

(3) ボイラ

当工場にはボイラが4台あり、通常3台が運転されている。ボイラより供給されるスチームは6 barラインと3 barラインの2系統から構成され、各工程のエネルギー源として重要な役割を果たしている。

1991年末には燃料が重油から天然ガスに転換された。燃料配管系統には空気不足、ガス消火、減圧弁故障等に対する安全対策が施されている。

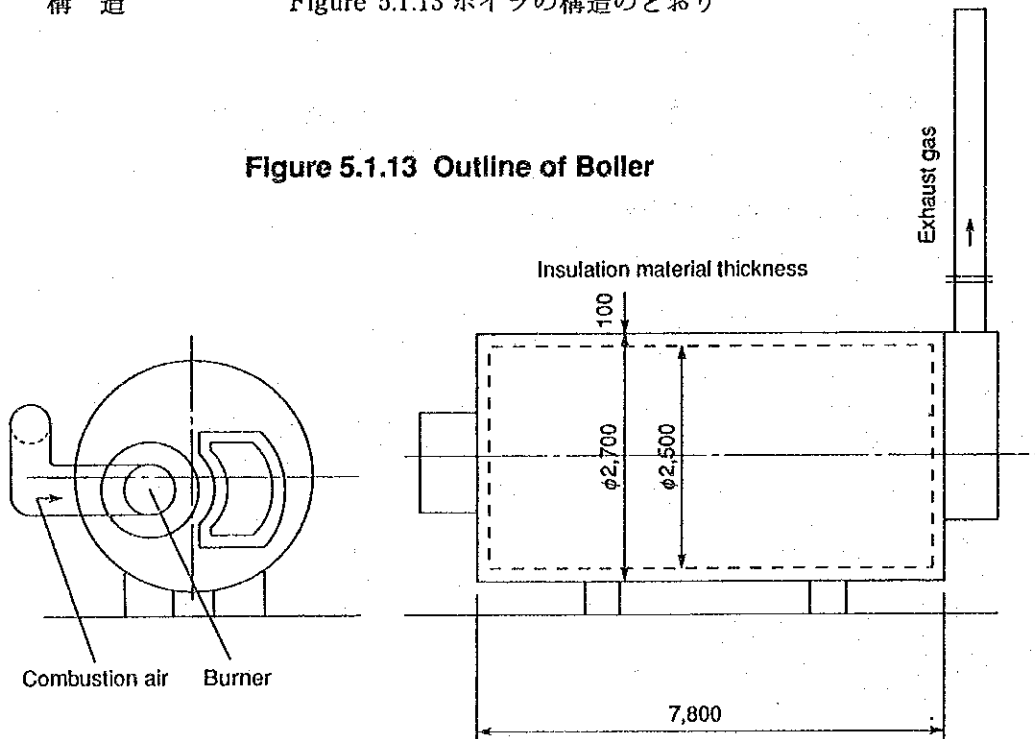
ボイラの給水には井水をイオン交換軟化処理して使用している。

しかし、給水流量計、燃料流量計が設置されてなく、運転管理上の問題がある。ボイラの運転方法については特に問題となる箇所はなかった。

今回の性能テストはNo.1ボイラについて実施した。

A) ボイラ仕様

型式	3パス炉筒煙管ボイラ
蒸発量	12 t/h
スチーム圧力	12 bar (定格)
燃料	天然ガス (HI 8,507 kcal/N m ³)
組成	CH ₄ 98.66% C ₂ H ₆ =0.33% n-C ₄ H ₁₀ =0.02%
	N ₂ 0.96% CO ₂ 0.03% RSH=25mg/N m ³
製造年	1972年
構造	Figure 5.1.13 ボイラの構造のとおり



B) 熱収支

a. ボイラの熱収支は1993年3月9日14時20分～15時20分の測定データにより行う。

データの詳細は次のとおり。

1) 燃料の種類	天然ガス
2) 燃料の消費量 (b参照)	713.9 N m ³ /h
3) 燃料の発熱量	8,507 kcal/N m ³
4) 燃料の温度	12.5 °C
5) 外気温度	3.0 °C
6) 燃焼用空気の温度	16.0 °C
7) 乾き排ガス中の O ₂ %	6.2 %
8) 乾き排ガス中の CO ₂ %	8.68 %
9) 乾き排ガス中の CO %	0.045 %
10) 排ガス温度	177.1 °C
11) 給水量	8.56 t/h
12) 給水温度	14.5 °C
13) スチーム圧力	4.6 kg/cm ²
14) ボイラ各部の表面温度	
前板	49.2 °C
胴板	40.9 °C
後板	37.2 °C

性能テスト期間中の給水量の変動は瞬間記録値最高9.32m³/h、最低7.98m³/hの範囲にあり、排ガス温度の変動範囲もほぼ±2°Cであり、負荷変動が少なく安定した操業といえる。

b. 熱収支計算

熱収支は燃料1 N m³当たりで行う。

また、燃料流量は±30%程度の変動があるが、変動範囲が計測装置の測定範囲を超えている部分があり、正確な測定値が得られなかったため熱損失法により熱収支計算を行った。

[入熱]

① 燃料の低位発熱量 HI 8,507 kcal/N m³-Fuel

② 燃料の顕熱 Q₁

$$Q_1 = C_1 \times (t_1 - t_0) \quad \text{kcal/N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$=0.37 \times (12.5-3.0)$$

$$=3.56$$

kcal/N m³-Fuel

ここに C_f ; 燃料の平均比熱

kcal/(N m³ · °C)

t_f ; 燃料の温度

°C

t₀ ; 外気温度

°C

③ 空気の顕熱 Q₂

$$Q_2 = A \times C_a \times (t_a - t_0)$$

kcal/N m³-Fuel

$$A = m \times A_0$$

N m³/N m³-Fuel

$$A_0 = (2 \text{ CH}_4 + 3.5 \text{ C}_2\text{H}_6 + 6.5 \text{ C}_4\text{H}_{10}) / 21$$

N m³/N m³-Fuel

$$= (2 \times 98.66 + 3.5 \times 0.33 + 6.5 \times 0.02) / 21$$

$$=9.46$$

N m³/N m³-Fuel

$$m = \frac{21}{21-79 \times \frac{(O_2)-0.5 \times (CO)}{(N_2)}} \times [1 + \{(O_2)/(N_2)\} \times \{n_2/(21A_0)\}]$$

$$= \frac{21}{21-79 \times \frac{6.2-0.5 \times 0.045}{85.08}} \times [1 + \{6.2/85.08\} \times \{0.96/(21 \times 9.46)\}]$$

$$=1.39$$

$$A = 1.39 \times 9.46$$

$$=13.11$$

N m³/N m³-Fuel

$$Q_2 = 13.11 \times 0.31 \times (16.0-3.0) = 52.82$$

kcal/N m³-Fuel

ここに

A ; 燃料 1 N m³当たりの空気量

N m³/N m³-Fuel

C_a ; 空気の平均比熱

kcal/(N m³ · °C)

t_a ; 燃焼用の空気温度

°C

m ; 空気比

A₀ ; 理論空気量

N m³/N m³-Fuel

(CO₂) ; 乾き排ガス中の CO₂ の%

%

(O₂) ; 乾き排ガス中の O₂ の%

%

(CO) ; 乾き排ガス中の CO の%

%

(N₂) ; 乾き排ガス中の N₂ の%

%

$$=100 - \{(CO_2) + (O_2) + (CO)\}$$

$$=85.08$$

n_2 ; 燃料ガスの窒素含有量 (%)

④ 入熱の合計 Q_i

$$Q_i = H_1 + Q_1 + Q_2 = 8,507 + 3.55 + 52.82 = 8,563.37 \text{ kcal/N m}^3 \text{-Fuel}$$

[出熱]

① 発生スチームの吸収熱 (有効出熱) Q_s

$$Q_s = W_1 \times (h_2 - h_1) \\ = 11.99 \times (647.10 - 14.5) = 7585.47 \text{ kcal/N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$W_1 = W / F = 8,560 / 713.93 = 11.99 \text{ kg/N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$h_2 = h_3 - (1.00 - x) \times r \\ = 657.14 - (1.00 - 0.98) \times 501.78 = 647.10 \text{ kcal/kg}$$

ここに

W ; 1時間当たりの給水量 kg/h

W_1 ; 燃料 1 N m^3 当たりの給水量 $\text{kg/N m}^3 \text{-Fuel}$

F ; 1時間当たりの燃料ガス量 $\text{N m}^3 \text{-Fuel/h}$

h_1 ; 給水のエンタルピー kcal/kg

h_2 ; 発生スチームのエンタルピー kcal/kg

h_3 ; 飽和スチームのエンタルピー kcal/kg

x ; 発生スチームの乾き度

r ; 蒸発潜熱 kcal/kg

② 排ガス (水蒸気を含む) の保有熱損失 L_1

$$L_1 = G \times G_s \times (t_g - t_0) \text{ kcal/N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$G = G_0 + G_w + (m - 1) \times A_0 \text{ N m}^3 / \text{N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$G_0 = [(4.76 \times 1 + 0.94 \times 4) \times 98.66 \\ + (4.76 \times 2 + 0.94 \times 6) \times 0.33 \\ + (4.76 \times 4 + 0.94 \times 10) \times 0.02 + 0.96 + 0.03] / 100 \\ = 8.75 \text{ N m}^3 / \text{N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$G_w = (4 \text{ CH}_4 + 6 \text{ C}_2\text{H}_6 + 10 \text{ C}_4\text{H}_{10}) / 200 \\ = (4 \times 98.66 + 6 \times 0.33 + 10 \times 0.02) / 200 \\ = 1.98 \text{ N m}^3 / \text{N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$G = 8.75 + 1.98 + (1.39 - 1) \times 9.46 \\ = 14.30 \text{ N m}^3 / \text{N m}^3 \text{-Fuel}$$

$$L_1 = 14.30 \times 0.33 \times (177.1 - 3.0)$$

$$=821.77 \quad \text{kcal/Nm}^3\text{-Fuel}$$

ここに

- G : 燃料 1 Nm³ 当たりの実際排ガス量 (水蒸気を含む) Nm³/Nm³-Fuel
 G₀ : 理論乾き排ガス量 Nm³/Nm³-Fuel
 G_w : 燃焼によって生ずる水蒸気量 Nm³/Nm³-Fuel
 C_g : 排ガスの平均比熱 (一般に 0.33 kcal/(Nm³・℃)) kcal/(Nm³・℃)
 t_g : 排ガスの温度 ℃
 t₀ : 外気温度 ℃
 m : 空気比
 A₀ : 理論空気量 Nm³/Nm³-Fuel

③ 放散熱損失 L₂

$$L_2 = 29.44 \quad \text{kcal/Nm}^3\text{-Fuel}$$

Table 5.1.14 Heat Loss from Boiler Surface

Part	Temperature (°C)	Surface area (m ²)	Heat loss [kcal/(m ² ·h)]	Heat loss (kcal/Nm ³ -Fuel)
Front plate	49.2	5.70	321.65	2.57
Shell plate	40.9	79.71	225.23	25.20
Rear plate	37.2	5.70	208.61	1.67
Total				29.44

Note: For the shell plate, 1/4 of the surface area was assumed as the top area, and 1/2 of it as the side wall, and 1/4 of it as the bottom. Furthermore, the heat loss was calculated from equations (1.9) to (1.11), assuming ε = 0.8.

④ その他の熱損失 L₃

$$L_3 = Q_i - (Q_s + L_1 + L_2)$$

$$= 8,563.37 - (7,585.47 + 821.77 + 29.44)$$

$$= 126.69 \quad \text{kcal/Nm}^3\text{-Fuel}$$

注: 日本工業規格のボイラ熱勘定方式によると、10 t/h 程度の容量のボイラその他損失の参考値として 1.4% が示されており、これから入熱量を逆算して求めた。

⑤ 出熱の合計 Q₀

$$Q_0 = Q_s + L_1 + L_2 + L_3$$

$$=7,585.47+821.77+29.44+126.69$$

$$=8,563.37$$

kcal/Nm³-Fuel

c. 熱収支表

以上をまとめると Table 5.1.15 のとおりとなる。

Table 5.1.15 Heat Balance Chart of Boiler

Item		kcal/Nm ³	%
Heat Input			
(1) Calorific value of fuel	HI	8,507.00	99.34
(2) Sensible heat of fuel	Q ₁	3.55	0.04
(3) Sensible heat of air	Q ₂	52.82	0.62
Total	Q ₁	8,563.37	100.00
Heat Output			
(1) Heat absorbed by generated steam(Effective heat output)	Q ₁	7,585.47	88.58
(2) Exhaust gas retention heat	L ₁	821.77	9.60
(3) Radiated heat loss from surface	L ₂	29.44	0.34
(4) Other heat losses	L ₃	126.69	1.48
Total	Q ₀	8,563.37	100.00

C) ボイラ水質の管理

給水およびボイラの水質は Table 5.1.16 のとおりであった。

当工場の原水の水質は良好であり、給水及びボイラ水の pH 値、電気伝導度は良好な値を示している。

Table 5.1.16 Quality of Feed Water and Boiler Water

	Raw water		Soft water		boiler water	
	pH	Electric conductivity μ S/cm	pH	Electric conductivity μ S/cm	pH	Electric conductivity μ S/cm
Measurement	7.72	0.48	8.10	0.53	11.5	3.00
	7.28	0.50	7.46	0.53	11.2	2.92
	7.34	0.51	7.38	0.52	10.4	3.23
Standard			7.0--9.0		11.0--11.8	4.5

Note: The standard value is based on JIS B 8223-1989 "Boiler feed water and boiler water quality".

D) 運転管理

- a. 各ボイラともに給水流量計、燃料流量計が設置されていない。ボイラの運転管理上、少なくともこの2つの流量計は設置すべきである。この設置によりスチーム発生量（給水量）と燃料量の関係、すなわち蒸発倍数（給水量／燃料量）が把握できる。

この蒸発倍数は熱効率の代用指数になり得るものであり、長期的な傾向を見られるようにグラフ化して常にチェックし、低下が認められたら伝熱管の清掃等の処置を取るべきである。

また、各コレクターにスチーム圧力計の設置が必要である。

- b. ボイラ運転日誌には、時間毎の給水量、使用燃料量、ブローオフした時刻と時間、蒸発倍数を記録すべきである。これらのデータを基に、効率的運転についてのボイラ運転者の関心を高める必要がある。

E) 空気比の改善

ボイラの熱損失の中で最も大きいのは排ガス損失である。この排ガス損失を減少させるには、まず排ガスを減少させる必要がある。これは燃料の燃焼用空気量を適正にすることにより達成できる。

現状の排ガス中の酸素濃度は6.20%で空気比は1.39であり、著しく空気量が過剰という訳ではないが、日本の場合では、蒸発量が毎時10 tを超え30 t以下のボイラで気体燃料燃焼の場合の標準空気比は1.2～1.3とされている。

さらに、注意深く空気比の調整をすることにより酸素濃度を4.2%まで減少させることはそれほど難しいことではない。その結果、空気比は1.25となり、Table 5.1.17のとおり排ガスを約8.4%減少することができる。

Table 5.1.17 Reduction of Exhaust Waste Heat by Improving Air Ratio

Item	Unit	Present	Improved
Amount of oxygen in exhaust gas	%	6.20	4.20
Air ratio		1.39	1.25
Theoretical amount of air	Nm ³ /Nm ³	9.46	9.46
Theoretical amount of dry exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	8.75	8.75
Actual amount of air	Nm ³ /Nm ³	13.11	11.821
Actual amount of exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	14.30	13.098
Exhaust gas temperature	°C	177.1	177.1
Amount of exhaust retention heat	kcal/Nm ³	821.77	752.69

現状の燃料量と空気量の比率制御はリンク機構によっているので、その設定変更により空気量低減は達成できる。この対策のための設備付加投資の必要はない。

この空気比低減による燃料節約率 (S) は次式および Table 5.1.17 により計算される。

$$S = 1 - \frac{Q_i - L_i}{Q_i - L_{ii}} = 1 - \frac{8,563.37 - 821.77}{8,563.37 - 752.69} = 0.0089 = 0.89\%$$

ここに

Q_i ; 燃料 1 N m³ 当たりの入熱量 kcal/N m³ -Fuel

L_i ; 現状の排ガスの保有熱損失 kcal/N m³ -Fuel

L_{ii} ; 改善後の排ガスの保有熱損失 kcal/N m³ -Fuel

他のボイラも同様な状況であったとみなし、年間のボイラ用燃料使用量を 5,000,000 N m³ と仮定すれば、節減量は次のようになる。

$$5,000,000 \text{ N m}^3 / \text{y} \times 0.0089 = 44,500 \text{ N m}^3 / \text{y}$$

F) 断熱強化

ボイラ本体については、その表面温度は低く断熱は十分といえる。しかし、実際には、てこ式安全弁、スチーム弁等からの放射熱が加わり放散熱損失はこれより大きな値になる。

ボイラ室の各スチームコレクター間の連結管、スチーム管の立ち上がり部およびバルブの断熱が行われていない。早急に保温施工をすべきである。

このバルブを保温することにより、以下のように相当の放熱損失の減少が期待できる。

現状の放熱面積を Table 5.1.18 に示す。

Table 5.1.18 Heat Radlation from Steam Valve

Size inch	Equivqlent length m	Number	Heat Radiation kcal/h		
			Present	after Insulated	Decrease
10	1.68	4	14,940	4,370	10,600
6	1.50	12	24,720	7,230	17,500
4	1.27	4	4,830	1,410	3,400
3	1.25	2	1,850	540	1,300
2 ¹ / ₂	1.23	1	780	230	600
2	1.11	2	1,120	330	800
Total			48,230	14,110	34,200

放散熱量の算出は次式を用いた。

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

ここに

Q	；放散熱量	kcal / (m · h)
d	；管径	m
α	；熱伝達率	18 kcal / (m ² · h · °C)
t ₁	；管表面温度	164°C (スチーム圧力を 6 kg/cm ² とする)
	保温後	60°C
t ₂	；室内温度	17°C

放散熱減少量は 34,200 kcal/h となる。これを、スチームおよび天然ガスの損失量に換算すると、次のようになる。

ただし、6 kg/cm² (G) の蒸発潜熱を 493.8 kcal/kg とする。

$$\begin{aligned} & 34,200 \text{ kcal/h} \times 24 \text{ h/d} \times 200 \text{ d/y} \times 1/493.8 \text{ kg/kcal} \\ & = 332 \text{ t-steam/y} \end{aligned}$$

スチーム 1 t 発生するのに必要な燃料は 83.4 N m³ / t であるから、

$$332 \times 83.4 = 27,730 \text{ N m}^3 / \text{y} \text{ となる。}$$

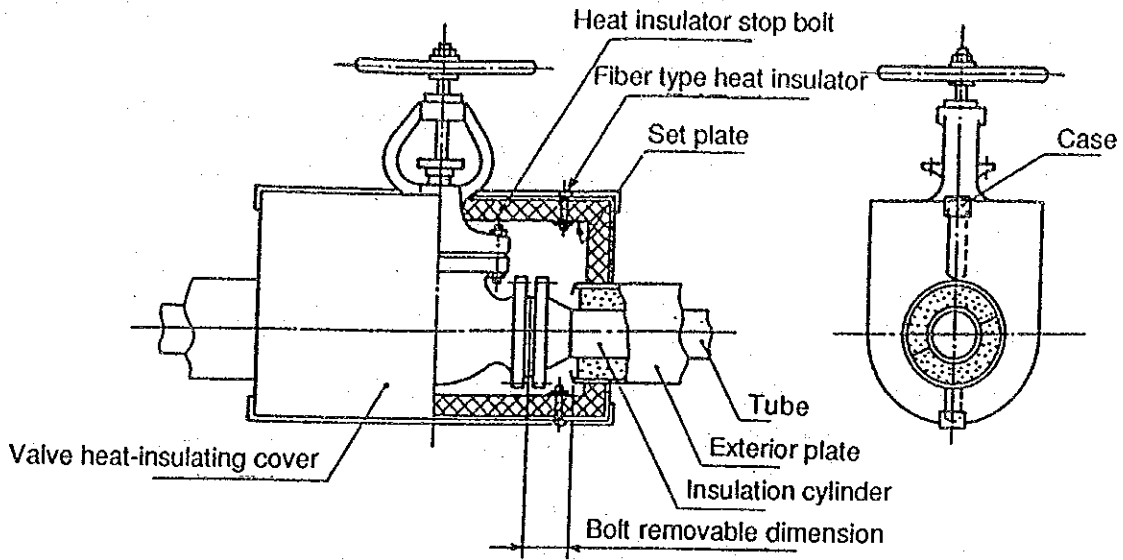
$$\text{燃料節減額は } 27,730 \text{ N m}^3 / \text{y} \times 2.2 \text{ Lv/N m}^3 = 61,600 \text{ Lv/y}$$

保温するには、大きなバルブは木枠で囲って中にロックウールを詰め、小さいバルブやフランジはロックウールを巻きつけた上を防水布で包めばよい。屋外の場合には、雨水から保護するため、必ず鉄板、アルミ板等で外装する必要がある。(Figure 5.1.14 参照)

この補修は工場従業員の手で実施可能であり、費用は材料のみの 1,000 Lv 程度ですむので、短期間で回収できる。

Figure 5.1.14 Insulation of Valve & Flange

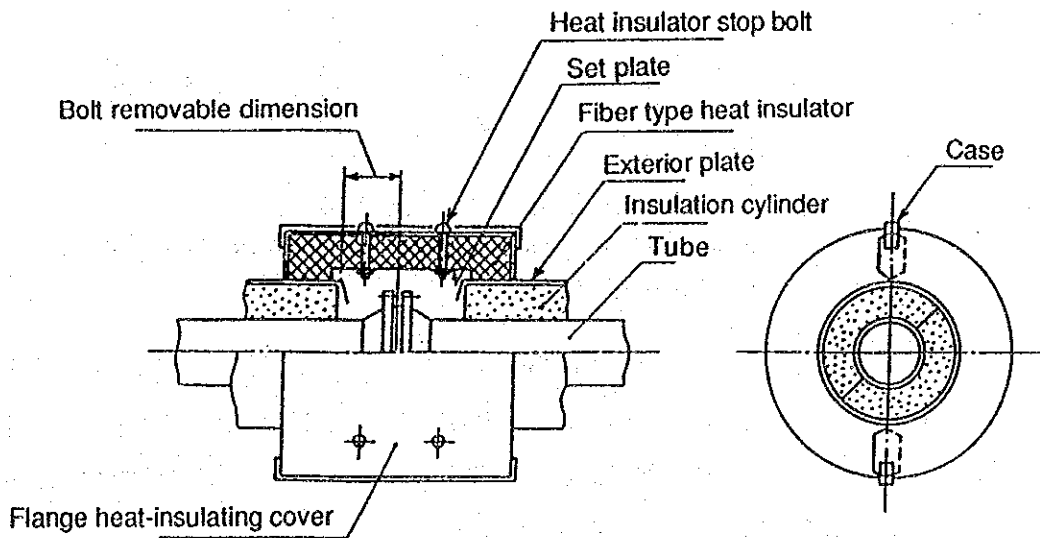
Heat Insulation of Valve



Details of case



Heat Insulation of Flange



(4) スチーム配管

ボイラの性能テスト実施の翌日3月11日は殆ど生産設備が停止しているにもかかわらず、ボイラは定常運転を行っていた。給水ヘッドタンクの出口で全ボイラの給水量を測定したところ、16 t/hの給水量（スチーム発生量）を計測した。これは、暖房用、設備や原料槽保熱用とスチーム配管からの漏洩およびスチーム配管・タンクの保温材剝離箇所からの放熱損失と考えられる。早急に修理補修を実施すべきである。

当工場のように敷地が広く生産工程が異なっているあばい、ブロック毎に区切って、逐次徹底的なスチーム漏洩箇所・保温材の剝離箇所の補修を行うと同時に不要配管の撤去を行うべきである。

A) 配管の整理

工場は敷地が広く、スチームを使用する生産設備が多岐にわたっており、スチーム配管系統は6 barと3 barの2系統で送気している。したがって、主管の距離は非常に長い。

ボイラから生産設備までの配管は、可能なかぎり距離を短くして熱損失を最小にするべきである。

当工場のボイラから合成洗剤ドライヤ室までの間には、10インチ管1本と、6インチ管2本のスチーム管が約350mにわたって並行配管されている。6 barのスチームの場合、前者は約13 t/h、後者は1本あたり約4.5 t/hの輸送能力があるから全体では約22 t/hのスチームを遅れることになるが、現状の生産状況では過剰と思われる。

この配管からの放熱量は Table 5.1.19 のようになる。

Table 5.1.19 Heat Loss from Steam Pipe

Diameter inch	Length m	Inner Temp °C	Heat Loss kcal/(m·h)	kcal/h	Steam Loss kg/h
10	350	164	94.8	33,200	67
6	350	164	64.8	22,700	46

The calculation is based on the following:

Heat insulation by 60 mm glass wool, provided with outer aluminum plate and the ambient temperature of 0 °C

従って、3本の配管をいずれか1本に集約すれば、スチーム損失は159kg/hから46～67kg/hに減少する。運転時間が8000 h/yの時には、その差は740～900 t/yにもなる。同様のことはノニオン活性剤工場方向の約250mにもあり、3～10インチの配管が3本ないし多いところでは6本並列に走っている。

スチームを使用しないとき、ボイラ側の元弁で遮断することは放熱防止の点からはよいことであるが、冬季は残留コンデンセートの凍結による配管破損を生ずる恐れがあるので、コンデンセートの完全排出に注意しなければならない。また、1度完全に冷えた配管の再加熱には、10インチ管350mを164℃にする場合で760kg、6インチ管で360kgのスチームを必要とするので、不使用時間の長さによって遮断するか否かを判断する。

配管を6 bar系に統合し、使用先に減圧弁を設置して、用途に応じた圧力に落として使用するようにするとよい。

最近の傾向としては、中央ボイラを廃止し、小型ボイラをスチーム使用設備近傍に分散配置し、長距離のスチーム配管を撤去することが行われるようになっている。また、中心部から離れた場所の暖房は、スチーム暖房をガス焚きの温風暖房器に替えることもよく行われる。

B) スチーム圧力の適正化

生産設備のうち、ベッセル等の保熱や暖房用等、低温の熱需要にはスチーム圧力を下げれば熱量の節約になる。スチームの蒸発潜熱は低圧になるほど大きくなり、コンデンセートに逃げる熱が減るので、可能なかぎり低圧のスチームを使用することが望ましい。

例えば、120℃程度の熱需要の場合には、6 barのスチームを3 barのスチームに替えれば1 t当たりの潜熱が3.3%増加するので、スチーム使用量は3.3%少なくて済む。

C) スチーム漏洩防止

屋外配管のスチーム漏れが非常に多い。特に、鉄道側の地上配管ではスチーム漏れの箇所は、殆ど保温材もスチームにより剥され、二重の熱損失となっている。軽微なスチーム漏れも放置すると、音速レベルでクリアランス部を通過するスチームにより経時的に磨耗が進行し、漏洩スチーム量も増大する。早期に修理するのが原則である。

スチーム漏洩量は次の近似式によって求められる。

$$G = 0.5484 \times A \times P^{0.97} \times f$$

ここに

G ; 漏洩スチーム量 kg/h

A ; 穴の面積 mm²

P ; スチームの絶対圧力 kg/cm²

f ; 噴出係数 (配管、バルブ等の場合は0.8を使用)

例えば、0.5mm φ相当の穴10箇所からの漏洩スチーム量は

スチーム圧力 : 6 kg/cm²

送気時間：4,800 h / y すると

$$G = 0.5484 \times 0.196 \times 6.63 \times 0.8 \times 10 \times 4,800 = 27.4 \text{ t / y}$$

となり、年間約27.4 tの蒸気が捨てられていることになる。

D) 配管の放熱防止

a. 現状の保温状況

屋外の高架の主管の保温は概ね良好であるが、生産設備への分岐管、受入れ出荷ステーションの蒸気トレース管は裸管のままである。前述したが鉄道側の地上配管の蒸気漏洩箇所の保温材の剝離が数ヶ所見受けられた。また、屋外タンクの一部に保温材の外装が破損しているのが見受けられた。外装が破損すると保温材が水分を吸収するが、水の熱伝導率は約 $0.5 \text{ kcal / (m \cdot h \cdot ^\circ C)}$ と保温材の熱伝導率 $0.05 \text{ kcal / (m \cdot h \cdot ^\circ C)}$ の10倍も大きく熱損失が増大するので、早急に補修する必要がある。

E) 蒸気トラップの設置

a. 蒸気トラップの必要性

蒸気トラップは殆ど設置されていない。蒸気使用設備では、コンデンセートの排出はバルブによる手動での操作または吹放し状態になっていると考えられる。例えば、ボイラ室の蒸気コレクターのコンデンセートの排出は、手動によるバルブ操作のため間欠的に吹放しの状態となっている。また、オイル受入れのステーションの蒸気トレース管、計器室の暖房用配管ではトラップが無いため、常時吹放しの状態である。

蒸気加熱の場合には、蒸気の保有熱を被加熱物に伝えると、その結果として蒸気全量がコンデンセートとなるが、これをそのままにすると伝熱を妨げる。蒸気輸送管では、生成したコンデンセートを除かないとウォータハンマ発生のおそれがあり、このコンデンセートが機器に流入すると、やはり伝熱効率を低下させる。

このため、未凝縮の蒸気は逃がさずに、コンデンセートのみを速やかに排出しなければならないが、手動操作ではこの調節は難しく、蒸気トラップの設置が必要である。

現在、Armstrong社の蒸気トラップをテスト中とのことであるが、テスト結果に基づいて逐次主要設備から設置することを望む。

ブルガリア国内で、蒸気トラップ設置により蒸気消費量を30%~40%減少させた例があるので、少なくとも10%程度の節減は容易である。蒸気トラップを100ヶ所に設置するとして、費用は700,000Lv程度と推定されるが、ボイラ燃料の10%が節減されるとするとその額は

$$5,000,000 \text{ N m}^3/\text{y} \times 0.1 \times 2.2 \text{ Lv} / \text{N m}^3 = 1,100,000 \text{ Lv} / \text{y}$$

となり、費用は短期間で回収可能である。

b. スチームトラップの選定

スチームトラップの形式としては、一般的にはメカニカルトラップが良い。スチームトラップの容量を決定するにはコンデンセート発生量の把握が必要になる。スチームトラップ輸送管の場合、スターティングアップ時のコンデンセートの発生量を基準に選定する。スチーム輸送管のスチームトラップは30m～50mの間隔で取り付け、この間隔とスターティングアップ時間を基にスチームトラップの容量を定める。

例えば、8インチのスチーム主管にゲージ圧6 barの飽和スチームを送るとき、管を初温度0℃からスチーム温度まで上昇させる間に管1mあたりに発生するコンデンセートの量は1.65kg/hであり、30分間でスターティングアップを完了する場合には管1mあたり3.3kg/hの割合でコンデンセートを排出しなければならないことになる。生産設備の場合には加熱に必要な熱量を求め、スチーム量に換算してコンデンセートの量を決める。実際には、このコンデンセートの量に2～3倍の安全率をかけてスチームトラップの容量を決定する。

c. スチームトラップの取り付け方法

取付場所としては立ち上がり管の最下部、減圧弁の手前及コンデンセートセパレータ部などがある。コンデンセートの自然流下を妨げないよう次の注意が必要である。

- ①メカニカルスチームトラップは水平に正しく設置する。
- ②スチームトラップ入口管はスチームトラップに向かって下がり勾配とする。
- ③排水点とスチームトラップの間に立ち上がり管があってはならない。
- ④入口管はできるだけ太く、かつ曲がりを少なくする。
- ⑤屋外設置の場合、凍結防止対策に十分注意する。

d. スチームトラップの維持管理

- ① スチームトラップは長時間使用すると、内部の弁、弁座が磨耗してコンデンセートと一緒にスチームも排出されるようになる。スチームトラップの寿命は型式にもよるが、一般に3～5年と言われており、スチームトラップは消耗品と考えて計画的に更新する必要がある。
- ② 年一回程度スチームトラップの定期点検を実施し、必要に応じて分解掃除や部品の修理交換をおこなう。定期点検を実施するに当たっては、スチームトラップ配置図、管理台帳、チェックリストを整備し、点検結果を記録する。
- ③ スチームトラップの故障には吹放し、排出不良、スチーム漏れの三つがある。ス

チームトラップの近くでコンデンセート回収を行っている場合のように排出部が直接見えない場合は、手袋を付けた手でスチームトラップの入口管を掴んで温度差を知り、作動しているかいないかを確認する。

(5) 暖房管理

Figure 5.1.1に見られるように、冬季の燃料使用量は夏季の2倍以上になっており、暖房用エネルギー消費が大きいことを示している。

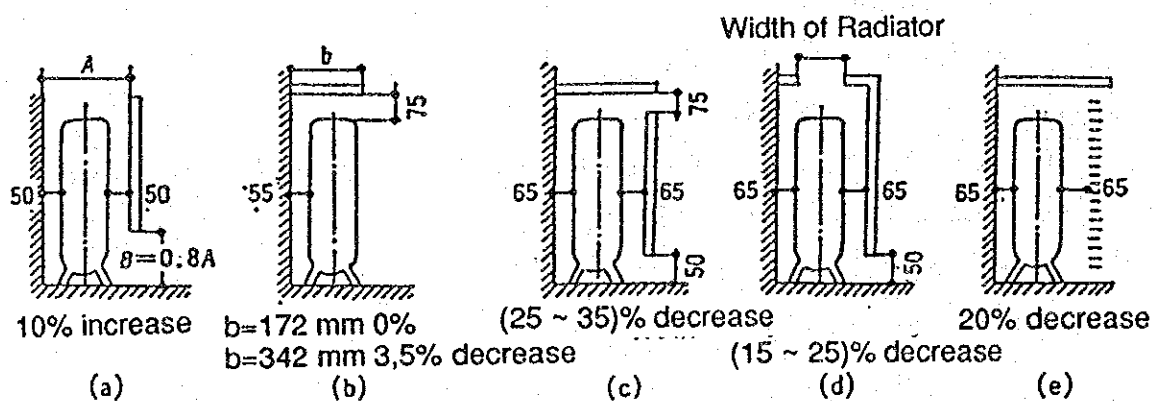
事務所及び計器室、休憩室の暖房温度が高すぎる。暖房しているながら窓を開放して温度調節をしている。暖房用のスチーム圧力は、一般的に小規模建物では0.1~0.5kg/cm²、大規模建物、工場建物では1.0~3.0kg/cm²程度とする。

ラジエータやコンベクタなどのスチームトラップとしては小型のメカニカルトラップやサーモスタティックトラップを用いる。

事務所等のラジエータは窓の下部に壁面から50~60cm程度離して据えつける。これは窓のガラス面からのコールドドラフトや窓の隙間から侵入する冷気を防止するためである。設置状態による放熱量の変化を Figure 5.1.15 に示す。図の(a)の設置方法が最適である。

暖房を必要とする小規模建物がスチーム主管から大きく離れている場合には、支管途中でのスチーム損失が大きいので、電熱器、灯油やガス暖房器等の個別暖房方式を検討した方がよい。

Figure 5.1.15 Heating Effect by Radiator Setting



(6) 受配電ならびに電気使用設備

A) 工場電気設備の概要

電力は電力会社の110kV 特別高圧線から受電し、20kV に降圧して工場内 8ヶ所に設けられた変電室へ供給している。高圧で変電室へ供給することにより、電力ロスの低減が図られている。変電用変圧器は110/20kV、容量6,300kVA のものが1台設置され、8ヶ所の変電室には1台もしくは2台の20/0.4kV、容量160~1,000kVA のものが13台、合計容量10,680 kVA 設置されており、工場の各プロセスへ配電している。予備電源としては、電力会社の20 kV 特別高圧線から受電している。

単線結線図は、Figure 5.1.4のとおりである。

変電室ごとの月別電力使用量を Table 5.1.20に示す。

Table 5.1.20 Monthly Electric Power Consumption by Substation

Station	Receiving	Substation							
		2	3	4	5	7	8	9	10
Transformer (kVA)	6300	1000 1000	1000	1000 1000	630 630	1000	160	630 630	1000
Month	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh		MWh	MWh	MWh
1	786	180	120	175	150		46	78	37
2	788	186	75	178	145		48	75	81
3	647	150	74	150	135		46	50	42
4	508	115	70	75	120		47	35	46
5	477	72	98	58	100		52	45	52
6	493	100	75	78	102		54	47	37
7	445	87	77	63	105		58	21	34
8	358	52	50	45	75		59	35	42
9	454	80	62	68	105		56	35	48
10	475	65	88	63	108		68	38	45
11	575	136	95	110	102		46	38	48
12	661	162	75	165	100		44	58	57
4-9	2735								
10-3	3932								
Total	6667	1385	959	1228	1347		624	555	569
%	100	21	14	18	20		9	8	9

受電設備容量6,300kVA に比べ、調査時点での最大電力は1,650kW であり、負荷率は29% と低い。そのため、変圧器が2台設置されている変電室5ヶ所のうち4ヶ所については、1台を開放して鉄損の低減をはかっている。

その想定節減電力量は鉄損の節減量と銅損の増加量の和となる。力量を0.9とし、Table 5.1.20の消費電力量と Table5.1.21の変圧器特性値から節減量を計算すると次のようになる。

Table 5.1.21 Characteristics of Transformers

No	Capacity kVA	Iron loss W	Copper loss W
1	6300	6231	56000
2,3,4,7,10	1000	2100	12750
5,9	630	1440	8500
8	160	500	2820

鉄損節減量

$$(2.1\text{kW} \times 3 \text{台} + 1.44\text{kW} \times 1 \text{台}) \times 8,760 \text{ h} / \text{y} = 67,802\text{kWh} / \text{y}$$

銅損増加量

No.2 変圧器

$$12.75\text{kW} \times (1,385\text{MWh} / 8,000 \text{ h} / 0.91 / 1,000\text{kVA})^2 \times (1 - 2 / 2^2) \times 8,000 \text{ h} / \text{y} \\ = 1,846\text{kWh} / \text{y}$$

No.4 変圧器

$$12.75\text{kW} \times (1,228\text{MWh} / 8,000 \text{ h} / 0.91 / 1,000\text{kVA})^2 \times (1 - 2 / 2^2) \times 8,000 \text{ h} / \text{y} \\ = 1,451\text{kWh} / \text{y}$$

No.9 変圧器

$$8.50\text{kW} \times (555\text{MWh} / 8,000 \text{ h} / 0.91 / 630\text{kVA})^2 \times (1 - 2 / 2^2) \times 8,000 \text{ h} / \text{y} \\ = 498\text{kWh} / \text{y}$$

No.10変圧器

$$12.75\text{kW} \times (569\text{MWh} / 8,000 \text{ h} / 0.91 / 1,000\text{kVA})^2 \times (1 - 2 / 2^2) \times 8,000 \text{ h} / \text{y} \\ = 312\text{kWh} / \text{y}$$

年間節減電力量

$$67,802 - (1,846 + 1,451 + 498 + 312) = 63,696\text{kWh} / \text{y}$$

B) 改善対策とその効果

a. 変圧器の運転改善

変圧器が2台設置されている変電所5ヶ所のうち4ヶ所については、1台を開放して鉄損の低減がはかられている。第5変電室については2台の変圧器が運転中であるが、負荷

の実態からは1第の変圧器で十分対応可能である。変圧器統合による電力量の節減は、次のようになる。

節減鉄損

$$1.44\text{kW} \times 8,760\text{ h} / \text{y} = 12,614\text{kWh} / \text{y}$$

増分銅損

$$8.50\text{kW} \times (1,347\text{MWh} / 8,000\text{ h} / 0.91 / 630\text{kVA})^2 \times (1 - 2/2^2) \times 8,000\text{ h} / \text{y} \\ = 2,933\text{kWh} / \text{y}$$

年間節減電力量

$$12,614 - 2,933 = 9,681\text{kWh} / \text{y}$$

b. ピーク時間帯からの負荷シフト

調査時点のピーク時間帯の契約最大電力は、1,320kWに抑えられていることから、電気担当者は1時間ごとに電力量を計測し、最大電力を超過する恐れのあるときは予め決められた負荷回路（①酵母槽100kW、②ポンプ22kW×3台、③グリースリチウム工程80kW）を遮断する対策をとっている。

ピーク・昼間・夜間の時間帯およびその電力量単価は、Table 5. 1. 22のようになり、ピーク時間帯の電力量単価は昼間時間帯の約1.85倍、夜間時間帯の約3.75倍となっている。プロセスの操業時間を1時間シフトさせるだけで、約17万Lv/yの節減となるので、この点に配慮した生産計画を策定するとよい。

$$(1.217 - 0.655)\text{ Lv/kWh} \times 2,735\text{MWh} / 4,392\text{ h} \times 183\text{ d} \\ + (1.395 - 0.754)\text{ Lv/kWh} \times 3,932\text{MWh} / 4,368\text{ h} \times 182\text{ d} \\ = 169,062\text{Lv} / \text{y}$$

Table 5.1.22 Electric Power Tariff

Lv/kWh	April-September				October-March			
Day time	0.665				0.754			
Peak time	1.217				1.395			
Night time	0.322				0.374			

Time	6	8	10	11	18	20	21	22	6
Jan.-Mar.	D	P	D		D	P	P	D	N
Apr.-May.	D	P	D		D	P	D	D	N
Jun.-Aug.	D	P	D		D	D	P	D	N
Sep.-Dec.	D	P	P		D	P	P	D	N

c. コンプレッサ

コンプレッサはイギリスの Petro - Carbon 社製の160kW、100kW のものがそれぞれ2台あり、負荷の状況に応じて運転台数を制御している。通常は2台が運転されている。

コンプレッサの電力測定は1993年3月12日10時42分～12時25分に実施した。

Table 5.1.23に測定結果を示す。

Table 5.1.23 Result of Measurement on Compressor

Equipment	Rating			Voltage (V)			Ampere (A)			Electric power	Power factor
	kW	A		V1	V2	V3	A1	A2	A3		
VMD 500 (1)	100	190	Max.	228	227	228	141.6	143.9	140.4	85.0	0.89
			Min.	225	222	224	136.2	140.2	136.8	82.6	0.88
			Avg.	226	225	226	139.4	141.8	138.4	83.6	0.88
VMD 500 (2)	100	190	Max.	229	230	228	157.5	158.3	156.6	95.5	0.90
			Min.	225	226	224	155.6	157.4	155.4	95.2	0.89
			Avg.	227	228	226	156.7	157.8	155.9	95.4	0.89

VMD500(1)および(2)のコンプレッサの負荷率 (=実負荷/定格容量) はそれぞれ83～85%、95～96%であり、高負荷率で運転されていた。

各プロセスでの必要圧力0.6～0.8Mpa に対し、コンプレッサの吐出圧は0.8Mpa に設定されている。電力節減のためには、各プロセスでの必要圧力を見直し、できるだけコンプレッサの設定圧力を下げる、圧縮空気の漏洩部の補修に努めることが大切である。

d. 合成洗剤乾燥機の燃焼炉ブローア用モータ (定格容量18.5kW) の測定を、1993年3月10日14時52分～15時58分に実施した。測定結果を Table5.1.24に示す。ほぼ定格負荷に近い状態で運転されていた。

Table 5.1.24 Result of Measurement on Blower

Equipment	Rating			Voltage (V)			Ampere (A)			Electric power	Power factor
	kW			V1	V2	V3	A1	A2	A3		
Blower	18.5		Max.	234	233	234	37.6	36.7	38.7	17.6	0.67
			Min.	231	230	231	32.0	30.5	33.5	12.4	0.56
			Avg.	233	231	233	35.4	34.5	36.7	15.8	0.64

e. 電力量の管理

(1) 積算の電力量計の増置

積算の電力量計は各変電室に設置されているものの、プロセス、主要機器ごとには設置されていない。プロセスごとに積算電力量計を設置し、プロセス別、製品別の電力使用量と生産量から電力原単位を求め、その推移を把握して生産プロセス、作業の改善、省エネルギーに役立てられたい。

(2) 計測機器の整備

各変電室には電圧計と電流計が設置されていたが、一部正しい指示をしていなかったものがあったり、計測不能のものも見られた。安全管理、整備管理上重要な計器であり、早急に修理する必要がある。

(3) 単線結線図の整備

保管されている単線結線図は整備新設時のものであり、その後の系統変更や結線替えの情報が十分には反映されていない。電力管理を十分に行うには単線結線図は不可欠のものであるので、一目で簡単に主要電気設備の配置や結線のわかる単線結線図を整備し、主変電室はもとより各変電室にも備付け、常に誰でもが見られるようにしておくことが必要である。

(7) 効果の合計

以上の改善方策のうち、実施した場合の効果を定量的に予測できるもののみを集計すると Table 5.1.25 のようになる。

Table 5.1.25 Summary

Item	Expected Saving						Investment Payback	
	Fuel Gas Nm ³ /y	Fuel Gas 1000Lv/y	%	Power kwh/y	Power 1000Lv/y	%	Total 1000Lv/y	Year 1000Lv y
Detergent Spray Dryer								
Slurry moisture control	93200	207.1	1.5				207.1	0 0
Insulation	31000	68.9	0.5				68.9	2 0.03
Boiler								
Air Ratio Control	44500	98.9	0.7				98.9	0 0
Collector Insulation	27700	61.6	0.4				61.6	1 0.02
Steam Pipe								
Integration	66700	148.2	1.0				148.2	0 0
Installing Steam Trap	500000	1111.1	7.8				1111.1	700 0.63
Transformer								
Integration				9680	6.9	0.2		
Peak Shift				0	169.1	0.0		
Total	763100	1695.7	12.0	9680	176.0	0.2	1871.7	703 0.38

5. 2 食用油工場

5.2 食用油工場の調査結果

5.2.1 工場の概要

(1) 工場名

Prima-M

(2) 業種

食品工業

(3) 主要製品名および生産能力

Sunflower Oil、Soy Bean Oil、Groats、Fatty Acid

原料処理能力 300 t/d

原油精製能力 30 t/d

(4) 従業員数

227

(5) 工場所在地

Polski Trambesh, Loveshka

(6) 工場の沿革

1924年に創立され、圧搾・精製のみを行っていたが、1980年から1981年にかけて現在のプレス、抽出、精製を備えた設備に改めた。

ブルガリア国内には食用油工場が15工場あるが、うち10工場は圧搾のみの小規模工場であり、抽出も行っているのは5工場のみで、いずれも当工場と同規模である。精製設備はバッチ式で能力も不足しており、連続化の計画を持っている。

生産は安定しており、輸出やロシアからの委託による加工も行っている。

(7) 調査期間

1993.3.15 - 3.19

(8) 調査員

井口 光雄

団長・エネルギー管理

中川 暉雄

副団長・計測

遠藤 正史

食用油プロセス

三宅 正志

熱技術

野崎 幸雄

熱技術

田中 頼彦

電気技術

(9) 面接者

Mr. Stefan Tzanov Stefanov	President
Mr. Yulinya S. Shishkova	Vice President
Mr. Kostadin B. Burnev	Head of Electromechanical Department
Mr. Lyubomir Spirov Varbanov	Electric Engineer

(10) 生産量推移

Table 5.2.1 Trend of Production

Name of Product	Unit	1988	1989	1990	1991	1992
Raw Sunflower Oil	t	13005	14770	14160	9193	11418
Soya Oil	t	3022	1994	80	950	872
Refined Sunflower Oil	t	8527	8260	9334	8834	6440
Refined Soya Oil	t					1067
Bottled Oil	t	6317	6247	6315	5298	5101
Sunflower Groats	t	13230	15397	14840	9550	11874
Soy Bean Groats	t	15770	9729	402	4670	4562
Butyric Acid	t	102	114	120	100	145

(11) エネルギー消費量推移

Table 5.2.2 Trend of Energy Consumption

Energy	Unit	1988	1989	1990	1991	1992
Fuel Oil	t	4005	3680	2650	2900	2510
Diesel Oil	t	46	52	52	25	
Electric Power	kWh	5075	4898	4141	3406	3336

(12) エネルギー消費原単位 (Raw Oil 1 ton 当たり)

Table 5.2.3 Trend of Unit Energy Consumption

Energy	Unit	1988	1989	1990	1991	1992
Fuel Oil	t/t-Raw Oil	0.25	0.22	0.19	0.29	0.20
Electric Power	kWh/t-Raw Oil	0.32	0.29	0.29	0.34	0.27

(13) エネルギー価格

重油 2710 Lv/t (S=3.5%) 1993.3.16

電力 Peak Day Night

1.447 0.783 0.386 Lv/kWh 1993.2

(14) 工場配置図

Figure 5.2.1 Factory Layout

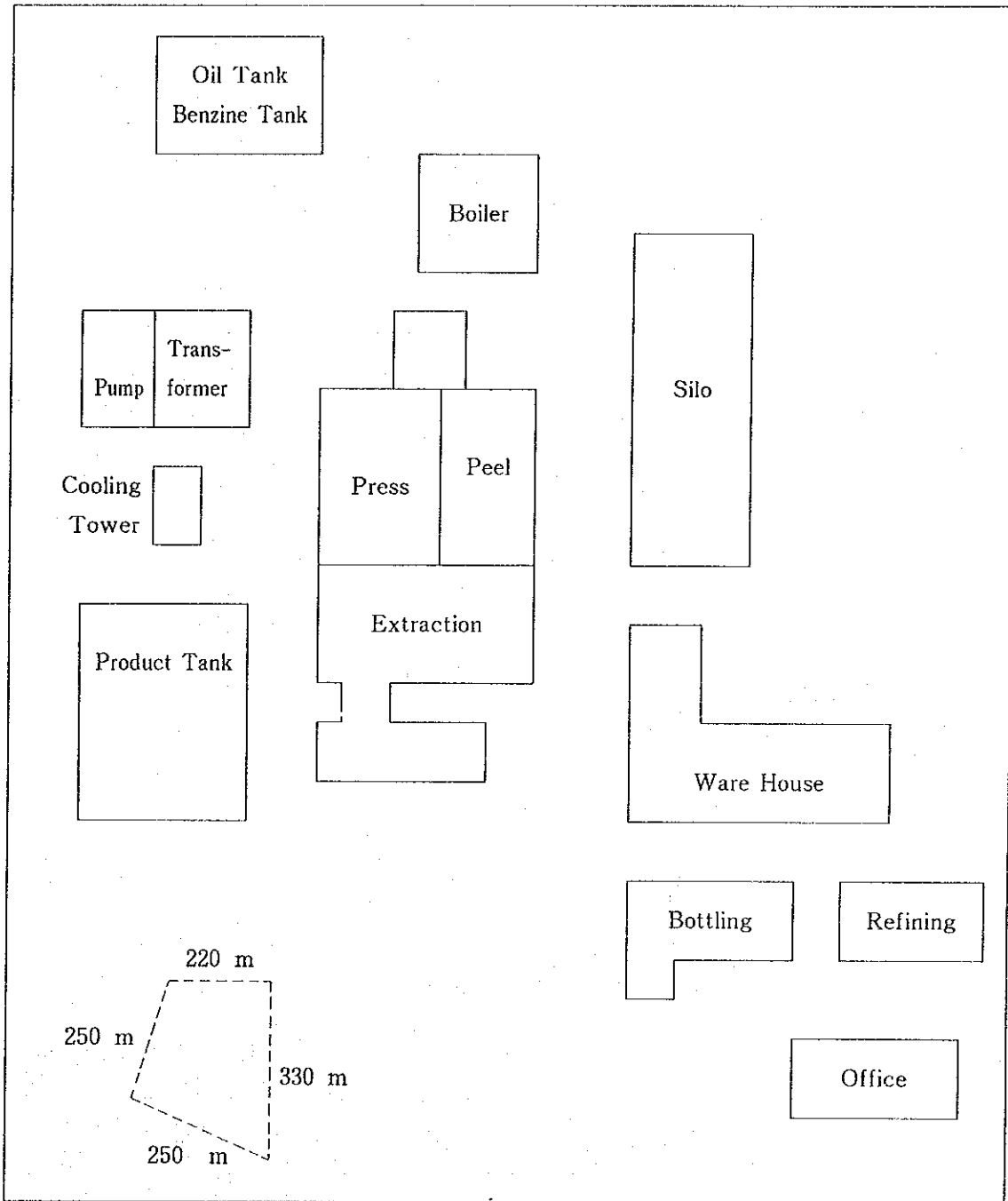
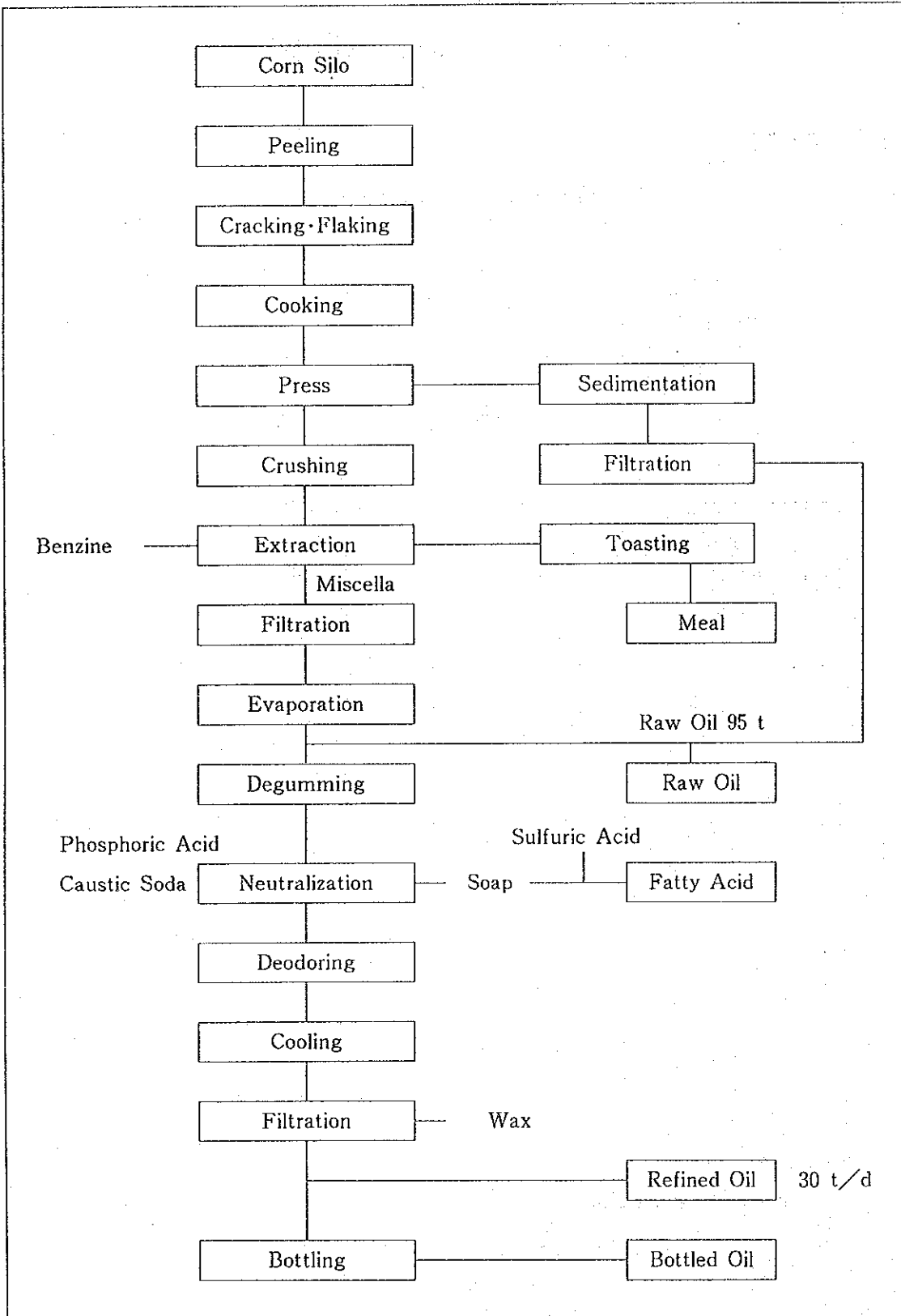
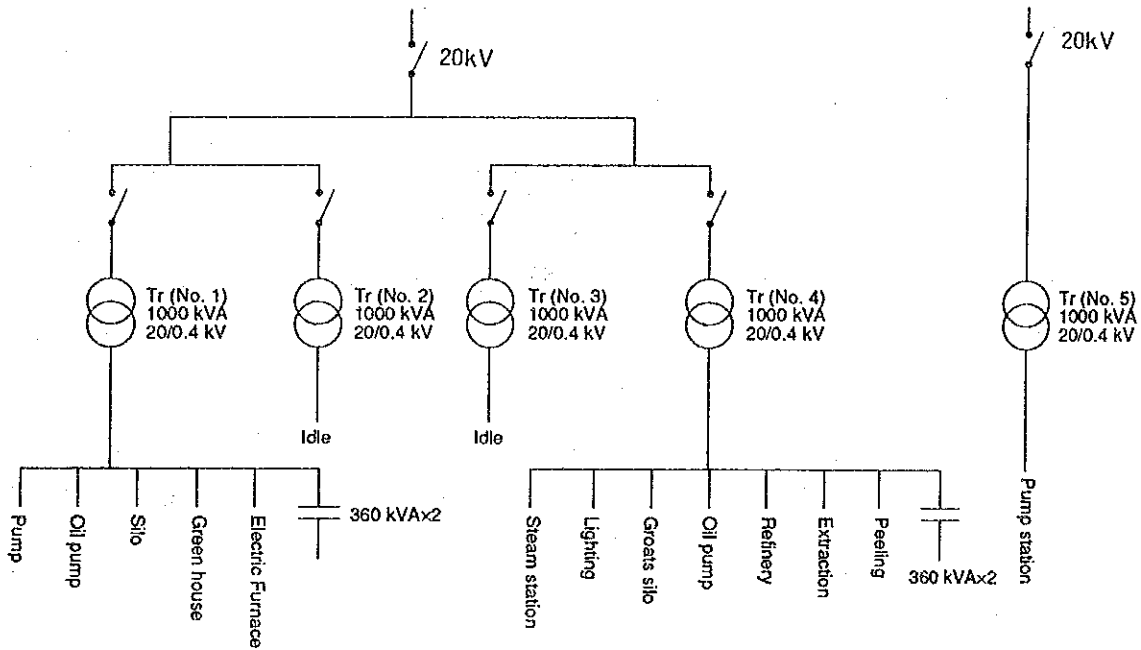


Figure 5.2.2 Production Process



(16) 電力単線結線図

Figure 5.2.3



(17) 主要設備の概要

Table 5.2.4 Outline of Principal Equipment

Name	Number	Specification
Dehulling Machine	10	60t/d × 5, 100t/d × 5
Cracking and Flaking Roll	6	4 roll
Cooker	5	6 Stage, Jacket Heater
Press Machine	5	Snake Press, 60 - 80 t/d
Extractor	1	Hildebrandt
Evaporater	2	
Oil Stripper	1	
Desolventizer Toaster	1	10 Stage
Degumming Tank	6	6 m ³
Deacidification Tank	2	
Deodorization Vessel	2	5 ton
Dewaxing Press	2	Filter Press
Boiler	4	Flue & Smoke Tube, Fuel : Oil 13 bar × 12t/h × 2 Water Tube, Fuel : Husk 12 bar × 10t/h × 2

5.2.2 エネルギー管理の状況

エネルギーは工場内のいたるところで直接的、間接的に使用されており、その全ての局面において省エネルギーのポテンシャルがあるといえる。

エネルギーの消費効率は設備・機器の性能と操業方法によって変わるが、この何れも運転や保全などの関係者の技術と行動によって大きな差を生じる。

設備については適切な保全・整備により設計性能を維持するだけでなく、小規模の改造により性能向上を図り、操業方法についても作業標準を遵守するのみでなく、よりよい操業方法を探索する改善活動を常に続ける必要がある。

これらは、すべて人の行動に関係するものであり、省エネルギーを効果的に推進するためには、設備的な対策とともに工場の全従業員が心を合わせて目標の達成に努力するような全員参加の体制を作ることが肝要である。

(1) 省エネルギー目標の設定

省エネルギー活動を開始するにはまず企業のトップが省エネルギーは経営上の重要な項目であることを明らかにし、真剣に取り組もうとする姿勢を従業員全体に示すことが大切である。このことによって、従業員は省エネルギーに努力することが企業の方針に合致するという確信が得られ、積極的に取り組むようになる。

トップからの指示は省エネルギーをして欲しいと云う抽象的な指示のみでは不十分であり、具体的な目標値、達成期限等を従業員に示すことが必要である。これを受けて、工場の各部門は全体目標が達成されるよう、部署ごとにそれぞれの責任範囲で処理し得るような項目について具体的に目標を設定する。目標ができて始めてこの目標を達成するための各種アプローチの検討や計画作成、業務の割当など具体的な活動に移ることができる。

しかし目標を設定するには現在の工場のエネルギー消費実態が正確に把握されていなければならない。当工場では電力については各変電所別に電力量計が設置されているが、購入燃料油の量は把握されているが、消費量を測定する計量器はなく、その日常管理は行われていない。燃料油を用いて発生しているスチームの量も給水計量器がないため分らないし、抽出工程入口のスチーム計量器も故障したまま放置されている。各工程でどれほどのエネルギーが消費されているかが分らないと、設計条件などと対比して良否を評価し、定量的な目標値を設定することができない。また、省エネルギー対策を実施してもその効果を確認することができない。まず計量器を整備することが望まれる。

(2) 組織的な活動

工場全体で足並みを揃えて省エネルギー活動を進めるには、管理部門、生産部門、補助部門の間、あるいは生産部門の中でも工程間の連絡を図るため、それぞれの代表者で構成される委員会を作った方がよい。この委員会では省エネルギー計画の策定、予算の決定、技術的な省エネルギー対策案の承認、実績の評価、事例の紹介等が行われる。これによって、各部門の認識の統一、重点的な進行が可能となる。また、ある対策がその前後工程を含めて全体としての効果があるかどうかの検証が可能となり、別の観点からの助言も期待できる。この会議での決定事項の実行が担保されるよう、この会議の座長には工場長またはそれに次ぐ権限のある人を充てなければならない。

また、従業員が省エネルギーに対する関心を常に維持するよう種々の行事を実施したり、省エネルギー活動が円滑に進行するよう関係部門間の調整を図る役目を持つコーディネーターを任命することも必要である。

エネルギー使用設備に日常接し、問題点を肌で感じているのは現場第一線の従業員である。また、如何に優秀な設備を備え、立派な作業標準を作ってもそれが守られ、上手に設備が使いこなされなければ、決してエネルギー効率の向上は望めない。したがって、現場第一線の従業員にも省エネルギーへの関心を持たせ、積極的に活動に参加させるようにすることが効果的である。

(3) データに基づく管理

省エネルギー活動も品質管理と同じく、改善計画を立て (Plan)、実施し (Do)、その結果を評価し (Check)、それに基づいて修正もしくは歯止めを行い (Action)、さらに一步進んだ段階の計画に進むということを繰り返す、順次管理のレベルを高めて行くというPDCAのサークルを回すことによって、着実な進展を図ることができる。

改善計画の立案に当たって着眼すべきエネルギー消費上の問題点や改善の種は自工場のデータ (事実) を客観的に解析することによって、初めて明らかになる。省エネルギー対策の効果も実績データを基に、原単位管理図、ヒストグラム、相関分析など統計技法を利用して確認する。異常なデータに対してはその原因を探ることにより、多くの情報が得られる。

評価の結果を定期的に公表して末端までそれぞれの努力の結果が分かるようにすることが大切である。これによって、職場間の良い意味での競争意識を醸成することができる。

また、顕著な成果を挙げた職場や優秀な提案に対しては、これを表彰して励みを与えるようにする。

(4) 従業員教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。今後エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウェイト、エネルギー損失発生原因と防止策、他工場での省エネルギーの成功事例などの情報を従業員に提供して省エネルギーの動機付けを図るとともに、スタッフによる指導、研修会やマニュアル配布等により従業員教育を進め、レベルアップを図る必要がある。

(5) 設備管理

設備が適切に保全されていないと大きなエネルギー損失を生ずる。当工場では訪問中にもスチーム配管の保温補修工事が行われており、スチームトラップの作動状況にも注意が払われていることはよいことである。しかしながら、バルブやフランジの保温は行われておらず、精製工程の機器で保温が脱落しているものや、スチームヘッダのバルブ付近からスチームが漏洩している箇所もあり、スチームトラップの作動不良のものも見かけられた。スチーム漏洩の補修のようにスチーム供給を止めなければならないものは洩れ場所に目印を付けるとともに帳面に記録しておいて定期的に補修するようにするとよい。

図面は機器の維持・保全のためには必要欠くべからざるものであり、改造工事を施した場合は直ちに修正図面を作成し、誰もが容易に見られるよう整理して置かなければならない。当工場では各技術工程毎に図面の整理はよく行われている。

5.2.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) 生産工程

A) 圧搾工程

圧搾設備は抽出設備と比べて生産能力が大きいため、何割かの機械が停止している。遊休設備は歩留り向上や、省エネルギー対策として有効に活用したい。脱皮設備、圧扁ローラー、クッカー、プレス機などは6割程度しか稼動していない。

① 脱皮設備の有効利用

脱皮は抽出粕中のタンパク質含量が規格に入るようにする目的で実施するが、必ずしも圧搾前に脱皮する必要はない。皮中には約3%の油分を含んでおり、Figure 5.2.4のように抽出工程の後で脱皮を行うと、皮中の油分も回収できるので歩留り向上につながる。ただし、その場合には脱溶剤機出口に製品クーラーが必要となるので、設備投資と歩留り向上によるメリットとの比較をしなければならない。

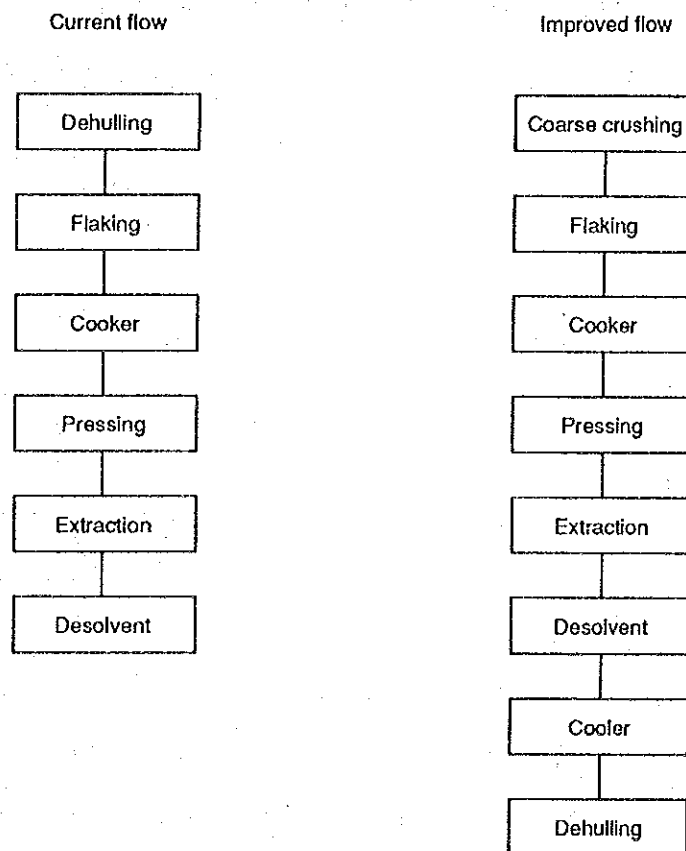
- 条件 1. 年間処理量 50,000t/y
 2. 現在皮を12%まで脱皮しているのを、脱皮せず22%のままとする
 3. 皮中の油分3%の内、2%を回収できるとする
 4. 油の価格 10,000 Lv/t

$$\begin{aligned}
 \text{メリット金額} &= \text{年間処理量} \times \text{皮の割合の差} \times 2\% \times \text{油の価格} \\
 &= 50,000 \times (0.22 - 0.12) \times 0.02 \times 10,000 \\
 &= 1,000,000 \text{ Lv/y}
 \end{aligned}$$

製品クーラを新たに導入するのではなく、遊休の原料ドライヤやクッカを転用すれば投資金額を抑えることができる。日本の例では、製品クーラを新設すると100~150M ¥ (20~30 MLv) 必要となるが、遊休設備を転用すればブルガリアでは5 MLv 以下で設備可能と思われる。

また、脱皮設備の一部は粗砕工程として使用するとよい。

Figure 5.2.4 Dehulling Process Improvement



② 圧扁ローラ、クッカの有効利用

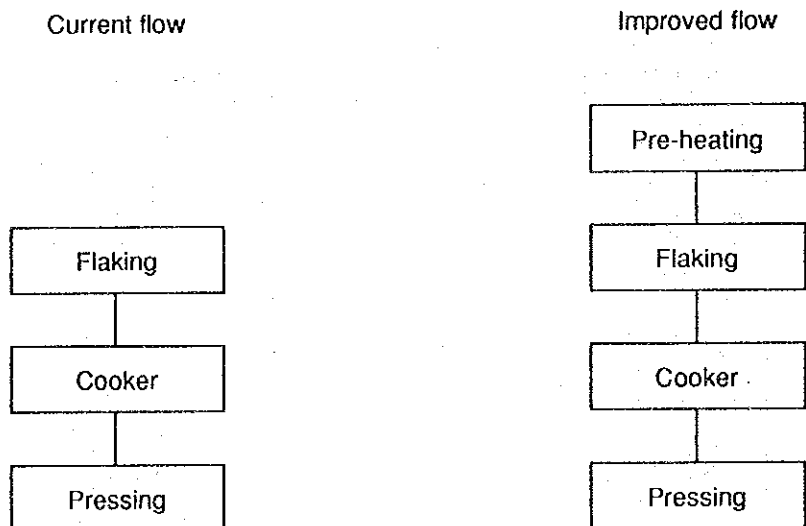
原料を圧扁ローラにかける前に予熱をすると、粉の少ない、薄いフレークができやすくなるために、抽出後の粕の残油分を減らすことができる。遊休のクッカを予熱用のプレヒータに転用し、すべてのローラを使用して、1台あたりの処理量を減らすことにより、最適なフレーク作りをめざすとよい。

- 条件
1. 年間処理量 50,000t/yから60%の抽出粕が発生する
 2. 2%の粕残油分が1%に減少する
 3. 油の価格 10,000 Lv/t

$$\begin{aligned}\text{メリット金額} &= \text{年間粕発生量} \times \text{残油分の差} \times \text{油の価格} \\ &= 50,000 \times 0.6 \times (0.02 - 0.01) \times 10,000 \\ &= 3,000,000 \text{ Lv/y}\end{aligned}$$

輸送設備や電気工事で4～5 MLv必要になると推定されるが、その資金は短時間で回収できるとみられる。

Figure 5.2.5 Preheat before Flaking



③ クッカスチーム使用量の削減

クッカでは間接スチームのみならず、吹き込みスチームが多く使われている。特に下段での吹き込み量が多く、装置から逃げていくスチームが多く見られた。プレス機へ入る原料の水分が低くなり過ぎてしまうために、クッカにスチームを吹き込む場合があるが、その場合には主に上段に入れるようにし、下段には吹き込まない方がよい。各段の吹き込みスチーム量を細かく管理していくと、クッカでの吹き込みスチーム量は今より格段に減少し、圧搾工程全体におけるスチーム原単位は20%程度削減可能である。

日本における圧搾工程のスチーム原単位は原料 t あたり 80~120kg であるので、その内 20kg 削減できるとして、年間のスチーム削減量 G_1 は次のようになる。

$$\begin{aligned} G_1 &= 20 \times 50,000 \\ &= 1,000,000 \text{ [kg/y]} \\ &= 1,000 \text{ [t/y]} \end{aligned}$$

ただし年間原料処理量を 50,000 t とする

スチーム 1 t を発生するのに必要な重油は 0.116 t であるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_1' = 1,000 \times 0.116 = 116 \text{ t/y}$$

重油価格を 2,710 Lv/t とすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_1'' = 116 \times 2,710 = 314,400 \text{ Lv/y}$$

このための設備投資は必要としない。

B) 抽出工程

① DT (Desolventizer-Toaster) の排ガス利用

DT の排ガスを Na 1 Evaporator の熱源に利用する事はよく知られている省エネルギー対策である。DT における吹き込みスチーム量が不明なため、DT 排ガスの持つエネルギー量は分からないが、経験的には Na 1 Evaporator での必要エネルギー量を十分に賄うことができる。改善前後の Flow Chart を Figure 5.2.6 に示す。

抽出工程におけるマテリアルバランスを Figure 5.2.7 に示す。

ベンジンの蒸発に要する熱量 Q は、効率を 0.9 とすると次式のようにになる。

$$\begin{aligned} Q &= F \times H \div \eta \\ &= 21,033,000 \times 80 \div 0.9 \\ &= 1,870,000,000 \text{ [kcal/y]} \end{aligned}$$

スチーム量に換算すると次のようになる。

$$\begin{aligned} G_2 &= 1,870,000,000 / 520 \\ &= 3,596,000 \text{ [kg/y]} \\ &= 3,596 \text{ [t/y]} \end{aligned}$$

Figure 5.2.6 Utilization of DT Vapor

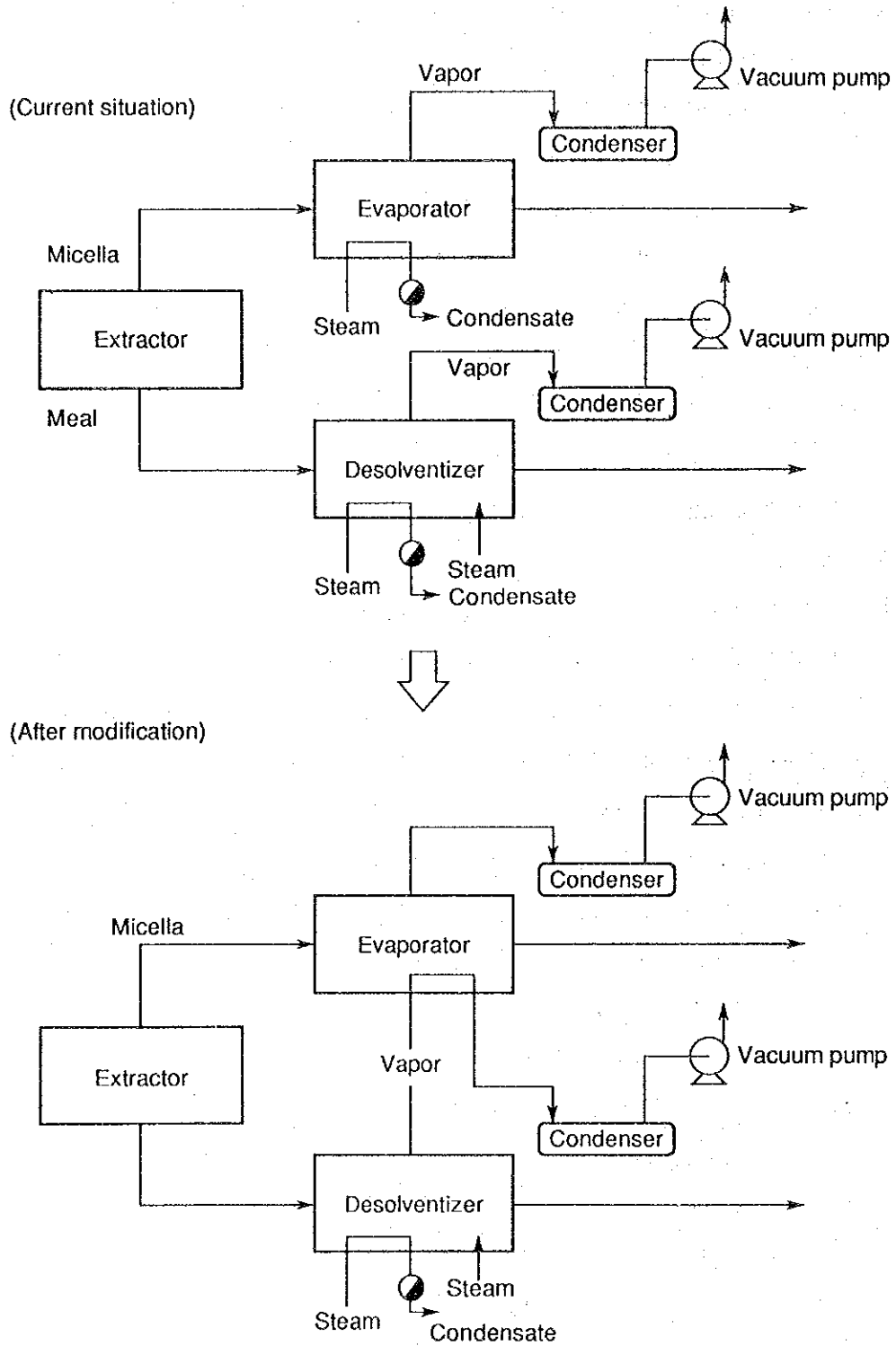


Figure 5.2.7 Material Balance of Extraction Process

Material

Solvent

	%	t
Oil	21	4432
Water	7	1574
Meal	72	15121
Total	100	21133

	%	t
Benzine		30541

1 EVAPORATOR

Miscella

	%	t
Benzine	15	23245
Oil	85	4109
Total	100	27354

	%	t
Benzine	30	7294
Oil	1	329
Water	6	1574
Meal	63	15121
Total	100	24320

No 1 EVAPORATOR		
	%	t
Benzine	35	2212
Oil	65	4109
Total	100	6321

	%	t
Benzine	100	21033

No 2 EVAPORATOR		
	%	t
Benzine	5	216
Oil	95	4109
Total	100	4325

	%	t
Benzine	100	1996

OIL STRIPPER		
	%	t
Oil	100	4109

	%	t
Benzine	100	216

	%	t
Benzine	100	7296

DT		
	%	t
Oil	2	329
Water	6	986
Meal	92	15121
Total	100	16436

ここに

Q : ベンジンの蒸発に要する熱量 [kcal/y]

F : No.1 Evaporator におけるベンジンの蒸発量 [kg/y]

H : ベンジンの蒸発潜熱 80 [kcal/kg]

η : 効率 [-]

G_2 : スチーム削減量 [t/y]

ただしスチームの蒸発潜熱を 520kcal/kg とする。

スチーム 1 t を発生するのに必要な重油は 0.116 t であるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_2' = 3,596 \times 0.116 = 417 \text{ t/y}$$

重油価格を 2,710Lv/t とすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_2'' = 417 \times 2,710 = 1,130,100 \text{ Lv/y}$$

D T 排ガスダクトおよび No.1 Evaporator の改造、保温工事等で 2~3 MLv 必要と推定されるが、この資金は 3 年以内で回収できるとみられる。

② ベンジンヒーターの停止

圧搾粕温度が 80~90℃ であるので、ベンジンを加熱しなくても抽出温度は 55~60℃ 程度になる。抽出温度をそれ以上に上げるとベンジンが沸騰を始め、抽出効率が低下する。

ベンジン加熱をやめることにより節約できるスチーム量 G_3 は次のようになる。

$$\begin{aligned} G_3 &= 30,541,000 \times (60-20) \times 0.5 / 520 \\ &= 1,174,000 \text{ [kg/y]} \\ &= 1,174 \text{ [t/y]} \end{aligned}$$

ただしベンジンの比熱を 0.5 [kcal / (kg · °C)]、基準温度を 20℃ とする。

スチーム 1 t を発生するのに必要な重油は 0.116 t であるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_3' = 1,174 \times 0.116 = 136 \text{ t/y}$$

重油価格を 2,710Lv/t とすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_3'' = 136 \times 2,710 = 368,600 \text{ Lv/y}$$

このための設備投資は必要でない。

③ ベンジン損失の減少

当工場では 800 t/y のベンジンを補充しているとのことである。原料 1 t 当たりでは 24 ℓ/t になる。

$$800,000 \text{ kg/y} / 0.66 = 1,200,000 \text{ ℓ/y}$$

$$1,200,000 \text{ l/y} / 50,000 \text{ t/y} = 24 \text{ l/t}$$

この損失は最近では 1 l/t 以下が一般的であり、当工場の損失は多過ぎる。

この損失を減らすためには以下の対策を取る必要がある。

- (1) コンデンサの掃除の徹底ないしはコンデンサ増設
- (2) 蒸留工程の各温度、真空度、冷却水量管理強化
- (3) ベンジンポンプのシール管理
- (4) 油や粕の残留ベンジン量の減少 (100~300ppm)
- (5) 排ガスからのベンジン回収設備の導入

④ スチーム洩れ防止

No 2 Evaporator とスチームヘッドの 2ヶ所で多量のスチーム洩れが見られた。

No 2 Evaporator からのスチーム洩れは、スチーム入り口のバルブが操作しにくい位置にあるため、ジャケット内のスチーム量を減らす目的で故意に放出バルブを開けているためのものである。

また、スチームヘッドでのスチーム洩れは、安全弁の故障を放置しているためであり、いずれも改善が求められる。

スチーム漏洩量は次の近似式によって求められる。

$$G = 0.5484 \times A \times P^{0.97} \times f$$

ここに

G ; 漏洩スチーム量 kg/h

A ; 穴の面積 mm²

P ; スチームの絶対圧力 kg/cm²

f ; 噴出係数 (配管, バルブ等の場合は 0.8 を使用)

3 kg/cm² のスチームが 10mm の穴から吹き出す時の量は次式で求められる。

$$\begin{aligned} G &= 0.5484 \times (10/2)^2 \times \pi \times (3 + 1.033)^{0.97} \times 0.8 \\ &= 133 \quad [\text{kg/h}] \end{aligned}$$

上記のスチーム洩れがそれぞれこの程度の洩れであったと仮定し、年間稼働時間を 24 時間、200 日とすれば、2ヶ所の年間洩れ量 G₁ は次式のようになる。

$$\begin{aligned} G_1 &= 133 \times 24 \times 200 \times 2 \\ &= 1,277 \quad [\text{t/y}] \end{aligned}$$

スチーム 1 t を発生するのに必要な重油は 0.116 t であるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_1' = 1,277 \times 0.116 = 148 \text{ t/y}$$

重油価格を2,710Lv/tとすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_4'' = 148 \times 2,710 = 401,100 \text{Lv/y}$$

このための設備投資は必要でない。

⑤ スチームコンデンセートの有効利用

抽出工程で発生するスチームコンデンセートは屋外の未保温タンクへ送られて、主に工場外の施設の暖房用として利用しているようである。しかし、スチームコンデンセートはエネルギー損失を減らすため、できるだけ近くで利用するのが好ましいので、抽出工程での再利用を考えたい。スチームコンデンセートはミセラの予熱用熱源としたり、フラッシュさせてNo.2 Evaporatorの補助スチームとして利用できる。抽出工程における原料1 tあたりの間接スチーム量は、日本では30~50kg程度であるので、30kgのコンデンセートの熱量のうち10℃の熱量を回収できるとすれば、回収熱量Qは次式のようにになる。

$$\begin{aligned} Q &= 50,000 \times 30 \times 10 \\ &= 15,000,000 \quad [\text{kcal/y}] \end{aligned}$$

スチーム量に換算すると

$$\begin{aligned} G_5 &= 15,000,000 / 520 / 1000 \\ &= 29 \quad [\text{t/y}] \end{aligned}$$

ただし、年間原料処理量を50,000 tとする。

スチーム1 tを発生するのに必要な重油は0.116 tであるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_5' = 29 \times 0.116 = 3 \text{ t/y}$$

重油価格を2,710Lv/tとすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_5'' = 3 \times 2,710 = 8,100 \text{Lv/y}$$

このための設備投資は必要でない。

屋外のコンデンセートタンクを保温し、10℃の熱量を回収した後のコンデンセートを暖房に利用すればよい。

抽出工程で発生するスチームコンデンセートは、設備故障などの原因で溶剤が混入する恐れがあるので、電氣的に防爆仕様になっている抽出工場内で利用する方が、安全対策上からも望ましい。

C) 精製工程

① 脱ガム工程での加熱省略

脱ガム工程では、タンクにおいて油を60℃に加熱しているが、抽出工場から出る油をタンクへ入れずに直接脱ガム工程へ送れば、脱ガムタンクにおけるスチーム加熱を省略する

ことができる。

これにより節約できるスチーム量は、年間脱ガム量を7,512 t、平均油温度を20℃、油の比熱を0.5 kcal/(kg・℃)とすると次のようになる。

$$\begin{aligned}G_6 &= 7,512 \times (60 - 20) \times 0.5 / 520 \\ &= 289 \quad [\text{t/y}]\end{aligned}$$

スチーム1 tを発生するのに必要な重油は0.116 tであるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_6' = 289 \times 0.116 = 34 \text{ t/y}$$

重油価格を2,710 Lv/tとすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_6'' = 34 \times 2,710 = 92,100 \text{ Lv/y}$$

このための設備投資は必要でない。

② 脱臭油の熱交換

脱臭工程では60℃の油を160℃に間接スチームで加熱し、脱ロウ工程では20℃に冷却している。60℃の未脱臭油と160℃の脱臭油を熱交換する事によりスチームを節約できる。熱交換により60℃の未脱臭油が120℃まで加熱されれば、節約できるスチーム量は次式のようになる。

$$\begin{aligned}G_7 &= 7,512 \times (120 - 60) \times 0.5 / 520 \\ &= 433 \quad [\text{t/y}]\end{aligned}$$

スチーム1 tを発生するのに必要な重油は0.116 tであるので、重油削減量は次のようになる。

$$G_7' = 433 \times 0.116 = 50 \text{ t/y}$$

重油価格を2,710 Lv/tとすると、節減可能額は次のようになる。

$$G_7'' = 50 \times 2,710 = 135,500 \text{ Lv/y}$$

設備費は熱交換器、タンク、配管、ポンプ、保温工事、電気工事で2～3 MLv必要と見られ、現状での熱回収の経済性はよくない。

また、当工場の脱臭工程はバッチ式であるので、処理後の油を高温状態で一時貯留するタンクを設け、他の脱臭器の処理時間内に新しい原料油との熱交換を終えるようにしなければならないが、大気圧下で油を高温のまま貯留すると品質劣化を招く危険がある。

当工場では脱臭器の連続化を検討中とのことなので、その実施に合わせて熱交換器の導入を図るとよい。

(2) ボイラ

当工場にはボイラが4台あり、No.1、2号ボイラは重油焚きで、No.3、4号ボイラはひまわりの Husk 焚きである。ボイラ給水は井水をイオン交換軟化処理して使用している。

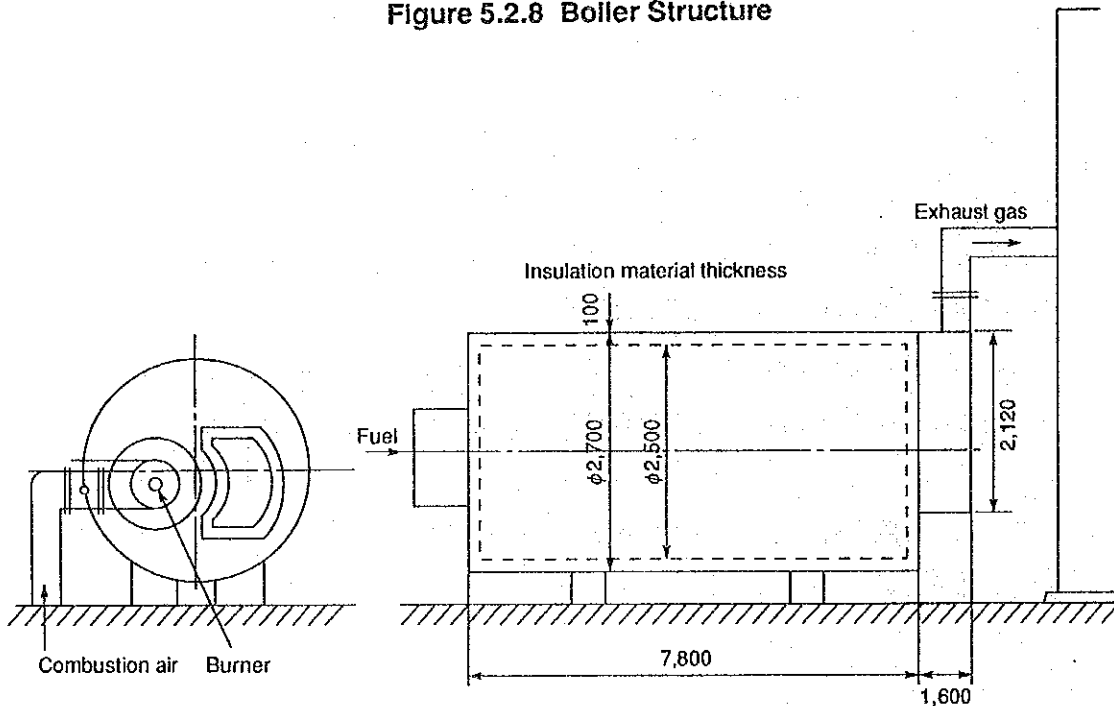
重油バーナの燃焼状態は悪く、煙突からは薄い黒煙が排出されているのが観察された。また、安全弁からのスチーム漏れ、給水ポンプからの漏水、給水配管・スチーム配管の保温不備等整備上の問題が見受けられた。運転方法は手動制御で、しかも、燃焼空気用ダンパは全閉に近い状態でそれ以上の制御が出来ず、効率の悪い運転になっていた。なお、給水流量計・燃料流量計が設置されていないので運転管理上にも問題がある。スチームコンデンセートを給水に回収していることは熱回収となり良いことである。

今回の性能テストは重油焚きのNo.1号ボイラについて実施した。

A) ボイラ仕様

形式	3パス炉筒煙管ボイラ
蒸発量	12 t/h
スチーム圧力	12 bar (定格)
燃料	重油
伝熱面積	305㎡
製造年	1972年
構造	Figure 5.2.8 ボイラの構造のとおり

Figure 5.2.8 Boiler Structure



B) 熱収支

a. ボイラの熱収支は1993年3月16日13時30分～14時40分の測定データにより行う。

データの詳細は次のとおり。

- | | |
|------------------|------------------------------------|
| 1) 燃料の種類 | 重油 |
| 2) 燃料の消費量 (体積基準) | 0.700 m ³ /h |
| 3) 燃料の消費量 (重量基準) | 0.700 × 0.875 × 1,000 = 612.5 kg/h |
| 4) 燃料の発熱量 | 9,550 kcal/kg |
| 5) 燃料の比重 | 0.925 (15℃) |

92.1℃における比重は次式により求めた。

$$\begin{aligned}d_{92.1} &= d_{15} - 0.00065 (t - 15) \\ &= 0.925 - 0.00065 (92.1 - 15) \\ &= 0.875\end{aligned}$$

- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 6) 燃料の比熱 | 0.45 kcal/(kg · °C) |
| 7) 燃料の温度 | 92.1 °C |
| 8) 基準温度 | 16 °C |
| 9) 燃焼用空気の温度 | 16 °C |
| 10) 乾き排ガス中のO ₂ % | 10.18 % |
| 11) 乾き排ガス中のCO ₂ % | 7.43 % |
| 12) 乾き排ガス中のCO% | 0.042 % |
| 13) 排ガス温度 | 201.33 °C |
| 14) 給水量 | 6.81 t/h |
| 15) 給水温度 | 41.1 °C |
| 16) スチーム圧力 | 10.23 kg/cm ² (G) |
| 17) ボイラ各部の表面温度 | |
| 前板 | 80.85 °C |
| 胴板 | 52.10 °C |
| 後板 | 50.80 °C |

注：燃料の発熱量、比重等の性質が不明のため、推定値を使用した。

b. 熱収支計算

熱収支は燃料1 kg当たりで行う。

[入熱]

- ① 燃料の低位発熱量 $H \ell = 9,550$ kcal/kg-Fuel

② 燃料の顕熱 Q_1

$$Q_1 = C_f \times (t_f - t_0) \quad \text{kcal/kg-Fuel}$$

$$= 0.45 \times (92.1 - 16)$$

$$= 34.25 \quad \text{kcal/kg-Fuel}$$

ここに C_f ; 燃料の平均比熱

kcal / (kg · °C)

t_f ; 燃料の温度

°C

t_0 ; 基準

°C

③ 入熱の合計 Q_i

$$Q = H \ell + Q_1 = 9,550 + 34.25 = 9,584.25 \quad \text{kcal/kg-Fuel}$$

[出熱]

① 発生スチームの吸収熱 (有効出熱) Q_s

$$Q_s = W_1 \times (h_2 - h_1)$$

$$= 11.12 \times (655.17 - 41.1)$$

$$= 6,827.46 \quad \text{kcal/kg-Fuel}$$

$$W_1 = W / F = 6,810 / 612.5 = 11.12 \text{ kg/kg-Fuel}$$

$$h_2 = h_3 - (1.0 - x) \times r$$

$$= 664.68 - (1.0 - 0.98) \times 475.48$$

$$= 655.17$$

kcal/kg

ここに

W_1 ; 燃料 1 kg 当たりの給水量

kg/kg-Fuel

W ; 1 時間当たりの給水量

kg/h

F ; 1 時間当たりの燃料使用量

kg-Fuel/h

h_1 ; 給水のエンタルピー

kcal/kg

h_2 ; 発生スチームのエンタルピー

kcal/kg

h_3 ; 飽和スチームのエンタルピー

kcal/kg

x ; 発生スチームの乾き度

r ; 蒸発潜熱

kcal/kg

② 排ガス (水蒸気を含む) の保有熱損失 L_1

$$L_1 = G \times C_s \times (t_s - t_0) \quad \text{kcal/kg-Fuel}$$

$$G = G_0 + (m - 1) \times A.$$

Nm³/kg-Fuel

$$G_0 = 15.75 \times H \ell / 10,000 - 3.91$$

$$= 15.75 \times 9,550 / 10,000 - 3.91$$

$$=11.13 \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$A_0 = 12.38 \times H_1 / 10,000 - 1.36$$

$$= 12.38 \times 9,550 / 10,000 - 1.36$$

$$= 10.46 \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

G₀、A₀の値は、燃料重油の組成が不明のため、Boieの式により推定した。

$$m = \frac{21}{21 - 79 \times \frac{(O_2) - 0.5 \times (CO)}{(N_2)}}$$

$$= \frac{21}{21 - 79 \times \frac{10.18 - 0.5 \times 0.042}{82.35}}$$

$$= 1.87$$

$$G = 11.13 + (1.87 - 1) \times 10.46$$

$$= 20.19 \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$L_1 = 20.19 \times 0.33 \times (201.33 - 16)$$

$$= 1,234.93 \quad \text{kcal}/\text{kg-Fuel}$$

ここに

m ; 空気比

A₀ ; 理論空気量 $\text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$

(CO₂) ; 乾き排ガス中のCO₂% %

(O₂) ; 乾き排ガス中のO₂% %

(CO) ; 乾き排ガス中のCO% %

(N₂) ; 乾き排ガス中のN₂% %

$$= 100 - \{(CO_2) + (O_2) + (CO)\}$$

G ; 燃料1Nm³当たりの実際排ガス量 (水蒸気を含む) $\text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$

G₀ ; 理論湿り排ガス量 $\text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$

C_g ; 排ガスの平均比熱 (一般に0.33 kcal / (Nm³ · °C)) $\text{Kcal}/\text{Nm}^3\text{-Fuel}$

t_g ; 排ガスの温度 °C

t_o ; 外気温度 °C

③ 放散熱損失L₂

$$L_2 = 53.65 \quad \text{kcal}/\text{kg-Fuel}$$

Table 5.2.5 Heat Loss from Boiler Surface

Part	Temperature (°C)	Surface area (mf)	Heat loss kcal/h	Heat loss (kcal/kg - Fuel)
Front plate	80.9	5.70	4,244	6.93
Shell plate	52.1	74.62	26,581	43.40
Rear plate	50.8	5.94	2,036	3.32
Total			32,861	53.65

Note: To calculate the heat loss of the shell plate, 1/4 of the surface area was assumed as the top area, and 1/2 of it as the side wall, and 1/4 of it as the bottom.

炉壁よりの放熱量は次の式に外表温度の測定値を代入して求めた。

$$\text{自然対流伝熱係数 } h_c = \alpha \times (t_s - t_o)^{1/4} \quad \text{kcal} / (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C})$$

$$\text{放射伝熱係数 } h_r = 4.88 \times \varepsilon \times \{(273 + t_s)^4 - (273 + t_o)^4\} / 10^8 / (t_s - t_o) \quad \text{kcal} / (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C})$$

$$\text{単位面積放熱量 } h = (h_c + h_r) \times (t_s - t_o) \quad \text{kcal} / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

ここに、 t_s ; 外表面温度

t_o ; 室内温度 $t_o = 16\text{°C}$

ε ; 放射率 $\varepsilon = 0.8$

α ; 自然対流の面の向きに関する係数

水平上向き面 (天井) $\alpha = 2.8$

水平下向き面 (炉床) $\alpha = 1.5$

垂直面 (側壁) $\alpha = 2.2$

④ その他の熱損失 L_3

$$\begin{aligned} L_3 &= Q_1 - (Q_s + L_1 + L_2) \\ &= 9,584.25 - (6,827.46 + 1,237.4 + 53.65) \\ &= 1,465.90 \quad \text{kcal/kg - Fuel} \end{aligned}$$

⑤ 出熱の合計 Q_o

$$\begin{aligned} Q_o &= Q_s + L_1 + L_2 + L_3 \\ &= 6,827.46 + 1,237.24 + 53.65 + 1,465.90 = 9,584.25 \text{ Kcal/kg - Fuel} \end{aligned}$$

c. 熱収支表

以上をまとめると Table 5.2.6 のとおりとなる。

Table 5.2.6 Heat Balance Chart of Boiler

Item		kcal/kg	%
Heat Input			
(1) Calorific value of fuel	H _i	9,550.00	99.64
(2) Sensible heat of fuel	Q ₁	34.25	0.36
Total	Q _i	9,584.25	100.00
Heat Output			
(1) Heat absorbed by generated steam (Effective heat output)	Q _s	6,827.46	71.24
(2) Loss by exhaust gas retention heat	L ₁	1,237.24	12.91
(3) Radiated heat loss from surface	L ₂	53.65	0.56
(4) Other heat losses	L ₃	1,465.90	15.29
Total	Q _o	9,584.25	100.00

燃量供給量はバーナからの戻り量により調節されており、供給量はバーナへの入り量と戻り量の双方を測定して求める必要がある。今回の測定では、燃料流量計が設置されていないので持参した超音波流量計で測定したが、そのセンサの許容使用温度は80℃以下であり、80℃を超える戻り油量の測定はセンサ温度が上昇するまでの極く短時間しか実施出来なかった。

その他不明熱が15%とやや多いが、この点にも原因の一端があると思われる。

C) ボイラ水質の管理

給水およびボイラ水の水質は Table5.2.7のとおりであった。

Table 5.2.7 Quality of Feed Water and Boiler Water

Raw water		Feed water		boiler water	
pH	Electric conductivity μ S/cm	pH	Electric conductivity μ S/cm	pH	Electric conductivity μ S/cm
8.66	0.507	8.90	0.664	11.88	5.38
8.80	0.508	8.75	0.680	11.88	6.56
8.65	0.499	9.03	0.733	11.96	7.66
Standard		7.0-9.0		11.0-11.8 <4.5	

Note: The standard value is based on JIS B 8223-1989 "Boiler feed water and boiler water quality".

当工場の給水は軟水器による処理水および回収コンデンセートから成る。

給水及びボイラ水のpH値は良好である。また、給水の電気伝導度は良好な値を示している。しかし、ボイラ水の電気伝導度はやや高く、ボイラ水中に不純物が多く含まれていることを示しており、ボイラの寿命を短くする原因となる。ボイラ水の電気伝導度が高い原因はブロー量が不足しているためと考えられる。現状では2時間毎にブローオフが行われているが、ブローオフの量を多くする必要がある。また、原水の電気伝導度の変動に対して給水の電気伝導度の変動が大きいことから、コンデンセートの水質の変動が考えられるので、その定期的なチェックも必要である。

D) 運転管理

a. 各ボイラとも給水流量計が、No 1、2の重油燃焼ボイラには燃料流量計が設置されていない。ボイラの運転管理上、少なくともこの2つの流量計は設置すべきである。この設置によりスチーム発生量（給水量）と燃料量の関係、すなわち蒸発倍数（給水量／燃料量）が把握出来る。

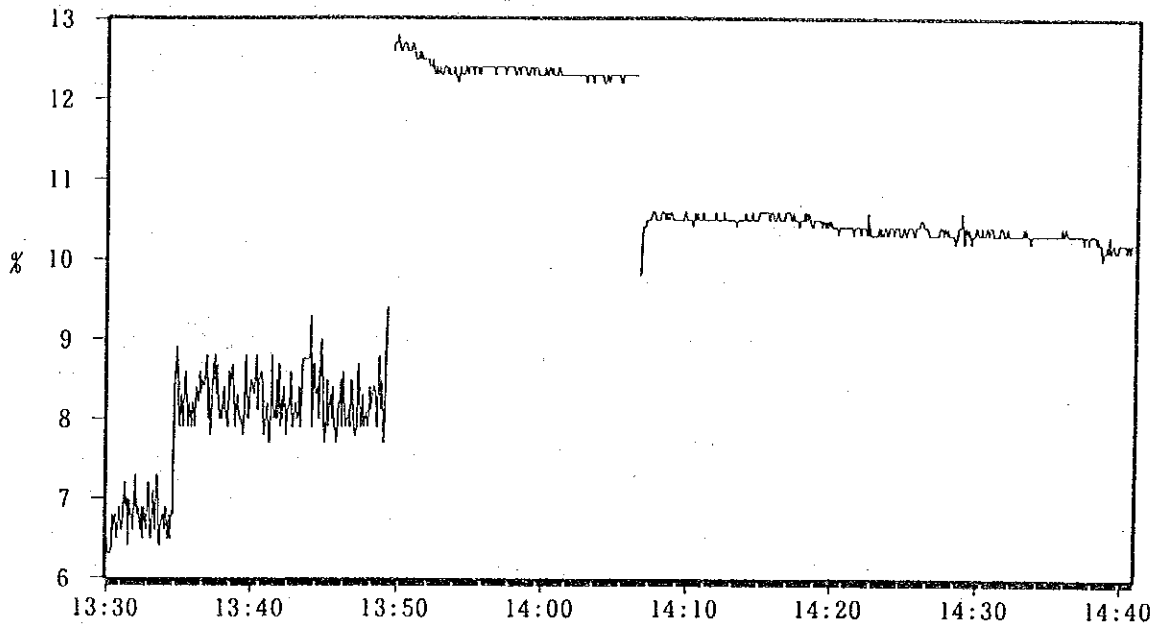
この蒸発倍数は熱効率の代用指数になり得るものであり、長期的な傾向を見られるようにグラフ化して常にチェックし、低下が認められたら伝熱管の清掃等の処置を取るべきである。

b. ボイラ運転日誌には、時間毎の給水量、使用燃料量、ブローオフした時刻と時間、蒸発倍数を記録すべきである。これらのデータを基に、効率的運転についてのボイラ運転者の関心を高める必要がある。

E) 空気比の改善

性能テスト中の排ガス温度は201℃程度で高くはないが、Figure 5.2.9に見られるように、排ガス中の酸素濃度は7～12.5%の間で変動している。空気比の平均値は1.87 ($O_2 = 10.18\%$)となり、非常に過剰な空気量で燃焼していることを示している。燃焼に必要な空気量を加熱して大気に放出していることになり、大きな熱損失となっている。日本の場合、蒸発量が毎時10 tを超え30 t以下のボイラで液体燃料を使用する場合の標準空気比は1.2～1.3とされている。適正な空気比に調節することが必要である。

Figure 5.2.9 Change of Oxygen Contents In Exhaust Gas



現在スチーム圧力の変化に応じて、圧力を一定に保つように燃料の供給量を手動調節している。燃焼用空気のファンの能力が大きいため、空気量調節ダンパが全閉に近く、これ以上の空気量の調節が不可能な状態になっている。このため、Figure 5.2.9のように燃料の供給量の増減に応じて、排ガス中の酸素濃度が変化することになる。また、さらにスチームの使用量（負荷）が減少すると排ガス損失の割合はますます増大することになる。

適正な空気比を維持するためには、燃料の供給量の変化に追従して、空気量を適正に調整する必要があり、現状の空気量調節ダンパーの全閉の状態を改善しなければならない。この対策として、ファンがベルト駆動の場合にはプーリーの径を変更してファンの回転数を落とすことが解決できるが、モータ直結の場合には、①インペラカット（羽根車の外径の縮小）②電源周波数変更による回転数制御がある。あるいは、ファンの吐出側の空気の一部を大気へ放出する方法も考えられる。この方法は設備投資を必要としない簡単な方法であるが、必要风量に対し軸動力を余分に消費することになる。また、放出口から発生する騒音を防止するため、サイレンサの設置も必要である。

この対策により空気量の調節が可能になったら、重油バルブと空気量調節ダンパに開度板を取付け、標準空気比に対する目印をつけて調節するようにする。空気調節ダンパの開度は、煙突の排ガスを見て、薄い黒煙が見られる開度より少し多めの開度に設定するとよい。

空気比が非常に高いにもかかわらず、煙突から黒煙が見られる。また、性能テスト中で排ガス分析計の前処理装置のフィルタにも未燃炭素が捕捉された。エアレジスタの約1/4に

カーボンが付着しているのが見られ、噴霧燃料油に燃焼用空気が有効に混合されていないのが原因と考えられる。また、圧力噴霧式バーナはバーナチップが精密な構造を有しており、カーボンの焼付けで汚染されると霧化不良になることが多く、これも、原因の一つといえる。定期的に、エアレジスタ、バーナチップの清掃、取替えが必要である。

燃料油が重質化している場合や、粗悪油を使用する場合には圧力噴霧式バーナよりスチーム噴霧式バーナの使用が望ましい。

現状の排ガス中の酸素濃度は10.2%で空気比は1.87であるが、この酸素濃度を5.0%まで減少させると、空気比は1.31となり、排ガスは約29%減少する。

この空気比低減による燃料節減率（S）は Table 5.2.8及び次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{Q_i - L_i}{Q_i - L_{i1}} = 1 - \frac{9,584.25 - 1,237.24}{9,584.25 - 878.85} = 0.0412 = 4.12\%$$

ここに

Q_i ; 燃料の発熱量 kcal/kg-Fuel

L_i ; 現状の排ガスの保有熱損失 kcal/kg-Fuel

L_{i1} ; 改善後の排ガスの保有熱損失 kcal/kg-Fuel

年間の燃料使用量は2,510 t（1992年実績）なので、これを用いて年間の節約額を算出すると次のようになる。

$$2,510 \text{ t} / y \times 0.0412 \times 2,710 \text{ L v} / \text{t} = 280.247 \text{ L v} / y$$

Table 5.2.8 Reduction of Exhaust Gas Retention Heat by Improving the Air Ratio

Item	Unit	Present	Improved
Amount of oxygen in exhaust gas	%	10.20	5.00
Air ratio		1.87	1.31
Theoretical amount of air		10.46	10.46
Theoretical amount of dry exhaust gas	Nm ³ /kg	11.13	11.13
Actual amount of air	Nm ³ /kg	19.56	13.70
Actual amount of exhaust gas	Nm ³ /kg	20.23	14.37
Exhaust gas temperature	℃	201.33	201.33
Amount of exhaust retention heat	kcal/kg	1,237.24	878.85

F) 断熱強化

ボイラ本体については表面温度は低く断熱は十分といえる。しかし、実際には安全弁、スチーム弁等からの放射熱が加わり、放射熱損失は熱収支表の値より大きくなる。

また、ボイラ室のスチームコレクタの保温が不十分であり、早急に保温施工をすべきである。スチームコレクタのバルブ・フランジ等は保守点検を容易にするためか、保温されていない場合が多いが、これらの単品当たりの表面積は比較的大きく、その放熱量は大きい。

当工場のボイラ室のスチームコレクタのバルブは6インチ、20kg/cm²のフランジ形玉形弁を使用している。このバルブの保温に必要な表面積は0.923m²で、同サイズの直管長さに換算すると1.78mに相当する。スチームコレクタには12ヶのバルブがあり、全放散熱は次式から30,677 Kcal/hとなる。

$$Q = \pi \times d \times \alpha \times (t_1 - t_2) \times L$$

ここに

- Q ; 全放散熱量 (kcal/h)
d ; 管径 0.165m
α ; 熱伝達率 18kcal/(m²·h·°C)
t₁ ; 管表面温度 184°C
保温後保温材表面温度 60°C
t₂ ; 室内温度 30°C
L ; 配管長さ 1.78×12=21.36m

$$\begin{aligned} \text{保温前 } Q_1 &= 3.14 \times 0.165 \times 18 \times (184 - 30) \times 21.36 \\ &= 30,677 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{保温後 } Q_2 &= 3.14 \times 0.165 \times 18 \times (60 - 30) \times 21.36 \\ &= 5,976 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\text{放熱減少量 } Q_1 - Q_2 = 30,677 - 5,976 = 24,701 \text{ kcal/h}$$

これを保温することにより節減できるスチーム量および燃料重油量に換算すると次のようになる。

ただし、10.23kg/cm² (G) の蒸発潜熱を477.3kcal/kgとする。

$$\begin{aligned} \text{スチーム量 } & 24,701 \text{ kcal/h} \times 24 \text{ h/d} \times 300 \text{ d/y} \times 1 / 477.3 \text{ (kg/kcal)} \\ & = 373 \text{ t - steam/y} \end{aligned}$$

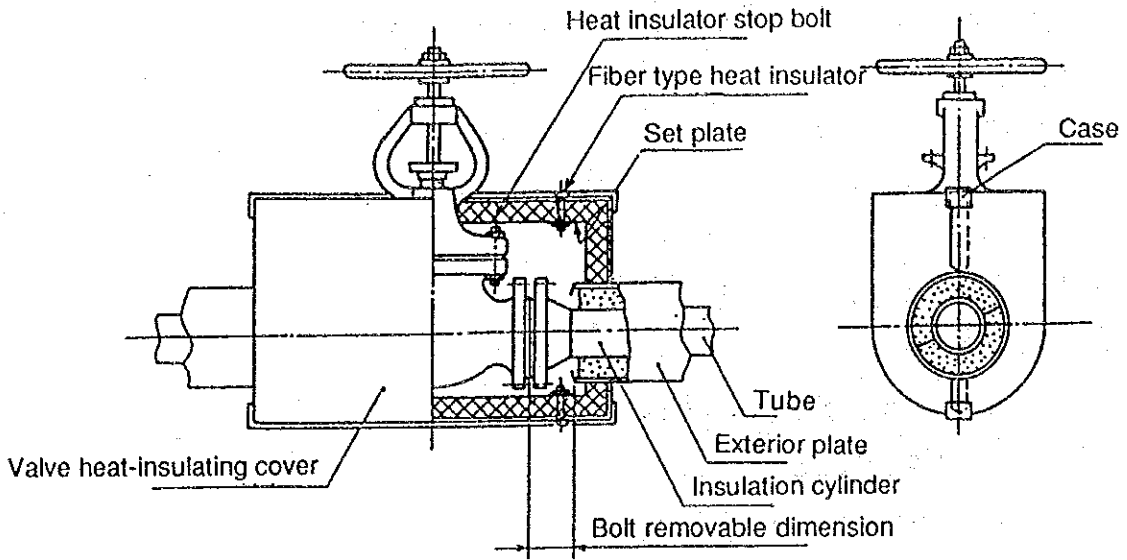
スチーム1tを発生するのに必要な重油量は0.116tであるから、

$$\text{節減可能重油量 } 373 \times 0.116 = 43 \text{ t - Fuel/y}$$

保温するのに、バルブにロックウールを巻き付け、その上を防水布で包めばよい。この施工は工場従業員の手でも実施可能であり、費用は材料のみの700L程度ですむので、費用は短期間で回収できる。(Figure 5.2.10 参照)

Figure 5.2.10 Insulation of Valve & Flange

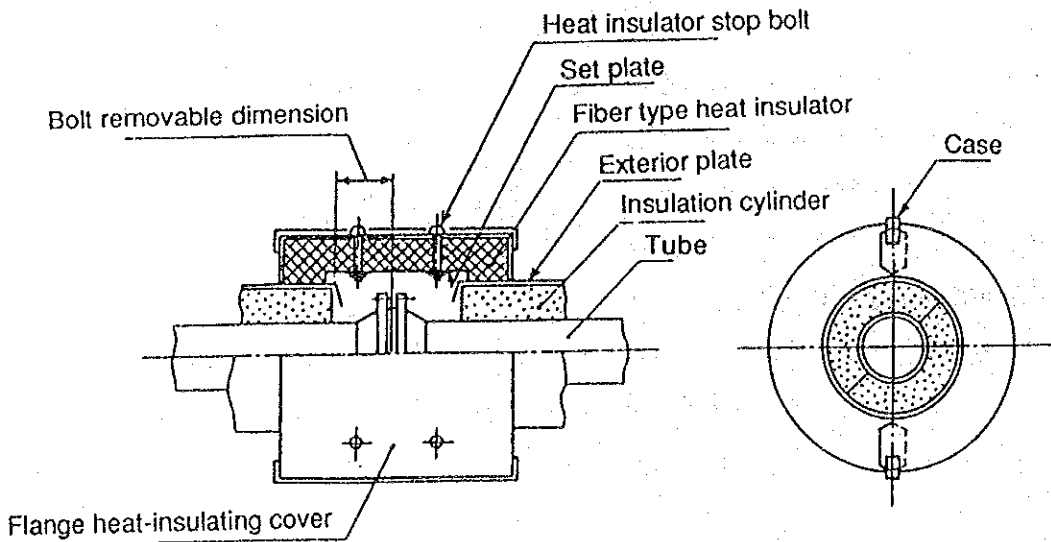
Heat Insulation of Valve



Details of case



Heat Insulation of Flange



(3) スチーム配管

A) 配管の放熱防止

屋外の主管の保温状況は良好である。一部、保温材の脱落している箇所が見られたが、今回の調査中も保温補修工事を実施しており、逐次修復されている。今後も定期的な点検補修を続けることを希望する。

主管から工場に入る屋外の分岐のスチームヘッダが露天にさらされ、バルブは保温されていない。強風、降雨、寒冷時の放熱損失は非常に多くなる。囲いを造って収め、保温を施工して放熱損失の低減を図る必要がある。

屋外の場合には、雨水から保護するため、保温の上を必ず鉄板、アルミ板等で外装する必要がある。水の熱伝導率は約 $0.5 \text{ kcal} / (\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ と保温材の約10倍も大きく、保温材が水分を吸収すると熱損失が増大するので、施工には十分注意する必要がある。なお、このヘッダでもバルブやフランジからのスチーム洩れが見られた。スチーム洩れ箇所では、スチームによる侵食が進み、洩れが増大して行くので、早急に修理する必要がある。

C) スチームトラップの管理

スチームトラップは常に良好な状態に保って、スチーム使用設備の高効率運転を維持するとともに、スチーム損失量が最小になるようにする必要がある。

a. スチームトラップ作動状況

スチームトラップの作動状況を持参した超音波測定器で診断した。その結果を Table 5.2.9示す。調査した9ヶのうち、4ヶ(44%)が不良であった。ボイラ室のスチームコレクタのスチームトラップ3ヶの中2ヶは排出不良で、コンデンセートはバイパスバルブから放出されていた。

Table 5.2.9 Inspection Result of Steam Trap

Type	Inspected	No Good
Float	8	3
Disk	1	1
Total	9	4
Blocking		3
Blowing		1

b. 管理上の問題点

① 圧搾工程のクッカのスチームトラップの一部に、斜めに取付けられているものが見受

けられた。フロート型のスチームトラップは水平に取付ける必要がある。

- ② 研究室のスチームトラップはディスク型であったが、吹放しの状態であった。ディスク型のトラップは小型・軽量かつ構造の簡単なスチームトラップで、配管取付け上何ら制約を受けないが、外気の影響を受け易く、雨天または寒冷の場合にはコンデンセートが溜っていないにもかかわらず、頻繁に作動するか吹放しの状態になることがあり、スチーム損失が大となる。冬季には、缶詰の空き缶等を利用して保温する必要がある。また、コンデンセートを回収する場合のように、背圧がかかる場合の使用には適さない。

c. スチームトラップの維持管理

- ① スチームトラップは長時間使用すると、内部の弁、弁座が磨耗してコンデンセートと一緒にスチームも排出されるようになる。スチームトラップの寿命は型式にもよるが、一般に3～5年と言われており、スチームトラップは消耗品と考えて計画的に更新する必要がある。
- ② 年一回程度スチームトラップの定期点検を実施し、必要に応じて分解掃除や部品の修理交換を行う。定期点検を実施するに当たっては、スチームトラップ配置図、管理台帳、チェックリストを整備し、それに点検結果を記録する。
- ③ スチームトラップの故障には吹放し、排出不良、スチーム漏れの三つがある。スチームトラップの近くでコンデンセートを大気に排出している場合には、簡単に目視で故障を発見できる。コンデンセート回収を行っている場合のように排出部が直接見えない場合は、手袋を付けた手でスチームトラップの入口管と出口管を掴んで温度差を知り、作動しているかいないかを確認する。

(4) 受配電ならびに電気使用設備

A) 工場電気設備の概要

電力は電力会社の20 kV特別高圧線から受電し、工場内2ヶ所の変電室で0.4 kVに降圧し、各プロセスへ配電している。2ヶ所の変電室には、それぞれ容量が1,000 kVAの2台の変圧器が設置されている。また、工場から4 km離れたところには揚水ポンプ用の変電室があり、電力会社の20kV特別高圧線から受電し、250 kVA変圧器1台で0.4 kVに降圧している。その他に非常用電源として、100 kVAのディーゼル発電機が設置されている。

現在、2ヶ所の変電室とも変圧器は1台のみ運転している。さらに、4～9月以外は最大電力が770 kWに制限されていることから、250 kVAの揚水ポンプ用変圧器は除外するとしても、1,000 kVA変圧器1台のみでも対応可能である。このため変圧器2次側0.4 kV系統の連系強化工事が進捗中であるが、ロス低減および系統運用の面からメリットが大きいため、早急に進められることが望ましい。

電力関係については全般的によく管理されている。

B) 改善対策とその効果

a. 電力量計の再配置

1992年度の工場におけるプロセス別電力使用量は、Table 5.2.10のとおりである。工場の主要プロセスであり、エネルギー使用量も51%を占める皮剥き、圧搾、抽出工程に電力量計が設置されていない。それに比べて電力使用量が少ないサイロ（原料および粕）と修理工場には電力量計が設置されているなど、エネルギー管理関連設備に対する設備投資の不合理性が見受けられる。早急に、皮剥き、圧搾、抽出工程に電力量計を新設するか、もしくはサイロおよび修理工場用の電力量計を移設して皮剥き、圧搾、抽出工程の電力量を把握できるようにしてほしい。

Table 5.2.10 Electric Power Consumption by Process

Substation	Transforme	Section	Power Consumption kWh	Share %
No 1	No 1	Boiler room	515,517	15
		Siio(Seed)	86,841	3
		Silo(Meal)	29,320	1
		Water Pump	232,818	7
		Lighting	107,359	3
		Others	87,529	3
		Total	1,059,384	32
No 2	No 4	Machine shop	7,501	0
		Bottling	75,283	2
		Administration	79,572	2
		Refining	244,192	7
		Dehulling, Press, & Extraction	1,686,192	51
		Total	2,092,740	63
Pump		183,440	5	
Total		3,335,564	100	

b. 電圧計、電流計の整備

変電室には電圧計と電流計が設置されていたが、一部指示の不正確なものや計測不能のものが見られた。また、ボイラー室でも電圧計の不備が見られた。電気設備の保安の面からも早急に修理されたい。

c. 電力計量の拡充

変電所における電力量の計測は、毎日 5時、13時、22時の 3 回実施されている。電力の原単位やコストを管理する上では昼間、ピーク、夜間の時間帯別に電力量を計測する必要がある。このため、1日の計測回数を時間帯ごとに 6 回に増やす必要がある。

また、各所に配置してある電力量計（子メーター）の読みは、月末の27日もしくは28日のみ記録されているが、上記と同じ理由により毎週、できれば毎日記録されたい。

d. ポンプの水の漏洩

工場の水ポンプ設置個所で水の漏洩が散見された。

1 個所は精製工程の脱蠟用のポンプで、10~15 ℓ/分程度漏洩していた。もう 1 個所は

ボイラのタンク室のポンプで、10ℓ/分程度漏洩していた。これらの水は電力を消費して加圧された水であり、早急に修理されたい。

f. 電動機

3月17日から18日にかけてモーターの負荷の測定を実施した。測定結果を Table 5.2.11 に示す。

Table 5.2.11 Load of Motors

Motor	Rating Data			Voltage V	Current A	Load kW	Power Factor
	kW	Number					
Dehuller No 1	5.5	17	Avg.	232.6	11.0	0.3	0.05
			Max.	238.5	12.7	0.8	0.10
			Min.	189.9	10.2	0.1	0.02
Dehuller No 2	5.5	16	Avg.	238.1	5.5	0.9	0.24
			Max.	246.2	5.8	1.0	0.25
			Min.	237.1	5.3	0.9	0.22
Dehuller No 3	5.5	3	Avg.	237.5	7.7	2.5	0.46
			Max.	237.9	7.9	2.5	0.46
			Min.	237.2	7.5	2.5	0.46
Press No 1 Crusher	10	5	Avg.	235.4	10.5	3.9	0.53
			Max.	237.4	11.5	4.0	0.54
			Min.	232.2	9.9	3.8	0.52
Press No 1 Crusher	50	23	Avg.	241.8	48.8	9.8	0.28
			Max.	251.5	55.6	19.6	0.53
			Min.	237.2	43.3	4.7	0.14
Press Roller C 30		18	Avg.	239.2	39.9	19.3	0.66
			Max.	240.9	44.0	21.9	0.72
			Min.	237.2	28.6	6.1	0.29
Cooker Agitator 30		16	Avg.	238.4	18.5	11.2	0.85
			Max.	241.6	20.7	12.6	0.86
			Min.	237.1	16.5	9.7	0.82

Motor	Rating kW	Data Number		Voltage V	Current A	Load kW	Power Factor
Toaster	45	15	Avg.	237.9	37.5	10.1	0.38
			Max.	238.8	38.8	10.9	0.40
			Min.	236.1	36.0	9.1	0.34
Boiler No 1 Circuit		11	Avg.	244.3	37.7	18.2	0.63
			Max.	246.7	57.2	30.8	0.76
			Min.	239.0	25.4	10.6	0.52
Boiler No 2 Circuit Blower	30	14	Avg.	244.8	65.2	37.6	0.79
			Max.	247.1	65.6	38.0	0.80
			Min.	238.7	63.6	36.9	0.78
Husk Boiler No 1 Blower	22	14	Avg.	242.0	26.6	10.9	0.53
			Max.	244.4	27.6	19.7	0.54
			Min.	240.0	25.1	10.1	0.52
Husk Boiler No 2 Blower	22	13	Avg.	240.9	29.8	14.1	0.63
			Max.	242.7	30.8	21.4	0.63
			Min.	237.8	27.8	13.2	0.62
Husk Conveying Blower	30	13	Avg.	238.6	30.4	17.5	0.81
			Max.	242.7	33.7	17.8	0.81
			Min.	233.2	26.9	16.4	0.80
Pump Room		27	Avg.	241.0	159.8	91.1	0.78
			Max.	247.2	220.2	126.4	0.81
			Min.	238.4	116.6	67.2	0.75

皮剥ぎ機にはブロワ用、皮剥ぎ用、篩い用の3台のモーターが設置されているが、測定時の原料装入量が少なかったため、各モーターの負荷が低く、力率も極端に低くなっている。圧搾工程の粉砕機用モーターについても同様理由で力率が低い。

皮剥ぎ機No.1で低電圧が記録されているが、負荷変動による一時的なものである。

(5) 効果の合計

以上の改善方策のうち、実施した場合の効果を定量的に予測できるもののみを集計するとTable 5.2.12 のようになる。

Table 5.2.12 Summary

Item	Expected Saving						Investment Payback		
	t/y	Oil 1000Lv/y	%	Power kwh/y	1000Lv/y	%	Total 1000Lv/y	Year 1000Lv	y
Press									
Improvement of Dehulling							1000.0	5000	5.0
Preheat before Flaking							3000.0	5000	1.7
Decrease of Cooker Steam	116	314.4	4.6				314.4	0	
Extraction									
Utilization of DT Vapor	417	1130.1	16.6				1130.1	3000	2.7
Benzine Heater Stop	136	368.6	5.4				368.6	0	
Repairing Steam Leak	148	401.1	5.9				401.1	0	
Utilization of Condensate	3	8.1	0.1				8.1	0	
Refining									
Degumming Heater Bypass	34	92.1	1.4				92.1	0	
Boiler									
Air Ratio Control	103	280.2	4.1				280.2	0	
Valve Insulation	43	116.5	1.7				116.5	0.7	0.01
Total	1000	2711.1	39.9				6711.1	13001	1.9

5. 3 紙パルプ工場

5.3 紙パルプ工場の調査結果

5.3.1 工場の概要

(1) 工場名

Celhart Ltd.

(2) 業種

紙パルプ

(3) 主要製品名および生産能力

製袋用クラフト紙	63,000 t / y
段ボール紙中芯用紙	15,000 t / y
紙袋	300,000枚 / d

(4) 従業員数

1760

(5) 工場所在地

Stamboliiski, privattel. 54-36

str. "B. Paraschkewa" 27

(6) 工場の沿革

原料木材からパルプまたはセミパルプを経て、段ボール紙中芯用紙および紙袋までを一環製造している。

1952年にパルプ工程のみで出発し、1954年には段ボール用紙の製造を始めた。1968年には製袋用クラフト紙の製造を始め、能力も増強されてバルカン地方では最大規模の工場となっている。国内で製袋用紙を製造しているのは当工場のみである。蒸解釜排気からは粗テルペン油が回収されている。

体制変革後の経済停滞で生産は最盛時の60%に低下している。

1972年にはパルプ製造の際の廃液から薬品を回収するとともに、可燃物のエネルギーをスチーム発生に利用する回収ボイラを設置している。また、現在ボイラ燃料を供給に不安のある重油から天然ガスへ切り替える工事を進めている。

これらボイラで発生したスチームはまずタービンに通して発電に利用し、タービン抽気をプロセス用に送気している。一部のスチームは近隣の工場や地域暖房用に外販されている。

(7) 調査期間

1993.6.14-6.18

(8) 調査員

井口 光雄	団長・エネルギー管理
中川 暉雄	副団長・計測
小泉 陽	紙パルププロセス
中井 昌次	熱技術
谷口 隆重	熱技術
大嶋 哲夫	熱技術
白井 千雄	電気技術

(9) 面接者

Mr. Grigor D. Varsamov	President
Mr. Ananiev	Factory Manager
Mr. Stoyan Roglekow	Chief Engineer
Mr. Rumen Bundeв	Energy Manager
Ms. Pranjeva	Electric Engineer

(10) 生産量推移

Table 5.3.1 Trend of Production

Name of Product	Unit	1989	1990	1991	1992
Paper (Heavy Duty Sack Paper)	ton	45896	32882	28516	24850
(Corrugating Medium)	ton	15915	15140	11209	10857
(Sub Total)	ton	61811	48022	39725	35607
Pulp	ton	66180	45432	38220	30776
Semi - Pulp	ton	16424	15209	9362	5332

(1) エネルギー消費量推移

Table 5.3.2 Trend of Energy Consumption

Kind of Energy	Unit	1989	1990	1991	1992
Purchased Energy					
Coal	ton	40246	0	0	0
Fuel Oil	ton	5493	72680	49996	44943
Electric Power	MWh	54993	43370	52114	49835
Consumed Energy					
Black Liquor	m ³	172775	149240	141825	100715
(A) Fuel Total	Tcal	1193	947	725	602
(B) Steam	Gcal	585702	420004	344476	279529
(C) Generated Power	MWh	92100	77476	43013	37245
(D) Generated Power	Gcal	79206	88830	36991	32030
(E) (B)+(D)	Gcal	644908	486634	381467	311559
(F) (B)+(D)/(A)	%	54.1	51.4	52.6	51.8
(G) Electric Power	MWh	147093	120846	95127	87080
(H) Well Water	1000m ³	18115	17695	-	13423

Note: Twenty percent of the steam is sold outside.

(2) エネルギー消費原単位推移

Table 5.3.3 Trend of Unit Energy Consumption

Kind of Energy	Unit	1989	1990	1991	1992
Purchased Energy					
Fuel	t oil equivalent	93249	72680	49996	44943
	ton/t-Paper	1.509	1.513	1.259	1.262
Electric Power	kWh/t-Paper	890	903	1312	1400
Total	Mcal/t-Paper	15326	15289	13282	13165
Consumed Energy					
Steam	Mcal/t-Paper	9152	8746	8672	7850
Electric Power	kWh/t-Paper	2380	2516	2395	2446
Water	m ³ /t-Paper	293	368	-	377

(13) 工程別エネルギー消費原単位推移

Table 5.3.4 Trend of Unit Energy Consumption by Process

Process	Item	Unit	1989	1990	1991	1992
Pulp	Output	t	66180	45432	38229	10695
	Steam	Gcal/t	2.97	3.02	3.77	3.93
	Power	kWh/t	486	512	547	433
	Water	m ³ /t	98	184	163	194
Semi Pulp	Output	t	16424	15209	9362	2719
	Steam	Gcal/t	1.45	1.53	1.77	1.89
	Power	kWh/t	190	210	209	253
	Water	m ³ /t	58	56	60	56
Bag Paper	Output	t	45896	32882	28516	9563
	Steam	Gcal/t	1.99	1.79	2.17	2.02
	Power	kWh/t	1032	1063	930	853
	Water	m ³ /t	118	126	155	254
Fluted Paper	Output	t	15915	15140	11209	5618
	Steam	Gcal/t	1.54	1.51	2.33	2.18
	Power	kWh/t	458	475	567	599
	Water	m ³ /t	50	75	75	97

Figure 5.3.1 Heat Energy Unit Consumption

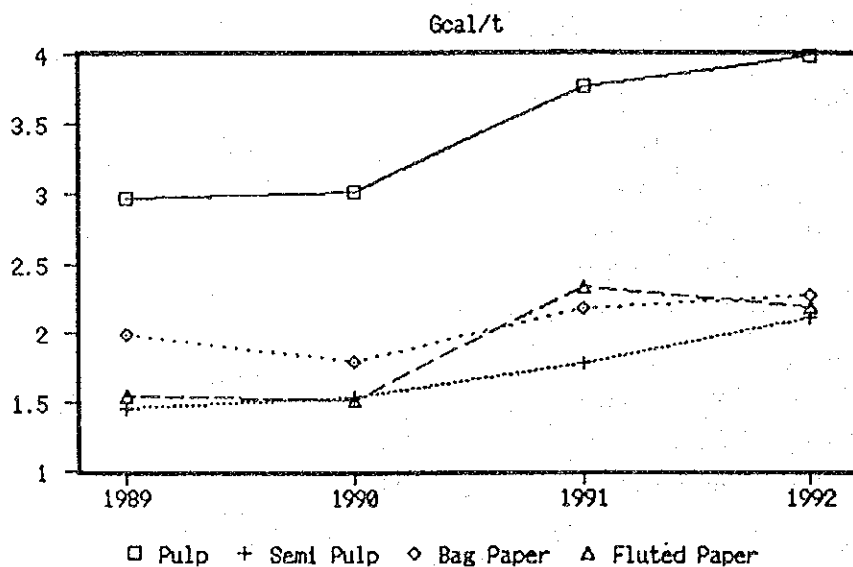


Figure 5.3.2 Electric Power Unit Consumption

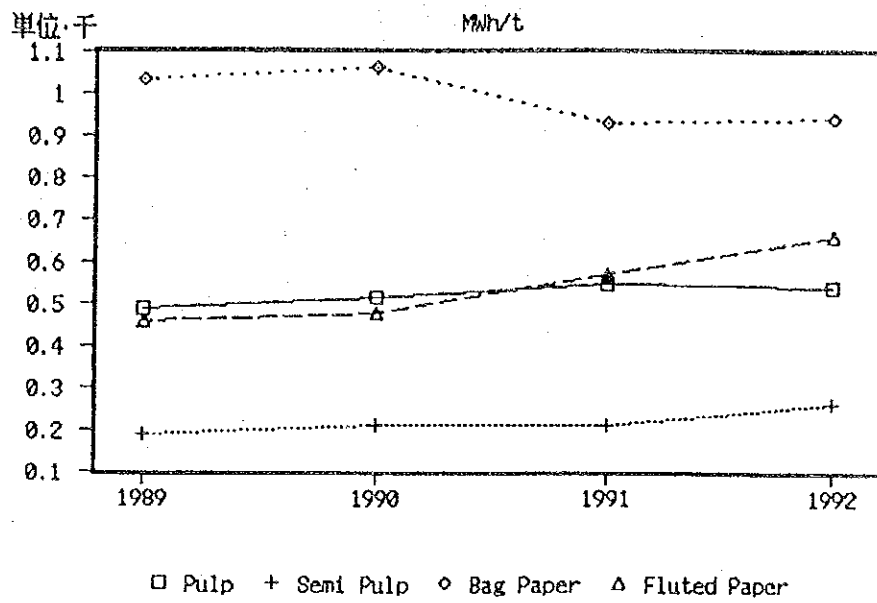
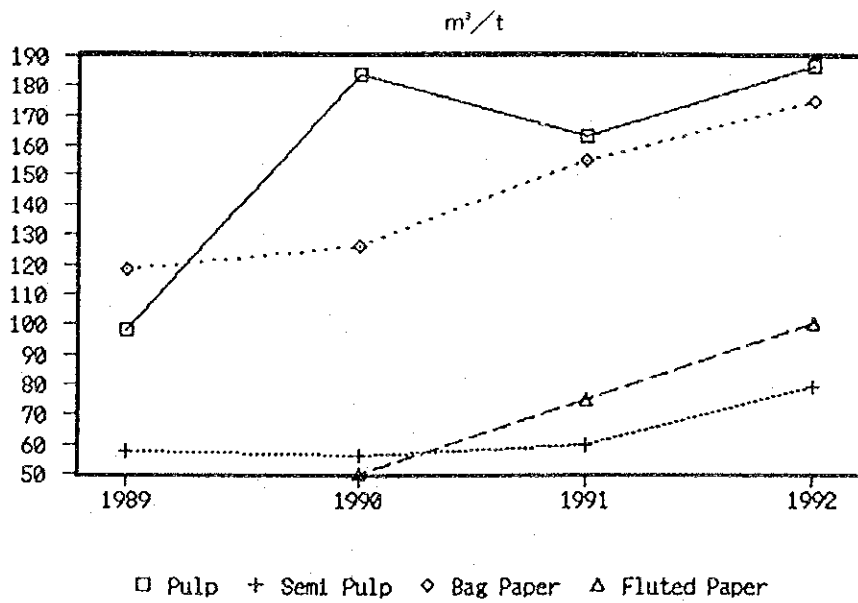


Figure 5.3.3 Water Unit Consumption



(14) エネルギー価格

重油 2240 Lv/t (9980 kcal)

スチーム 433 Lv/Gcal

電力	Time	Peak	Day	Night	
	Lv/kWh	1.395	0.754	0.374	Oct-Mar
	Lv/kWh	1.217	0.655	0.322	Apr-Sep

Figure 5.3.4 Factory Layout

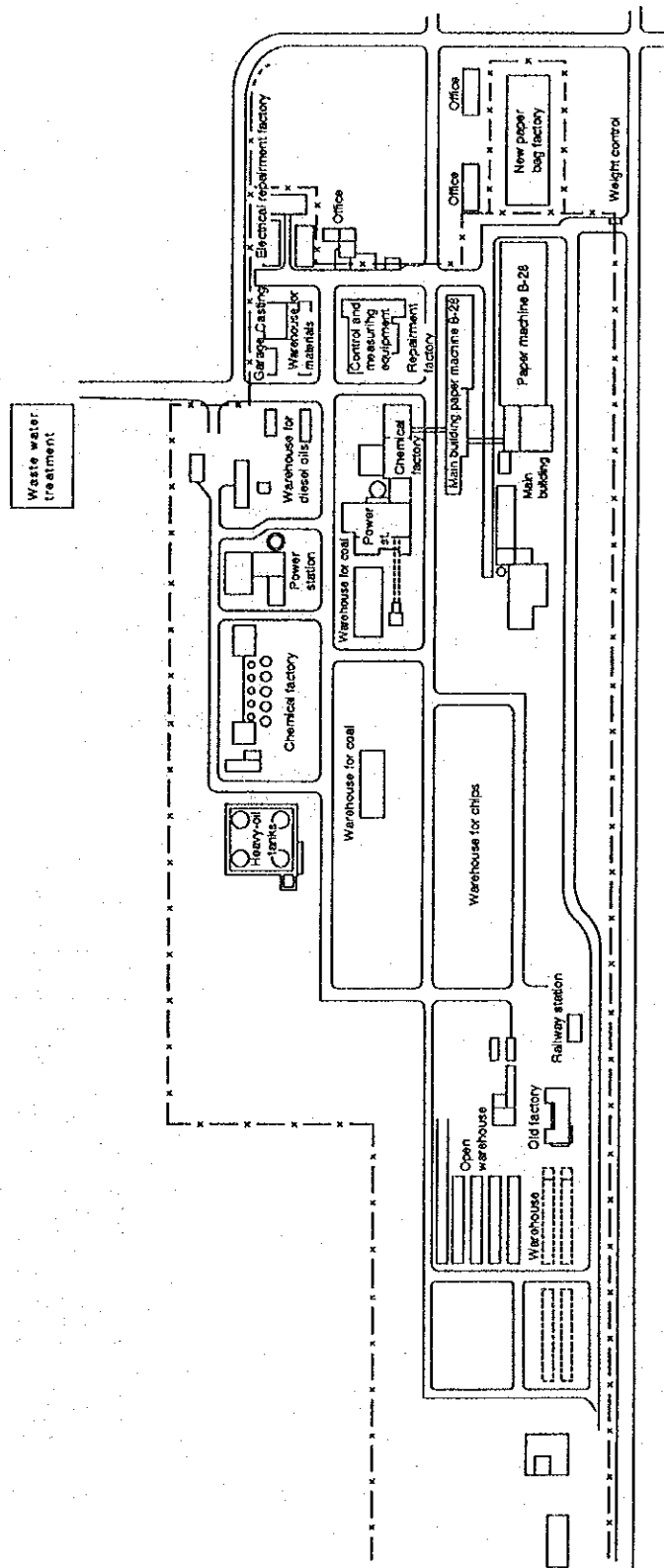


Figure 5.3.5 Production Processes

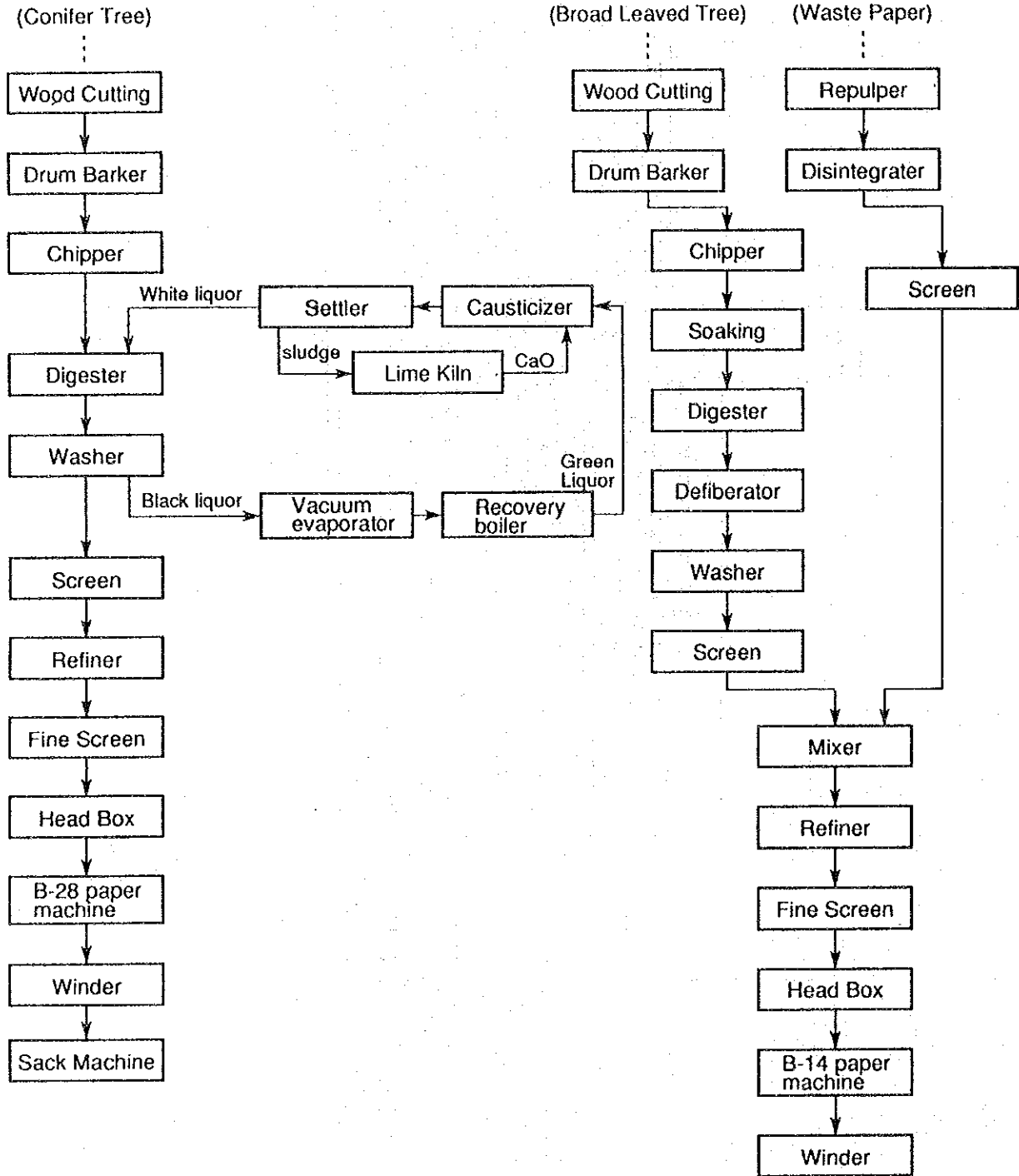
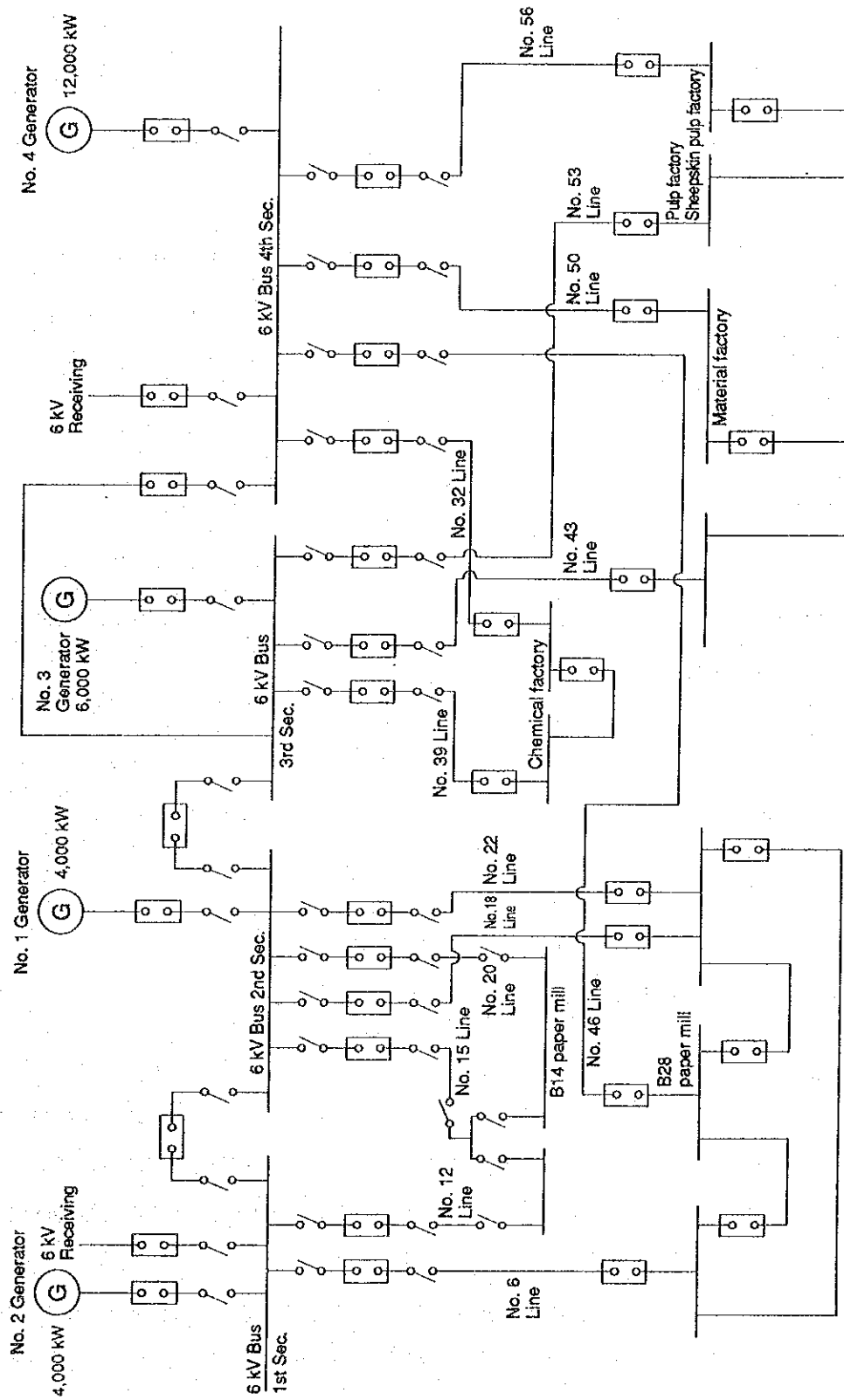


Figure 5.3.6 Electric Power One Line Diagram



(10) 主要設備の概要

Table 5.3.5 Outline of Principal Equipment

Name	Number	Specification
Wood cutting process		
Drum barker	4	Wet type 1, Dry type 3
Chipper	4	
Cooking process		
Kraft batch digester	6	110 m ³
NSSC continuous digester	1	Pandia type 100 t/d
Brown stock washer	3	3 stage
Screen	16	Knot, Rota closed type
Chemicals process		
Black liquor concentrator	1	6 effect vacuum evaporator
Causticizer	1	Continuous
Lime kiln	1	3 m dia. × 60 m L.
Waste paper pulper	3	
B-14 Paper machine		
Refiner	4	Disk type
Cleaner	1	Centrifugal
Screen	2	Rota vertical type
Wire part	1	Long wire, 2.9 m W. × 43 m L.
Press part	1	Plain + Suction, 2 stages
Dryer part	1	37 cylinders, 1.5 m dia. × 2.7 m W.
B-28 Paper machine		
Refiner	11	Disk type 9, Conical type 2
Cleaner	1	Centrifugal
Screen	6	Rota vertical type
Wire part	1	Long wire, 4.8 m W. × 43 mL.
Press part	1	Twinbar, 3 stages
Dryer part	1	75 cylinders, 1.5 m dia. × 4.9 m W.
Sack making process		
Sack making machine	2	

5.3.2 エネルギー管理の状況

当工場ではこれまで回収ボイラの設置、ドライヤフードの改造、ドライヤシリンダ駆動モーターのサイリスタ制御、プレスパートの強化、真空ポンプの更新、ボイラ燃料の天然ガスへの変換などの省エネルギー対策がとられている。エネルギー管理の状況は良好であるが、目標を設定し、工場の全従業員がその達成を目指すような組織的な省エネルギー活動はまだ実施されていない。

エネルギーの消費効率、設備・機器の性能と操作方法によって変わるが、この何れも運転や保全などの関係者の技術と行動によって大きな差を生じる。

設備については適切な保全・整備により設計性能を維持するだけでなく、小規模の改造によ

り性能向上を図り、操業方法についても作業標準を遵守するのみでなく、よりよい操業方法を探索する改善活動を常に続ける必要がある。

これらは、すべて人の行動に関係するものであり、省エネルギーを効果的に推進するためには、設備的な対策とともに工場の全従業員が心を合わせて目標の達成に努力するような全員参加の体制を作ることが肝要である。

(1) 省エネルギー目標の設定

省エネルギー活動を開始するにはまず企業のトップが省エネルギーは経営上の重要な項目であることを明らかにし、真剣に取り組もうとする姿勢を従業員全体に示すことが大切である。このことによって、従業員は省エネルギーに努力することが企業の方針に合致するという確信が得られ、積極的に取り組むようになる。

トップからの指示は省エネルギーをして欲しいと云う抽象的な指示のみでは不十分であり、具体的な目標値、達成期限等を従業員に示すことが必要である。これを受けて、工場の各部門は全体目標が達成されるよう、部署ごとにそれぞれの責任範囲で処理し得るような項目について具体的に目標を設定する。目標ができて始めてこの目標を達成するための各種アプローチの検討や計画作成、業務の割当など具体的な活動に移ることができる。

(2) 組織的な活動

当工場では毎月の生産計画会議でエネルギー消費量も検討対象に含めているとのことであり、幹部はエネルギーに対する関心が深い。この会議を利用して、省エネルギー計画の策定、予算の決定、技術的な省エネルギー対策案の承認、実績の評価、事例の紹介等を行うとよい。これによって、各部門の認識の統一、重点的な進行が可能となる。また、ある対策がその前後工程を含めて全体としての効果があるかどうかの検証が可能となり、別の観点からの助言も期待できる。

また、従業員が省エネルギーに対する関心を常に維持するよう種々の行事を実施したり、省エネルギー活動が円滑に進行するよう関係部門間の調整を図る役目を持つコーディネーターを任命することも必要である。

エネルギー使用設備に日常接し、問題点を肌で感じているのは現場第一線の従業員である。また、如何に優秀な設備を備え、立派な作業標準を作ってもそれが守られ、上手に設備が使いこなされなければ、決してエネルギー効率の向上は望めない。したがって、現場第一線の従業員にも省エネルギーへの関心を持たせ、積極的に活動に参加させるようにすることが効果的である。

(3) データに基づく管理

省エネルギー活動も品質管理と同じく、改善計画を立て（Plan）、実施し（Do）、その結果を評価し（Check）、それに基づいて修正もしくは歯止めを行い（Action）、さらに一歩進んだ段階の計画に進むということを繰り返す、順次管理のレベルを高めて行くというPDCAのサークルを回すことによって、着実な進展を図ることができる。

改善計画の立案に当たって着眼すべきエネルギー消費上の問題点や改善の種は自工場のデータ（事実）を客観的に解析することによって、初めて明らかになる。省エネルギー対策の効果も実績データを基に、原単位管理図、ヒストグラム、相関分析など統計技法を利用して確認する。異常なデータに対してはその原因を探ることにより、多くの情報が得られる。

当工場では各工程毎のエネルギー消費量が毎日記録され、月次、年次の集計も完備している。原単位計算も行われ、計画と対比して大きな差異を生じた時はその原因が調査されている。エネルギー消費実績は一般従業員にも知らされ、エネルギーに対する関心の喚起を図っている。

(4) 従業員教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。今後エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウェイト、エネルギー損失発生原因と防止策、他工場での省エネルギーの成功事例などの情報を従業員に提供して省エネルギーの動機付けを図る。

また、スタッフによる指導、研修会やマニュアル配布等により従業員教育を進め、その技術的なレベルアップを図る必要がある。当工場には教育センターがあり、オペレーターの資格変更試験の際に工場専門家が講習を行うとのことであるので、その機会にエネルギー節減も指導項目に加えることが望ましい。

技術者のレベルアップのためには、紙パルプ研究所の 세미나へ派遣している。同業他社との情報交換の機会が減ったとのことであるが、工業協会を結成して情報交換を活発にすることが有効である。

(5) 設備管理

設備が適切に保全されていないと大きなエネルギー損失を生ずる。製紙工業ではできるだけ連続的に操業を行うこと、設備を最大限に活用することが省エネルギーに効果的であり、保全修理が重要な役割を担っている。当工場では、熱交換器の一部が汚染や破損のため使用されず、効率低下を招いている。また、配管やポンプからコンデンセートが漏洩しているの

が見られた。これらはいずれもエネルギーの浪費につながるので、計画的な設備保全体制を確立することが必要である。

図面は機器の維持・保全のためには必要欠くべからざるものであり、改造工事を施した場合は直ちに修正図面を作成し、誰もが容易に見られるよう整理して置かなければならない。

5.3.3 エネルギー使用上の問題点と対策

(1) 生産・整備体制

a. 抄紙機の連続運転

紙パルプ産業は装置工業であり、スチーム・電力のエネルギー多消費産業である。効率を重視し、長期連続運転により、高生産性、一定品質、低コスト生産を目標にしなければならない。

当工場では市況不振に伴い、生産量を落として運転しており、設備の設計条件に適した運転が行われていない。生産能力を下回る水準で抄紙機の運転を継続することはエネルギー効率や品質の低下を来し、生産意欲も低下させる。

稼働中は機械故障や紙切れ等による停止を防ぎ、可能な限り長期間、最高最適の生産水準で連続運転を継続するようにすべきである。月間乃至年間の生産量は例えば 50 日間運転してから、50日間を整備にあてるという風に設備の停止期間で調整する。このような生産体制を確立する事がエネルギー原単位の改善、高効率化を達成する道である。抄紙機の運転状況に合わせて蒸解、黒液濃縮、回収ボイラの各工程も能力をフルに活用する操業が出来る。

設備稼働計画の策定に当たっては、何日間連続運転可能かは操業部門技術サイドの、製品の受注、納期、在庫の方法については営業部門の意見を聞き、効率的な品種別抄順の生産計画をたてる。

一度事故を起こし、修理に手間取ると他工程やボイラーの稼働にも影響を及ぼし工場収益を悪化させる。停止期間中には設備を完全に整備し、操業部門が考える連続運転期間中、設備、電気故障による設備停止や効率低下を来さず事が絶対ないようにし、いったん故障が発生したときはできるだけ迅速に復旧させるのが設備保全部門の責任である。全ての部門が協力して長期連続運転を可能にする生産体制を築くことが肝要である。

① 連続運転期間に関係する要因

連続運転期間に関係する要因としては次のものがある。

a) 抄紙機ワイヤーの寿命

ワイヤー寿命は製品品種原料によって異なるが、ブロンズワイヤーの場合で40日程度、プラスチックワイヤーの場合は60日以上である。

- b) 抄紙機フェルトの寿命
- c) 回収ボイラのダスト付着による効率低下
- d) 木釜・真空蒸発缶熱交換器のスケール付着
- e) ライムキルンの煉瓦脱落等修理に長期間を要するもの
- f) 勤務体制に対する労働組合の協力
- g) 受注状況と在庫能力

また、これまでの連続運転の実績も配慮事項になる。

② 設備修理保全体制

- 1) 定期的点検実施
- 2) 修繕作業が滞ることなくスピーディーに安全に進行するための修理作業計画（作業時間、生産計画変更）の作成
- 3) 生産への影響を最低限に抑える最短作業時間管理
 - 修理に必要な部品、材料等の調達
 - 保全部員と操業部員の配員計画、勤務体制
 - 補機類、作業工具、足場等の整備
 - ボイラ、電気機器、計測器等の専門業者との打ち合わせ
- 4) 安全対策等

を含めて修理保全体制を確立する。

市況好調の時は、5日間、120時間以内の短期に修理保全を完了するようにする事が望ましい。需要の落ち込んでいる時は停止期間の延長はやむを得ないが、修理期間をいたずらに伸ばすことは管理上好ましい事ではない。

③ 運転効率指標による管理

操業部門及び保全部門はそれぞれ効率指標によって生産設備の稼働率を管理する抄紙機の場合の日常管理の考え方を例として示す。

1) 抄紙機運転効率

$$\begin{aligned} \text{抄紙機運転効率} &= \frac{\text{実際稼働時間 (分)}}{\text{責任稼働時間 (分)}} \times 100 \\ &= \left(1 - \frac{E}{A - B - C - D} \right) \end{aligned}$$

2) 予防保全効率

$$\begin{aligned}\text{予防保全効率} &= \frac{\text{実際稼働時間 (分)}}{\text{責任稼働時間 (分)}} \times 100 \\ &= \left(1 - \frac{C}{A - B - D - E}\right) \times 100\end{aligned}$$

ここに、

- A: 生産計画による抄紙機運転時間 (分/日)
- B: 電力会社の原因による停電停止時間 (分/日)
- C: 機械故障による停止時間 (分/日)
- D: 電気関係故障や電圧降下による停止時間 (分/日)
- E: 抄紙サイドの原因による停止時間 (分/日)

(紙切れ、ワイヤー修理、毛布修理、毛布洗浄等原因別に解析する)

Bについては電力会社に補償を請求し、Cについては設備保全部門に、Dについては電気部門に再発防止のための整備技術の向上を求める。

クラフト紙の場合は、最近では紙切れ皆無が常識である。新聞用紙で0.1~0.2回/日、上質紙で0.1回/日まで改善されている。効率指標を参考にしながら紙切れ防止技術の向上に努めなければならない。

b. 高効率設備の活用

木釜のヒータ、多重効用真空蒸発缶、黒液酸化装置、バークボイラ、ポリディスクフィルタ、ドライヤおよびコンデンセート回収装置等のように、エネルギー効率、生産能率、歩留ならびに品質向上に貢献する設備が整備不良等のために十分活用されていない。

設備の予防保全体制が確立されていないため、折角の設備投資が利益につながらず、かえって固定費高によるコスト高、収益低下を招来していると思われる。

蒸解、洗浄、黒液濃縮、苛性化、リファイニングの各工程毎に効率管理体制を設けることは、木釜ヒーター、蒸発缶、ポリディスクフィルター等、効率を高める設備を遊ばせる様な事はなくなるはずであり大きな省エネルギーを生む事になる。

c. エネルギー原単位

各工程のスチーム及び電力の原単位の過去4年分の実績と、これに対比出来る日本の平均値を日本紙パルプ技術協会の資料から抽出して併記したのが Table 5.3.6 である。

Table 5.3.6 Energy Consumption Unit Rate

	Unit	CELHART				JAPAN	
		1989	1990	1991	1992	1980	1988
Kraft Pulp(UNKP)							
Pulp Output	t	66,180	45,432	38,229	30,776		
Steam/Pulp	t/t	1.57	1.65	1.95	1.86	1.45	1.33
Power/Pulp	kWh/t	209	201	190	225	196	214
Water/Pulp	t/t	33	29	-	48	86	60
Semi Chemical Pulp(SCP)							
Pulp Output	t	16,424	15,209	9,362	5,331		
Steam/Pulp	t/t	2.01	2.11	2.09	2.23	1.04	1.15
Power/Pulp	kWh/t	185	210	209	261	574	473
Water/Pulp	t/t	57	56	60	77		45
Kraft Paper Machine(B-28)							
Paper Output	t	45,896	32,882	28,516	24,850		
Steam/Paper	t/t	3.07	2.95	3.11	3.48	2.86	2.74
Power/Paper	kWh/t	716	771	694	758	811	744
Water/Paper	t/t	121	149	155	175	112	85
Fluting Medium Machine(B-14)							
Paper Output	t	15,915	15,140	11,209	10,757		
Steam/Paper	t/t	3.25	2.72	3.21	3.06	2.16	1.62
Power/Paper	kWh/t	597	533	574	648	234	440
Water/Paper	t/t	107	90	75	101	95	68

Note: The Japanese average values for the kraft pulp are extracted from the values in the case of the batch cooker and continuous washer, while those for the semi-chemical pulp are extracted from those in the case of the semi-chemical pulp for the liner board and fluting medium. The increase in electric power for fluting medium depends on the product quality requirements.

(2) パルプ製造工程

パルプ化工程は次の3工程よりなる。

硫酸塩パルプ（クラフトパルプ）工程

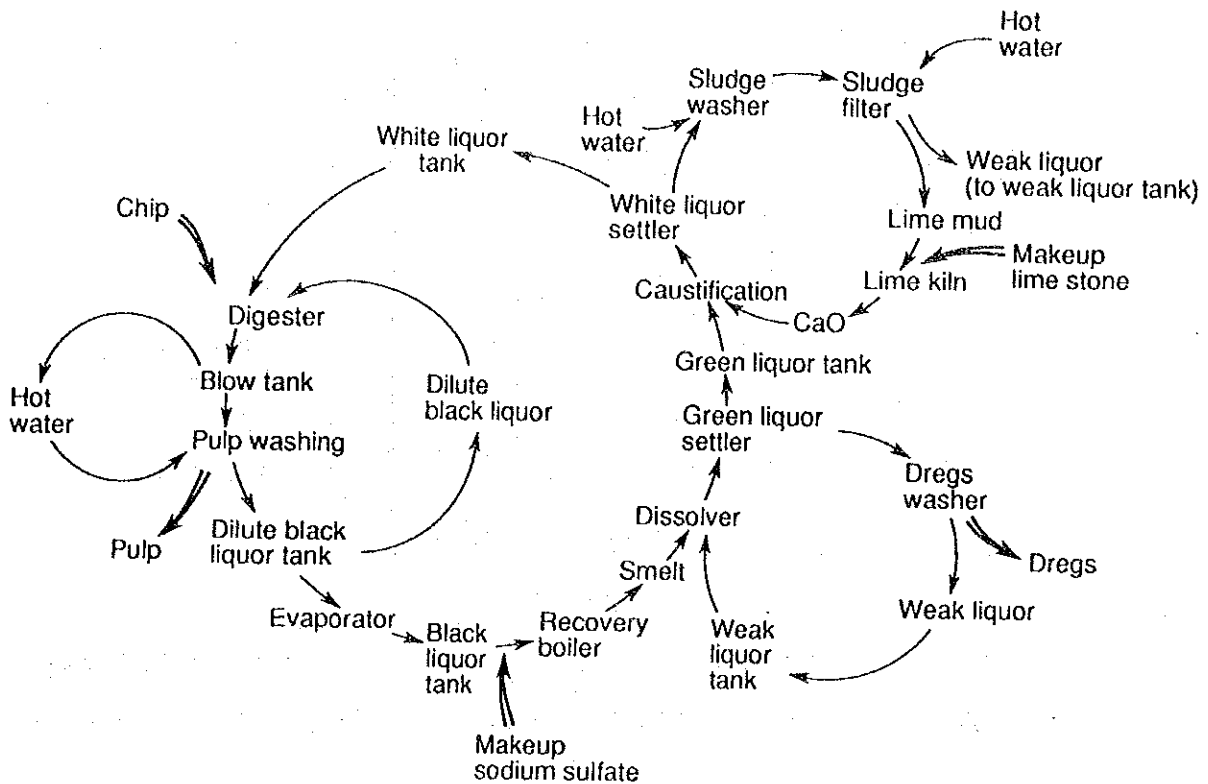
中性亜硫酸塩セミケミカル（NSSCパルプ）工程

古紙再生パルプ

a. クラフトパルプ蒸解工程

クラフト法の工程は、蒸解、洗浄、黒液濃縮、回収ボイラー、苛性化より成り、Figure 5.3.7の様なサイクルを薬品が循環している。このクローズドシステムはソーダ及び硫黄の損失を防ぎ、エネルギー損失を最小限にとどめることが出来るので、パルプの製造原価低減に大きく寄与している。

Figure 5.3.7 Kraft Pulp Process



1) 蒸 解

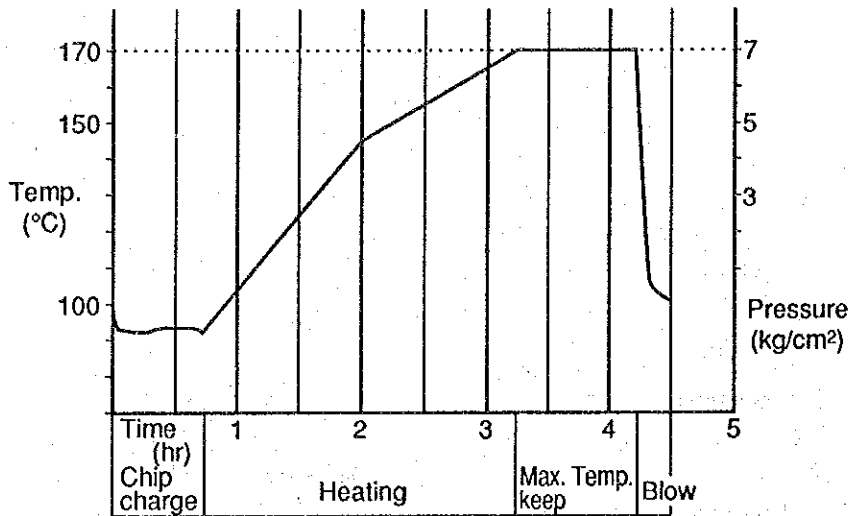
蒸解設備は容量110m³の木釜と伝熱面積45m²の多管式熱交換器、ブロータンクとブローガス熱回収ジェットコンデンサーを保有し、熱交換によって得られた温水はパルプ洗浄に使用される。9.0 t/釜で全能力は約300 t/dである。

蒸解薬液は有効アルカリ (Na₂Oとして) を約13%添加し、加熱器で加熱し最高温度170℃で蒸解する。加熱スチームとしては11kg/cm²、250℃のスチームを使用している。

しかし、現状では加熱器の液側にスケールがつまり、かつチューブの腐食により液が漏れるため加熱器の使用を中止し、直接スチームを釜内に吹き込んで蒸解している。

通気前の液比は3.5である。その蒸解曲線をFigure 5.3.8に示す。蒸解のワンサイクルは4時間30分、加熱時間は2時間15分、最高温度は172℃、圧力は7.0kg/cm²、最高温度の持続時間は50分である。一般的な加熱時間は1~1.5時間であるから、直接蒸解のために蒸解時間が長引いていると思われる。

Figure 5.3.8 Cooking Curve



蒸解度は Kappa 値35~40とのことであるが、ファインパルプの部分は過蒸解気味である。直接蒸解は歩留やパルプ品質に悪影響を及ぼし、結果的にエネルギーが有効に活用されていないことになる。

Table 5.3.6で比較すると、当工場では日本の平均値と比べてスチームを約40%多く消費していることが分かる。早期に均一な蒸解の可能な間接蒸解に復帰すべきである。それによって未蒸解のノットが減るので、過蒸解の必要がなく歩留が向上し、スチーム原単位は少なくとも15%は改善される。また、同時に、加熱スチームのコンデンセートの回収が出来るので、スチームコストが安くなり、黒液量の減少により濃縮用スチームの節減が出来る等のメリットが期待できる。

1992年のパルプ工程でのスチーム消費量は約40,800 Gcalであったから、スチーム節減期待量は次のようになる。

$$40,800 \text{ Gcal/y} \times 0.15 = 6,100 \text{ Gcal/y}$$

$$6,100 \text{ Gcal/y} \times 433 \text{ Lv/Gcal} = 2,641,300 \text{ Lv/y}$$

2) 加熱器の有効活用

熱交換器や薬液ストレーナーにスケールが付着し、薬液の循環に異常を来すことは一般に経験されるところであるが、前述のように保全整備体制を確立して、設備の稼働率を高め、品質とエネルギー効率の維持、コストダウンを図るべきである。

スケール除去対策の詳細は、後記多重効用真空缶の項で述べる。

3) 排ガスの熱回収

蒸解反応過程においては、約140℃以上で発生する不凝縮性ガスからの熱回収を行っている。排ガスの保有熱はスパイラル熱交換器で、約40℃の温水25~30m³/hに回収し、ブラウンストックの洗浄に使用している。凝縮液からはターペンチンを副生している。

また、ブローガスの熱はジェットコンデンサで吸収し、75~78℃の温水としてブラウンストックの洗浄に使用している。

熱交換器、ジェットコンデンサの内部にはパルプが付着したり堆積し易いので、保全計画に従って点検と掃除を実施しなければならない。

4) ブラウンストック洗浄

ブロータンク中のパルプ（ブラウンストック）は3段連続洗浄器で60~70℃の回収温水を用いて洗浄する。洗浄の目的は蒸解工程で可溶化したリグニン、樹脂、有機酸および残留蒸解薬液をパルプから除去することである。

黒液の得量は Table 5.3.7 のように11.0m³/t-Pulp、固形物としては1.54t/t-Pulpで、平均的な値を示している。

Table 5.3.7 Generated Black Liquor

Name	Unit	1989	1990	1991	1992	Average
Pulp	t/y	66,180	45,432	38,229	30,776	
Black Liquor	m ³ /y	589,903	509,548	484,231	343,870	
	g/100cc	14	14	14	14	
	m ³ /t-Pulp	8.9	11.2	12.7	11.2	11.0
Solid Matter	t/t-Pulp	1.25	1.57	1.77	1.56	1.54

Note: The amount of the black liquor is calculated by assuming the solid concentration from the use of the boiler.

できるだけ少量の温水で洗浄して黒液の濃度を高めれば、濃縮用のスチーム使用量の削減が図れる。洗浄後のパルプの絞り水のpH、黒液比重、黒液生成量を管理項目として洗浄水量をコントロールする。1日に1度は、洗浄水シャワーのノズルを長い柄のついたフックを使って掃除する等、きめ細かい管理によって洗浄効率を維持するように心がける。

さらに、設備投資額が濃縮用スチーム節減効果と見合う場合には、黒液量を減少させるため洗浄段数の増加や、フィルタプレスの導入が考えられる。

b. 中性亜硫酸セミケミカルパルプ蒸解

フルート用原紙のメインパルプは広葉樹を原料とし、中性亜硫酸法連続蒸解釜(Pandia式)で蒸解する。生産能力は100 ton/dである。チップは約60℃の洗浄排液と蒸解釜排気コ

ンデンセートで1～2時間浸漬後、水分35～40%になったチップを釜に装入し、 Na_2SO_3 ： $\text{Na}_2\text{CO}_3=3：1$ の混合薬液を Na_2SO_3 として13～16%添加し、PH 7.5、170℃、8 kg/cm²で35分間蒸解する。蒸解後のチップはディスクレファイナで離解する。パルプ歩留は約65%である。現在の生産量は市況の影響で約50t/dである。中性亜硫酸セミケミカルパルプのスチームおよび電力原単位をTable 5.3.6で日本の値と比較すると、日本の場合は歩留を70～80%にしているのでスチーム原単位は低い、その代わりリファイニングに電力を多く消費しているものと思われる。

ブラウストックの洗浄排液（黒液）中の固形分が3.2～3.5 g/100ccと低いため、排液回収を行っていない。しかし、洗浄装置の前にプレスシクナまたはプレスフィルタを設置するなどして、パルプをできるだけ少ない温水で洗浄するようにし、固形分を10 g/100cc程度まで上げれば、クラフト黒液と一緒に濃縮することができる。これによって、次のようなメリットがある。

- 1) クラフトパルプ蒸解用薬剤の節減ができる。
- 2) 排水処理設備の負荷が軽減される。
- 3) 回収ボイラでの黒液燃焼量が増え、重油消費量が低減できる。

黒液回収量が10～12m³/t-Pulp程度になれば6.5 t/h程度のスチーム発生が見込める。

セミケミカルパルプ排液をクラフト黒液と同程度に濃縮するに要するエネルギーはスチーム約1.5 t/t-Pulp、電力約125 kwh/t-Pulpと言われている。このエネルギー消費増があっても得策と考えられる。

なお、当工場と同様にクラフト紙と中芯原紙を生産している工場で、Ring Crush等の品質維持対策を研究し、NSSCプラントの薬液をクラフト法薬液に切り替え、クラフトセミケミカルパルプで中芯原紙を生産している例がある。

c. 古紙再生パルプ

フルーツ用原紙のパルプとして、セメント袋等の重包装袋古紙や段ボール古紙をパルパで溶解し、異物除去、スクリーニング、リファイニングを行って、約50t/dのパルプを生産している。フルーツ用原紙はセミケミカルパルプ55%、古紙パルプ45%の配合である。

古重包装袋や古段ボールをパルプ化するのに要するエネルギーは大凡スチーム0.025 t/t-Pulp、電力230 kwh/t-Pulpで、Table 5.3.6のバージンパルプと比較すると20%程度である。古紙の配合率を増やすことは、省エネルギーの面のみならず、資源保護のためにも促進すべき事である。ただし、古紙配合率を増やした場合は古紙から混入するゴミを完全に除去し、紙品質を低下させないよう十分注意する必要がある。

(3) 薬液回収工程

a. 真空蒸発缶の効率向上

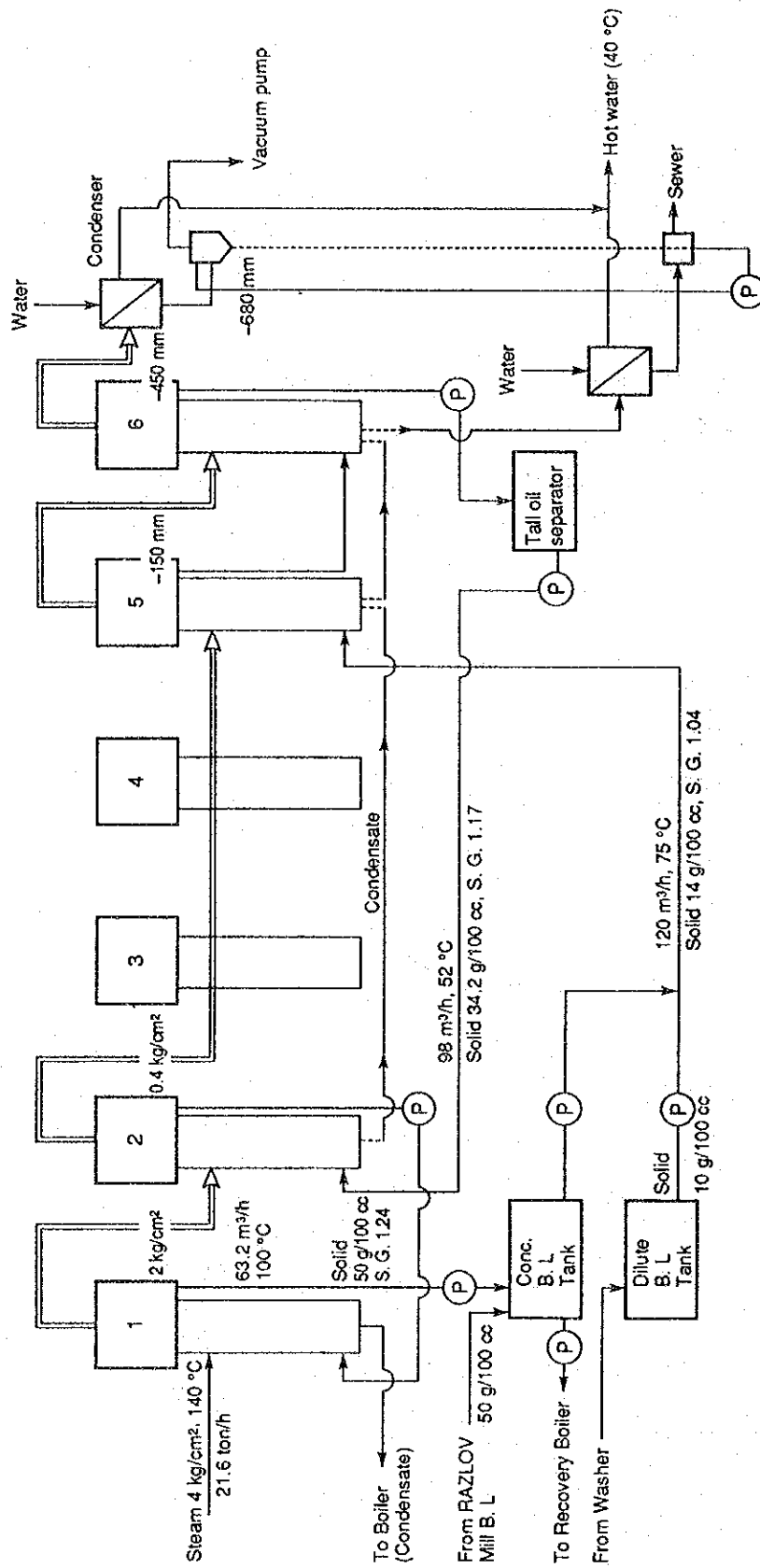
当工場では黒液濃縮に使用するスチーム量は工場の全スチーム消費量の約30%であり、全工程の中で最も大きな割合を占めている。

黒液は多重効用真空蒸発缶で濃縮されている。蒸発缶はロングチューブ式で、6重効用になっている。現状は2缶の加熱器チューブの液側にスケールが閉塞して修理中で、4重効用として運転している。6重効用の設備でありながら修理を延引し、設備の性能を十分に活用していない。

6月18日の4重効用缶の運転状況は Figure 5.3.9 の通りであり、この場合の蒸発比は2.15である。

$$(120\text{m}^3/\text{h} \times 1.04 - 63.2\text{m}^3/\text{h} \times 1.24) / 21.6\text{t}/\text{h} = 2.15$$

Figure 5.3.9 Operation of Multi-effect Concentrator



蒸発比は使用スチーム量に対する蒸発水量の比で、濃縮の効率を判断するための指標である。蒸発比は効用数、予熱方法、スケール付着や空気漏れなどに影響されるが、一般的に、4重効用の場合は2.8~3.4、5重効用の場合は3.5~4.1、6重効用の場合は4.2~5.2である。

当工場の1989~1992年の年間平均蒸発比を推定すると、Table 5.3.8のように1.9~2.5と低い。

Table 5.3.8 Evaporation Ratio

Item	Unit	1989	1990	1991	1992
Black Liquor Feed	1000m ³ /y	589.9	509.5	484.2	343.9
Specific Gravity	t/m ³	1.04	1.04	1.04	1.04
Solid Matter	g/100cc	14	14	14	14
	1000t/y	82.6	71.3	67.8	48.1
Concentrated Liquor	1000m ³ /y	172.8	149.2	141.8	100.7
Specific Gravity	t/m ³	1.273	1.270	1.269	1.265
SolidMatter	g/100cc	47.8	47.8	47.8	47.8
Evaporated Water (A)	1000t/y	393.6	340.4	323.6	230.3
Steam Consumption (B)	1000t/y	204.6	138.7	134.7	119.9
Evaporation Ratio (A/B)		1.92	2.45	2.40	1.92

6重効用で運転する時間を延長することにより、蒸発比を現状の1.9~2.5から年間平均3.5(5重効用の下限)程度まで改善すれば、スチーム量は平均して $2.3/3.5=66\%$ で済むことになる。1992年の真空蒸発缶におけるスチーム使用量は約120,000 t、73,000Gcalであったから、この場合の節減量は次のようになる。

$$73,000 \times (1 - 0.66) = 25,000 \text{ Gcal/y}$$

$$25,000 \times 433 = 10,825,000 \text{ Lv/y}$$

b. 酸洗の方法

当工場は最も経済的な6重効用缶を装備しながらスケールトラブルのために4重効用で運転している。これはスケール付着をチェックする管理基準が明確でないこと、付着したスケールの除去を迅速に行う準備体制が出来ていないことによると思われる。

スケール付着の予測は蒸発比と黒液中の珪素の定期的分析による日常管理、プラント停止時の内部点検により行う。

また、効用段の少ない状態での運転は蒸発缶の効率を低下させるので、できるだけその時間を短縮するため、加熱器の切り放し、再接続およびチューブ酸洗クリーニングを迅速に行えるような修理計画を作成し、その達成のために努力し、結果を分析して順次計画の

高度化を進める。

このような取り組みは、すでに述べた木釜のヒーターの設備保全についても適用出来る。

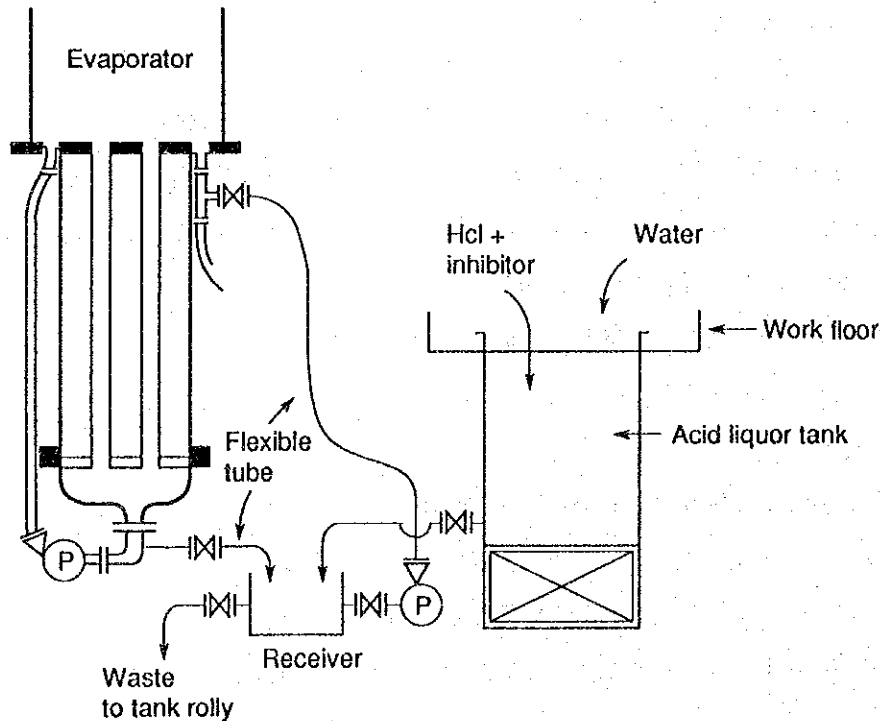
木釜ヒータ、多重効用真空蒸発缶及びその他の熱交換器のスケール除去法としては工場毎に特徴ある方法が行われている。その1例を以下に示す。

① 設備

Figure 5.3.10 のように、ヒータチューブの全部が完全に浸漬出来る容量の酸洗タンクを製作し、木釜または蒸発缶に近いところに設置する。

このタンクと熱交換器の間には酸洗液循環用の配管とポンプを設ける。熱交換器と酸洗設備の接続、切り放しは1～2時間で行い、設備停止時間を最小限に止めるようにしなければならない。そのためには、配管系統の切り替えが迅速に出来るよう吊り具等作業用道具の準備、大勢の人が一斉に作業ができるよう作業用足場等安全施設の整備、さらにできればバルブの自動化を進める。

Figure 5.3.10 Pickling System



② 酸洗作業

配管切り替え後、水洗いして内部を点検し、閉塞したチューブはジェットウォータまたはチューブドリルでスケールを除去する。

酸洗タンク中には、濃度2～3%の塩酸にインヒビタを添加した酸洗液を、チューブ全体を十分に覆えるだけの量調整する。

酸洗は酸洗液をタンクとチューブの間を循環させて行う。酸洗中、Caイオンの濃度は次第に上昇する。この濃度が平衡になった時をもって酸洗反応のエンドポイントとする。

酸洗液を排出後水洗いし、エキスパンダー部や溶接部の漏れを点検し、異常があれば修理し、修理不能の時はそのチューブを閉塞する。最近ではステンレスチューブが使われるようになり、酸洗、機械的処理による脆化は少なくなった。

また、プレート式蒸発缶はスケール除去が非常に容易なため、採用されることが多くなって来た。普通、この酸洗作業には約8時間を要する。

③ スケールトラブルのコントロールの方法

スケールは珪酸カルシウムが主体なので、薬液循環系内の珪酸を分析し、その濃度により管理する。ある工場の例では、黒液の固形物中のシリカを2.5%程度に抑え、多くとも5.5%を超えない様にコントロールしている。シリカ濃度のコントロールはキルン前のスラジフィルターのライムマッドを系外排出することによって行う。ライムマッドはセメント工場に売却したり、建築物の基盤用として活用している。

c. 濃縮度上昇

回収ボイラーの効率をよくするためには、黒液濃度を高くしたほうがよい。蒸発工程で55g/100ccに仕上げることは容易である。Figure 5.3.9の6月18日の実績を参照して、効果を計算すると次のようになる。

$$\text{現状 蒸発量} : 120 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.04 = 63.2 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.24 = 46.4 \text{ t/h}$$

$$\text{蒸発比} : 46.4 \text{ t/h} \div 21.6 \text{ t/h} = 2.15$$

同じ給液を蒸発比4.5で55g/100ccに濃縮する場合

$$\text{供給黒液量} : 120 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.04 = 124.8 \text{ t/h}$$

$$\text{固形分} : 120 \text{ m}^3/\text{h} \times 14 \text{ g}/100\text{cc} = 16.8 \text{ t/h}$$

$$\text{濃縮黒液量} : 16.8 \text{ t/h} \div (55 \text{ g}/100\text{cc}) = 30.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{スチーム消費量} : (124.8 - 30.5 \times 1.24) / 4.5 = 19.3 \text{ t/h}$$

すなわち現状よりも約11%少ないスチーム量で、10%高い濃度の黒液が得られることになる。

現状では50g/100ccの濃縮黒液を、回収ボイラーダクトに付設されたベンチュリース

クラバで55 g/100ccに濃縮して、ボイラー内に噴射している。それが60 g/100ccで噴射できるようになると水分の減少により、チャンバー内ガス量が低減し、燃焼効率が向上する。

近年、前述のプレート式蒸発缶で70%以上の濃縮黒液が得られるようになり、ベンチュリースクラバやディスクエバポレータが必要でなくなり、代わりにエコノマイザを増設して熱効率を更に向上させている。

d. 回収ボイラ

1) 稼働率

回収ボイラは黒液を燃料とし、その中のソーダ分を回収すると同時に、発生スチームは抽気タービンで発電に利用された後、抽気スチームは真空蒸発缶用をはじめ各工程の熱源として利用される。このように回収ボイラは省エネルギーに役立つのみならず、水質汚濁防止装置としても貢献している。

当工場の回収ボイラはクラフトパルプ230 t/dの生産に対応する能力を有するが、現状のパルプ生産量が170 t/d程度であるため、Razlog工場の黒液を受け入れ、かつ重油を混焼して、40 bar、440℃のスチーム約55 t/hを発生している。

1993年5月のボイラ運転状況は Table 5.3.9 のようであった。

Table 5.3.9 Operation of Boilers

Boiler	Fuel	Capacity t/h	Generated Steam t	Operation Time h	Generated Steam t/h	Operation Rate %	Sharee %
7	B.L.+Oil	60	30,617	552	55.5	92.4	48.9
6	Fuel Oil	35	4,912	209	23.5	67.1	7.8
8	Fuel Oil	50	11,151	344	32.4	64.8	17.8
9	Fuel Oil	50	15,908	672	23.7	47.3	25.4
Total			62,588		135.1		
Black Liquor			18,990				30.3
Fuel Oil			43,598				69.7

回収ボイラは始動時に昇温に長時間を要し、重油を多量に消費する。運転停止の頻度を減らし、長期連続運転することがエネルギーの点でも、コストの点でも大切であり、停止の要因を減らすため運転、整備両部門の協力が必要である。一般的に回収ボイラは半年間は連続運転可能であるが、この期間は他工程の稼働率と相互に密接に関連する。

1993年5月の運転時間は552時間であったから、連続運転したとしても23日間である。最低、40日間は連続運転できるよう組織的な対策を講ずるべきである。

ワイヤ寿命の点で抄紙機の連続運転期間には限界があるが、パルプ部門は予防保全体制が整えば半年の連続操業は可能である。このため、パルプマシンを設置してパルプのままでも外販できるようにして、抄紙機停止中でもパルプ工程、回収ボイラの連続運転を可能にしている例もある。

2) ボイラ効率

1993年5月の黒液使用量は次の通りであった。

黒液量	8,705 m ³
比重	1.284
濃度	51.95 g/100 cc
発熱量	1,715 kcal/kg
スチームの保有熱	771 kcal/kg (工場側の数字による)
給水の保有熱	140 kcal/kg (工場側の数字による)

これらの値と、Table 5.3.9 の値を用いて熱効率を求めると次のようになる。

$$\text{入 熱} : 8,705 \times 1.284 \times 1,715 = 19,169 \text{ Mcal}$$

$$\text{出 熱} : 18,990 \times (771 - 140) = 11,983 \text{ Mcal}$$

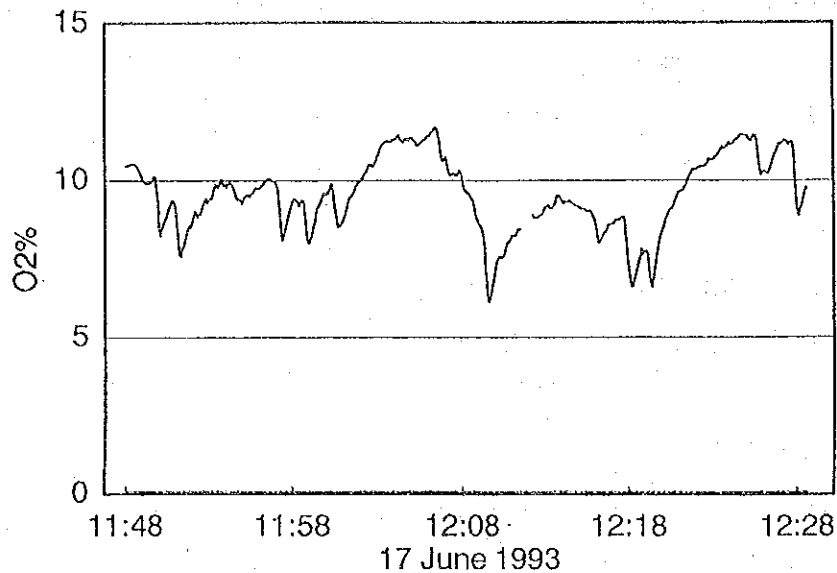
$$\text{効 率} : 11,983 / 19,168 \times 100 = 62.5\%$$

回収ボイラの熱効率は一般的には65%程度とされるので、それよりはやや低い。

回収ボイラの効率を上げるには運転中断を減らす事は当然であるが、黒液の均一散布、チャーベッド高さやダスト浮遊レベルの調節、チューブのダスト除去等注意すべき点が多い。最近では赤外線や超音波を用いてチャーベッドやダストレベルの測定が可能になり、ボイラ効率も70%程度を維持できるようになった。

排ガスの酸素濃度を測定した結果を Figure 5.3.11 に示す。酸素濃度は約8%で、空気比は1.6になる。回収ボイラとしては平均的な値である。

Figure 5.3.11 O₂ Content of Recovery Boiler Exhaust Gas



一次空気45%、二次空気35%、三次空気20%とよく調整されているが、一次空気の吹き出し口にスメルトの固着が見られた。スメルトの固着は空気と燃料の混合をやチャーレベルを不均一にするので、ボイラ休止中に重点的に完全除去するとともに、運転中も定期的に掃除しなければならない。

ダストは水管や過熱管、エコノマイザ、ダンパおよび誘引ファンに付着して、伝熱や通風を阻害するので、定期的に掃除しなければならない。過熱管のストブローはスチームノズルの詰まり、ブローパイプの移動・回転機構の故障が起こり易く、スチームの浪費と伝熱低下の原因となるので点検整備を怠らぬようにしなければならない。

(4) 白水の循環

紙パルプ工場の用水使用量はエネルギー消費と環境対策に大きな影響を与える。新水の補給量を少なくし、白水の循環量を多くすることは、排水量を減らすことでもある。それによって、次のような効果が期待できる。

- ① 排水中に含まれているパルプの流失が減り、パルプの歩留がアップする。
- ② 排水とともに流失するエネルギーが減り、系内温度を高める事ができる。

排水はプロセスの熱を吸収しており、供給する用水より温度が高い。温度差1℃の排水を10,000 t/d排出すれば10 Gcal/dを放出していることになる。

白水の循環率を高めてパルプ温度を上昇させれば、シートフォーメーションにおける

脱水、プレスパートにおける搾水がよくなり、ドライヤにおけるスチーム消費量を節減できる。プレス後のウェットウェップの水分を1%減らすことにより、ドライヤのスチーム消費量を4%減らすことができる。

③ 排水処理設備の負荷を減らすことができる。

針葉樹パルプの場合、Head Boxの温度が10℃上がれば、Wire Endの水分は約2%低下し、これに伴って、プレス後の水分も約0.2%下がることが期待できる。プレス後のウェットウェップの水分を1%減らすことにより、ドライヤのスチーム消費量を4%減らすことができる。従って、ウェットウェップの温度上昇も含めて約1%のスチーム節減が可能である。

1992年のB-28抄紙機のスチーム使用量は53,482 Gcalであったから、節減額は次のようになる。

$$53,482 \times 0.01 = 535 \text{ Gcal/y}$$

$$535 \text{ Gcal/y} \times 433 \text{ Lv/Gcal} = 23,170 \text{ Lv/y}$$

a. 主要工程パルプの温度

Table 5.3.10はウォッシュ以降ワイヤパートまでのプロセス温度を測定したものである。ウォッシュ直後のパルプ温度は約50℃であるが、次工程の粗精選（ヤンソンスクリーン）後では約26℃、セントリスクリーン後の濃縮機の出口では約23℃と温度低下が著しい。これは白水の循環活用が少なく、新水が多く使われているためである。リファイニング後、温度は約5℃アップしているのをみてもわかるように、電力からの転換熱量を無駄にしないことも省エネルギー対策の着眼点のひとつである。

用水温度は17~20℃、終末処理場入口の排水温度は28℃であった。

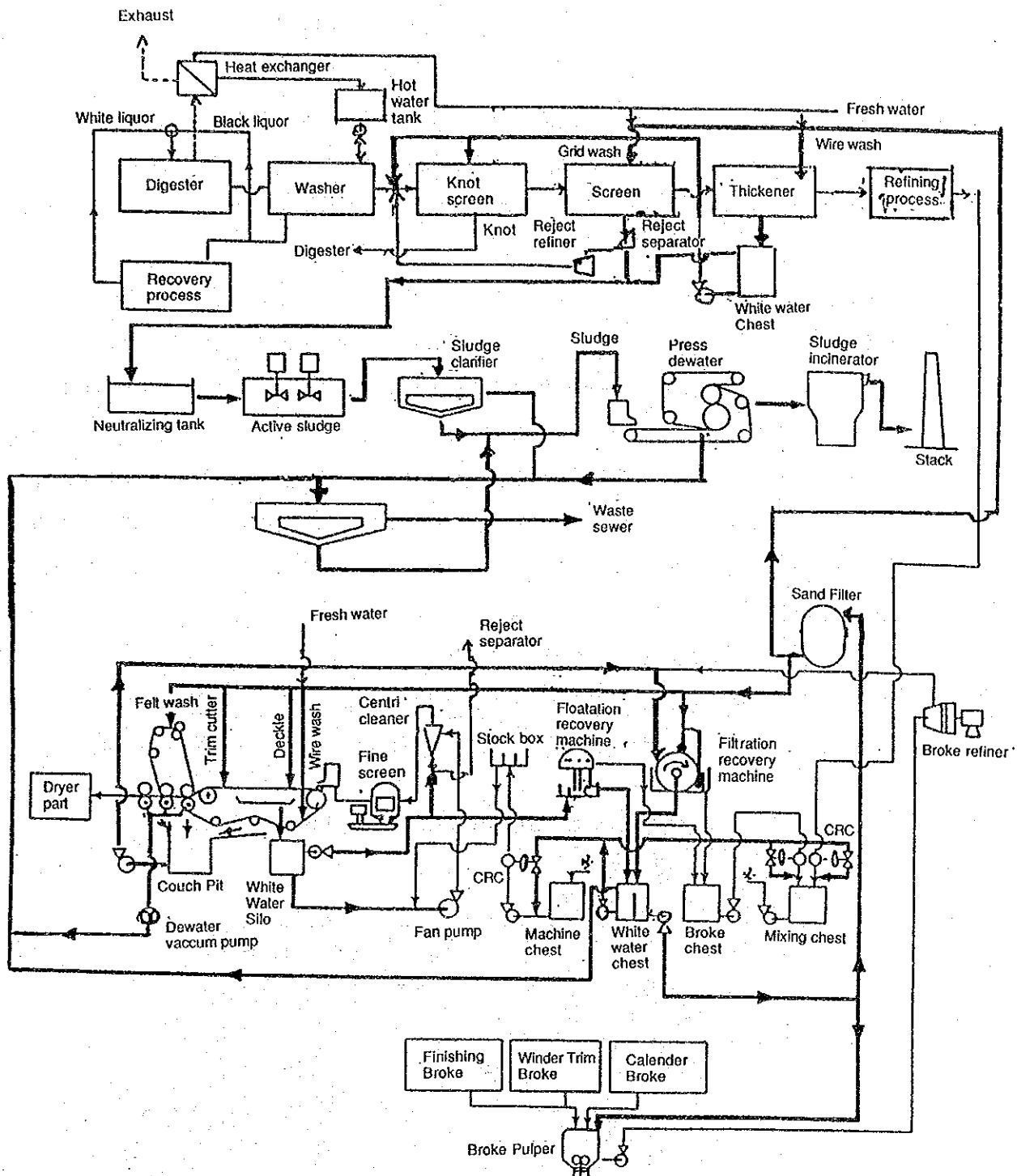
Table 5.3.10 Process Temperature

Process	Measuring Point	Temperature (°C)
Washing	Washer Inlet	72
	Washer Outlet	52
	Washer Pulp	49
Screening	Johnson Inlet	26
	Centriscreen Inlet	24
	Concentrator Outlet	23
Refining	Disk Refiner Inlet	25
	Disk Refiner Outlet	28
Finished Stuff	Stuff Box	28
	Centricleaner Outlet	26
	Wet Broke Concentrator Inlet	27
Wire Part	Save All	26
	Wire Washing Water	20
Laboratory		17

b. 白水の有効活用

セントリスクリーン、濃縮機等のシリンダの目洗い用シャワには新水を安易に使わないようにする。ワイヤパートにおける循環白水および Couch や Wet broke の繊維回収機の濾液は前工程へ順送りに再利用し、抄紙工程では排水を無くする。白水回収システムの一例を Figure 5.3.12 に示す。

Figure 5.3.12 White Water Recovery System



ワイヤパートにおけるワイヤ洗浄水とトリム用高圧水は紙品質および生産効率に影響するので、微細繊維等を十分除去したクリーンな水を使用しなければならない。クリーンな再利用水を得るためサンドフィルタ等を使用している所もあるが、工程のオペレータ達がそれぞれ創意工夫により設備改善を行い、白水の有効活用を図っている例も多い。このような活動が行われるようにするためには、次のような手順を踏んでいる。

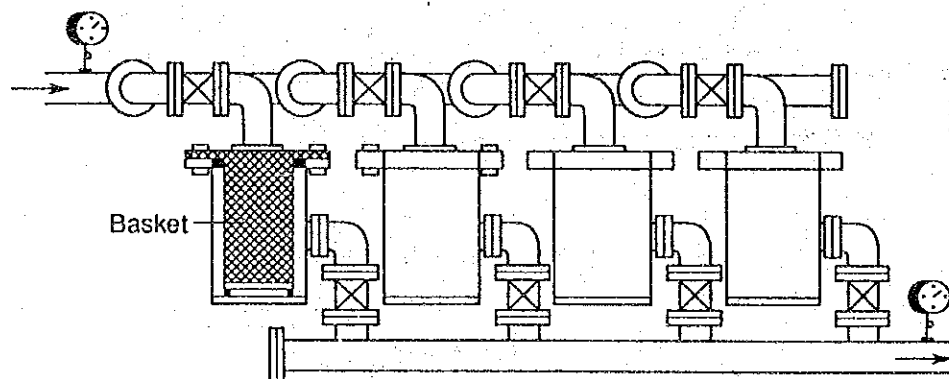
- ① 技術者のみならず、操業者を含めて白水有効活用の意義を認識させ、計画に参加させるため、工場長方針として新水節減に対する意識高揚のキャンペーンを実施する。
- ② 機械設計部門、現場技術者、操業者で改善チームを編成し、トライアンドエラーを繰り返しながら設備・操業方法の改善案を作成する。

組織活動の事例を示す。

ウェットブローク回収フィルタ (Valveless Filter) のシリンダのバックシャワには新水が使われていたが、これをフィルタ濾液に切り替えることにより、対策チームが編成された。操業者のグループのアイデアは極めて初歩的なものであったが、機械設計部門は10インチの古パイプでFigure 5.3.13の様な濾過装置を自製した。操業者グループは自発的に適正メッシュ選定、2枚重ねの工夫等アイデアを出しながら改善を進め、設備に対する関心と運転管理意識が高揚した。操業者が意欲を持ってはじめて装置の有効活用が達成できることを銘記すべきである。

定時または圧力差によってシリンダーを切り替えたり、目詰まりしたシリンダーを掃除するには労力を要する。操業者グループは蓋を開けずに掃除する改善対策を現在模索中である。

Figure 5.3.13 Clean Water Recovery Filter



c. 新水消費量

用水は3個所の井戸と専用ダムから夏期約85,000t/d、冬期約60,000t/d、年間約70,000t/d消費しており、この規模のパルプ紙一貫工場としては多消費の方であり、改善が必要である。

Table 5.3.6によると、クラフトパルプ工程を除き、当工場のパルプまたは紙単位量当たりの水の消費量が多く、全工程合計では約20%多い。年間平均約60,000 t/dにすることを当面の節水目標としたい。

(5) 抄紙工程

パルプ・紙工場で抄紙工程はエネルギー消費量の多い工程である。特に長網多筒式抄紙機を保有する工場では熱、電力ともに最多消費工程にランクされるのが普通である。

Table 5.3.6を見ると、B-28、B-14ともスチームが日本の実績より多く消費されている。電力については全体としてはあまり大きな差がないが、工程別の使い方に差がある。中性亜硫酸セミケミカルパルプの項で述べたが如く、日本ではパルプ工程で蒸解度を抑えて、パルプ歩留を70~80%とし、蒸解直後のリファイニングに重点を置き、抄紙機前のリファイニングはフリーネス調整程度に止めている。当工場では蒸解度を高め、パルプ歩留を約65%にしている。蒸解が進んだ分、リファイニングが容易になるため、電力消費が少なくてすんでいる。

抄紙機B-28は面長4.9m、直径1.5mのドライヤシリンダ75本（内1本はクーリング用）を有し、針葉樹100%の原料を用いて、重包装用原紙約200t/dを生産している。フードはセミクローズドタイプであるが、ドライヤ乾燥能力は充分あり増産も可能と思われる。

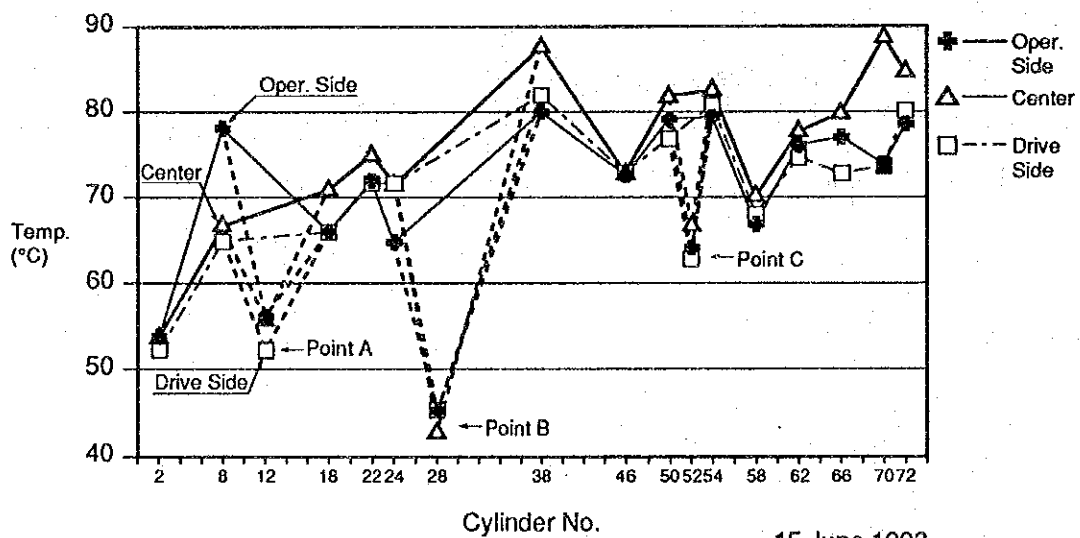
a. ドライヤシリンダ温度

下段シリンダ群の中からランダムに選んだ走行中のシリンダ表面温度を、オペレーションサイド、センタ、ドライブサイドに分けて、放射温度計で測定した。その結果をTable 5.3.11、Figure 5.3.14に示す。

Table 5.3.11 Dryer Cylinder Surface Temperature

Cylinder No.	Operation Side °C	Center Side °C	Driving °C	Average °C	Note
2	53	54	52	53.0	
8	78	67	65	70.0	
12	56	50	52	52.7	Steam Leak
18	66	71	66	67.7	
22	72	75	72	73.0	
24	65	72	72	69.7	
28	(45)	(43)	(46)		Valve closed
38	80	86	82	82.7	
46	73	74	73	73.3	
50	75	82	78	78.3	
52	64	63	63	63.3	
54	80	83	82	81.7	
58	67	70	68	68.3	
62	76	78	75	76.3	
66	77	80	73	76.7	
68	74	89	74	79.0	
70	79	85	80	81.3	
	70.9	73.7	70.4	71.6	

Figure 5.3.14 Dryer Cylinder Surface Temperature



15 June 1993

シリンダ表面温度は一般常識に比べ異常に低温で、Figure 5.3.14 中A点、B点、C点で異常に低いことが分かった。

次に、スチームの入口管、出口管及びシリンダ太鼓面の温度を全シリンダについて測定した。その結果を Table 5.3.12、Figure 5.3.15に示す。A点ではスチーム漏れが多い。B点ではシリンダNo27～34にスチームが入っていないと思われる。C点では通気はされているが、シリンダ内部のコンデンセート排出パイプが破損し、コンデンセートが排出されずに充満していることが推察される。

Table 5.3.12 Surface Temperature of Steam Pipe & Cylinder End Plate

No	Steam Pipe		Cylinder		No	Steam Pipe		Cylinder
	Inlet	Outlet	End			Inlet	Outlet	End
	°C	°C	°C			°C	°C	°C
1	84	43	28		38	82	92	92
2	78	71	51		39	95	83	83
3	95	44	37		40	90	80	68
4	40	39	48	Steam Stop	41	92	89	87
5	43	38	36	Steam Stop	42	90	77	69
6	-	-	48	Pipe Cutoff	43	96	80	78
7	86	49	41		44	86	85	90
8	90	86	82		45	96	86	96
9	-	-	36	Pipe Cutoff	46	89	75	82
10	89	90	88	Steam Leak	47	85	91	90
11	90	69	55	Steam Leak	48	97	91	88
12	71	58	51	Steam Leak	49	101	76	80
13	90	46	42		50	95	88	92
14	84	64	56		51	81	53	64
15	80	39	44	Steam Leak	52	90	76	71
16	-	-	41	Pipe Cutoff	53	95	86	83
17	96	70	62		54	92	70	85
18	84	91	77		55	96	90	93
19	91	49	64	Pipe broken	56	89	78	85
20	87	73	63		57	100	92	87
21	84	76	72		58	92	74	71
22	85	94	78		59	96	97	93
23	66	47	61	Steam Leak	60	89	86	91
24	92	83	76		61	101	74	79
25	91	53	58		62	91	91	91
26	75	56	52		63	97	92	91
27	63	45	49	Steam Stop	64	86	71	68
28	55	47	44	Steam Stop	65	98	91	92
29	53	42	43	Steam Stop	66	89	57	91
30	64	52	41	Steam Stop	67	97	50	95
31	61	42	41	Steam Stop	68	91	89	97
32	61	54	43	Steam Stop	69	91	91	92
33	44	41	40	Steam Stop	70	87	86	92
34	52	44	40	Steam Stop	71	99	97	92
35	87	75	91	Steam Stop	72	88	93	98
36	86	96	97		73	100	97	76
37	83	76	90		74	96	94	95

Figure 5.3.15 Surface Temperature of Steam Pipe & Cylinder End Plate

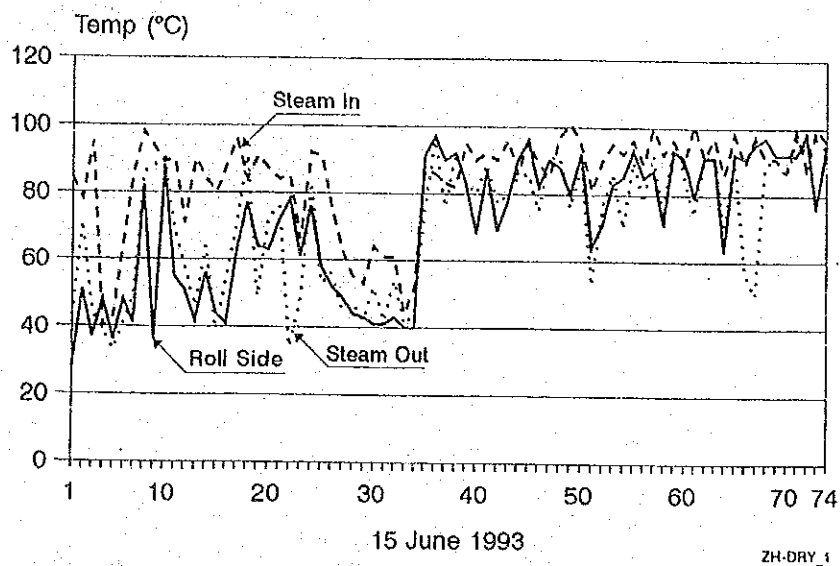


Figure 5.3.16、Figure 5.3.17 は Avio System のサーモビデオによるNo.32とNo.66シリンダ表面の赤外線熱画像である。

No.32シリンダ表面の平均温度は40.4℃であり、スチームが殆ど供給されていないことを示している。

No.66シリンダ表面の平均温度は78.5℃であるが、Figure 5.3.18のように乾燥後期におけるシリンダ表面温度は100℃になるのが普通である。

Figure 5.3.16 Thermal Video Picture of Cylinder No. 32

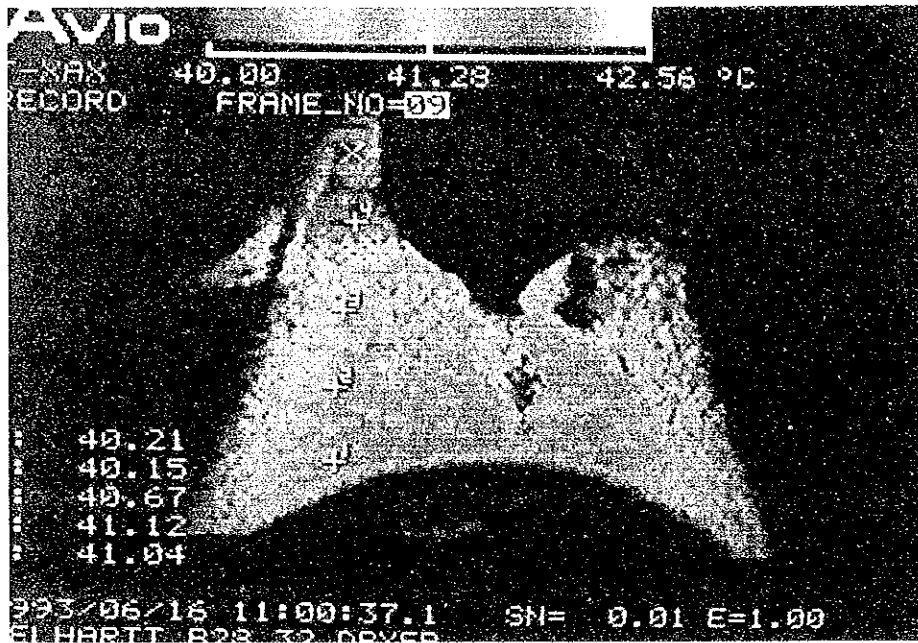
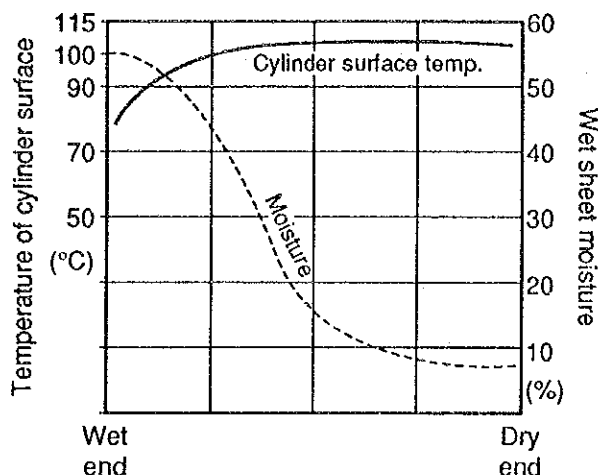


Figure 5.3.17 Thermal Video Picture of Cylinder No. 66



Figure 5.3.18 Wet Sheet Moisture & Cylinder Surface Temperature



B-14抄紙機では、No.6 シリンダは平均90.9℃であった。ドライヤ中央部のNo.20シリンダでは低い部分でも80.6℃～90.8℃、高温部では100℃を超えている。最終段No.36シリンダは100℃であり、ドライエンドペーパー温度は平均91.6℃であった。

以上の温度測定結果と設備観察の結果から次のことが確認出来る。

- ① B-28抄紙機のシリンダNo.6、No.9、No.16のスチームパイプは縁切りされ、使われていない。
- ② シリンダNo.10、No.11、No.12、No.15、No.23、No.66、No.67はジョイント部からのスチーム漏れが多い。
- ③ シリンダNo.19、No.51、No.64はディスク面の温度が70℃以下であり、コンデンセート排出パイプの温度も著しく低下しており、コンデンセートが排出されず滞っていることを示している。
- ④ シリンダNo.4、No.5、No.27、No.28、No.29、No.30、No.31、No.32、No.33、No.34にはスチームが充分通気されていない。

以上により乾燥に寄与していないシリンダは23本で、74本のシリンダ中蒸発に関与しているのは51本のみということになる。これはドライヤ能力に余裕があるため設備管理がおろそかになり、スチーム漏れやシリンダ内コンデンセートの排出不良を招いていると思われる。スチームのムダ遣いになるのみならず、コンデンセート滞留によりシリンダが重くなり、電力負荷の増加にもつながる。

さらに、シリンダの整備不良は少なからず品質にも影響している。プレス後のウェットエンドの紙幅は4,330mmで、その収縮率は3.1%である。B-28で製造している重包装用紙

は破袋に対応する品質特性として伸度、特にクロス方向の伸度が大きいことが要求され、5.0%以上が適正であるとされている。この伸度はドライヤ内での収縮によって形成される。収縮は水分20~40%のウェットシートが急速乾燥されると大きくなるが、シリンダ表面温度と湿紙温度の差を大きくするほど乾燥は促進される。Figure 5.3.18のような加熱曲線になるように、スチーム量を調節して操業すべきである。

日本において同様品質の紙を製造する場合、No.1とNo.2シリンダにはキャンバスを抱かせず、シリンダにウェットシートが貼り付くのを防ぎながら、収縮を促進させるようにしている。また、No.3以降の1群のキャンバスもゆるめに張り、収縮を助けている。

当工場のクラフト紙のクロス方向の伸度が低い理由はドライヤ前段のシリンダ加熱が不十分な事、キャンバスの張りが強めで上部ドライヤにおける押しつけが強いためと思われる。

なお、クロス方向の収縮は両端部が大きく、中央部が小さい。これは中央部の通風がわるいため、その対策としてはポケットベンチレーションロールを取付け、中央部の通風を促進するようにする。

b. B-28の乾燥能力

以下の前提で乾燥能力、水分蒸発量を検討する。

① 前提条件

Basis Weight	: 75 g / m ²
抄速	: 360 m / min
オンリール取巾	: 4,330 mm
湿紙水分	: 65%
紙水分	: 6.2%
紙生産量	: 75 g / m ² × 360 m / min × 4.33 m × 60 min = 7,015 kg / h

② 乾燥能力

B-28のドライヤシリンダの全乾燥面積は1,708 m²である。

$$\text{直径}1.5\text{m} \times \pi \times \text{面長}4.9\text{m} \times 74\text{本} = 1,708\text{m}^2$$

重包装用クラフト紙抄紙機の日産能力算定に使用されている TAPPI のデータによると、乾燥面積 1 m²当たりの生産能力は155~165 kg / (m² · d) である。

したがって、B-28のドライヤ乾燥能力は273 t/dになり、抄速は580 m / minまで可能である。

$$160\text{kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{d}) \times 1,708\text{m}^2 = 273\text{ t/d}$$

③ ドライヤー単位蒸発量

乾燥能力における単位蒸発量

$$\left\{ \frac{65}{100-65} - \frac{6.2}{100-6.2} \right\} \times \frac{273 \times 1000}{24 \times 1708} = 11.9 \text{ kg} / (\text{m}^3 \cdot \text{h})$$

現状生産量における単位蒸発量

$$\left\{ \frac{65}{100-65} - \frac{6.2}{100-6.2} \right\} \times \frac{7015}{1708} = 7.4 \text{ kg} / (\text{m}^3 \cdot \text{h})$$

今回調査では74本のシリンダ中23本は乾燥に寄与していないことが分かった。

有効シリンダ数51本の場合の単位蒸発量

$$\left\{ \frac{65}{100-65} - \frac{6.2}{100-6.2} \right\} \times \frac{7015}{1708 \times 51 / 74} = 10.7 \text{ kg} / (\text{m}^3 \cdot \text{h})$$

現状蒸発量は能力の62%に過ぎず、51本のシリンダでもなお余裕がある状態である。

現状程度の生産量における必要シリンダ数は46本程度でよいことになる。

$$74 \times 7.4 / 11.9 = 46$$

当面の対策として、55本程度のシリンダのみで乾燥することにして、後半のシリンダは休転して、紙はその上を滑らせるだけにすることを提案する。これによって、シリンダ駆動動力を25%程度節減できる。

B-28系統電力のうち、抄紙機分を20%とし、1992年の電力量を基準にすれば電力節減額は次のようになる。

$$23,385 \text{ MWh/y} \times 0.2 \times 0.25 = 1,169,300 \text{ kWh/y}$$

$$1,169,300 \text{ kWh/y} \times 0.7 \text{ Lv/kWh} = 818,500 \text{ Lv/y}$$

c. ドライヤベンチレーション

1) フレッシュエア

ウェットシートの乾燥はドライヤのベンチレーションにより促進される。ドライヤフードは当初密閉フードとして設計されたものであるが、現状は半密閉式フードに改造されている。オペレーションサイドでは、フードのスカートは上段シリンダの中央部までを覆い、そこから下のカーテンウォールはない。ドライブサイドでは、フードのスカートはギャーボックスまであり、そのギャーボックスにより開度はオペレーションサイドより遙かに小さい。作業床の下部は両サイドとも隔壁があり、キャンバス走行点検出入口はあるが、両サイドの開口度及び外気流入の条件は大体同じと見てよい。

建物の壁はコンクリート壁またはガラス窓であり、各扉は閉ざされているので外気があまり流入しない構造になっている。

B-28はポケットベンチレーションの設備がないので、オペレーションサイドとドライ

ブサイドでは通風量や空気条件が異なる。この状況を判断するためリール上の巻き取り紙を5等分し、オペレーションサイドから順次水分を測定した。その結果を Table 5.3.13 に示す。

Table 5.3.13 Moisture Content of Dry End Paper on Reel

	Operation Side				Drive Side	Average
	1	2	3	4	5	
Moisture%	4.81	6.20	7.00	7.21	5.80	6.20

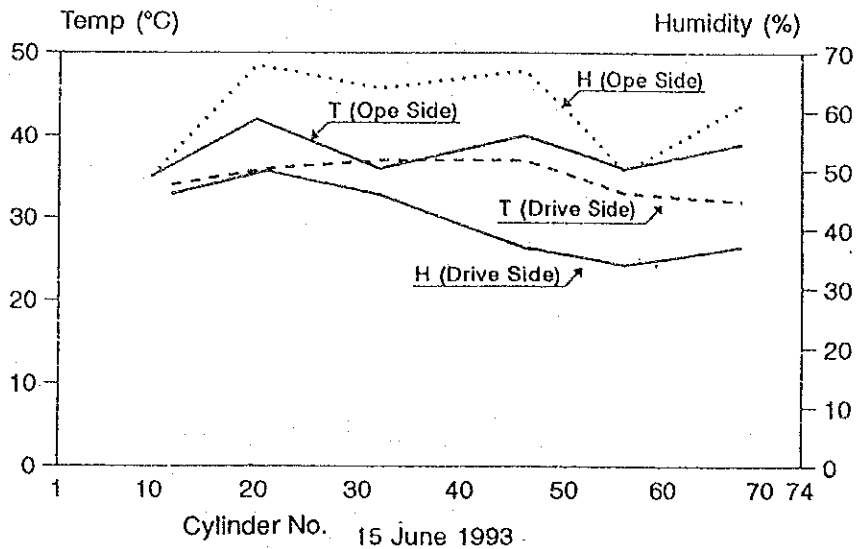
オペレーションサイドは通風が良いので最も水分が少なく、ベンチレーションの悪い中央部は水分が多い。

ドライヤーに流入するフレッシュエアの温度、湿度をドライヤフードのスカート直下で測定した。測定結果を Table 5.3.14 および Figure 5.3.19 に示す。

Table 5.3.14 Temperature & Humidity of Fresh Air

Cylinder No.	Fresh Air				Ambient Air			
	Operation Side		Drive Side		Operation Side		Drive Side	
	Temp. °C	R.H. %	Temp. °C	R.H. %	Temp. °C	R.H. %	Temp. °C	R.H. %
10~12	35	49	34	46	30	50		
20~22	42	60	36	50			35	38
30~32	36	64	37	46	30	68		
44~46	40	67	37	37				
54~56	36	50	33	34			31	40
66~68	39	61	32	37				
72					30	45	30	40
Average	38.0	58.7	34.8	41.7	30.0	54.3	32.0	39.3

Figure 5.3.19 Temperature & Humidity of Fresh Air



ポケットベンチレーション等の調整アクションのない場合の一般的な値を採って、オペレーションサイドとドライブサイドの通風量の割合を60：40とすると、ドライヤに流入するフレッシュエアの条件は次のようになる。

温度	36.7℃
関係湿度	51.9%
絶対湿度	0.02kg/kg-Dry Air
比容積	0.92m ³ /kg-Dry Air

2) 排気

蒸発したペーパーはフード上部に取り付けられた6本のダクトから排気ファンで強制的に排出される。フード内の温度は夏冬で差があるが、露点40～50℃にコントロールするのが一般的である。

各ダクトの排気を測定した結果をTable 5.3.15に示す。

Table 5.3.15 Exhaust from B-28 Machine Hood

Duct No.	Unit	1	2	3	4	5	6	Total
Duct Diameter	m	0.70	1.28	1.28	1.28	1.28	1.28	
Temperature	℃	29.3	43.7	40.2	43.6	46.9	44.7	41.4
Velocity	m/s	0.75	15.31	9.68	21.98	14.19	7.77	
Exhaust Flow	m ³ /h	1,039	70,923	44,842	101,822	65,735	35,994	320,356
Exhaust Flow	Nm ³ /h	938	61,137	39,087	87,800	56,098	30,930	275,989

井1ダクトの温度が低いこと、井2～井6ダクトの温度、排気量に規則性がないことから排気のコントロールはされていないことが分かる。

Table 5.3.15の結果から、排気中の蒸発水分量を求める。

フードの排気の状態は次の通りである。

温度	41.4℃
関係湿度	100 %
絶対湿度	0.053 kg/kg-Dry Air
比容積	0.96m ³ /kg-Dry Air

排出空気量

$$320,356\text{m}^3/\text{h} \div 0.96\text{m}^3/\text{kg-Dry Air} = 333,700\text{kg-Dry Air/h}$$

フードから排出される水分量

$$333,700\text{kg-Dry Air/h} \times 0.053\text{kg/kg-Dry Air} = 17,700\text{kg/h}$$

フレッシュエア中の水分量

$$333,700\text{kg-Dry Air/h} \times 0.020\text{kg/kg-Dry Air} = 6,700\text{kg/h}$$

蒸発水分量

$$17,700 - 6,700 = 11,000\text{kg/h}$$

一方(5)b. ドライヤ単位蒸発量の項で求めた蒸発水分量

$$7.4\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}) \times 1,708\text{m}^3 = 12,600\text{kg/h}$$

この両者には若干の差があるが、フードからの洩れや湿度測定の誤差によると見られる。

3) ベンチレーションのコントロール

ドライヤシリンダを正規の状態に整備した後、省エネルギー及び品質対策の面からベンチレーションは次の様にコントロールすべきである。

- ① ダクトにダンパを設置する。
- ② フードの上部、各ダクトの入り口に温度計を設置する。
- ③ 季節毎に適切な露点を保持するようダンパ開度をコントロールし、不必要なファンは停止する。
- ④ 多少設備投資を必要とするが、排気ファンの回転を温度により制御する制御装置を取り入れることで、適切なスチーム供給及びファン動力の節減が可能となる。

d. ドレネージシステム

ドレネージシステムは Figure 5.3.20 のようになっており、対応するシリンダは 1群11本、2群22本、3群41本に分かれている。当初はブロースルー方式で設計されたと思われるが、現在はスチーム入り口で減圧し、ブローダウン方式に近い形で使用されている。生産量が少ないため、ドライヤ後半で集中的に乾燥しようとして、設計当初のバランスを維持する事ができなくなったためかと思われる。

Figure 5.3.20 B-28 Drainage System

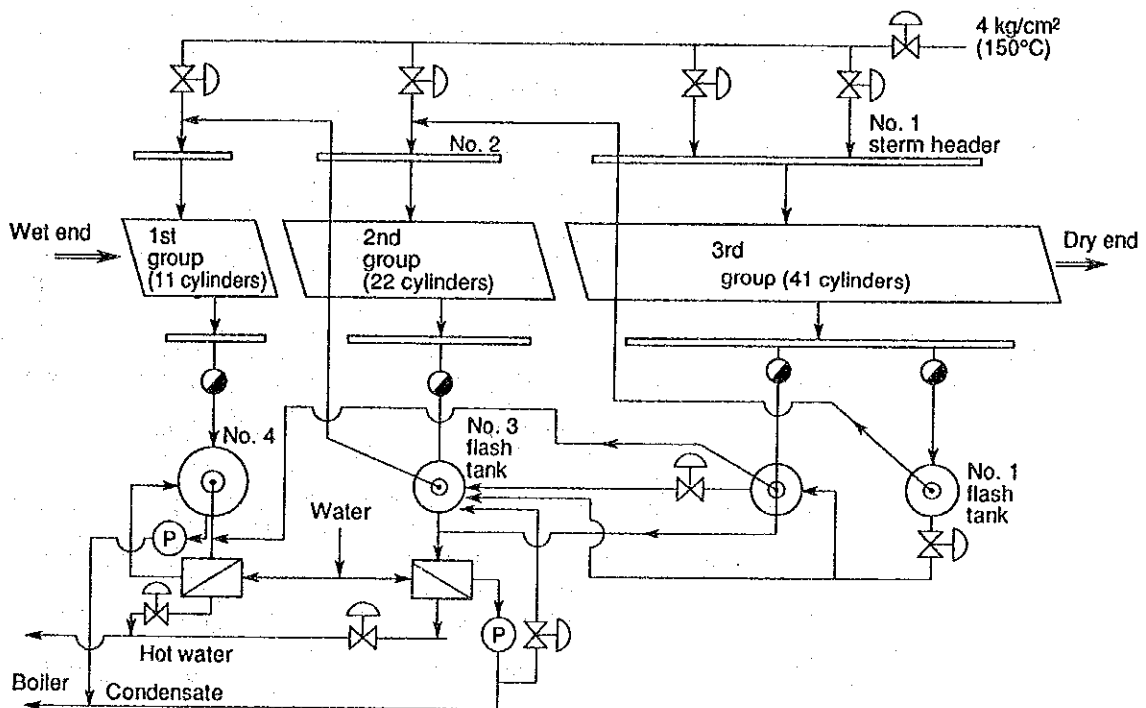
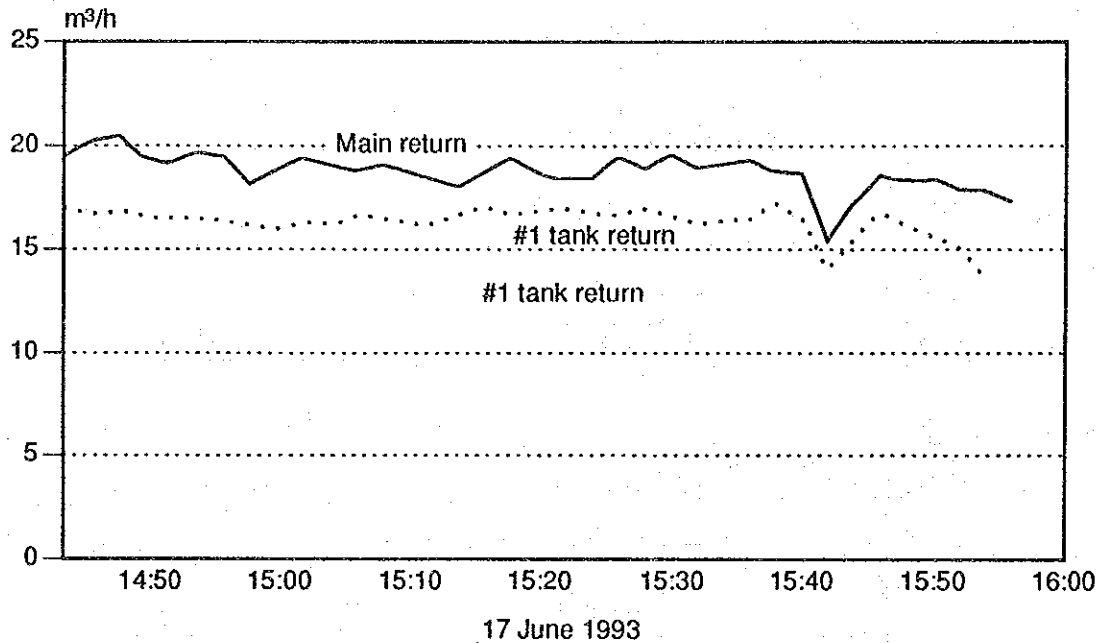


Figure 5.3.21 にコンデンセート流量の測定結果を示す。コンデンセートのボイラへの戻り量は約19t/h、No 1フラッシュタンクからの戻り量は約16t/hである。3群からのコンデンセート量が全体の84%を占め、スチームが偏って使用されている事が分かる。

Figure 5.3.21 Steam Condensate Flow



(5) a. 項で述べたように、重包装用原紙のクロス方向の伸びを大きくするためにはドライヤの前段で急速に乾燥を進める必要があり、現在のスチーム配分は異常といわざるを得ない。工場実験を繰り返してシリンダ本数を集約し、群分けを変更して（参考：1群8本、2群15本、3群32本）、ブロースルー方式に変更すればスチームおよび電力の節減が図れる。

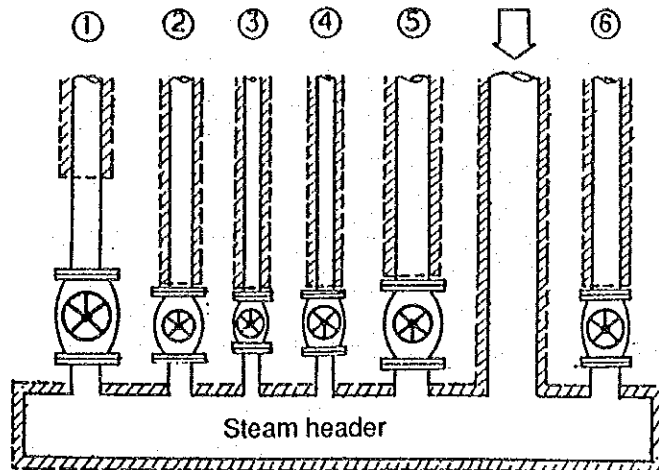
また、ドレナージ装置周辺のパイプ、ポンプのグランドからは大量の液が洩れていたし、保温の脱落も見られた。不要配管を整理し、保温や液洩れ個所の補修を早急に実施されたい。


(6) スチーム系統

a. 断熱強化

屋外スチーム配管の保温は良好で、スチーム漏れ箇所も少なかった。しかし、バルブやフランジは保温されていない。例えば発電室入り口付近の屋外に設置されてあるスチームコレクタの状況は Figure 5.3.22 のようになっている。

Figure 5.3.22 Outdoor Steam Collector



 Shaded portion indicates the section where heat-insulation has already been provided.

Heat-insulating status for steam header, valve and pipe

このバルブや取り付け配管の放熱面積は Table 5.3.16 のようになる。

Table 5.3.16 Heat Radiation Surface Area of Valves

No	Size inch	Equivalent length		Heat Radiation			
		Valve m	Pipe m	Total m	Present kcal/h	after Insulated kcal/h	Decrease kcal/h
①	16	2.04	1.00	3.04	7,680	400	7,280
②	10	1.90	0.25	2.15	3,740	200	3,540
③	8	1.84	0.25	2.09	2,990	160	2,830
④	8	1.84	0.25	2.09	2,990	160	2,830
⑤	16	2.04	0.25	2.29	5,790	300	5,490
⑥	12	1.90	0.25	2.15	4,360	230	4,130
Total					27,550	1,450	26,100

Preconditions: Steam temperature : 158 °C
 Average outside air temperature: 10 °C
 Heat insulation : Glass wool 60 mm

放熱量の計算は Energy Conservation Center 作成のプログラム (ガイドライン参照) によって行った。

保温により節減できる金額は次のようになる。

$$26.1 \text{ Mcal/h} \times 8,760 \text{ h/y} = 228.6 \text{ Gcal/y}$$

$$228.6 \text{ Gcal/y} \times 433 \text{ Lv/Gcal} = 98,980 \text{ Lv/y}$$

簡単なバルブ保温は、取り外し可能なように2つに分割できるアルミ張りの箱でバルブを挟み、その中にグラスウールを詰めて固定するだけでよく、工場の従業員の手でも施工可能である。(Figure 5.3.23参照)

延べ施工面積は15㎡程度であり、施工に要する費用は1,500 Lv程度とみられ、短期間で回収可能である。

Figure 5.3.23 Insulation of Valve & Flange

