C	300 t/h
1.2 ata Steam heating	1.2 ata		

[Break down of usage for heating]

			(Max.Value)
Steam Central Heating	1.2 ata	- °C	105 t/h
	7.5 ata		220 t/h
	18 ata		280 t/h
Preheating of Air	7.5 ata	- °C	220 t/h
Preheating of BFW	1.2 ata	- °C	205 t/h
	7.5 ata		200 t/h
	18 ata		280 t/h
	35 ata		300 t/h
Preheating of Fuel	18 ata	- °C	280 t/h
	35 ata		300 t/h
Preheating of Raw Water	7.5 ata	- °C	220 t/h

Source ; P.P.S.A.

表 5.1-3 PPSAにおけるスチームタービンの主な仕様

	Manufacturer	Manuf. (Year)	Install. (Year)	Capacity MW	Steam Temp °C	Steam Press. ata	Max.Steam Flow Rate t/h	Extract Steam ata	Max.Extract Flow Rate t/h
No.1	I.Bimenska(CSRS)	1964	1966	55	535	130	312	7	220
No.2	"	1967	1969	55	535	130	312	44	20
No.3	"	1964	1966	55	535	130	412	7	220
No.4	Zamech-Ellblag	1970	1971	55	535	130	420	44	20
No.5	"	1973	1974	55	535	130	420	18	155
								29	19
								41	20
								18	155
								29	19
								41	20

Source ; P.P.S.A.

表 5.1-6 No.2ボイラ運転データ(1/2)

Measuring Item	Unit	Number of Measurements					
		1	2	3	4	5	6
Generated Power Generated Power (Relative) *	MW %	132.23 57.0	193.21 84.0	193.21 84.0	200.02 87.0	228.31 99.0	
Generated Steam	t/hr	181.0	263.0	263.0	272.0	311.0	
Steam Temperature @ behind No.1 S.H. @ before No.2 S.H. @ behind No.2 S.H. @ Boiler Discharge	°C °C °C °C	410 / 408 483 / 485 465 / 464 533	405 / 390 491 / 492 466 / 457 534	404 / 390 493 / 492 464 / 458 534	405 / 410 486 / 493 465 / 461 535	408 / 410 488 / 482 460 / 457 535	
Steam Pressure	MPa	13.01	13.1	13.1	13.1	13.1	
Cooling Water Quantity	t/hr °C	11.8 185	26.0 182	25.5 182	21.0 182	28.0 183	
Boiler Feed Water Temperature (Before Boiler)	°C MPa	185 15.2	182 15.0	182 15.0	182 15.0	183 15.5	
Steam for Burners Temperature Pressure	°C MPa	310 0.81	310 0.82	310 0.82	310 0.82	290 0.90	
Fuel No. of used Burners Pressure Temperature Heating Value Content of Total Wet Ash Total S	- MPa °C kJ/kg % % %	9 1.20 179 40,612 trace 0.04 2.20	10 1.20 182 40,612 trace 0.04 2.20	10 1.20 182 40,612 trace 0.04 2.20	10 1.20 179** 40,612/33892 trace/0.50 0.04 / 0.05 2.20 / 0.01	13 1.20 181 40,612 trace 0.04 2.20	
Steam for Burners Temperature Pressure	°C MPa	310 0.81	310 0.82	310 0.82	310 0.82	290 0.90	
Air Temperature Suction Stack Outlet of SIV-Air HIR Outlet of Jungstrom	°C °C °C	13.3 52 222	14.0 52 228	14.0 52 232	14.0 50 233	18.0 50 244	
Flue Gas (Draft) (Temperature) Outlet of Combustion Room Before Economizer Boiler Outlet Outlet of Combustion Room Before Economizer Boiler Outlet	mmAq mmAq mmAq °C °C °C	- 52 42 800 312 137.0	- 55 44 990 318 141.0	- 59 42 960 328 148.0	- 56 40 925 327 147.0	- 86 35 1,015 353 156	

表 5.1-6 No.2ボイラ運転データ(2/2)

Measuring Item	Unit	Number of Measurements					
		1	2	3	4	5	6
(CO Content)	mol %	0.003	0.004	0.021	0.006	0.013	
Before Economizer	mol %	0.002	0.028	0.015	0.004	0.009	
(CO ₂ Content)	mol %	0.003	0.004	0.021	0.006	0.013	
Before Economizer	mol %	0.002	0.028	0.015	0.004	0.009	
(Black Degree)	-	1 / 1	1 / 4	1 / 1	1 / 1	1 / 1	
Boiler Outlet		20 / 22	23 / 21	23 / 22	25 / 23	37 / 37	
Flue Gas Blower Loading ***	A						

Source ; P.P.S.A.

Note ;

* ; Nominal Heat Capacity of Boiler = 231.01 MW

** ; Phenol Tar = 1,500 kg/hr

*** ; Left side / Right side of Boiler

表 5.1-7 No.2ボイラ排ガス関連運転データ

Measuring Item	Unit	Number of Measurements					
		1	2	3	4 **	5	6
Generated Power	MW	132.23	193.21	193.21	200.02	228.31	
Generated Power (Relative)	%	57.0	84.0	84.0	87.0	99.0	
Generated Steam	t/hr	181.0	263.0	263.0	272.0	311.0	
Steam Temperature	°C	410 / 408	405 / 390	404 / 390	405 / 410	408 / 410	
@ behind No.1 S.H.	°C	483 / 485	491 / 492	493 / 492	486 / 493	488 / 482	
@ before No.2 S.H.	°C	465 / 464	466 / 457	464 / 458	465 / 461	460 / 457	
@ behind No.2 S.H.	°C	533	534	534	535	535	
@ Boiler Discharge							
Steam Pressure	Mpa	13.01	13.1	13.1	13.1	13.1	
Boiler Feed Water Temperature	°C	185	182	182	182	183	
(Before Boiler) Pressure	Mpa	15.2	15.0	15.0	15.0	15.5	
Fuel	-	9	10	10	10	13	
No. of used Burners	Mpa	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	
Pressure	°C	179	182	182	179	181	
Temperature	kJ/kg	40,612	40,612	40,612	40,612/33892	40,612	
Heating Value	°C	310	310	310	310	290	
Steam for Burners Temperature	Mpa	0.81	0.82	0.82	0.82	0.90	
Pressure	°C	13.3	14.0	14.0	14.0	18.0	
Air Temperature	°C	52	52	52	50	50	
Suction Stack	°C	222	228	232	233	244	
Outlet of STM-Air HTR	MW	132.23	193.21	193.21	200.02	228.31	
Outlet of Jungstrom	MW	147.31	209.23	211.61	218.44	250.18	
Heat Capacity	MW	0.08	0.11	0.11	0.11	0.12	
Heat Provided to Boiler in Fuel	t/hr	12.67	18.12	18.30	17.66	21.69	
Heat Provided to Boiler in Steam	%	89.77	92.35	91.31	91.57	91.26	
Amount of Fuel	%	1.409	0.844	0.992	0.863	0.984	
Total Efficiency of Boiler	%	9.617	7.107	8.204	8.011	8.348	
Accuracy of Efficiency Calculated	%	0.014	0.136	0.080	0.023	0.048	
Outlet Losses	%	0.601	0.411	0.411	0.397	0.348	
Incompleted Burning Losses							
Radiation & Conduction Losses							

Source ; P.P.S.A.

Note * ;

** ; including heat in heated air

; additionally burned Phenol Tar in amount , 1.50 t/hr

表 5.1-8 No. 2ボイラのエネルギー収支関連運転データ

Measuring Item	Unit	Number of Measurements					
		1	2	3	4 **	5	6
Generated Power Generated Power (Relative)	MW %	132.23 57.0	193.21 84.0	193.21 84.0	200.02 87.0	228.31 99.0	
Generated Steam	t/hr	181.0	263.0	263.0	272.0	311.0	
Steam Temperature @ behind No.1 S.H. @ before No.2 S.H. @ behind No.2 S.H. @ Boiler Discharge	°C °C °C °C	410 / 408 483 / 485 465 / 464 533	405 / 390 491 / 492 466 / 457 534	404 / 390 493 / 492 464 / 458 534	405 / 410 486 / 493 465 / 461 535	408 / 410 488 / 482 460 / 457 535	
Steam Pressure	Mpa	13.01	13.1	13.1	13.1	13.1	
Fuel No. of used Burners Pressure Temperature Heating Value	- Mpa °C kJ/kg	9 1.20 179 40,612	10 1.20 182 40,612	10 1.20 182 40,612	10 1.20 179 40,612/33892	13 1.20 181 40,612	
Air Temperature Suction Stack Outlet of SW-Air HTR Outlet of Jungstrom	°C °C °C	13.3 52 222	14.0 52 228	14.0 52 232	14.0 50 233	18.0 50 244	
Heat Capacity Heat Provided to Boiler in Fuel Heat Provided to Boiler in Steam Amount of Fuel	MW MW MW t/hr	132.23 147.31 0.08 12.67	193.21 209.23 0.11 18.12	193.21 211.61 0.11 18.30	200.02 218.44 0.11 17.66	228.31 250.18 0.12 21.69	
Air for Burning Dry Flue Gas Wet Flue Gas Excess Air Excess Air in Flue Gas before Jungstrom Excess Air in Flue Gas after Jungstrom Ortlight in Jungstrom Theoretical Amount of Hot Air Amount of Hot Air Amount of Net Flue Gas before Jungstrom Amount of Net Flue Gas after Jungstrom Amount of Leakage Air through Jungstrom	Nm ³ /kg Nm ³ /kg Nm ³ /kg - - 10 ³ x Nm ³ /hr 10 ³ x Nm ³ /hr 10 ³ x Nm ³ /hr 10 ³ x Nm ³ /hr 10 ³ x Nm ³ /hr 10 ³ x Nm ³ /hr	10.712 10.090 11.391 1.421 1.536 2.221 30.549 135.72 192.84 217.02 308.70 91.68	10.712 10.090 11.391 1.061 1.102 1.532 28.067 194.15 206.08 226.23 309.70 83.47	10.712 10.090 11.391 1.112 1.203 1.694 29.008 196.04 218.05 248.18 344.51 96.33	10.712 10.090 11.391 1.095 1.171 1.669 29.820 232.30 254.43 286.79 402.39 115.61	10.712 10.090 11.391 1.095 1.171 1.669 29.820 232.30 254.43 286.79 402.39 115.61	

Source ; P.P.S.A.

Note * ; Regarding to Air Content in Flue Gas after Jungstrom

表 5.1-9 1992年におけるボイラの燃料消費量実績

unit : ton/Month

Boiler	320 No. 1	320 No. 2	320 No. 3	420 No. 4	420 No. 5	420 No. 6	420 No. 7	220 No. 8	60 No. 9	60 No. 10	Total
January	10,740	—	12,140	9,330	13,030	13,800	14,070	2,407	—	68.9	75,586
February	9,220	—	11,670	13,112	7,880	11,200	9,140	2,683	—	68.9	64,974
March	2,300	—	10,050	14,410	5,150	14,360	14,100	2,480	110	68.9	63,029
Sub-Total	22,260	—	33,860	36,852	26,060	39,360	37,310	7,570	110	68.9	203,451
April	—	—	10,370	13,392	5,350	11,500	13,396	141	—	66.9	54,216
May	—	—	9,600	11,000	10,550	12,388	670	—	—	66.9	44,275
June	—	—	9,770	9,500	3,850	4,450	9,008	—	—	62.9	36,641
Sub-Total	—	—	29,740	33,892	19,750	28,338	23,074	141	—	—	134,935
July	—	4,180	9,915	11,600	N.O.N	643	4,120	—	—	61.5	30,520
August	1,560	8,600	8,730	10,184	N.O.N	4,550	N.O.N	1,650	160	62.9	35,497
September	10,280	6,454	1,750	12,600	7,404	2,076	N.O.N	134	—	66.7	40,765
Sub-Total	11,840	19,234	20,395	34,384	7,404	7,269	4,120	1,784	160	—	106,590
October	11,400	8,900	—	7,460	14,920	15,031	—	186	—	67.6	57,965
November	9,450	11,400	3,000	7,330	9,540	13,290	9,030	693	28	70.0	63,831
December	11,366	5,050	12,373	3,770	12,120	12,890	12,420	—	—	69.8	70,059
Sub-Total	32,216	25,350	15,373	18,560	36,580	41,211	21,450	879	28	—	191,647
Total	66,316	44,584	99,368	123,688	89,797	116,178	85,954	10,374	298	—	636,557

Source ; P.P.S.A.

表 5.1-10 1992年のスチーム発生量実績

unit : ton/Month

Boiler	320 No. 1	320 No. 2	320 No. 3	420 No. 4	420 No. 5	420 No. 6	420 No. 7	220 No. 8	60 No. 9	60 No. 10	Total (t/hr)
January	150,460	—	170,694	136,742	193,002	200,450	208,416	33,920	—	69.6	1,470
February	135,280	—	166,303	191,150	115,157	162,910	132,792	36,420	—	69.6	1,399
March	33,865	—	150,972	208,194	74,238	209,950	203,687	35,610	1,460	69.2	1,234
Sub-Total	319,605	—	487,969	536,086	382,397	573,310	544,895	105,950	1,460	69.5	
April	—	—	159,628	201,732	79,552	170,498	196,420	2,020	—	48.5	1,125
May	—	—	147,174	165,764	156,590	181,520	9,579	—	—	69.2	888
June	—	—	160,273	156,391	60,346	69,246	135,289	—	—	67.0	808
Sub-Total	—	—	467,075	523,887	296,488	421,264	341,288	2,020	—	—	
July	—	84,853	166,192	173,208	—	9,339	61,581	—	—	68.9	666
August	23,369	132,448	145,058	170,918	—	69,307	—	24,030	2,290	67.5	763
September	153,941	96,888	25,783	189,674	111,503	30,650	—	1,990	—	68.6	848
Sub-Total	177,310	314,189	337,033	533,800	111,503	109,296	61,581	26,020	2,290	—	
October	167,505	133,074	—	116,341	214,044	222,961	—	2,700	—	69.2	1,152
November	135,243	160,154	43,512	107,857	132,355	192,323	129,222	10,000	406	71.0	1,267
December	162,117	74,089	172,758	54,419	172,792	187,062	179,587	—	—	70.7	1,349
Sub-Total	464,865	367,317	216,270	278,617	519,191	602,346	308,809	12,700	406	—	
Total	961,780	681,506	1,508,347	1,872,390	1,309,579	1,706,216	1,256,573	146,690	4,156	879	AVG 1,079

Source ; P.P.S.A.

表 5.1-14 1992年におけるボイラ負荷及び稼働時間実績

Boiler	upper column		generated steam		DEC.	Total						
	JAN.	FEB.	MAR.	APR.			MAY	JUNE	JULY	AUG.	SEP.	OCT.
00320 No.1	245	227	192	-	-	-	-	184	235	243	224	224
	615	596	176	-	-	-	-	127	655	689	605	725
00320 No.2	-	-	-	-	-	-	195	225	235	267	235	240
	-	-	-	-	-	-	436	588	412	498	683	313
00320 No.3	240	239	226	245	211	233	225	242	248	-	245	232
	710	698	669	651	697	689	739	599	104	-	178	744
00420 No.4	316	276	299	301	223	261	233	250	263	253	253	283
	411	396	697	671	744	599	743	684	720	460	426	192
00420 No.5	266	253	226	255	211	209	-	-	261	295	246	268
	726	455	329	312	744	289	-	-	428	725	539	644
00420 No.6	309	260	282	284	244	316	191	262	222	300	278	268
	649	628	744	600	744	320	49	265	138	744	691	698
00420 No.7	280	253	306	292	213	247	237	-	-	-	282	297
	744	486	665	673	45	542	260	-	-	-	458	604
OKO60 No.1	-	-	46	-	-	-	45	43	-	-	45	45
	-	-	32	-	-	-	2	27	-	-	5	5
OKO60 No.2	-	-	-	-	-	-	-	43	-	-	45	-
	-	-	-	-	-	-	-	26	-	-	4	-
00220	83	84	80	70	-	-	-	87	71	84	94	-
	411	435	447	29	-	-	-	278	28	32	117	-
AVERAGE LOAD	1470	1399	1234	1125	888	808	666	763	848	1152	1267	1349
MAX LOAD	1645	1500	1395								1400	1475
REMARKS												

Source ; P.P.S.A.

図 5.1-1 PPSAにおける既設スチーム系統図

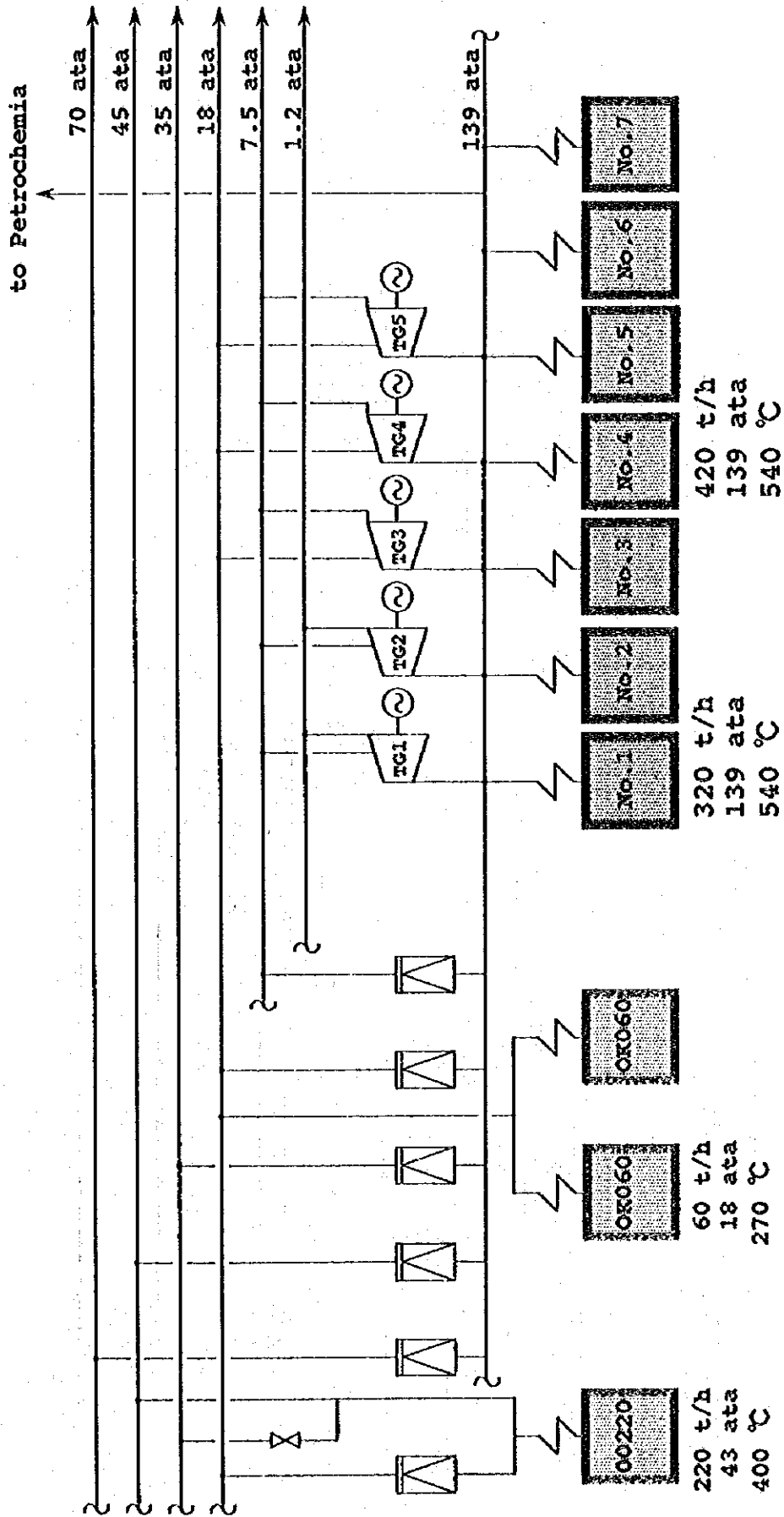
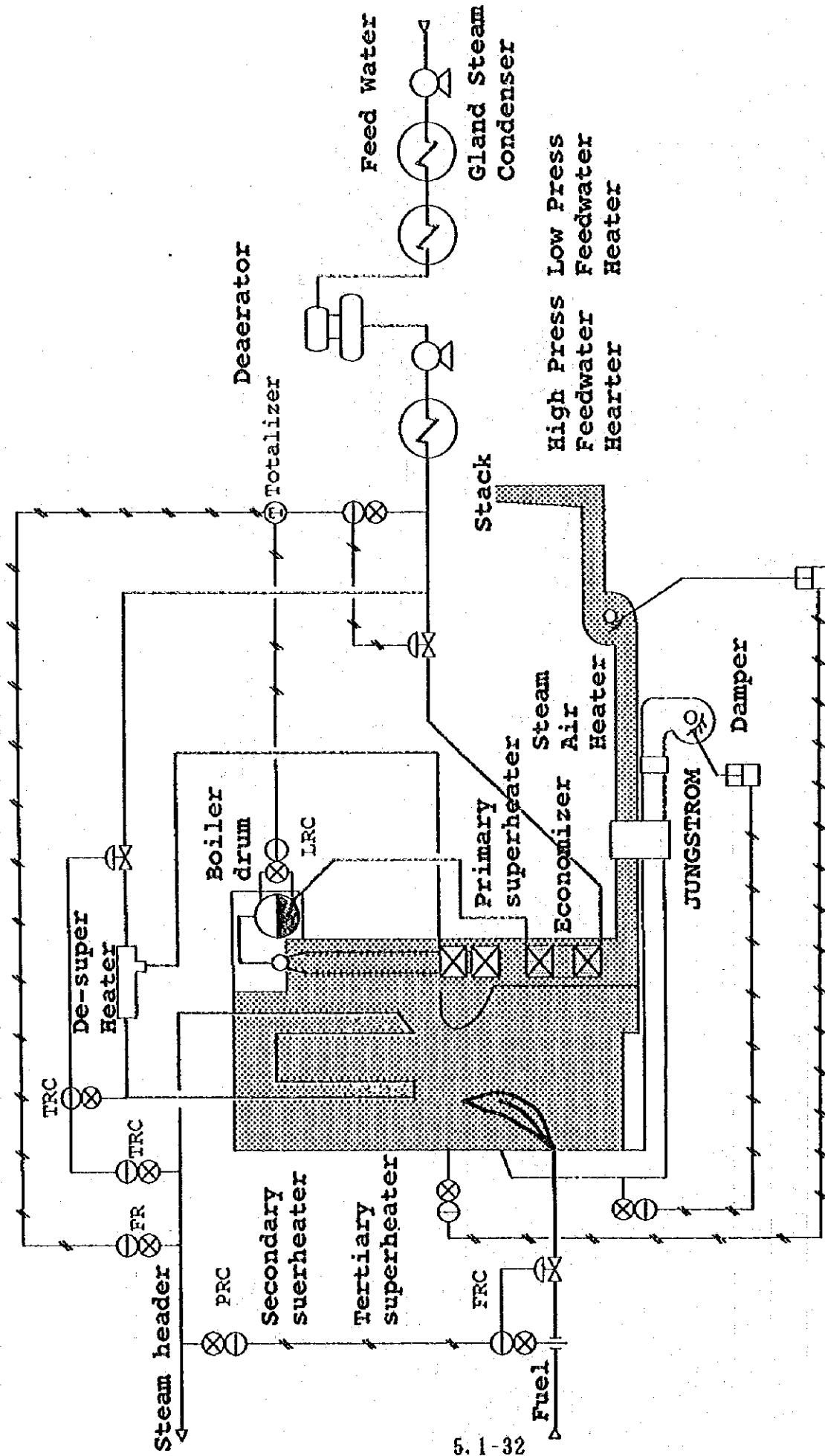


Figure 5.1-1

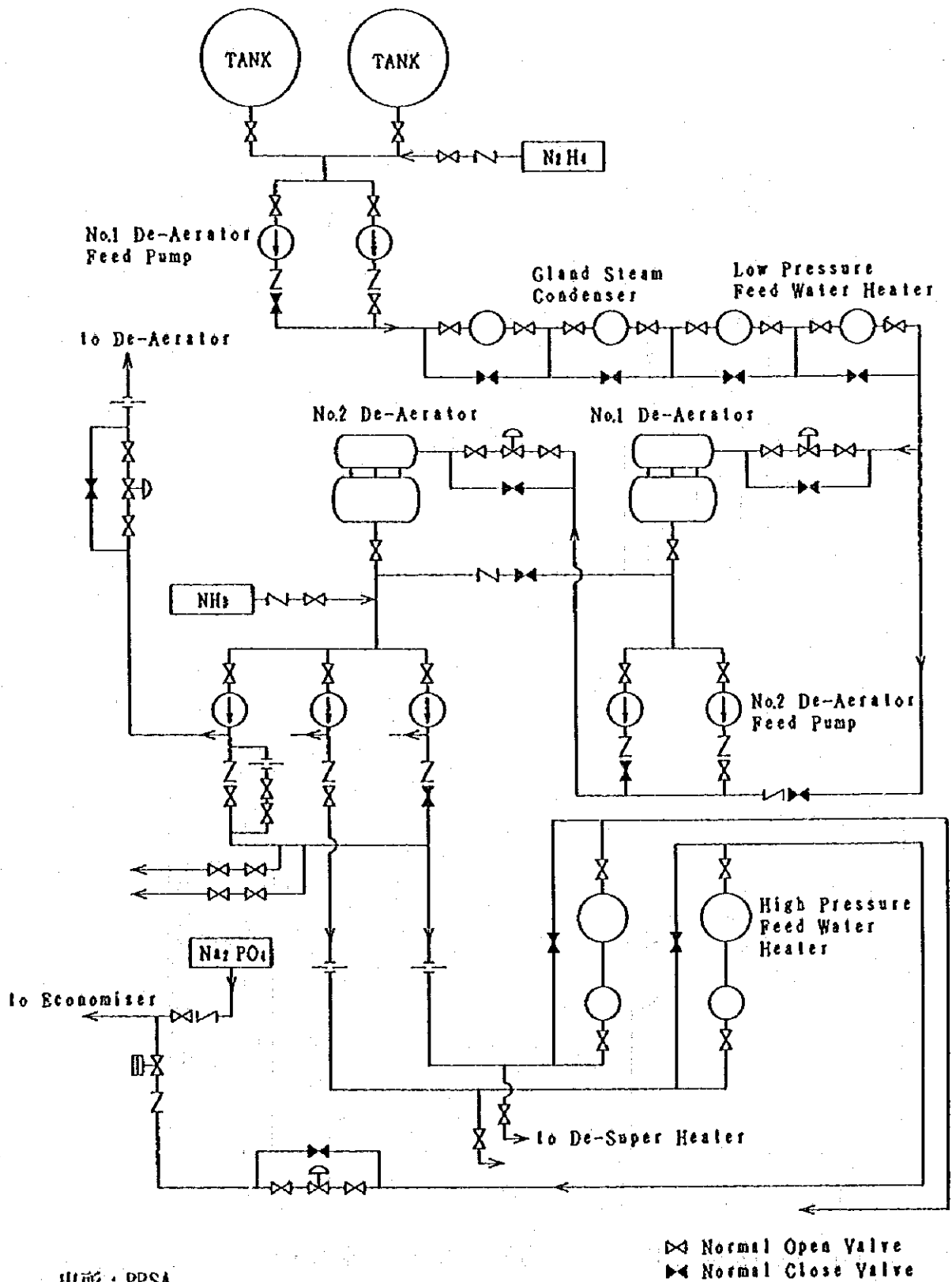
SIMPLIFIED EXISTING STEAM DIAGRAM OF P.P.S.A.



5.1-32

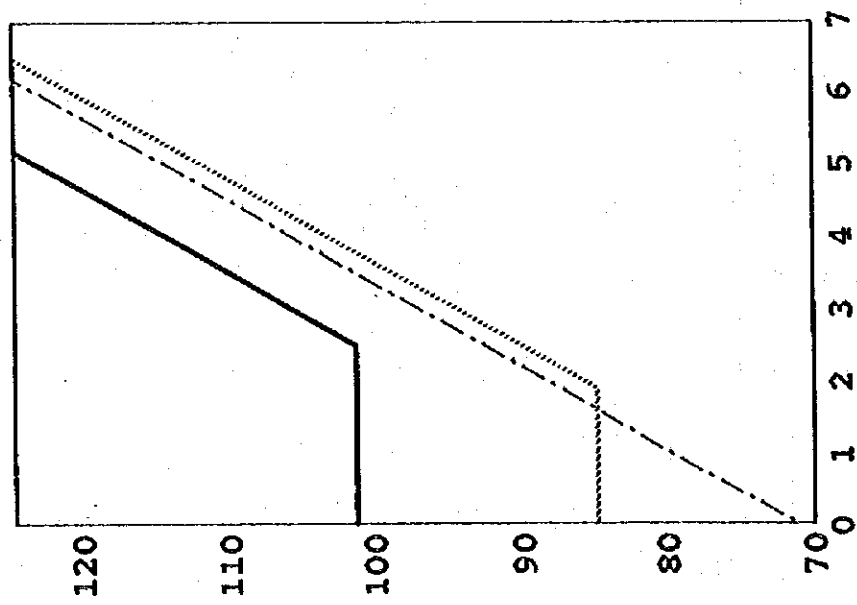
図 5.1-2 ボイラの極端フローダイアグラム

図 5.1-3 ボイラ給水のシステムのケミカル注入点



出所：PPSA

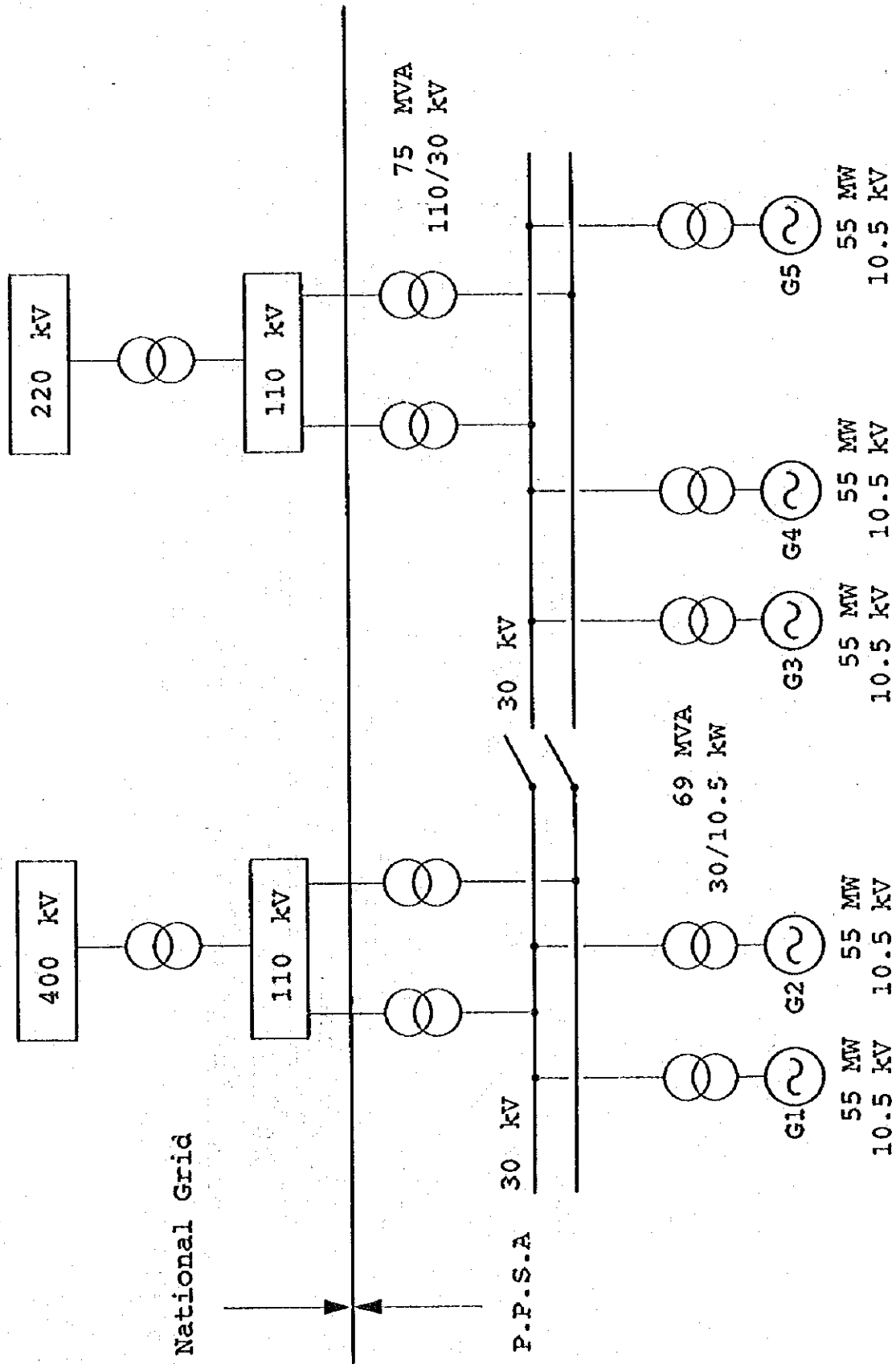
コングストローム伝熱エレメントの許容温度



— Vanadium Rich Oil
 - - - Vanadium Free Oil
 Fuel Gas

燃料中の硫黄分濃度 (wt%)

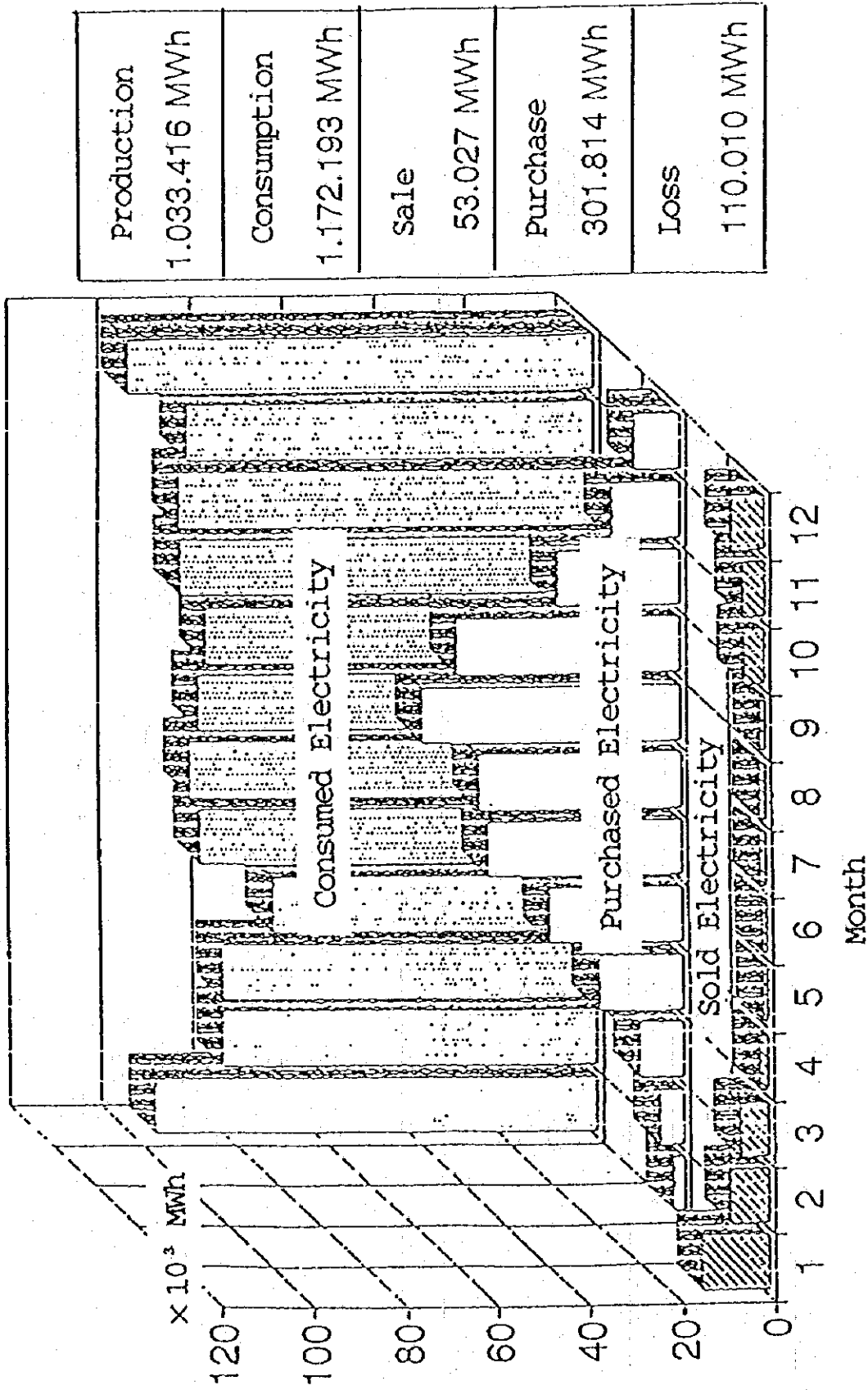
図 5.1-6 コングストローム伝熱エレメントの許容温度と燃料中硫黄分濃度との相関



6.1-35

図 5.1-7 PPSAにおける既設単線結線図

図 5.1-8 PPSAにおける電カバランス (1992年)



5.2 燃焼方法及び制御システム

5.2.1 現状の燃焼方法

PPSAにおける使用燃料は本章 5.6節において述べるが、表 5.1-4に示すように、燃料使用実績によると減圧残渣油は約97%を占めている。5.1節において述べたように、No.3ボイラの解決すべき問題として伝熱チューブの汚れがある。

また、現在NO_x低減対策として低NO_xバーナーが試みられている。聴取した情報によれば、建設当初の設計では燃焼室の温度は1,900℃であったが、低NO_xバーナーに切り換え後、燃焼室の温度が1,400℃まで低下し、未燃焼タールが伝熱チューブに付着してクリンカー状となり、清掃復旧に多大の労力を必要としている。

ここで、図5.2-1にNo.3ボイラに設置されているバーナーを示す。図5.2-2にはバーナーチップの製作図を示す。このバーナーでは燃料噴霧用のスチームとしては18 ata、310℃のスチームが使用されている。PPSAでは噴霧用スチームの消費量は燃料消費量の2.6～3.9 wt%で運転されている。

5.2.2 燃焼方法の問題点と評価・対策

(1) 現状の問題点

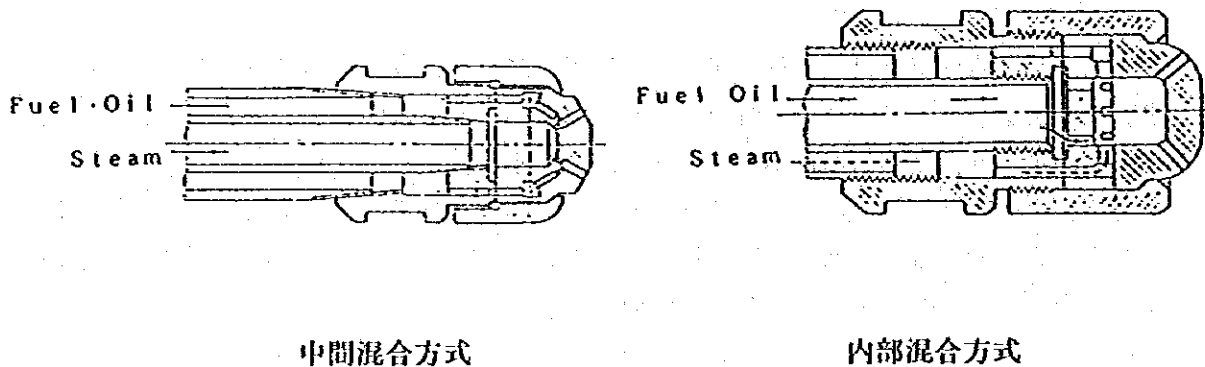
未燃焼タールが伝熱チューブに付着してクリンカー状となるということは、燃焼設備であるボイラにとっては解決しなければならない重大な問題である。PPSAの使用燃料は減圧残渣油であることから燃焼条件としては厳しいが、表 5.2-1に示すように、日本においては同様な燃料油を使用した実績があり、1年間の連続運転が達成されている実例があることから、克服可能な問題である。

(2) 評価・対策

1) バーナーチップの構造

PPSAのボイラでは混合室のない中間混合方式のバーナーチップが採用されている。図 5.2-3に中間混合方式と内部混合方式のバーナーチップの構造を示す。

図 5.2-3 バーナーチップの構造比較



重油燃焼用にはどちらの方法も広く採用されており、減圧残渣油の様な重質燃料に対しても双方とも使用実績がある。

中間混合方式のバーナーチップは内部混合方式に比較して噴霧用スチームの使用量が少ないという特徴を有しているが、PPSAのボイラでは噴霧用スチーム消費量が燃料使用量の4.0wt%と非常に少ない。中間混合方式のバーナーチップを使用した日本の実績では重質燃料使用時の噴霧用スチームの消費量は約 13%である。

表 5.2-1に示す日本の例では燃料として減圧残渣油が使用されているが、このボイラでは内部混合方式のバーナーチップが使用されている。このボイラでは重油燃焼時点では噴霧用スチームの使用量は約 13%であり、減圧残渣油使用時点で噴霧用スチームの使用量は約 20%に増加したバーナーチップが採用されている。

またここで、PPSAで使用されているバーナーチップはオイル用のノズル数が12個と多いことから火炎が連続した膜状になっているものと推定される。重質油の燃焼性を改善するにはノズルの数を少なくし燃焼用空気の供給が容易になるような火炎形状とする必要があるものと推定される。

以上、燃焼性の改善法としては噴霧用スチームの使用量を 13%程度に増加して燃料の噴霧性を向上させる対策が必要である。

(3) NO_x 低減対策

しかしながら、燃焼性のみを追求する訳には行かない場合がある。何故ならば、燃焼性が良すぎると火炎温度が上昇し NO_xの排出濃度が増加してくる。一般に低 NO_xバーナーといわれるバーナーでは緩慢燃焼が行われており、火炎の大きさや輝度に変化する。これらの要因は伝熱チューブの局所的な温度上昇等の原因になる可能性がある

ことから、ボイラメーカーと相互に協力しながら検討を進める必要があるが、詳細な構造については試行錯誤により改造を加えて行く必要がある。

また、日本の減圧残渣油使用のボイラの実績では定格負荷におけるNO_x濃度は約150 vol ppm程度が限度である。本章 5.7節で述べるように、PPSAにおけるNO_xの許容排出濃度は定格負荷において約 105 vol ppm（この値はまだ決定されてはいない。）程度と非常に厳しいことから、燃焼法の改善だけでは達成が困難であるものと推定される。従って、将来においてはバーナーでは燃焼性を追求し、NO_x 対策としては脱硝設備により対処することが妥当である。

5.2.3 現状の制御システム

(1) 燃焼用空気量制御

ボイラの概要図 5.1-2には現状の燃焼に関する制御システムを包含している。ここ No.1~No.3のボイラは本章5.1.1(3)で述べたように、水冷壁が溶接構造ではないことから、平衡通風制御が行われており、燃焼室内は燃焼排ガス誘引プロアのダンパーにより負圧に制御される。燃焼用空気の風箱の圧力は燃焼用空気の押し込みプロアのダンパーにより制御されている。

従って、蒸気発生量を急激に増加させる必要が発生した場合、まず燃料が増加しその後燃焼空気が、増加されるという制御方式である。当然の事ながら、急激な発生量増加に対し、燃焼用空気の遅れが生じるシステムである。

(2) 蒸気圧力制御

現在の P&ID では、蒸気圧力の変動により燃料を増減させる方式も可能なシステムとなっているが、空燃比制御を実施しようとした場合、燃焼空気流量の測定が必要であるが、流量計が設置されていない。（一定負荷で運転される限り、燃焼空気の流量計は、必ずしも必要ではない。）

5.2.4 制御システムの問題点と評価・対策

(1) 問題点

スチームヘッダーの圧力変動を自動的に調整する負荷吸収用のボイラにおいては、他のボイラが緊急停止したような急激な負荷変動時に燃焼用空気が不足し、不完全燃焼もしくは、失火の可能性がある。

(2) 評価・対策

このように蒸気負荷を吸収するボイラでは空燃比制御（即ち、燃料の流量に対して必要とされる燃焼空気の確保を優先させる制御方法で、例えば、急激な蒸気発生量増加時には、先ず燃焼空気を増加させ、その後燃料を増加させる制御方法である。）

この方式の概念図を図 5.2-4に示すが、この方式は燃焼室の圧力の変動が許容できるような水冷壁を溶接構造としたボイラで採用されている。

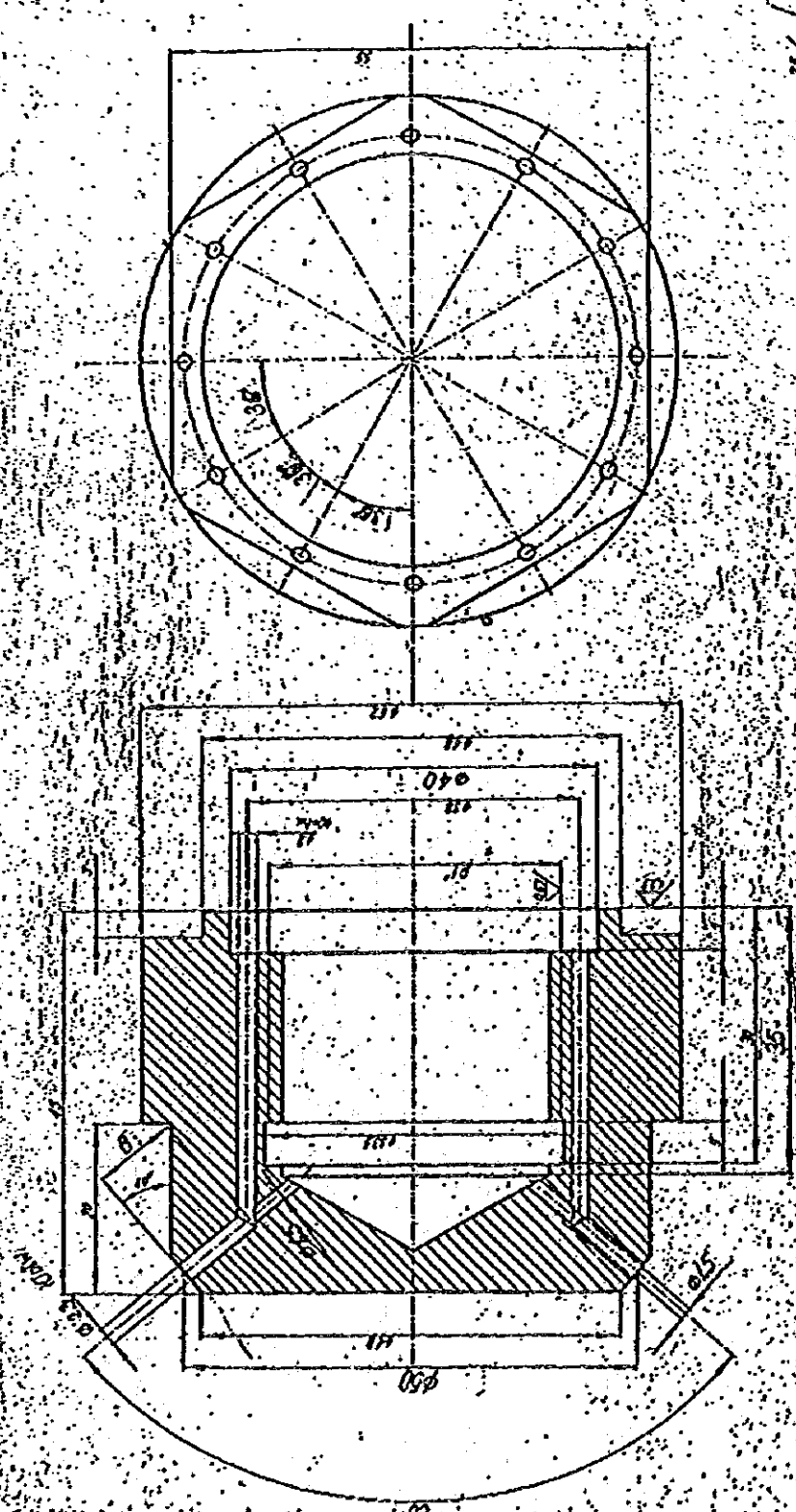
NO.4～NO.7ボイラは、水冷壁が溶接タイプであることから、これらのボイラを負荷吸収用として使用し、NO.1～NO.3ボイラをベースロード用ボイラとして使用すれば、現状システムで問題はない。

表 5.2-1 減圧残渣油燃焼の運転実績比較

Item	Actual Operating Data of One Japanese Boiler		00320 No.3 Boiler in PFSA
	Reduced Crude Oil	Vacuum Residue Oil	
Heating Value of Fuel Oil	9,900	10,130	9,560 ~ 10,030
Fuel Oil Consumption per 1 ton Steam Generated	65.1	65.0	68 ~ 70
Atomizing Steam ratio for Fuel Oil	13.0	20.0	2.6 ~ 3.9
Steam Consumption in Boiler Plant	31.0	30.6	
O ₂ Concentration at the Outlet of Yungstrom	1.9	2.1	7.8
Flue Gas Temperature at the Outlet of Yungstrom	132	145	155
Typical Data of Fuel Properties			
Specific Gravity	0.975	1.017	0.990
Kinetic Viscosity at 100 °C	45.0	800.0	-
Pour Point	0.0	45.0	-
Carbon	85.2	85.0	85.4
Hydrogen	10.9	10.2	10.7
Sulfur	3.7	4.4	max 3.0
Nitrogen	0.24	0.35	-
Ash	0.02	0.03	0.1
Residual Carbon	16.2	20.0	-
Vanadium	46	80	-
Nickel	10	39	-
Sodium	10	25	-

Source ; K.Horino, Nenryo oyobi Nensyo (Fuel & Combustion) 47 (8) 625-704, (1980)

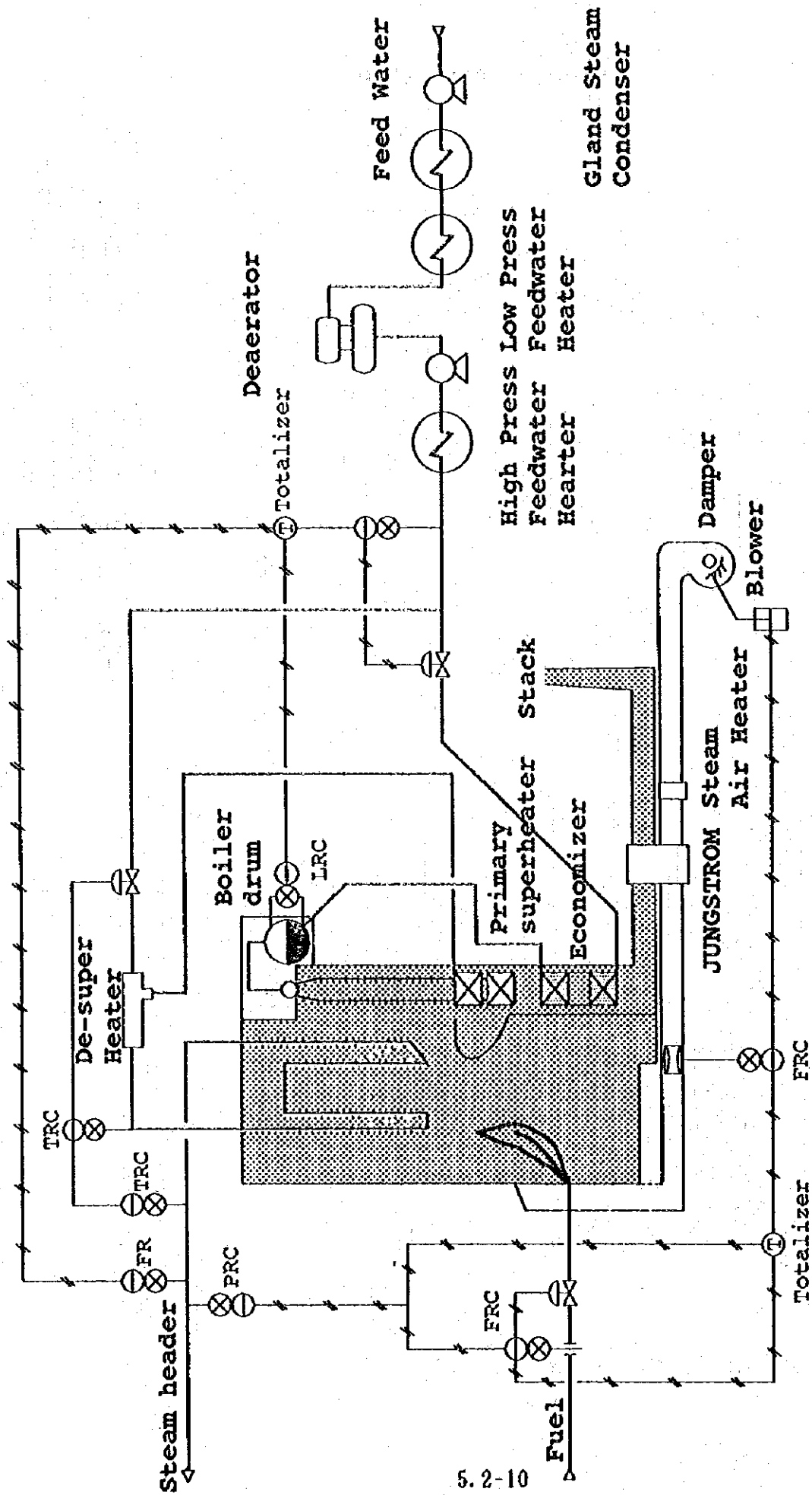
Fig. 5.2-2 DETAIL DRAWING OF BURNER TIP



1/2 A / A

Nazwisko	Wzrost	Data	Materiał	3H13
Konstruktora	Pracownia			
Kreslil	Wzrost	Data	EC MZRIP	PŁOCK
Pracownia				
Załącznik	Dysza palnika - wersja A			Przebiegu
Podziałka	Palnik do kotłowni produkcyjnej - K1/K2			K.0404
2:1				

2 gwint. otwór
2 gwint. otwór z powierzchnią szorstką
z jednego zakończenia



5.2-10

図 5.2-4 ボイラの簡易フローダイアグラム (強制通風方式)

5.3 スチーム及び電力の必要条件に関する診断的評価

5.3.1 現状のスチームの仕様

PPSAではスチームは139 ata、70 ata、45 ata、35 ata、18 ata、7.5 ata、1.2ataの7種類が使用されている。また、139 ataの高圧スチームは発電機駆動用スチームタービンの動力源であり、図 5.1-2に各スチームとタービン抽気の関係を示す。各々のスチームの仕様は表 5.1-2の通りである。

5.3.2 スチームの仕様に関する評価

(1) 発電用に使用されるタービン駆動用スチームの仕様

1) 日本の仕様との比較

ここで、日本の産業用発電タービンにおいて多用される蒸気条件の標準値を表 5.3-1 に示す。

表 5.3-1 産業用発電タービンの標準的蒸気条件

主蒸気圧力	主蒸気温度
42 atg	400 ~ 440 °C
60 atg	440 ~ 480 °C
88 atg	480 ~ 510 °C
102 atg	510 ~ 538 °C
127 atg	538 °C

出所 ;タービン・発電機講座、火力発電技術協会編(1978)

表 5.3-1には139 ataスチームは記載されていないが、PPSAの139 ataスチームの温度 540°Cは適正な値であると考えられる。

2) Geissler の推奨式との比較

一般にスチームの条件は高温高圧化によってタービンの性能向上が期待されるが、比較的規模の小さな産業用ユニットでは、いたずらにスチーム圧力を上げても、設備投資の割に発電量の増加が少なかったり、給水ポンプの動力の増加によって、逆効果が生じる可能性がある。

ここで、経済的な圧力を決める目安として良く紹介されるものにGeisslerの推奨式がある。これは発電タービンに導入されるスチーム量と経済的な目安としてのスチーム圧力の関係を表しており、次式で表される。

$$P = k \sqrt{G}$$

ここで、

P = 経済的入口圧力 (kg/cm²G)

k = 定数 (8 ~ 12)

G = タービン入口流量(t/h)

タービンの入口スチーム圧力を縦軸に、タービンに導入されるスチーム流量を横軸に取り、産業用発電タービンの実績をタービン形式別にプロットしたものを、図 5.3-1 に示す。この図において、Geisslerの推奨式の定数 k が8、10、15の場合を曲線で示すが、抽気タービンの場合は $k=8$ の曲線に近い。また、この図において、◎がPPSAのタービンであるが、他の産業用発電蒸気タービンのスチーム条件に類似した条件で仕様されていることから、タービン駆動用のスチームとして適正なスチーム圧力であると評価できる。

タービン駆動用のスチームの場合、羽根にスケールが付着すると破損事故の原因となることから、圧力や温度が適正という条件以外に蒸気の品質管理が重要である。これに対しては、ボイラの缶水の水質管理で対応されるが、5.1.5 (3) 節で述べたように十分な管理が行われており、蒸気の品質的には問題ない。

(2) 加熱用スチーム

1) 圧力及び温度

スチームはプロセスにとって十分な圧力、温度を有する限り、特に指摘すべき点はない。PPSAでは 7種類のスチームがあるのでプロセスに必要なスチームは容易に選定可能である。

2) 蒸気の品質

70 ataと45 ataスチームは 139 ataスチームから変換弁にて減圧されたスチームであり、デスーパーヒーター用の注水はリン酸注入点の上流の缶水が使用されていることからデスーパーヒーター部でのケミカル析出がなく品質的には問題ない。35 ata、18 ata、7.5 ata、1.2 ataの各スチームは発電用スチームタービンの抽気から得られる。これらのスチームの使用目的は加熱用であるが、タービン駆動用スチームとして十分使用に耐えるものである。

5.3.3 現状の発電機の仕様

PPSAは図 5.1-2に示すように55 MWの発電機5基を備えている。これらの発電機の発電電力仕様を表 5.3-2に示す。

表 5.3-2 PPSAにおける発電機の仕様

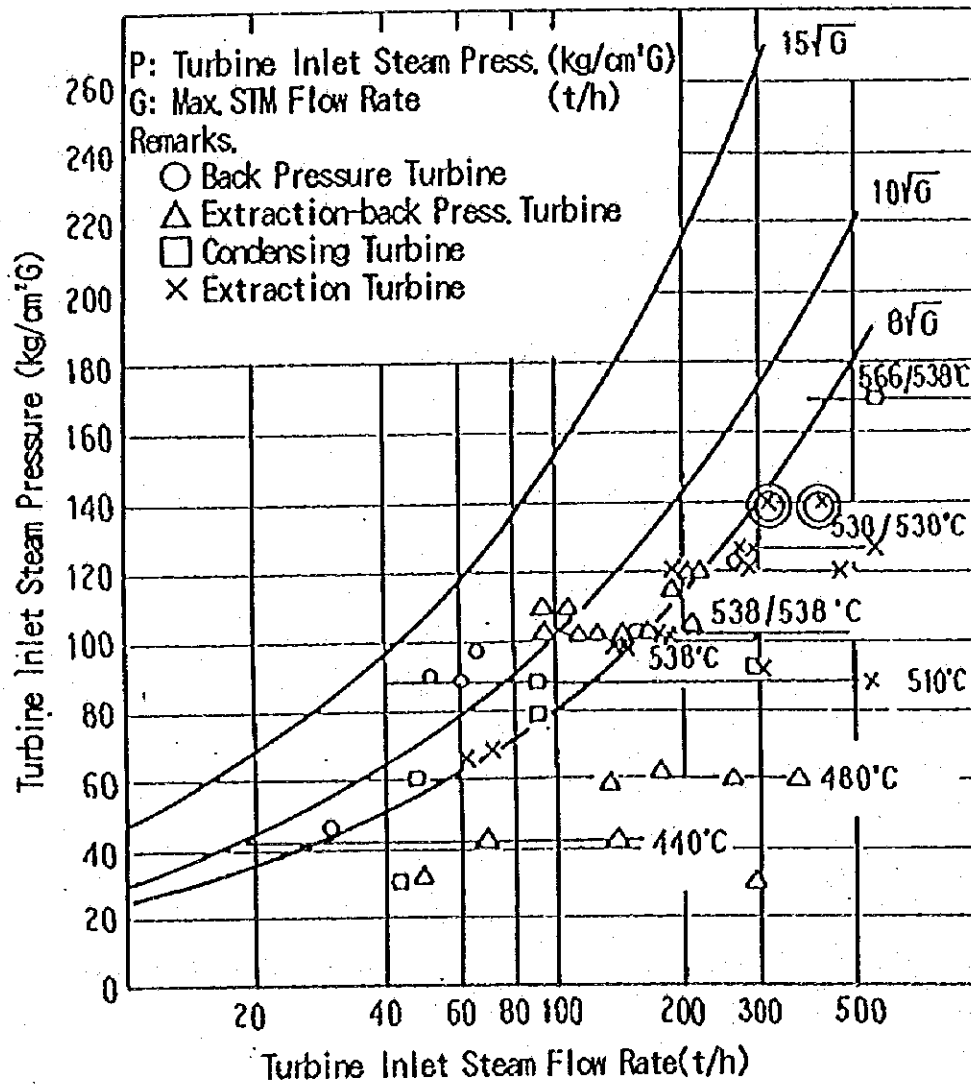
項目	値
発電電圧	10.5 kV
周波数	50 ± 0.5 Hz
力率	0.80

出所 ; PPSA

5.3.4 発電機仕様についての評価

この発電機は 30 kVに昇圧して系統母線にされるもので、発電電圧としても標準的なものであり、特にコメントすべき点はない。

☒ 5.3-1 STEAM PRESSURE AND STEAM FLOW RATE AT THE STEAM TURBINE INLET



5.4 エネルギー収支及び燃料効率に関する診断的評価

5.4.1 現状のボイラのエネルギー収支

表 5.1.7, 8, 9 のテストランデータにおいて定格の99%負荷ケースを基に熱精算を行う。この表に含まれてない必要データについては中間報告時点でPPSAに確認した通常運転データを用いた。

(1) 入熱

1) 燃料の燃焼熱 Q_{11}

$$Q_{11} = Q_{HV} \times W_{FUEL}$$

燃料の発熱量は $40,612 \text{ kJ/kg} = 9,708 \text{ kcal/kg}$ であることから

$$Q_{11} = 9,708 \times 21,609 = 210.57 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

ここで、

$$Q_{HV} = \text{発熱量} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$W_{FUEL} = \text{燃料消費量} \quad (\text{kg/h})$$

2) 燃料の顕熱 Q_{12}

$$Q_{12} = W_{FUEL} \times C_{p \text{ FUEL}} \times (t_{\text{FUEL}} - t_{\text{amb}})$$

燃料の比熱は $0.45 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ であることから、

$$Q_{12} = 21,690 \times 0.45 (181-18) = 1.59 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

ここで、

$$C_{p \text{ FUEL}} = \text{燃料の比熱} \quad (\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$$

$$t_{\text{FUEL}} = \text{燃料の温度} \quad (^\circ\text{C})$$

$$t_{\text{amb}} = \text{外気温度} \quad (^\circ\text{C})$$

3) 空気の顕熱 Q_{13}

$$Q_{13} = W_{FUEL} \times V_{\text{C-AIR}} \times m \times C_{p \text{ AIR}} \times (t_{\text{AIR}} - t_{\text{amb}})$$

表 5.1-9より理論空気量は $10.712 \text{ Nm}^3/\text{kg}$ 、過剰空気率は 1.095 であることから、

$$\begin{aligned} Q_{13} &= 21,690 \times 10.712 \times 1.095 \times 0.31 (50 - 18) \\ &= 2.52 \times 10^6 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

ここで

V_{C-AIR} = 燃料当たりの理論空気量 (Nm³/kg)

m = 過剰空気率 (-)

Cp_{AIR} = 空気の比熱 (kcal/(kg · °C))

4) 給水の顕熱 Q_{14}

デスーパーヒーターにおける吹き込み蒸気量は蒸発量の2%とする。

デスーパーヒーター吹き込み蒸気量 = $311,000 \times 0.02 = 6,220$ kg/h

また、デスーパーヒーターの注水量は次式で表される。

$$\text{注水量} = \{W_{D.S.H-STM} \times h_{D.S.H-STM} + (W_{STM} - W_{D.S.H-STM}) \times h_{2S.H-STM} - W_{STM} \times h_{3S.H-STM}\} / (h_{2S.H-STM} - h_{D.S.H-WTR})$$

ここで、

$W_{D.S.H-STM}$ = D.S.H 吹き込み蒸気量 (kg/h)

$h_{D.S.H-STM}$ = D.S.H 吹き込み蒸気のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

W_{STM} = 蒸発量 (kg/h)

$h_{2S.H-STM}$ = 2'nd S.H 出口蒸気のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

$h_{3S.H-STM}$ = 3'rd S.H 出口蒸気のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

$h_{D.S.H-WTR}$ = 注水のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

従って、

$$\text{注水量} = \{6,220 \times 684 + (311,000 - 6,220) \times 768 - 311,000 \times 761\} / (768 - 134) = 2,610 \text{ (kg/h)}$$

またここで、給水の顕熱は次の式で表される。

$$\text{給水の顕熱} = (W_{BFW} - W_{D.S.H-WTR}) \times (h_{D.S.H-BFW} - h_{BFW}) + W_{D.S.H-WTR} \times (h_{D.S.H-WTR} - h_{BFW})$$

ここで、

W_{BFW} = 給水量 (kg/h)

h_{BFW} = 給水のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

$W_{D.S.H-WTR}$ = D.S.H 注水量 (kg/h)

$h_{D.S.H-WTR}$ = 注水のエンタルピ (kcal/(kg · °C))

従って、

$$Q_{14} = (311,000 - 2,610) \times (183 - 10) + 2,610 \times (134 - 10) = 53.68 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

5) アトマイジングスチームの熱量 Q_{15}

アトマイジングスチームの使用量は燃料使用量の4%とする。

アトマイジングスチームのエンタルピは水蒸気表より724.5kcal/hである。

従って、

$$Q_{15} = 21,690 \times 0.04 (724.5 - 18) = 0.61 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

以上の結果を纏める。

表 5.4-1 入熱項目の分類

項目	入熱量	割合
燃料の燃焼熱	$210.57 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	78.3 %
燃料の顕熱	$1.59 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	0.6 %
空気の顕熱	$2.52 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	0.9 %
給水の顕熱	$53.68 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	20.0 %
吹き込み蒸気の熱量	$0.61 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	0.2 %
入熱合計	$268.97 \times 10^6 \text{ kcal/h}$	100.0 %

(2) 出熱

1) 発生蒸気の保有熱 Q_{01}

発生蒸気は13.1 MPa、535℃であり、発生蒸気のエンタルピは819.01 kcal/(kg・℃)であることから、

$$Q_{01} = 311,000 \times (819.01 - 18) = 249.11 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

2) 乾き排ガスの保有熱 Q_{02}

ここで、提示された P&I Dによれば、排ガスの温度計はユングストロームのバイパスダクトの下流に設置されていることから、漏れ込み空気の保有熱を考慮する必要があり、次式で表される。

$$Q_{02} = W_{\text{FUEL}} \times V_{\text{D-FG}} \times C_{p \text{ FG}} \times (156-18) + (V_{\text{AIR}} / 22.4) \times C_{p \text{ AIR}} \times (156-18)$$

ここで、

$$\begin{aligned}W_{\text{FUEL}} &= \text{燃料消費量} && (\text{kg/h}) \\V_{\text{D-FG}} &= \text{燃料当たりの乾き排ガス量} && (\text{Nm}^3/\text{kg}) \\V_{\text{AIR}} &= \text{漏れ込み空気量} && (\text{Nm}^3/\text{h}) \\Cp_{\text{AIR}} &= \text{空気の比熱} && (\text{kcal}/(\text{kg}\cdot\text{mol}\cdot^\circ\text{C}))\end{aligned}$$

従って、

$$Q_{02} = 21,690 \times 10.090 \times 0.33 \times (156-18) + (115,610/22.4) \times 7.00 \times (156-18) = 14.95 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

3) 排ガス中の水蒸気保有熱 Q_{03}

ここで、排ガス中の水蒸気量は燃焼反応により生成されるものと燃料のアトマイジングスチームによるものとに大別できる。

$$Q_{03} = W_{\text{FUEL}} \times (V_{\text{W-FG}} - V_{\text{D-FG}}) \times Cp_{\text{STM}} \times (156-18) + W_{\text{FUEL}} \times 0.13 \times h_{\text{delta}}$$

ここで、

$$\begin{aligned}W_{\text{FUEL}} &= \text{燃料消費量} && (\text{kg/h}) \\V_{\text{W-FG}} &= \text{燃料当たりの湿り排ガス量} && (\text{Nm}^3/\text{kg}) \\V_{\text{D-FG}} &= \text{燃料当たりの乾き排ガス量} && (\text{Nm}^3/\text{kg}) \\Cp_{\text{STM}} &= \text{水蒸気の比熱} && (\text{kcal}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})) \\h_{\text{delta}} &= \text{排ガス中のスチームと冷入水のエンタルピ差} && (\text{kcal}/\text{kg})\end{aligned}$$

従って、

$$Q_{03} = 21,690 \times (11.391 - 10.090) \times 0.45 \times (156-18) + 2,820 \times 600 = 3.44 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

4) ブロー損失 Q_{04}

現状は缶水の連続ブローは実施されていないということから、

$$Q_{04} = 0.0$$

5) その他の損失 Q_{05}

その他の損失は放射、伝導等に起因する熱損失であるが、入熱と出熱との差から算出する。

$$Q_{05} = (Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{15}) - (Q_{01} + Q_{02} + Q_{03} + Q_{04}) = 1.46 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

以上の結果を纏めると

表 5.4-2 出熱項目の分類

項目	出熱量	割合
発生蒸気の保有熱	249.11 × 10 ⁶ kcal/h	92.6 %
乾きガスの保有熱	14.95 × 10 ⁶ kcal/h	5.6 %
排ガス中の水蒸気の保有熱	3.44 × 10 ⁶ kcal/h	1.3 %
ブロー損失	0. × 10 ⁶ kcal/h	0.0 %
その他の損失	1.46 × 10 ⁶ kcal/h	0.5 %
出熱合計	268.97 × 10 ⁶ kcal/h	100.0 %

(3) 循環熱

1) スチームエアヒーターで得る熱量 Q_{R1}

$$Q_{AIR} = W_{FUEL} \times V_{C-AIR} \times m$$

$$Q_{R1} = V_{AIR} \times Cp_{AIR} \times (T_{SAH-OUT} - T_{SAH-IN})$$

ここで、

$$V_{AIR} \quad \text{燃焼用空気流量} \quad (\text{Nm}^3/\text{h})$$

$$T_{SAH-OUT} \quad \text{S.A.H 出口温度} \quad (^\circ\text{C})$$

$$T_{SAH-IN} \quad \text{S.A.H 入口温度} \quad (^\circ\text{C})$$

$$V_{AIR} = 21,690 \times 10.712 \times 1.095 = 254,416 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} Q_{R1} &= 254,416 \times 0.31 \times (50-18) \\ &= 2.52 \times 10^6 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

2) エアヒーターで得る熱量 Q_{R2}

$$Q_{R2} = V_{AIR} \times Cp_{AIR} \times (T_{AH-OUT} - T_{AH-IN})$$

$$T_{AH-OUT} \quad \text{A.H 出口温度} \quad (^\circ\text{C})$$

$$T_{AH-IN} \quad \text{A.H 入口温度} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned} Q_{R2} &= 254,416 \times 0.31 \times (244-50) \\ &= 15.30 \times 10^6 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

(4) 性能値

1) 燃焼室熱負荷 Q_1

$$Q_1 = (Q_{11} + Q_{12} + Q_{R1} + Q_{R2}) / V_{CC}$$

ここで、

$$V_{CC} \quad \text{燃焼室容積} \quad (\text{m}^3)$$

$$Q_1 = (210.57 + 1.59 + 2.52 + 15.30) \times 10^6 / 1470 \\ = 156,449 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$$

2) 毎時換算蒸発量 F_1

$$F_1 = \{W_{STM} \times h_{STM} - (W_{BFW} \times h_{BFW} + W_{D.S.H-WTR} \times h_{D.S.H-WTR})\} / 538.8$$

ここで、

$$h_{STM} \quad \text{発生蒸気のエンタルピ} \quad (\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$$

従って、

$$F_1 = \{311,000 \times 819.01 - (311,000 \times 183 + 2,610 \times 134)\} / 538.8 \\ = 366,461 \text{ kg/h}$$

3) 換算蒸発倍数 F_2

$$F_2 = F_1 / (W_{FUEL} + W_{FG})$$

ここで、

$$W_{FG} \quad \text{燃料油換算燃料ガス量} \quad (\text{kg-FOE/h})$$

従って、

$$F_2 = 366,461 / 21,690 = 16.895 \text{ kg-stm/kg-fuel oil}$$

4) ボイラー効率 F_3

$$Q_{O-HTR} = Q_{FUEL} \times C_p_{oil} \times (T_{O-HTR OUT} - T_{O-HTR IN})$$

$$F_3 = (F_1 \times 538.8 + Q_{BLOW}) \times 100 / (Q_{11} + Q_{15} + Q_{R1} + Q_{O-HTR})$$

ここで、

$$Q_{BLOW} \quad \text{ブロー缶水からの回収熱} \quad (\text{kcal/h})$$

$$Q_{O-HTR} \quad \text{オイルヒーターにて得る熱量} \quad (\text{kcal/h})$$

T_{O-HTR OUT} オイルヒーター出口温度 (°C)

T_{O-HTR IN} オイルヒーター入口温度 (°C)

従って、

$$Q_{O-HTR} = 21,690 \times 0.45 \times (190 - 183) = 0.07 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$F_3 = (366,461 \times 538.8 + 0.) \times 100 / (210.57 + 1.99 + 2.52 + 0.07) \times 10^6 = 92.4\%$$

以上の結果を熱精算図として図 5.4-1にまとめる。

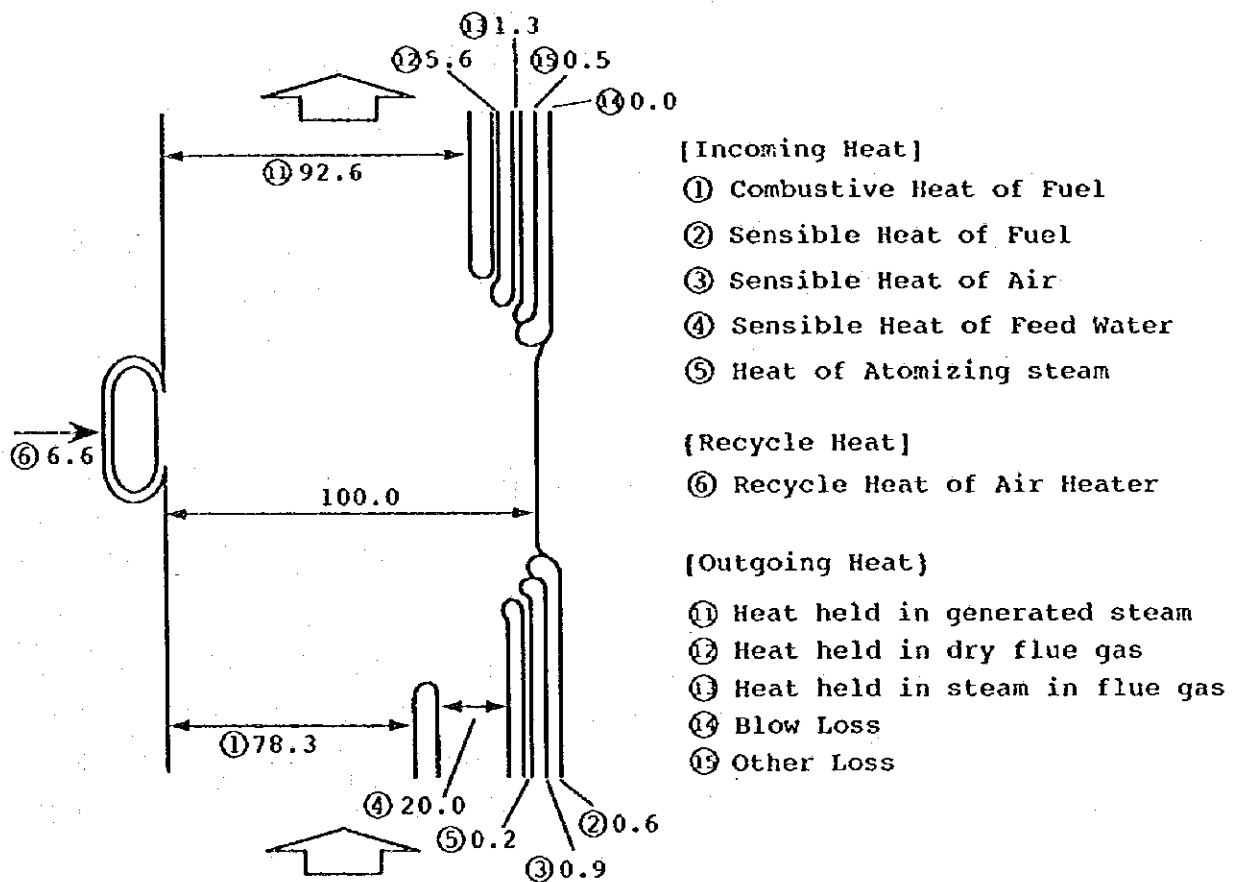


図 5.4-1 No.2 ボイラ熱精算図

5.4.2 熱精算結果のレビュー

ボイラー効率は発生スチームの温度、圧力により異なるが、発生スチーム温度が 540℃クラスのボイラーでは、低位発熱量基準で91～94%程度が一般的である。PPSA のボイラー効率は 92.4%であることから、テストランが実施された時点では通常のレベルであると考えられる。ここで、参考として、減圧残渣油を使用している日本のボイラーの実績と比較する。

(1) 入熱

前述の熱精算図における入熱の項目としては燃料の燃焼熱の割合が 78.3%と5%程度高い。これは燃焼空気の顕熱と給水の顕熱とが低いことに起因している。この比を下げるには予熱能力を増加する必要がある。予熱能力が増加すると次の事項が改善される。

- 1) 燃焼空気のスチームエアヒーターの出口温度（即ち、ユングストロームの入口温度）が低いことに起因するユングストロームの伝熱エレメントや下流ダクトにおける希硫酸腐食。
- 2) 発電量増加
予熱用の低圧スチームの需要は発電機からの抽気量の増加となり発電量が増加する。

(2) 出熱

出熱の項目としては発生蒸気の保有熱が 92.6%と約3%低い。これは乾き排ガスによる損失熱の割合が大きいためである。この原因としてはユングストロームに導入される排ガス温度が 353℃と高いことによる。これはボイラー本体にスツプロアが設置されていないことからボイラチューブにおける伝熱効率が低下している可能性を示している。

5.5 現在の大気汚染管理、ボイラ給水処理設備および廃水処理設備に関する評価

5.5.1 環境対策の方法

表 2.9-3にみられるように、Power plantsにおける SO_2 、 NO_x 及びDustの発生量はそれぞれ全プラント発生量の約 68%、68% 及び 31%を占めているので、PPSAの総発生量を減少させるにはPower plantsにおける発生量を減少させるのが最も効果的である。

又、表 5.5-1及び表 5.5-2にみられるように、Power plantsにおいて SO_2 については1992年及び1993年度、 NO_x については1993年度において規制値が未達となっている。

(1) SO_2 及び NO_x 排出量の現状

表 5.5-2は、燃料の発熱量及び消費量から SO_2 の排出濃度(g/GJ)及び排出量(kg/h)をボイラ能力別に計算したものである。

計算に際しての主要な前提条件は次の通りである（詳細については表 5.1-9参照）

- 操業率 : 99%
- 燃料消費量 : 21.69 t/h (@320t/h boiler)
- 燃料発熱量 : 41,000 KJ/kg
- 乾き排ガス量 : 10.090 Nm^3/kg
- 硫黄含有率 : 2.8 wt%
- NO_x 発生率 : 254 vol ppm (@4% O_2 濃度)

1) SO_2 排出量の現状

表 5.5-2にみられるようにPPSAによる SO_2 測定値と計算値を比較すると、PPSAの測定値は計算値の約半分となっているが、この数値で比較しても1992年及び1993年度ともにLocal standard（地方自治体による上乘せ基準であり年々規制値が厳しくなっている）を超えている。

但し、1997年末まで有効な国家基準(1,720 g/GJ)はクリアしているが、1998年以降の規制値(170g/GJ)については全くクリアできていない。

2) NO_x 排出量の現状

計算値は、テストランデータに基づく燃料消費量当たりの排ガス量から排ガス中のO₂が4%の条件におけるNO₂換算濃度である。

テストランデータに基づく燃料消費量当たりの排ガス量から排ガス中のO₂が4%の条件におけるNO₂換算濃度である。

PPSAの測定値はLocal standardに対しては、1992年度はクリアしているが1993年度は規制が厳しくなったためにクリアできていない。又、国家基準に対してはPPSAの測定値においては両年度ともにクリアしていない。

(2) SO₂ 及び NO_x排出量の削減対策

1) SO₂ 排出量の削減対策

5.7.1 項参照。

2) NO_x 排出量の削減対策

5.7.2 項参照。

3) 環境対策上の問題点

SO₂ 排出量については、現在すでに Local規制値をクリアできない状況にあるが国家規制値が現行の約1/10になる1998年以降の規制を完全にクリアするためには、硫黄含有量が現行 (2.8wt%)の約1/10以下(<0.3 wt%)の低硫黄燃料を使用するか排煙脱硫装置を設置する必要があるものと考えられる。

又、NO_xについても Local規制値が年々厳しくなっていく傾向にあり低 NO_x燃焼のみでは対応に限界があるので、規制を完全にクリアするためには最終的には排煙脱硝装置を設置する必要があるものと考えられる。

いずれにしても、生産コスト面からみて難しい対応をせまられるので関係当局とも十分な連絡をとり最善の解決策を検討しておく必要がある。

Dustその他の環境汚染物質については、現在のところ問題にはなっていない。

表 5.5-1 AIR POLLUTION LIMIT & EMISSION VALUE OF POWER PLANT IN PPSA

Item	Emitter Symbol	Emitter Location	Emitter Dimension H(m)xD(m)	Pollutants	Emission Limit value		Emission value	
					1992 (kg/h)	1993 (kg/h)	1992 (kg/h)	1993 (kg/h)
1	BEM 198	Collective Chimney for boiler No.1 & No.2	140m×4.74 mφ	Dust SO ₂ NO _x CO HC-aliph. HC-arom.	71.12 1236.88 283.12 326.26 39.44 9.10	71.12 618.44 117.18 326.26	17.6 1466.0 203.7 10.0 20.5 5.12	13.2 1355.4 228.0 10.0 15.2 3.8
2	BEM 199	Collective chimney for boiler No.3 & No.4	140m×4.74 mφ	Dust SO ₂ NO _x CO HC-aliph. HC-arom.	82.23 1430.14 327.35 376.46 45.59 10.51	82.23 715.07 135.32 376.46	19.6 1668.0 220.85 10.0 25.75 6.46	14.4 1477.7 238.0 10.0 22.5 5.6
3	BEM 200	Collective chimney for boiler No.5, No.6 & No.7	220m×5.9mφ	Dust SO ₂ NO _x CO HC-aliph. HC-arom.	140.01 2435.10 557.37 639.99 77.61 17.88	140.01 1217.55 230.19 639.99	32.4 2805.0 342.0 15.0 46.5 11.7	23.4 2400.0 372.0 15.0 44.7 11.1
4	BEM 201	Tank Zb-1 & 2		HC-arom.	0.35	0.35		
5	BEM 202	Tank Zb-3 & 4		HC-aliph. HC-arom.	0.071 0.021	0.071 0.021		
6	BEM 228	Tank Zb-123 & 124		HC-aliph. HC-arom.	0.07 0.084	0.07 0.084		
7	BEM 229	Tank Zb-5,6 & 7		HC-aliph. HC-arom.	0.017 0.065 0.009	0.017 0.065 0.009		


(Note)  shows substances exceeding permitted limit

表 5.5-2 CALCULATED EMISSION VALUE OF SO₂ & NO_x IN POWER PLANT

Item	Unit	320 t/h Boiler		420 t/h Boiler	
		1992	1993	1992	1993
1 SO ₂					
National standard (valid to Dec 31, 1997)	g/GJ	1.720	1.720	1.720	1.720
National standard (valid after Dec 31, 1997)	g/GJ	170	170	170	170
Local standard	Kg/h	618.44	309.22	811.70	405.85
Real emission measured by PPSA	g/GJ	1.228	1.140	1.228	1.132
Real emission measured by PPSA	Kg/h	733	677.7	935	800
Calculated emission by fuel heating value	g/GJ	1.366	1.366	1.366	1.366
Calculated emission by fuel consumption	Kg/h	1215	1215	1594	1594
2 NO _x					
National standard (valid to Dec 31, 1997)	g/GJ	160	160	160	160
National standard (valid after Dec 31, 1997)	g/GJ	160	160	160	160
Local standard	Kg/h	141.56	58.59	185.79	76.73
Real emission measured by PPSA	g/GJ	170.6	192	163	175
Real emission measured by PPSA	Kg/h	101.5	114	119	124
Calculated emission by fuel heating value	g/GJ	128	128	128	128
Calculated emission by fuel consumption	Kg/h	114.2	114.2	149.9	149.9

Note: NO_x is calculated based on the value of 254 vol ppm in the conversion value of 4% O₂, which is regarded to be a mean value in case of liquid fuel combustion like PPSA, and also converted to NO₂ equivalent value.

shows substances exceeding permitted limit