

### 3.2 現状の問題点と改善方策

表4-39においてクリンカ焼成用熱が通常約430kcal/kgclであるのに対し、365.1 kcal/kgcl と低いにもかかわらず熱消費が高い主な原因は、

- ① クーラー冷却効率が悪いため、クリンカ持ち去り熱、放散熱が大きいこと
- ② 原料・燃料の品質変動が大きいこと
- ③ 原料待ちがあること
- ④ 焼成窯通風管理が不徹底なため、排ガス損失が高くなっていること等といえよう。

#### 3.2.1 クーラー改善

5号焼成窯のフード及びクーラーを合体した熱勘定を表4-40に示す。

表4-40 焼成窯フード・クーラー熱勘定表

項 目		10 <sup>3</sup> kcal/t クリンカ	%
入熱	クーラーに入るクリンカの顕熱	343.5	98.3
	冷却空気の顕熱	5.9	1.7
合 計		349.4	100.0
出熱	二次空気の顕熱	128.1	36.7
	クリンカの持ち去る顕熱	130.0	37.2
	フード・クーラーの放散熱	81.4	23.3
	一次空気の持ち去る顕熱	9.9	2.8
合 計		349.4	100.0

表4-40に於いて、二次空気の顕熱は入熱合計から、クリンカ及び一次空気の持ち去る顕熱とフード・クーラーの放散熱を引いた残りとした。上表より熱勘定に基づく焼成窯入口に於ける二次空気温度を計算する。

焼成窯フード部漏洩空気量を二次空気量の5%とすると次式が成り立つ。

$$1.812 \{ 0.95 \times Ca(ta - 16) + 0.05 \times Ca(ta - 5) \} = 128.1 \quad (73)$$

$$1.812 \times 0.314 \times (ta - 15.5) = 128.1$$

$$ta = 241 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (74)$$

抽気温度計を用いた焼成窯入口二次空気温度測定値は461℃であったが、これは焼成窯内の放射熱あるいは吸引ダストの影響を受けた結果、実際より高く出たものと考えられる。

クーラーの二次空気回収熱の低い主な原因は表4-40熱勘定表より明らかな如く、クリンカの持ち去る顕熱及びクーラー放散熱が大きいためである。

当工場では、既に前記問題点に着眼し、1985年に4号焼成窯クーラーに於いて下記のような改造を実施している。

- ① クーラーシェル内径を2.5 mより3.0 mに拡大することによる熱交換容積の増加と空気速度の低減。
- ② リフター（揚料板）の構造・材質改善及び施行範囲延長（4.45→11.5 m）による熱交換効率の向上。
- ③ 断熱材の施工及び耐火材の材質・施工厚の改善による放散熱の低減。

その後、エヤーシール板の破損、クーラー冷却空気量減少、リフター取付け部の煉瓦脱落等の問題が生じて一部改造部分を撤去したが、それ迄は改造効果がみられた。改造前後の運転特性値を表4-41に示す。

表4-41 クーラー改造前後の運転特性値比較

項 目	単 位	改造前	改造後
フッドドラフト	mm水柱	-0.5	-1.0
2次空気温度（測定値）	℃	400～450	600～700
クーラー出口クリンカ温度	℃	476	300以下
クリンカ生産量	t/h	19.5	20.0
クリンカ滞留時間	分	15	16
クーラー表面温度	℃	——	60℃以上低下

次に表4-41の数値を用いて上記改造効果を5号焼成窯熱勘定値と比較して推定する。

(1) クリンカ持ち去り熱の低減

改造後のクーラー出口クリンカ温度300℃として計算しても、改造後のクリンカ持ち去り熱は60.8kcal/kgcl となり、5号焼成窯のクリンカ持ち去り熱130 kcal/kgcl と比較すると、69.2kcal/kgcl のクリンカ持ち去り熱の低減効果が見込まれる。

(2) クーラー放散熱の低減

改造後のクーラー表面温度は改造前より60℃以上低下している。5号焼成窯の熱勘定時の表面温度より、各部分共60℃低下したとし、かつクーラー直径を3 mとして放散熱量を計算すると54.0kcal/kgcl となり、5号焼成窯の熱勘定時の放

散熱76.8kcal/kg と比較すると22.8kcal/kgcl の放散熱低減が見込まれる。

以上により、5号焼成窯のクーラーにたいして、4号焼成窯のクーラーと同様の改造を行い、リフターの取付け方法、エヤーシール方法等を改善すればクーラー改造効果として

$$69.2 + 22.8 = 92.0$$

即ち92.0kcal/kgcl の熱消費低減が期待できる。この時の二次空気回収熱は

$$128.1 + 92.0 = 220.1$$

220.1kcal/kgcl が見込まれる。

尚、後述「3.6 各種対策の総合効果」の項の如く、1400kcal/kgcl で運転した場合は、22.0t/h の生産能力が期待できる。この場合計算上は、クーラー放散熱量は49.1kcal/kgcl になるが、54.0kcal/kgcl は実測値ではないので、安全を見込んで、22.0t/h 生産時も54.0kcal/kgcl とする。

クーラー改造時、フードも少し大きくなるが、フード放散熱量は、22.0t/h 生産時も4.6kcal/kgcl とする。

### (3) リフター施工範囲の延長

この改造の際のリフター施工範囲はクーラー全長の約53%であった。リフター材質が許せば、リフター施工範囲を75~80%迄延長でき、この場合二次空気回収熱は240~250kcal/kgcl、二次空気温度は約600℃になると見込まれる。これはグレート式クーラーと同程度の効果である。

従って、クーラー改造により92.0~111.9kcal/kgclの熱消費低減が期待できる。

尚、現状のロータリークーラーの回転速度は3.4rpm で一定であり、改造クーラーのそれも4.12rpm で一定であるが、可変速電動機を採用し、生産量、クリンカ性状に応じて回転速度を調節可能なものにすることが望ましい。

焼成窯口元エヤーシール例、キルン窯尻・ロータリークーラーのエヤーシール例、及びロータリークーラーのリフター取付要領例を図4-24、図4-25、図4-26に示す。

注) シール板は、口元端振れ巾  
考慮のうえ取り付けのこと。

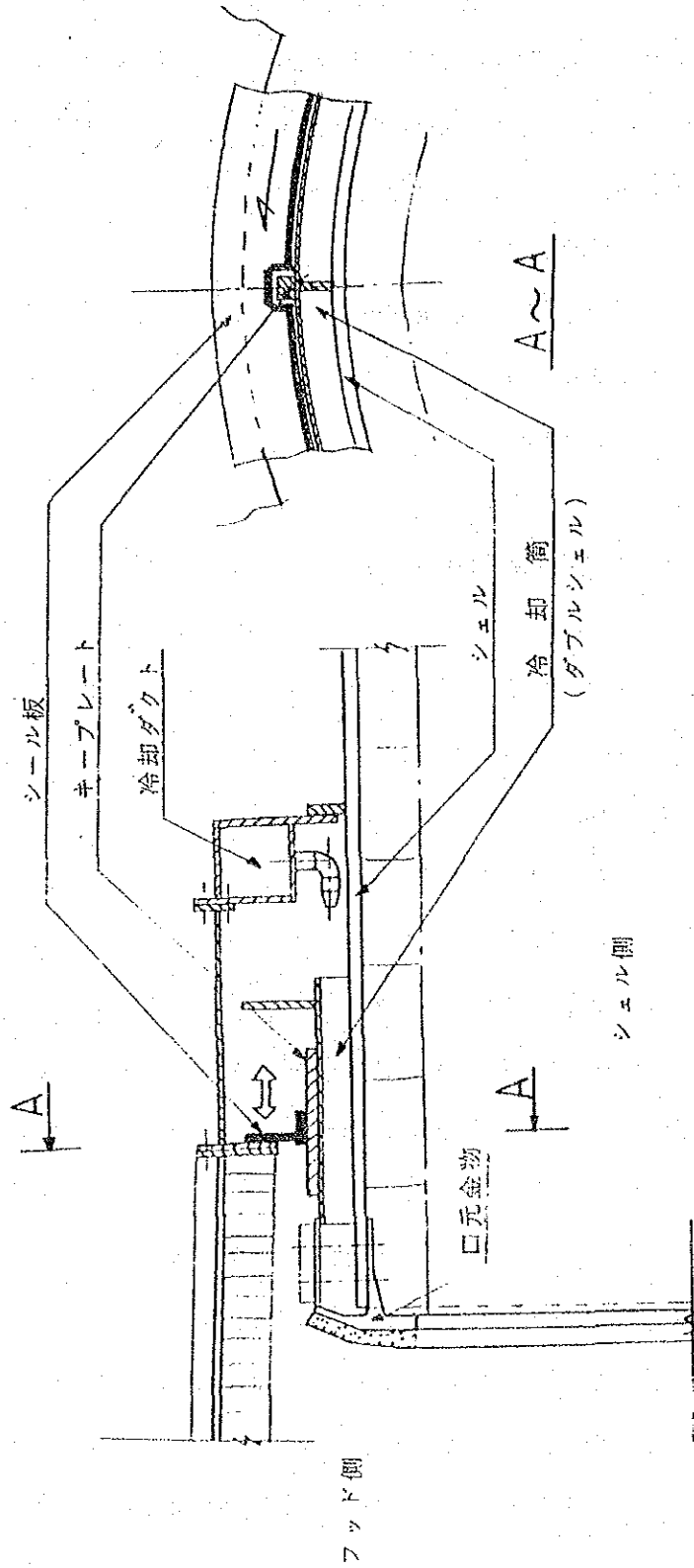


図4-24 口元エアシールド例

注) バネ張力によりレバーが矢印方向へ移動し、シール金物板が固定側シール金物に密着する。  
シール面には、耐熱油を注油する。

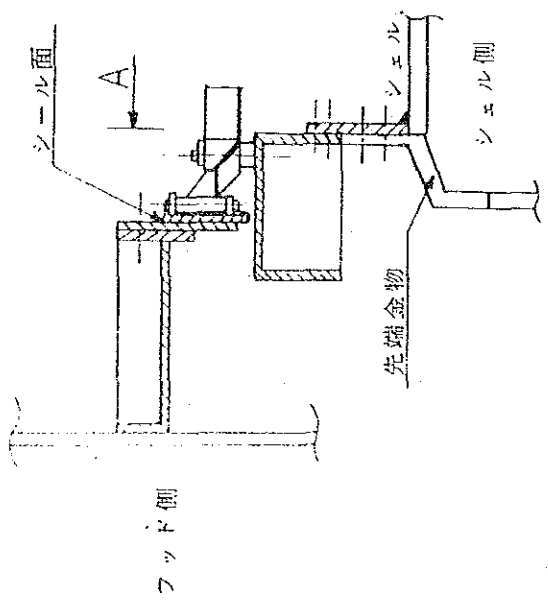
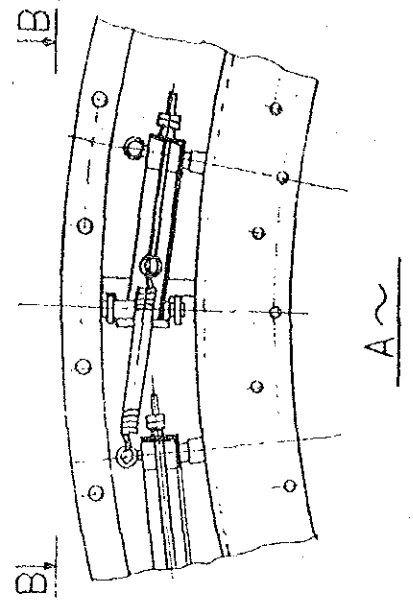
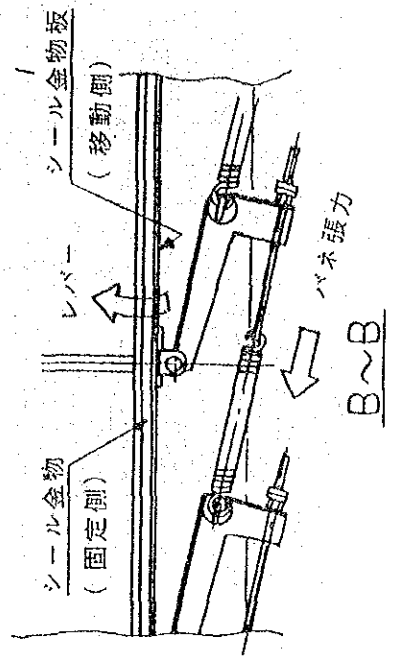
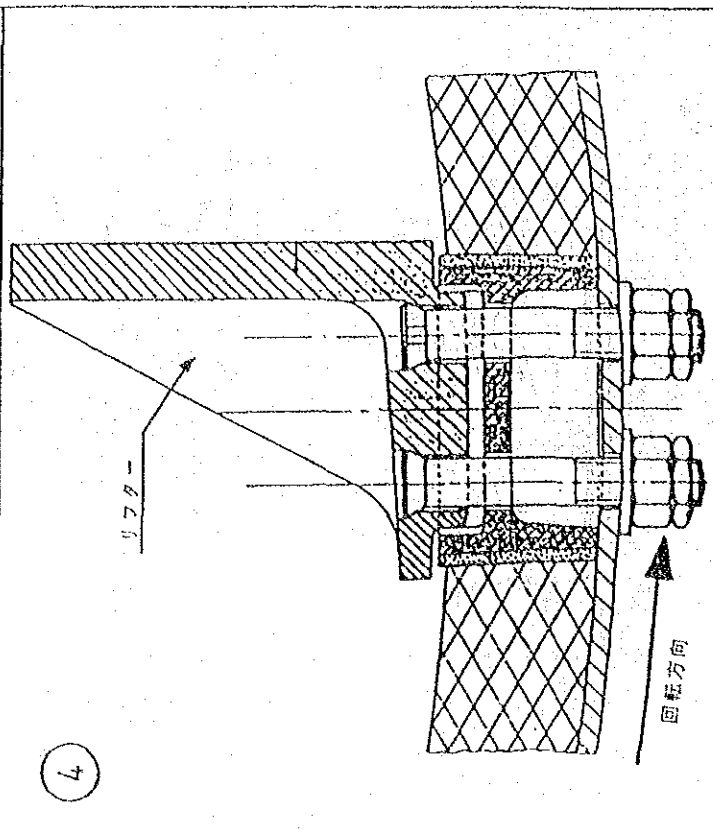
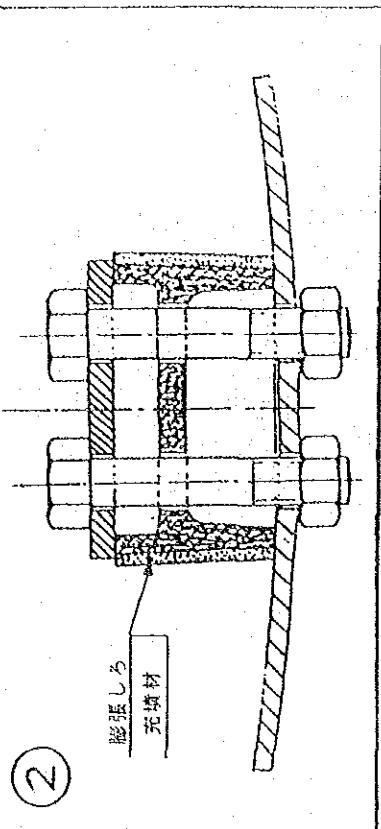
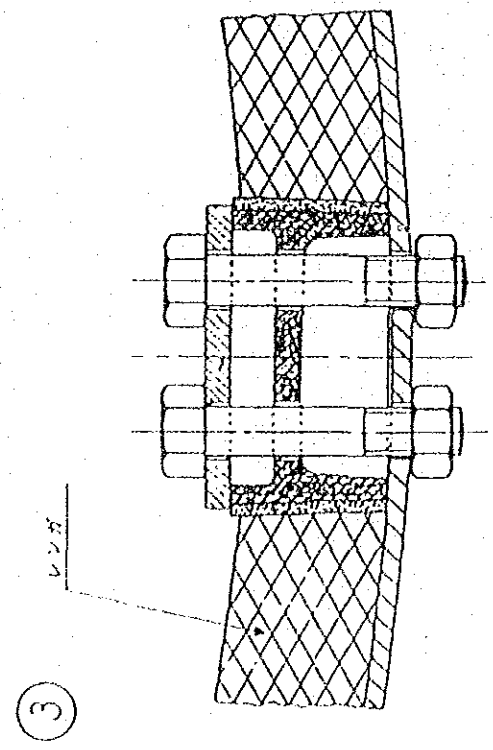
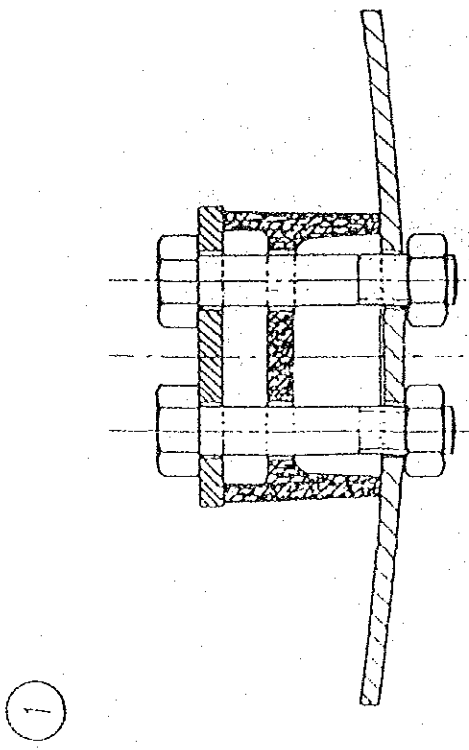


図 4 - 2 5 キルン窯尻及びびろターリクラーのエアシール例

図4-26 ロータリクラーのリアター取り付け要領例



### 3.2.2 操業の安定化

焼成窯の操業を安定させ、所定の品質規格に合格する製品を経済的に、効率良く生産するには、目標の運転期間において、生産設備が満足にその性能を連続して発揮できる様に、定期休転時の補修体制及び運転期間中の設備保全体制を確立することが先ず必要である。すなわち、4ヶ月ないし6ヶ月の期間、焼成窯が連続運転をできるように焼成窯系統は勿論のこと、ボイラー、タービン、原料、仕上等全工場の機械電気設備について保全管理体制を確立し、その運転期間中は絶対故障休転が生じないようにすることが省エネルギーの第一歩でもある。

#### (1) 運転状況の概要及び運転監視計器

焼成窯の運転管理は、クリンカ焼成度管理とクリンカ焼成熱量管理が主である。操作量としては、原料送入力、燃料使用量、焼成窯回転数及び窯尻ファン回転数又は窯尻ファンダンパー開度等である。

原料送入力量は焼成窯回転数と連動制御され、燃料はスクリーコンベアー回転数により設定されているが、後述の如く、原料、及び燃料の品質が激しく変動しており、このため焼成窯回転数、燃料の設定変更が頻繁に行われている。これに対し、窯尻ファンダンパーの操作がほとんど行われていないため窯尻 $\theta_2$ が大きく変動している。

他方運転管理上重要な焼点温度記録計、焼成窯電動機電力記録計等もなく、窯尻温度計、二次空気温度計等は整備不良で動きがにぶく更に検出位置も悪く、実際とはかけ離れた値を示している。

この様な条件下で、焼成運転員は経験と勘を頼りに、主として、焼点観察とシェル温度計により運転しているので、操作も遅れ、従って燃料、焼成窯回転速度の操作幅も大きくなり、不安定な運転となっている。

従って現有計器の整備有効利用と共に、少なくとも焼点温度記録計、焼成窯電力記録計及び窯尻ファンダンパー遠隔操作機を取り付けることが、原料、燃料の品質安定化と併せて焼成窯安定運転上必要である。オルザットガス分析器を利用して、窯尻ガス分析を行い、燃料使用量、原料送入力、窯尻ファンダンパー開度その他の関係を把握すれば、 $\theta_2$ 計を備えつけなくても運転管理は行える。

現在当工場ではクリンカ焼成度管理指標としてクリンカ容重、クリンカ中の遊離石灰含有率が使われているが、これらは焼成窯運転の結果であって、これらに対応する運転指標として焼点温度、焼成窯電力等がある。クリンカ品質と上記運転指標との関

係は各工場の原料，燃料およびクリンカの品質，設備，操業条件等により微妙に異なるので，各運転指標に対する最適値，管理限界の設定を行い，その管理限界に入る様に各操作量の設定変更を行う必要がある。以上述べたことからわかる様に，焼成窯の安定運転を達成するには，先ず焼成窯に供給する原料，燃料の品質を均一なものにし，原料送分量，燃料供給量及び焼成窯通風力の平衡を保って焼成窯を安定回転させ上記運転指標である焼点温度，焼成窯電力を安定させて管理限界に入れることが必要である。

(2) 燃料の安定化

熱勘定を行った日を中心にした3日間の吹込炭及び乾炭特性値推移を表4-42に示す。



表4-42 吹込炭及び乾炭の特性値推移

(単位：%)

	1986. 1. 14.			1986. 1. 15.			1986. 1. 16.		
	灰分	細度	乾燥水分	灰分	細度	乾燥水分	灰分	細度	乾燥水分
1	25.2			28.8			29.2	15.2	2.0
2			4.0			0.5			
3	22.1			21.4			34.7		
4		23.0	3.0			2.5			1.5
5	22.2			19.2	22.0		33.4		
6						3.0			
7	25.4	15.0		22.7			30.1		
8					16.8	4.0		15.1	2.5
9	26.4			27.2			31.9	24.2	
10						2.0			2.0
11	28.3			33.5	12.2		30.4		
12		12.8	1.0						2.0
13	28.1			35.7			29.8		
14			1.5					23.0	1.5
15	26.5			31.4	21.0		28.4		
16						1.0			2.5
17	29.6			32.9			28.8		
18		17.8	2.0			1.5		6.8	1.5
19	32.2			30.3	23.0		28.4		
20		13.4				1.0			2.0
21	27.3			32.7			28.1		
22			1.5						2.5
23	30.4			32.4	19.0		33.5	19.6	
24		15.9							
$\bar{X}$	27.0	16.3	2.2	29.0	19.0	1.9	30.6	17.3	2.0
$\sigma$	3.01	3.73	1.13	5.31	4.00	1.18	2.27	6.40	0.408
R	10.1	10.2	3.0	16.5	10.8	3.5	6.6	17.4	1.0

灰分、細度、水分、各特性値共変動が非常に大きい。特に、灰分の変動は吹込炭発熱量に直接影響するだけでなく、製品クリンカの化学成分の変動を惹き起こ

表4-43 石炭工業分析値(1985年度)

年 月	工業分析(恒湿ベース)			
	水分	灰分	揮発分	固定炭素
	%	%	%	%
1985年 1月	2.23	24.89	26.73	46.15
2月	2.71	22.60	28.32	46.37
3月	2.41	24.78	26.85	45.96
4月	2.48	22.51	29.60	45.41
5月	2.12	20.56	30.49	46.83
6月	2.47	18.85	31.7	47.51
7月	2.08	21.72	30.15	46.05
8月	2.52	24.38	27.47	45.63
9月	2.15	24.74	28.35	44.72
10月	2.52	27.60	27.18	42.70
11月	2.36	26.83	27.35	43.53
12月	2.85	26.27	27.09	43.29
1985年平均値	2.41	23.85	28.47	45.27

し、従って操業だけでなく製品の品質も悪化させる。ここでは先ず灰分の変動が吹込炭発熱量に与える影響を検討する。

表4-43より、灰分A(%)と揮発分V<sub>m</sub>(%)、固定炭素C<sub>f</sub>(%)との相関式を求めると、

$$V_m = 41.18 - 0.537 A \quad (\gamma = 0.899) \quad \dots\dots (75)$$

$$C_f = 56.94 - 0.485 A \quad (\gamma = 0.887) \quad \dots\dots (76)$$

恒湿ベースの水分を2.41%として香板の式(3)に上式を代入すると

$$\begin{aligned} H_h &= 81 C_f + (96 - \alpha \cdot W) \cdot (V_m + W) \\ &= 81(56.94 - 0.485 A) + (96 - 6.5 \times 2.41)(41.18 - 0.537 A + 2.41) \\ &= 8113.9 - 82.42 A \quad \dots\dots (77) \end{aligned}$$

高発熱量と低発熱量の比はこの石炭の場合1.04であるから、

$$H_1 = 7801.8 - 79.25 A \quad \dots (78)$$

この式を使って表4-42の3日間の $\bar{X}$ ,  $\sigma$ , Rに対応する恒湿ベース発熱量を計算した結果を表4-44に示す。

表4-44 灰分と恒湿ベース発熱量(低位)

項 目	1986. 1. 14		1986. 1. 15		1986. 1. 16	
	灰 分	発熱量	灰 分	発熱量	灰 分	発熱量
	%	kcal/kg	%	kcal/kg	%	kcal/kg
平 均 値 $\bar{X}$	27.0	5662	29.0	5504	30.6	5377
標 準 偏 差 $\sigma$	3.04	241	5.31	421	2.27	180
最大・最小の差R	10.1	800	16.5	1308	6.6	523

上表より分る様に石炭発熱量の変動が非常に大きく、焼成窯の操業を大変不安定なものにしている。例えば灰分が少ない場合、焼成窯内原料は焼けにくい原料になるが、その程度以上に発熱量が高いため、操作が遅れると、火が効き過ぎ焼成帯コーティングが溶損する危険がある。逆に灰分が多いと焼成窯内原料は焼け易くなるが、その程度以上に発熱量が低いので十分に焼けていないクリンカが出る可能性がある。

上記の石炭発熱量の変動に送原料の変動が加わると焼成窯内の状況は非常に複雑なものとなり、安定操業は望めない。

従って2品種の石炭を同時に使用する必要がある場合には、2台の定量供給機を用いて、各々の生炭を一定割合で引き出し、調合比率を一定に保つ必要がある。この対策等により、発熱量の標準偏差を70kcal/kg以下、悪くても100 kcal/kg以下に先ず管理することが望ましい。定量供給機は原料ミル計量供給機を参照されたい。

石炭の乾燥、粉碎の運転管理により、細度、水分の標準偏差を小さくする事も勿論大事だが、灰分、発熱量の管理強化が当工場の場合特に重要である。

微粉炭の計量供給機としてダブルスクリーコンベアーを使用しているが、定期休転時に羽根とケーシングの隙間調整を充分行うと共に、上段スクリーコンベアーの微粉炭オーバー量が一定になる様、上下限警報付電流計を取付けて管理

すればよい。

(3) 原料の安定化

均質な原料を安定して供給することは焼成窯の安定運転の必要条件である。

一日に数度の原料待ちによる休止は熱消費の増加をきたすだけでなく、設備を損傷する危険をはらんでおり、原料部門の設備管理を強化する必要がある。

送入原料の供給量安定化のための計量供給機として微粉炭計量供給機と同様の設備を設置しており、上段スクリーコンベアーに上下限警報付電流計を取付け、微粉炭設備と同様の管理を行えば運転に支障はないと見込まれる。

次に品質の件であるが、熱勘定を行った日を中心にした、3日間の、ミル出口原料、送入原料及びクリンカ微粉炭灰分中の各CaO、及び推定水硬率(HM)の平均値 $\bar{X}$ 、標準偏差 $\sigma$ 、最大最小の差Rを表4-45に示す。

表4-45 原料・クリンカ・微粉炭灰分の品質変動状況

		1月14日		1月15日		1月16日	
		CaO	HM	CaO	HM	CaO	HM
ミル出口原料	$\bar{X}$	68.77	2.69	68.06	2.60	69.57	2.83
	$\sigma$	2.183	0.348	2.706	0.384	2.964	0.491
	R	9.80	1.60	10.11	1.46	11.00	2.18
焼成窯送入原料	$\bar{X}$	67.57	2.57	66.28	2.40	67.14	2.53
	$\sigma$	1.615	0.230	1.001	0.126	2.295	0.327
	R	7.71	1.12	4.49	0.56	10.28	1.49
クリンカー	$\bar{X}$	64.64	2.07	63.41	1.95	63.80	1.99
	$\sigma$	1.228	0.119	0.600	0.053	1.087	0.102
	R	4.18	0.37	2.41	0.21	5.54	0.52
微粉炭灰分	$\bar{X}$	27.0		29.0		30.6	
	$\sigma$	3.04		5.31		2.27	
	R	10.1		16.5		6.6	

表4-45より次のことがわかる。

- ① 熱勘定当日(1月15日)は、他の日に比較して、焼成窯送入原料の標準偏差が小さくなっている。これは、熱勘定測定に備えて原料貯蔵庫の在庫を増やし

たため良くなったと見られる。

⑧ 1月15日、16日のクリンカの標準偏差が送原料の標準偏差に比べて大幅に小さくなったのは、送原料の変動と微粉炭灰分の変動が偶然打消す方向にはたらいた為とみられる。しかし標準偏差は小さくなったが、逆に微粉炭灰分の増加のためクリンカ組成は目標値から大幅にはずれている。

⑨ 1月16日は1月14日に比べて、ミル出口原料のCaO、HMの平均値が高い方向に修正されているにも拘わらず、微粉炭灰分がその効果以上に増加しているため、送原料及びクリンカ中のCaO、HMの各平均値は低下している。以上の如く、原料の変動と微粉炭灰分の変動が複雑にからみあって品質管理、焼成窯運転管理を困難にしている。

一方、原料部門で述べた原料調合安定化の方策を採用すれば更に品質の安定した原料を焼成窯に供給できる。

他方、前述の燃料の安定化の方策を採用すれば微粉炭灰分変動にともなう原料調合目標修正操作の様な煩雑な操作は使用する石炭の品種切替時以外は解消され、焼成窯内原料品質は安定したものとなり、焼成窯安定操業へ大きく前進する。

### 3.2.3 燃焼器、燃焼管理の改善

セメント焼成窯に於ける燃焼は、回転円筒内で火炎と平行して流れる二次空気を取り込みながら行われるので、燃焼火炎は長くなり易い傾向がある。一方燃焼火炎はクリンカ焼成に適すると共に、煉瓦を保護する適切なコーチングを形成する様なものとし、局部過熱を起したり、焼成窯フッド、焼成窯口元を焼損する様なものであってはいけない。換言すれば、焼成窯設備とか、焼成窯運転に悪影響を与えないことが必要条件であり、この条件を充たす範囲で、できる限り短くて力強い火炎を形成すると同時に少い過剰空気で完全燃焼させることが大事であり、これが安定した焼成帯コーチング形成にもつながる。火炎が長く伸びるとコーチング付着範囲（長さ）が長くなったり、更に不完全燃焼すれば異常コーチングが付着する様な現象が起り易い。勿論原料品質の影響もあるので一概には言えないが、一般的な傾向として前述の様な現象が起るものであり、この様な異常コーチングの場合には減産という事態が生じかねない。

現在、当工場では単管式燃焼器先端位置を焼成窯口元から400 mm程離して設定して運転しているが、表4-31に示すガス分析値より明らかな如く窯尻O<sub>2</sub>が1%近くに

減ると、COが発生している。一方ボイラーのダストチャンバー内で赤い火の粉が飛んでいることや、シェル温度測定値よりみてコーチング付着帯が20m付近迄伸びていること等から判断して、燃焼性の良い燃焼器とは言い難い。

従って、当工場で試作使用された三管式燃焼器をもう一度使用して、焼成窯に対する燃焼器設定位置、内流旋回角、及び、微粉炭流・内流・外流各噴出力の調整等の改善調整を繰り返して行い未燃損失が少なく、焼成窯に適した火炎形状になる条件を見出すようにするとよい。この燃焼器は、焼成窯口元より500～700 mm内側へ燃焼器先端を設定しても、燃焼性が良く、コーチング付着帯も8～10mに減少し、生産量も1t/h程増加したが、発電量が減少したので使用中止したという経緯がある。

熱消費が下れば発電原単位が低下するのは当然であり、生産量や熱消費低減効果の方が大きい。

現在、焼成窯の空気比及びその変動も多く、更にボイラーでの漏洩空気も多い。従って、燃料の品質安定化と合わせて、通風管理及びボイラー空気漏洩防止対策を徹底すれば、窯尻空気比1.05、ボイラー出口空気比1.20で運転可能である。（参照：ボイラー発電部門）

このような運転を行えば、後述の如く、熱消費が1400 kcal/kgclに低減した後も現在と同程度の発電が可能である。更に、電気集塵器入口ガス量も減少するので、電気集塵器の性能が維持されていれば、電気集塵器出口ダスト量が現状の約1/10程度に減少するものと見込まれる。

### 3.2.4 焼成窯リフター

窯尻排ガス空気比 $m=1.17$ で運転していたが、これを $m=1.05$ で運転した場合、窯尻排ガス温度は現状の893℃から940～950℃に上昇することが見込まれる。この場合、ボイラー入口ガス温度が上昇し、ダスト付着トラブルが予想されるので、その防止対策及び焼成窯熱消費低減対策を兼ねて焼成窯内の仮焼帯にリフター金物を取付けることを検討する。

従来、焼成窯内の熱交換を改善するため、リフター煉瓦、ダム煉瓦その他いろいろ工夫改善が続けられその効果が認められているが、煉瓦の場合その性質上熱スポーリングを起しやすく、耐用期間が短いのが欠点であった。

然るに近年、焼成窯内の仮焼帯に使用できる耐熱金物が開発され、使用場所にもよ

るが耐用期間は2～3年以上になっている。リフター概形図を図4-27に示す。

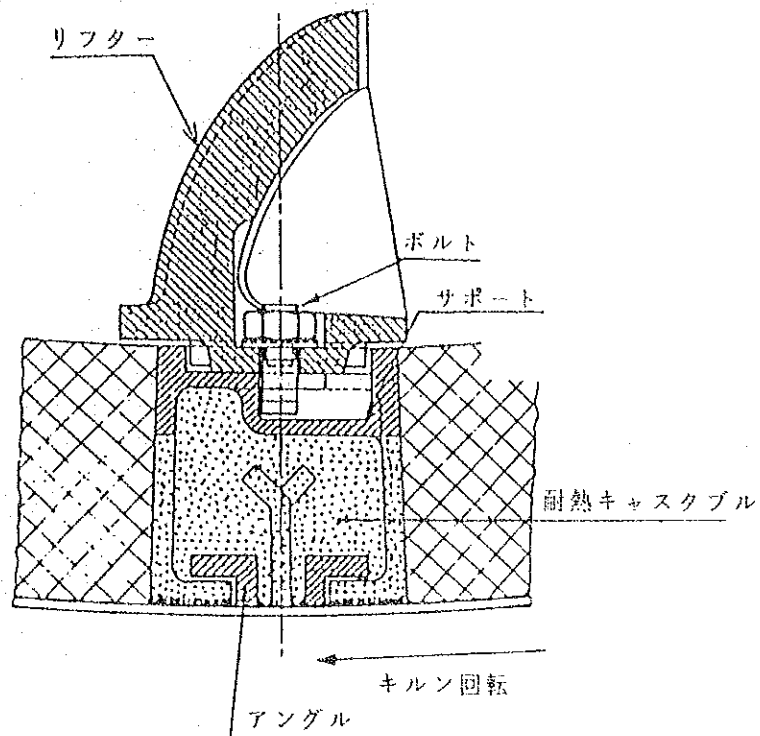


図4-27 焼成窯内リフター

構造はリフター本体部とベース部に区別され、ベース部はアンクルで焼成窯シェルに固定され、かつ耐火煉瓦によって周辺を保護されている。ベース部の煉瓦を取替えることなくリフター本体部のみの交換ができる構造となっている。

これを一周に付き6～7セット、合計70～80セットを焼成窯仮焼帯に取付ければ、後述の様な窯尻温度の低下及び熱消費低減が期待できる。

尚、リフター材質は30% Cr 鋼であり、耐用温度は1200℃である。

### 3.3 期待効果

#### 3.3.1 クーラー改善の効果

3.2.1クーラー改善の項で述べた如く、当工場4号焼成窯のクーラーに於いて実施されたと同様の改造により、92.0 kcal/kgclの熱消費低減の効果が見込まれ、更に、リフター施工範囲をクーラー全長の75~80%迄延長すれば111.9kcal/kgclの熱消費低減の効果が見込まれる。

従って92.0~111.9 kcal/kgcl の熱消費低減効果が期待できる。

#### 3.3.2 操業の安定化による効果

##### (1) 空気比低減による効果

運転監視計器の改善及び燃焼管理改善により、窯尻排ガス空気比を現状の $m=1.17$ から $m=1.05$ に低減して未燃損失が殆どない状態で運転可能になる。過剰空気低減により、窯尻排ガス温度が現状の893℃から940~950℃迄上昇すると見込まれるが焼成窯内リフター取り付けにより900℃に下るものと期待できる。

従って、窯尻排ガス空気比 $m=1.17$  窯尻排ガス温度893℃の状態から空気比 $m=1.05$  窯尻排ガス温度900℃の状態に改善した効果を1400kcal/kgcl 及び1644.6 kcal/kgclの各熱消費の場合について計算すると、54.4 kcal/kgcl 及び63.9 kcal/kgcl となる。

従って54.4~63.9 kcal/kgcl の熱消費低減効果が期待できる。

##### (2) 放散ダスト量減少による効果

燃焼管理の改善、熱消費低減、ボイラーでの漏洩空気低減等の対策により、ボイラー出口ガス量即ち電気集塵器入口ガス量が現状の約60%程度に減少するので、電気集塵器の整備を強化すれば、放散ダスト量が現状の10%程度に減少するものと見込まれる。現在放散ダスト量が0.0221 kg/kgclであり、その分解熱は5.3 kcal/kgcl である。一方、通常の乾式ボイラー付焼成窯に於いて、易焼成原料(磁渣)を今回の熱勘定時と同量使用し、熱消費量が各種対策実施後1400kcal/kgclになるとした場合の焼成効率は

$$\eta = \frac{365.1 - 21.0}{1400} \times 100 = 24.6\% \quad \dots (78)$$



と見込まれる。従って電気集塵器出口のダスト量が現状0.0221 kg/kgclの10%に減少した時の熱消費低減効果を概算すると

$$5.3 \times \left(1 - \frac{10}{100}\right) \times \frac{1}{0.246} = 19.4 \text{ kcal/kgcl} \quad \dots\dots (79)$$

19.4 kcal/kgcl の熱消費低減効果が期待できる。

### (3) 原料及び石炭の品質安定化による効果

原料調合安定化の方策により焼成窯送入原料の水硬率の標準偏差を現状の $\sigma_{H_2O} = 0.13 \sim 0.33$ から $\sigma_{H_2O} = 0.03 \sim 0.05$ に減少させると共に、2品種の石炭を使用する場合には、2台の定量供給機を用いて一定割合で調合し、吹込炭の灰分及び発熱量の変動を減少させ、発熱量の標準偏差を悪くても100kcal/kg以内にする。

これらの対策により約3%の熱消費低減が見込まれるので42.0~49.3 kcal/kgclの熱消費低減が期待できる。

### (4) 磁渣混入率の年間平均値への補正

磁渣混入率の年間平均値は9%であるのに対し熱勘定時の磁渣混入率は推定7.4%であった。一方、大連水泥廠の経験では、磁渣混入率0%の時の焼成窯5基の熱消費が1743 kcal/kgcl であるのに対して、磁渣9%混入時のそれは1645 kcal/kgcl である。従って、磁渣1%混入当たり10.9kcal/kgcl の熱消費が低減するので、磁渣混入率を7.4%から年間平均混入率の9%まで増加した場合17.4 kcal/kgcl の熱消費低減が期待できる。

### (5) 送入原料の安定供給

原料待ちをなくすことにより少なくとも、20~30kcal/kgcl の熱消費低減は期待できる。

### (6) クリнка化学組成の補正による熱消費の増加

熱勘定当日のクリンカ水硬率は1.95であり通常時の目標水硬率2.05より大幅に低く、焼け易いクリンカであった。目標の水硬率のクリンカを焼成した場合は30~38kcal/kgcl の熱消費増加が見込まれる。

## 3.3.3 その他の対策による効果

改善効果として、排ガス温度を940℃から900℃に下げた場合を計算すると1400 kcal/kgcl で運転した場合で34.2 kcal/kgcl, 1644.6kcal/kgcl の場合で、38.5kcal

/kgcl の熱消費低減効果が期待できる。

### 3.3.4 生産増による焼成窯放散熱低減

熱勘定時、5号焼成窯の生産量は17.6t/hであったが、窯尻ファン能力の大きい他の焼成窯の常用生産量は19.5t/hである。5号焼成窯の放散熱量は136.6 kcal/kgclであったが、同焼成窯本体は19.5t/h生産できる他の焼成窯と同寸法なので、19.5t/h生産すれば焼成窯放散熱量は123.3 kcal/kgclとなり、13.3 kcal/kgcl低下する。更に1400kcal/kgclで運転した場合の生産量は、焼成窯熱負荷を一定とした場合

$$19.5 \times \frac{1644.6 - 13.3}{1400} = 22.7\text{t/h}$$

少なくとも、22.0t/hの生産量は期待できる。この時の焼成窯放散熱量は109.3 kcal/kgclが見込まれ、現状136.6 kcal/kgclより27.3 kcal/kgcl低下する。

従って、27.3 kcal/kgclの熱消費低減は期待できる。

### 3.3.5 各種対策の総合効果

焼成窯の熱消費は、種々の因子が相互作用した総合的な結果として現れるものである。前述の様に各因子別の効果を出すには多少の無理があるが、説明上行ったものであることを理解されたい。

各種対策の総合効果としては、前述の各対策による効果で示した熱消費低減効果の小さい方の値を採用し表4-46にまとめた。

表 4-46 熱消費低減対策及び効果

		10 <sup>3</sup> kcal/tcl
項 目		熱消費低減効果
熱勘定時の熱消費		1644.6
工場目標の熱消費		1400.0
熱消費低減目標		244.6
熱消費低減対策	クーラー改善	92.0
	過剰空気低減	54.4
	放散ダスト減少	19.4
	原料・石炭品質安定化	42.0
	磁渣混入率平均化	17.4
	送入原料安定供給	20.0
	クリンカ化学組成補正	-38.0
	焼成窯内リフター取付	34.2
	生産増による単位放散熱低減	27.3
合 計		268.7

上表より明らかな如く、各種熱消費低減対策の総合効果は少なく見積っても268.7 kcal/kgcl となり、熱消費低減目標244.6 kcal/kgcl よりも多くなり工場目標の熱消費1400kcal/kgcl は充分達成可能と見込まれる。

## 4. ボイラ・発電部門

### 4.1 3号ボイラ・2号タービン熱勘定

#### 4.1.1 設備の概要

ボイラ発電部門全体の系統は図4-28、図4-29の通りである。この中から今回の診断対象設備である3号ボイラと2号タービンについて熱勘定を実施した。

3号ボイラと2号タービンの設備概要を表4-47、表4-48に示す。

#### 4.1.2 測定値と操業状況

##### (1) 3号ボイラ

3号ボイラの操業状況を表4-49に示す。

- A) ガス温度とガス分析値は表4-50表4-51の測定値から代表値を算出した。
- B) 焼成窯計測計算結果と上記ガス分析結果から求めたボイラ各部のガス量とダスト量は表4-52の通りとなる。
- C) 蒸気・水の圧力、温度、流量は表4-53の測定値から代表値を算出した。
- D) 放散熱量

ボイラ炉壁からの放散熱量測定結果を表4-54に、配管系の保温不良個所からの放散熱量の計算結果を表4-55に示す。

- E) 以上の結果から求めた3号ボイラの熱バランス諸数値を表4-56に示す。尚、条件として
  - a) 漏入空気量は計測した以外の個所については炉壁面積に比例するとした
  - b) ボイラ各部の沈降ダスト量は各伝熱面積に比例するとした
  - c) 沈降ダストの持ち去り熱は各伝熱部入口のダストの顕熱とした
  - d) その他損失熱は各伝熱部吸収熱量に比例させて按分した

F) ボイラ水質分析値を表4-57に示す。

##### (2) 2号タービン

2号タービンの操業状況を表4-58に示す。

- A) タービン発電機の運転数値は表4-59の測定値から代表値を算出した。

- B) 表4-60にタービン効率の推定値を仕様値と対比させて示す。  
 なお、排気の乾き度は一般値である0.92前後の値を使用した。
- C) 表4-61に復水器冷却性能を示す。

図4-28 余熱発電設備全体系統図

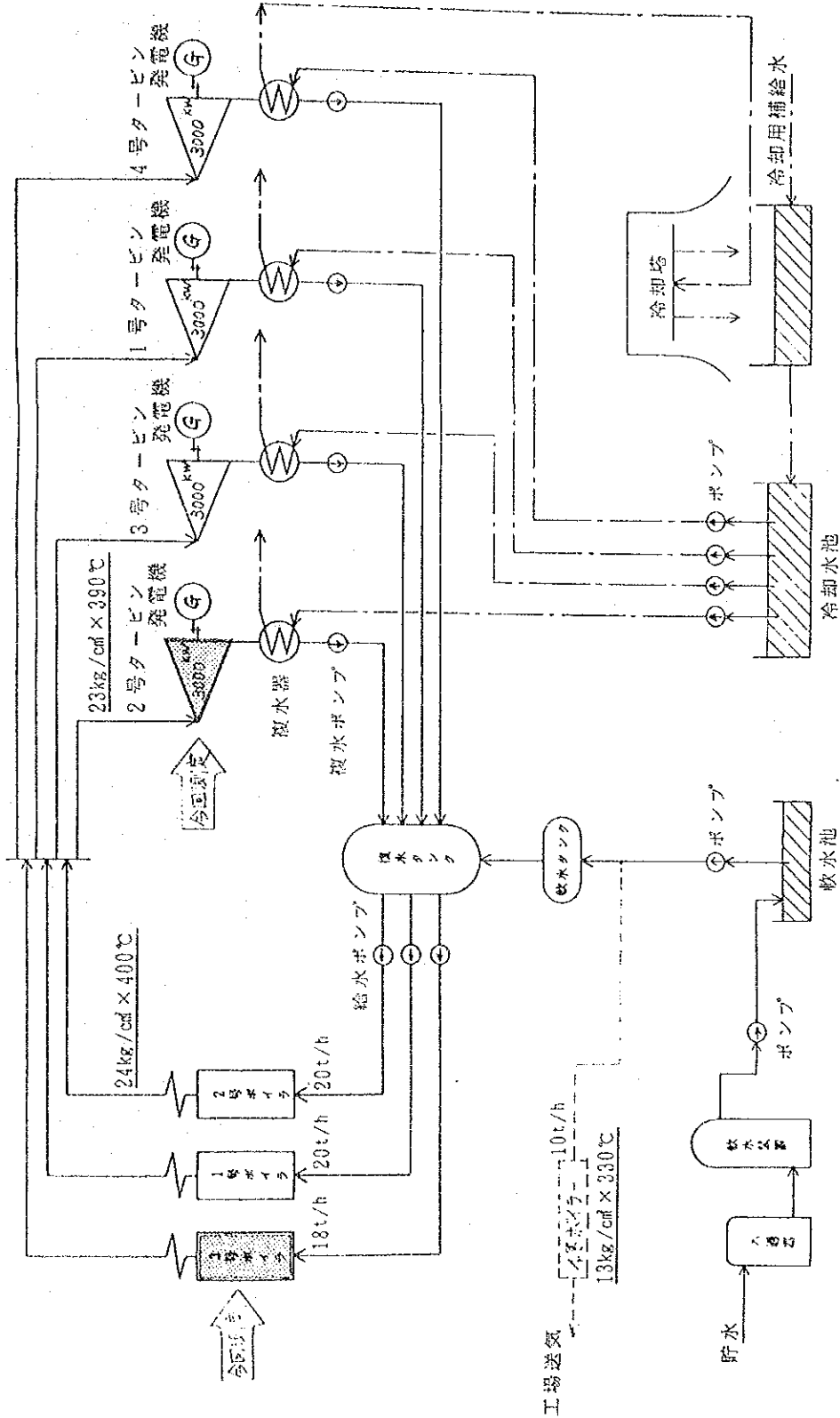


図 4 - 29 ボイラ・タービン蒸気水流れ図

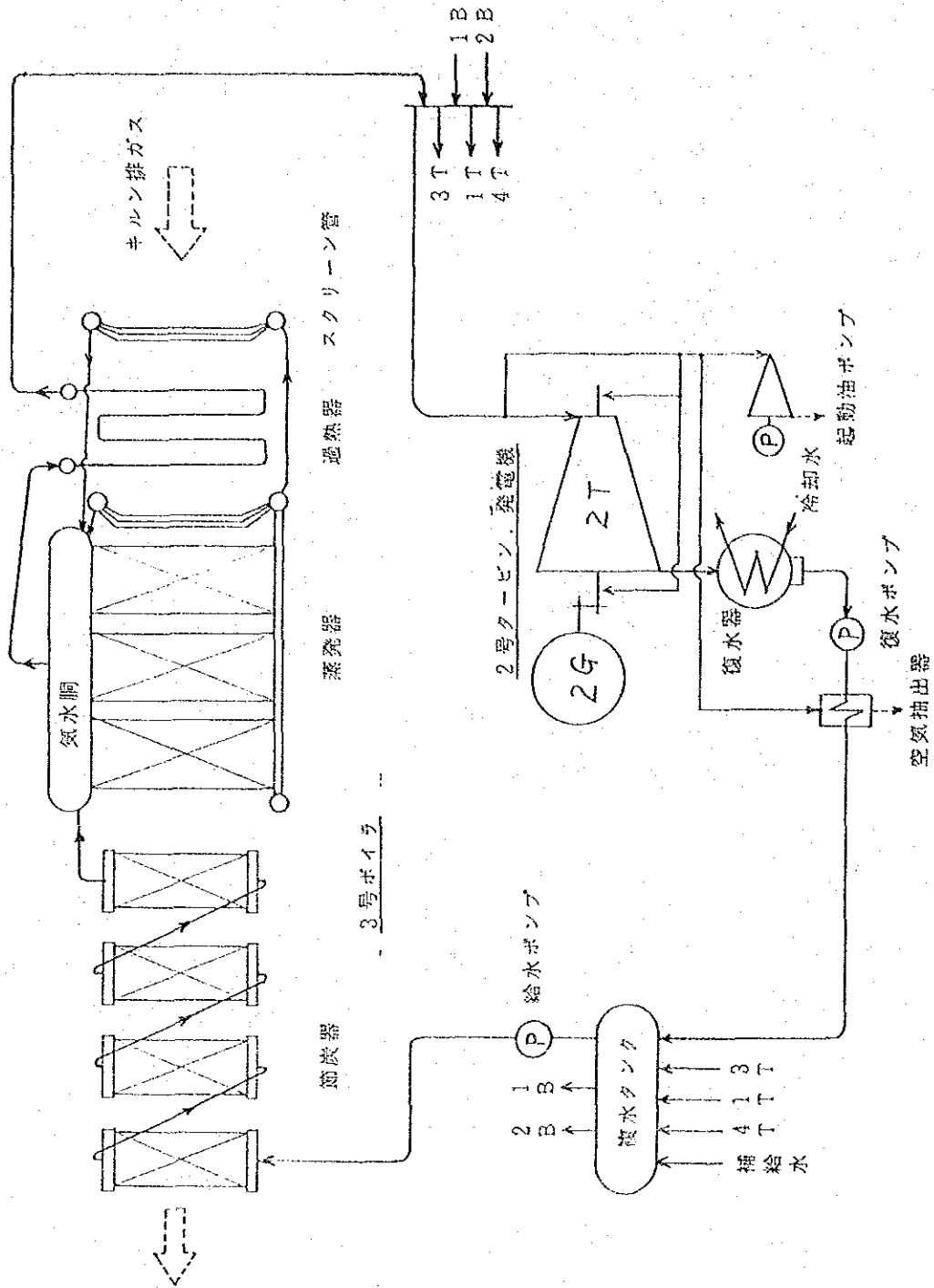


表 4-47 3号ボイラ設備の概要

ボイラ番号	3号		
形式	立て形水管式（自然循環）		
最大連続蒸発量	t/h	18	
蒸気圧力	最高使用	kg/cm <sup>2</sup>	26
	常用（胴）	kg/cm <sup>2</sup>	25
	常用（過熱器出口）	kg/cm <sup>2</sup>	24
蒸気温度（過熱器出口）	℃	400	
給水圧力	kg/cm <sup>2</sup>	32	
給水温度	℃	45	
伝熱面積	スクリーン管（防灰管）	m <sup>2</sup>	36.3
	蒸発器	m <sup>2</sup>	1,370
	過熱器	m <sup>2</sup>	126
	節炭器	m <sup>2</sup>	443
ボイラ効率	%	75	
製作年月	1976. 3.		
製作所	ハルピンボイラ製作所 ・大連セメント工場 合作		

表4-48 2号タービン設備の概要

タービン. 発電機番号		2 号	
ター ビン 本 体	形 式		単気筒復水式
	定 格 出 力		kW 3,000
	主 蒸 気 (定 格)	圧 力	kg/cm <sup>2</sup> 23
		温 度	°C 390
	排 気	圧 力 (真空度)	ata mmHg 0.105 (680)
		温 度	°C 46.4
	蒸 気 消 費 量		kg/kWh 5.42
	回 転 数		rpm 5,600
製 作 年 月		1982. 9.	
製 作 所		青島タービン製作所	
復 水 器	形 式		ラジアルフロー表面冷却式
	冷 却 面 積		m <sup>2</sup> 280
	冷 却 水 (工業用水)	水 量	t/h 874
		入口温度	°C 27(夏期最高33°C)
		出口温度	°C 35
発 電 機 本 体	形 式		空気冷却式 同期発電機
	定 格 容 量		kVA 3,750
	定 格 電 圧		V 6,300
	定 格 電 流		A 344
	力 率		% 80
	周 波 数		Hz 50
	回 転 数		rpm 3,000
	発 電 機 効 率		% 95.3
	製 作 年 月		1982. 10.
	製 作 所		山東濟南生建電機製作所



表4-49 3号ボイラ 操業状況

測定年月日		1986.1.15.		外気温度	5℃
項目		単位	測定値		備考
換成窯	毎時平均生産量	t/h	17.6		
	燃料の使用量	kg/kgcl	0.307		
	燃料の発熱量(低位)	kcal/kg	5,357		
	熱消費量(低位)	kcal/kgcl	1644.6		
給水	給水量	1時間当り	t/h	15.3	
		クリンカkg当り	kg/kgcl	0.869	
	圧力	kg/cm <sup>2</sup>	31.0		
	温度	鍋炭器入口	℃	52	
節炭器出口		℃	174		
気水	圧力	kg/cm <sup>2</sup>	21.0		
発生蒸気	蒸気量	1時間当り	t/h	15.2	ボイラホブロー等 0.1t/h
		クリンカkg当り	kg/kgcl	0.863	
	圧力	kg/cm <sup>2</sup>	20.0		
	温度	℃	354		
窯内の排ガス	容量	Nm <sup>3</sup> /kgcl	2.447		
	温度	℃	893		
	圧力	-mmH <sub>2</sub> O	12		
	組成	%	CO <sub>2</sub> (25.4), O <sub>2</sub> (2.8), CO(0.05), N <sub>2</sub> (71.75)		
	空気比		1.17		
ボイラ各部 ガス温度	スクリーン管後	℃	726		
	過熱器後	℃	644		計算値
	蒸発器後	℃	279		
ボイラ出口 (節炭器後) の排ガス	容量	Nm <sup>3</sup> /kgcl	4.636		
	温度	℃	182		
	圧力	-mmH <sub>2</sub> O	85		
	組成	%	CO <sub>2</sub> (12.6), O <sub>2</sub> (11.7), CO(0.0), N <sub>2</sub> (75.7)		
空気比		2.39			
ボイラダスト	ボイラ入口煙道	kg/kgcl	0.0410		
	ボイラ室	kg/kgcl	0.0493		
	計	kg/kgcl	0.0903		計算値
電気集じん器 ダスト	電気集じん器	kg/kgcl	0.2981		
	電気集じん器出口	kg/kgcl	0.0221		
	計	kg/kgcl	0.3202		

表4-50 3号ボイラ各部ガス温度

測定ヶ所	計器	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	平均	代表値
窯尻	記録計	930	955	935	884	850	870	885	850	895	893
	実測(焼成窯)	955	—	940	—	855 ※: 875	860	875	—	893	
スクリーン管後	記録計	700	765	770	715	700	715	720	710	724	※: 726
	既設計器(日報)	700	830	820	780	700	720	760	750	758	
過熱器後	記録計	565	715	740	650	670	670	595	590	649	※: 644
蒸発器後	記録計	275	300	295	275	270	275	285	275	281	※: 279
	記録計	183	185	184	182	180	175	185	183	182	
ボイラ出口(節炭器後)	既設計器(日報)	180	184	180	180	185	175	180	180	181	182

(注) ※: 窯尻ガス温度の計測時間はそれぞれ 10.30及び 13.30である。

※: 熱バランスからの計算値を代表値とした。

表4-51 3号ボイラ各部ガス分析値

(単位 %)

		オルザットガス分析値				O <sub>2</sub> メータ計測値	代 表 値
		9.00	11.00	13.00	14.00	10.00~15.00	
窯 尻	CO <sub>2</sub>	23.8	24.6	27.3	26.0	—	25.4
	O <sub>2</sub>	4.8	3.4	1.2	1.8	2.5~4.0	2.8
	CO	0.0	0.0	0.2	0.0	—	0.05
	N <sub>2</sub>	71.4	72.0	71.3	72.2	—	71.75
	m	1.34	1.22	1.06	1.10		1.17
スクリーン管後	CO <sub>2</sub>					—	(21.0)
	O <sub>2</sub>					6.0~7.0	(6.5)
	CO					—	(0.0)
	N <sub>2</sub>					—	(72.5)
	m						(1.51)
ボイラ出口 (節炭器後)	CO <sub>2</sub>	11.4	13.0	12.8	13.0	—	12.6
	O <sub>2</sub>	11.8	12.0	10.8	12.3	10.0~10.5	11.7
	CO	0.0	0.0	0.0	0.0	—	0.0
	N <sub>2</sub>	76.8	75.0	76.4	74.7	—	75.7
	m	2.37	2.51	2.14	2.63		2.39
電気集じん器 出口	CO <sub>2</sub>	10.5	—	11.8	11.0	—	11.4
	O <sub>2</sub>	11.5	—	12.4	12.8	13.0~13.3	12.6
	CO	0.0	—	0.0	0.0	—	0.0
	N <sub>2</sub>	78.0	—	75.8	76.2	—	76.0
	m	2.25	—	2.60	2.72		2.66

(注) スクリーン管後のガス成分はO<sub>2</sub> 実測値と過去の測定値から推定した。

表 4 - 5 2 ボイラ各部のガス量とダスト量バランス

焼成窯発生ガス量と表 4 - 5 1 のガス分析結果よりの計算値は、下表に示す通りであるが計測していない箇所は 4 . 1 . 2 項の E ) の a ) . b ) の如く推定して分配した。

	ガス量 (Nm <sup>3</sup> /kgcl)						過入空気 Nm <sup>3</sup> /kgcl	ダスト量 (kg/kgcl)		備 考
		H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub> SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	乾空気	合 計		合 計 量	比 率 量	
窯 灰	原料からのガス量	0.017	0.244			0.261				
	理論湿り 燃焼ガス量 G <sub>0</sub>	0.150	0.322	1.409		1.881				
	過剰空気量 m = 1.17	0.002			0.303	0.305				
	合 計	0.169	0.566	1.409	0.303	2.447		0.4105		
入 口 煙 道 (ダストチャンバー)							0.521		0.0410	
ボ イ ラ 入 口	合計ガス量	0.172	0.566	1.409	0.821	2.968		0.3695		
ス タ リ ー ン 管							0.089		0.0009	
スクリーン管 後	原料からのガス量	0.017	0.244			0.261				
	理論湿り 燃焼ガス量 G <sub>0</sub>	0.150	0.322	1.409		1.881				
	過剰空気量 m = 1.51	0.007			0.908	0.915				
	合 計	0.173	0.566	1.409	0.908	3.057		0.3686		
過 熱 器							0.177		0.0032	
	合計ガス量	0.174	0.566	1.409	1.085	3.234		0.3654		
蒸 発 器							0.843		0.0342	
	合計ガス量	0.180	0.566	1.409	1.922	4.077		0.3312		
節 炭 器							0.559		0.0110	
ボイラ出口 (節炭器後)	原料からのガス量	0.017	0.244			0.261				
	理論湿り 燃焼ガス量 G <sub>0</sub>	0.150	0.322	1.409		1.881				
	過剰空気量 m = 2.39	0.018			2.476	2.494				
	合 計	0.185	0.566	1.409	2.476	4.636		0.3202		
計							2.189		0.0903	

表 4-53 3号ボイラ蒸気、水の圧力、温度、流量

給水	計器	単位	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	平均	代表値	備考
			30	31	31	31.5	31	32	31	32			
圧力	既設計器	kg/cm <sup>2</sup>									31.2	31	
温度	仮設水銀温度計	°C	49	49	51	53	53	54	53	53	51.9	52	
節炭器出口給水温度	既設計器	°C	182	162	167	168	168	186	178	180	174	174	
気水胴圧力	既設精密計	kg/cm <sup>2</sup>	20.0	21.3	19.9	20.0	22.0	20.1	21.0	20.8	20.6	21	
圧力	既設精密計	kg/cm <sup>2</sup>	19.6	20.8	19.0	19.0	21.2	19.2	20.4	20.2	19.9	20	
主蒸気温度	既設計器	°C	345	360	355	350	350	340	360	342	350	354	※1
給水流量	超音波(積算計)	t/h	---	---	---	18.0	17.0	18.0	18.0	18.0	17.8	15.3	※2
缶水フロー量	実測	t/h									0.1	0.1	
主蒸気流量	(計算)	t/h										15.2	15.3-0.1=15.2

(注) ※1 : 現地の水銀温度計と4℃差があるため平均値+4℃の修正を加えた

※2 : 3号ボイラは蒸気、給水の既設流量計器が故障して流置値が不明のため超音波式流量

計を仮設して計量した。

計器仕様	形 式	ポータブル形超音波式流量計 F L B
	計測温度	-40 ~ 100 °C
	計測流速	-1.6 ~ 1.6 m/s
	精 度	表示値の±1.5 %

但し、計測条件である配管仕様（肉厚）及び内部スケールの状況が不明確のため計測値に誤差を生じているおそれがあり、以下の方法で補正を行った。

① 配管仕様の入力誤差による補正

計測時に入力した配管仕様は 外径 89 φ，肉厚 4 mm で

内径は  $89 - (4 \times 2) = 81 \phi$  であった

後日・近傍の同サイズの配管肉厚を計測してみると 4.6~5.0mm であり

内部スケールも予測されるため内径は次の値に近いと考えられる

$$89 - (\text{肉厚 } 5.0 \times 2 + \text{スケール } 1.0 \times 2) = 77 \phi$$

従って内径誤差は次の値となる

$$\frac{81 - 77}{77} \times 100 = 5.2 \%$$

今回使用した計器は、その取扱い説明書にも記載してある通り、配管寸法の差異が内径に対して1%であれば、流量換算では3倍の約3%の一定の偏り誤差を生じる

従って実際の推定流量は

$$W_a = 17.8 \div \left(1 + \frac{5.2}{100} \times 3\right) = 15.4 \text{ t/h}$$

となる。

② ガス及びダストの熱バランスからの給水量の推定

(単位 kcal/kgcl)

	窯尻での顕熱	ボイラ出口での顕熱	損 失 熱	吸 収 熱
ガ ス	825.2	269.5	※1 14.7	541.0
ダスト	91.1	11.9	※2 15.5	63.7
計	916.3	281.4	30.2	604.7

給水エンタルピ	52.6 kcal/kg
主蒸気エンタルピ	751.2 kcal/kg
缶水エンタルピ	221.1 kcal/kg
缶水ブロー量	0.006 kg/kg c ℓ

※1：入熱（窯尻での顕熱）の 1.6%と仮定すると  $916.3 \times 0.016 = 14.7$

※2：各伝熱部で沈降するダストの損失熱は入口状態での顕熱分とする。

以上の条件から給水量を  $x$  kg/kgcl とすると

$$(x - 0.006) \times (751.2 - 52.6) + 0.006 (221.1 - 52.6) = 604.7$$

$$x = 0.870 \text{ kg/kgcl}$$

クリンカ生産量は 17,600 kg/hであるから給水量は

$$W_b = 17,600 \times 0.870 = 15.3 \text{ t/h}$$

### ③ まとめ

以上の結果より  $W_a$  と  $W_b$  に差があるが 3号ボイラ給水管は直管部が短く正規な状態での計測が不可能であったため、熱バランスから算出した  $W_b$  を採用する。

従って 3号ボイラ給水量は、

$$15.3 \text{ t/h} = 0.869 \text{ kg/kgcl とする}$$

表4-54 ボイラ炉壁よりの放散熱測定結果

室温 20°C

放散熱量  $Q = (\alpha_c + \alpha_r) \times A \times \Delta T \quad \text{kcal/h}$

自然対流熱伝達率  $\left\{ \begin{array}{l} \text{水平上向面} \quad \alpha_c = 2.8 \times \Delta T^{0.25} \quad \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \\ \text{垂直面} \quad \alpha_c = 2.2 \times \Delta T^{0.25} \quad \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \end{array} \right.$

放射熱伝達率  $\alpha_r = 4.88 \times \epsilon \times \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{T_1 - T_2} \quad \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

A : 面積  $\text{m}^2$

$\epsilon$  : 放射黒度 0.8とする

$T_1$  : 高温物体の温度  $(t + 273)\text{°C}$

$\Delta T$  : 温度差  $(T_1 - T_2)$

$T_2$  : 室温  $(20 + 273)\text{°C}$

(注) ① 平均温度 ( ) 内数値は測定不可のため周辺温度及び前回計測値から推定した。

② 下部炉壁は面積、温度とも計測不能のため頂部放散熱×0.5とした。

但し、蒸発器部は頂部の胴の面積を除外して計算した。

③ 各部放散熱量は仮定、推定条件を考慮して計算値×1.1とした。

		kcal/h	kcal/kgcl
ボイラ入口煙道		46,970	2.7
ボイラ本体	スクリーン管部	4,160	0.2
	過熱器部	5,660	0.3
	蒸発器部	23,520	1.3
	節炭器部	25,480	1.5
計		105,790	6.0



場所	面積 $m^2$	平均温度 $t_1, ^\circ C$	放散熱量 kcal/h
ボ イ ラ 入 口 煙 道	頂部 $4.7^w \times 2.92^l$ $=13.73$	(50)	$\alpha_c = 6.55$ $\alpha_r = 4.57$ } $(6.55 + 4.57) \times 13.73$ $\times 30 = 4,580$
	南側 $13.2^w \times 2.92^l$ $=38.55$	31.9	$\alpha_c = 4.09$ $\alpha_r = 4.17$ } $(4.09 + 4.17) \times 38.55$ $\times 11.9 = 3,789$
	北側 $13.2^w \times 2.92^l$ $=38.55$	36.9	$\alpha_c = 4.46$ $\alpha_r = 4.28$ } $(4.46 + 4.28) \times 38.55$ $\times 16.9 = 5,694$
	東側 $4.7^w \times 13.2^w$ $\frac{\pi \times 3^2}{4}$ $=55.04$	(49)	$\alpha_c = 5.11$ $\alpha_r = 4.55$ } $(5.11 + 4.55) \times 55.04$ $\times 29 = 15,419$
	西側 $4.7^w \times 5.8^w$ $=27.26$	59.0	$\alpha_c = 5.50$ $\alpha_r = 4.78$ } $(5.50 + 4.78) \times 27.26$ $\times 39 = 10,929$
	下部		$4,580 \times 0.5 = 2,290$
	計		$42,701 \times 1.1 = 46,970$
ス ク リ ン 管 部	頂部 $4.8^w \times 1.6^l$ $=7.68$	34.5	$\alpha_c = 5.6$ $\alpha_r = 4.23$ } $(5.46 + 4.23) \times 7.68$ $\times 14.5 = 1,079$
	南側 $5.1^w \times 1.6^l$ $=8.16$	35.5	$\alpha_c = 4.37$ $\alpha_r = 4.24$ } $(4.37 + 4.25) \times 8.16$ $\times 15.5 = 1,090$
	北側 $5.1^w \times 1.6^l$ $=8.16$	35.3	$\alpha_c = 4.35$ $\alpha_r = 4.25$ } $(4.35 + 4.25) \times 8.16$ $\times 15.3 = 1,074$
	下部		$1,079 \times 0.5 = 540$
	計		$3,783 \div 1.1 = 4,160$

場所	面積 A. m <sup>2</sup>	平均温度 t, °C	放散熱量 kcal/h	
過熱器部	頂部	$4.8^w \times 1.8^l = 8.64$	32.0	$\alpha c = 5.21$ $\alpha r = 4.18$ } $(5.21 + 4.18) \times 8.64 \times 12 = 974$
	南側	$5.1^H \times 1.8^L = 9.18$	42.4	$\alpha c = 4.79$ $\alpha r = 4.40$ } $(4.79 + 4.40) \times 9.18 \times 22.4 = 1,890$
	北側	$5.1^H \times 1.8^L = 9.18$	41.4	$\alpha c = 4.73$ $\alpha r = 4.38$ } $(4.73 + 4.38) \times 9.18 \times 21.4 = 1,790$
	下部			$974 \times 0.5 = 487$
	計			$5,141 \times 1.1 = 5,660$
蒸発器部	胴	$1.5 \phi \times \pi \times 7.5^L + 2 \times \pi \times 1.5 \phi \times 0.5 \times \frac{1}{2} = 40.04/2 = 20.02$	36.1	$\alpha c = 5.61$ $\alpha r = 4.26$ } $(5.61 + 4.26) \times 20.02 \times 16.1 = 3,182$
	頂部	$3.7^w \times 9.2^L - 1.5 \phi \times 7.5 = 22.79$	(36.0)	$\alpha c = 5.6$ $\alpha r = 4.26$ } $(5.6 + 4.26) \times 22.79 \times 16 = 3,595$
	南側	$5.5^H \times 9.2^L = 50.6$	35.1	$\alpha c = 4.34$ $\alpha r = 4.24$ } $(4.34 + 4.24) \times 50.6 \times 15.1 = 6,556$
	北側	$5.5^H \times 9.2^L = 50.6$	32.7	$\alpha c = 4.15$ $\alpha r = 4.19$ } $(4.15 + 4.19) \times 50.6 \times 12.7 = 5,359$
	下部			$(5.61 + 4.26) \times 34.04 \times 16 \times 0.5 = 2,685$
	計			$21,377 \times 1.1 = 23,520$
節炭器部	頂部	$3.7^w \times 7.9^L = 29.23$	52.0	$\alpha c = 6.66$ $\alpha r = 4.62$ } $(6.66 + 4.62) \times 29.23 \times 32 = 10,551$
	南側	$3.4^H \times 7.9^L = 26.86$	33.0	$\alpha c = 4.18$ $\alpha r = 4.20$ } $(4.18 + 4.2) \times 26.86 \times 13 = 2,926$
	北側	$3.4^H \times 7.9^L = 26.86$	38.5	$\alpha c = 4.56$ $\alpha r = 4.32$ } $(4.56 + 4.32) \times 26.86 \times 18.5 = 4,413$
	下部			$10,551 \times 0.5 = 5,276$
	計			$23,166 \times 1.1 = 25,480$

表4-55 配管系保温不良個所調査結果

調査結果から以下の線図及び計算式を使用して放散熱量を算出した。

$$Q = \pi \cdot d \cdot h \times (t_1 - t_2)$$

Q : 裸鉄管表面より管長1m, 1時間当たりの放散熱量 (kcal/m-h)

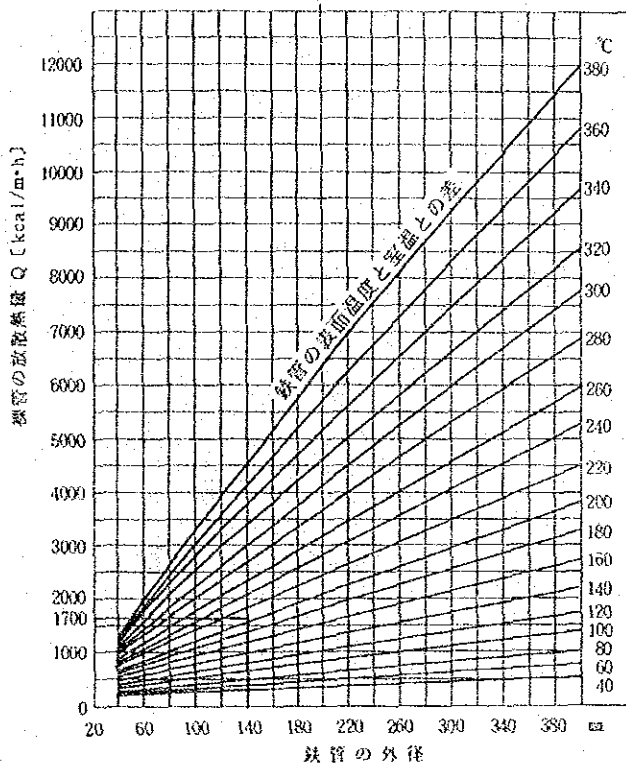
d : 管径 [m]

t<sub>1</sub> : 管表面温度 [°C] 内部流体温度×0.9 とする

t<sub>2</sub> : 室内温度 [°C] 20°C

h : 裸鉄管表面よりの熱伝達率 [kcal/m<sup>2</sup>・h・°C] 18kcal/m<sup>2</sup>・h・°Cとする

裸鉄管の放散熱量図



配管部品類の保温部分表面積の相当裸管長

配管部の種類	25A	40A	50A	80A	100A	150A	200A
フランジ形仕切弁(20kg/cm <sup>2</sup> )	1.32	1.23	1.53	1.63	1.50	1.92	※
フランジ(20kg/cm <sup>2</sup> )	0.54	0.47	0.49	0.50	0.46	0.56	0.51

(注) ※ 2.16 と推定した。

(本資料は1985年 省エネルギー手帳70ページより引用した)

	内部流体 温度 °C	温度差 °C	配管サイズ ×個数	相当管長 m	単位放散熱量 kcal/m・h	放散熱量 kcal/h	
3号 ボイラ 系統	節炭器 113	82	管寄200 φ×16ヶ=0.61m <sup>2</sup>	0.61m <sup>2</sup> ×1,476.6	6	900	
			82A 弁×2ヶ	1.63×2 =3.26	412	1,343	
			40A 弁×19.2m	19.2	227	4,360	
	小計					6,600	
	蒸発器 216	174	胴マンホール 600φ×2ヶ=1.75m <sup>2</sup>	1.75m <sup>2</sup> ×3,132	5,481		
			200Aフランジ×1ヶ	0.51×1 =0.51	2,124	1,083	
			125A管×0.6m	0.6	1,278	767	
			80A弁×2ヶ	1.63×2 =3.26	875	2,853	
			25A弁×11ヶ	1.32×11 =14.52			
			25Aフランジ×4ヶ	0.54×4 =2.16	334	6,246	
	25A管×2m	2.0					
	小計					16,430	
	過熱器 354	299	150A弁×1ヶ	1.92×1 =1.92	2,788	8,142	
			150A管×1.0m	1.0			
			80A 弁×1ヶ	1.63×1 =1.63	1,504	3,956	
80A フランジ×2ヶ			0.52×2 =1.0				
50A 弁×1ヶ			1.53×1 =1.53	1,031	1,886		
50A 管×0.3m			0.3				
40A 弁×2ヶ			1.23×2 =2.46	828	2,426		
40A フランジ×1ヶ	0.47×1 =0.47						
25A 弁×1ヶ	1.32×1 =1.32	575	1,689				
25A フランジ×3ヶ	0.54×3 =1.62						
小計					18,100		
計					41,130		

	内部流体 温度 °C	温度差 °C	配管サイズ ×個数	相当管長 m	単位放散熱量 kcal/m・h	放散熱量 kcal/h
送気管 系統 (3B ~2T)	過熱蒸気 352	297	200A弁×2ヶ	2.16×2 =4.31	3,601	24,270
			200Aフランジ×1ヶ	0.51×1 =0.51		
			200A管×1.5m	1.5		
計						24,270
2号 タービン 系統	過熱蒸気 350	295	200A弁×2ヶ	2.16×2 =4.32	3,600	15,552
			150A弁×1ヶ	1.92×1 =1.92	2,751	5,282
			25A弁×1ヶ	1.32×1 =1.32	567	748
計						21,582
合 計						86,982

	個 所	kcal/h	kcal/kgcl
3号ボイラ	節 炭 器	6,600	0.4
	蒸 発 器	16,430	0.9
	過 熱 器	18,100	1.0
	計	41,130	2.3

送気管(3B ~2T系統)	24,270	1.4	※1 1.6 kcal/kg 蒸気
---------------	--------	-----	-------------------

2号タービン	21,582	---	※1 1.3 kcal/kg 蒸気
--------	--------	-----	-------------------

(注) ※1 : 送気管蒸気量 15.2 t/h, 2号タービン蒸気量 16.6 t/h として計算



表4-57 3号ボイラ水質分析結果

試料採取場所 大連水泥廠3号ボイラ及び軟水装置

試料採取年、月、日 1986. 1. 22

試験方法 JIS-K-0101, JIS-B-8224

		分 析 値			
		原 水	軟 水	給 水	缶 水
電気伝導率	$\mu\text{S/cm}$	387	386	51.8	3,970
PH (20℃)	———	7.5	7.7	7.1	12.0
P-アルカリ度(PH 8.3)	$\text{CaCO}_3\text{mg/l}$				570
M-アルカリ度(PH 4.8)	$\text{CaCO}_3\text{mg/l}$	96	93	20	620
全硬度	$\text{CaCO}_3\text{mg/l}$	117	1 以下	1 以下	
カルシウム硬度	$\text{CaCO}_3\text{mg/l}$	75			
塩化物イオン ( $\text{Cl}^-$ )	$\text{mg/l}$	40	35	6	219
シリカ ( $\text{SiO}_2$ )	$\text{mg/l}$	12	7	2	58
リン酸イオン ( $\text{PO}_4^{3-}$ )	$\text{mg/l}$			1 以下	51
鉄 (Fe)	$\text{mg/l}$	0.15	0.20	0.21	0.12

現地簡易分析結果 (1986. 1. 18)						計測器
電気伝導率	$\mu\text{S/cm}$	307	275	52.4	5,240	ポケット導電率計SC51
PH (20℃)	———	7.4	7.5	7.7	11.6	ポケットPH 計 PH51
シリカ ( $\text{SiO}_2$ )	$\text{mg/l}$			検出せず	約 80	水質試験器 kW-1

(参考) 循環ボイラの給水及びボイラ水の水質標準 (JIS B8223)

区分	ボイラの種類		水管ボイラ			
	最高使用圧力	kg/cm <sup>2</sup>	10以下		10を超え 20以下	20を超え 30以下
	伝熱面蒸発率(kg/m <sup>2</sup> ・h)		50以下	50を超えるもの	—	—
給水	pH (25°C)		7~9	7~9	7~9	7~9
	硬度(mgCaCO <sub>3</sub> /l)		1以下	1以下	1以下	0
	油脂類(mg/l) <sup>(2)</sup>		なるべく0に保つ	なるべく0に保つ	なるべく0に保つ	なるべく0に保つ
	溶存酸素(mgO/l)		低く保つ	低く保つ	0.5以下	0.1以下
	全鉄(mgFe/l)		—	—	—	—
	全銅(mgCu/l)		—	—	—	—
	ヒドラジン(mgN <sub>2</sub> H <sub>4</sub> /l) <sup>(3)</sup>		—	—	—	0.2以下
	電気伝導率(25°C) (μs/cm)		—	—	—	—
ボイラ水	処理方式		アルカリ処理			
	pH (25°C)		11.0~11.8	11.0~11.8	10.8~11.3	10.5~11.0
	M-アルカリ度(mgCaCO <sub>3</sub> /l) <sup>(4)</sup>		100~800	100~800	600以下	150以下
	P-アルカリ度(mgCaCO <sub>3</sub> /l) <sup>(5)</sup>		80~600	80~600	500以下	120以下
	全蒸発残留物(mg/l)		3,000以下	2,500以下	2,000以下	700以下
	電気伝導率(μs/cm)		4,500以下	4,000以下	3,000以下	1,000以下
	塩化物イオン(mgCl <sup>-</sup> /l)		500以下	400以下	300以下	100以下
	リン酸イオン(mgPO <sub>4</sub> <sup>3-</sup> /l) <sup>(6)</sup>		20~40	20~40	20~40	5~15
	亜硫酸イオン(mgSO <sub>3</sub> <sup>2-</sup> /l) <sup>(7)</sup>		10~20	10~20	10~20	5~10
	ヒドラジン(mgN <sub>2</sub> H <sub>4</sub> /l) <sup>(3)</sup>		0.1~0.5	0.1~0.5	0.1~0.5	—
シリカ(mgSiO <sub>2</sub> /l)		—	—	—	50以下	

- 注
- 1 ヘキサン抽出物質をいう。
  - 2 ヒドラジンを脱酸素剤として給水に注入する場合に適用する。
  - 3 酸消費量(pH4.8)をいう。
  - 4 酸消費量(pH8.3)をいう。
  - 5 りん酸塩を注入する場合に適用する。
  - 6 亜硫酸塩を脱酸素剤として注入する場合に適用する。
  - 7 丸ボイラ及び最高使用圧力20kg/cm<sup>2</sup>以下の水管ボイラにヒドラジンを脱酸素剤として注入する場合に適用する。
- 備考
1. 濃度単位mg/lはppmと同じと見なす。
  2. 最高使用圧力20kg/cm<sup>2</sup>以上の水管ボイラの補給水には、脱塩水を使用することを前提とする。
  3. 脱酸素剤としてのヒドラジン及び亜硫酸塩は、原則としていずれか一方を注入する。



表 4 - 5 8 2号タービン操業状況

測定年月日		1986. 1. 18			
項目		単位	測定値		
出力		kW	2,610		
主蒸気	流量	t/h	16.6		
	圧力	kg/cm <sup>2</sup>	19.1		
	温度	°C	350		
空気抽出器及びその他 使用蒸気		t/h	0.2		
排気	真空度(圧力)	mmHg	660 (0.13 ata)		
	温度	°C	52		
復水	流量	t/h	16.4		
	圧力	kg/cm <sup>2</sup>	1.5		
	温度	空気抽出器入口	°C	52	
		空気抽出器出口	°C	55	
復水器 冷却水	入口圧力	kg/cm <sup>2</sup>	1.1		
	温度	入口	°C	21	
		出口	°C	32	
発電機	電圧	V	6,100~6,200		
	電流	A	290 ~320		
	力率	%	80 ~89		
	周波数	Hz	49.84 ~49.96		

表4-59 2号タービン・発電機の測定値

計器	単位	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	平均	代表値	備考
主蒸気	力	既設計器	kg/cm <sup>2</sup>	19	17	19	18	20	18	19.1	19.1	
排気	温度	"	°C	350	360	350	320	350	350	350	350	※1
排気	真空度	"	mmHg	690	700	690	690	660	680	679	660 (0.13ata)	※2
復水	温度	"	°C	50	49	51	50	54	52	52.1	52	
復水	ホットウェル出口	"	°C	50	49	50	50	54	52	51.9	52	
復水	温度	既設計器	°C	50	50	50	50	55	52	52.3	52	
復水	温度	既設計器	°C	53	52	54	54	58	54	55.0	55	
復水	圧力	既設計器	kg/cm <sup>2</sup>	1.5	1.6	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
復水	流量	超音波流量計	t/h	17	18	16	18	19	17	17.8	16.4	※3
空気抽出器用蒸気			t/h								0.1	設計値を採用
グランド用蒸気他			t/h								0.1	推定
主蒸気	流量		t/h								16.6	16.4+0.2=16.6
復水器冷却水	圧力	既設計器	kg/cm <sup>2</sup>	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	
復水器冷却水	入口温度	"	°C	19	20	20	21	22	22	20.6	21	
復水器冷却水	出口温度	"	°C	29	30	31	32	33	33	31.6	32	
発電機	出力	給電所計器	kW	2,160	2,880	2,860	2,880	2,880	2,160	2,610	2,610	
発電機	電圧	"	V	6,100~6,200								
発電機	電流	"	A	290~320								
発電機	効率	"	%	80~89								
発電機	周波数	既設計器	Hz	49.84~49.96								

(注) ※1 : 主蒸気用既設温度計は+20℃高い指示となっている為指示値-20℃の値を記入 (ボイラ側との温度で確認)

※2 : 排気温度を基準とした飽和温度に相当した圧力に修正した (復水温度からみて、排気温度を正とする)

※3 : 2号タービンは主蒸気、復水共に流量計が設置されていないため、超音波式流量計を仮設して復水流量を計測した。

しかし配管仕様(肉厚)が不明確なため3号ボイラ計測と同一条件で計器をセットして計測したので、以下ボイラ給水量と同様に補正を行う

① 配管仕様の入力誤差による補正

計測時に入力した配管仕様は外径89φ、肉厚4mmで内径は81φであった

実際の配管仕様は3号ボイラ給水管と同一と見なし、また休止中の3号タービン復水管内スケールは微少であり0.1mm程度と見込まれるため、内径は次の値が考えられる。

$$89 - (\text{肉厚 } 5.0 \times 2 + \text{スケール } 0.1 \times 2) = 78.8\phi$$

従って内径誤差は次の値となる

$$\frac{81 - 78.8}{78.8} \times 100 = 2.79\%$$

今回使用した計器は配管寸法の差異が内径に対して1%であれば、流量換算では3倍の約3%の一定の偏り誤差を生じる。

よって実際の推定流量は

$$17.8 \div \left(1 + \frac{2.79}{100} \times 3\right) = 16.4 \text{ t/h}$$

2号タービン復水管は十分な直管部で計測でき、また管内スケールも少いと予想されるため、この値を復水流量として採用する。

② 従って蒸気消費率は

主蒸気基準(その他蒸気含む)

$$SR = 16,600 \text{ kg/h} \div 2610 \text{ kWh} = 6.36 \text{ kg/kWh}$$

復水基準(タービン流入蒸気)

$$WR = 16,400 \text{ kg/h} \div 2610 \text{ kWh} = 6.28 \text{ kg/kWh}$$

表4-60 タービン効率推定値

		仕様 (推定設計値)	現 状 (今回の実測値)
発 電 量		3,000 kW	2,610
タービン 入口	圧 力	23.0 kg/cm <sup>2</sup>	19.1
	温 度	390 °C	350
	エンタルピ $i_1$	769.0 kcal/kg	749.6
タービン 排気	圧 力 (真空度)	0.105 (680) ata mmHg	0.130 (660)
	エンタルピ $i_2$	※1 571.5 kcal/kg	※2 575.2
断 熱 熱 落 差 $i_s$		238.0 kcal/kg	215.1
蒸 気 消 費 率 WR		5.42 kg/kWh	6.28
タービン効率 $\eta_t = \frac{860}{WR \cdot i_s \cdot \eta_g} \times 100 \%$		70	66.8

(注) ※1 : 乾き度 0.920 とする

※2 : 乾き度 0.923 とする

※3 : 発電機効率  $\eta_g$  は仕様値より95.3%とする

表 4 - 6 1 復水器冷却性能測定結果

伝熱面積  
冷却管 280 m<sup>2</sup>  
黄銅管 20φ × 1 t × 4 m  
280

管本数  $n = \frac{280}{0.02 \times \pi \times 4} = 1114$ 本 (通路当り557本)

冷却管断面積  
(通路当り)  $A = \frac{\pi \times (0.02 - 0.001 \times 2)^2}{4} \times 557 = 0.142$  m<sup>2</sup>

		仕 様 (推定設計値)	現 状 (今回の実測値)
タービン負荷	kW	3,000	2,610
蒸気消費率	WR kg/kWh	5.42	6.28
復水流流量	W <sub>1</sub> t/h	16.3	16.4
排気温度	t <sub>e</sub> °C	46.4	52
排気のエンタルピ	i <sub>e</sub> kcal/kg	571.5	575.2
復水のエンタルピ	i <sub>s</sub> kcal/kg	46.4	52.0
復水器授受熱量	Q <sub>c</sub> = W <sub>1</sub> × (i <sub>e</sub> - i <sub>s</sub> ) × 10 <sup>3</sup> kcal/h	8,559 × 10 <sup>3</sup>	8,580 × 10 <sup>3</sup>
冷却水温度	入 口 t <sub>0</sub> °C	27	21
	出 口 t <sub>1</sub> °C	※1 36.8	32
冷却水量	W <sub>c</sub> = $\frac{Q_c}{(t_1 - t_0) \times 1000}$ t/h	874	780
対数平均温度差	$\Delta T_m = \frac{t_1 - t_0}{\ln \frac{t_e - t_0}{t_e - t_1}}$ °C	13.93	25.11
冷却面積	F m <sup>2</sup>	280	280
熱貫流率	K = $\frac{Q_c}{\Delta T_m \times F}$ kcal/m <sup>2</sup> · h · °C	2,194	1,220

(注) ※1 仕様値は35°Cとなっているが計算上36.8°Cとなる。

#### 4.1.3 3号ボイラ熱勘定結果

(1) 入熱  $Q_1$  kcal/kgcl

A) 給水の顕熱  $Q_a$  kcal/kgcl

$$Q_a = W_w \times (i_w - i_o) \\ = 0.869 \times (52.6 - 5.0) = 41.4 \text{ kcal/kgcl}$$

B) キルン排ガスの持込む顕熱  $Q_b$  kcal/kgcl

$$Q_b = Q_1 \text{ [キルン熱勘定出熱]} \\ = (V_{H_2O} \times C_{H_2O} + V_{CO_2} \times C_{CO_2} + V_{N_2} \times C_{N_2} + V_{Air} \times C_{Air}) \\ \times (t_g - t_o) = (0.169 \times 0.402 + 0.566 \times 0.524 + 1.409 \\ \times 0.329 + 0.303 \times 0.334) \times (893 - 5) = 825.2 \text{ kcal/kgcl}$$

C) ダストの持込む顕熱  $Q_c$  kcal/kgcl

$$Q_c = W_{d1} \times C_d \times (t_g - t_o) \\ = 0.4105 \times 0.25 \times (893 - 5) = 91.1 \text{ kcal/kgcl}$$

D) 全入熱  $Q_1$  kcal/kgcl

$$Q_1 = Q_a + Q_b + Q_c \\ = 41.4 + 825.2 + 91.1 = 957.7 \text{ kcal/kgcl}$$

- ① 漏入空気温度は外気温度に等しいとした。
- ② 焼成窯よりの未燃分 3.4 kcal/kgclは無視した。

(2) 出熱  $Q_2$  kcal/kgcl

A) 発生蒸気の保有熱  $Q_d$  kcal/kgcl

$$Q_d = W_s \times (i_s - i_o) = 0.863 \times (751.2 - 5.0) = 644.0 \text{ kcal/kgcl}$$

B) 節炭器出口の排気ガスの持去る顕熱  $Q_e$  kcal/kgcl

$$Q_e = (V_{H_2O} \times C_{H_2O} + V_{CO_2} \times C_{CO_2} + V_{N_2} \times C_{N_2} + V_{Air} \times C_{Air}) \\ \times (t_g - t_o) \\ = (0.185 \times 0.362 + 0.566 \times 0.428 + 1.409 \times 0.311 + 2.476 \times \\ 0.313) \times (182 - 5) = 269.5 \text{ kcal/kgcl}$$

C) ダストの持ち去る顕熱  $Q_f$  kcal/kgcl

① 節炭器出口のダストの持ち去る顕熱  $Q_{f1}$  kcal/kgcl

$$Q_{f1} = W_{d2} \times C_d \times (t_g - t_o) \\ = 0.3202 \times 0.21 \times (182 - 5) = 11.9 \text{ kcal/kgcl}$$

② ボイラ入口煙道ダストの持ち去る顕熱  $Qf_2$  kcal/kgcl

ボイラ入口煙道沈降ダストの入口顕熱がそのまま持ち去られるとすると

$$\begin{aligned} Qf_2 &= (Wd_1 - Wd_3) \times Cd \times (t_g - t_o) \\ &= (0.4105 - 0.3695) \times 0.25 \times (893 - 5) = 9.1 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

③ ボイラ室ダストの持ち去る顕熱  $Qf_3$  kcal/kgcl

②項と同様に各伝熱部毎の沈降ダスト損失を計算すると

$$\begin{aligned} Qf_3 &= Qf_{3s} + Qf_{3su} + Qf_{3ev} + Qf_{3cr} \\ &= 0.2 + 0.6 + 5.0 + 0.6 = 6.4 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

④ ダストの持ち去る顕熱  $Qf$  kcal/kgcl

$$\begin{aligned} Qf &= Qf_1 + Qf_2 + Qf_3 \\ &= 11.9 + 9.1 + 6.4 = 27.4 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

D) ボイラ水のブロー損失  $Qg$  kcal/kgcl

$$\begin{aligned} Qg &= Wb \times (id - io) \\ &= 0.006 \times (221.1 - 5) = 1.3 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

E) 放射その他の損失  $Qh$  kcal/kgcl

① ボイラ入口煙道壁面からの放散熱  $Qh_1$  kcal/kgcl

$$Qh_1 = 2.7 \text{ kcal/kgcl}$$

② ボイラ室炉壁面からの放散熱  $Qh_2$  kcal/kgcl

$$Qh_2 = 3.3 \text{ kcal/kgcl}$$

③ その他の損失熱  $Qh_3$  kcal/kgcl

$$\begin{aligned} Qh_3 &= Q_1 - (Qd + Qe + Qf + Qg + Qh_1 + Qh_2) \\ &= 957.7 - (644.0 + 269.5 + 27.4 + 1.3 + 2.7 + 3.3) \\ &= 9.5 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

④ 放射その他の損失  $Qh$  kcal/kgcl

$$\begin{aligned} Qh &= Qh_1 + Qh_2 + Qh_3 \\ &= 2.7 + 3.3 + 9.5 = 15.5 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

F) 全出熱  $Q_2$  kcal/kgcl

$$\begin{aligned} Q_2 &= Qd + Qe + Qf + Qg + Qh \\ &= 644.0 + 269.5 + 27.4 + 1.3 + 15.5 \\ &= 957.7 \text{ kcal/kgcl} \end{aligned}$$

(3) 熱効率

A) 焼成窯排熱回収効率  $\eta_c$  (%)

$$\eta_c = \frac{W_s (i_s - i_w)}{Q_b + Q_c} \times 100$$

$$= \frac{0.863 (751.2 - 52.6)}{825.2 + 91.1} \times 100 = 65.8 \%$$

B) ボイラ効率  $\eta_b$  (%)

$$\eta_b = \frac{W_s (i_s - i_w)}{Q_b + Q_c - Q_{f_2} - Q_{h_1}} \times 100$$

$$= \frac{0.863 (751.2 - 52.6)}{825.2 + 91.1 - 9.1 - 2.7} \times 100 = 66.7 \%$$

(4) 結果を表4-62に示す

表4-62 3号ボイラ熱勘定結果

		10 <sup>4</sup> kcal/t cl	%
入 熱 Q <sub>i</sub>	(1) 給水の顕熱 Q <sub>i</sub>	41.4	4.3
	(2) 焼成窯排ガスの顕熱 Q <sub>i</sub>	825.2	86.2
	(3) グストの持込む顕熱 Q <sub>i</sub>	91.1	9.5
	合計 Q <sub>i</sub>	957.7	100.0
出 熱 Q <sub>o</sub>	(1) 発生蒸気の保有熱 Q <sub>o</sub>	614.0	67.3
	(2) 排ガスの持ち去る熱 Q <sub>o</sub>	269.5	28.1
	(3) グストの持ち去る熱 Q <sub>o</sub>	27.4	2.9
	① 節炭器出口グストの持ち去る熱 Q <sub>o</sub>	(11.9)	(1.2)
	② 1号入口煙道グストの持ち去る熱 Q <sub>o</sub>	(9.1)	(1.0)
	③ ボイラ室グストの持ち去る熱 Q <sub>o</sub>	(6.4)	(0.7)
	(4) ボイラ水のブロー損失 Q <sub>o</sub>	1.3	0.1
	(5) 放射その他の損失 Q <sub>o</sub>	15.5	1.6
	① ボイラ入口煙道放散熱 Q <sub>o</sub>	(2.7)	(0.3)
	② ボイラ室放散熱 Q <sub>o</sub>	(3.3)	(0.3)
③ その他の損失熱 Q <sub>o</sub>	(9.5)	(1.0)	
合計 Q <sub>o</sub>	957.7	100.0	
熱 効 率 $\eta$	焼成窯排熱回収率	65.8 %	
	ボイラ効率	66.7 %	



#### 4.1.4 2号タービン熱勘定結果

(1) 入熱  $Q_1$  kcal/h

A) タービン入口蒸気の保有熱量  $Q_a$  kcal/h

$$Q_a = W_s \times (i_1 - i_0) \\ = 16,400 \times (749.6 - 5.0) = 12,211.4 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

B) 空気抽出器等その他蒸気の保有熱量  $Q_b$  kcal/h

$$Q_b = W_b \times (i_1 - i_0) \\ = 200 \times (749.6 - 5.0) = 148.9 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

C) 全入熱 = 主蒸気の保有熱量  $Q_1$  kcal/h

$$Q_1 = Q_a + Q_b \\ = 12,211.4 \times 10^3 + 148.9 \times 10^3 = 12,360.3 \text{ kcal/h}$$

(2) 出熱  $Q_2$  kcal/h

A) タービン排気(蒸気)の保有熱量  $Q_c$  kcal/h

排気エンタルピ  $i_2$  は乾き度を0.923 とすると  $i = 575.2$  kcal/kg

$$Q_c = W_s \times (i_2 - i_0) \\ = 16,400 \times (575.2 - 5) = 9,351.3 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

B) 復水器出口復水の保有熱量  $Q_d$  kcal/h

$$Q_d = W_s \times (i_3 - i_0) \\ = 16,400 \times (52 - 5) = 770.8 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

C) 空気抽出器出口の復水(ボイラ給水)の保有熱量  $Q_e$  kcal/h

$$Q_e = W_s \times (i_4 - i_0) \\ = 16,400 \times (55 - 5) = 820.0 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

D) 発生電力の換算熱量  $Q_f$  kcal/h

$$Q_f = E \times 860 \\ = 2,610 \times 860 = 2,244.6 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

E) 損失熱量  $Q_g$  kcal/h

① 復水器での損失熱量  $Q_h$  kcal/h

$$Q_h = Q_c - Q_d \\ = (9,351.3 \times 10^3 - 770.8 \times 10^3) = 8,580.5 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

② 発電機の損失熱量  $Q_i$  kcal/h

発電機効率  $\eta_g = 0.953$  であるから

$$Q_i = Q_f \left( \frac{1}{\eta_g} - 1 \right) \\ = 2,244.6 \times 10^3 \left( \frac{1}{0.953} - 1 \right) = 110.7 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

③ 空気抽出器等, その他蒸気の損失熱  $Q_j$  kcal/h

$$Q_j = Q_b - (Q_c - Q_d) \\ = 148.9 \times 10^3 - (820.0 \times 10^3 - 770.8 \times 10^3) = 99.7 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

④ その他の損失熱  $Q_k$  kcal/h

$$Q_k = Q_1 - (Q_f + Q_e + Q_h + Q_i + Q_j) \\ = 12,360.3 \times 10^3 - (2,244.6 \times 10^3 + 820.0 \times 10^3 + 8,580.5 \times 10^3 \\ + 110.7 \times 10^3 + 99.7 \times 10^3) \\ = 504.8 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

⑤ 損失熱量  $Q_g$  kcal/h

$$Q_g = Q_h + Q_i + Q_j + Q_k \\ = 8,580.5 \times 10^3 + 110.7 \times 10^3 + 99.7 \times 10^3 + 504.8 \times 10^3 \text{ kcal/h} \\ = 9,295.7 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

F) 全出熱  $Q_2$  kcal/h

$$Q_2 = Q_e + Q_f + Q_g \\ = 820.0 \times 10^3 + 2,244.6 \times 10^3 + 9,295.7 \times 10^3 \\ = 12,360.3 \times 10^3 \text{ kcal/h}$$

(3) 効率

A) タービン蒸気消費率

$$S. R \text{ (主蒸気基準)} = \frac{16,400 + 200}{2,610} = 6.36 \text{ kg/kWh}$$

$$WR \text{ (復水基準)} = \frac{16,400}{2,610} = 6.28 \text{ kg/kWh}$$

B) タービン熱消費率

$$HR = \frac{Q_1 - Q_e}{G}$$

$$= \frac{12,360.3 \times 10^3 - 820.0 \times 10^3}{2,610} = 4,422 \text{ kcal/kWh}$$

(c) タービン効率  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{Q_f}{W_s \cdot i_s \cdot \eta_g} \times 100 \quad (i_s: \text{断熱熱落差} = 215.1 \text{ kcal/kg})$$

$$= \frac{860 \times 2,610}{16,400 \times 215.1 \times 0.953} \times 100 = 66.8 \%$$

(4) 結果を表4-63に示す

表4-63 2号タービン熱勘定結果

	Q <sub>1</sub> 入熱		Q <sub>2</sub> 出熱	
	×10 <sup>3</sup> kcal/h	%	×10 <sup>3</sup> kcal/h	%
(1) タービン主蒸気の保有熱 Q <sub>1</sub>	12,360.3	100.0		
(2) 発生電力回収熱 Q <sub>f</sub>			2,244.6	18.2
(3) 復水(給水)回収熱 Q <sub>e</sub>			820.0	6.6
(4) 損失熱 Q <sub>g</sub>			9,295.7	75.2
①復水器損失熱 (Q <sub>h</sub> )			(8,580.5)	(69.4)
②発電機の損失熱 (Q <sub>i</sub> )			(110.7)	(0.9)
③空気抽出器等その他蒸気の損失 (Q <sub>j</sub> )			(99.7)	(0.8)
④その他の損失熱 (Q <sub>k</sub> )			(504.8)	(4.1)
合計	12,360.3	100.0	12,360.3	100.0

## 4.2 現状の問題点

熱勘定及び運転状況調査の結果、以下の問題点が考えられる。

- (1) 窯尻ファンによる通風が管理されておらず、またボイラ炉壁の気密性も悪いいため、ボイラにおける漏入空気が多く、ガス温度を低下させると共に、排ガス損失を増加させている。
- (2) ボイラ入熱の変動が大きいにもかかわらず給水制御、タービン入口蒸気量制御が手動で実施されている。
- (3) 現状のボイラ水質及び伝熱管外面の掃除方法から、伝熱管内外面の汚れによる伝熱効率の低下が考えられる。
- (4) 以上の結果、ボイラ効率は計画値7.5%に対し6.7%と低下している。更に蒸気圧力、温度も定格条件に対して低く、発電用蒸気としての利用価値を減少させている。
- (5) 一方、タービンに於いても復水器の伝熱管の汚れ、冷却水量不足から冷却性能が悪化しており、タービン排気圧力が高い。
- (6) タービン内部でも翼の汚れ等による効率の低下が考えられる。
- (7) その結果、タービンの蒸気消費率は計画値 5.42 kg/kWhに対して 6.28 kg/kWhと悪化している。
- (8) その他
  - A) ボイラ給水の脱気処理がされておらず、管内面の腐食が懸念される。
  - B) タービン抽気を利用した給水加熱が実施されていないため復水器での熱損失が多く、熱効率面で不利であるだけでなく、節炭器管外面の低温腐食も懸念される。
  - C) ボイラ本体の保温は充分行われているが配管系の弁、フランジ等では保温不良個所がある。
  - D) 運転管理に必要な計器の整備が充分なされていない。

## 4.3 蒸気条件の改善（ボイラの改善）

セメント工場での余熱ボイラによる自家発電は焼成窯排ガスの保有熱量を発電に有効利用することによって、全体の熱消費低減をはかろうとするものである。

一般に単位クリンカー当りで考えると、焼成窯側の熱消費が改善されれば、ボイラ

への入熱は減少して発電原単位は減少することになる。従って、現状の焼成窯熱消費が1645 kcal/kgcl から1400 kcal/kgcl へ改善された場合、現状の設備と運転管理方法のままであれば発電原単位は現状の136 kWh/tcl (測定時※1)から113 kWh/tcl に低下することが予想される。(表4-64参照)それ故、予想される発電原単位では工場の電力自給の目標達成はおぼつかない。

表4-64 焼成窯熱消費改善による発電原単位低下予想

	現 状	焼成窯改善後の予想
焼成窯熱消費 (Hℓ) kcal/kgcl	1645	1400
蒸発原単位 kg 蒸気/kgcl	0.863	0.721
発電原単位 kWh/tcl	136	113

※1 現状(計測時)の発電原単位

$$0.863 \text{ kg/kgcl} \times \frac{1000}{6.36 \text{ kg/kWh}} = 136 \text{ kWh/tcl}$$

当工場では、3～5号焼成窯の余熱ボイラ(1～3号)から発生する蒸気は全量が復水タービンによる発電に利用されている。従って発電量増加のためには、ボイラ蒸発量の増加と蒸気の温度、圧力の改善等によるタービン蒸気消費率の低減が必要である。現有設備では、その定格値に近い条件で運転することが効率化につながる。

#### 4.3.1 ボイラの空気漏入防止

現状の最大の問題はボイラの多量の空気漏入である。表4-65に示すとおり、窯尻ガス量とほぼ同量の空気が漏入しており、ボイラ入口でガス温度が120℃低下し、ボイラ各伝熱部での温度低下も著しい。

熱勘定結果からも分るように、ボイラ排ガス損失が全出熱の28%で通常値の倍になっており、ボイラ効率を低下させ、更に過熱蒸気温度低下などの悪影響を与えている。また、伝熱管のダスト摩耗の増加、窯尻ファン動力増、電気集塵器効率低下等の2次的な影響も生じている。

従って、まずこの漏入空気を減少させる必要があるが、過剰空気低減目標としては表4-65右欄に示す実績例を参考にされたい。今回の改善効果の算定には、窯尻、

表4-6.5 ボイラ 漏入空気とガス温度

	ガス温度 ℃	ガス量		漏入空気量 Nm <sup>3</sup> /kgcl	過剰空気比	同形式ボイラ 過剰空気比の例
		×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h	Nm <sup>3</sup> /kgcl			
窯 尻	893	43.07	2.447	0.521	1.17	1.03~1.05
ボイラ入口	773	52.24	2.968		1.50	1.05~1.08
ボイラ出口	182	81.59	4.636	1.668	2.39	1.17~1.20

ボイラ入口、ボイラ出口の各過剰空気比を余裕をみてそれぞれ、1.05、1.08、1.20と仮定した。

改善対策としては、今回の調査結果から下記の個所の改善が考えられるが、休転時を利用してボイラ内部からも徹底的に調査を行いきめの細かい対策を実施することが必要である。

- ① ボイラー下部ダスト輸送機及びその貫通部 (図4-3.0参照)
- ② 点検、掃除用マンホール
- ③ 配管類の炉壁貫通部
- ④ 炉壁構造物の継目、煙道の破損
- ⑤ 窯尻ファンによる適正な通風管理

また、各改善対策のたび毎に、その効果を計測確認するという作業をくり返し行っていけば目標の達成は可能と見込まれる。

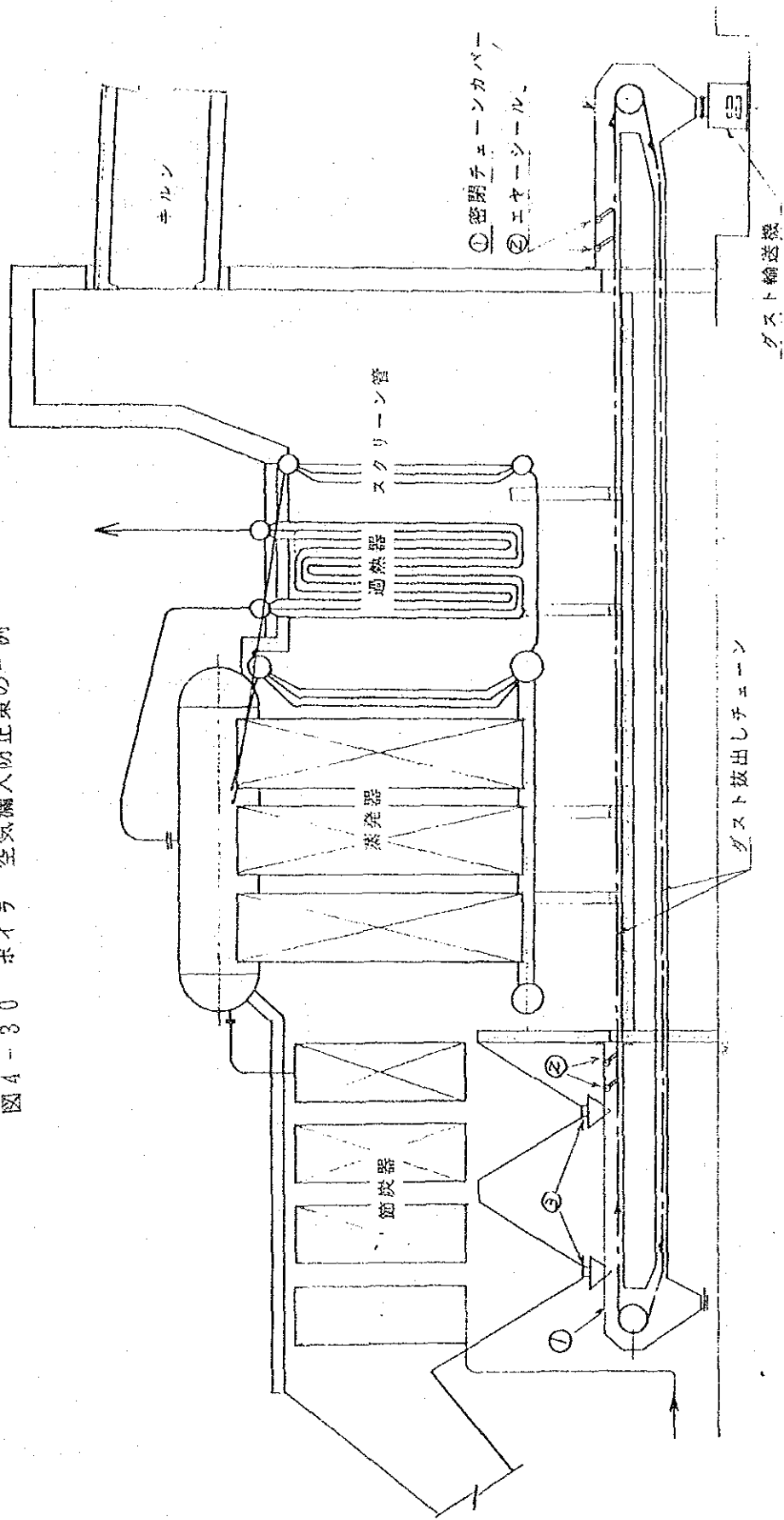
目標値まで漏入空気を防止すれば、焼成工程改善後に予想される窯尻ガス温度900℃に対し、ボイラ入口で883℃のガス温度が確保でき、現状よりも110℃上昇する。従ってボイラ各伝熱部、特に高温部における平均温度差は100℃前後大きくなり、ガス量減少による対流伝熱効果の減少を考慮しても吸収熱量が増加する。(表4-6.7参照) 従って排ガス損失も減少して、ボイラ効率が向上する。

後述の表4-6.8に予想結果をまとめて示す。

その他、ガス量減少による副次効果としては次の事も考えられる。

- ① ボイラ内のガス流速が低下し、ダストによる伝熱管の摩耗が減少する。
- ② 窯尻ファンに余力ができ、焼成窯生産増、熱消費低減に寄与できる。
- ③ 電気集塵器通過ガス量が減少し集塵性能が向上する。

図 4-30 ボイラ 空気漏入防止策の一例



- ボイラ ダスト抜き出し系統の空気漏入防止策
- ①ダスト抜き出しチェーンの密閉化用にカバー取付け
  - ②上記チェーンの炉壁貫通部にエアシール板取付け
  - ③節炭器ダスト抜き出し用 重力式2重ダンパー取付け

## 4.3.2 伝熱面の清浄化

### (1) 伝熱管外面

焼成窯余熱ボイラはガス中のダスト量が特に多く、高温伝熱部にダストが付着して、伝熱効率の低下による蒸気温度の低下、通風障害等の問題を生じる。現在当工場では4～7 kg/cm<sup>3</sup>の圧縮空気を利用して運転中の伝熱管掃除を実施しているが、これよりも効果が良い蒸気式煤吹機による掃除が必要である。設置台数は700℃以上の高温ガスにさらされる伝熱部に最低6台は必要であるが、設置場所についてはボイラの構造、過去のダスト付着状況を考慮し、最適な場所を選定されたい。参考として図4-31に煤吹機配置を、図4-32に構造概要を示す。煤吹機には胴の飽和蒸気を5～10 kg/cm<sup>3</sup>に減圧して使用し、蒸気量は作動頻度にもよるが平均して0.2t/hと見込まれる。運転方法は一定の間隔で作動させる自動運転とし、作動周期はタイマにより変更可能にすると良い。更に、過熱器に設置された煤吹機には、過熱蒸気温度が低下した場合、優先して作動させる制御方式を採用すれば、蒸気温度の安定化にも効果がある。また、煤吹機を補うものとして蒸気を噴霧する手動掃除（ハンドランス）も併用する必要がある。

その他、休転時には炉内に入りダストの付着状況を観察して、掃除効果を確認し、改善の資料とすると共に付着ダストを徹底的に除去しなければならない。

### (2) 伝熱管内面

伝熱管内面のスケール付着は伝熱効率を低下させるだけでなく、局部過熱による管の膨出や噴破事故を起す恐れもある。当工場では軟水装置によって硬度成分を除去しており、表4-57に示す水質分析結果にその効果が見受けられるが、原水の硬度が高く、缶水のアルカリ度、電気伝導率、シリカ等も標準値以上の値を示しているため管内の腐食や、スケール付着が懸念される。休転時に伝熱管の一部を切りとってスケールが認められた場合、その成分、厚さを計測して対策を実施する必要がある。スケールの除去には化学洗浄の実施が、腐食やスケールの防止はブロー量の増加、または、純水装置の増設が考えられるが、今後の計測結果を基に水処理専門家と協議された上で実施されたい。

尚、20 kg/cm<sup>3</sup>以上のボイラでは、一般に脱塩水を使用しており、ブロー量増加による熱損失を考えると、純水装置の設置を推奨したい。

表4-57に水管ボイラの水質標準値を示すので参考にされたい。



以上、伝熱面の清浄化に対する効果の定量化は困難であるが、ボイラ性能を維持していくためにはぜひ必要である。

図4-31 3号ボイラ 煤吹機配置図

○ …… 蒸気式煤吹機設置場所  
 …… 蒸気噴霧による手動掃除範囲

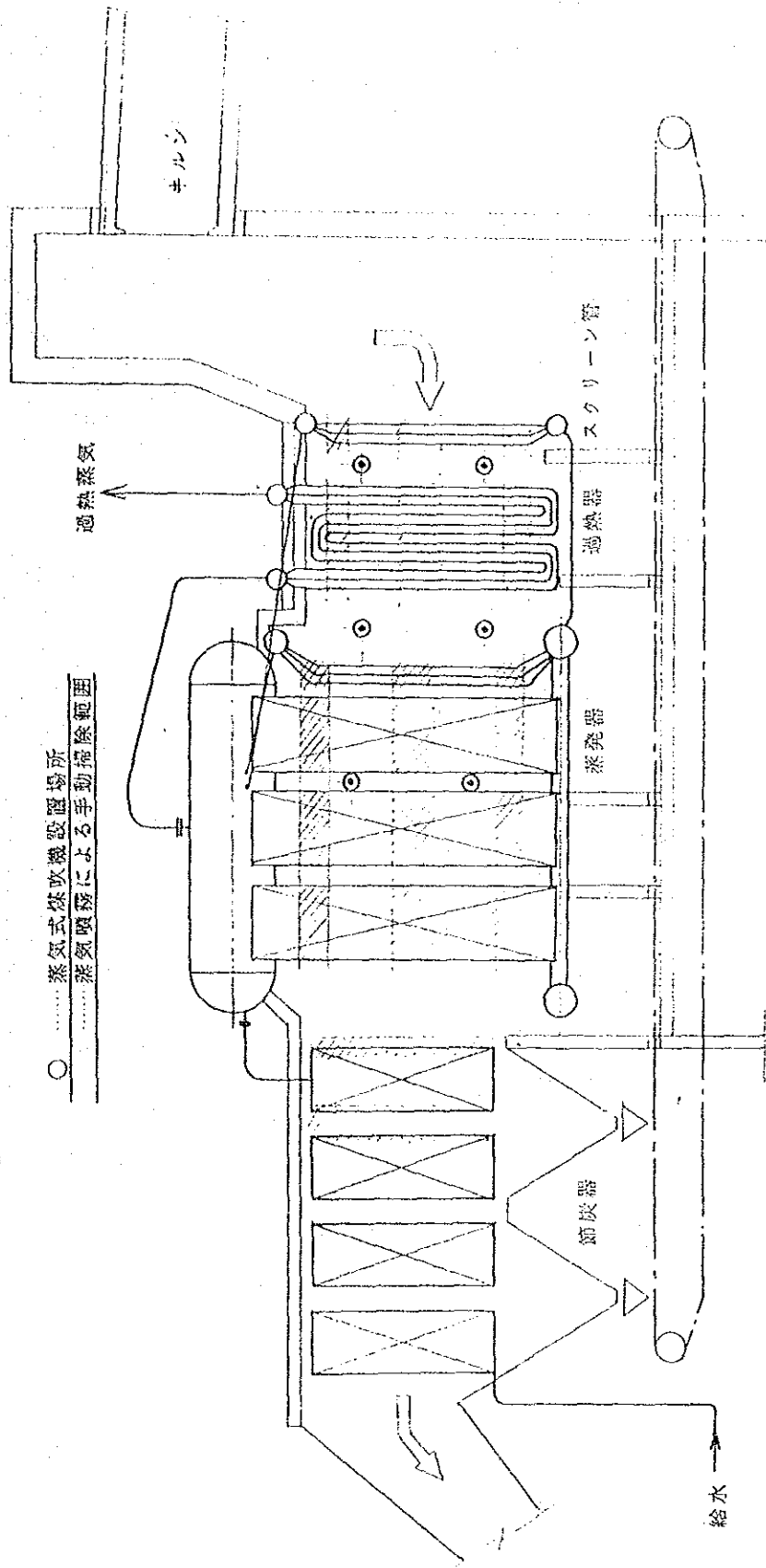
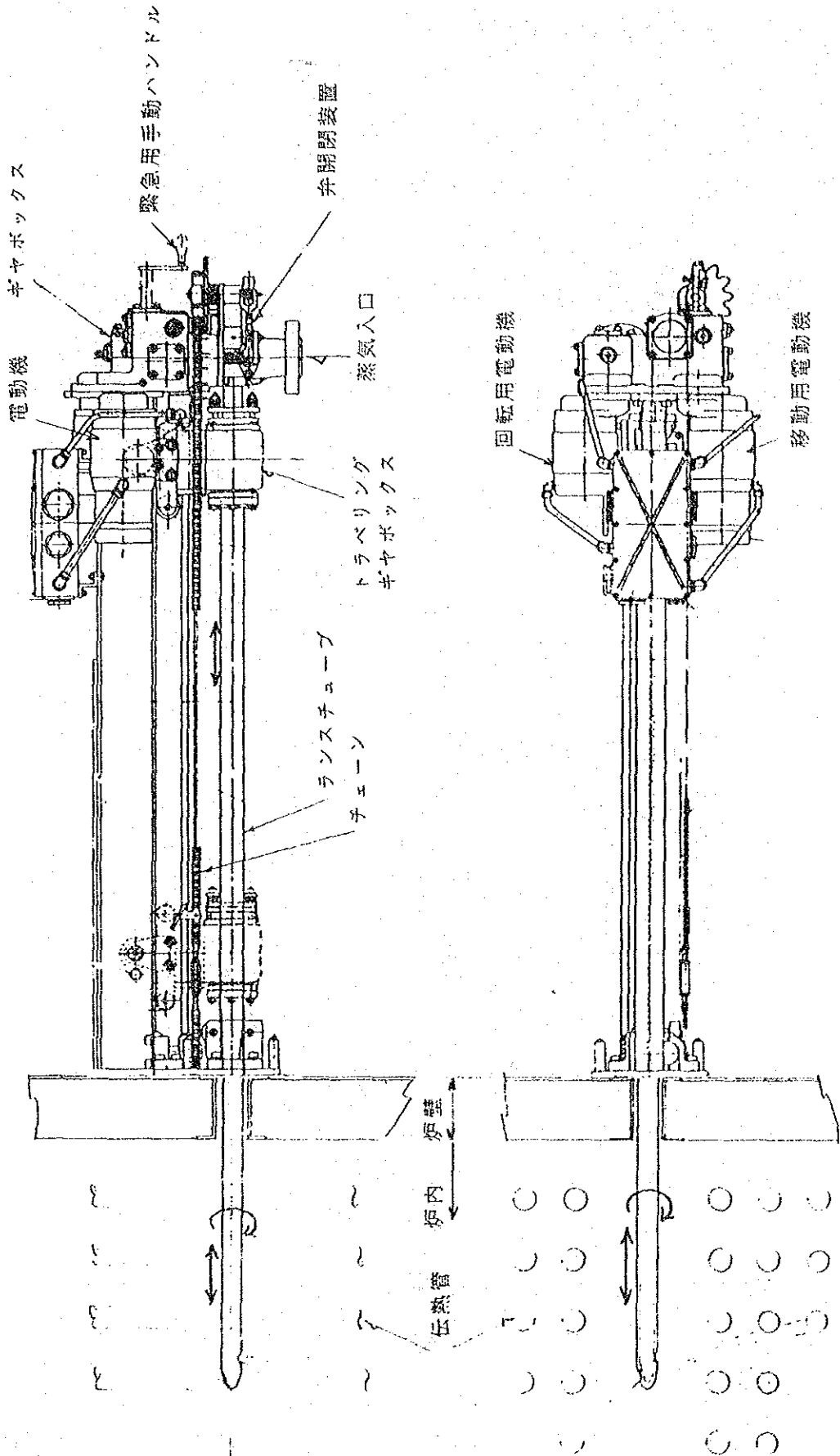


図 4 - 3 2 蒸気式煤吹機 (自動抜差し回転形) の構造例



### 4.3.3 制御装置の改善

発電設備を効率よく運転するためには定格値に近い蒸気条件で運転することが望ましく蒸気圧力・温度の安定化が不可欠な条件となる。焼成窯の燃焼・通風管理の改善によりボイラ入熱のある程度の安定化は期待できるものの、余熱ボイラの宿命上、多少の入熱の変動は避けられず、これに追従できる制御装置が必要となる。

#### (1) 給水制御

現在、3要素式自動給水装置があるが有効に使用されておらず、手動操作が行われている。検出端となる蒸気、給水流量計の整備と、操作端である給水弁の特性、作動方式の見直しが必要と思われる。

図4-33に給水制御装置と給水弁の一例を示す。

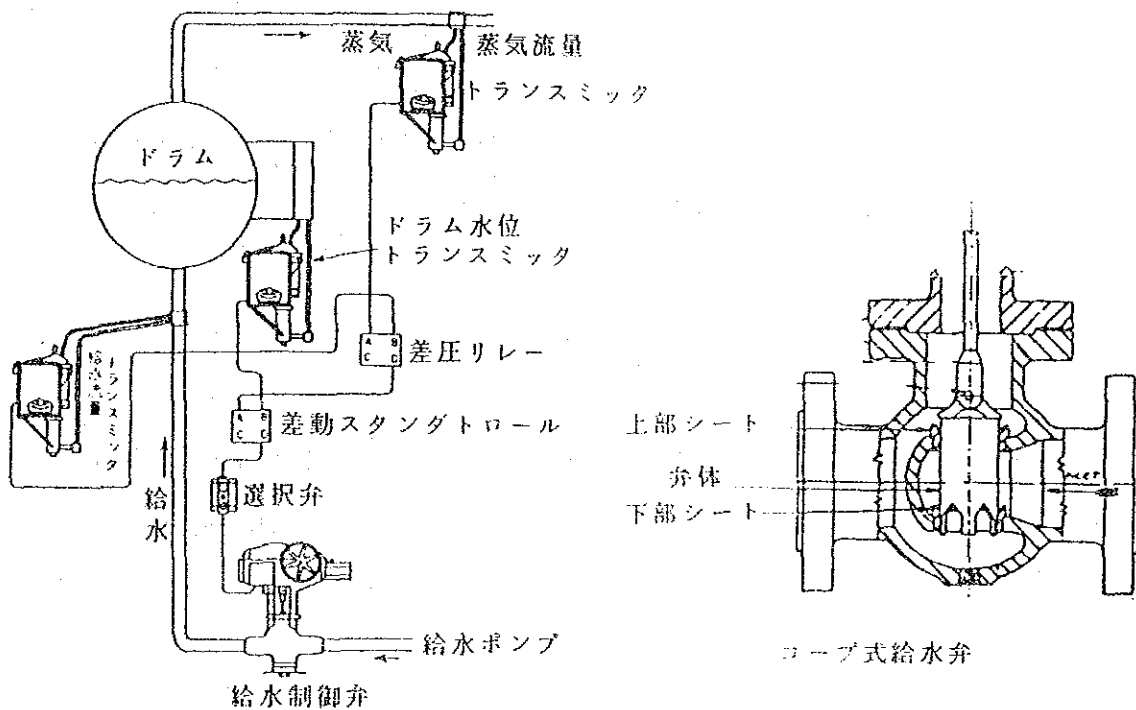


図4-33 3要素式給水制御系統と給水弁の例

(2) タービン流入蒸気量制御

タービン蒸気調整弁は現場手動ハンドルで調整されており、蒸気量の変動に即応した調整は難しい。従ってこのハンドルを電動化してタービン入口圧力を一定とするように制御室から操作すれば圧力の安定には効果がある。図4-34にその系統図を示すので、これを参考に検討の上実施されたい。

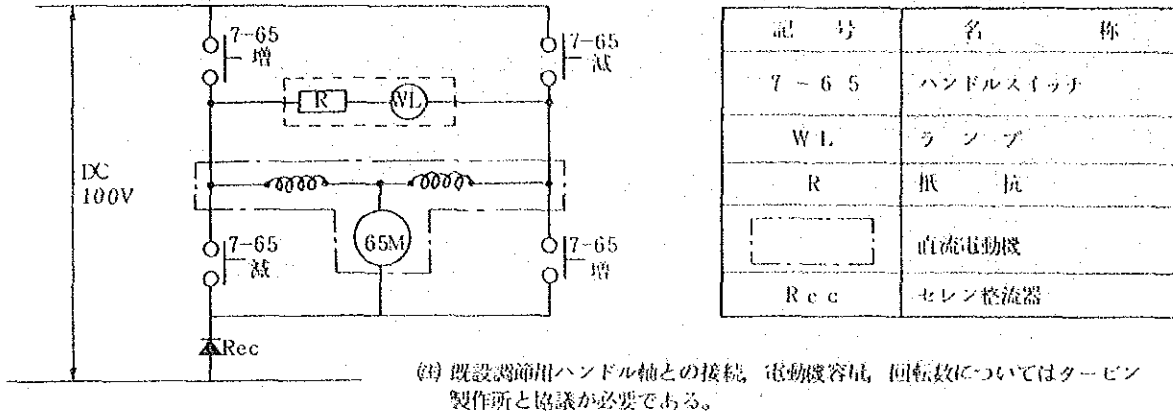


図4-34 蒸気調整弁電動化展開接続図

(3) 蒸気温度制御

各種制御方式があるが、余熱ボイラの場合、過熱器に余裕を持たせ、過熱蒸気に給水をスプレーする減温方式が一般的である。しかし、現状の過熱器は後述のとおりガス温度上昇後も蒸気温度は375℃程度しか上昇できず余裕がない。従って蒸気温度を制御するためには過熱器を増設した上で減温器を設置する必要がある。大幅な改造が必要となるので、ここでは、今後の改善事項として推奨するにとどめたい。

図4-35に減温装置の一例を示す。

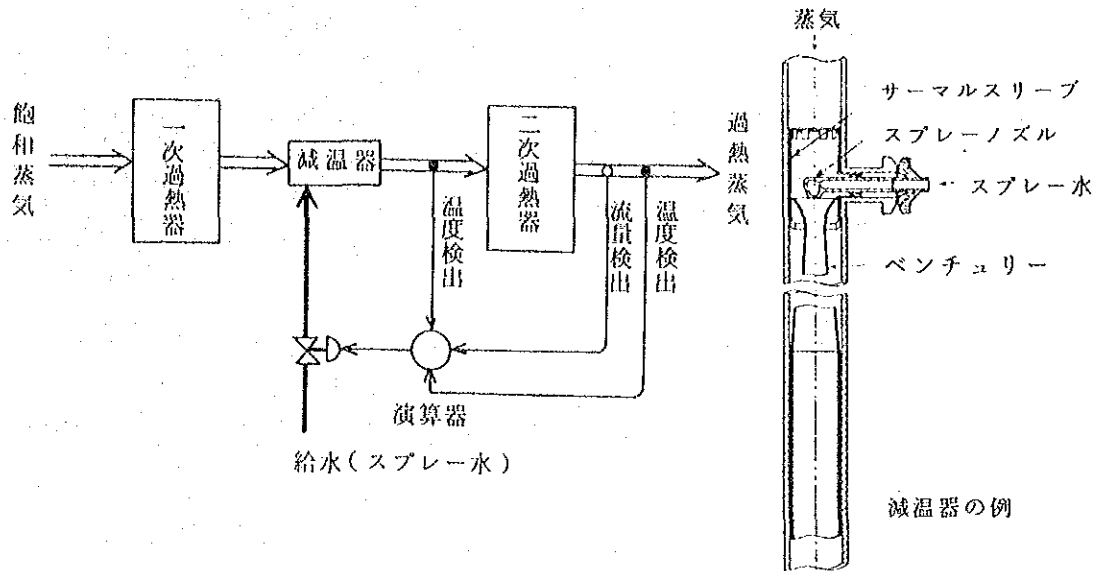


図4-35 減温装置例

#### 4.3.4 蒸気条件改善（ボイラ改善）による効果

ボイラで実施する改善策の効果は焼成窯改善後の窯尻ガス条件を考慮して次の通りと見込まれる。

尚、結果をまとめて表4-66に現状と対比して示す

(1) 漏入空気減少、焼成窯改善（増産、熱消費低減）により

①. ボイラ排ガス損失は  $281.4 - 161.7 = 119.7 \text{ kcal/kgcl}$  減少する。

②. ボイラ炉壁からの放射その他損失熱は一定とすればクリンカ増産により

$10.5 - 83 = 2.2 \text{ kcal/kgcl}$  減少する。

③. 放散熱はボイラ配管系保温強化により  $2.3 - 0.2 = 2.1 \text{ kcal/kgcl}$  減少する。

④. ボイラ沈降ダスト損失熱はガス温度上昇により

$6.4 - 7.6 = 1.2 \text{ kcal/kgcl}$  増加する。

すなわち  $119.7 + 4.3 - 1.2 = 122.8 \text{ kcal/kgcl}$  ボイラの損失熱が改善される。

また別の見方をすればボイラ入熱が  $904.5 - 751.3 = 153.2 \text{ kcal/kgcl}$  減少する

にもかかわらずボイラで吸収される熱量の減少分は  $603.9 - 573.5 = 30.4 \text{ kcal/kg}$

にとどめることができる。従ってボイラ効率も現状の66.7%から75.2%まで改善が見込まれる。

表 4-66 ボイラ改善効果

		現 状 (今回の熱勘定値)	改 善 後 (計 画 値)	効 果 (差 異)
焼 成 窯	クリンカ生産量 tcl/h	17.6	22.0	(+4.4 tcl/h)
	石炭使用量 kg/kgcl	0.307 (5.4 t/h)	0.261 (5.7 t/h)	-0.046 kg/kgcl
	熱 量 原 単 位 (HI) kcal/kgcl	1,645	1,400	-245 kcal/kgcl
	温 度 °C	893	900	+7 °C
	空 気 比	1.17	1.05	-0.12
	ガ ス 量 Nm <sup>3</sup> /kgcl	2,447 (43.07×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	1,936 (42.59×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	-0.48×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h
ガ ス	ダ ス ト 量 kg/kgcl	0.4105 (7.22 t/h)	0.4105 (9.03 t/h)	+1.81 t/h
	頭 熱 kcal/kgcl	916.3 (16.13×10 <sup>4</sup> kcal/h)	762.7 (16.78×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+0.65×10 <sup>4</sup> kcal/h
	ボイラ 温 度 °C	773	883	+110 °C
	ボイラ 空 気 比	1.50	1.08	-0.42
入 口 ガ ス	ガ ス 量 Nm <sup>3</sup> /kgcl	2,968 (52.24×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	1,982 (43.60×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	-8.64×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h
	ダ ス ト 量 kg/kgcl	0.3695 (6.50 t/h)	0.3695 (8.13 t/h)	+1.63 t/h
	頭 熱 kcal/kgcl	904.5 (15.92×10 <sup>4</sup> kcal/h)	751.3 (16.53×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+0.61×10 <sup>4</sup> kcal/h
ボイラ	温 度 °C	182	204	+22°C
	空 気 比	2.39	1.20	-1.19
出 口 ガ ス	ガ ス 量 Nm <sup>3</sup> /kgcl	4,636 (81.59×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	2,165 (47.63×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h)	-33.96 ×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h
	ダ ス ト 量 kg/kgcl	0.3202 (5.64 t/h)	0.3202 (7.04 t/h)	+1.4 t/h
	頭 熱 kcal/kgcl	281.4 (4.95 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	161.7 (3.56 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	-1.39×10 <sup>4</sup> kcal/h
ボイラ入口・出口頭熱差 kcal/kgcl		623.1 (10.97×10 <sup>4</sup> kcal/h)	589.6 (12.97×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+2.00×10 <sup>4</sup> kcal/h
損 失	ボイラ放散熱 kcal/kgcl	12.8 (0.23 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	8.5 (0.19 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	-0.04×10 <sup>4</sup> kcal/h
	沈降ダスト損失熱 kcal/kgcl	6.4 (0.11 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	7.6 (0.17 ×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+0.06×10 <sup>4</sup> kcal/h
蒸気・水吸収熱 kcal/kgcl		603.9 (10.63×10 <sup>4</sup> kcal/h)	573.5 (12.61×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+1.98×10 <sup>4</sup> kcal/h
給 水	流 量 kg/kgcl	0.869 (15.3 t/h)	0.814 (17.9 t/h)	+2.6 t/h
	圧 力 kg/cm <sup>2</sup>	31	31	
	温 度 °C	52	47	
	エンタルピー kcal/kg	52.6	47.7	
損 失 蒸 気	缶水ブロー kg/kgcl	0.006 (0.1 t/h)	0.018 (0.4 t/h)	+0.3 t/h
	煤吹機使用 kg/kgcl	—	0.009 (0.2 t/h)	+0.2 t/h
主 蒸 気	流 量 kg/kgcl	0.863 (15.2 t/h)	0.791 (17.4 t/h)	+2.2 t/h
	圧 力 kg/cm <sup>2</sup>	20	22	+2 kg/cm <sup>2</sup>
	温 度 °C	354	375	+21°C
	エンタルピー kcal/kg	751.2	761.5	+10.3 kcal/kg
発生蒸気の吸収熱 kcal/kgcl		602.9 (10.61×10 <sup>4</sup> kcal/h)	564.6 (12.42×10 <sup>4</sup> kcal/h)	+1.81×10 <sup>4</sup> kcal/h
ボイラ効率 %		66.7	75.2	+8.5 %

(2) 各伝熱部の特性（熱貫流率）の推定

現状と改善後の比較を表4-67に示す。

尚、現状の熱貫流率は実測値より計算したものであり、改善後の熱貫流率は現状値を基に推定したもので幅を持たせてある。伝熱面が清浄に保たれていれば表、4-67の右側の数値と見込まれる。改善効果の計算には平均値を採用した

表4-67 各伝熱部の特性

	伝熱面積 ㎡	現 状 (実測値)			改 善 後 (推定値)			各伝熱部吸収熱量増加割合 %
		平均ガス量 ×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h	平均温度差 ΔT, °C	熱貫流率 K kcal/㎡・h・°C	平均ガス量 ×10 <sup>3</sup> Nm <sup>3</sup> /h	平均温度差 ΔT, °C	熱貫流率 K kcal/㎡・h・°C	
スクリーン管	36.3	53.0	533	33.7	43.8	640	33.0~37.0	117~132
過 熱 器	126	55.3	399	24.9	44.2	500	23.5~27.5	118~138
蒸 発 器	1,370	64.3	230	21.7	45.3	313	18.0~20.0	113~125
節 炭 器	443	76.7	117	36.4	47.0	160	27.0~31.0	101~116

(3) 蒸気条件と蒸発量の改善効果

以上の数値を基に検討した結果、下記のように蒸気条件の改善が期待できる。

	現 状	改 善 後	効 果
主蒸気圧力            kg/cm <sup>2</sup>	20.0	22.0	+2.0 kg/cm <sup>2</sup>
主蒸気温度            °C	354	375	+21°C
主蒸気エンタルピ kcal/kg	751.2	761.5	+10.3 kcal/kg
蒸発量                    t/h	15.2 (0.863kg/ kgcl)	17.4 (0.791kg/ kgcl)	+2.2 t/h

#### 4.4 タービン蒸気消費率の改善

既設の復水タービン蒸気消費率の改善は一般に入口蒸気温度、圧力を高く、かつ排気圧力を低くして熱落差を大きくとると共に、負荷率を高くし、出来るだけ定格負荷で運転する事、及びタービン翼の汚れ等による内部の損失を軽減する事により達成される。

現状の蒸気消費率は6.28 kg/kWh であり、設計値5.42kg/kWhに比べて大幅に低下しており、これが余熱発電原単位を低下させている主要原因となっている。

##### 4.4.1 タービン入口蒸気条件

表4-68のとおりボイラでの改善により蒸気温度、圧力が上昇できるのでタービン入口蒸気のエンタルピは11.2 kcal/kg向上する。

表4-68 タービン入口蒸気条件

	現 状	改善後	効 果
温 度 °C	350	373	+23°C { ボイラ改善により+21°C 送気管保温強化で+2°C
圧 力 kg/cm <sup>2</sup>	19.1	20.9	+1.8 kg/cm <sup>2</sup> ボイラ改善による ※1
エンタルピ kcal/kg	749.6	760.8	+11.2 kcal/kg 総合効果として見込まれる

(注) ※1 蒸気量増加による圧力損失分を考慮

##### 4.4.2 タービン排気圧力

排気圧力は現在、復水器冷却性能の低下から0.13ata (660mmHg) と悪化しており、蒸気消費率低下の一因となっている。原因としては復水器冷却管の汚れと冷却水が約10%減少している事が考えられ、熱貫流率は仕様値の半分程度に低下している。

管内面には硬質のスケールが多量に付着しており、当工場でも休転毎に鉄棒を加工した工具で掃除を実施しているが、現状の方法では管を傷めるだけで効果は少いと思われる。従って、次の方法でスケールの除去と防止に努めることが望ましい。

###### (1) スケール除去方法



スケールの除去方法としては一般的に250～300 kg/cm<sup>2</sup>の高圧水を使用したジェット洗浄方法を用いる。この設備がない時は化学洗浄も可能である。その場合炭酸カルシウム系スケールであれば一般的な無機酸による化学洗浄で除去可能と考えられるが、実施に当ってはスケールを分析し、その結果によって洗浄方法を決定すべきである。その他、スケールの性状によってはブラシ、スポンジボール等を使った簡単な掃除方法もある。

#### (2) 冷却水処理によるスケール防止方法

一般に工業用水を冷却水として循環使用する場合、スケール防止と腐食防止のため薬品処理が行われている。当工場冷却水も現状のスケール付着状況からみて、良質な水とは言えず薬品処理が必要であろう。その場合は、まず現状の水質分析を行い、その結果から最適な処理方法を選択し、実施されたい。

以上の改善策を併用することによって復水器の熱貫流率は仕様値の80%までは回復するものと見込まれる。従ってボイラ改善により蒸気量が増加した状態でも、タービン排気圧力は現状の0.13ata から0.11ata となり0.02ata の改善が期待できる。これによって後述するタービン内部損失の軽減効果と合わせて約3.2 kcal/kg の排気エンタルピ低減になる。

表4-69に復水器の冷却性能改善効果を現状と比較して示す。

### 4.4.3 タービン翼の清浄化

蒸気中に含まれるシリカ等はタービン翼に付着して軸方向推力の増加や内部効率の低下を招くが、小容量タービンほどこの影響は大きい。よって解放時に徹底した翼の掃除を実施すると共に、ボイラ水のシリカ濃度の管理を行う必要がある。掃除方法としては、ブラシやペーパーで直接行ってもよいが、ガラスビーズ等を圧縮空気(5～6 kg/cm<sup>2</sup>)で翼に吹き付ける方法(サンドブラスト)が効率的である。また、今回の測定ではボイラ水のシリカ濃度は58～80 mg/lであったが20～30 kg/cm<sup>2</sup>クラスのボイラ水では50 mg/l以下のシリカ濃度に管理する必要がある。(表4-57参照)。従って今後、ボイラ水管理項目にシリカ濃度を加える事が望ましい。

表 4-69 復水器冷却性能改善比較

		仕 様 (推定設計値)	現 状 (今回の実測値)	改 善 後 (計 画 値)	効 果 (差 異)
タービン負荷	kW	3,000	2,610	2,960	
蒸気消費率	WR kg/kWh	5.42	6.28	5.80	
復水流量	$W_r$ t/h	16.3	16.4	17.2	
排気温度	$t_e$ °C	46.4	52	47.3	
排気のエンタルピ	$i_e$ kcal/kg	571.5	575.2	572.0	-3.2 kcal/kg
復水のエンタルピ	$i_r$ kcal/kg	46.4	52.0	47.3	
復水器授受熱量 $Q_c = W_r \times (i_e - i_r)$ $\times 10^3$ kcal/h		$8,559 \times 10^3$	$8,580 \times 10^3$	$9,025 \times 10^3$	
冷却水温度	入 口 $t_c$ °C	27	21	※2 24	
	出 口 $t_r$ °C	※1 36.8	32	34.3	
冷却水量 $W_c = \frac{Q_c}{(t_r - t_c) \times 1000}$	t/h	874	780	874	+94 t/h
対数平均 温度差 $\Delta T_m = \frac{t_e - t_c}{\ln \frac{t_e - t_r}{t_c - t_r}}$	°C	13.93	25.11	18.3	
冷却面積 F	m <sup>2</sup>	280	280	280	
熱貫流率 $K = \frac{Q_c}{\Delta T_m \times F}$	kcal/m <sup>2</sup> · h · °C	2,194	1,220	1,761	+541 kcal/m <sup>2</sup> · h · °C (仕様値の80%)

(注) ※1 仕様値は35℃となっているが計算上36.8℃となる。

※2 年間平均水温とした。

#### 4.4.4 蒸気消費率改善効果

表4-68に示す通り、改善の総合効果としてタービン入口蒸気エンタルピが11.2 kcal/kg向上し、排気圧力は0.02ata (16mmHg)改善され、内部損失も軽減されるのでタービン効率は1.2%の改善が見込まれる。

従って、改善後の蒸気消費率 (WR) は 発電機効率 ( $\eta_g$ ) は  
(仕様値より0.953)

$$WR = \frac{860}{\frac{\text{断熱熱落差} \times \text{タービン有効効率} \times \text{発電機効率}}{(is) \quad (\eta_t) \quad (\eta_g)}}$$

$$= \frac{860 \text{ kcal/kWh}}{228.8 \text{ kcal/kg} \times 0.68 \times 0.953} = 5.80 \text{ kg/kWh となり}$$

現状の6.28に比べて0.48 kg/kWh 向上できる

よって焼成窯一本当りの発電量は

ボイラ発生蒸気 17.400 kg/h  
タービン補機使用蒸気 200 kg/h であるから

$$\frac{17,400 \text{ kg/h} - 200 \text{ kg/h}}{5.80 \text{ kg/kWh}} = 2,966 \text{ kW となる}$$

また発電原単位は

$$\frac{2966 \text{ kW}}{22 \text{ tcl/h}} = 134.8 \text{ kWh/tcl となる。}$$

表 4-70 タービン改善効果比較

		仕 様 (推定設計値)	現 状 (今回の実測値)	改 善 後 (計画値)	効 果 (差異)
発電量 kW		3,000	2610	2966	
ター ビン 入 口	圧力 kg/cm <sup>2</sup>	23.0	19.1	20.9	+1.8
	温度 °C	390	350	373	+23
	エンタルピ $i_1$ kcal/kg	769.0	749.6	760.8	+11.2
ター ビン 排 気	圧力 ata	0.105	0.130	0.110	-0.02
	(真空度 mmHg)	(680)	(660)	(676)	(+16)
	エンタルピ $i_2$ kcal/kg	571.5	575.2	572.0	-3.2
断熱熱落差 $i_s$ kcal/kg		238.0	215.1	228.8	+13.7
タービン効率 $\eta_t$ %		70	66.8	68.0	+1.2
蒸気消費率 kg/kWh					
WR $\frac{860}{i_s \cdot \eta_t \cdot \eta_g}$		5.42	6.28	5.80	+0.48

#### 4.5 蒸気配管系の保温強化

表 4-55 配管系統の保温不良個所からの放散熱量計算結果から裸管時の放熱量に対する保温効率を一律 90% として保温効果を概算すると表 4-71 の通りとなる。

表 4-7-1 蒸気配管保温改善効果

	※1 保温不良個 所放散熱量 kcal/h	保温施工後 の放散熱量 kcal/h	改 善 効 果	
			kcal/h	改善効果の評価
3号ボイラ系統	42,200	4,220	37,980	※2 2.1 kcal/kgcl はボイラ改善効 果に算入
送気管系統	25,700	2,570	23,130	1.33kcal/kg 蒸気となり蒸気温 度 2℃上昇に相当
2号タービン 系統	22,860	2,290	20,570	1.88 kcal/kg蒸気（入口温度計 以降の配管であるためタービン 本体に加算）
計	90,760	9,080	81,680	

注) ※1 現状蒸気温度 354℃に対しボイラ改善後の蒸気温度は 375℃が見込ま

れるため放散熱量は現状計算値に  $\frac{375}{354} = 1.059$  を乗じて修正した値

である。但し、ボイラについては過熱器部のみ修正を加えた。

※2 現状の放散熱量 2.3 kcal/kgcl に対しての効果を算出してボイラ改善効果  
に算入

$$2.3 \text{ kcal/kgcl} \times \frac{4,220 \text{ kcal/h}}{2,000 \text{ kgcl/h}} = 2.1 \text{ kcal/kgcl}$$

- 蒸気量は 17,400kg/h で算出した。

上記保温不良箇所は大部分が弁、フランジ類であるが上表の通り損失熱は無視でき  
ない値である。

保温不良は熱損失だけでなく熱応力の面からも好ましくない。保温は割合、簡単に  
実施できる改善であるので早期に実施されたい。尚、弁、フランジ類は点検、保守作  
業の為、取外す機会が多いので保温方法も脱着可能な構造とするなど配慮が必要であ  
る。

## 4.6 運転管理計器の整備

設備の効率化を推進するには、まず現状の運転状況を定量的に把握しなければならない。従って基礎データの検出端となる運転管理計器は特に信頼性が要求される。図4-36に余熱発電設備の計装例を示すが、これらは保安面からも重要な計器である。

現在、当工場に於ては、タービン流量計を除いて、必要最小限の計器はほぼそろっているが、その整備は充分とは言えず有効に活用されていない。従って、まず現在設置してある計器を良く整備し、信頼性を向上していけば運転管理は可能である。

### 4.6.1 不足計器の新設

タービン性能を判断する上で不可欠な計器として

- ・タービン復水流量指示，積算計
- ・タービン蒸気流量指示，積算計

を設置する必要がある。重要度から言えば復水流量計を優先させるべきである。

### 4.6.2 既設計器の整備

- (1) まず、現在指示不良計器の整備が必要であり、特にボイラ蒸気、給水の各流量計、蒸気温度計の整備が急がれる。
- (2) 重要な計器は年1回以上、基準計器で精度の確認と較正を行い記録しておく必要がある。
- (3) 流量計やガス温度計などは代表値の計測が出来るよう、取付位置に留意する必要がある。
- (4) また、直圧計による正確な圧力の計測のためには導管中のドレンの水頭を補正しなければならない。

### 4.6.3 水質管理用計器

前項で述べた通り、スケール防止対策として水質の管理を強化していく必要がある。そのため現状の管理項目に加えてボイラ水のシリカ濃度、電気伝導率を計測管理する事が望ましい。いずれも今回の計測に使用した計器で計測可能であり、操作も簡単である。

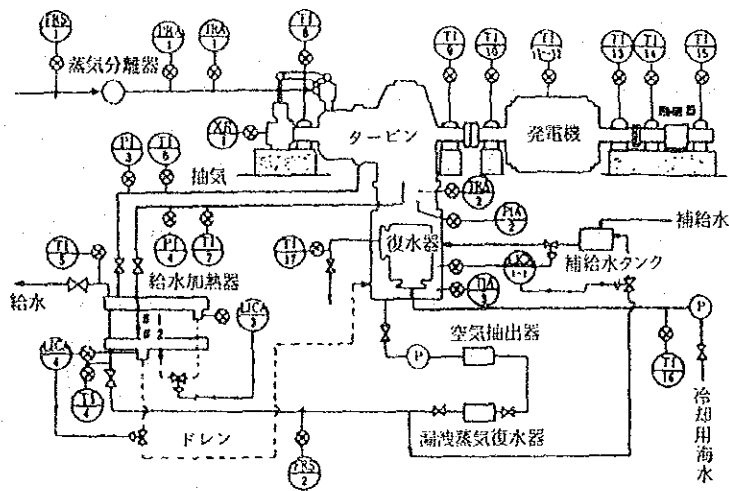
管理値は表4-57を参考にされたい。

#### 4.6.4 運転管理項目

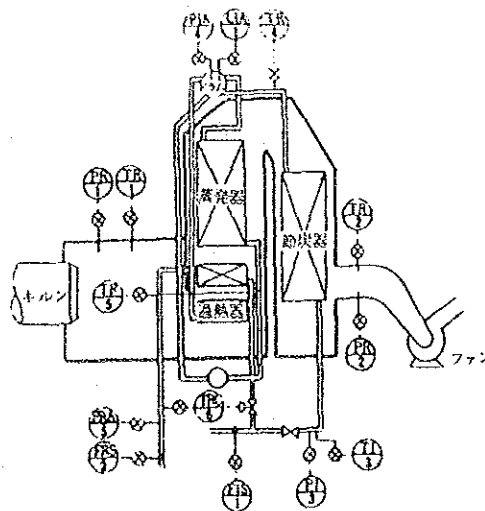
現在、クリンカー生産量と発電量で管理されているが、これに途中の熱媒体である蒸気を加えることにより更に細かな管理が可能となる。即ち、焼成窯熱消費、蒸発原単位、補助蒸気原単位、蒸気消費率、発電原単位などを管理項目に加えると共に、少なくとも1ヶ月毎にボイラ効率、タービン効率、復水器冷却効率などを計測、記録して管理、改善に役立てることが望ましい。

図4-36 余热発電設備の計装例

タービンの計装例



ボイラー計装例



#### 4.7 改善による総合効果

ここでは、今回測定対象設備である3号ボイラと2号タービンについて検討してきた。他の設備についてもボイラは多少伝熱面が異なるものの、ボイラ容量は3号の18l/hにくらべ、1号、2号はそれぞれ20l/hと余裕があり、タービンは4基共に同一仕様であることから、キルンからの入熱がそれぞれ同一の条件であれば、他のボイラ、タービンについても同様の効果が見込まれる。

改善効果の具体的数値となる発電原単位は1985年の運転実績では年間平均値が131kWh/tclであるのに対し今回の測定結果では136kWh/tclとなった。

しかし月間平均値は111~146kWh/tclと大きく変動しており、この様に変動の多い運転状態では短期的に136kWh/tclになることも当然起こり得ることである。

従って改善前後の比較の基準としては年間平均値131kWh/tclを改善前の値としキルン熱消費改善後の1,400kcal/tclに対応するキルン排ガス条件から算出した134.8kWh/tclを改善後の年間平均発電原単位とする。

表4-72 余熱発電部門改善効果

		現 状		改善後	効 果	主要改善対策
		測定値	実績平均値			
ボ イ ラ	ボイラー効率 %	66.7	——	75.2	+8.5 改善	①空気漏入防止 ②伝熱管内外面の清浄化 ③保温強化 ④制御器、計器充実による運転管理
	蒸発原単位 kg/kgcl	0.863	——	0.791	— 0.072	
ター ビ ン	蒸気消費率 kg/kWh	6.28	——	5.80	-0.48 改善	①入口蒸気条件向上（ボイラー改善） ②復水器冷却効率改善 ③タービン翼の清浄化
発電原単位kWh/tcl		136	131	134.8	+3.8	



#### 4.8 窯尻ファンの省電力

窯尻ファンの消費電力を計測した結果は表4-7.3の通り大きい値であった。これはファン本体の性能とボイラでの空気漏入によるガス量増加が原因と考えられ、改善の余地が大きい。

表4-7.3 窯尻ファン電力測定結果

	モータ定格容量 kW	測定電力 kW	電力原単位 kWh/tcl
3号キルン	240	204	12.2 (11.6)
4号キルン	240	233	
5号キルン	240	253	

(注)

- 測定日時 1986. 1. 20
- 電力原単位は測定日のクリンカ生産量56.4 tcl/hを基に算出
- ( ) 内数値は1985年平均値

##### 4.8.1 現状の5号窯尻ファン効率

5号焼成窯、3号ボイラ熱勘定計測時に於けるファン電力は上記の測定値とほぼ同一と考えられるため、これ等の値からファン効率を算出すると次の通りとなる。

ファンモータ電力は次の式(1)で表わされる。

$$P = \frac{Q \cdot H}{6120 \cdot \eta_f \cdot \eta_m} \quad \dots \quad (1)$$

P : モータ電力 253 kW

Q : 風 量 2,270 m<sup>3</sup>/min

H : 風 圧 100 mmH<sub>2</sub>O (ボイラ出口風圧より推定)

$\eta_f$  : ファン効率

$\eta_m$  : モータ効率 90%とする

(1) 式よりファン効率  $\eta_f$  を求めると

$$\eta_f = \frac{Q \cdot H}{6120 \cdot P \cdot \eta_m} = \frac{2,270 \times 100}{6,120 \times 253 \times 0.9} = 0.163$$

従って計測時のファン効率は約16%程度と推定される。また、ファン入口ダンパはほぼ全開で風量調整も実施されていない事から、通常の運転時に於てもこの程度の

効率と考えられる。

最近のファン効率は70～80%であり、これと比較すると、このファンの効率はかなり低いため改善を要する。

#### 4.8.2 窯尻ファンの改善策（更新）

焼成窯、ボイラ改善により排ガス量の減少が見込まれるが更に省電力のために効率の良いファンに更新して消費電力の削減を図るべきである。以下、改善後のファン電力を算出する。

前項(1)式に於て

Q：キルン，ボイラ改善により排ガス量は1390 m<sup>3</sup>/minとなる。

H：ガス量は減少するが，クーラ改善及び風量調節による圧損増加から風圧は現状と同じ100 mmH<sub>2</sub>O とする。

$\eta_i$ ：ダンパによる風量調節幅を考慮してファン常用効率を65%とする。

$\eta_m$ ：モータ効率は90%とする。

$$P = \frac{Q \cdot H}{6120 \cdot \eta_i \cdot \eta_m} = \frac{1,390 \times 100}{6,120 \times 0.65 \times 0.9} = 39 \text{ kW}$$

この電力を改善後のクリンカ生産量22 tcl/h で除して電力原単位を算出する。

$$\frac{39 \text{ kWh/h}}{22 \text{ tcl/h}} = 1.8 \text{ kWh/tcl}$$

現状の電力原単位は計測時12.2 kWh/tclであったが、年間平均値である11.6 kWh/tclを基準とすると改善後は1.8 kWh/tclになるため9.8 kWh/tclの省電力が見込まれる。

## 5. 仕上部門

### 5.1 測定結果の解析

#### 5.1.1 ミルボール充てん量，充てん率

対象ミルは8号仕上ミルである。ミル各室ボールセンター測定値より，ボール充てん量，充てん率を計算した結果を表4-74に示す。

表4-74 8号ミルボール充てん量，充てん率

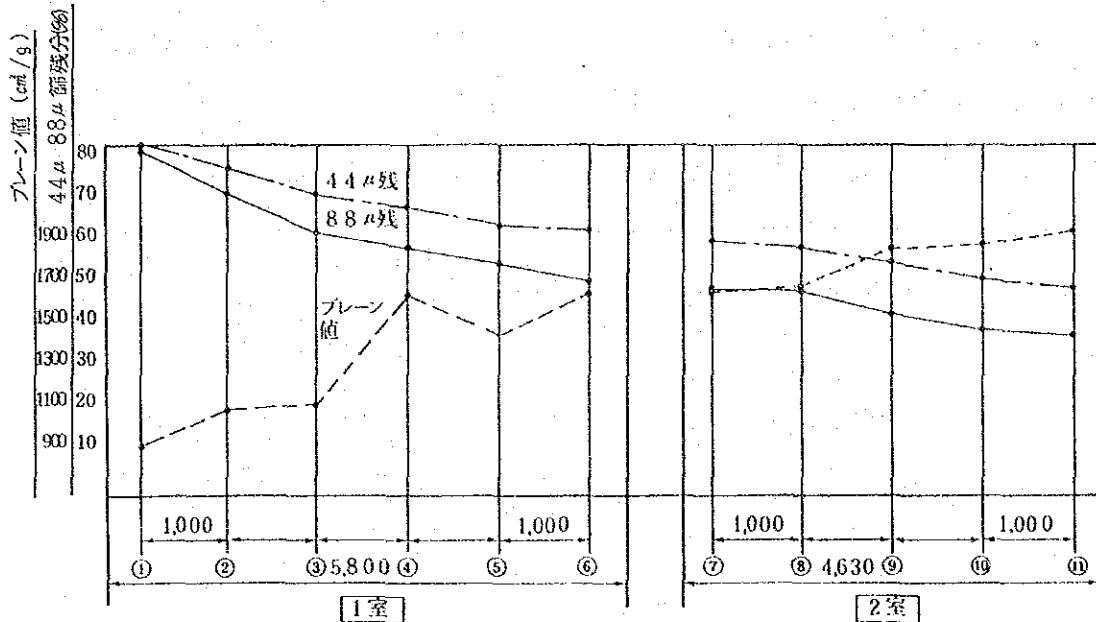
		単 位	数 値	備 考
ボールセンタ	1室	mm	252.5	平均値： $\frac{270+235}{2}$
	2室	mm	195.0	平均値： $\frac{200+190}{2}$
ミル有効容積 ( $V_1$ )	1室	m <sup>3</sup>	19.13	$\frac{\pi \times 2.05^2}{4} \times 5.80$
	2室	m <sup>3</sup>	15.27	$\frac{\pi \times 2.05^2}{4} \times 4.63$
ボール充てん容積 ( $V_2$ )	1室	m <sup>3</sup>	6.60	
	2室	m <sup>3</sup>	5.80	
ボール充てん量	1室	t	29.7	$6.60 \text{ m}^3 \times 4.5 \text{ t/m}^3$
	2室	t	26.1	$5.80 \times 4.5$
ボール充てん率	1室	%	34.5	$V_2 / V_1$
	2室	%	37.9	$V_2 / V_1$

ボール充てん率は1室で34.5%，2室で37.9%となり，ボール量が1，2室共やや多すぎる。

通常仕上ミルの場合，1室で30%前後，2室で31～32%位の充てん率が多く採用されている。不必要にボール量が多すぎると，その分だけミル消費電力が大きくなるし，また過粉碎傾向になりやすい。

### 5.1.2 ミル内被粉碎物の粒度分布

1 m間隔で、1室6点、2室5点、計11点被粉碎物の試料採取を行い、各試料の88 $\mu$ 篩残分、44 $\mu$ 篩残分、ブレン値を測定し、分布図として表したのが図4-37である。



①～⑪は試料採取位置を示す

図4-37 ミル内被粉碎物の粒度分布

図4-37から明らかなように、1室、2室とも、88 $\mu$ 篩残分、44 $\mu$ 篩残分の傾斜がゆるく殆ど仕事になされてなく、粉碎効率が悪い。この原因として以下のことが考えられる。

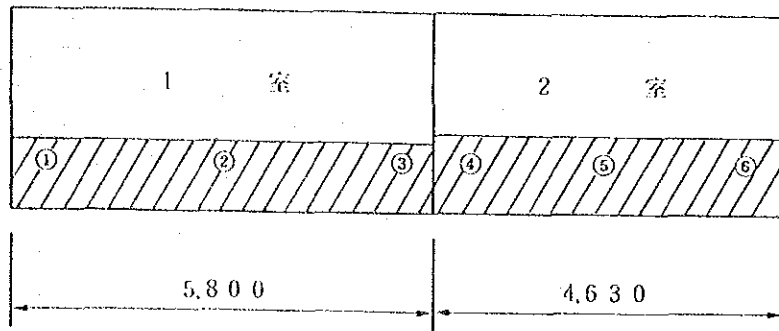
- 1室のミル有効長が2室に比し、長すぎる。通常1室と2室の有効長の割合は4対6位に取る。
- 2室の被粉碎物の粒径に比し、ボール径が大きすぎる。(現状70～40mm)
- 2室の裏板形状が1室と同じような衝撃粉碎機構となっている。通常2室においては摩さい運動を主とするため、裏板の凸部高さは小さくする。
- ミル内の通風効果がないため、過粉碎になりやすく、微粉の凝集現象も起こり易い。現状は自然通風となっているが、ミル内通風速度は1m/s位取る必要が

ある。

e) ボール材質が軟かく、摩耗変形により、粉砕効率が低下している。

### 5.1.3 最大ボール径の算出

本題に入る前にミル各室のボール配合割合を算出した。図4-38にボールの採取位置を、表4-75に配合割合の計算結果を示す。



①～⑥ボール採取個所

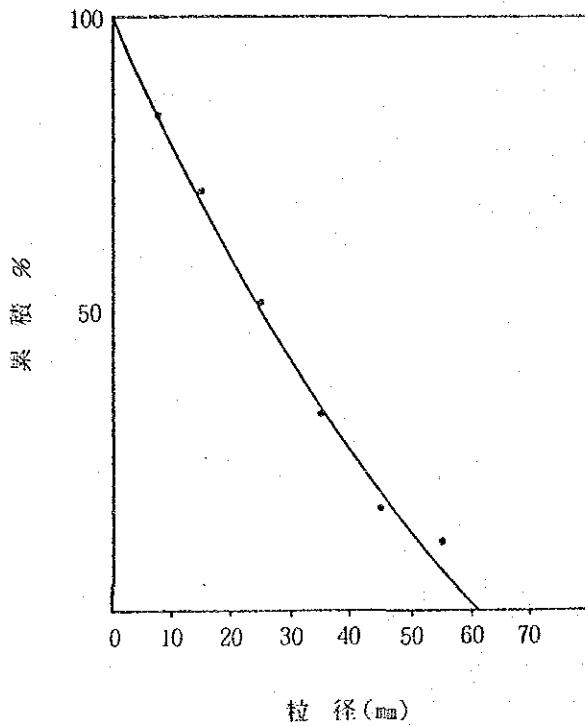
図4-38 ミル内ボール採取位置

表4-75 ミル各室ボール配合割合

ボール径 (mm φ)		採取全重量 (kg)	重量配合割合 (%)
1 室	100	51.2	51.9
	90	22.7	23.1
	80	22.3	22.6
	70	2.3	2.4
	計	98.5	100.0
2 室	70	61.5	66.8
	60	20.6	22.3
	50	7.9	8.6
	40	0.9	1.0
	30	1.2	1.3
計	92.1	100.0	

表4-75より、ボール最大径は1室で100mm、2室で70mmであった。次に計算により、適正なボール最大径を求める。現地で測定したミル供給クリンカの粒度分布を図4-39に示す。

図4-39より、ミル供給クリンカの最大粒径は60mmで、2室入口での最大粒径は日本に持ち帰り試料を測定した結果、2.4mmであった。以上の各室入口での被粉砕物の最大粒径から、次式により各室のボール最大径を計算した結果を表4-76に示す。



粒 径 (mm)	累積重量%
60以上	0
60~50	11.69
50~40	17.05
40~30	33.05
30~20	51.83
20~10	70.87
10~5	83.06
5~0	100.00

図4-39 ミル供給クリンカの粒度分布

表4-76 計算式(1)より求めた各室ボール最大径

	1 室	2 室
被粉碎物の最大粒径 ( $\mu$ )	60,000	2,400
ボール最大径 (mm)	100.0	20.0

ミルボール最大径算出式

$$d_o^2 = \kappa \cdot \delta \quad \text{Starkeの式} \quad (1)$$

$d_o$  : ボール最大径 ( $\mu$ )

$\delta$  : 被粉碎物の最大粒径 ( $\mu$ )

$\kappa$  : 係数 ( $1/6 \times 10^6$ )

計算結果(表4-76)より、各室のボール最大径は1室で100mm、2室で20mmが適正という結果となる。現状、1室の最大ボール径は100mmで問題はないが、2室の70~30mmは、被粉碎物の粒径に比し、ボール径が大きすぎる。実際には分級機戻粉量の一時的増加により、1室の粗いクリンカが2室へ流れ込む事があるので、計算値より、幾分大きいボールを使用する。通常1室で100~60mm、2室で40~20mmのボール配合が最適である。

### 5.1.4 クリンカ及びセメントの温度

ミル供給クリンカ，ミル出口セメント，精粉，分級機戻粉の温度測定結果を表4-77に示す。

表4-77 クリンカ及びセメント温度

(°C)

時刻 \ 対象	クリンカ	ミル出口セメント	精粉	戻粉
9.00	155			
9.20	143			
9.40	145	140	101	108
10.00	142	104	118	153
10.30	123	173	123	138
平均	142	139	114	133

注) 計測器は熱電対温度計を使用

測定結果からみて，以下の点が問題となる。

- a) クリンカ温度が高く，従ってミル出口セメント温度も高い。一般にミル内セメント温度が130°C以上になると，石膏が2水より半水になり ( $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CaSO}_4 \cdot 1/2\text{H}_2\text{O}$ )，2水石膏の粉砕助剤効果が失われる。
- b) またセメント温度が150°C以上で石膏が半水になると異常凝結を起こし，品質上好ましくない。
- c) ミル内セメント温度が高いと，微粉の凝集現象が起こり，ボール，裏板への付着が発生し，粉砕効率を低下させる。また分級機での分級効果を悪くする一因ともなる。
- d) ミル内通風は自然通風であり，その能力が足りず，ミル内セメント温度上昇の一要因にもなっている。

以上の問題の解決策として，

- ① 強制通風を行い，ミル内通風を充分に取ること。(通風速度は1m/s位必要)
- ② ミル前供給機ベルト上でクリンカに注水を行い，ミル出口セメント温度を



下げる。(130℃以下に低減すれば、セメントの異常凝結が防止でき、また石膏の粉砕助剤効果を生かすことができる。)効果が低い場合はミル内散水も行う。

などが考えられる。

### 5.1.5 ミル挽入量、分級機戻粉量の検量

8号ミルに於いて、525号のセメント粉砕中に、精粉(ミル挽入量)と戻粉の検量を実施した。また同時に分級機精粉と戻粉の試料を採取した。図4-40に検量位置、試料採取位置を示す。検量結果を表4-78に示す。

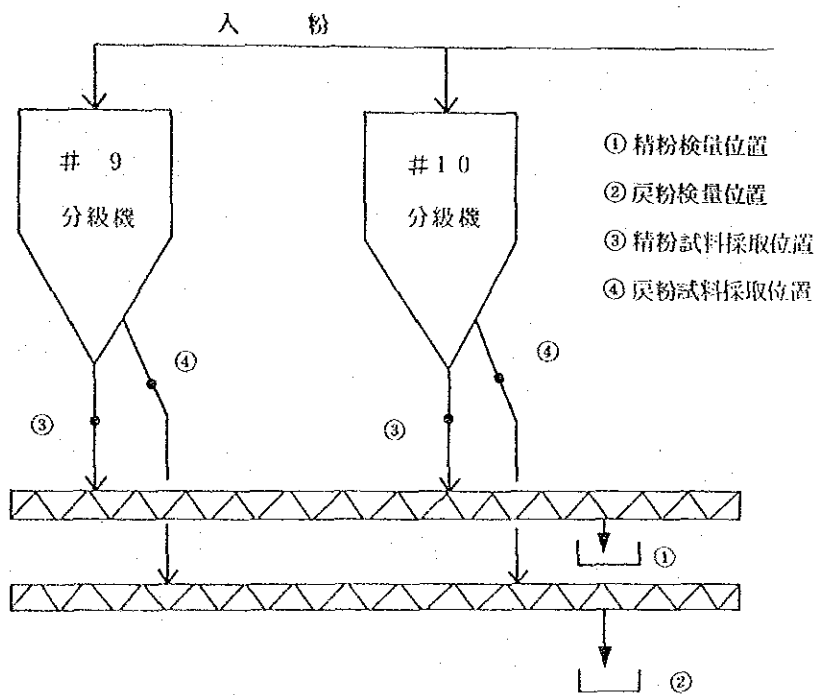


図4-40 検量及び試料採取位置

表4-78 8号仕上ミルの精粉、戻粉量

回数	精粉量				戻粉量			
	時刻	採取時間 (秒)	採取重量 (kg)	t/h	時刻	採取時間 (秒)	採取重量 (kg)	t/h
1	9:30	21	48.5	8.31	9:40	41	98	8.6
2	10:00	43	119.5	10.0	10:05	21.7	97	16.1
3	10:30	22.5	65.5	10.5	10:35	41.5	101.5	8.8
4					10:45	48	107.5	8.06
平均				9.6				10.4

注) (1) 分級機回転数 #9 → 320 rpm, #10 → 290 rpm  
 (2) 4回目の戻粉の検量は3回目検量再確認のため実施

平均値のミル系原料バランスを示すと表4-79, 図4-41となる。

表4-79 8号仕上ミルの精粉、戻粉、入粉量と循環率

精粉量A	戻粉量B	入粉量	$\frac{B}{A} \times 100$ 循環率 (%)
t/h	t/h	t/h	%
9.6	10.4	20.0	108

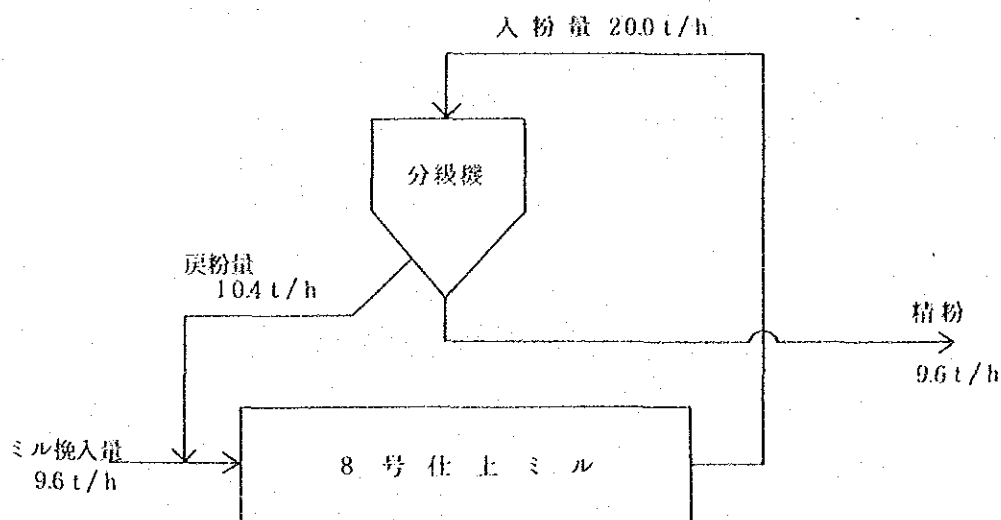


図4-41 原料バランス図

### 5.1.6 ミル電力原単位の算出

現地でのミル電力実測値とミル精粉量の検量値より、8号仕上ミルのミル電力原単位を算出した結果を表4-80に示す。

ミル系全体の実測平均値の電力原単位は表4-81に示す。

表4-80 ミル電力原単位

測定時刻	ミル実測電力	精粉量	ミル電力原単位	精粉ブレン値
	kW	t/h	kWh/t・セメント	cm <sup>3</sup> /g
9:15	532.6			
9:30	525.2	8.31	63.2	3750
9:45	551.8			
10:00	537.5	10.0	53.8	3950
10:15	527.5			
10:30	527.9	10.5	50.3	3710
10:45	543.6			
平均	535.2	9.6	55.7	3803

表4-81 ミル系全体の電力原単位

電力 (KW)					電力原単位
ミル本体	バケットエレベータ	#9セパレータ	#10セパレータ	合計	kWh/t・セメント
535.2	2.9	13.8	14.0	565.9	58.9

ミル電力原単位は実測平均値で精粉ブレン値3803 cm<sup>3</sup>/g (525号) で55.7 kWh/t・セメントとなり、ミル系全体の電力原単位は58.9 kWh/t・セメントとなった。

### 5.1.7 分級機の分級特性

ミル分級機の分級性能を調べる方法の一つとして、トロンプ曲線がある。

精粉、炭粉の粒径分布を測定し、分級機入粉量に対する炭粉量の割合を各粒径区分毎に計算し(表4-82, 83, 84), 曲線として描いたのが図4-42, 43, 44のトロンプ曲線である。

表4-82 各粒径区分毎の入粉量に対する炭粉量の割合 (1)

(精粉量=831 $\bar{t}_H$ , 炭粉量=860 $\bar{t}_H$ , C・L=103.5%)

	粒 径 分 布																
	0- $\mu$	1-1.5	1.5-2	2-3	3-4	4-6	6-8	8-12	12-16	16-24	24-32	32-48	48-64	64-96	96-128	128-192	192~
精 粉 %	6.3	1.4	3.7	5.5	5.3	6.7	5.6	7.4	7.6	9.6	9.0	10.8	7.4	9.5	2.5	2.7	0
炭 粉 %	2.2	0.5	1.3	1.8	1.8	2.0	1.5	1.2	1.7	1.5	2.1	0	2.5	22.2	16.7	41.0	0
精粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.52	0.33	0.31	0.46	0.44	0.56	0.47	0.61	0.63	0.80	0.66	0.90	0.61	0.80	0.21	0.22	0
炭粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.19	0.04	0.11	0.15	0.15	0.17	0.13	0.10	0.15	0.13	0.18	0	0.22	1.91	1.44	3.53	0
※-2 合計( $\bar{t}_H$ )	0.71	0.37	0.42	0.61	0.59	0.73	0.60	0.71	0.78	0.93	0.84	0.90	0.83	2.71	1.65	3.75	0
合計に対する炭粉の割合(%)	26.8	10.8	26.2	24.6	25.4	23.3	21.6	14.1	19.2	13.9	21.4	0	26.6	33.6	87.3	94.1	0

※-1. 炭粉率 =  $\frac{\text{炭粉量}}{\text{精粉量}} \times 100(\%)$   
 ※-2. セパレータ入粉量

表4-83 各粒径区分毎の入粉量に対する炭粉量の割合 (2)

(精粉量=100 $\bar{t}_H$ , 炭粉量=16.1 $\bar{t}_H$ , C・L=161%)

	粒 径 分 布																
	0- $\mu$	1-1.5	1.5-2	2-3	3-4	4-6	6-8	8-12	12-16	16-24	24-32	32-48	48-64	64-96	96-128	128-192	192~
精 粉 %	6.2	1.6	3.9	5.8	5.4	7.3	6.4	8.1	7.8	9.6	7.2	9.3	6.3	8.4	1.8	4.6	0
炭 粉 %	1.7	0.5	1.2	1.6	1.6	1.9	1.5	1.0	1.5	1.5	1.5	0.2	3.9	22.3	15.3	42.8	0
精粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.62	0.16	0.39	0.58	0.54	0.73	0.64	0.84	0.78	0.96	0.72	0.93	0.63	0.84	0.18	0.46	0
炭粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.27	0.08	0.19	0.26	0.26	0.31	0.24	0.16	0.24	0.24	0.24	0.03	0.63	3.59	2.46	6.89	0
※-2 合計( $\bar{t}_H$ )	0.89	0.24	1.58	0.84	0.80	1.04	0.88	1.00	1.02	1.20	0.96	0.96	1.26	4.43	2.64	7.35	0
合計に対する炭粉の割合(%)	30.3	33.3	32.8	30.9	32.5	29.8	27.3	16.0	23.5	20.0	25.0	3.1	50.0	81.9	93.2	93.7	0

表4-84 各粒径区分毎の入粉量に対する炭粉量の割合 (3)

(精粉量=105 $\bar{t}_H$ , 炭粉量=88 $\bar{t}_H$ , C・L=83.8%)

	粒 径 分 布																
	0- $\mu$	1-1.5	1.5-2	2-3	3-4	4-6	6-8	8-12	12-16	16-24	24-32	32-48	48-64	64-96	96-128	128-192	192~
精 粉 %	6.3	1.6	3.9	5.2	4.7	6.3	5.7	7.7	7.4	9.6	11.2	6.7	8.6	3.9	3.1	0	
炭 粉 %	1.6	0.3	1.1	1.4	1.6	2.0	1.6	1.0	1.3	1.5	0	3.4	25.1	16.7	39.7	0	
精粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.66	0.17	0.41	0.55	0.49	0.66	0.60	0.81	0.78	0.96	1.18	0.70	0.90	0.32	0.53	0	
炭粉の重量( $\bar{t}_H$ )	0.16	0.03	0.10	0.12	0.14	0.18	0.14	0.09	0.11	0.13	0	0.30	2.21	1.47	3.49	0	
※-2 合計( $\bar{t}_H$ )	0.82	0.20	0.51	0.67	0.63	0.84	0.74	0.90	0.89	0.19	2.08	1.18	1.90	3.11	1.79	3.82	0
合計に対する炭粉の割合(%)	19.5	15.0	19.6	17.9	22.2	21.4	18.9	10.0	12.4	6.84	-	-	71.1	82.1	91.4	0	

※-2. セパレータ入粉量

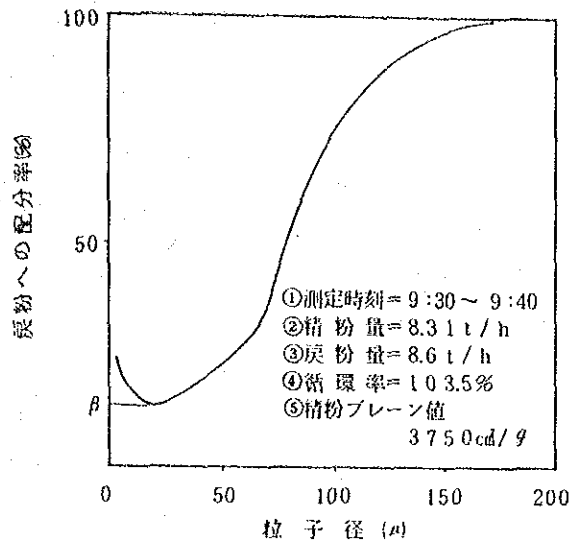


図 4 - 4 2

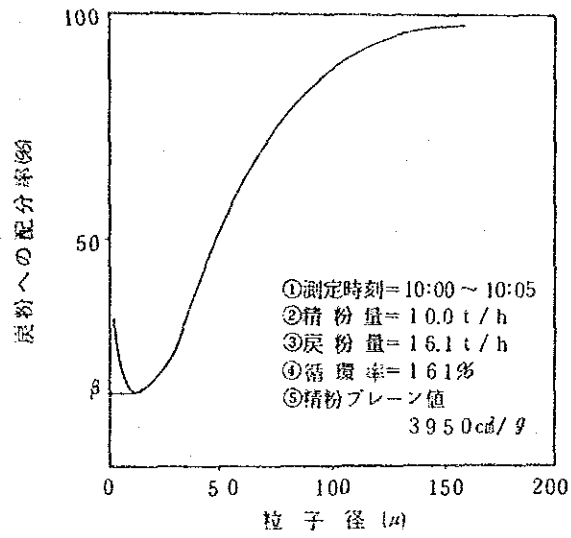


図 4 - 4 3

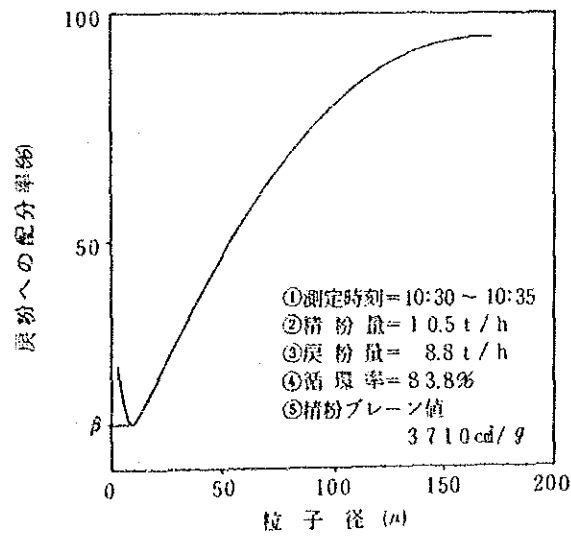


図 4 - 4 4

図4-42, 43, 44のドロップ曲線から8号仕上ミルの分級機について以下のことが言える。

- a) 戻粉中に精粉として回収されるべき微粒子が多く混入している。(図中の $\beta$ 値が図4-44を除き15~16%と大きい。 $\beta$ 値は小さい程、理想的であり、 $\beta$ 値が大きいとそれだけ戻粉中に精粉が混入していることになる。通常分級が良いと $\beta$ 値は10~14%位である。
- b) ミル内強制通風が行なわれていない為、過粉碎となり、微粉の凝集現象が起こり、 $\beta$ 値増大の一因となっている。
- c) 曲線の傾斜がゆるく、分級が鋭くない。(勾配が急な程、分級は鋭いといえる)
- d) 分級機の羽根回転数が一定の為、精粉の粉末度調整ができないことも、 $\beta$ 値を大きくしている一因と考えられる。

#### 5.1.8 ボール及び裏板の摩耗原単位

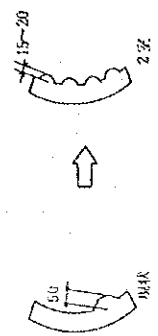
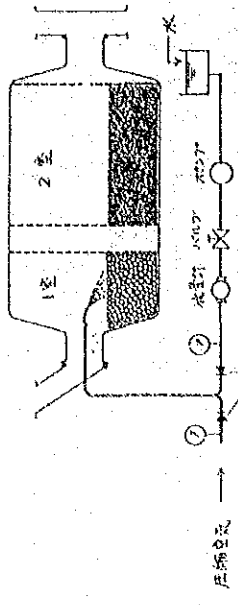
この項目については直接測定していないが、大連水泥廠のデータによるとボールの摩耗原単位は1室で210g/l・セメント、2室で53g/l・セメントとなっており、材質が軟かいとみられる。裏板もボール同様、摩耗原単位が大きいと思われる。

材質が軟かい場合、以下の点で不利である。

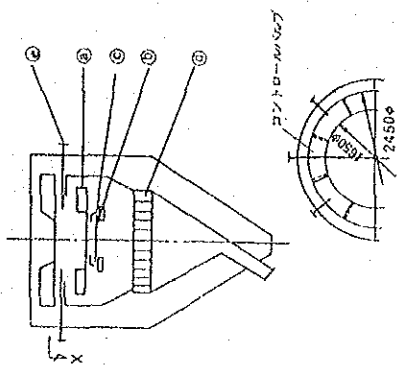
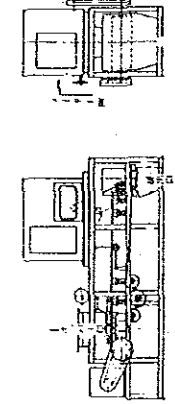
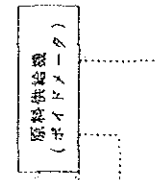
- (1) ボール補充、選別、総替、及び裏板取替頻度が多くなり、ミル稼働率が低下する。
- (2) ボール摩耗による小径化で目板スリットを閉塞し、ミル通風を阻害する。またクリンカの過粉碎が生じミルの粉碎効率の低下を招く。
- (3) ミル裏板のリフト(凸部)の摩耗により、ボールの掻き上げ効果が低減し、粉碎効果の低下を招く。
- (4) 偏摩耗によりボールの円滑な運動が阻害され、粉碎効率の低下を招く。

5.2 改善方策の内容（診断した8号仕上ミルについて記したが他のミルもこれに準ずるものとする）

対象項目	現状問題点	改善案	計画																								
1. ミル1, 2室有効長割合	① 8号仕上ミルの1室有効長は5.8m, 2室は4.63mで2室が1室に比し短い。2室は1室より長くするのが普通である。		① 中仕如機を参照し、1室有効長を4対6の割合に変更する（通常2室は1室より長く取る）、3室ミルの場合は3対2対5に取る																								
2. ボール充てん率	① ボールの充てん率は1室で34.5%, 2室で47.5%と比較的に低い。 ② 過粉砕になり、微粒子の発生現象が起り、粉砕効率的低下を招く。 ③ ボール量が不必要に多いとその分だけミル動力を消費する。		① 通常充てん率は1室で30%, 2室で32%程度に取る。上記1項の調整時に改修し、ボール充てん率を変更すると約7.5トンのボールが現状より減少できる。 ② 合計 55.8 (1) 48.3 (2) (1)-(2)=7.5t																								
3. ミル各室のボール割合	① 被粉砕物の粒度に比し、2室のボール径が大きく、粉砕効率が悪い。		① 計画値(5.1.3項)と多年の経験から以下の割合が最適である。配合割合の1例を下表に示す。																								
			<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>1室</th> <th>2室</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ボール径 (mm)</td> <td>100</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>現状</td> <td>100 ~ 70mm</td> <td>70 ~ 40mm</td> </tr> <tr> <td>改善</td> <td>100 ~ 80mm</td> <td>40 ~ 20mm</td> </tr> </tbody> </table>		1室	2室	ボール径 (mm)	100	90	現状	100 ~ 70mm	70 ~ 40mm	改善	100 ~ 80mm	40 ~ 20mm												
	1室	2室																									
ボール径 (mm)	100	90																									
現状	100 ~ 70mm	70 ~ 40mm																									
改善	100 ~ 80mm	40 ~ 20mm																									
4. ボール材質	現状ボール材質は軟かく、磨耗原単位が高い 現状磨耗原単位 (1室 ... 210 g/L, セメント (2室 ... 53 g/L, セメント ① ボール種別のためミルを止める機会が多くなる →ミル稼働率の低下 ② ボール偏磨耗による粉砕効率的低下		① 耐摩耗性の良い材質のボールを使用する。磨耗原単位は30g/L・セメント以下が期待できる。ボールの化学成分の1例を以下に示す。																								
			<table border="1"> <thead> <tr> <th>化学成分 (%)</th> <th>C</th> <th>Si</th> <th>Mn</th> <th>Cr</th> <th>Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 硬質</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ボール径 (mm)</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>100~50</td> <td>2.0 ~ 2.4</td> <td>0.3 ~ 1.0</td> <td>0.3 ~ 0.6</td> <td>15~19</td> <td>80~61</td> </tr> <tr> <td>40~20</td> <td>2.5 ~ 2.8</td> <td>0.3 ~ 0.5</td> <td>0.3 ~ 0.6</td> <td>18~20</td> <td>62~63</td> </tr> </tbody> </table>	化学成分 (%)	C	Si	Mn	Cr	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 硬質	ボール径 (mm)						100~50	2.0 ~ 2.4	0.3 ~ 1.0	0.3 ~ 0.6	15~19	80~61	40~20	2.5 ~ 2.8	0.3 ~ 0.5	0.3 ~ 0.6	18~20	62~63
化学成分 (%)	C	Si	Mn	Cr	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 硬質																						
ボール径 (mm)																											
100~50	2.0 ~ 2.4	0.3 ~ 1.0	0.3 ~ 0.6	15~19	80~61																						
40~20	2.5 ~ 2.8	0.3 ~ 0.5	0.3 ~ 0.6	18~20	62~63																						

対象項目	現状問題点	改善案	所																								
<p>5. ミル裏板の形状と材質</p>	<p>① 1室の裏板形状は現状でよいが、2室の裏板形状は1室と同じく衝撃粉砕が主となっている。2室は除き運動を主とすべきである。</p> <p>② 裏板の材質が軟かく、寿命が短い為、取替交換頻度が高い(ミル稼働率の低下)</p> <p>③ 1室裏板内部の磨耗による、ボールの掻き上げ効果低下による粉砕効率の低下</p> <p>④ 伸切目板、目開き蓋の磨耗による閉塞</p>	<p>① 2室の裏板形状を凸形より波形に変更する。</p>  <p>② 耐摩耗性の良い材質の裏板を使用する。裏板の化学成分の1例を下表に示す。</p> <table border="1" data-bbox="558 784 718 1097"> <thead> <tr> <th>種類</th> <th>C</th> <th>Si</th> <th>Mn</th> <th>Cr</th> <th>珪酸塩</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1室裏板</td> <td>1.08~1.42</td> <td>0.2~0.7</td> <td>0.2~1.5</td> <td>10.5~14</td> <td>48~52</td> </tr> <tr> <td>2室裏板</td> <td>1.65~2.17</td> <td>0.2~0.7</td> <td>0.5~1.2</td> <td>11~14</td> <td>53~59</td> </tr> <tr> <td>伸切目板</td> <td>0.28~0.39</td> <td>0.2~0.7</td> <td>0.6~1.5</td> <td>6~8</td> <td>50~55</td> </tr> </tbody> </table>	種類	C	Si	Mn	Cr	珪酸塩	1室裏板	1.08~1.42	0.2~0.7	0.2~1.5	10.5~14	48~52	2室裏板	1.65~2.17	0.2~0.7	0.5~1.2	11~14	53~59	伸切目板	0.28~0.39	0.2~0.7	0.6~1.5	6~8	50~55	
種類	C	Si	Mn	Cr	珪酸塩																						
1室裏板	1.08~1.42	0.2~0.7	0.2~1.5	10.5~14	48~52																						
2室裏板	1.65~2.17	0.2~0.7	0.5~1.2	11~14	53~59																						
伸切目板	0.28~0.39	0.2~0.7	0.6~1.5	6~8	50~55																						
<p>5. クリンカー及びセメントの温度(ミル内温度)</p>	<p>① 現状はクリンカー温度が高いことと、ミル内温度が不良なため、セメント温度が高くなっている。</p> <p>② セメントの異常凝結が起る</p> <p>③ 石膏が水より半水となり、石膏による粉砕助剤効果がなくなる。</p>	<p>① 裏板裏側(パグフィルタ)の研削用を切り、ミル内通過速度が1m/s程(突断面当たり)になるようにする。</p> <p>② 伸切目板中心部は金網構造とする。出口端も同様である。(但し、ボールが接触しない口径とすること)</p> <p>③ ミル前後給煤におけるクリンカー水(散水量)~2% 但し裏側線にドラブルがない量とすること) 別室が低い場合は、ミル内散水を行う(下図)</p> 																									



対象項目	現状問題点	改善方針
7. ミル分級機	<p>① 戻粉中に精粉として回収されるべき微粒子が多く混入している（戸輪が大きく分級効率が悪い）</p> <p>② 分級機羽根の回転数を一定の為、粉本底調整が出来ない</p>	<p>① 分級機羽根の回転数を可変にする（回転範囲）65～220r.p.m.）</p> <p>② 分級機を水平上の為、以下の改造を実施する。</p> <p>1) 小羽根（分級用）を新しく取りつける。（最大24枚） ④</p> <p>2) 分級盤上面に粉体の分散効果を上げる為、平瓣（25×9）を周上8ヶ所放射状に等分に取りつける。 ⑤</p> <p>3) 分級盤周囲の網壁を除去する（入粉を分級室壁方向へ飛散させる） ⑥</p> <p>4) 旋風風筒入口に角度調整可能なガイドベーンを取りつける（2.2.2項参照） ⑦</p> <p>5) 風量調節用コントロールドバルブ（校り自在）を取りつける ⑧</p> 
8. ミル供給量制御	<p>① ミル供給制御がされていない為、ミル内原料の通過量に変動が起り、粉砕効率及び分級を低下させている。</p> 	<p>① 定量供給機（ポイドメータ）の設置（左下図）</p> <p>② 供給量制御システムの採用（以下の方法がある）</p> <p>a) ミル出口パケットエレベータ電流検出</p> <p>b) 分級機長尺粉量検出</p> <p>c) ミル音検出</p> <p>d) ミル通風圧検出</p>  <p>※ 費用の面よりa)を推しようする。</p>

5.3 所要投資額

項目	費用(円)	内容	仕様	備考																
1. ポール建設	68,000,000	<table border="1"> <thead> <tr> <th>ミル</th> <th>ポール厚(t)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1号 柱上ミル</td> <td>20.7</td> </tr> <tr> <td>2号 "</td> <td>47.5</td> </tr> <tr> <td>3号 "</td> <td>49.9</td> </tr> <tr> <td>4号 "</td> <td>21.2</td> </tr> <tr> <td>8号 "</td> <td>48.3</td> </tr> <tr> <td>9号 "</td> <td>48.3</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: right;">計=2359.1</td> </tr> </tbody> </table>	ミル	ポール厚(t)	1号 柱上ミル	20.7	2号 "	47.5	3号 "	49.9	4号 "	21.2	8号 "	48.3	9号 "	48.3	計=2359.1			<ul style="list-style-type: none"> <li>2室型ミルは1室と2室の有効長比を4対6、3室型ミルは1室と2室と3室との有効長比を3対2対5に改造</li> <li>ポール充てん率は1室30%、2室、3室32%</li> <li>ポール材質はクロム系の耐摩性のよいものを使用</li> </ul>
ミル	ポール厚(t)																			
1号 柱上ミル	20.7																			
2号 "	47.5																			
3号 "	49.9																			
4号 "	21.2																			
8号 "	48.3																			
9号 "	48.3																			
計=2359.1																				
2. ミル架設総計	130,000,000	<table border="1"> <thead> <tr> <th>ミル</th> <th>架設重量(t)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1号 柱上ミル</td> <td>28.7</td> </tr> <tr> <td>2号 "</td> <td>61.0</td> </tr> <tr> <td>3号 "</td> <td>62.0</td> </tr> <tr> <td>4号 "</td> <td>27.3</td> </tr> <tr> <td>8号 "</td> <td>58.0</td> </tr> <tr> <td>9号 "</td> <td>58.0</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: right;">計=296.0</td> </tr> </tbody> </table>	ミル	架設重量(t)	1号 柱上ミル	28.7	2号 "	61.0	3号 "	62.0	4号 "	27.3	8号 "	58.0	9号 "	58.0	計=296.0			<ul style="list-style-type: none"> <li>架設材質はクロム系の耐摩性のよいものを使用</li> <li>架設はミル架設、目板、留板、入口端蓋板全てを含む</li> </ul>
ミル	架設重量(t)																			
1号 柱上ミル	28.7																			
2号 "	61.0																			
3号 "	62.0																			
4号 "	27.3																			
8号 "	58.0																			
9号 "	58.0																			
計=296.0																				
3. クリノカポ取水設備	500,000	<table border="1"> <thead> <tr> <th>数量</th> <th>仕様</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>① 板重計</td> <td>5 1インチ</td> </tr> <tr> <td>② 鋼管バルブ</td> <td>6 1インチ</td> </tr> <tr> <td>③ ノズル</td> <td>6</td> </tr> </tbody> </table>	数量	仕様	① 板重計	5 1インチ	② 鋼管バルブ	6 1インチ	③ ノズル	6		<ul style="list-style-type: none"> <li>取水量はミル投入量の1~2%</li> <li>クリノカポドノータ(定置供給機)上で取水</li> </ul>								
数量	仕様																			
① 板重計	5 1インチ																			
② 鋼管バルブ	6 1インチ																			
③ ノズル	6																			

項目	費用(円)	内容	仕様	備考																																										
4. 分級機改造	46,200,000		<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>数量</th> <th>仕様</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>① V. S モーター</td> <td>12</td> <td>(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2</td> </tr> <tr> <td>② 減速機</td> <td>12</td> <td>(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2</td> </tr> <tr> <td>③ 選別機</td> <td>288</td> <td>130 幅 × 530 長さ × 4.5 厚</td> </tr> <tr> <td>④ ガイドベーン</td> <td>600</td> <td>100 幅 × 280 長さ × 4.5 厚</td> </tr> <tr> <td>⑤ コントローラバルブ</td> <td>96</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		数量	仕様	① V. S モーター	12	(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2	② 減速機	12	(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2	③ 選別機	288	130 幅 × 530 長さ × 4.5 厚	④ ガイドベーン	600	100 幅 × 280 長さ × 4.5 厚	⑤ コントローラバルブ	96		<p>主軸回転範囲 165~200 r.p.m.</p>																								
	数量	仕様																																												
① V. S モーター	12	(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2																																												
② 減速機	12	(37Kw × 4 + 45Kw × 2) × 2																																												
③ 選別機	288	130 幅 × 530 長さ × 4.5 厚																																												
④ ガイドベーン	600	100 幅 × 280 長さ × 4.5 厚																																												
⑤ コントローラバルブ	96																																													
5. ミル定量供給制御	37,400,000	定量供給機 (ポイドメーター)	<table border="1"> <thead> <tr> <th>ミル</th> <th>1号</th> <th>2号</th> <th>3号</th> <th>4号</th> <th>8号</th> <th>9号</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>① 数量</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>② 供給量範囲 (t/h)</td> <td>2~8</td> <td>4~20</td> <td>4~20</td> <td>2~8</td> <td>4~20</td> <td>4~20</td> </tr> <tr> <td>③ ベルト幅 (mm)</td> <td>600</td> <td>600</td> <td>600</td> <td>600</td> <td>600</td> <td>600</td> </tr> <tr> <td>④ 測定精度</td> <td colspan="6">± 1/200 (最大供給時)</td> </tr> <tr> <td>⑤ 制御精度</td> <td colspan="6">± 1/100 ( " )</td> </tr> </tbody> </table>	ミル	1号	2号	3号	4号	8号	9号	① 数量	1	1	1	1	1	1	② 供給量範囲 (t/h)	2~8	4~20	4~20	2~8	4~20	4~20	③ ベルト幅 (mm)	600	600	600	600	600	600	④ 測定精度	± 1/200 (最大供給時)						⑤ 制御精度	± 1/100 ( " )						<p>・ 制御機器 1 式含む</p> <p>・ 制御方式はミル出口パケットエレベータ電流検出 → ポイドメータ</p>
ミル	1号	2号	3号	4号	8号	9号																																								
① 数量	1	1	1	1	1	1																																								
② 供給量範囲 (t/h)	2~8	4~20	4~20	2~8	4~20	4~20																																								
③ ベルト幅 (mm)	600	600	600	600	600	600																																								
④ 測定精度	± 1/200 (最大供給時)																																													
⑤ 制御精度	± 1/100 ( " )																																													

## 5.4 期待効果

5.2節で述べた改善策を実施することにより、表4-85に示すような効果が期待できる。

この数値は日本国内及び国外での実績データより割り出したものである。

ミル電力原単位は現状、525号セメント挽入時5.5.7 kWh/l・セメントから改善実施により、46.2 kWh/l・セメントになり17%向上することが期待できる。またミル挽入量については現状9.6 t/hが10.8 t/hになり、12.5%の向上が期待される。

425号セメント挽入時に於いても同等比率の効果が期待できる。

現状 (525号)	
ミル電力原単位 (kWh/t・セント)	55.7
挽入量 (t/h)	9.6

⇒

改善項目	効果期待値	
	電力原単位(kWh/t・セント)	挽入量 (t/h)
①ボール充てん率の変更	- 2.2 (3~4%)	- 0.5 (4~5%)
②ボール材質・裏板材質の変更 (ミル稼働率の向上)	- 1.7 (2~3%)	+ 0.2 (1~2%)
③ミル内強制通風とクリンカ注水	- 1.7 (2~3%)	+ 0.7 (6~7%)
④分級機の改造	- 1.1 (1~2%)	+ 0.2 (1~2%)
⑤ミル供給量制御システム	- 1.7 (2~3%)	+ 0.3 (2~3%)
⑥1, 2室部屋割長さ変更	- 1.1 (1~2%)	+ 0.3 (2~3%)
ボール配合の変更 2室裏板形状の変更		
合計	- 9.5	+ 1.2

現状 (525号)	
ミル電力原単位 (kWh/t・セント)	46.2 (17.0%)
挽入量 (t/h)	10.8 (12.5%)

⇒

表4-8.5 改善による期待効果

参照；

現状 8 号仕上ミルの主仕様

項 目		単 位	数 値	
ミル呼称寸法		mφ × mL	2.15 × 1.1	
D/L			5.12	
ミル有効径	1室	mφ	2.05	
	2室	mφ	2.05	
ミル有効長	1室	mL	5.80	
	2室	mL	4.63	
ミル実回転数 N		r. p. m	21.256	
臨界速度 ( $\frac{42.3}{\sqrt{D}}$ ) Nc		r. p. m	28.848	
N/Nc		%	73.7	
電動機駆動馬力		Kw	700	
目板スリット	開孔面積	中間	m <sup>2</sup>	0.428
		出口	m <sup>2</sup>	0.384
	開孔比率	中間	%	12.97
		出口	%	11.64
	スリット幅	中間	入口mm × 出口mm	10 × 14
		出口	"	6 × 10
分級機	型式		φ 3 M	
	基数		2	
	電動機	Kw	28	

## 6. 経済評価

### 6.1 前提条件

(1) 評価手法

単純資本回収期間法（下式）を用いる。

$$\text{単純資本回収期間（年）} = \frac{\text{投資額}}{\text{年間改善効果額}}$$

(2) 通貨交換率

1985年後半の為替相場を基準に、1米ドル=200円=3人民元とする。

(3) 投資額

投資額の算定にあたっては、日本国内での工場渡し設備価格（見積り）を用い、中国での据付工事費は含まないものとする。

(4) エネルギー価格

年間改善効果額算定に使用するエネルギー価格については、国民経済的観点からの評価も加味するため、中国国内価格の他に、国際価格も使用する。

各エネルギー価格及び算出根拠は表4-86の通りである。

表4-86 エネルギー価格

エネルギー	単位	中国国内価格	国際価格
電力	元/kWh	0.06 *1	0.23 *2
石炭	元/t	70 *1	97 *3

\*1：大連市節能技術服務中心から提示された価格

\*2：大連市の電力は主として石炭火力発電所により供給されているので、日本及び米国における石炭火力発電のコスト例をもとに  
15円/kWh = 0.23元/kWh とする。

\*3：1985年度の中国大同一般炭対日輸出船積価格（40.44米ドル/t）をもとに熱量に基づく補正を行って算出した。

$$40.44 \text{米ドル/t} \times \frac{\begin{array}{l} \downarrow \text{中国国内使用炭熱量} \\ 5,500 \text{ kcal/kg} \end{array}}{6,900 \text{ kcal}} = 32.23 \text{米ドル/t} \approx 97 \text{元/t}$$

↑ 大同一般炭熱量

## 6.2 改善方策の経済評価結果

各改善案の投資額、年間改善効果額、及び単純資本回収期間は表4-87の通りである。

表4-87 各改善策の経済評価結果

改善項目	投資額 (A) (千円)	年間改善効果額 (B) (千円/年)		単純資本回収期間 (C) = (A)/(B)	
		ケースA: 中国国内価格	ケースB: 国際価格	ケースA	ケースB
		(千円/年)	(千円/年)	(年)	(年)
1. 原料乾燥機	165	石炭 140	石炭 194	1.2	0.9
2. 焼成窯	5,961	石炭 1,530	石炭 2,120	3.9	2.8
3. 原料ミル	677	電力 75	電力 288	9.0	2.4
4. 仕上ミル	1,263	電力 187	電力 718	6.8	1.8
5. 窯尻フーン	300	電力 282	電力 1,081	1.1	0.3
6. 余熱発電効率化	669	電力 625	電力 2,394	1.1	0.3



## 第5章

# 大連染料廠の調査結果



# 目次

1. 総論	5-1
1.1 工場の概要	5-1
1.2 エネルギー管理の状況	5-2
2. 硫酸濃縮設備	5-4
2.1 設備概要	5-4
2.1.1 製造工程	5-4
2.1.2 主要機器の仕様	5-6
2.1.3 主要機器の配置	5-7
2.1.4 生産量とエネルギー消費量	5-8
2.2 エネルギー消費原単位	5-9
2.3 熱勘定	5-10
2.4 現状の問題点	5-19
2.4.1 加熱炉	5-19
2.4.2 蒸発鍋	5-19
2.4.3 精留塔	5-20
2.4.4 凝縮器	5-21
2.4.5 排ガス	5-21
2.4.6 海水	5-21
2.5 改善方策	5-23
2.5.1 加熱炉燃焼装置の改善	5-23
2.5.2 蒸発鍋底部の沈澱物付着防止対策	5-27
2.5.3 精留塔の改善	5-27
2.5.4 凝縮器の改善	5-28
2.5.5 燃焼排ガスからの熱回収	5-32
2.5.6 その他	5-33
2.5.7 改善方策実施上の留意事項	5-33
2.6 所要投資額と期待効果	5-33
2.6.1 所要投資額	5-33

2. 6. 2 期待効果 .....	5-34
3. 経済評価 .....	5-36
3. 1 前提条件 .....	5-36
3. 2 改善方策の経済評価結果 .....	5-37

# 1. 総論

## 1.1 工場の概要

工場名	大連染料廠
工場所在地	大連市中山区東部地区
業種	染料及び関連有機化合物の製造
沿革	1917年創立された染料の生産を主たる目的とする工場であり、染料生産高では中国では第3位に位置している。更に有機化合物中間製品、無水フタル酸、電解苛性ソーダ、塩素およびその誘導体など染料製造に関連のある各種化学製品の生産も行っている総合的化学工場である。
主要製品及び生産高	硫化染料、分散染料、アゾ染料、電解苛性ソーダ、塩素、クロールピクリン、ベンゼン、無水フタル酸、フォスゲン、PAPI、各種トルエン誘導体等 合計 10万t/年
従業員数	4,600人 (熱技術者 10人) (電気技術者 20人)
エネルギー消費量 (1985年)	石炭換算 9万t (重油21,000t, 石炭37,000t, 軽油450t, コークス980t, 電力 7,700万kWh)
面談者	別表「面談者名簿」
調査期間	1986年1月27日～31日
調査員	井口 光雄 技術総括 尾川 武志 プロセス管理 五十嵐啓夫 熱管理 山本 俊郎 電気管理 乙竹 英夫 経済評価

## 1.2 エネルギー管理の状況

### (1) 工場における省エネルギーの目標設定

国の5ヶ年計画に準拠した目標を設定しているが、特にこの工場独自の目標は設定されていない。

### (2) 工程毎における省エネルギーの目標設定

各工程毎に毎年、年度計画として設定されている。

### (3) 省エネルギー目標設定の従業員への周知

年度初めに、全従業員に対し、構内放送および看板掲示により周知されている。

### (4) 省エネルギー組織

1980年に能源科が設置され、科長以下10名（熱1名、電気1名、計測技術1名、定額1名、統計1名、測定2名、分析2名）でエネルギー管理業務を行っている。

### (5) 省エネルギー進捗状況の管理

#### A) エネルギー使用量の計測状況

- 重油使用量はタンク検尺により日に3回計測を行っている。
- 電力使用量は積算電力計により計測を行っている。
- 蒸気使用量については特に計測は行っていない。

#### B) エネルギー使用実績の解析状況

毎月、全工程でエネルギー原単位の計算、変化の把握および変動要因の分析を実施しているが、管理図等の作成は行っていない。

### (6) 熱勘定実績

硫酸濃縮工程の熱勘定は1982年に実施されている。

### (7) 従業員教育

技術者に対しては、外部の大学教授、能源科長が講師となり、1回約4時間で、年間で10回程度の教育を行っている。

また運転員に対しては、主任、技術者が講師となり、1回約2時間、年間に1、2回程度の教育を行っている。

### (8) 従業員への啓蒙活動

看板掲示による啓蒙を年に1、2度行っている程度であり、改善提案制度、表彰制度は採用されていない。

(9) 過去の省エネルギーの実績

種々の省エネルギー対策を行うことにより、1985年は1984年に比較し工場全体で石炭 3,000 t を節約することができた。

当工場については調査対象設備が限定されており、全体の状況は把握できなかったが、硫酸濃縮工程のみについてみると、後述するように重油等の計測器の不備がエネルギー管理上の問題点として挙げられる。各設備毎のエネルギー原単位が正確に把握されなければ、設備、操業の改善の緒をつかむことも、何らかの措置を施したあとの効果を知ることもできない。

## 2. 硫酸濃縮設備

### 2.1 設備概要

今回の診断の対象となった設備は硫酸濃縮設備のみである。これはニトロ化工程やピクリン酸製造工程など硫酸使用設備から排出されてくる低濃度の硫酸を濃縮して再使用する目的で1953年自社技術によって設計建設されたものである。公称能力は1万t/年である。

硫酸濃縮設備の主要部は加熱によって硫酸中の水分を蒸発させる蒸発鍋と、これの上部に直結され、上昇蒸気を供給廃酸と接触させることによりこの中に含まれる硫酸を回収する精留塔から構成されている。この方式は第一次世界大戦頃に使用された Pauling式硫酸濃縮法に類似の方式であり、現在諸外国では殆んど使用の例が見られない。

この設備は3系列設置されているが常時は2系列稼動である。熱効率は低く、工場では効率を20%向上したいという希望を持っている。又蒸発鍋の短寿命(約6ヵ月)と云う問題をかゝえている。

以下に硫酸濃縮設備の概要を示す。

#### 2.1.1 製造工程

硫酸濃縮工程を図5-1に示す。



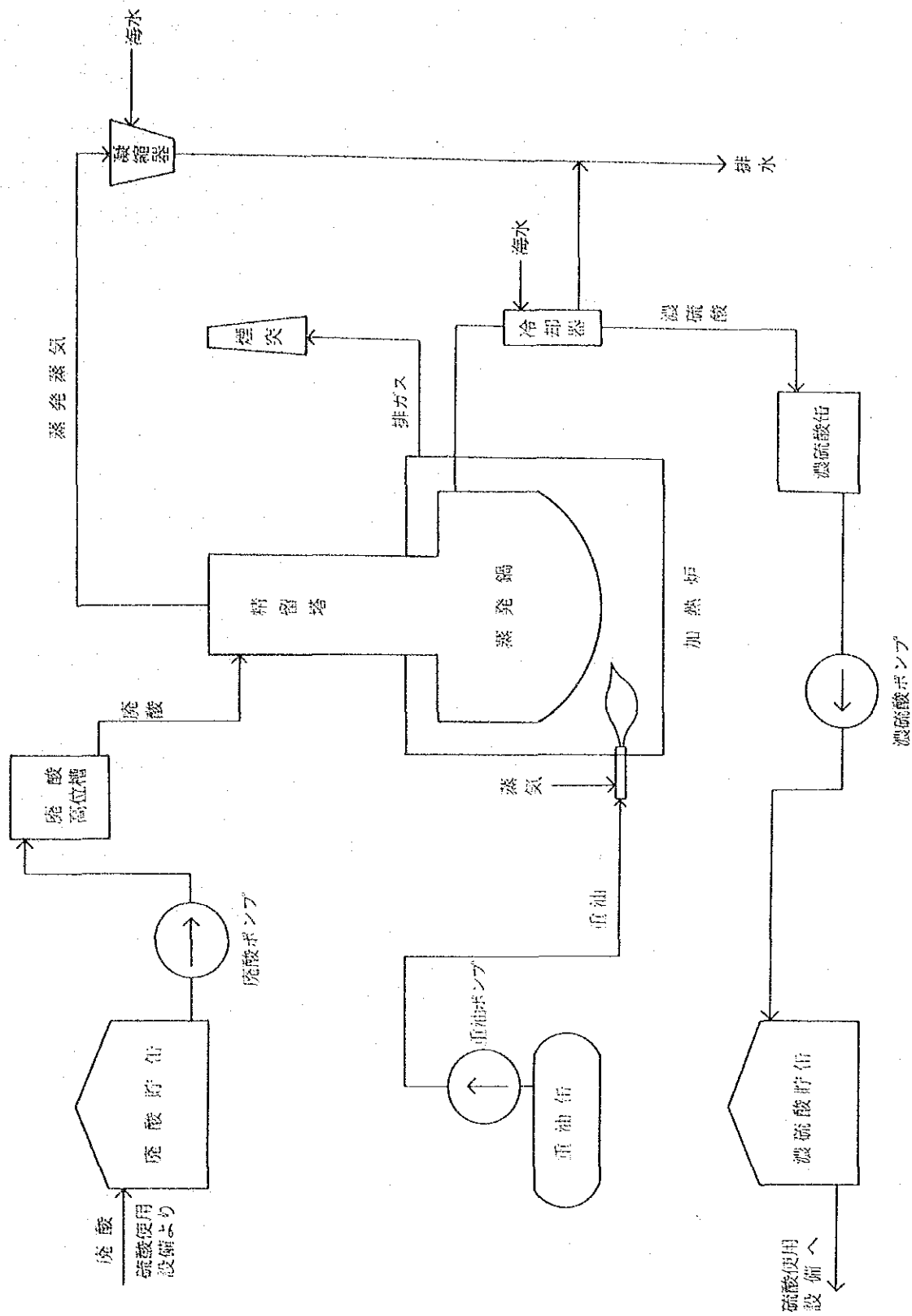


図 5 - 1 製造工程図

## 2.1.2 主要機器の仕様

硫酸濃縮設備の主要機器の仕様を表5-1に示す。

表5-1 主要機器仕様

装置・機器名		基数	概 略 仕 様
廃 酸 濃 縮 器	蒸 発 鍋	3	能力 15 t/日、基 内径 $\phi$ 2,000 × 1,910 (下部球面)  珪素 (2%) 鋳鉄製
	精 留 塔	3	能力 15 t/日、基、充填塔式 内径 $\phi$ 700 × 3,024、蒸発鍋蓋にフランジ接続  炭素鋼製本体に耐酸レンガ内張り、25 $\phi$ × 25 <sup>+</sup> 、50 $\phi$ × 50 <sup>+</sup>  磁製ラシヒリング充填
加 熱 炉		3	外形寸法：4,080 × 3,700 × 4,500 箱型耐火レンガ、赤レンガより構成、重油焚き  バーナー能力45kg/h蒸気噴霧式、煙突1本を3基で共用  煙道は1本を#1と#2で共用、1本を#3専用
凝 縮 器		3	水エゼクター式 (海水使用)  到達真空 -200mm水柱、高珪素 (16%) 鋳鉄製
冷 却 器		3	浸漬型、伝熱面積 3 m <sup>2</sup> 、海水冷却、鋳鉄製
重 油 缶		1	横型
廃 酸 貯 缶		2	500 m <sup>3</sup> 縦型コンルーフ
濃 硫 酸 貯 缶		1	500 m <sup>3</sup> 縦型コンルーフ
ポ ン プ	廃 酸ポンプ	2	4 kg/cm <sup>2</sup> × 12.5 m <sup>3</sup> /h × 4.5 <sup>***</sup>
	濃硫酸ポンプ	2	4 kg/cm <sup>2</sup> × 12.5 m <sup>3</sup> /h × 5.5 <sup>***</sup>
	重 油ポンプ	1	10kg/cm <sup>2</sup> × 2 <sup>***</sup>

### 2.1.3 主要機器の配置

硫酸濃縮設備の主要機器配置を図5-2に示す。

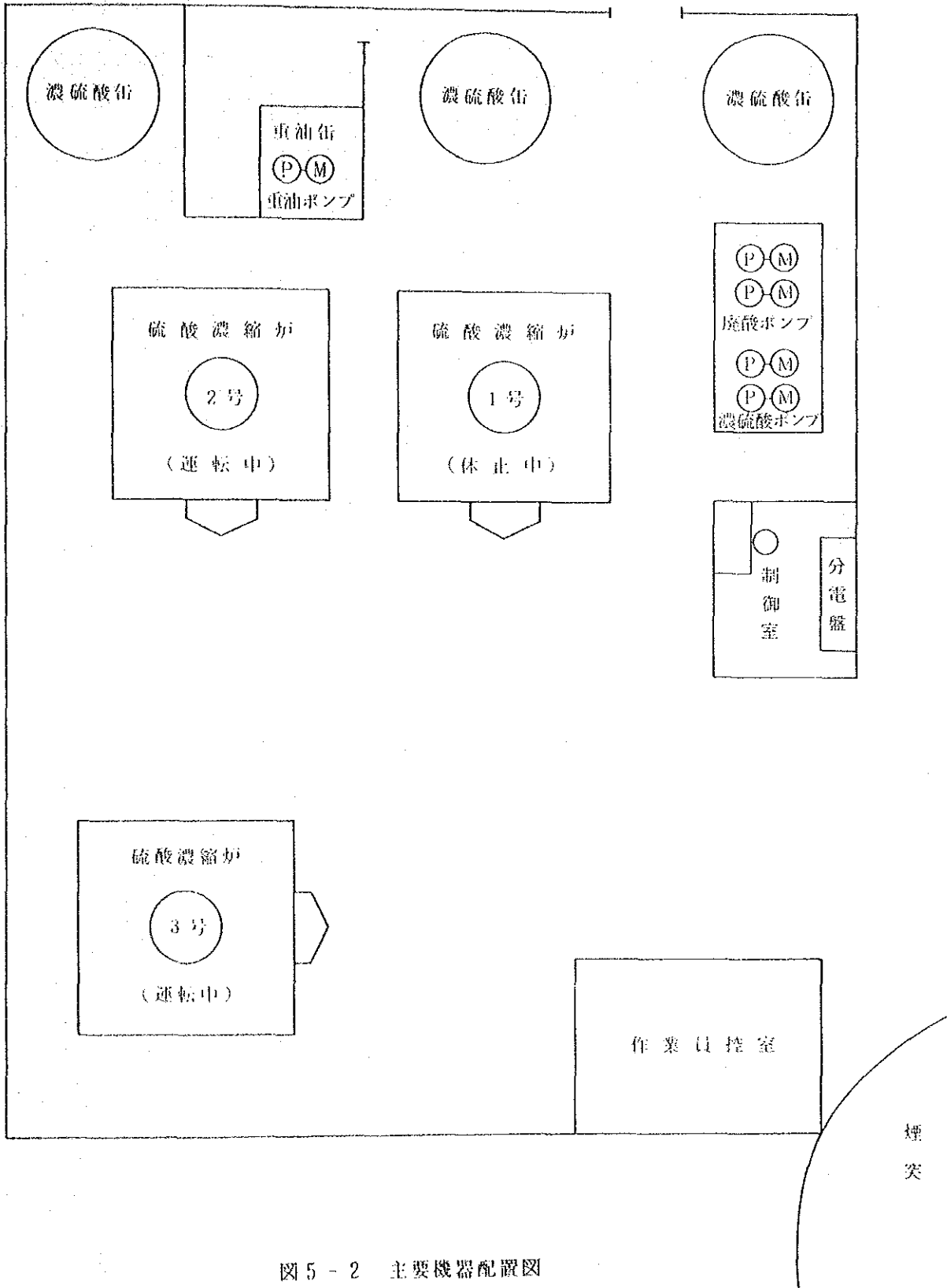


図5-2 主要機器配置図

## 2.1.4 生産量とエネルギー消費量

表5-2 濃硫酸生産量とエネルギー消費量の推移

年		1980	1981	1982	1983	1984	1985
濃硫酸生産量 (t)		6,742	9,846	12,955	12,899	11,207	—
重油	使用量 (t)	352	523	735. <sup>5</sup>	775. <sup>5</sup>	679. <sup>2</sup>	—
	原単位 (kg/t)	55. <sup>2</sup>	53. <sup>0.5</sup>	57. <sup>0.4</sup>	59. <sup>5</sup>	61. <sup>5</sup>	67. <sup>2</sup>
電力	使用量 (kWh)	—	—	20,200	20,156	23,112	—
	原単位 (kWh/t)	—	—	1. <sup>5.6</sup>	1. <sup>5.6</sup>	2.1	2. <sup>2</sup>

## 2.2 エネルギー消費原単位

当設備では3系列の濃縮装置の中2系列が運転、1系列が予備として休止しており、1系列の年間平均運転日数は約6ヵ月である。生産量はこゝ数年公称能力1万t/日を若干上回っている。

当設備で消費される主要エネルギーは加熱炉で使用される重油およびポンプ駆動用電力であり、この外重油バーナーで使用される蒸気が若干ある。生産量とエネルギー消費量の推移を表5-2および図5-3に示す。

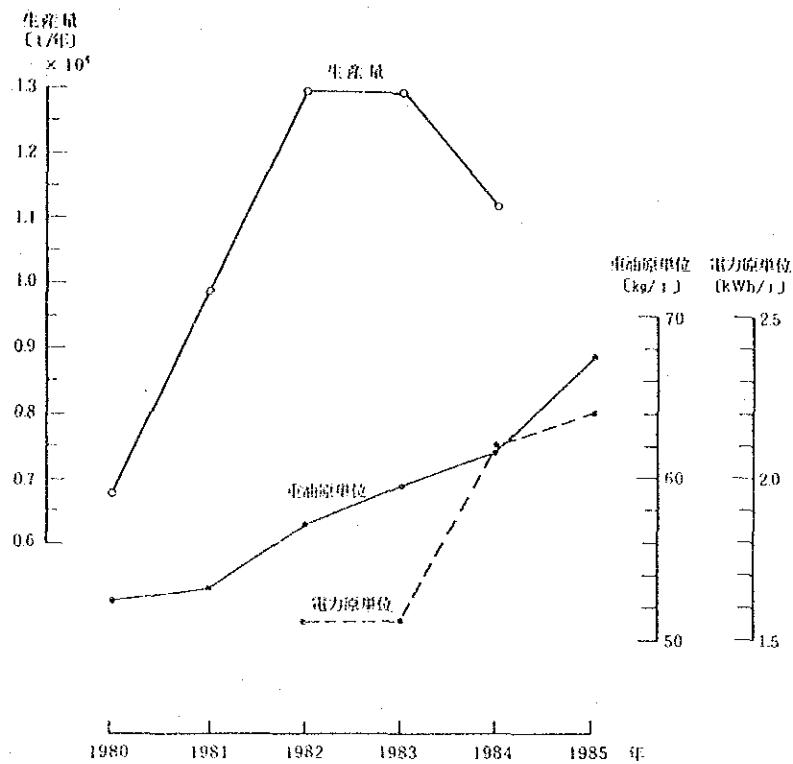


図5-3 濃硫酸生産量とエネルギー原単位の推移

エネルギー原単位は年次を経るに従い悪化しており、操業技術の改善、保全の努力が設備の老朽化と効率低下に追い付けぬのではないかと推測され、抜本的改善方策を講ずる必要があると考えられる。

## 2.3 熱勘定

現地における運転状況の測定は染料廠の希望により主として3号機について行い、参考に2号機についても一部行った。測定計器は同設備に設置されていた面積式廃酸流量計、6点式温度記録計（各設備2点ずつ使用）と日本より持参した計器を使用した。一部重複して測定したところがある。

廃酸及び濃硫酸の比重、濃度については染料廠に分析を依頼した。

運転データ及び測定計器を表5-3に示す。また精留塔及び加熱炉の表面温度測定結果を図5-4及び資料として添付する。運転データ中、面積式廃酸流量計による流量については染料廠の指示により

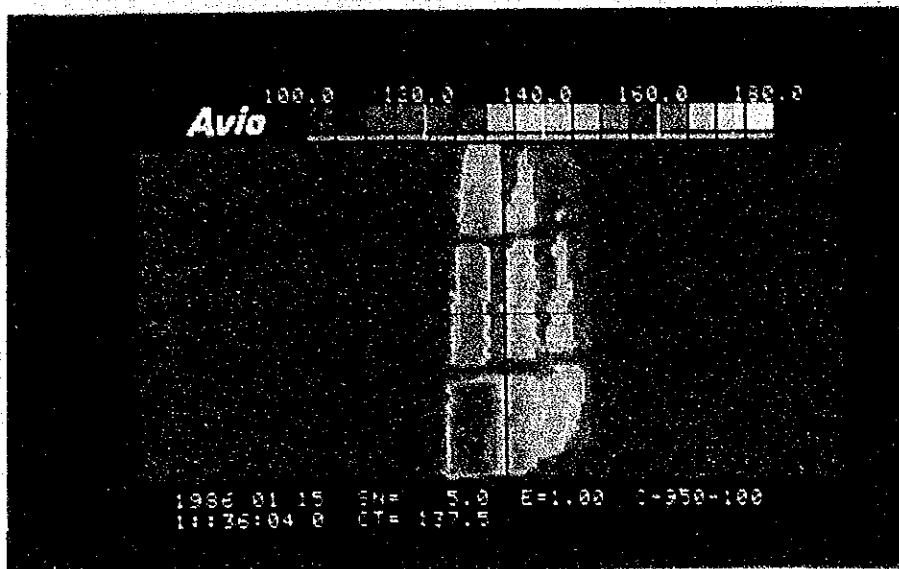
$$\text{流量計の読み} \times 0.73 = \text{実際の廃酸流量} \quad (\ell/h)$$

として記入した。

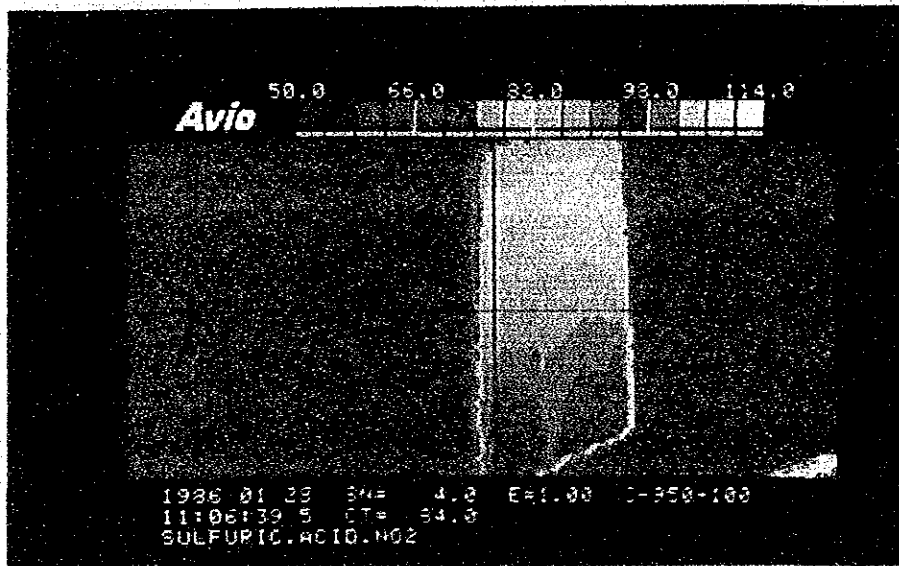
表5-3 運転データ及び測定機器名

測定項目				硫酸濃縮設備機番				
				3号機				2号機
				測定日時	1月28日 14時	1月28日 16時	1月28日 17時	1月29日 10時15分
廃酸	流量	ℓ/h	フロート式	675.2	657	642.4	803	620.5
			超音波式		577		712	520
	温度	℃	棒状温度計	25.3	28	30	20	24
	比重	-	分析	1.711/22℃	1.699/21℃	1.699/21℃	1.691/17℃	1.691/17℃
	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> 濃度 HNO <sub>3</sub> 濃度	% %	分析 分析	77.6 0.23	77.63 0.24	77.63 0.24	76.46 0.18	76.46 0.18
濃硫酸	温度	℃	6点式	227	225	226	247	272
	比重	-	分析	1.799/42℃	1.81/40℃		1.76/78℃	1.771/74℃
	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> 濃度	%	分析	91.027	90.27		93.73	93.76
燃料	流量	ℓ/h	減量	39.8	46.5	50.2	48.5	45.3
煙道排ガス	流速	m/s	熱線式	3			3	
	圧力	mmAq	炉内圧力計	-12.0	-12.4	-12.6	-8.4	
	温度	℃	CA	280.5	275	285.9	305.2	
	酸素濃度	%VOL	濃度計	16.7	17.5	12.5	14.6	
冷却器	濃硫酸 出口温度	℃	棒状温度計	71	63	64	70	43
精留塔	塔頂 温度	℃	6点式	217	210	207	268	122
			CA	220.7	212.6	219.7	271.5	
凝縮器海水	流量	m <sup>3</sup> /h	超音波式				15	
	入口温度	℃	棒状温度計	2.4	2.2	2.2	2.0	2.2
	出口温度	℃	棒状温度計	7.2	7.2	12	12	9.0
	PH値	-	PH計	1.5	1.7		1.2	2.34

測定計器 赤外線熱画像装置



FRAME NO : 86  
 DATE : 1986/ 1/15 1:36:40 (1) 3号機  
 LOW TEMP : 100.0  
 SENSITIVITY : 5.0  
 EMISITIVITY : 1.00  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE :



FRAME NO : 87  
 DATE : 1986/ 1/28 11: 6:39 5 (2) 2号機  
 LOW TEMP : 50.0  
 SENSITIVITY : 4.0  
 EMISITIVITY : 1.00  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE : SULFURIC.ACID.NO2

図5-4 精留塔の表面温度



前面

15.8	6.8	7.5	6.3
19	19	40	

右側面

12	13	16	12
10.5	9.4	26.7	19.0

左側面

10.2	10.5	21.5	23
7	10	13	28

後面

15	16	15	15
----	----	----	----

图 5 - 4.2 3号機加熱炉側壁表面溫度〔℃〕  
 (測定計器：放射溫度計)

表5-3.2 3号機精留塔表面温度〔℃〕  
 (測定計器：放射温度計)

		1/28				1/29			
塔側面図		前面	右側	後面	左側	前面	右側	後面	左側
×	(塔頂)	112	81	117	125	118	97	105	127
		121	75	128	135	128	91	136	147
		131	63	130	141	133	95	146	153
	(塔底)	133	67	134	145	141	101	145	156

×印は測定点の高さを示す。

また、重油の使用量については重油缶の液位差から求めたがこの量は硫酸濃縮設備2基分の使用量が測定されているのでその1/2を1基分の使用量とした。

電気設備関係の測定については、重油ポンプは連続運転、また濃硫酸ポンプ及び廃酸ポンプは間欠運転であり運転状況を考慮して1点測定を行った。

各ポンプ用電動機の有効電力、無効電力及び力率の測定結果を表5-4に示す。

表5-4 硫酸濃縮工程電気関係測定データ (1986.1.28)

項目 電動機	設備台数	運転方法	定格出力 (kW)	測定項目			
				有効電力 (kW)	無効電力 (kVar)	力率 (%)	負荷率 (%)
重油ポンプ	1	連続運転	2.0	1.1	1.2	70	55
濃硫酸ポンプ	2	間欠運転	5.5	0.7	2.3	< 50 *(29)	13
廃酸ポンプ	2	間欠運転	4.5	2.7	4.0	56	60

\*測定計器の測定範囲外のため、力率は、有効電力と無効電力からの計算値である。  
〔測定計器〕：クランプ式電力、力率計 〔参考〕電動機定格電圧：380V  
測定時電源電圧：410V

1月28日16時の運転データをもとに熱勘定を行う。

計算方法は硫酸濃縮に必要な有効熱量と利用されずに排出される熱量や放熱などの損失熱量について解析し熱勘定を行うべきであるが有効熱量計算に必要な廃酸流量が運転データに示した如く、面積式と超音波式に差があること、また超音波式についても硫酸濃度76~78〔%〕に対する音速値が明確でないため正確な廃酸量が測定されていないので損失熱量の解析を行い有効熱量は参考として計算例を示す。濃硫酸温度は配管を流れる間の放熱があること及び濃硫酸が配管中を満していない可能性があるので運転データの値は採用せず大気圧下における硫酸の沸点を採用した。

## 熱 勘 定

(1) 重油からの入熱  $Q_1$  [kcal/h]

$$Q_1 = C \ell \times L \times (t_1 - t_2) + L \times H \ell$$

$$C \ell : \text{重油の比熱} \quad 0.45 \text{ (kcal/kg}^\circ\text{C)}$$

$$L : \text{重油の量} \quad 46.5 \times 0.938 = 43.6 \text{ (kg/h)}$$

$$t_1 : \text{重油の温度} \quad 80 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_2 : \text{室内温度} \quad 7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$H \ell : \text{重油の真発熱量} \quad 10,061 \text{ (kcal/kg)}$$

$$Q_1 = 0.45 \times 43.6 \times (80 - 7) + 43.6 \times 10,061$$

$$= 440,090 \text{ (kcal/h)}$$

(2) 霧化蒸気からの入熱  $Q_2$  [kcal/h]

霧化蒸気は重油量の23 [%]と想定し10 (kg/h)とする

$$Q_2 = S_o \times i_s$$

$$S_o : \text{霧化蒸気量} \quad 10 \text{ (kg/h)}$$

$$i_s : \text{霧化蒸気のエンタルピー} \quad 653.7 \text{ (kcal/kg)}$$

$$Q_2 = 10 \times 653.7 = 6,540 \text{ (kcal/h)}$$

(3) 排ガスによる損失熱量  $Q_3$  [kcal/h]

$$Q_3 = G_1 \times C_g \times (t_3 - t_1) + S_o \times i_g$$

$$G_1 : \text{排ガス量} \quad (\text{Nm}^3/\text{h})$$

$$C_g : \text{排ガスの比熱} \quad 0.316 \text{ (kcal/Nm}^3\text{}^\circ\text{C)}$$

$$t_3 : \text{排ガスの温度} \quad 275 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_1 : \text{基準温度} \quad 7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$i_g : \text{霧化蒸気の排出時のエンタルピー} \quad 722.4 \text{ (kcal/kg)}$$

$$\text{煙道の断面積} \quad : 0.6^2 \times 0.85^2 = 0.51 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{煙道内の排ガス流速} : 3 \text{ (m/s)}$$

$$\text{全排ガス量} \quad : 0.51 \times 3 \times 3,600 = 5,508 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$\text{霧化蒸気量} \quad : 10 \times 2.57 = 25.7 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$G_1 = (5,508 - 25.7) \times 273 / (273 + 275)$$

$$= 2,731 \text{ (Nm}^3/\text{h)}$$

$$Q_3 = 2,731 \times 0.316 \times (275 - 7) + 10 \times 722.4$$

$$= 238,510 \text{ (kcal/h)}$$

(4) 精留塔からの放熱量  $Q_4$  (kcal/h)

$$Q_4 = A \times U \times (t_3 - t_2)$$

A : 精留塔の保温されていない表面積 8.98 (m<sup>2</sup>)

U : 精留塔表面よりの熱伝達率 13.3 (kcal/m<sup>2</sup>h°C)

t<sub>3</sub> : 精留塔表面の平均温度 120 (°C)

$$Q_4 = 8.98 \times 13.3 \times (120 - 7) = 13,500 \text{ (kcal/h)}$$

(5) その他の放熱量  $Q_5$  (kcal/h)

加熱炉の側壁, 天井, 床及び煙道からの放熱を10,000 (kcal/h) とする。

(6) 排ガス量による重油量のチェック

空気比  $m$  は  $m = 21 / (21 - O_2)$

$O_2$  : 排ガス中の酸素濃度 17.5 (%)

$$m = 21 / (21 - 17.5) = 6$$

重油 1 (kg) に対する実際湿り排ガス量  $G$  (N m<sup>3</sup>/kg) の算出は Rosin の経験式が一般的に使われている。この式を用いて  $G$  を求める。

$$G = G_0 + (m - 1) A_0$$

$G_0$  : 重油 1 (kg) に対する理論排ガス量 (N m<sup>3</sup>/kg)

$A_0$  : 重油 1 (kg) に対する理論空気量 (N m<sup>3</sup>/kg)

$$G_0 = 1.11 \times H \ell / 1,000 = 1.11 \times 10,061 / 1,000$$

$$= 11.17 \text{ (N m}^3\text{/kg)}$$

$$A_0 = 0.85 \times H \ell / 1,000 + 2 = 0.85 \times 10,061 / 1,000 + 2$$

$$= 10.55 \text{ (N m}^3\text{/kg)}$$

$$G = 11.17 + (6 - 1) \times 10.55 = 63.92 \text{ (N m}^3\text{/kg)}$$

排ガス量より重油量を求めると  $2,731 / 63.92 = 42.7$  (kg/h) となり測定値とほぼ近い。

(7) 熱勘定のまとめ

計算結果より熱勘定をまとめると表 5-5 のようになる。

表5-5 熱 勘 定

入 熱	重油からの入熱 $Q_1$	440,090 [kcal/h]	98.5%
	霧化蒸気からの入熱 $Q_2$	6,540 [kcal/h]	1.5
	合 計	446,630 [kcal/h]	100.0
損失熱	排ガスによる損失熱 $Q_3$	238,510 [kcal/h]	53.4
	精留塔からの放熱 $Q_4$	13,500 [kcal/h]	3.0
	その他の放熱 $Q_5$	10,000 [kcal/h]	2.2
	合 計	262,010 [kcal/h]	58.7

以上の結果より硫酸濃縮設備の熱損失の割合は58.7〔%〕となる。

(8) 硫酸の損失量  $B$  [kg/h]

凝縮器出口海水のPH値より求める。

なお、廃酸中の硝酸濃度は低くまた海水への溶解度も少いので海水中の酸は全量硫酸と見なして計算する。

$$PH = -\log H$$

$H$  : 水素イオン濃度 (gイオン/ℓ) ;

$$xw = H \times 98 / 2$$

$xw$  : 凝縮器出口海水の硫酸濃度 (g/ℓ)

運転データより  $PH = 1.7$  であるから

$$H = 1 / 10^{1.7} = 0.01995 \text{ [gイオン/ℓ]}$$

$$xw = 0.01995 \times 98 / 2 \approx 1 \text{ [g/ℓ]}$$

海水量は15,000 [ℓ/h] であるから損失量は100〔%〕硫酸として

$$B = 1 \times 15,000 / 1,000 = 15 \text{ [kg/h]}$$

(9) 硫酸濃縮に必要な熱量の計算例

参考に1月28日16時の運転データをもとに廃酸および濃硫酸の濃度を夫々77.6〔%〕, 90.3〔%〕としたときの廃酸1,000 [kg] 当りの硫酸濃縮熱の計算例を示す。

A) 廃酸中の硫酸量  $XF$  [kg]

$$XF = F \times x_f / 100$$

$$F : \text{廃酸量} \quad 1,000 \text{ (kg)}$$

$$x_f : \text{廃酸中の硫酸濃度} \quad 77.6 \text{ (\%)}$$

$$XF = 1,000 \times 77.6 / 100 = 776 \text{ (kg)}$$

B) 濃硫酸量  $P$  (kg)

硫酸の損失量を  $B = 15$  (kg) と仮定すると濃硫酸中の硫酸量  $XM$  (kg) は

$$XM = 776 - 15 = 761 \text{ (kg)}$$

濃硫酸中の硫酸濃度は  $90.3$  (%) であるから

$$P = 761 / 0.903 = 842.7 \text{ (kg)}$$

C) 蒸発水量  $D$  (kg)

$$D = F - B - P$$

$$= 1,000 - 15 - 842.7 = 142.3 \text{ (kg)}$$

D) 硫酸濃縮に必要な熱量  $Q_s$  (kcal)

計算方法には数種あるがその計算結果には大差がないのでここではエンタルピー計算法を用いる。

計算は損失硫酸がある場合と損失硫酸が回収された場合の2通り行いその両熱量の差を損失熱量  $\Delta Q_s$  (kcal) とする。

損失硫酸がある場合

$$Q_s + F \times i_f = D \times i_d + P \times i_p + B \times i_b \text{ (kcal)}$$

損失硫酸が回収された場合

$$Q_s' + F \times i_f = D' \times i_d + P' \times i_p \text{ (kcal)}$$

損失硫酸が回収された場合の濃硫酸量, 蒸発水量は

$$P' = 776 / 0.903 = 859.3 \text{ (kg)}$$

$$D' = 1,000 - 859.3 = 140.7 \text{ (kg)}$$

$$i_f : \text{廃酸のエンタルピー} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$i_d : \text{蒸発蒸気のエンタルピー} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$i_p : \text{濃硫酸のエンタルピー} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$i_b : 100 \text{ (\%)} \text{ 硫酸蒸気のエンタルピー} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$\text{又 } i_f = C_f \times t_f + \Delta H_{sf}$$

$$i_p = C_P \times t_p + \Delta H_{sp}$$

$$i_b = C_b \times t_b + r_b$$

$C_f$ : 廃酸の平均比熱	0.447 (kcal/kg°C)
$C_p$ : 濃硫酸の平均比熱	0.44 (kcal/kg°C)
$C_b$ : 100 [%] 硫酸の平均比熱	0.375 (kcal/kg°C)
$t_f$ : 廃酸の温度	28 (°C)
$t_p$ : 濃硫酸の温度	255 (°C)
$t_b$ : 硫酸蒸気の温度	212 (°C)
$\Delta H_{sf}$ : 廃酸の溶解熱	-70.2 (kcal/kg-廃酸)
$\Delta H_{sp}$ : 濃硫酸の溶解熱	-44 (kcal/kg-濃硫酸)
$r_b$ : 硫酸蒸気の蒸発潜熱	122 (kcal/kg)
$i_f = 0.447 \times 28 + (-70.2) = -57.7$	(kcal/kg)
$i_p = 0.44 \times 255 + (-44) = 68.2$	(kcal/kg)
$i_d = 691.4$	(kcal/kg) (大気圧, 212 (°C) の蒸気エンタルピー)
$i_b = 0.375 \times 212 + 122 = 201.5$	(kcal/kg)
$Q_0 = 142.3 \times 691.4 + 842.7 \times 68.2 + 15 \times 201.5$	
$-1,000 \times (-57.7)$	
$= 216,580$	(kcal)
$Q'_0 = 140.7 \times 691.4 + 859.3 \times 68.2 - 1,000 \times (-57.7)$	
$= 213,580$	(kcal)
$\Delta Q'_0 = 216,580 - 213,580 = 3,000$	(kcal)

00) 廃酸量について

1月28日16時のデータより廃酸量を求める。表5-5熱勘定結果から

硫酸濃縮に使われた熱量 (入熱-損失熱) 184,620 (kcal/h)

硫酸の損失量 100 [%] 硫酸として 15 (kg/h)

であるのでD) 項 $Q_0$ を求める式より計算すると廃酸量は850 (kg/h),  
500 (ℓ/h) と推定される。