

5.8. 鑄鋼工場の調査結果

5.8 鑄鋼工場の調査結果

5.8.1 工場の概要

- (1) 工場名 : CADAFE S. R. L.
- (2) 業 種 : 鉄鋼 (鑄鋼)
- (3) 工場所在地 : Aguero 4860 - Villa Dominico (1874)
Prov. Buenos Aires
- (4) 工場の沿革 :

アーク炉、誘導炉を保有し、特殊鑄鋼、球状黒鉛鑄鉄製品 40~50t/月を生産する工場で、創立後40年になる。

当初はアーク炉による炭素鋼製品のみをつくっていたが、1980頃誘導炉を導入し研究を続けた結果、1986頃から合金鑄鋼、球状黒鉛鑄鉄の製造を始め、多様な特殊品の少量生産に重点を移してきている。

Lloyd, Meehanite Corp の認定も得ており、石油、製鉄、タイヤ等の国内大企業に製品を納入している。

特殊品をつくっているのは当社を含めて3社のみで、いずれも同じような規模である。1987年のアルゼンティンにおける鑄鋼全体の生産量は30,000 t/yであり、それにたいしては約4%の生産割合になる。

現在の稼働率は1直として90%程度である。

国内で唯一Baird社製の発光分光分析装置(Atomic Emission Spectroscopy)を備えている。

省エネルギー対策としては力率改善のためのコンデンサーが設置されている。

- (5) 従業員数 : 98 人
うち技術者 3 名

- (6) 調査期間 : 1988年11月7日~11月11日

- (7) 調査員

氏名	担当
井口 光雄	団長
滝 勇	電気炉溶解・铸鋼プロセス
中井 昌次	熱管理
野崎 幸雄	熱管理
中川 暉雄	熱管理
杉本 利夫	電気管理

INTIメンバー

Mr. Jorge A. Fiora	団長
Mr. Marcelo A. Silvosa	単位操作・プロセス
Mr. Alberto Berset	熱使用設備
Mr. Anibal A. Monzon	熱使用設備・診断車運転
Mr. Miguel A. Bermejo	受配電・電気設備
Mr. Arturo D. Vergholet	受配電・電気設備
Mrs. Maria L. Gomez	熱使用設備

(8) 面接者

Mr. Juan Lo Forte	Factory Manager
Ing. Jose Lopez	Subsecretary Industrial Association of Avellaneda
Ing. Alberto Outeirino	Chief of Engineer
Ing. Olivieri	Production Manager
Mr. N. Cuesta	Maintenance supervisor

(9) 生産量

Table 5-8-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Molten metal (ton)	1,190	1,473	922	1,360	1,202

(10) エネルギー使用量

Table 5-8-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural gas m ³	87,460	106,785	81,867	110,957	101,795
Elect. power MWh	1,295.6	1,549.2	1,003.7	1,590.3	1,234.4
Energy/Molten Metal					
Natural gas m ³ /t	73.5	72.5	88.8	81.6	84.7
Power kWh/t	1,089	1,052	1,089	1,169	1,027

単位：ガス 100,000Nm³, 電気 百万kWh

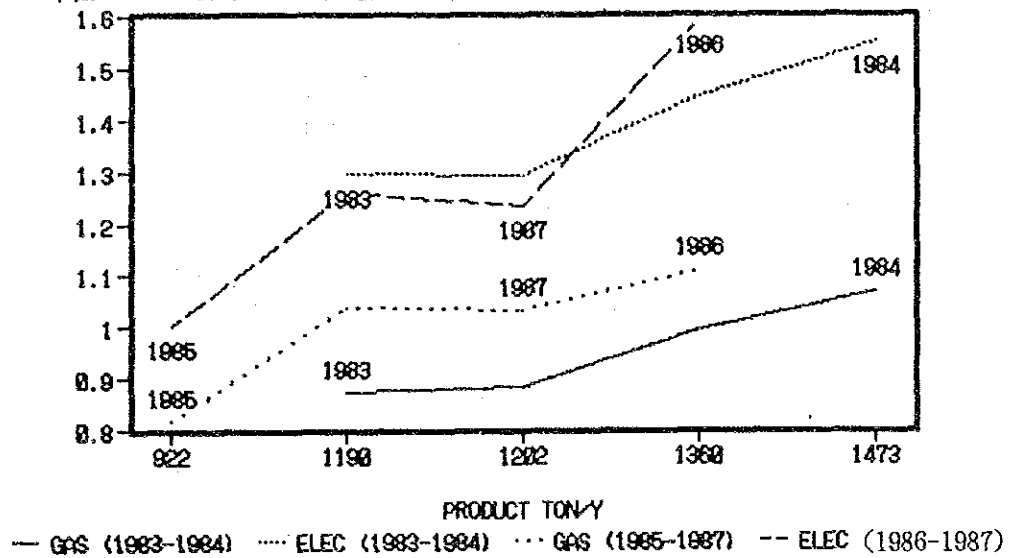


Figure 5-8-1 Production and Energy Consumption

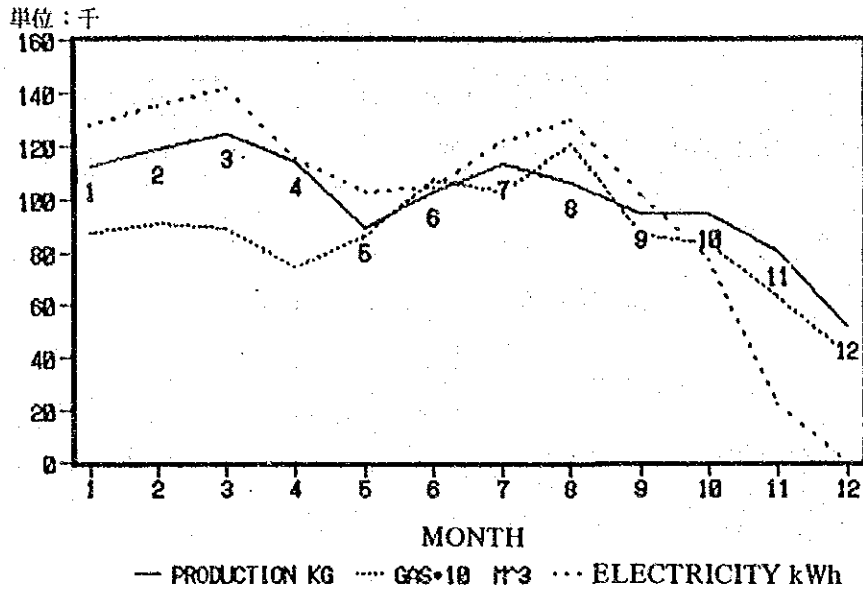
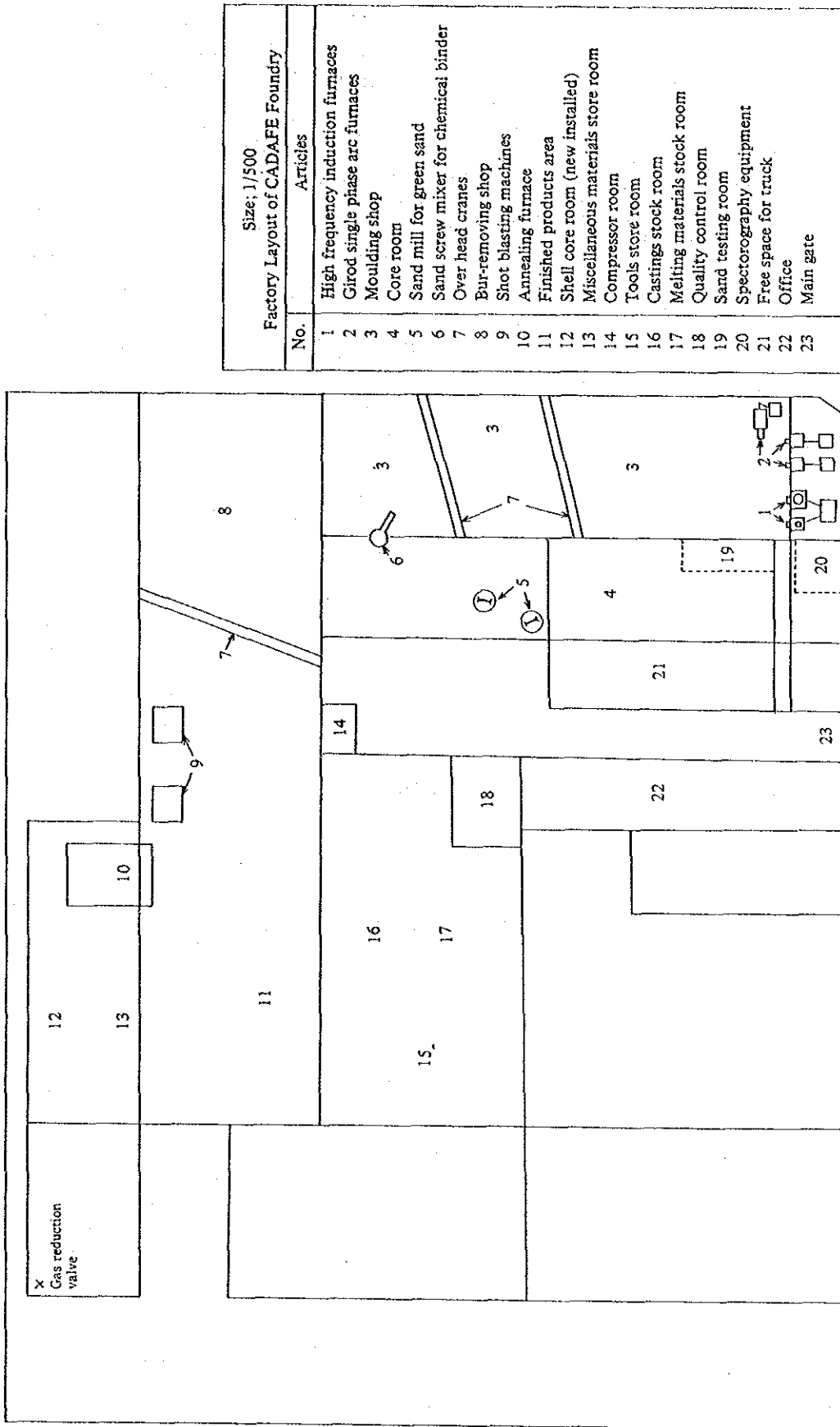


Figure 5-8-2 Monthly Production and Energy Consumption in 1987

Electric Power unit price 0.07U \$S/kWh

Natural Gas unit price 0.08U \$S/Nm³

(11) 工場配置図



Factory Layout of CADAPE Foundry	
No.	Articles
1	High frequency induction furnaces
2	Girod single phase arc furnaces
3	Moulding shop
4	Core room
5	Sand mill for green sand
6	Sand screw mixer for chemical binder
7	Over head cranes
8	Bur-removing shop
9	Shot blasting machines
10	Annealing furnace
11	Finished products area
12	Shell core room (new installed)
13	Miscellaneous materials store room
14	Compressor room
15	Tools store room
16	Castings stock room
17	Melting materials stock room
18	Quality control room
19	Sand testing room
20	Spectrorography equipment
21	Free space for truck
22	Office
23	Main gate

Figure 5-8-3 Factory Layout

(12) 製造工程

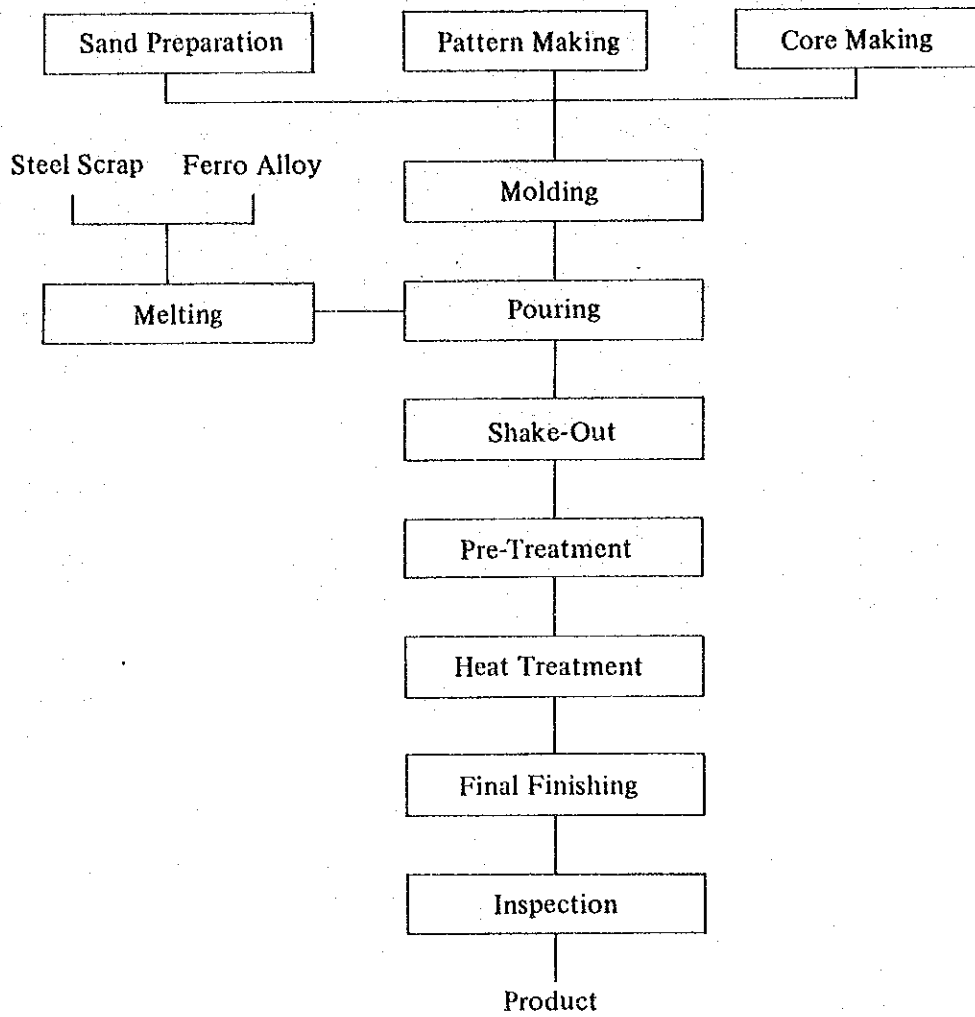


Figure 5-8-4 Production Process

(13) 電力単線結線図

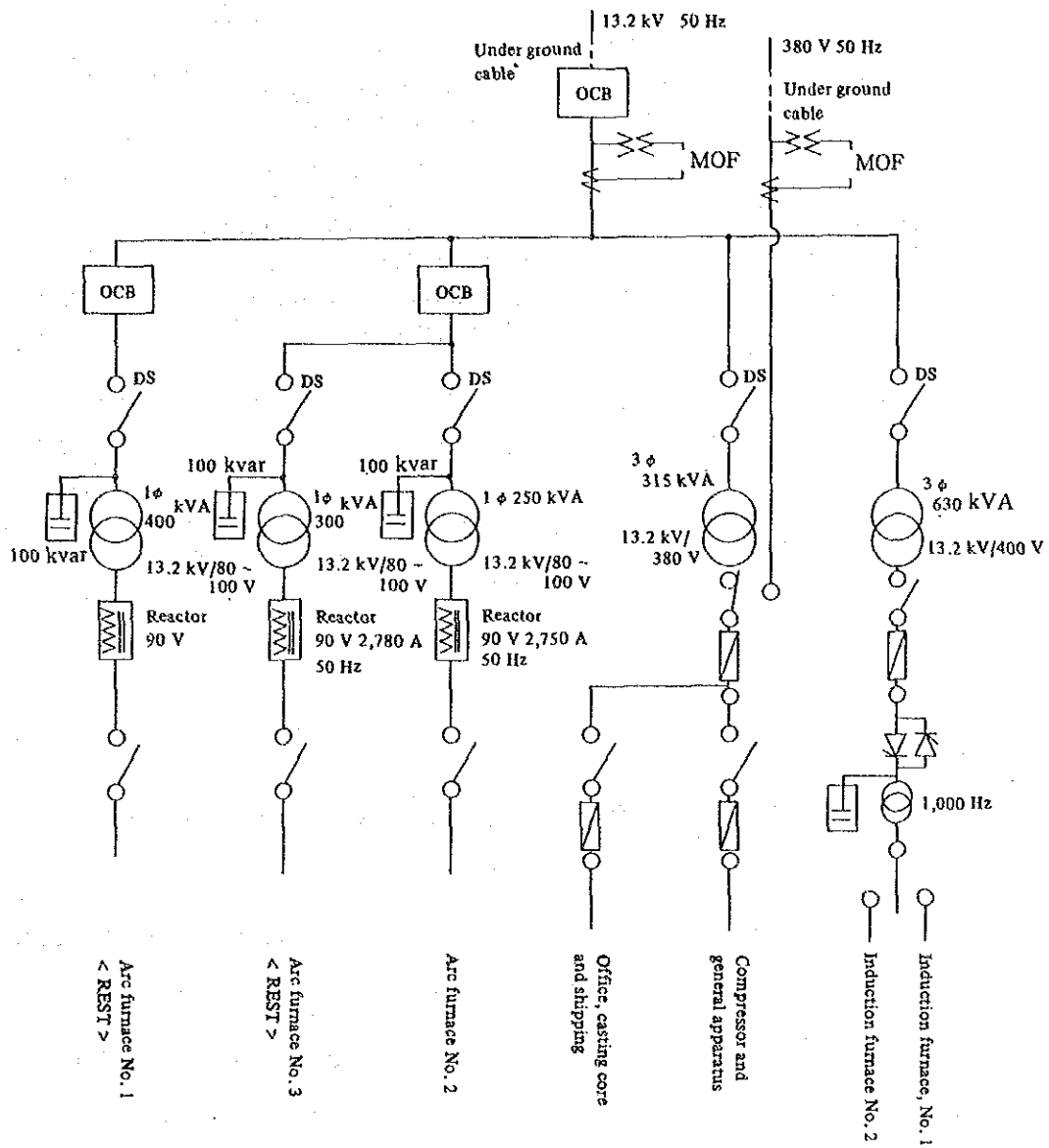


Figure 5-8-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-8-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Arc furnace	3	Girod type, single phase 400 kVA 750 kg 250 kVA 250 kg 300 kVA 250 kg
High frequency Induction furnace	2	400 kVA 350 kg 1,000 Hz 400 kVA 800 kg 1,000 Hz
Annealing Furnace	1	shuttle type, 800,000 kcal/h 10 toncharge
Air compressor	4	60 cv (2) 30 cv (1) 52 cv (1)

(15) 工場稼働時間

$$9.5 \text{ h/d} \times 250 \text{ d/y} = 2,375 \text{ h/y}$$

5.8.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

工場幹部は省エネルギーに関心を持っているが、省エネルギー目標は設定されてなく、従って具体的な改善計画は現在つくられていない。

鋳物工業は一般的にエネルギー多消費型の工業である。なかでも鋳鋼工業は溶解温度が高いこと、金属組織均一化のための高温焼鈍を必ず必要とすること等から最もエネルギー消費量が多い。さらに当工場は多品種少量の特殊品生産に重点を移してきているので一層その傾向が強い。Figure 5-8-1をみると、同一生産レベルに対してガス使用量は1985年以降増加していることが分かる。

当工場では電力費を主体に年間10万 US\$ 近いエネルギー費を支払っているが、省エネルギーは国の政策に合致するのみならず、コスト切下げの有効な手段となる。計画的に省エネルギーを推進するためには工程別、鋼種毎に省エネルギー目標あるいは原単位目標を定め、工場従業員全員に進むべき方向を示すことがまず必要である。

(2) エネルギー消費量の把握

エネルギー原単位のみならず生産性、品質の向上を図るには、毎日これらのデータと操業条件などを記録することにより工場の実態をできるだけ正確に把握し、比

較検討のための統計的な資料をまず整備しなければならない。これらの値に変化があったときや計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときは、直ちにその原因を調査して処置することにより改善の手がかりをつかむことができる。

当工場で毎日、工場全体の電力消費量を調べている事はよいことである。しかし、何らかの変動があったときその原因を調べ、適切な処置を取るためには電力消費の大部分を占めるアーク炉、誘導炉について、各バッチ毎の電力消費量、鋼種、溶解量、溶湯温度、操業時間を記録する必要がある。当工場では炉毎の電力量計もあり、日誌には記入欄もあるので是非記録するようにされたい。

燃料ガスについては、伝票により月1回把握するのみで日毎あるいは月毎の使用量は調べられていない。このような状態では仮にエネルギー消費状況に異常があっても事後にしか分からず、その原因を調べることもその推移を見ながら適切に処置を行うこともできない。エネルギー消費実績を計量し、それを運転員に知らせるだけでも自動的に節約行動が起こされるものである。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

従業員に改善の意欲があっても、どうすれば良いかの知識が無いと改善に踏み出すことが出来ない。そのため従業員の教育を進めることが大切であるが、この点で当工場は進んだ状況にある。

当工場の技術者も役員として参画している鑄造技術者協会が技術誌の発行、講演会や見学会の開催などの活発な活動を展開しており、技術者のレベルアップに大いに貢献している。業態の似ている3社間の情報交換も1年ほど前から行われている。

一般従業員については、溶接や試験等の特殊技能者に対する訓練をしている他はフォアマンによる日常の指導が行われるのみであるが、鑄造作業の単純化・標準化に努めており、従業員の技能向上に役立つことになろう。

(4) 設備管理

電気炉のように定期的に補修されるもの以外では設備保全が不十分な点があった。圧縮空気の漏れ、Annealing Furnaceの空気制御装置の故障等は早急に修理する必要がある。アーク炉についても扉れんがの維持が不十分で、炉内ガスが逃げている。また、主要設備の設計計算資料、図面、改造履歴や電気の単線結線図を整理しておくことも、今後の改善計画立案のためや、事故時の迅速な対応のため必要である。

5.8.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.8.3.1 アーク炉

(1) 熱収支

(a) 熱収支計算範囲

変圧器以降炉本体までの熱収支を計算する。

アーク炉がすべて酸性炉で、脱硫、脱磷等の精練作業は行われていないため、熱収支に関与する要素は次の通りとなる。

入熱

投入電力

電極酸化熱

鉄、含有元素の酸化熱

スラグ生成熱

出熱

溶鋼の保有熱

スラグ保有熱

石灰石分解熱

二次回路と電極の抵抗損失熱

変圧器損失

水冷損失

炉体表面及び開口部からの放散熱

その他

対象とする炉はNo 2 炉である。

(b) 測定結果

アーク炉操業記録をTable 5-8-4 に示す。この時のアーク炉の炉体外壁部の温度分布、炉断面を示したものが、Figure 5-8-6、Figure 5-8-7である。この日は(9 Nov. 1988)10時間30分の間に、鋼種0022(炭素鋼)を1チャージ 300kgで6回溶解している。このうち電力消費状況を把握できたものはTable 5-8-4 の3回である。

Table 5-8-4 によると、出鋼温度の差が少いに拘らず、同一量を溶解するため

の所要時間や電力消費量は大きく変動している。これらのうち電力消費量の最も多いのは操業時間の最も短い3番目の操業であり、他の2回に比べ差が大きい。

Table 5-8-4 Operation Data in Arc Furnace No. 2

9 Nov. 1988

No. of melting		1	2	3	Average
a	Steel grade	0022	0022	0022	
b	Charged weight (kg)	300	300	300	300
c	Power on (o'clock m)	5;00	7;10	9;15	
d	Power off (o'clock m)	7;00	9;00	10;40	
e	Operation hours (hr m)	2;00	1;50	1;25	1;45
f	Power consumption (kWh)	310	250	370	310
g	P C/charge ton (kWh/t)	1,033	833	1,233	1,033
h	Tap temperature (°C)	1,670	1,650	1,650	1,657
j	Additional materials				
	Fe-Si (kg)	1.8	1.8	1.8	1.8
	Fe-Mn (kg)	3.5	3.5	3.5	3.5
	Aluminum (kg)	0.3	0.3	0.3	0.3
	Lime (kg)	0.2	0.1	0.1	0.13
	Sand (kg)	2.0	2.0	2.0	2.0
k	Slag (kg)	25	25	25	25

Chemical analysis are not checked

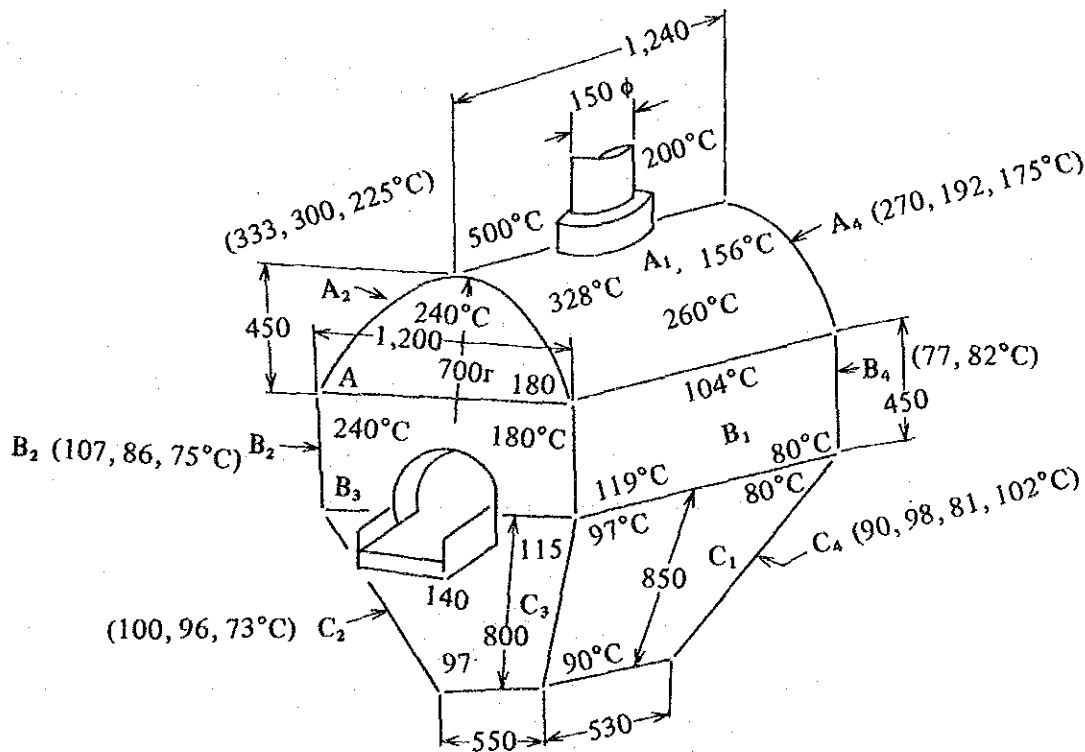


Figure 5-8-6 Surface Temperature of No. 2 Arc Furnace

Note: Surface temperature of Arc furnace are checked by Radiation pyrometer.

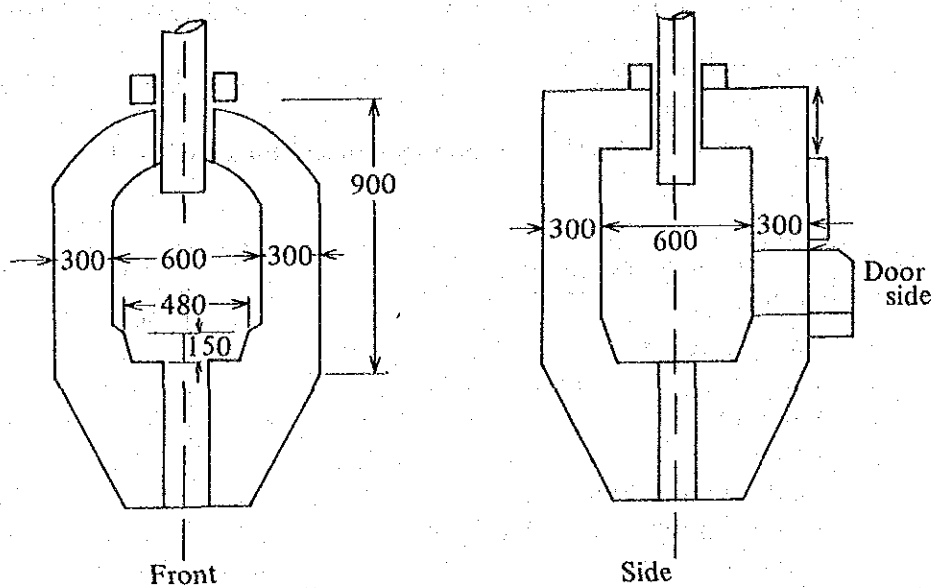


Figure 5-8-7 Front and Side View of No. 2 Arc Furnace

したがってこのチャージの操業に何らかの異常があったのかも知れないが、今回の熱計算では3チャージの値を用いることとした。電力消費量は装入トン当たりに833~1,233 kWh/tと高消費水準になっている。

(c) 熱収支計算

出鋼量1 t当りで計算する。ここでは装入量に対する出鋼量の割合を0.95とする。

入熱

c-1) 投入電力の熱量

$$\text{電力} = 1,033 \times 860 \div 0.95 = 935,140 \text{ kcal/出鋼 t} \text{---①}$$

c-2) 電極の酸化熱

電極の酸化消費量の資料は入手出来なかった。従ってこれについては日本における実績を基にした次の回帰式から算出した値をとることとした。

$$y = 0.0058 \times x + 1.55 = 7.54 \text{ kg/t 装入}$$

ここに y = 電極消費量 kg/t, x = 電力消費量 kWh/t

$$\begin{aligned} \text{電極酸化熱} &= 7.54 \times 8,080 \times 0.99 \div 0.95 \\ &= 63,490 \text{ kcal/出鋼 t} \text{---②} \end{aligned}$$

ここに電極純度を0.99とする。

c-3) C, Si, Mn とFeの酸化熱

c-3-1) Cの酸化熱

酸性炉であるため、原則的にはC, Si, Mn, Fe 等の酸化は微量であるが、当社の操業では装入口を常に開放しているため、入熱として計算することとする。

Cの化学成分は操業中 0.2~0.3 %より0.15~0.25%へ0.05%程度減少するものとして計算した。

$$\text{Cの酸化熱} = \frac{0.05}{100} \times 8,080 \times 1,000 \div 0.95 = 4,250 \text{ kcal/出鋼 t} \text{---③}$$

c-3-2) Siの酸化熱

FeSiの投入量は 1.8kg、75%SiとするとSi投入量は1.35kgである。出鋼に対し $1.35 \div 0.300 \div 0.95 = 4.74 \text{ kg/t 出鋼}$

$$\text{Siの酸化熱} = 4.74 \times 7,460 = 35,360 \text{ kcal/出鋼 t} \text{---④}$$

c-3-3) Mnの酸化熱

FeMnの投入量は 3.5kg、75%MnとするとMn投入量は2.625kgである。

出鋼トン当り $2.625 \div 0.300 \div 0.95 = 9.2 \text{ kg/t 出鋼}$

$$\text{Mnの酸化熱} = 9.2 \times 1,680 = 15,460 \text{ kcal/t出鋼} \text{---⑤}$$

c-3-4) Feの酸化熱

スラグ中のFeO を25%とすれば、

$$\text{Feの酸化熱} = \text{溶鋼トン当りスラグ量} \times \left[\frac{\text{FeO}}{100} \times \frac{55.8}{55.8+16} \times \text{FeO 生成時のFe} \right]$$

酸化熱1150kcal/t]

$$= 25/0.3 \times \left[\frac{25}{100} \times \frac{55.8}{71.8} \times 1,150 \right] \div 0.95 = 19,600 \text{ kcal/t出鋼} \text{---⑥}$$

酸化熱計 = 4,250 + 35,360 + 15,460 + 19,600 = 74,670 kcal/t 出鋼---③~⑥

c-4) スラグ生成熱

SiO₂ とCaO の反応熱は次式で計算する。



スラグ中のSiO₂ は35%と仮定する

$$\text{スラグ生成熱} = 25/0.3 \times 492 \times \frac{35}{100} \div 0.95$$

$$=15,100\text{kcal/t出鋼} \quad \text{---⑦}$$

入熱の合計=①~⑦

$$=935,140 + 63,490 + 4,250 + 35,360 + 15,460 \\ + 19,600 + 15,100 = 1,088,400 \text{ kcal/t出鋼}$$

出熱

c-5) 溶鋼の保有熱

$$\text{溶鋼の保有熱} = 1,000 \times 343 = 343,000 \text{ kcal/t出鋼} \quad \text{---①}$$

c-6) スラッグの保有熱

$$\text{スラッグ保有熱} = \text{スラッグ量kg/t} \times \text{比熱} \times (1,550^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \div 0.95 \\ = 25/0.3 \times 0.28 \times 1,530 \div 0.95 = 37,580 \text{ kcal/t 出鋼} \quad \text{---②}$$

c-7) 石灰石の分解熱

石灰石の分解反応熱

$$= \text{溶鋼トン当り石灰石使用量 (kg/t)} \times \frac{(\text{CaO})}{100} \times \text{CaCO}_3 \text{ の分解熱} \div 0.95$$

$$= 0.13/0.3 \times \frac{56}{100} \times 760 \div 0.95$$

$$= 190 \text{ kcal/t出鋼} \quad \text{---③}$$

c-8) 二次回路と電極抵抗損失

抵抗損失 = 二次導体と電極の合成抵抗 (Ω) \times [平均電流(A)]² \times 通電時間

(h) $\times 10^{-3} \times 860 \div$ 出鋼量

c-8-1) 二次導体の抵抗 $1.72 \times 10^{-6} \Omega \cdot \text{cm}$ (20 $^\circ\text{C}$)

抵抗温度係数 = 0.0039

導体の寸法 100mm \times 10mm \times 6,000mm 2本

温度60 $^\circ\text{C}$ とする。

$$20^\circ\text{Cの二次導体抵抗} = 1.72 \times 10^{-6} \times 600 \times \frac{1}{10 \times 1} = 103.2 \times 10^{-6} \Omega$$

$$60^\circ\text{Cの二次導体の抵抗} = 103.2 \times 10^{-6} \times [1 + 0.0039 \times (60 - 20)]$$

$$= 119 \times 10^{-6} \Omega$$

ブスバーは正負2本ずつあるので、

$$\text{全抵抗} = 119 \times 10^{-6} \times 2 \times 1/2 = 119 \times 10^{-6} \Omega \quad \text{.....④}$$

c-8-2) 電極の抵抗 $7 \times 10^{-6} \Omega \text{m}$ (1000°C)

電極の露出部寸法 $150 \phi \text{mm} \times 800 \text{mm} \times 1 \text{本}$

$$\text{電極の抵抗} = 7 \times 10^{-6} \times 0.8 \times \frac{1}{0.15^2 \times \pi / 4} = 317 \times 10^{-6} \Omega \dots\dots\dots \text{㉑}$$

合成抵抗 = ㉓ + ㉑

$$= 119 \times 10^{-6} + 317 \times 10^{-6} = 436 \times 10^{-6} \Omega$$

$$\text{アーケ炉作業中の平均電流} = 177 \div 90 \times 10^3 = 1.97 \times 10^3 \text{ A}$$

$$\text{抵抗損失} = 436 \times 10^{-6} \times (1.97 \times 10^3)^2 \times \frac{315}{60} \times 10^{-3} \times 860 \div 0.9 \div 0.95$$

$$= 8,940 \text{ kcal/t 出鋼} \quad \text{---㉒}$$

c-9) 変圧器およびリアクトルの損失熱

リアクトルロスとトランスロスと同一と仮定する。

250kVA変圧器の鉄損を1kW、定格時の銅損を2.5kWとする。

$$\text{変圧器、リアクトル損失熱} = \left[1 + 2.5 \times \left(\frac{177}{250} \right)^2 \right] \times 2 \times \frac{315}{60} \times 860 \div 0.9 \div 0.95$$

$$= 23,800 \text{ kcal/t 出鋼}$$

c-10) 冷却水のもち去る熱

冷却水量

$$14.4 \times 315 \div 0.9 \div 0.95 = 5,305 \text{ kg/t 出鋼} \quad \text{---㉓}$$

水冷損失熱 = 溶鋼トン当りの冷却水量(kg/t) \times 1 (kcal/kg°C) \times [冷却水の

出口温度 - 入口温度 (°C)] kcal/出鋼トン

$$= 5,305 \times 1 \times (72 - 22) = 265,250 \text{ kcal/t}$$

c-11) 炉体外壁からの放散熱

Figure 5-8-6に示した表面温度から放散熱量を計算した。

$$\text{炉体外壁損失熱} = 18,565 \times \frac{315}{60} \div 0.9 \div 0.95$$

$$= 114,000 \text{ kcal/出鋼t} \quad \text{---㉔}$$

c-12) 炉口からの放射熱損失

開口面積 $350 \text{ mm} \times 220 \text{ mm} = 0.077 \text{ m}^2$

炉内温度 $1,500^\circ\text{C}$

放射率 1

開口部形状、壁厚による補正係数 0.5

$$\begin{aligned} \text{放射熱損失} &= 4.88 \times 1 \times \left[\left(\frac{1,500+273^4}{100} \right) - \left(\frac{20+273^4}{100} \right) \right] \times 0.5 \times 0.077 \\ &\quad \times \frac{315}{60} \div 0.9 \div 0.95 \\ &= 113,920 \text{ kcal/t出鋼} \quad \text{---⑧} \end{aligned}$$

c-13) 開口部からの熱風吹き出し

アーク炉の扉が開放されていると、炉内の高温ガスと炉外の空気との比重差のため、熱風の吹き出しと冷風の吸い込みが起こる。

この吸い込み空気量は次式で与えられる。

$$Q = \frac{2}{3} W \sqrt{\frac{2g}{r_0} (r_0 - r_1) H_m} \text{ m}^3/\text{s}$$

ここで

Q:	吸い込み空気量	m ³ /s
W:	開口部の幅	0.35 m
g:	重力の加速度	9.8 m/s ²
r ₀ :	炉外空気比重量	kg/m ³
r ₁ :	炉内ガス比重量	kg/m ³
H _m :	侵入・排気境界高さ	m

また、

R ₀	空気のガス定数	29.2 kgf m/(kg°C)
P ₀	圧力	10330 kgf/m ²
t ₁	炉内ガス温度	°C
t ₀	炉外空気温度	°C
H	開口部の高さ	0.22m

とすると、

$$r_1 = \frac{P_0}{R_0 (t_1 + 273)}, \quad r_0 = \frac{P_0}{R_0 (t_0 + 273)}$$

$$H_m = \frac{H}{1 + \left(\frac{t_1 + 273}{t_0 + 273} \right)^{1/3}}$$

従って、

$$t_1 = 1,000^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 20^\circ\text{C}$$

とすると、

$$r_1 = 0.28 \text{ kg/m}^3$$

$$r_0 = 1.21 \text{ kg/m}^3$$

$$H_m = 0.0836 \text{ m}$$

$$Q = 0.0219 \text{ m}^3/\text{s} = 0.0265 \text{ kg/s}$$

炉口からの吹き出し熱風により持ち出される熱量は比熱を $0.22 \text{ kcal}/(\text{kg}, ^\circ\text{C})$

とすると、

$$\begin{aligned} & 0.0265 \times 3,600 \times 0.22 (1,000 - 20) \\ & = 20,570 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\text{熱風損失} = 20,570 \times \frac{315}{60} \div 0.9 \div 0.95$$

$$= 126,310 \text{ kcal/t. 出鋼} \quad \text{---}\text{⑨}$$

Table 5-8-5 Heat Balance of Arc Furnace

Heat input		Mcal/t	%
1) Heat of electric power		935.1	85.9
2) Oxidation heat of electrode		63.5	5.8
3) Oxidation heat of C, Si, Mn & Fe		74.7	6.9
4) Slag formation heat		15.1	1.4
5) Total		1,088.4	100.0
Heat output			
6) Heat of molten steel		343.0	31.5
7) Heat of slag		37.6	3.5
8) Decomposition heat of lime stone		0.2	0.0
9) Heat loss of secondary circuit and electrode		8.9	0.8
10) Transformer loss		23.8	2.2
11) Heat loss by cooling water		265.3	24.4
12) Radiation heat loss from wall surface		114.0	10.5
13) Radiation heat loss from opened charging hole		113.9	10.5
14) Convection heat loss from opened charging hole		126.3	11.6
15) Others		55.4	5.1
16) Total		1,088.4	100.0

d) 熱収支表とその評価

アーク炉 (No.2) の熱収支をTable 5-8-5 に示す。表から熱効率は次式のようになる。

$$\begin{aligned} \text{熱効率} &= \frac{\text{有効熱}}{\text{入熱}} = \frac{(6)+(7)+(8)}{(5)} \\ &= \frac{343.0+37.6+0.2}{1,088.4} = 35.0\% \end{aligned}$$

塩基性アーク炉の熱効率は大型炉では70%前後、小型でも50%以上が普通である。これに比べれば、この炉の熱効率は極めて低い。Table 5-8-5 によれば出熱欄のうち冷却水損失24%と扉の開放された装入口からの放熱が放射・対流あわせて22%と多いことが目につく。また「その他」には最初の炉体昇温に費やされた熱も含まれる。これらを減少させるため、今後溶解記録を省エネルギーの立場で十分検討し、改善を図る必要がある。

日本における塩基性アーク炉の電力消費原単位実績は、炭素鋼の場合次の回帰式が統計資料からつくられている。

$$\text{消費電力} = \frac{399}{0.88 \times C + 2.44} + 574 \text{ kWh/装入t} \quad (\text{ここでC: 収容t})$$

従って

300 kg 炉の場合は

$$\text{消費電力} = \frac{399}{0.88 \times 0.3 + 2.44} + 574 = 721.6 \text{ kWh/ 装入t}$$

となる。

今回調査における消費電力は操業時間が短くてすむ酸性炉であるに拘らず、833ないし1,233 kWh/装入t、平均でも1,033 kWh/装入t となっており、日本の標準例721.6 kWh/装入t に比しかなり多い。

この対策はTable 5-8-5 のうち、主として出熱(10)～(15)を小さくすることであり、以下にその対策を述べる。

(2) 装入原料

現在使用されている原材料は鉄鉄、戻りくず、機械加工くず等である。また造滓材として石灰石と珪砂が使われている。

主材料のうち機械加工くずは機械油が多量に付着しており溶解用としては不適である。また造滓材に用いられている珪砂も水分を含んだものが使われている。機械油や

水分は鑄造品に水素ガス欠陥を生じさせるので完全に排除して使用する必要がある。

アーク炉は酸性でありライニング材はシリカ(SiO_2)である。このため塩基性スラグによる脱磷、脱硫などの反応は期待出来ない。また激しい酸素による沸騰精錬も難しいので含有水素、不純物などの除去は期待出来ない。従って炉への装入材料を厳選する以外に良品の製品を期待することは困難である。

主原料の鉄鉄も錆の多いときはショットプラスティングを行ってから使用する。これらの点に注意を払い改善を行えば歩留ひいてはエネルギー原単位が改善される。

(3) 開放扉よりの放熱損失の減少

すでに述べたように、アーク炉No.2 操業中の装入口からの放熱損失は極めて大きく、この損失の減少が最も効果のある改善策である。Table 5-8-5 によればこれによる損失熱は22%前後にもなっている。

また炉蓋開放のままの操業は炉内雰囲気温度を降下させ、溶湯温度の上昇を遅らせる。このためSi, Mn, Fe等の酸化が進み、これら酸化物の鑄鋼製品への混入により不良品発生の原因となっている。

完全に閉止でき、ガスが漏洩しないよう扉ならびに炉口周辺を修理すること。場合によれば材料装入口の周囲を水冷構造にし、変形を防ぐことも必要であろう。

原料装入はなるべくまとめて行い、扉の開閉回数を減らすとともに、作業を迅速に行って開放時間の短縮をはからねばならない。

(4) その他操業法の改善

操炉作業中炉体を常に後方に傾斜しているが、これでは炉床の鋼浴の深さ、溶湯温度の均一性を欠き、鋼浴内のガス、非金属介在物等の上昇分離が困難となる。また、炉体が傾斜しているため、炉内雰囲気の外気との対流が一層助長されている。炉を水平に保って操業すべきである。

材料装入口が高い位置にあり、材料装入に体力を要求される。装入口高さを300 ~ 500mm 程度下げると、材料装入、温度中間検査、炉内のスラグ等のチェックが容易となり作業時間の短縮につながる。

(5) 改善効果予測

以上の諸対策を行えば操炉時間が短縮され、従って電力消費量は著しく減少するであろう。これらのことを作業標準として、マニュアルにまとめ、従業員の教育訓練を行い、作業の安定化を図ることをすすめたい。また、毎回溶解時間や電力量を記録、分

析して改善の効果を確認すること。

これらの結果、電力消費量は 700kWh/装入t 程度が期待でき、25%のエネルギー節約となる。

当社のエネルギーFlow Chartによれば全体消費量の60%は溶解用、溶解用の54%はアーク炉となっている。即ちアーク炉用電力は全電力の約32%を占めているので、約8.1%の節減が可能であり経済性への影響は極めて大きい。

5.8.3.2 高周波誘導溶解炉

(1) 熱収支

a) 熱収支計算範囲

高周波溶解炉の熱収支範囲は変圧器から炉本体までとする。

造滓剤の使用量は溶鋼量の 1.5%以下で、スラグ生成熱、石灰石分解熱は何れも小さいので、省略した。

b) 測定結果

Table 5-8-6 は高周波誘導炉No.1の操業記録であり、Figure 5-8-8は炉体外壁部の温度分布を示す。

c) 熱収支計算

出鋼量 1 t 当りで計算する。ここでは装入量に対する出鋼量の歩留は 100%とした。

入熱

c-1) 投入電力の熱量

$$\text{電力原単位} = 1,040 \div 1.167 = 891.1 \text{ kWh/t}$$

$$\text{溶鋼への入熱} = 891.1 \times 860 = 766,350 \text{ kcal/t出鋼}$$

出熱

c-2) 溶鋼の保有熱

$$\text{溶鋼の保有熱} = 327 \times 1,000 = 327,000 \text{ kcal/t出鋼}$$

Table 5-8-6 Operation Data in High Frequency Induction Furnace No. 1

9 Nov. 1988

No. of melting		1	2	3	4	Total/Average
a	Iron and steel grade	13MnSc	13MnSc	SAE0036	E-4	
b	Charged weight (kg)	300	300	295	272	1,167
	Pig iron (kg)	—	—	—	—	
	Ductile scrap (kg)	—	—	SAE 45	22	67
	Steel scrap (kg)	Mn 300	Mn 300	250	250	1,100
c	Power on time (o'clock)	6:35	7:45	8:50	9:50	
d	Power off time (o'clock)	7:40	8:45	9:40	10:50	
e	Powered time (hr m)	1:05	1:00	0:50	1:00	3:55
f	Power meter reading					
	initial (a) (kWh)	547.2	548.4	549.7	551.0	
	final (b) (kWh)	548.4	549.7	551.0	552.4	
g	Power consumption (kWh)	240	260	260	280	1,040
	(b-a) x 200					
h	P C/charged ton (kWh/t)	800	867	881	1,029	891
i	Tap temperature (°C)	1,500	1,480	1,635	1,680	1,574
j	Additional materials					
	Fe-Si (kg)	0.5	0.5	0.5	1.0	2.5
	Fe-Mn (kg)	5.0	5.0	4.0	5.0	19.0
	Fe-Cr (kg)	—	—	—	10.0	10.0
	Fe-Mo (kg)	—	—	—	3.0	3.0
	Aluminum (kg)	0.3	0.2	0.3	0.2	1.0
	Carburizer (kg)	—	—	0.3	0.6	0.9

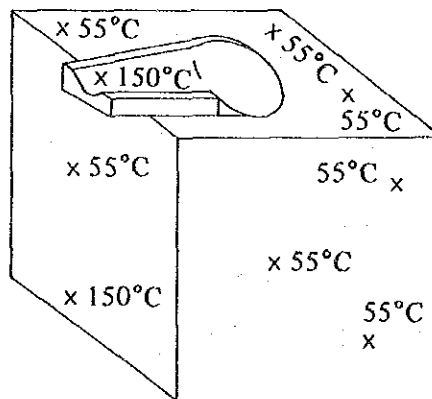


Figure 5-8-8 Surface Temperature of No. 1 High Freq. Induction Furnace

Note: Surface temperature of furnace are checked by radiation pyrometer.

c-3) 二次回路の損失熱

二次側電力測定ができなかったので、他の例から推定する。平均使用電力は
270 kWh/h

$$\text{回路損} = 270 \times 0.115 = 30.0 \text{ kWh/h}$$

$$\begin{aligned} \text{二次回路の損失熱} &= 30.0 \times \frac{235}{60} \div 1.167 \times 860 \\ &= 86,590 \text{ kcal/t出鋼} \end{aligned}$$

c-4) 変圧器の熱損失

平均使用電力	270 kWh/h
平均力率	90 %
平均皮相電力	270/0.9 = 300 kVA
変圧器容量	630 kVA
鉄損 (推定値)	1.9 kW
定格時銅損 (推定値)	6.9 kW

$$\begin{aligned} \text{損失熱} &= [1.9 + 6.9 \times (\frac{300}{630})^2] \times \frac{235}{60} \div 1.167 \times 860 \\ &= 10,000 \text{ kcal/t 出鋼} \end{aligned}$$

c-5) 冷却水の持去る熱損失

冷却水流量	2.59 m ³ /h
冷却水入口温度	37.5℃
冷却水出口温度	71.3℃

$$\text{冷却水の持去熱} = 2,590 \times (71.3 - 37.5) \times \frac{235}{60} \div 1.167 = 293,810 \text{ kcal/t出鋼}$$

c-6) 炉体表面からの放熱量

$$\begin{aligned} \text{外壁側面 } 1,450 \text{ kcal/h} + \text{外壁上面 } 440 \text{ kcal/h} \\ = 1,890 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\text{表面放熱量} = 1,890 \times \frac{235}{60} \div 1.167 = 6,340 \text{ kcal/t出鋼}$$

c-7) 炉開口部からの放熱量

表面温度 (℃)	500℃	1,000℃	1,570℃	
放射率	0.8	0.8	0.16 (溶鋼)	
開口面積 (m ²)	0.096	0.096	0.096	D=350m/m

放熱量(kcal/h) 1,600 10,630 10,490

昇温過程や溶鋼保持過程で放熱量は異なるが、ここでは上記3条件の平均値とする。

$$\text{炉開口部放熱量} = 7,590 \times \frac{235}{60} \div 1,167 = 25,470 \text{ kcal/t 出鋼}$$

d) 熱収支表の評価

Table 5-8-7 は高周波誘導炉の熱収支表である。この表から熱効率を求めると次の通り、

$$\begin{aligned} \text{熱効率} &= \frac{\text{溶鋼保有熱}}{\text{全入熱}} = \frac{327.0}{766.4} \\ &= 42.7\% \end{aligned}$$

となり、一般にいわれている高周波誘導炉の熱効率60~65%に比べ低い値である。

表より明らかのごとく、コイルの冷却損失、二次回路の抵抗損失や材料装入口よりの熱損失が大きい。

Table 5-8-7 Heat Balance of Induction Melter

Heat input	Mcal/t	%
1) Heat of electric power	766.4	100.0
Heat output		
2) Heat of molten steel	327.0	42.7
3) Heat loss of Secondary circuit	86.6	11.3
4) Transformer loss	10.0	1.3
5) Heat loss by cooling water	293.8	38.3
6) Radiation heat loss from wall surface	6.3	0.8
7) Radiation heat loss from open hole	25.5	3.3
8) Others	17.2	2.8
9) Total	766.4	100.0

(2) 原材料寸法、装入法

高周波誘導炉用に使われている原材料は湯口、押湯等の返り材、一般鋼材屑、プレス塊等から成立っている。一般的に返り材の寸法が大きく、炉内で空隙を多く作っている。電流の浸透深さは周波数が高い程小さく、1,000Hz、常温では0.08cm、1,200℃で1.6cm程度に過ぎない。このため誘導電流によるエネルギーを有効に利用していない結果となっている。特に現在使われているプレスくずは過大で、炉口に懸垂されたまま操業が行われている。

装入材の寸法は炉径の1/3 以下、炉平面積の1/6 以下がよいといわれている。

炉への装入材としてはTurnings (ドライ粉)、Punchings (ポンチ屑) や鋼板が最も好まれる。鋳鋼の湯口、押湯は上記寸法まで切断してから使用するべきである。

材料の炉への装入法としてはまず最初にTurnings や Punchingsを炉底に 100～150mm 装入し、その上に鋼板や鋳鋼スクラップを極力空間のないように縦に長く装入する。第1回目の装入が終わったら炉蓋をして装入材の溶落 (melt down)を待つ。炉床に鋼浴ができたなら直ちに鋼屑を追加装入し炉内の空間を密にする。

高周波誘導炉は性能上は酸性アーク炉と同じく酸性・還元による鋼の精錬はできない。したがって使用材料としては成分の判然としたもの、不純物の付着および混入していないものを使う必要がある。

装入材に砂等が付着していると電力損失も大きく、スラグ量も多く炉の侵食も増加するのでショットブラスト等で除去する必要がある。

(3) フェロアロイの前処理

フェロアロイ類はTable 5-8-8 に示すように通常は水分のほか相当量の水素を含む。この水素は鋳物のガス欠陥(blow hole)の原因となる。鋼種によってはフェロクロム、フェロシリコン、フェロマンガンを多量に投入するので、溶鋼の含有水素の増加を防ぐために、投入前にフェロアロイの乾燥、予熱を行う。600℃ぐらいで3時間加熱することにより、含有水素量を4 ppm 以下にすることができる。合金鉄の水素含有量に及ぼす加熱温度の影響をFigure 5-8-9に示す。

Table 5-8-8 Hydrogen Content in Ferro-Alloy

Ferro-alloy	75% FeSi	LCFeCr	HCFeMn	LCFeMn	SiMn	SiCr	Ni
H (ppm)	9.8 - 17.6	4.3 - 6.0	7.6 - 18.1	8.2	14.4	6.0 - 9.4	0.2
Size (mm)	40 - 60	100 - 150	60 - 100	25 - 40	40 - 60	40 - 60	t = 10

Note; H; Hydrogen
LC; Low carbon
HC; High carbon
t; Thickness

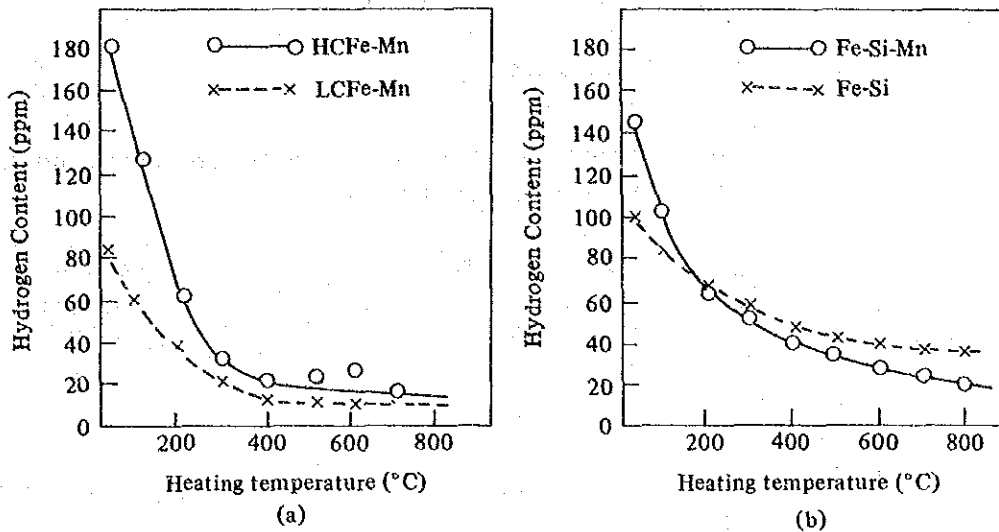


Figure 5-8-9 Heating Temperature Acted on Hydrogen Contents of Ferro Alloy

(4) 熱損失の減少

Table 5-8-7 に見るごとく、コイル冷却損失や炉口からの熱放散が大きい。

コイル冷却を強化すると炉壁を冷やすが、一方コイルの電力損失が減少する。10℃の温度低下で 0.8~0.9 %効率が向上した例が有り、一般的には多量の冷却水を通してコイルの温度を下げる方が有利とされている。

炉の設計によって特性も異なるが、冷却水量を変化させて、最適点を見付けるようにされたい。

炉口からの放射熱は絶対温度の 4 乗に比例して増加するので、溶解作業中は極力蓋をするようにしなければならない。

溶鋼の表面の状態にもよるが、蓋の有無による差は 300kW/m²程度とされている。

また、操業時間が長目である。固定的な損失があるので、時間短縮をはかることが電力節減に対して効果的である。原材料の装入法の改善によって溶落時間を短縮するとともに、溶鋼の温度管理、作業の段取りを良くして無駄な過熱を防ぐようにしなければならない。高周波炉では 2~3 分の間にも 60~90℃の過熱となり、10~40kWh/t の原単位悪化を招く。

本工場の高周波誘導炉 (No.1) の電力原単位は 894.3kWh/t である。一般的高周波誘導炉の標準的な電力原単位等を表わしたものが Table 5-8-9 である。表によれば 300kg 溶解の場合 1000Hz、300kW の場合の溶解時間は 45 分、電力消費量 750kWh/t となっている。当社のトランスは 630kVA であるから電力容量はこの例より大きい。電力消

費量は 720kWh/t(熱効率55%) が期待されるので、これを目標に努力されたい。

全体に対する電力節減割合は 5.4%となる。

Table 5-8-9 Equipment Capacity, Standard Melting Time and Power Unit Consumption of High Freq. Induction Furnace in Steel Melting

Melting capy (kg)	Frequency (Hz)	Electric source capacity (kW)	Melting time (min)	Power unit consumption (kWh/t)
50	3,000	50	50	900
		100	25	
100	3,000	50	120	780
		100	40	
150	3,000	100	70	760
		150	45	
300	1,000	150	100	750
		300	45	
500	1,000	150	140	720
		300	80	
1,000	1,000	300	170	750
		600	80	
2,000	1,000	600	170	750
		1,100	80	

Note; Japan Steel Foundrymen Society, 1980

5.8.3.3 取鍋

(1) 取鍋の内張りの改善

現在取鍋の内張りは鑄鋼用に対しては生型用鑄物砂(中子用)を使用し、乾燥することなく受湯している。その上初湯は取鍋に受けられたあと、再び昇温のため溶解炉内に戻されている。これは取鍋の乾燥、予熱をかねて行われているのであろうが、取鍋ライニングからのガスの溶鋼への吸収、溶解時間の長時間化等鑄鋼の品質、電力原単位の何れにとっても好ましいことではない。

また現在取鍋ライニングは使用後毎回取除き、新しい砂で張りかえられているが、鑄鋼品質、熱損失何れの面からも好ましくない。出来れば耐火煉瓦で内張りし、その内側に耐火モルタルを盛り付けた耐久性のものとし、2~3時間赤熱状態に保った後そのまま、受湯するようにした方がよい。スラグ混入、水素吸収による品質悪化や熱損失の減少がはかれる。

(2) 取鍋の熱放散防止

取鍋溶湯の熱は取鍋上面および取鍋本体周辺から放散される。

従って上面は溶滓にてカバーすると共に、取鍋にカバーを取付け熱の放散を防止した方がよい。前項の取鍋の改善、予熱と併せて出湯温度を引下げることが可能になる。

(3) 取鍋容量の変更

現在の取鍋は容量が小さい。これを 500kg とし、誘導炉、アーク炉の溶鋼を 1 回で受けられるようにした方がよい。取鍋を予熱し、カバーを設ければ溶湯の温度降下は大きくはない。このようにすれば溶解時間の短縮、取鍋作業員の 5 名から 2 名への減少、鑄込所要時間の短縮等多くの利点がある。Figure 5-8-10 は 500kg 取鍋の諸寸法である。

ライニングはシャモット煉瓦、ライニング厚みは 70mm 程度でよい。取鍋には蓋を設け、熱の放散を防ぐ。蓋は板厚 3～5 mm 程度で内面に chamotte mortar を裏張りする。

取鍋は如何なる場合も完全に乾燥して使用する。取鍋の乾燥不十分は溶鋼中に水素ガスを増加させ Blow hole, pin hole を発生せしめる。

取鍋の乾燥方法は上部からの加熱方式か横または倒立して行う方法などある。Figure 5-8-11 にこれを示す。省エネルギーの立場からいえば固体燃料による倒立方式が有効であろう。

溶鋼を取鍋に受け取る時の取鍋の温度は高い方がよいが、出来得る限り受湯直前まで加熱を続け、受湯の際赤熱状態であることが望ましい。

(4) 鑄物砂

鑄物の肌砂には新砂と古砂を 50：50 で使用しているが、鑄鋼の場合一般的には新砂のみを使用するのが普通である。鑄物砂の鑄物表面への焼着 (penetration) を防止するためである。砂が焼着した鑄物は熱伝導も劣るので焼鈍に余分の時間を要することになる。

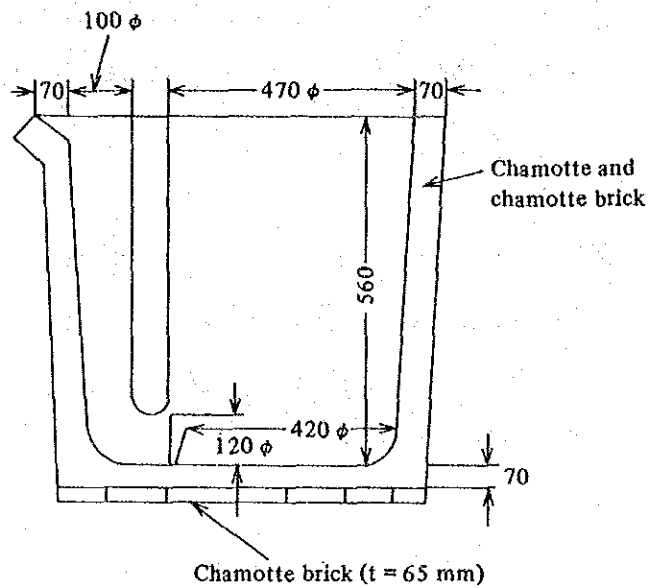


Figure 5-8-10 Tea-Pot Ladle for Steel Casting

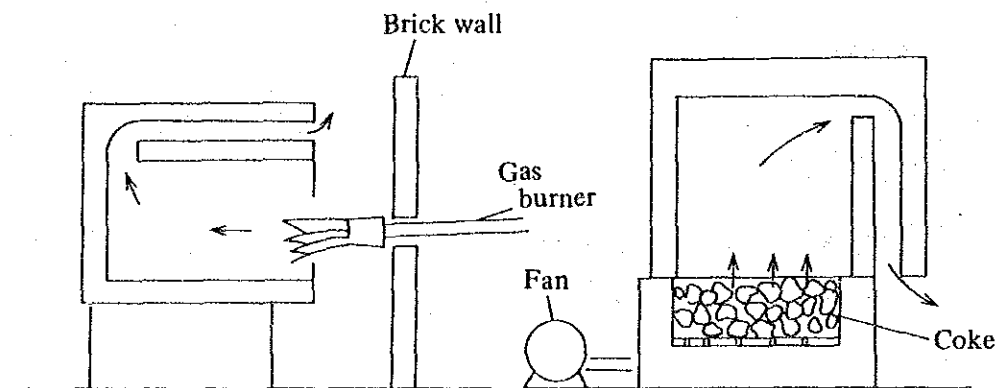


Figure 5-8-11 Heating Process of Tea-Pot Ladle

5.8.3.4 焼鈍炉

(1) Heat Balance

A) 熱勘定基礎

11月8日14時00分装入時から18時45分均熱終了時までの4時間45分のデータにより、非定常状態での熱勘定を行う。

- | | |
|----------------|---------------------------------|
| 1) 燃料の種類 | 天然ガス |
| 2) 燃料の消費量 | (Ff) 440.47 Nm ³ |
| 3) 燃料の発熱量 (低位) | (HI) 8,545 kcal/Nm ³ |

4) 燃料の比熱	(Cp)	0.39	kcal/(Nm ³ ・℃)
5) 燃料の温度	(Tf)	34.52	℃
6) 外気温度 (基準温度)	(To)	29.02	℃
7) 燃焼用空気の温度	(Ta)	36.63	℃
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa)	0.31	kcal/(Nm ³ ・℃)
9) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂)	10.27	%
10) 乾き排ガス中のCO ₂ %	(CO ₂)	5.55	%
11) 乾き排ガス中のCO %	(CO)	0.13	%
12) 乾き排ガスの温度	(Tg)	414.50	℃
13) 乾き排ガスの比熱	(Cpg)	0.33	kcal/(Nm ³ ・℃)
14) 理論空気量	(Ao)	9.55	Nm ³ /Nm ³
15) 理論湿り排ガス量	(Go)	10.57	Nm ³ /Nm ³
16) 空気比	(m)	2.75	
17) 実際湿り排ガス量	(G)	27.28	Nm ³ /Nm ³
18) 鋼材の装入量	(Sw)	2,870	kg
19) 鋼材の装入前の温度	(Tsa)	40.0	℃
20) 鋼材の装入前の含熱量	(Hsa)	0	kcal/kg
21) 鋼材の均熱終了時の温度	(Tsb)	815	℃
22) 鋼材の均熱終了時の含熱量	(Hsb)	128.34	kcal/kg
23) 受金物の重量	(Kw)	1,275	kg
24) 受金物の装入前の温度	(Tka)	47.87	℃
25) 受金物の装入前の含熱量	(Hka)	0	kcal/kg
26) 受金物の均熱終了時の温度	(Tkb)	815	℃
27) 受金物の均熱終了時の含熱量	(Hkb)	128.34	kcal/kg
28) 炉体各部の外壁表面温度			
側壁温度 左 装入時		74.43	℃
均熱終了時		121.80	℃
平均		103.83	℃
右 装入時		69.28	℃
均熱終了時		117.40	℃

	平均	97.48	℃
背面壁温度	装入時	66.35	℃
	均熱終了時	62.05	℃
	平均	64.08	℃
天井温度	装入時	98.70	℃
	均熱終了時	128.20	℃
	平均	107.11	℃
扉 温度	装入時	63.05	℃
	均熱終了時	111.55	℃
	平均	86.38	℃

29) 炉体各部の装入時の内面温度

側壁温度	136.17	℃
背面壁温度	128.50	℃
天井温度	140.75	℃
扉 温度	102.80	℃

B) 入熱

装入鋼材 1 t 当たりに対して計算をする。

① 燃料の燃焼熱 (Hf)

$$\begin{aligned}
 Hf &= H1 \times Ff \div Sw = 8,545 \times 440.47 \div 2.87 \\
 &= 1,311,434 \text{ kcal/t}
 \end{aligned}$$

② 燃料の顕熱 (Qf)

$$\begin{aligned}
 Qf &= Cp \times (Tf - To) \times Ff \div Sw \\
 &= 0.39 \times (34.52 - 29.02) \times 440.47 \div 2.87 \\
 &= 329 \text{ kcal/t}
 \end{aligned}$$

③ 燃焼用空気の顕熱 (Qa)

$$\begin{aligned}
 Qa &= Cpa \times m \times Ao \times (Ta - To) \times Ff \div Sw \\
 &= 0.31 \times 2.75 \times 9.55 \times (36.63 - 29.02) \times 440.47 \div 2.87 \\
 &= 9,509 \text{ kcal/t}
 \end{aligned}$$

④ 入熱の合計 (Qi)

$$Q_i = H_f + Q_f + Q_a = 1,311,434 + 329 + 9,508$$

$$= 1,321,272 \text{ kcal/t}$$

C) 出 熱

装入鋼材 1 t 当たりに対して計算をする。

① 鋼材の含熱量 (Qs)

$$Q_s = (H_{sb} - H_{sa}) \times 1,000 = (128.34 - 0) \times 1,000$$

$$= 128,340 \text{ kcal/t}$$

② 受金物の加熱に要した熱量 (Qk)

$$Q_k = (H_{kb} - H_{ka}) \times K_w \div S_w = (128.34 - 0) \times 1,275 \div 2.87$$

$$= 57,015 \text{ kcal/t}$$

③ 炉本体に蓄熱された熱量 (Qh)

$$Q_{hn} = V \times \rho \times c \times [(t_1 + t_2) / 2 - (t_3 + t_4) / 2] \div S_w$$

ここで、

- Q_{hn} : 蓄熱量 kcal
- V : 容積 m³
- ρ : 密度 kg/m³ , 1,800kg/m³
- c : 比熱 kcal/(kg・℃) , 0.23kcal/(kg・℃)
- t₁ : 均熱終了時の炉本体の内面温度 ℃
- t₂ : 均熱終了時の炉本体の外表面温度 ℃
- t₃ : 装入時の炉本体の内面温度 ℃
- t₄ : 装入時の炉本体の外表面温度 ℃

$$Q_{hn} = 1,264,224 \div 2.87 = 440,496 \text{ kcal/t}$$

Table 5-8-10 Heat Stored in Furnace Wall

Part	Temperature (°C)				Volume (m ³)	Heat storage (kcal)	%
	Starting time		Heating end time				
	Inside	Surface	Inside	Surface			
Side	136.17	71.86	815	119.60	4.38	658,752	52.14
Back	128.50	66.35	815	62.05	1.69	238,654	18.93
Ceiling	140.75	98.70	815	128.20	2.01	292,809	23.12
Door	102.80	63.05	815	111.55	0.47	74,007	5.81
Total					8.55	1,264,224	100.00

④ 台車煤瓦に蓄熱された熱量 (Qd)

$$Q_d = V \times \rho \times c \times (t_1 - t_2) \div S_w$$

ここで、

- Qd : 蓄熱量 kcal
 V : 容積 m³
 ρ : 密度 kg/m³ , 1,800kg/m³
 c : 比熱 kcal/(kg・℃) , 0.23kcal/(kg・℃)
 t₁ : 均熱終了時の温度 ℃ , 750 ℃
 t₂ : 装入時の温度 ℃ , 53.45℃

$$Q_d = 0.779 \times 1,800 \times 0.23 \times (750 - 53.45) \div 2.87$$

$$= 78,272 \text{ kcal/t}$$

⑤ 排ガスの持ち去る熱量 (Qg)

$$Q_g = \Sigma [G \times C_{pg} \times (T_g - T_o) \times F_f] \div S_w$$

$$= 1,591,918.28 \div 2.87$$

$$= 554,675 \text{ kcal/t}$$

⑥ 炉体からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = 33,640.81 \times 4.75 \div 2.87 = 55,677 \text{ kcal/t}$$

Table 5-8-11 Heat Radiation from Annealing Furnace

Part	Temperature (°C)	Surface area (m ²)	Heat loss [kcal/(m ² ・h)]	Heat loss (kcal/h)
Side wall	100.66	14.37	907.51	13,040.92
Back wall	64.08	5.10	366.95	1,871.45
Ceiling	107.11	14.37	1,145.33	16,458.39
Door	86.38	3.15	720.65	2,270.05
Total				33,640.81

⑦ その他の損失熱 (Qm)

$$Q_m = Q_i - (Q_s + Q_k + Q_h + Q_d + Q_g + Q_r)$$

$$= 1,321,272 - (128,340 + 57,015 + 440,496 + 78,272 + 554,675 + 55,677)$$

$$= 6,797 \text{ kcal/t}$$

⑧ 出熱の合計 (Qo)

$$\begin{aligned}
 Q_o &= Q_s + Q_k + Q_h + Q_d + Q_g + Q_r + Q_m \\
 &= 128,340 + 57,015 + 440,496 + 78,272 + 554,675 + 55,677 + 6,797 \\
 &= 1,321,272 \text{ kcal/t}
 \end{aligned}$$

D) 熱勘定表

以上をまとめるとTable 5-8-12 のとおりとなる。

Table 5-8-12 Annealing Furnace Heat Balance

Heat Input			Heat Output		
Item	kcal/t	%	Item	kcal/t	%
Combustion heat of fuel	1,311,434	99.26	Heat content of steel	128,340	9.71
Sensible heat of fuel	329	0.02	Heat content of supporting rail	57,015	4.32
Sensible heat combustion air	9,509	0.72	Heat stored in furnace wall	440,496	33.34
			Heat stored in truck	78,272	5.92
			Heat taken away by exhaust gas	554,675	41.98
			Heat loss from furnace surface	55,677	4.21
			Other heat loss	6,797	0.52
Total	1,321,272	100.00	Total	1,321,272	100.00

熱勘定の結果を見ると、出熱のうちで炉体蓄熱量が 33 %、排ガスの持ち去る熱量が 42 %と全体の約 75 %を占めている。炉体蓄熱量については、装入時の煉瓦中心部の温度が内外面の平均温度より高いことが予想されるので、実際の蓄熱量はこの値より少なくなるが、いづれにせよ大きな値である。この炉体蓄熱量と排ガスの持ち去る熱量の低減を図ることが燃料節約に効果的である。

炉体蓄熱量の低減には、炉体側壁と台車の軽量断熱化ならびに空炉時の放熱防止が必要である。又、排ガスの持ち去る熱量の低減には空気比の改善と排ガス排熱の回収が効果的である。

(2) 炉体の軽量断熱化

A) 現状の炉体蓄熱量

炉体蓄熱量を計算するとTable 5-8-10 に示すように1,264,224 kcalであり、そのうち、両側壁の占める比率が52%と大きい。

台車式焼鈍炉のようなバッチタイプの炉では短時間に昇温・冷却を繰り返すため、その都度、一旦冷却された炉壁の再加熱に熱量が消費される。炉壁の重量は装入処理物の4倍以上あり、蓄熱損失が大きい。このようなバッチ式操業を行う既設炉においては、簡易な方法として炉の内側にセラミックファイバーを張るベニアリング方式が採用され、蓄熱損失の低減に大きな効果を上げている。これはセラミックファイバーの熱容量の大きさが、既設シャモット質煉瓦の熱容量に比較して極端に低いためである。

B) 軽量断熱化とその効果

a. ベニアリング後の煉瓦温度

炉壁内面への伝熱は、炎からの放射、燃焼ガスの放射、炉内固体面からの放射及び炉内ガスの対流伝熱によるが、これらの伝達速度は炉壁内部、炉壁外面の伝達速度に比較してはるかに大きいので、炉壁内面温度は炉内雰囲気温度と等しいとみてよい。

今、Figure 5-8-12のような2層からなる炉壁を考えた場合、壁の単位面積を単位時間に通過する熱量 (kcal/(m²・h)) は次式で示される。

$$Q_1 = 4.88 \times 0.8 \times \left\{ \left(\frac{t_3 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right\} + 2.2 \times (t_3 - t_0) \quad [125]$$

$$Q_2 = \frac{(t_1 - t_2)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1} \right) + \left(\frac{l_2}{\lambda_2} \right)} = \frac{(t_1 - t_2)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1} \right)} \quad [\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$$

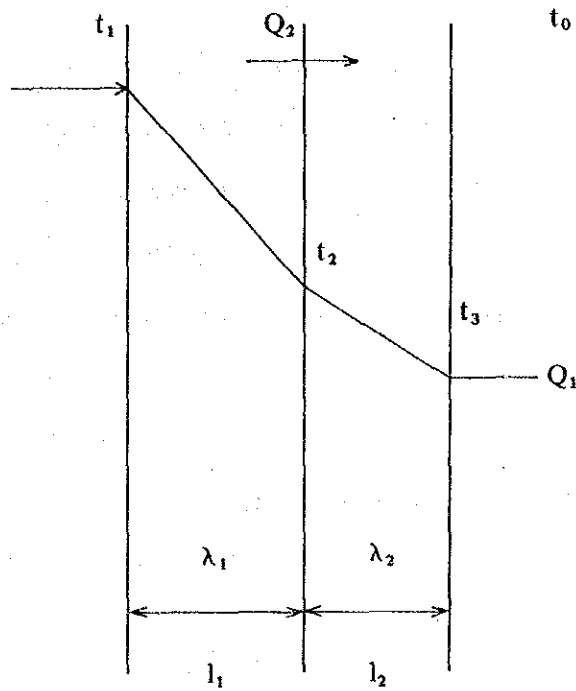


Figure 5-8-12 Heat Transfer through Wall

ここで、

- Q_2 : 炉壁内の貫流熱量 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
- t_1 : 炉壁内面の温度 $^{\circ}\text{C}$
- t_2 : 既設煉瓦とセラミックファイバーの境界温度 $^{\circ}\text{C}$
- t_3 : 炉壁外面温度 $^{\circ}\text{C}$
- t_0 : 外気温度 $^{\circ}\text{C}$
- λ_1 : セラミックファイバーの熱伝導率 $\text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})$
 $0.22 \text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})$
- λ_2 : 既設煉瓦の熱伝導率 $\text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})$
 $0.54 \text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})$
- l_1 : セラミックファイバーの厚み m , 0.1m
- l_2 : 既設煉瓦の厚み m , 0.425m
- Q_1 : 炉壁外面からの放射・対流による放散熱量 $[\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$

軽量断熱化後の炉壁内の貫流熱量と炉壁外面からの放散熱量が等しくなるような、表面温度 t_3 を求め、次に、境界温度 t_2 を求める。

b. 改善案

両側壁内面の台車面上部 10.31m²に、100mm の厚さのセラミックファイバーをベニアリングする。ベニアリングは既設煉瓦に接着用モルタルでセラミックブロックを接着して行いが、接着前の下地の状態によっては接着性が悪い場合もあるので、施工前に表面の凹凸部分をケレン又はモルタルによる下地処理を行うことを薦める。更に、セラミックファイバを保護するためコーティング材で表面にコーティングを行う。

c. 改善後の効果

上記の伝熱計算により、改善後の側壁の表面温度、セラミックファイバーとシャモット煉瓦との境界温度をそれぞれ装入時、均熱終了時について試算した結果を Table 5-8-13に示す。

Table 5-8-13 Temperature of Side Wall (°C)

	Inner wall temp.	Boundary temp.	Surface temp.
Charging time	136.2	100.5	38.4
Heating end time	815.0	546.9	80.6

この結果を用いて軽量断熱化後の蓄熱量を計算する。

ただし、セラミックファイバーの密度を200kg/m³、比熱を0.20kcal/(kg・℃) とする。

セラミックファイバー部

$$10.31 \times 0.1 \times 200 \times 0.2 \times [(815.0 + 546.9)/2 - (136.2 + 100.5)/2] \div 2.87 \\ = 8,083 \text{ kcal/t}$$

既設煉瓦部

$$10.31 \times 0.425 \times 1800 \times 0.23 \times [(546.9 + 80.6)/2 - (100.5 + 38.4)/2] \div 2.87 \\ = 154,353 \text{ kcal/t}$$

計 162,437kcal/t

蓄熱量の低減は 67,094 kcal/t、炉体側壁に対して 29 %、全蓄熱量に対しは15%となる。これを燃料換算にすると 10.2 Nm³/t の削減になる。

燃料換算の計算における有効熱比率は空気比改善後の状態を基準にして計算した。

有効熱比率の計算は次の通り。

(1) 燃料の発熱量 8,545 kcal/Nm³

(2) 排ガスの顕熱 1,952 kcal/(Nm³ - fuel)

$$\text{有効熱比率} = \frac{(1)-(2)}{(1)} = 0.772$$

さらに、セラミックファイバーのライニングにより、炉体からの放散熱の低減効果も期待できる。

d. 経済効果

前提条件

断熱材価額	寸法	単価
耐火断熱煉瓦	65×114 ×230mm	0.3 U\$S
ファイバー1400	100 ×300 ×300mm	19.0U\$S
天然ガス		0.08U\$S/Nm ³
装入処理物	天然ガス消費量から推定	717t/y

費用と効果

炉内側壁表面積	$3.965 \times 1,300 \times 2 = 10.31 \text{ m}^2$
ファイバー費用	$19.0 \times 10.31 \div 0.09 = 2,177 \text{ U$S}$
燃料削減	10.2 Nm ³ /t
利益	$0.08 \times 10.2 \times 717 = 585 \text{ U$S/y}$
費用回収	$2,177 \div 585 = 3.7 \text{ 年}$

(3) 台車の軽量断熱化

バッチ式焼鈍炉の場合、台車は抽出時には外気により冷却され、再加熱に多大の熱量を必要とする。台車を軽量断熱化することにより再加熱時の熱量の低減が計れる。

A) 現状の台車の蓄熱量(H1)

台車煉瓦の蓄熱量、すなわち台車煉瓦を均熱温度まで加熱に要する熱量は、下記の式から算出できる。

$$H = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_1 - t_2)$$

ここで、

H : 蓄熱量 kcal

V : 台車上層部煉瓦の容積 m^3 , 0.779

ρ : 台車上層部煉瓦の密度 kg/m^3 , 1,800 kg/m^3

c : 台車上層部煉瓦の比熱 $\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

0.23 $\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

t_1 : 台車上層部煉瓦の均熱時の温度 $^\circ\text{C}$, 平均750 $^\circ\text{C}$ と推定

t_2 : 台車上層部煉瓦の装入時の温度 $^\circ\text{C}$

$H_1 = 0.779 \times 1800 \times 0.23 \times (750 - 53.45)$

$= 224,642 \text{kcal}$

現状の台車の蓄熱量は224,642 kcal、鋼材tあたり78,272kcalである。

B) 軽量断熱化とその効果

a. 改善策

現状の台車の受金物の古レール34本を半分の17本とし、レールの荷重は両端のシャモット煉瓦で受けることとし、荷重の掛からない部分は耐火断熱煉瓦に変更する。

すなわち、台車の長手方向の両側にそれぞれ並型シャモット煉瓦一枚のコバ積みを残して、その内側の煉瓦は総て耐火断熱煉瓦とする。

b. 改善の効果

ア) 荷重の掛かる部分の蓄熱量 (H2a)

台車の長手方向にコバ積みした並型煉瓦の容積 (V_1)

$$V_1 = 4.18 \times 0.114 \times 0.23 \times 2 = 0.22 \text{m}^3$$

この部分の蓄熱量 (H2a)

$$H2a = 0.22 \times 1,800 \times 0.23 \times (750 - 53.45)$$

$$= 63,442 \text{kcal}$$

イ) 荷重の掛からない部分の蓄熱量 (H2b)

台車煉瓦全容積を (V) とすると、この部分の煉瓦容積 (V_2)

$$V_2 = (V - V_1) = 0.779 - 0.22 = 0.559 \text{m}^3$$

この部分の蓄熱量(H2b)

$$\begin{aligned} H2b &= 0.559 \times 630 \times 0.23 \times (750 - 53.45) \\ &= 56,420 \text{ kcal} \end{aligned}$$

ただし、耐火断熱煉瓦の密度を 630 kg/m³ ,比熱を 0.23kcal/(kg・℃) とする。

ウ) 改善後の台車蓄熱量(H2)

$$\begin{aligned} H2 &= H2a + H2b = 63,442.1 + 56,420 \\ &= 119,862 \text{ kcal} \end{aligned}$$

改善後の台車の蓄熱量は119,862 kcal、鋼材t あたり41,746 kcal である。

エ) 蓄熱量減少の効果

上記の改善による台車の蓄熱量の減少は鋼材 t あたり 36,508 kcal、47%の低減となる。さらに、受金物の加熱に要する熱量も半分となるので、この熱量の 28,508 kcal/t を含む燃料削減は 9.9 Nm³/tとなる。

燃料換算の計算における有効熱比率は0.772 とする。

c. 経済効果

前提条件は炉体の軽量断熱化と同じとする。

耐火断熱煉瓦の容積 0.559 m³

煉瓦費用 0.3 × [0.559 ÷ (0.065 × 0.114 × 0.23)] = 98.4 U\$S

燃料削減 9.9 Nm³/t

利益 0.08 × 9.9 × 717 = 568U\$S/y

費用回収 98.4 ÷ 568 = 0.2年

(4) 空気比の改善

排ガスの持ち去る熱量は 554,675kcal/t と大きく、入熱に対して42%になる。この排ガス損失を減少させる方法のひとつとして排ガス量を減少させる方法がある。これは燃焼用の空気量を適正にすることにより達成できる。

この焼鈍炉の燃焼制御方式はon-off方式となっているが、均熱時所定の温度に達した以降の燃焼特性を排ガス中酸素濃度によりFigure 5-8-13 に示す。この図で分かるように排ガス中酸素濃度は燃焼時は 7.2~7.5 %であるが、燃焼停止時には19.0~

19.8%と高い値を示している。

調査の結果、空気量の制御機構が片側は45度の開度で固定され、他の側は燃焼停止時でも15%閉となるのみで、不必要な空気が炉内に送り込まれ炉内の熱を奪っていることが分かった。

制御機構を整備することにより燃焼停止時の不要空気を遮断し、排ガス中の酸素濃度を平均7.0%まで減少させると、空気比は1.5となり、排ガス熱損失は約43%減少させることができる。

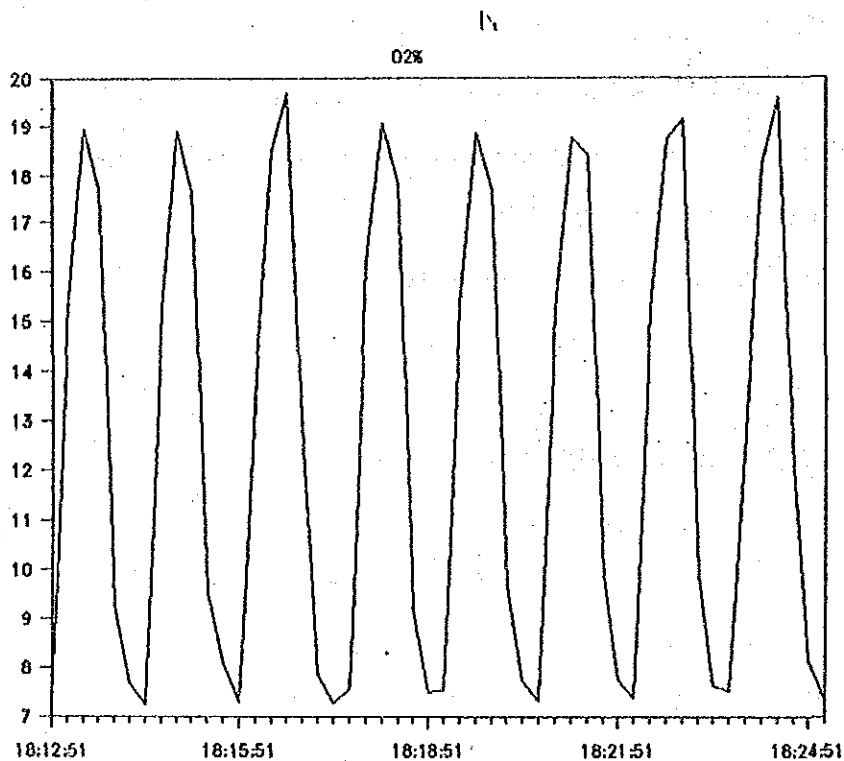


Figure 5-8-13 O₂% in the Exhaust Gas

空気比改善による排ガス熱損失減少に関する数値をTable 5-8-14に示す。

Table 5-8-14 Reducing the Exhaust Gas Heat Loss by Improving Air Ratio

Item	Unit	Present	Improved
Oxygen in exhaust gas	%	10.27	7.0
Air ratio		2.75	1.50
Theoretical combustion air	N ³ /Nm ³	9.55	9.55
Theoretical exhaust gas	N ³ /Nm ³	10.57	10.57
Actual amount of air	N ³ /Nm ³	26.26	14.33
Actual amount of exhaust gas	N ³ /Nm ³	27.28	15.345
Exhaust gas temperature	°C	414.5	414.5
Heat taken away by exhaust gas	kcal/Nm ³	3,614	1,952

この空気比低減による燃料減少率(S)は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{1,321,272 - 554,675}{1,321,272 - 554,675 \times (1,952/3,614)}$$

$$= 0.25$$

ここで、

H_i : 入熱量 kcal/ t

Q_{ga} : 現状の排ガスの持ち去る熱量 kcal/ t

Q_{gi} : 改善後の排ガスの持ち去る熱量 kcal/ t

この空気比低減による燃料減少率は、25%となり、鋼材t 当たり38.4Nm³ の燃料節約となる。

(5) 排ガスの排熱回収利用

排ガスが持ち去る熱量を減少させる他の方法として、排ガスからの排熱回収により排ガス温度を低下させる方法がある。

当炉では、過去に燃焼用空気の前熱設備として使用していた二重円筒式空気予熱器が現在は使われずにそのまま残されている。これを再利用することによる燃料節約を検討する。

当炉のようなON-OFF燃焼制御の場合、ON時・OFF 時では空気量、排ガス量は異なる

が、ここでは、便宜上空気比を一定として、また、炉体・台車の熱容量減少、空気比の改善後の状態を想定して検討する。

また、熱交換器の伝熱面積は $1.08\text{m}^2 / \text{本} \times 6 \text{本} = 6.48\text{m}^2$ とした。

Table 5-8-15 Calculation Data of Heat Recovery

Item	Unit	Data
Fuel gas after improvement	Nm ³ /h	57.4
Air ratio		1.5
Theoretical combustion air	Nm ³ /Nm ³	9.55
Theoretical exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	10.57
Actual amount of air	Nm ³ /Nm ³	822.3
Actual amount of exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	880.8
Ambient temperature	°C	29.02
Exhaust gas temperature	°C	414.5
Overall heat transfer coefficient K	kcal/(m ² h°C)	15
Heat transfer area A	m ²	6.48

ここで、熱交換器の空気の出口温度を Y、排ガスの出口温度を X とする。

熱交換器の排ガス側から空気側への貫流熱量 (Q)

$$Q = K \times A \times 1/2 [(X - 29.02) + (414.5 - Y)]$$

$$= 15 \times 6.48 \times 1/2 [(X - 29.02) + (414.5 - Y)] \quad (1)$$

予熱空気の得た熱 (Q)

$$Q = A \times C_{pa} \times (Y - 29.02)$$

$$= 822.3 \times 0.31 \times (Y - 29.02) \quad (2)$$

排ガスの与えた熱 (Q)

$$Q = G \times C_{pg} \times (414.5 - X) \times \eta$$

$$= 880.8 \times 0.33 \times (414.5 - X) \times 0.95 \quad (3)$$

ここで、 $\eta = 0.95$ を排ガス側の熱交換効率とする。

(1)、(2)、(3) を解くと次のとおりとなる。

$$Q = 27,426 \text{ kcal/h}$$

$$X = 315.2^\circ\text{C}$$

$$Y = 136.6^\circ\text{C}$$

空気予熱による燃料節約率 (S) は次の式により計算される。

$$S = \frac{P}{F - Q + P}$$

ここで、

P : 予熱空気の持ち込む熱量 kcal/h , 27,426 kcal/h

F : 燃料の入熱量 kcal/h

Q : 燃焼ガスの持ち去る熱量 kcal/h

$$Q = 0.33 \times 880.8 \times (315.2 - 29.02)$$

$$= 83,182 \text{ kcal/h}$$

$$S = \frac{27,426}{8,545 \times 57.4 - 83,182 + 27,426} \times 100 = 6.3\%$$

1時間当たり 3.6 Nm³、鋼材 t 当たり 6.0 Nm³の節約となる。

以上、炉体・台車の軽量断熱化、空気比の改善、排ガス熱回収の総合改善効果は鋼材 t 当たり 64.5 Nm³の削減となる。年間の装入処理物を717t/yとすると年間燃料節約額は次のとおりとなる。

$$717 \text{ t/y} \times 64.5 \text{ Nm}^3/\text{t} \times 0.08 \text{ U\$S/Nm}^3 = 3,700 \text{ U\$S/y}$$

(6) 作業方法の改善

A) 空炉時の扉閉止

現状では、焼鈍終了後炉内から処理物を取り出してから次回装入するまでの空炉時は、扉を全開にしたままであるが、これでは折角加熱された炉壁が外気により冷却され、次回操業時に炉体蓄熱のための熱量を必要とする。処理物を取り出した後は、その都度速やかに扉を閉止するよう習慣化することを薦める。

B) 台車と炉体のシールの確認

台車と炉体のシールはサンドシールを採用しているが、シールが不完全であった。調査時の炉内圧は平均 +0.21mm Aq であったが、炉内圧は脈動しており、負圧の際には冷空気が侵入する。焼鈍作業終了毎にサンドシールの状況を点検し、定期的にシール用の砂を補充することを薦める。

C) 装入物の湯道の除去

処理物を装入する際に、製品とともに鑄込み時の湯道が除去されずそのまま装入されている。この湯道を焼鈍温度まで加熱するのに要する熱量は全く無駄であり、製品

の破損の危惧の無いものについては、湯道の除去を薦める。

D) 設備メンテナンスの強化

バーナタイルの破損が見られたが、これは燃焼不安定の原因となる。速やかにバーナタイルを取替える必要がある。

また、前述のごとく空燃比制御装置の空気調整弁リンク・ロッド機構が不完全で、燃焼停止時に冷空気の侵入が見られた。常に、適正な空気量（酸素濃度4.0 %程度）を保つように空燃比制御装置の定期的な点検・調整を薦める。

5.8.3.5 電力管理の問題点とその対策

(1) 受配電設備、電気設備

13.2 kV の地下ケーブルから受電し、受電点に取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。変電室には併せて5台の変圧器があり、このうち一般動力機器用 315kVA 変圧器には、非常用電源として、380Vを受電できるようになっている。

負荷は、アーク炉3基、高周波誘導炉2基および、空気圧縮機、サンドミル、換気ファンなど電動機である。

測定日（11/9）の平均使用電力は583kW であるが、ピーク時間（17時～21時）中の負荷は少ない。設備別の負荷状況は、アーク炉が約 170kW、誘導炉が270kW、一般動力が100kW（このうち空気圧縮機が50kW）程度で、全体の負荷率は85.4%、力率は約85%程度である。

(2) 測定内容

電力使用状況演算記録装置 (PFM-1000、PFMA-5210、PFM-1000P)、ACクリップオン
 パワーメータ、12点記録計および積算電力計などを用いて以下の測定を行った。

(1) 工場全体の負荷状況 (各測定値から演算)

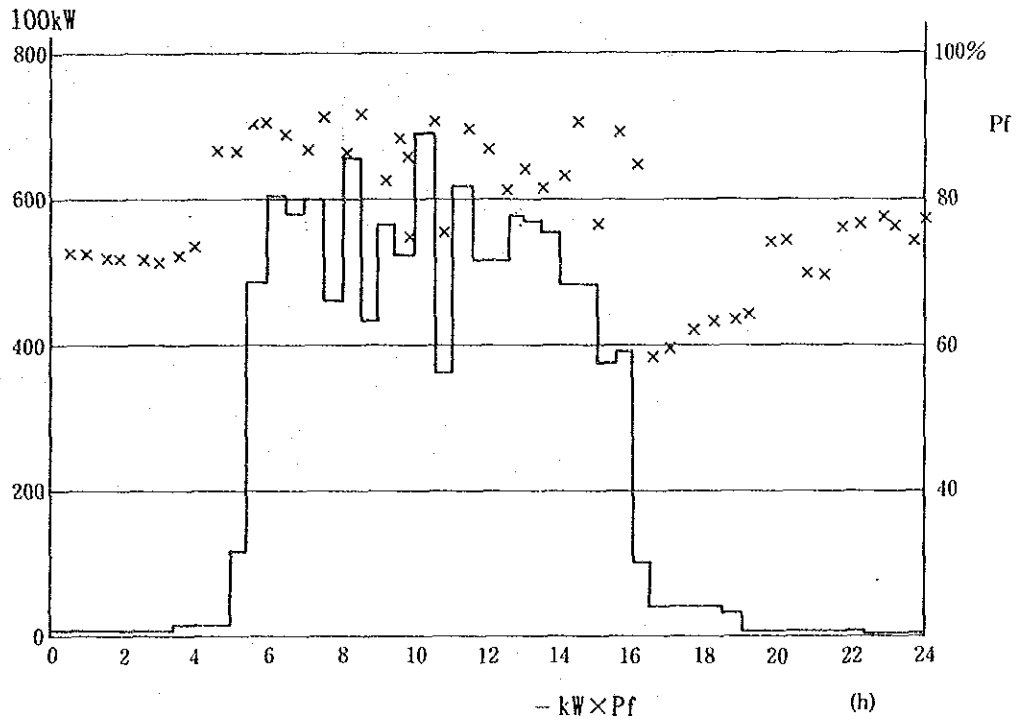


Figure 5-8-14 Total Power of Factory

(2) アーク炉の負荷状況

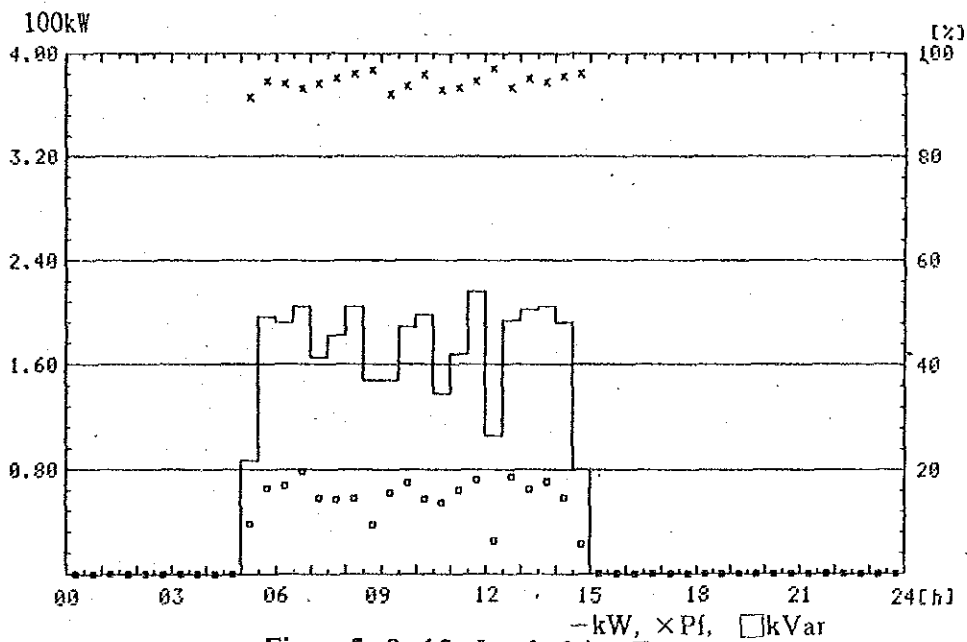


Figure 5-8-15 Load of Aro Furnace

(3) 高周波誘導炉の負荷状況

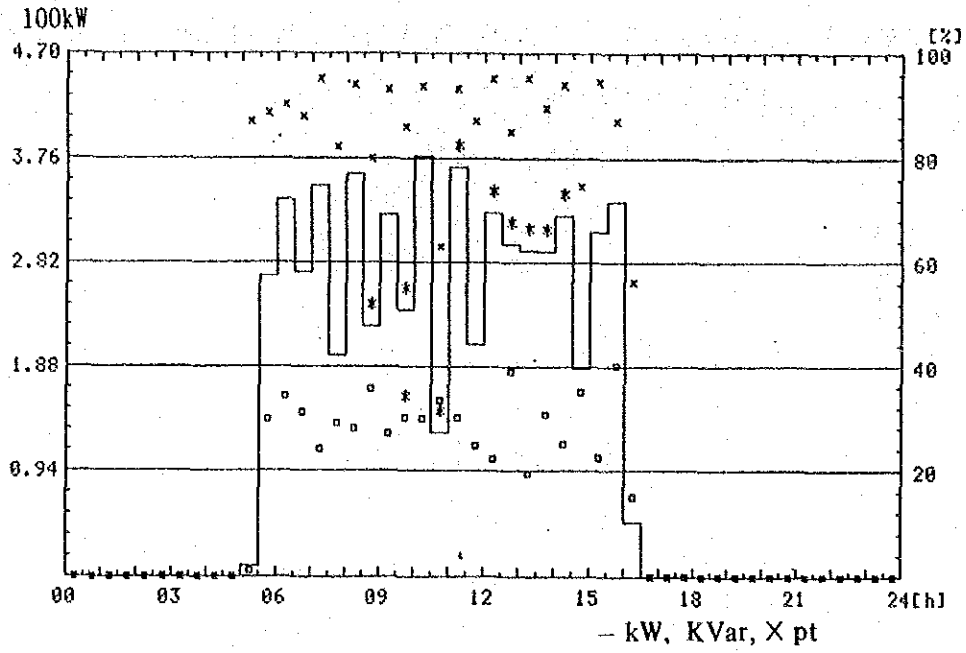


Figure 5-8-16 Load of Induction Furnace

(4) 空気圧縮機の負荷状況

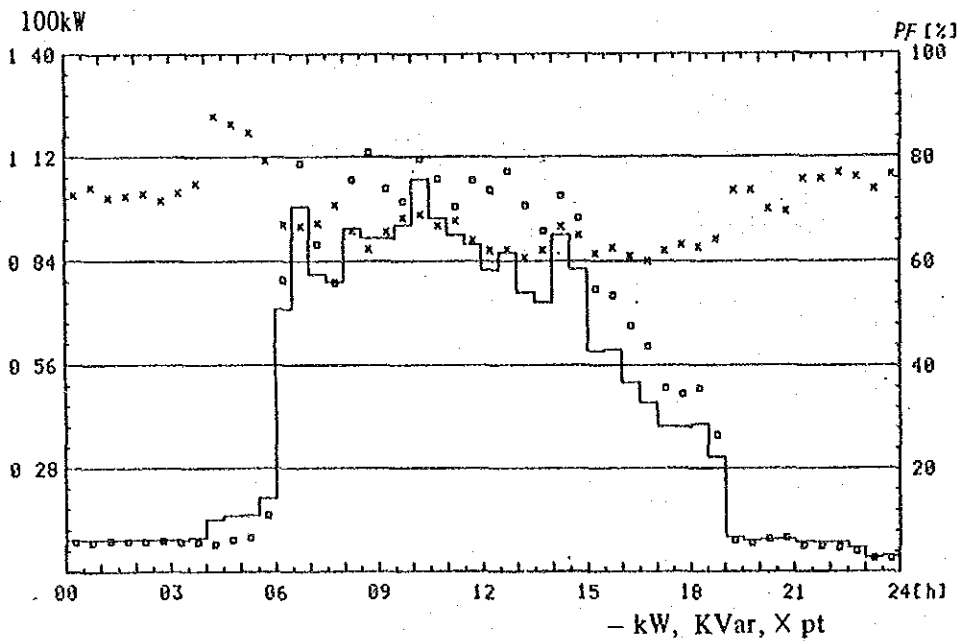


Figure 5-8-17 Load of Air Compressor

(3) 図面や資料の不備

電気システムの全貌を把握しやすいようにFigure 5-8-5のような単線系統図を整備しておく必要がある。

また、炉、モータなどのリストを作って仕様を明らかにし、互換性や予備品の調達に備えるようにした方がよい。

(4) アーク炉無負荷変圧器の切離し

No.3アーク炉は休止中であつたが、変圧器一次側はコンデンサと共に接続されたままであつた。コンデンサと変圧器は配線を分離し、無負荷の変圧器の一次側はOFFにする必要がある。

変圧器は無負荷でも荷電すると無負荷損（鉄損）が生ずる。No.3アーク炉の変圧器は300kVAであるため、約1kWの鉄損が生じている。またNo.2アーク炉用変圧器、(250kVA)および高周波誘導炉用変圧器(630kVA)も稼働時間以外は一次側でOFFにすると省電力となる。

この実施効果は、No.3アーク炉用変圧器の無負荷損は約1kWであることから

$$1\text{ kW} \times 24\text{ h} \times 365\text{ 日} = 8,760\text{ kWh/y}$$

また、No.2アーク炉および誘導炉用変圧器を不使用時の14時間一次側でOFFにした場合、それぞれの無負荷損は約1kW、0.7kWであるから節減額は

$$(1 + 0.7) \times (14 \times 250 + 24 \times 115) = 10,642\text{ kWh/y}$$

合計19,402 kWh/yの節減が可能となる。

(5) 圧縮空気の漏れ

空気圧縮機は、レシプロ形が4台(計202CV)あるが、昼間は60CV1台が稼働し、夜間等軽負荷時は30CVが稼働されている。圧縮空気圧は5～5.6 kg/cm²でLOAD-UNLOADを繰返している。

圧縮空気の漏れヶ所は、①屋上圧縮空気タンクの安全弁およびタンクのドレン抜きバルブ②バリトリ作業場のドレン抜き弁、③型砂つき固め機のホース、④砂落し機後壁面の空気の配管取付け口その他で、故障によるものその他バルブの閉め忘れ等の不注意によるものも見られた。これらの漏れ率は、工場の休憩時、60CV機のみが稼働中にFigure 5-8-18に示す方法で、圧力上昇時間と下降時間から調べた結果、約50%であつた。

空気タンクの安全弁を始め、ドレン抜きバルブ、配管などの漏れヶ所を修理すると共に、作業休止時の空気漏れ防止を徹底する必要がある。さらに、できれば休憩時には元バルブを締めることが望ましい。空気の漏れ率を50%から20%に減らしたと仮定すると、60CV機稼働時の消費電力実測値は41kWh/hであるから

$$41 \text{ kW} \times (0.5 - 0.2) \times 10\text{h/日} \times 250 \text{ 日/y} = 30,750\text{kWh/y}$$

の節減となる。

なお、16時以降の作業などに対しては、30CV機など極力小さい機械を用いると、無負荷時の消費電力が8kW(60CV用)から6kW(30CV)に減るため、省電力となる。

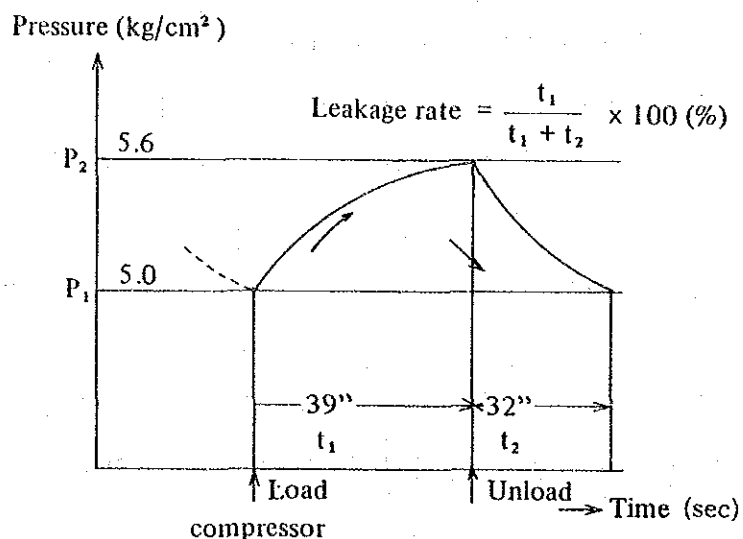


Figure 5-8-18 Measuring Method of Leakage Rate

5.8.3.6 まとめ

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次のようになる。

項 目		年間節減可能量	%
熱処理炉炉体、台車軽量化	ガス	14,400m ³	13.1
熱処理炉空気比改善		27,500	25.0
熱処理炉排ガス熱利用		4,300	3.9
計		46,200	42.0
アーク炉操業改善	電力	100,000 kWh	8.1
高周波炉操業改善		66,600	5.4
無負荷変圧器の切り離し		19,400	1.6
圧縮空気漏洩防止		30,800	2.5
計		216,800	17.6

5.9. 機械加工工場の調査結果

5. 9. 機械加工工場の調査結果

5.9.1 工場の概要

- (1) 工場名 : TIFEC S. A. I. C. y F.
(2) 業種 : 機械加工
(3) 工場所在地 : Cno. San Carlos km 2.5 -(5000) Cordoba
C.C.369 Prov. Cordoba
(4) 工場の沿革 :

自動車、トラクター用の歯車を製造する工場で、35年前に設立された。
鍛造工場、機械加工の2工場に分かれているが、今回の調査対象はそのうちの機械加工工場のみである。

製品は一部自動車工場、トラクター工場へ納入しているが、大部分は交換部品として直接外販しており、交換部品の分野では70%のシェアを有している。

専門工場は国内で5~6社あり、当工場はそのなかでは大手に属する。
生産は1974年をピークにその後低迷しており、現在の稼働率は50%程度となっている。

工作機械は輸入品が多く、NC旋盤も保有している。

最近、力率改善のコンデンサーが増設されている。

- (5) 従業員数 : 96 人
うち技術者 5名
(6) 調査期間 : 1988年11月14日~11月18日
(7) 調査員

氏名	担当
井口 光雄	団長
野崎 幸雄	熱処理プロセス
中井 昌次	熱管理
滝 勇	熱管理
中川 暉雄	熱管理
杉本 利夫	電気管理

INTIメンバー

Mr. Ernesto M. Leikis	団長
Mr. Jorge A. Fiora	単位操作・プロセス
Mr. Alberto Berset	熱使用設備
Mr. Anibal A. Monzon	熱使用設備・診断車運転
Mr. Miguel A. Bermejo	受配電・電気設備
Mr. Arturo D. Verghalet	受配電・電気設備
Mr. Roberto Domecq	熱使用設備
Mr. Juan C. Balmayor	熱使用設備

(8) 面接者

Ing. Raul Barroso	Director
Ing. Jose Romagnoli	Energy Manager
Ing. Eduardo T. Machado	Q.C. Manager
Ing. J. Alberto Tondo	Electric Engineer

(9) 生産量

Table 5-9-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
M. Benz Truck (Set)	2,400	2,400	2,400	2,400	2,800
Fiat Tractor (Set)	2,400	2,400	2,400	2,400	2,000
Zanello Tractor (Set)	6,000	5,100	2,500	1,200	1,000
M. Benz Direct (Piece)	4,800	6,000	6,000	7,200	8,000
Total Weight (t)	211.2	196.2	144.2	121.2	121.6

(10) エネルギー使用量

Table 5-9-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural gas 1000m ³	490	490	430	460	494
Elect. power MWh	726	734	800	801	816
Energy/product					
Natural gas 1000m ³	2.3	2.5	3.0	3.8	4.1
Power kWh	3.4	3.7	5.6	6.6	6.7

Electric Power unit price 0.06 US\$/kWh

Natural Gas unit price 0.05 US\$/Nm³

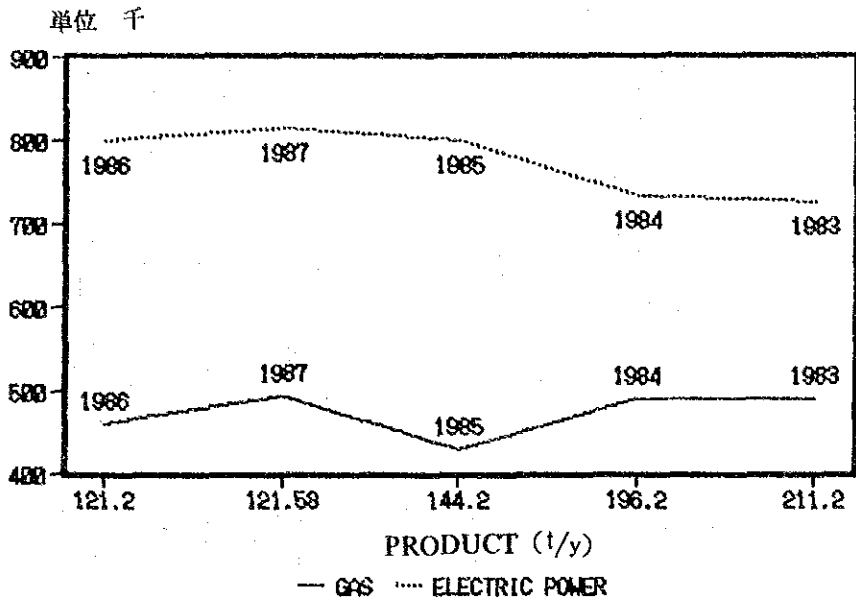


Figure 5-9-1 Production and Energy Consumption

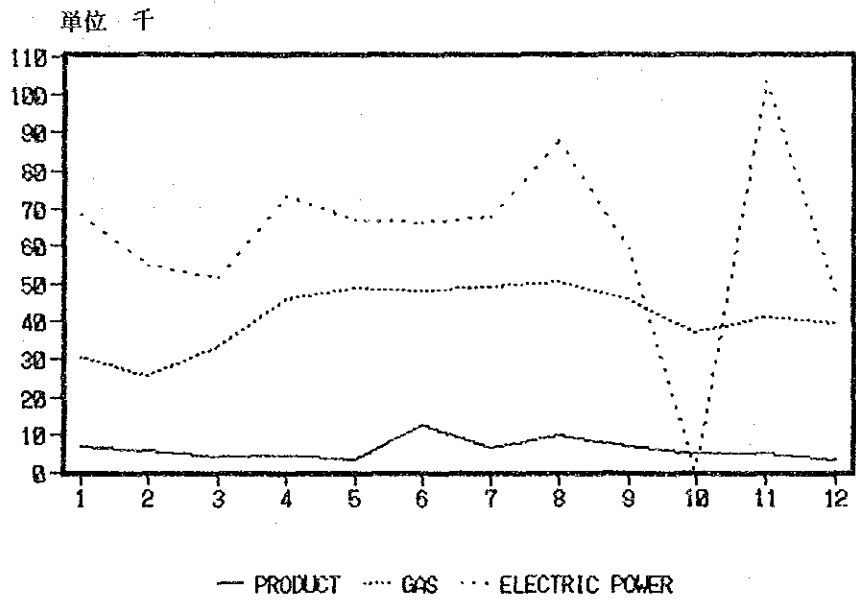


Figure 5-9-2 Monthly Production and Energy Consumption in 1987

(11) 工場配置図

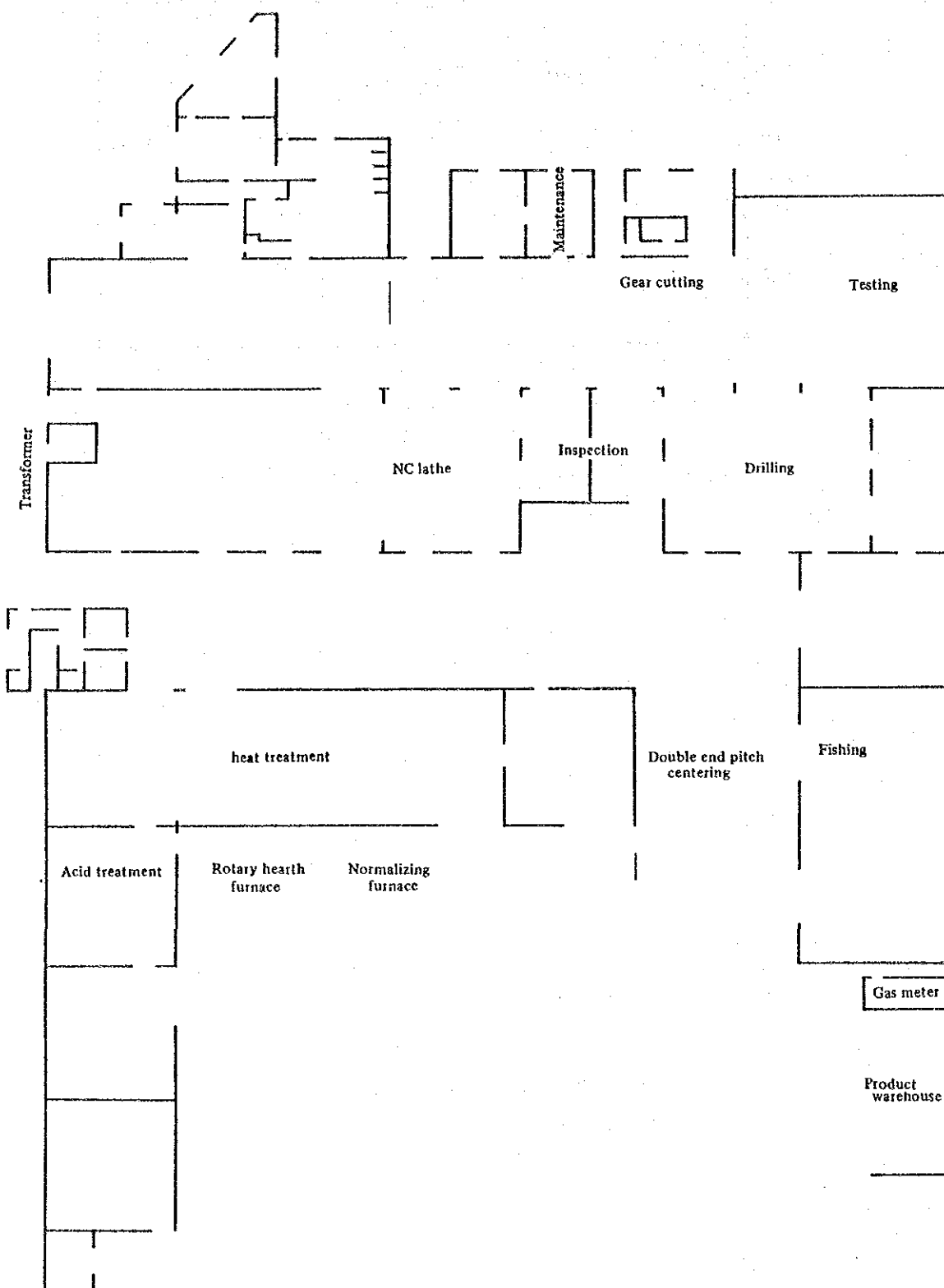


Figure 5-9-3 Factory Layout

(12) 製造工程

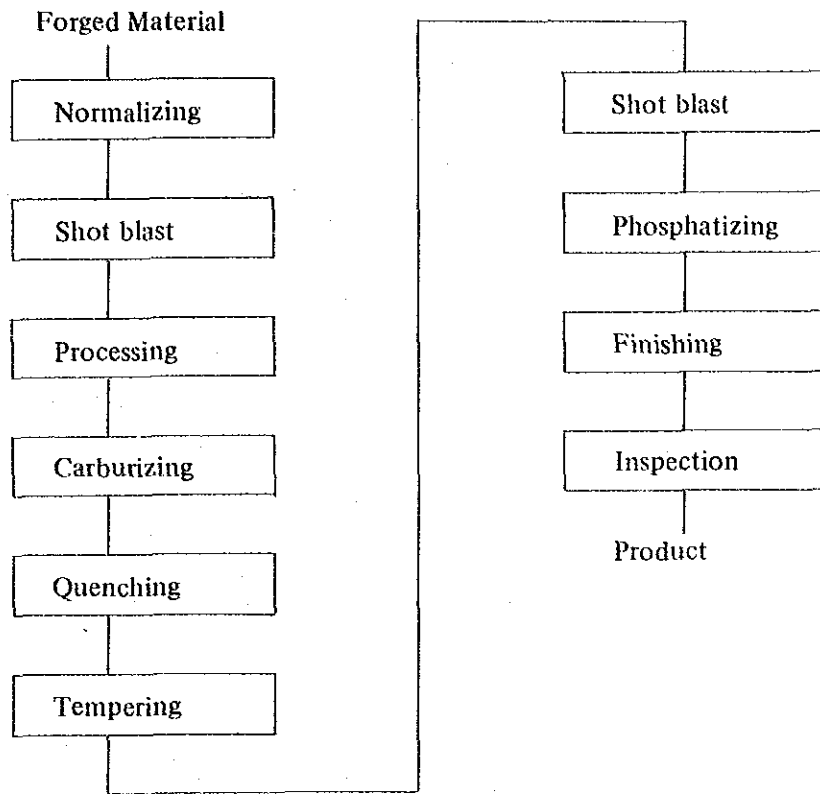


Figure 5-9-4 Production Process

(13) 電力單線結線圖

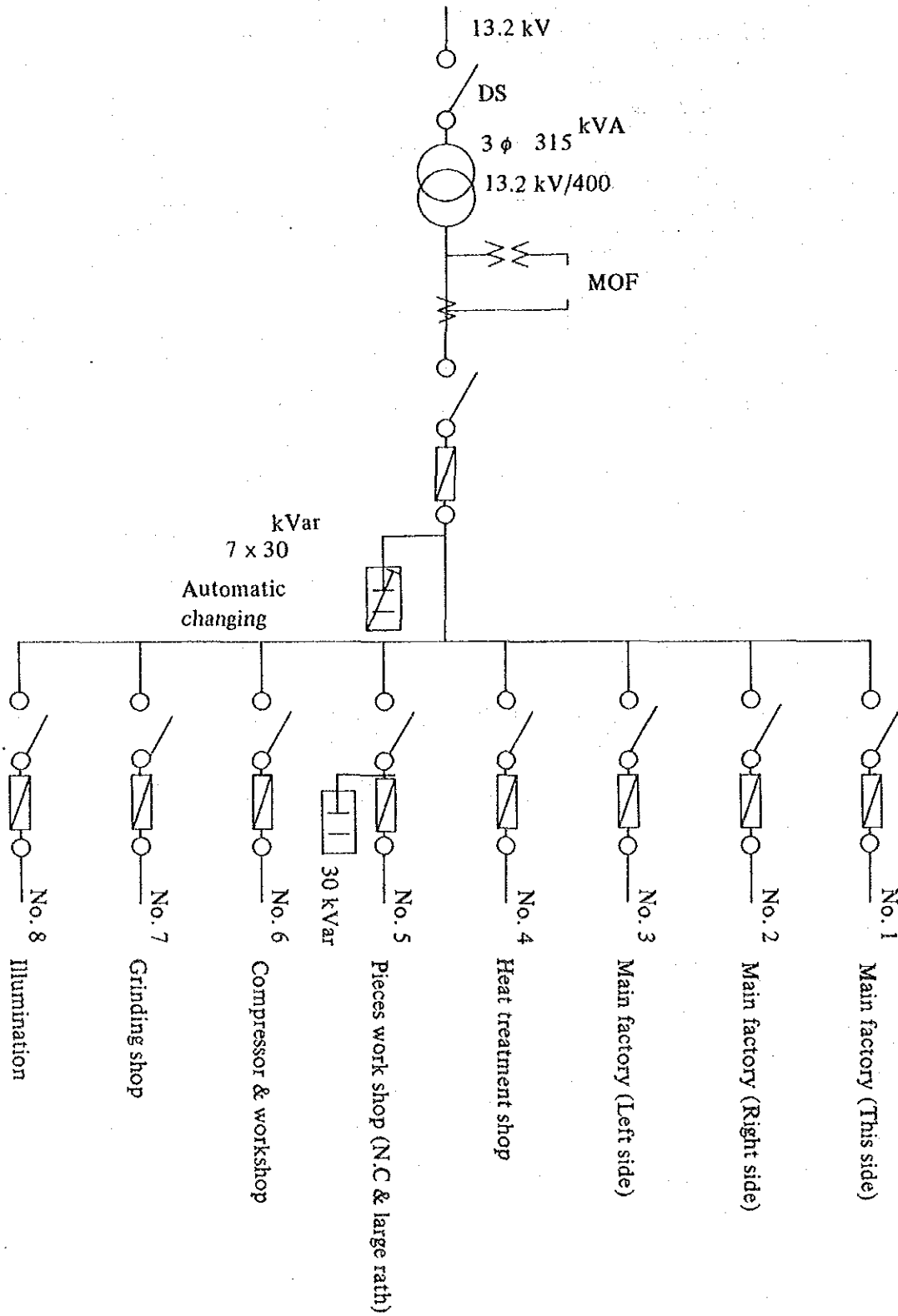


Figure 5-9-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-9-3 Major Energy Consuming Equipment

Name	Number	Specification
Normalizing Furnace	3	Continuous, semimuffle (1)
		Batch, radiant tube (2)
Carburizing Furnace	4	Batch, integral type (1)
		Batch, radiant tube (2)
		Rotary hearth, radiant tube (1)
Annealing Furnace	1	Batch, radiant tube
Atomospheric Gas Generator	2	19 m ³ /h, 28 m ³ /h
Compressor	2	Rotary type 40 CV, 30 CV

(15) 工場稼働時間

$$9.2 \text{ h/d} \times 272 \text{ d/y} = 2502 \text{ h/y}$$

5.9.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

工場幹部は省エネルギーに関心を持っているが、品種が多いこともあって省エネルギー目標は設定されてなく、従って具体的な改善計画は現在つくられていない。

機械加工工業では多数の電動機による機械加工とともに、熱処理のために多くの燃料が消費されている。当工場のエネルギー費は売上の約5%に当たるとの事であるが、Table 5-9-2 をみると、当工場では製品構成の変化によるかも知れないが、逐年重量ベースの生産水準が低下しているにもかかわらずガス・電力とも使用量は減少せず、従って原単位が2倍になっていることが分かる。省エネルギーは国の政策に合致するのみならず、コスト切下げの有効な手段となる。

計画的に省エネルギーを推進するためには工程別、品種毎に省エネルギー目標あるいは原単位目標を定め、工場従業員全員に進むべき方向を示すことがまず必要である。

(2) エネルギー消費量の把握

エネルギー原単位のみならず生産性、品質の向上を図るには、毎日これらのデータと操業条件などを記録することにより工場の実態をできるだけ正確に把握し、比較検討の

ための資料をまず整備しなければならない。これらの値に変化があったときや計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときは、直ちにその原因を調査して処置することにより改善の手がかりをつかむことができる。

当工場では毎週、工場全体のガス・電力消費量を調べ、毎月原単位を計算し、その内容を解析している事はよいことである。しかし、何らかの変動があったときその原因を調べ、適切な処置を取るためにはなるべく毎日データをとるようにすることが望ましい。エネルギー消費実績を計量し、それを運転員に知らせるだけでも自動的に節約行動が起こされるものである。

(3) 技術者の教育、一般従業員の訓練

当工場の技術者も省エネルギーに対しては強い関心を持っている。Cordoba 州では同業者が少なく、技術情報交換の機会はないが、当工場の役員が会長を務める州の輸出連合会が州内企業の技術力向上を目的に研修会を開催しており、それに技術者を出席させレベルアップを図っている。

一般従業員に対する教育は現在特に行われていないが、従業員に改善の意欲があっても、どうすれば良いかの知識が無いと改善に踏み出すことが出来ない。当工場でもその必要性は認識されており、計画中との事であった。

(4) 設備管理

当工場の設備管理は全般的に良好であった。例えば炉扉シールや各計測器、制御装置の作動等機器の整備状況および図面や技術資料の整備も良好と認められた。

5.9.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.9.3.1 連続焼ならし炉

(1) Heat Balance

A) 熱勘定基礎

11月15日14時30分から16時00分までの1時間30分のデータによる。

1) 燃料の種類	天然ガス
2) 燃料の消費量	(Ff) 33.62 Nm ³
3) 燃料の発熱量 (低位)	(Hl) 9,003 kcal/Nm ³
4) 燃料の比熱	(Cp) 0.39 kcal/(Nm ³ ·℃)
5) 燃料の温度	(Tf) 50.97 ℃
6) 外気温度 (基準温度)	(To) 41.65 ℃
7) 燃焼用空気の温度	(Ta) 41.65 ℃
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa) 0.3 kcal/(Nm ³ ·℃)
9) 乾き排ガス中のO ₂ %	(O ₂) 5.46 %
10) 乾き排ガス中のCO ₂ %	(CO ₂) 6.33 %
11) 乾き排ガス中のCO	(CO) 8.5 ppm
12) 排ガスの温度	(Tg) 731.67 ℃
13) 排ガスの比熱	(Cpg) 0.33 kcal/(Nm ³ ·℃)
14) 理論空気量	(Ao) 10.897 Nm ³ /Nm ³
15) 理論湿り排ガス量	(Go) 11.951 Nm ³ /Nm ³
16) 空気比	(m) 1.87
17) 炉内ガス温度	(Tr) 959 ℃
18) 鋼材の装入量	(Sw) 214 kg
19) 鋼材の装入前の温度	(Tsa) 44 ℃
20) 鋼材の装入前の含熱量	(Hsa) 0 kcal/kg
21) 鋼材の均熱終了時の温度	(Tsb) 930 ℃
22) 鋼材の均熱終了時の含熱量	(Hsb) 137.3 kcal/kg
23) 受金物の重量	(kW) 65.3 kg
24) 受金物の装入前の温度	(Tka) 44 ℃
25) 受金物の装入前の含熱量	(Hka) 0 kcal/kg

26) 受金物の均熱終了時の温度	(Tkb) 930	℃
27) 受金物の均熱終了時の含熱量	(Hkb) 137.3	kcal/kg
28) 炉体各部の表面温度		
燃焼室	251.7	℃
加熱室 側壁	178.0	℃
天井	178.0	℃
扉	201.3	℃

B) 入熱

- ① 燃料の燃焼熱 (Hf)
- $$H_f = H_l \times F_f = 9,003 \times 33.62 = 302,681 \quad \text{kcal}$$
- ② 燃料の顕熱 (Qf)
- $$Q_f = C_p \times (T_f - T_o) \times F_f$$
- $$= 0.39 \times (50.97 - 41.65) \times 33.62 = 122 \quad \text{kcal}$$
- ③ 入熱の合計 (Qi)
- $$Q_i = H_f + Q_f = 302,681 + 122 = 302,803 \quad \text{kcal}$$

C) 出熱

- ① 鋼材の含熱量 (Qs)
- $$Q_s = (H_{sb} - H_{sa}) \times S_w = (137.3 - 0) \times 214$$
- $$= 29,382 \quad \text{kcal}$$
- ② 受金物の加熱に要する熱量 (Qk)
- $$Q_k = (H_{kb} - H_{ka}) \times K_w = (137.3 - 0) \times 65.3$$
- $$= 8,966 \quad \text{kcal}$$
- ③ 排ガスの持去る熱量 (Qg)
- $$Q_g = \Sigma [G \times C_{pg} \times (T_g - T_o) \times F_f]$$
- $$= 126,580 \quad \text{kcal}$$
- ④ 炉体からの放散熱 (Qr)
- $$Q_r = 46,770 \times 1.5 = 70,155 \quad \text{kcal}$$

Table 5-9-4 Heat Loss from Normalizing Furnace Surface

Part		Temperature (°C)	Surface area (m ²)	Heat loss kcal/(m ² · h)	Heat loss (kcal/h)
Combustion room	Side, front & back wall	251.72	5.58	4,337.52	24,203
	Bottom	251.72	1.45	3,777.43	5,477
Heating room	Side, front & back wall	178.0	1.12	2,258.67	2,530
	Ceiling	178.0	4.84	2,538.43	12,286
	Door	201.27	0.80	2,841.90	2,274
Total					46,770

⑤ その他の損失熱 (Q_m)

$$\begin{aligned}
 Q_m &= Q_i - (Q_s + Q_k + Q_g + Q_r) \\
 &= 302,803 - (29,382 + 8,966 + 126,580 + 70,155) \\
 &= 67,720 \quad \text{kcal}
 \end{aligned}$$

⑥ 出熱の合計 (Q_o)

$$\begin{aligned}
 Q_o &= Q_s + Q_k + Q_g + Q_r + Q_m \\
 &= 29,382 + 8,966 + 126,580 + 70,155 + 67,720 \\
 &= 302,803 \quad \text{kcal}
 \end{aligned}$$

D)熱勘定

以上をまとめるとTable 5-9-5 のとおりとなる。

Table 5-9-5 Normalizing Furnace Heat Balance

Heat input			Heat output		
Item	kcal	%	Item	kcal	%
Combustion heat of fuel	302,681	99.96	Heat content of steel	29,382	9.70
Sensible heat of fuel	122	0.04	Heat content of tray	8,966	2.96
			Heat taken away by exhaust gas	126,580	41.80
			Heat loss from furnace surface	70,155	23.17
			Other heat loss	67,720	22.37
Total	302,803	100.00	Total	302,803	100.00

鋼材 t 当たりの燃料原単位 = $1,414 \times 10^3$ kcal/t

熱勘定の結果を見ると、出熱のうち不明熱が約 22 %と大きいのが、これは炉内温度に比べて排ガス温度が低めに計測されており、その影響と思われる。排ガスの持ち去る熱量が41.80 %、炉体表面からの放散熱量が23.17 %と全体の約65%を占めており、これらの低減を図ることが燃料節約に効果的である。

(2) 燃焼用空気比の改善

排ガスが持ち去る熱量を減少させるためには、燃料の燃焼用空気量の適正化と炉内侵入空気の低減が必要である。

この連続焼ならし炉の燃焼方式には on-off 燃焼方式が採られている。Figure 5-9-6 に示すように燃焼時の酸素濃度は1%以下であるが、燃焼停止時の酸素濃度は最高18%と異常に高く冷空気を吸い込んでいることを示している。かつ、on-offの頻度が非常に多く、1~2分間隔の繰り返しを行っている。

従ってまず on-offの頻度を少なくする必要がある。on-offの頻度を少なくするためには、燃料コックを調節して燃料ガス量を減少させることにより、燃焼時間を長くすればよい。ただし、現状のバーナは高圧のガスの噴射で大気を吸引するプラスチックバーナであり、コックを絞るとガス圧も低下して吸引空気量に変化するため、空気吸込用のスロートの開度と燃料ガス量の関係を試行錯誤で決定すべきである。他の方法

としてバーナの本数を減らすことが考えられる。現在、炉のバーナは装入側、抽出側の双方に配置されているが、on-offの時間は半々であり、バーナ能力は一本でも十分とみられる。バーナを装入側のみとし、抽出側バーナの燃焼停止を提案する。この場合、装入側の燃焼室と加熱室の連絡ダクト煉瓦を炉長の1/3～1/2程度密封し、排ガスの排出も装入側の煙突のみからとし、燃焼ガスと装入処理物の接触を向流として、炉内の装入側を予熱帯として利用する。このことによりon-offの頻度が減少する。

現在の空気比1.87を1.3に改善すると、Table 5-9-6のように排ガス量は約29%減少し、5.4%の燃料節約となる。

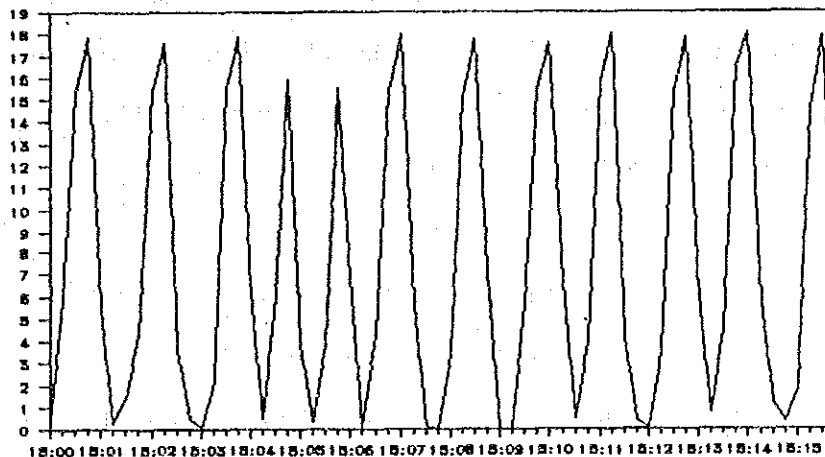


Figure 5-9-6 O₂ % in Exhaust Gas

Table 5-9-6 Reduction of the Exhaust Gas Heat Loss by improving the Air Ratio

Item	Unit	Present	Improved
Amount of oxygen in exhaust gas	%	5.46	4.85
Air ratio		1.87	1.3
Amount of theoretical combustion air	Nm ³ /Nm ³	10.90	10.90
Amount of theoretical exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	11.95	11.95
Actual amount of air	Nm ³ /Nm ³	20.38	14.17
Actual amount of exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	21.43	15.22
Exhaust gas temperature	°C	731.67	731.67
Heat taken away by exhaust gas	kcal/Nm ³	3,765	3,466

この空気比低減による燃料減少率(S)は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{302,803 - 126,580}{302,803 - 126,580 \times (3,466/3,765)}$$

$$= 0.054 = 5.4 \%$$

ここで、

H_i : 入熱量 (kcal)

Q_{ga} : 現状の排ガスの持ち去る熱量 (kcal)

Q_{gi} : 改善後の排ガスの持ち去る熱量 (kcal)

今回の調査時には燃料使用量は $157 \text{ Nm}^3/\text{t}$ であったので、鋼材 1t 当たり 8.5 Nm^3 の節約となる。年間 121.6 t 処理すると燃料節約額は次のとおりになる。

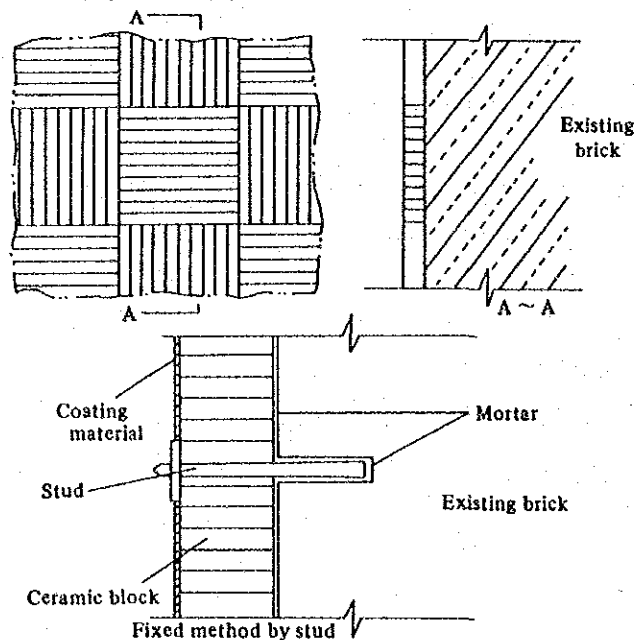
$$0.05 \text{ U\$/Nm}^3 \times 8.5 \text{ Nm}^3 / \text{t} \times 121.6 \text{ t/y} = 51.68 \text{ U\$/y}$$

(3) 炉体の断熱強化

この炉のように一定期間、殆ど温度変化を伴わないで連続操作する場合、炉壁からの放散熱量を低減するためには炉壁外側に断熱材料を追加するのが一般的であるが、外壁が鉄皮構造のため施工が困難であり、ここでは加熱室内壁にセラミックファイバーのベニアリングを実施することを提案する。

A) 改善案

加熱室内壁に、燃焼室と加熱室の間のガス分散煉瓦より上の側壁から天井部にかけて 50 mm の厚さのセラミックファイバーをベニアリングする。ベニアリングは既設のシャモット煉瓦に接着用モルタルでセラミックブロックを接着させて行う。天井部については既設のシャモット煉瓦にスタドを立てて固定支持する方法が望ましい。さらに、保護のためセラミックファイバの表面をコーティング材でコーティングする。固定支持方法を Figure 5-9-7 に示す。



B)改善効果

断熱施工後の放散熱量を求めるには、トライアンドエラー法による。この方法は、炉壁内の貫流熱量 (Q1) と炉壁表面からの放散熱量 (Q2) は等しいことから、施工後の外壁温度を適宜仮定して試算を行い、 $Q1 = Q2$ になるような値を探して決定する方法である。

$$Q_1 = \frac{(t_1 - t_3)}{(l_1/\lambda_1) + (l_2/\lambda_2)} = \frac{(t_1 - t_2)}{(l_1/\lambda_1)}$$

$$Q_2 = 4.88 \times \varepsilon \times [\{ (273 + t_3)/100 \}^4 - \{ (273 + t_0)/100 \}^4] + 2.8 \times (t_3 - t_0)^{1.25}$$

ここで、

- t_1 : 炉壁内面の温度 (°C)
- t_2 : 既設煉瓦とセラミックファイバーの境界温度 (°C)
- t_3 : 炉壁外面温度 (°C)
- t_0 : 外気温度 (°C)
- λ_1 : セラミックファイバーの熱伝導率 (kcal/(m·h·°C)), 0.22
- λ_2 : 既設煉瓦の熱伝導率 (kcal/(m·h·°C)), 0.49
- l_1 : セラミックファイバーの厚み (m) , 0.05
- l_2 : 既設煉瓦の厚み (m) , 0.150
- ε : 放射率 , 0.8

改善前と改善後の炉体からの放散熱量試算結果をTable 5-9-7 に示す。

Table 5-9-7 Reduction of Heat Loss by Heat Insulation

	Surface temperature (°C)	Heat loss from furnace surface (kcal/h)
Before heat insulation	178	12,286
After heat insulation	134.1	7,223

放散熱量の低減は 5,063 kcal/h となる。年間2,502 時間稼働とし、燃料に換算すると2,288 Nm³/y の低減となる。

燃料換算の計算における有効熱比率は空気比改善後を基準として計算した。

有効熱比率の計算は次の通り、

(1) 燃料の発熱量 9,003 kcal/Nm³

(2) 排ガスの顕熱 3,466 kcal/Nm³

$$\text{有効熱比率} = \frac{(1) - (2)}{(1)} = 0.615$$

C) 経済効果の予測

ファイバー1400 価格 50×300 ×300mm	9.5 U\$S
天然ガス価格	0.05U\$S/Nm ³
炉内天井部表面積	3.1 m ²
ファイバー費用 9.5 ×3.1 ÷0.09	=327.2 U\$S
利益 0.05×2,288	=114.4 U\$S/y
費用回収 327.98÷114.4	=2.9 年

(4) 搬送具熱容量の減少

現状では1トレイ当たり、代表的なクラウンの場合は処理物114kg に対して16kgのトレイと単重1kg のセパレーター 9個の計25kgを、ピニオンの場合は処理物 100kgに対して上部・下部トレー計40.3kgの搬送具を使用しており、搬送具の重量は処理物に対して22~40%に相当する。

この搬送具の軽量化（例えばセパレーターを耐熱合金丸棒使用の△型構造に変更等）して、熱容量の減少を計ることを薦める。

今、搬送具の重量を1/2に軽量化したとすると、搬送具の加熱に要する熱量は2,989 kcal/h, 燃料に換算して1,350.5Nm³/yの削減ができる。

燃料換算は有効熱比率=0.615 として計算した。

5) 排ガスの熱利用

熱勘定の結果で見られるように排ガスの熱損失は41.80 %と大きく、また、排ガス温度も732 ℃と高い。この排ガスの顕熱を利用する第1の方法として燃焼用空気の子熱に利用する方法がある。しかし、現在使用しているバーナはブラスト式であり、バーナを囲む風箱を設け予熱空気を導く方法をとる必要があるが、やや困難である。

第2の方法としては、現在の炉の傍らにセラミックファイバーを内張りした予熱室を設け、装入処理物を予熱する方法がある。約700 ℃の排ガスを導き、約25分間予熱

して燃料消費量を2.3 %節減した例がある。

第3の方法としては、表面処理用の洗滌水の加熱に利用する方法があり、最も容易な方法である。現在遊休中の熱交換器と洗滌槽との間を配管で結び、温水を循環加熱する方法である。

ただし、内圧がかからない様に熱交換器出側配管にはバルブを設置しないこと。

5.9.3.2 Chamber Furnace

(1) Heat Balance

A) 熱勘定計算基礎

11月16日10時47分装入時から17時17分均熱終了時までの6時間30分のデータによる。

1) 燃料の種類		天然ガス	
2) 燃料の消費量	(Ff)	60.97	Nm ³
3) 燃料の発熱量 (低位)	(HI)	9,003	kcal/Nm ³
4) 燃料の比熱	(Cp)	0.39	kcal/(Nm ³ ·℃)
5) 燃料の温度	(Tf)	40.94	℃
6) 外気温度 (基準温度)	(To)	38.42	℃
7) 燃焼用空気の温度	(Ta)	45.98	℃
8) 燃焼用空気の比熱	(Cpa)	0.31	kcal/(Nm ³ ·℃)
9) 乾き排ガス中の O ₂ %	(O ₂)	8.625	%
10) 乾き排ガス中の CO ₂ %	(CO ₂)	5.62	%
11) 乾き排ガス中の CO%	(CO)	0	%
12) 排ガスの温度	(Tg)	690.71	℃
13) 排ガスの比熱	(Cpg)	0.33	kcal/(Nm ³ ·℃)
14) 理論空気量	(Ao)	10.897	Nm ³ /Nm ³
15) 理論湿り排ガス量	(Go)	11.951	Nm ³ /Nm ³
16) 空気比	(m)	1.68	
17) 実際湿り排ガス量	(G)	19.35	Nm ³ /Nm ³
18) 鋼材の装入量	(Sw)	364.8	kg
19) 鋼材の装入前の温度	(Tsa)	41.0	℃
20) 鋼材の装入前の含熱量	(Hsa)	0	kcal/kg

21) 鋼材の均熱終了時の温度	(Tsb)	947.42	℃
22) 鋼材の均熱終了時の含熱量	(Hsb)	140.7	kcal/kg
23) 受金物の重量	(Kw)	98.0	kg
24) 受金物の装入前の温度	(Tka)	41.0	℃
25) 受金物の含熱量	(Hka)	0	kcal/kg
26) 受金物の均熱終了時の温度	(Tkb)	947.42	℃
27) 受金物の均熱終了時の含熱量	(Hkb)	140.7	kcal/kg
28) 炉体各部の表面温度			
側壁温度		113.32	℃
背面温度		113.03	℃
天井温度		163.38	℃
炉底温度		187.47	℃
扉 温度		141.57	℃
29) 雰囲気ガスの流量			
雰囲気ガス流量	(Fa)	32.20	m ³
リッチガス流量	(Ef)	3.40	m ³
30) 雰囲気ガスの温度	(Tfg)	49.0	℃
31) 雰囲気ガスの比熱	(Cpf)	0.31	kcal/(Nm ³ ·℃)
32) 均熱終了時の炉内温度	(Tr)	947.42	℃

B) 入熱

① 燃料の燃焼熱 (Hf)

$$Hf = Hl \times Ff = 9,003 \times 60.97 = 548,913 \text{ kcal}$$

② 燃料の顕熱 (Qf)

$$Qf = Cp \times (Tf - To) \times Ff = 0.39 \times (40.94 - 38.42) \times 60.97 \\ = 60 \text{ kcal}$$

③ 燃焼用空気の顕熱 (Qa)

$$Qa = Cpa \times m \times Ao \times (Ta - To) \times Ff = 0.31 \times 1.68 \times 10.897 \times \\ (45.98 - 38.42) \times 60.97 = 2,616 \text{ kcal}$$

④ 雰囲気ガスの顕熱 (Qe)

$$Qe = Cpf \times (Tfg - To) \times Fa + Cp \times (Tf - To) \times Ef$$

$$= 0.31 \times (49.0 - 38.35) \times 32.2 + 0.39 \times (40.94 - 38.35) \times 3.40$$

$$= 110 \quad \text{kcal}$$

⑤ 入熱の合計 (Qi)

$$Q_i = H_f + Q_f + Q_a + Q_e = 548,913 + 60 + 2,616 + 110 = 551,699 \quad \text{kcal}$$

C) 出熱

① 鋼材の含熱量 (Qs)

$$Q_s = (H_{sb} - H_{sa}) \times S_w = (140.70 - 0) \times 364.8$$

$$= 51,327 \quad \text{kcal}$$

② 受金物の加熱に要した熱量 (Qk)

$$Q_k = (H_{kb} - H_{ka}) \times K_w = (140.70 - 0) \times 98.0$$

$$= 13,789 \quad \text{kcal}$$

③ 排ガスの持ち去る熱量 (Qg)

$$Q_g = \Sigma [G \times C_{pg} \times (T_g - T_o) \times F_f]$$

$$= 289,596 \quad \text{kcal}$$

④ 雰囲気ガスの持ち去る熱量 (Qh)

$$Q_h = C_{pf} \times (T_r - T_{fg}) \times F_a + C_p \times (T_r - T_f) \times E_f$$

$$= 0.31 \times (947.42 - 49.0) \times 32.20 + 0.39 \times (947.42 - 40.9) \times 3.40$$

$$= 10,170 \quad \text{kcal}$$

⑤ 炉体からの放散熱 (Qr)

$$Q_r = 22,122 \times 6.5 = 143,793 \quad \text{kcal}$$

Table 5-9-8 Heat Loss from Chamber Furnace Surface

Part	Temperature (°C)	Surface area (m ²)	Heat loss kcal/(m ² · h)	Heat loss (kcal/h)
Side & front wall	113.32	7.04	988	6,956
Back wall	113.03	2.43	983	2,389
Ceiling	163.38	2.52	2,219	5,592
Bottom	187.47	2.72	2,170	5,902
Door	141.57	0.85	1,510	1,284
Total				22,122

⑥ その他の損失熱 (Q_m)

$$Q_m = Q_i - (Q_s + Q_k + Q_g + Q_h + Q_r)$$

$$= 551,699 - (51,327 + 13,789 + 289,596 + 10,170 + 143,793)$$

$$= 43,024 \quad \text{kcal}$$

⑦ 出熱の合計

$$Q_o = Q_s + Q_k + Q_h + Q_g + Q_r + Q_m$$

$$= 51,327 + 13,789 + 289,596 + 10,170 + 143,793 + 43,024$$

$$= 551,699 \quad \text{kcal}$$

D) 熱勘定表

以上をまとめるとTable 5-9-9 のとおりとなる。

Table 5-9-9 Chamber Furnace Heat Balance

Heat input			Heat output		
Item	kcal	%	Item	kcal	%
Combustion heat of fuel	548,913	99.50	Heat content of steel	51,327	9.30
Sensible heat of fuel	60	0.01	Heat content of tray	13,789	2.50
Sensible heat of combustion air	2,616	0.47	Heat taken away by exhaust gas	289,596	52.49
Sensible heat of atmosphere gas	110	0.02	Heat taken away by atmosphere gas	10,170	1.85
			Heat loss from furnace surface	143,793	26.06
			Other heat loss	43,024	7.80
Total	551,699	100.00	Total	551,699	100.00

鋼材t 当たりの燃料原単位 $1,505 \times 10^3$ kcal/t

熱勘定の結果を見ると、出熱のうちで排ガスの持ち去る熱量が52.49 %を占めている。この排ガスの持ち去る熱量の減少が燃料節約の効果として大きい。これには排ガス量を減少させる方法と排ガスの温度を低下させる方法とがある。前者は燃焼用空気を適正量にすることで、後者は排ガスからの排熱回収により達成できる。

(2) 燃料用空気比の改善

当炉の燃焼方式はHigh, Lowの2位置燃焼方法が取られている。それぞれの燃焼時に

おける特性を Figure 5-9-8 に示す。このFigureから分かるように、燃焼時間の割合はLow 燃焼が7～8分間、High燃焼が1分間の繰返しであり殆どLow 燃焼である。酸素濃度はHigh燃焼時が6.6 %、Low 燃焼時が10.8%になっている。特にLow 燃焼時に酸素濃度がかなり高い。一般的に Low 燃焼時の排ガス中の酸素濃度は5～6%が適正であるので、そのように調整されたい。また、ラジアントチューブ下部とバーナとの間に空隙があり、High, Low 燃焼時ともにドラフト効果により空気の侵入が行われ、ラジアントチューブの温度低下と排ガス量の増加の原因となっている。この空隙をアスベスト等で閉塞することを薦める。

現在の排ガス中の酸素濃度は 8.63 %で空気比は 1.68 であるが、この酸素濃度を 5%まで減少させると空気比は 1.31 となり、排ガス量は約 21 %減少し、25.2%の燃料節約となる。

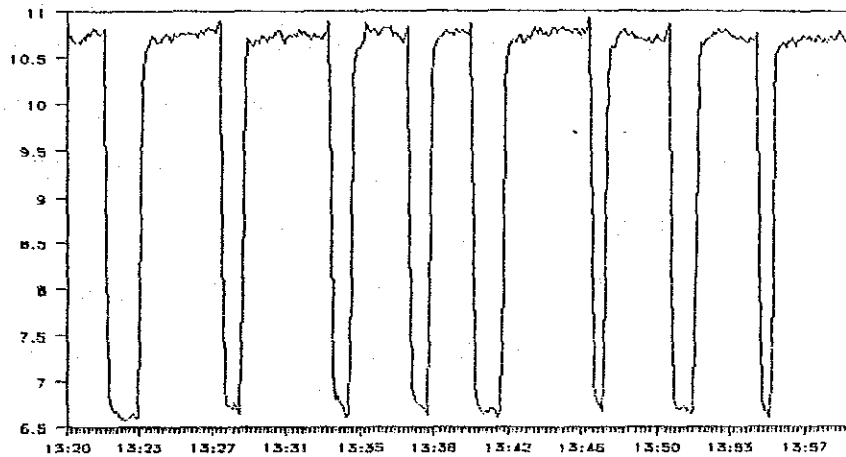


Figure 5-9-8 O₂ % in Exhaust Gas

Table 5-9-10 Reducing the Amount of Heat Taken Away by Exhaust Gas by improving the Air Ratio

Item	Unit	Present	Improved
Amount of oxygen in exhaust gas	%	8.63	5.0
Air ratio		1.68	1.31
Amount of theoretical combustion air	Nm ³ /Nm ³	10.897	10.897
Amount of theoretical exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	11.951	11.951
Actual amount of air	Nm ³ /Nm ³	18.31	14.28
Actual amount of exhaust gas	Nm ³ /Nm ³	19.36	15.33
Exhaust gas temperature	°C	690.71	690.71
Heat taken away by exhaust gas	kcal/Nm ³	4,750	3,300

この空気比低減による燃料減少率(S) は次式により計算される。

$$S = 1 - \frac{H_i - Q_{ga}}{H_i - Q_{gi}} = 1 - \frac{551,699 - 289,596}{551,699 - 289,596 \times (3,300/4,750)}$$

$$= 0.252 = 25.2 \%$$

ここで、

H_i : 入熱量 (kcal)

Q_{ga} : 現状の排ガスの持ち去る熱量 (kcal)

Q_{gi} : 改善後の排ガスの持ち去る熱量(kcal)

燃料使用量は $167\text{Nm}^3 / \text{t}$ なので、鋼材1tあたり 42Nm^3 の節約となる。

年間 121.6t 処理すると、燃料節約金額は次のとおりになる。

$$0.05 \text{ U\$/Nm}^3 \times 42 \text{ Nm}^3 / \text{t} \times 121.6 \text{ t/y} = 255.36 \text{ U\$}$$

(3) 排ガスの熱利用

排ガスの持ち去る顕熱の利用の方法として、炉の両サイドのラジエントチューブの上部に 150mm 程離して、約 $200\text{W} \times 1,500\text{L} \times 200\text{H}$ の水槽を設置し、表面処理用の洗滌槽との間を配管で結び、洗滌水の加熱に利用する方法がある。炉の稼働時間が限られているので、前述の連続焼ならし炉と並列に利用できるようにした方がよい。

また、レキュペレーター付ラジエントチューブの採用の検討を薦める。

参考までにレキュペレーター付ラジエントチューブの例を Figure 5-9-9 に示す。

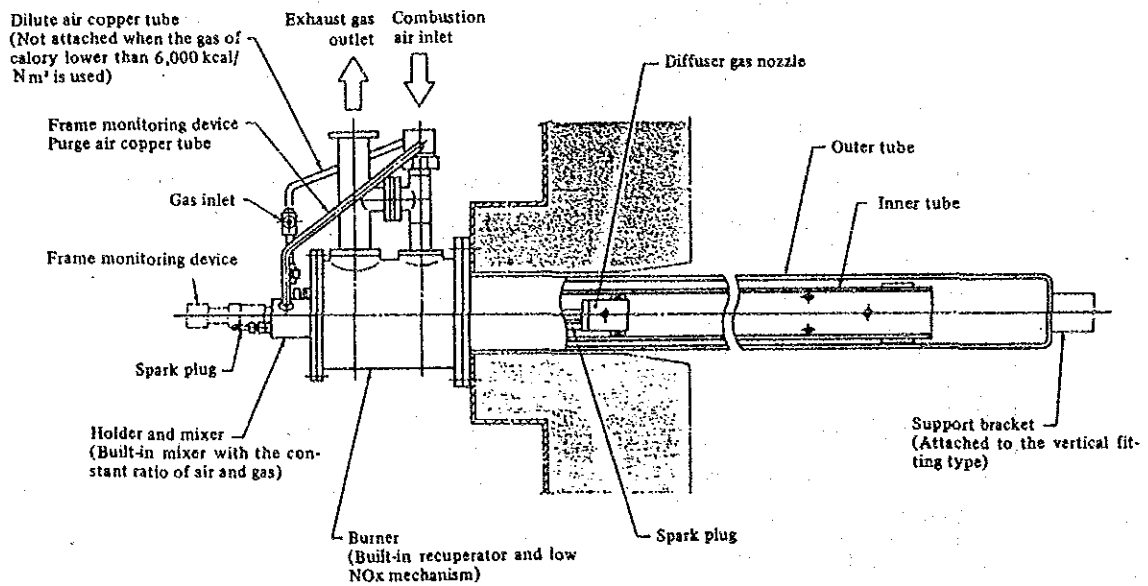


Figure 5-9-9 Radiant Tube with Recuperator

5.9.3.3 Rotary Hearth Furnace

Rotary Hearth Furnace の試運転に立会い、無負荷状態における使用燃料量、炉体の断熱性及び燃焼状況について調査を行った。

(1) 断熱効果

炉体の表面温度の測定結果を Table 5-9-11 に示す。この結果を見ると断熱は良好である。

Table 5-9-11 Surface Temperature (°C)

Side wall					Ceiling		Bottom	
1	2	3	4	5	1	2	1	2
72.4	53.0	64.6	66.6	77.3	58.2	57.6	69.0	62.2

扉の位置は4.5の中間

(2) 燃焼状況

試運転時、無負荷状態での燃料消費量は50.8Nm³ /hであった。

この炉は上部2本、下部2本の計4本のU形ラジアントチューブを用いて、チューブからの放射熱で処理物を加熱する方式の炉であり、燃焼排ガスは各ラジアントチューブに付帯した空気エゼクターにより強制排出されている。測定は、無負荷状態で各ラジアントチューブ出口において、排ガスの温度、酸素濃度、炭酸ガス濃度について行った。測定結果を Table 5-9-12 に示す。

各々のラジアントチューブ間には酸素濃度に極端な差異があり、実操業に際してはそれぞれのラジアントチューブについて酸素濃度4%以下になるよう燃焼用空気量の調整をされたい。

Table 5-9-12 Characters of Exhaust Gas

Part	Temperature (°C)	Oxygen concentration (%)	Carbon dioxide concentration (%)
The upper part of charging side	740	13.8	3.0
The lower part of charging side	830	2.8	9.0
The upper part of opposite side	900	5.8	7.0
The lower part of opposite side	840	8.3	6.0

5.9.3.4 受配電設備、電気設備

(1) 受電設備、負荷設備の概要

13.2kVの架空線から地下ケーブル約20mで構内の変圧器 315 kVA (1台)に入り、この低圧側 400Vで受電している。受電点には取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。また、力率改善用低圧コンデンサ30kVA 7台が設備され、自動で on-off するようになっている。

負荷は旋盤、グラインダー、空気圧縮機等の電動機で、5工場に8回路で配電されている。

測定当日(11月17日)の昼間平均使用電力は155kW(ピークデマンド191kW)で力率は約95%程度である。昼間の概略負荷は、主工場が38kW、熱処理およびコンプレッサ等がそれぞれ30kW、34kW、研磨は18kW程度であるが、一般的に負荷側の力率は60%以下で低い。

(2) 測定内容

電力使用状況演算記録装置(PFM-1000、PFMA-5210、PFM-1000P)ACクリップオンパワーメータ、12点記録計、積算電力計などを用いて以下の測定を行った。

(1) 工場全体の負荷状況

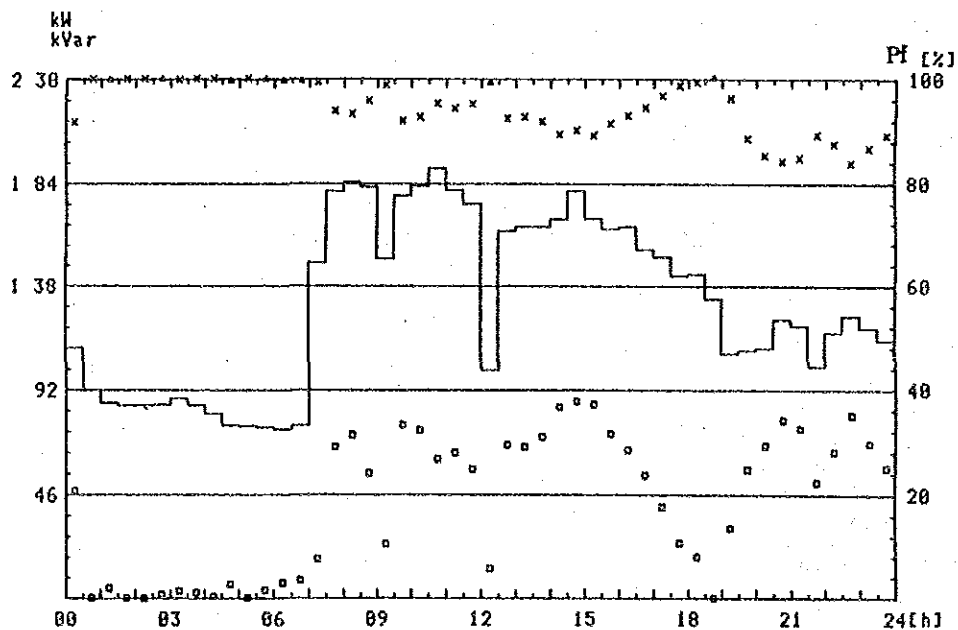


Figure 5-9-10 Total Power of Factory

(2) 自動旋盤回路の負荷状況

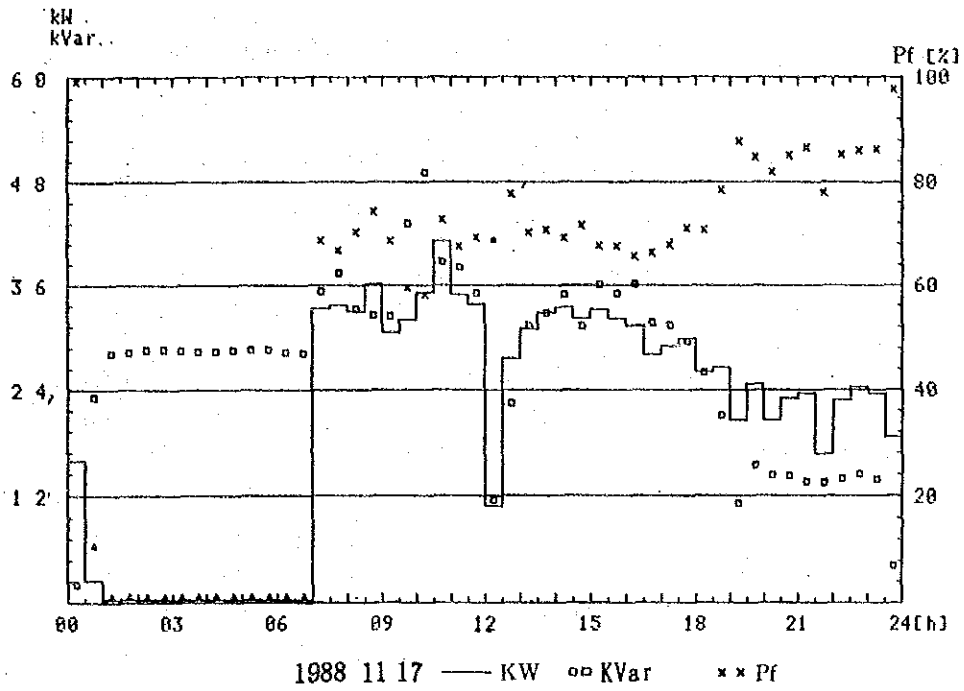


Figure 5-9-11 Consuming Power of NC-Lathe Circuit

(3) コンプレッサと小形旋盤回路の負荷状況

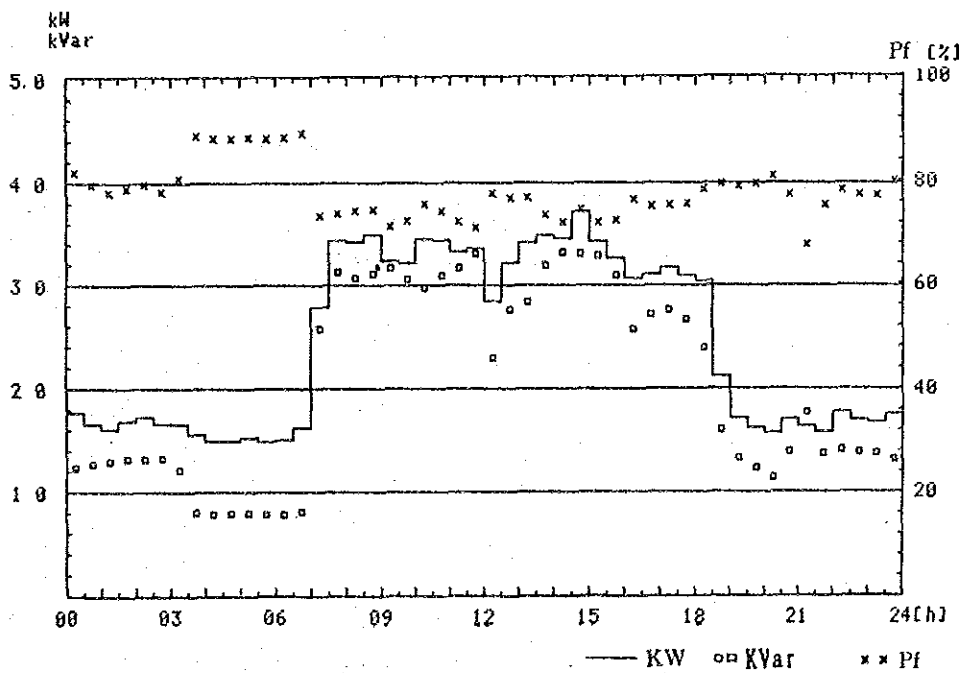


Figure 5-9-12 Consuming Power of Compressor and Small Lathe Circuit

(4) 主要電動機の使用電力

Table 5-9-13 Consuming Power of Major Motors

Factory	For use	Rating		Actual		Load
		CV	kW(A)	kW(B)	Cos φ	(B/A×100)
Main shop	Automatic lathe (DF-315)	21	15.4	6.0	61	39.0
Main shop	(BANCO)	12.5	9.2	2.5	42	27.2
	universal	18.5	13.6	2.5	35	18.4
Parts shop (Line No. 5)	CFLV-250 OF-16	22kW	16.2	11	46	67.9
		26	19.1	4.4	48	23.0
Compressor & small lathe (Line No. 6)	Rotativo (unload)	40	29.4	29	87	98.6
				(18)	(80)	61.2
		30	22	17.5	90	79.5
	(unload)			6	78	27.2
Grinder shop (Line No. 7)	SI4	37	27.2	2.5	35	9.2
	Sase 20002	17.1	12.6	5.8	49	46.0

(3) 電力使用状況

電力使用状況の一例を Figure 5-9-10に示す。1日の使用量は約 3100kWhで、力率はコンデンサが設置されているため平均95.4%になっている。また、夜間も昼間の1/2以上使われているため、負荷率は68.2%と比較的よい。しかし、工場別の負荷状況は Table 5-9-14に示す通りで、力率が低いため工場内における電圧降下も線路損失も多くなっている。

Table 5-9-14 Load of Each Factory (1988-11-17)

Name of factory	Consuming power		Share (B/A×100)	Power factor	Remark circuit No.
	Power kW	kWh(B)			
Main	38	910	29.2	40	1, 2, 3
Heat treatment	29 (41)	700	22.4	60	4
Parts shop (Automatic lathe)	20 (41)	480	15.4	40	5
Compressor & small lathe	24 (37)	570	18.3	70	6
Grinding	12 (22)	290	9.3	40	7
Illumination	7	170	5.4		8
Total	130 (191)	(A) 3,120	100.0	95.4	

(): Peak demand

(4) NC機回路の改善

NC機回路の力率改善のために設置した自動投入式コンデンサは、NC機の作動を妨害するおそれがあるため、手動操作されている。もし、自動操作できれば、無効電力 (kVar) の値をさらに減らすことができる。コンデンサの自動開閉が NC 機の作動に影響を与える原因には次の2つが考えられる。

- a) コンデンサの投入時に異常電圧が発生し、NC機の誤動作を招く場合
- b) NC機の操作回路が雑音又は電圧変化の影響を受け易い場合

それぞれの対策は次のとおりである。

a) の対策としてはコンデンサの kVar の6%に相当するリアクトルを直列に接続する。これによって、回路の高調波の影響を防ぐとともに、コンデンサ投入時の突入電流ならびに開放時の異常電圧を抑制することができる。一般的には Figure 5-9-13 のような結線となる。

工場の負荷状態を見ると、電動機容量に比して負荷が軽く、力率が低い。このような場合には、コンデンサを負荷の末端の電動機の手元スイッチに取り付けた方が、電圧降下も、線路損失も少なくなる。

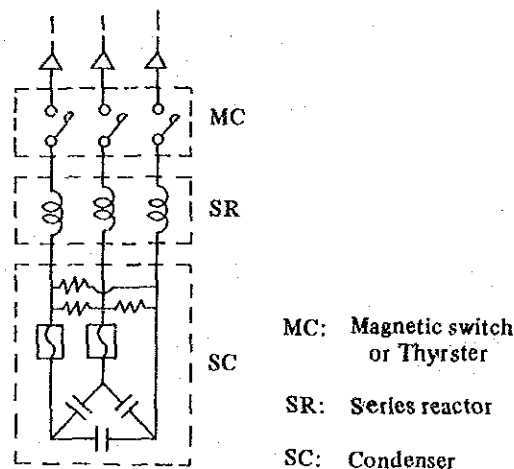


Figure 5-9-13 Connection of Condenser

次に原因 b) について検討する。

NC機と同一配線の自動旋盤N021を繰返し起動しても (電源電圧低下約12V) NC機は停止しなかった。しかし、同一配線のコンデンサ30 kVar を OFFした時はNC機が停止した (電源電圧約30V上昇)。この時の電圧変動状況は Figure 5-9-14の如くで、同程度の電圧変動が何回もあるのにその都度は停止していない。これらを総合するとNC

機が停止するのは、コンデンサ開閉などによる波形の乱れや雑音によるもので、電圧変動によるものではないと考えられる。よって次の対策が考えられる。

- ① 電源等他からの雑音を防止する回路をNC機の操作回路に取付けることも有効である。
- ② 操作電源回路の接地を他と独立して完全に行い、アース電位の変動を防ぐ。

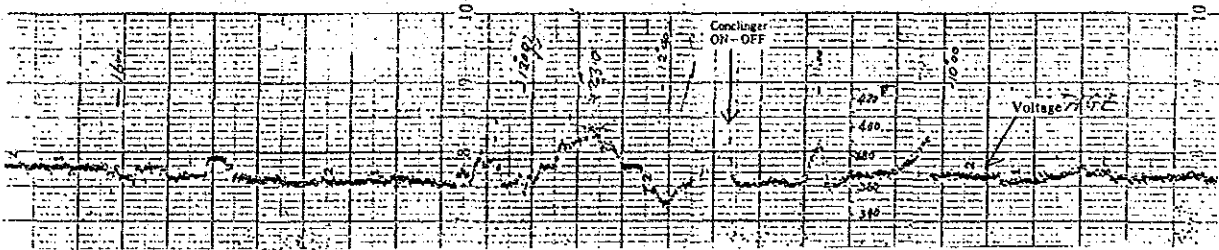


Figure 5-9-14 Variation of Source Voltage

(5) 空気圧縮機の運転法の改善

空気圧縮機は昼間は 40CV、夜間は 30CV の機械を運転し、圧力は 6 kg/cm^2 であった。ところが、空気吸込口がオイルクーラーの近くにあるため吸込み空気が 49°C と高いこと、および一部に空気漏れがあったことなどから次の対策が必要である。

- a) 吸入口はオイルクーラーからの熱風の中に置かれているので、位置をずらして室温の空気を吸入できるようにする。

空気圧縮機の所要動力は吸入状態の空気量に比例するため、標準状態で同量の空気でも高温になるほど多くの動力を必要とする。

今、吸入空気温度を 50°C から 30°C に下げれば

$$\frac{273 + 30}{273 + 50} = 0.938 \quad \text{式により}$$

6.2%の電力が節約できる。

現在の空気圧縮機の使用電力量を昼間 28.2kWh/h、夜間 11kWh/hとすると年間の電力節減量は

$$(28.2 \times 11.5 + 11 \times 12.5) \times 0.062 \times 272 \text{d/y} = 7,788 \text{ kWh/y}$$

となる。

- b) 圧縮空気の漏洩防止

3～4ヶ所で圧縮空気が漏れていた。配管の接続ヶ所の漏れが多いが、中にはバルブの破損、取扱い上のミスによると考えられるものがあった。定期的なチェックにより漏れを早期に止めるとともに、操作等についての従業員教育も必要と考えられる。

(6) 照明改善

工場の照明に白熱灯が使われていた。白熱灯は水銀灯、高圧ナトリウム灯に比して、寿命が短く、効率が1/4以下で悪い。よって、作業場は蛍光水銀灯に、倉庫などは高圧ナトリウム灯に変更するとよい。工場には約40%程度白熱灯が取付けられていたの
で、これを蛍光水銀灯に変更したと仮定すると、照明用使用電力は

$$(7 \text{ kW} \times 0.4) \times \frac{1}{4} \times 24 \text{ h/d} \times 272 \text{ d/y} = 4,570 \text{ kWh/y}$$

の節減となる。

5.9.3.5 まとめ

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次のようになる。

項 目		年間節減可能量	%
熱処理炉空気比改善	ガス	6,100 Nm ³	1.2
熱処理炉断熱強化		2,300	0.5
熱処理炉搬送具軽量化		1,400	0.3
計		9,800	2.0
空気圧縮機吸入温度低下	電力	7,800 kWh	1.0
照 明 改 善		4,600.	0.6
計		12,400	1.6

5.10. ガラス工場の調査結果

5.10. ガラス工場の調査結果

5.10.1 工場の概要

- (1) 工場名：Rayen Cura
- (2) 業種：ガラス
- (3) 工場所在地：Bandera de los Andes 6070 (Carril Nacional)
Rodeo de la Cruz-Mendoza (5525)

(4) 工場の沿革

ワイン、シャンペンびんを専門に13万本/d生産している。

40年前に設立されたが、8年前から設備近代化に着手し、溶解炉の集約、製びん機の更新、原料ヤードの整備などを行ってきた。

アルゼンティンのガラス工場12社のうちでは小規模に属するが、ワインびんの売値が安く、他工場は余裕のあるとき以外生産しないため、ワイン、シャンペンびんについては約80%のマーケットシェアを有している。

ワインの輸出が増加する傾向にあるため、一部残っている旧式設備も更新し、品質を向上し、生産能力をさらに増加させることを検討している。

現在80～90t/dの原料を溶解しているが、原料はカレット（屑ガラス）を多く（85%）使用している。

燃料は1984年から天然ガスに転換している。

(5) 従業員 175人

うち技術者 1名

(6) 調査期間

1988年11月21日～11月25日

(7) 調査員

氏名	担当
井口光雄	団長
中井昌次	ガラスプロセス
滝勇	熱管理
野崎幸雄	熱管理
中川暉雄	熱管理
杉本利夫	電気管理

INTI メンバー

Mr. Ernesto M. Leikis	団 長
Mr. Marcelo A. Silvosa	単位操作・プロセス
Mr. Jorge A. Fiora	単位操作・プロセス
Mr. Alberto Berset	熱使用設備
Mr. Anibal A. Monzon	熱使用設備・診断車運転
Mr. Miguel A. Bermejo	受配電・電気設備
Mr. Arturo D. Vergholet	受配電・電気設備
Mr. Osvaldo H. Franco	受配電・電気設備

(8) 面接者

Mr. Anibal Cucurella	工場長
Ing. Miguel A. Bosio	技術部門

(9) 生産量

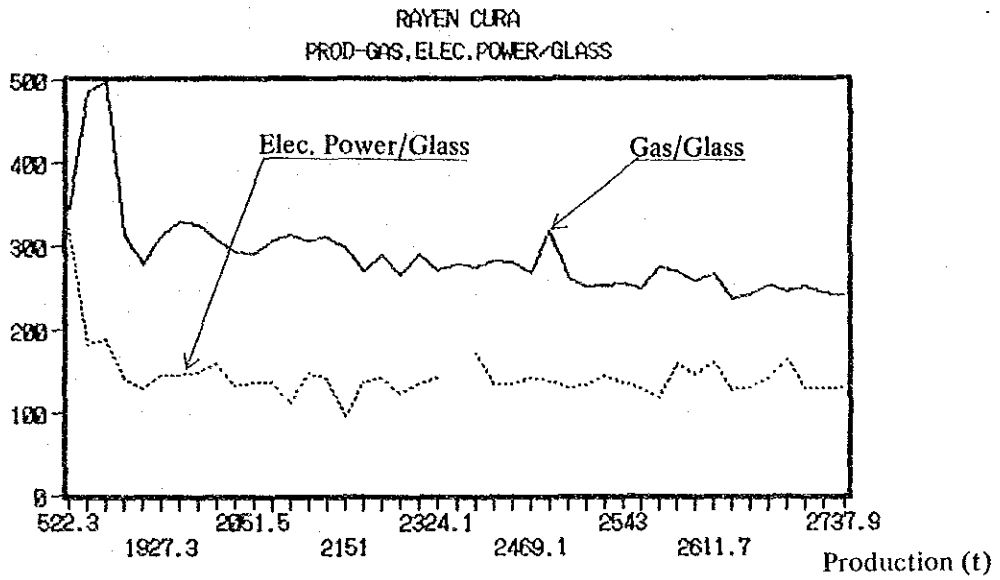
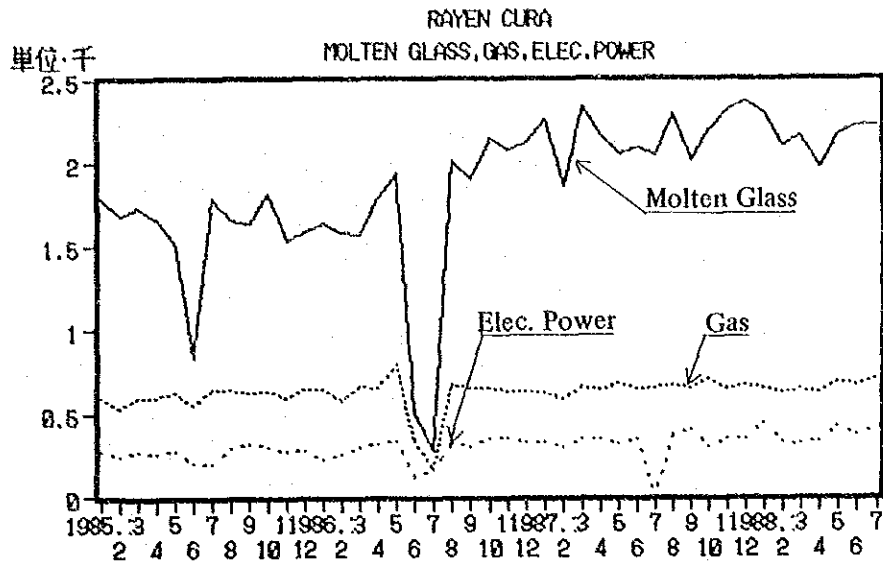
Table 5-10-1 Production

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Molten Glass (ton)			23,639	24,297	30,346
Bottles (million)	30.9	42.9	38.5	39.1	47.3

(10) エネルギー使用量

Table 5-10-2 Energy Consumption

Year	1983	1984	1985	1986	1987
Natural Gas 1000m ³	0	300	7,310	7,090	7,886
Oil kl	4,500	5,700	0	0	0
Elect. Power Mwh	2,300	3,470	3,258	3,480	4,189
Energy/Molten Glass					
Natural Gas m ³ /t			309.2	291.8	259.9
Power kwh/t			137.8	143.2	138.0



Electric Power unit price	0.04 U\$\$/kWh
Natural Gas unit price	0.06 U\$\$/Nm ³

(10) 工場配置図

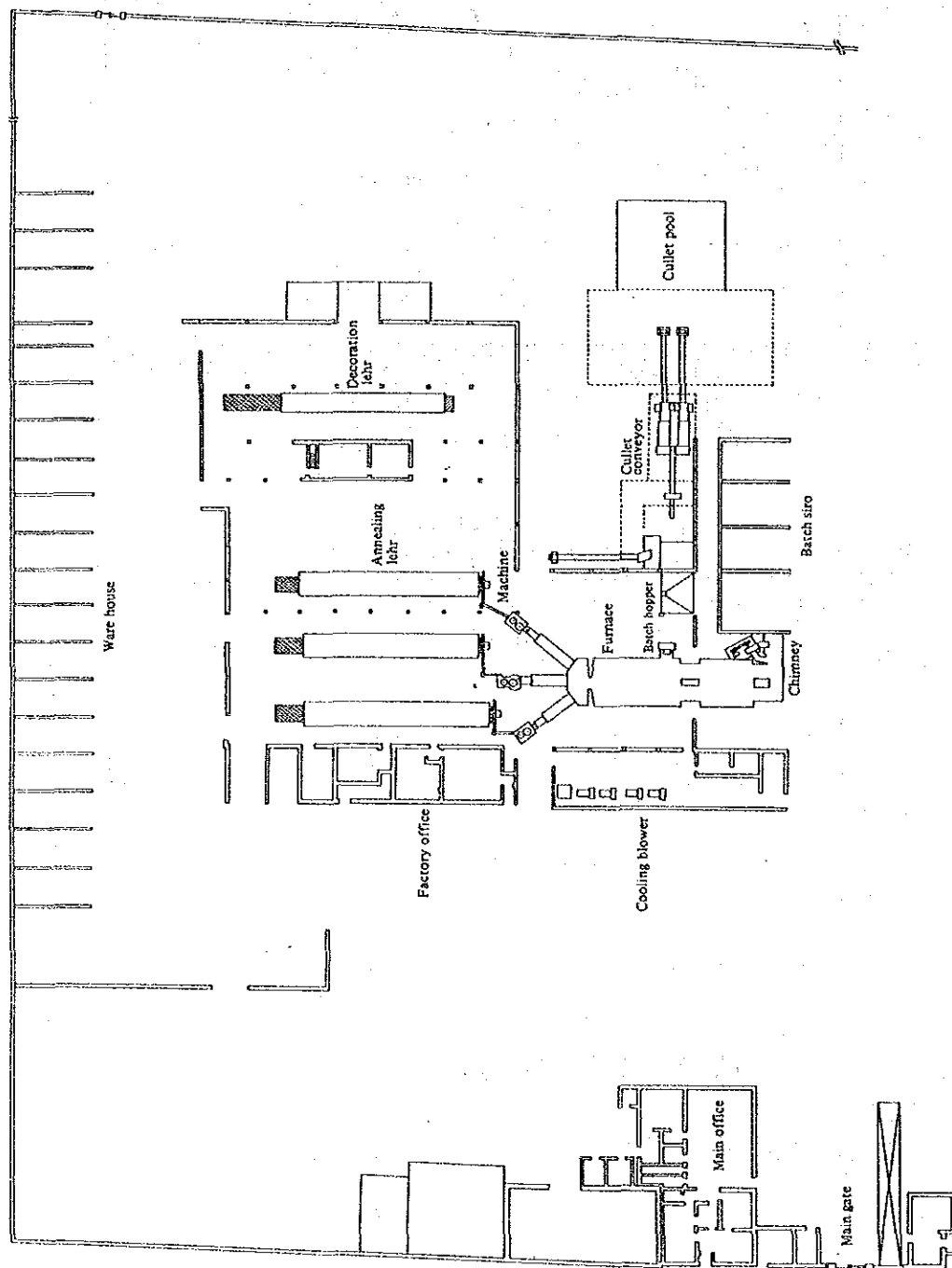


Figure 5-10-3 Factory Layout

(12) 製造工程

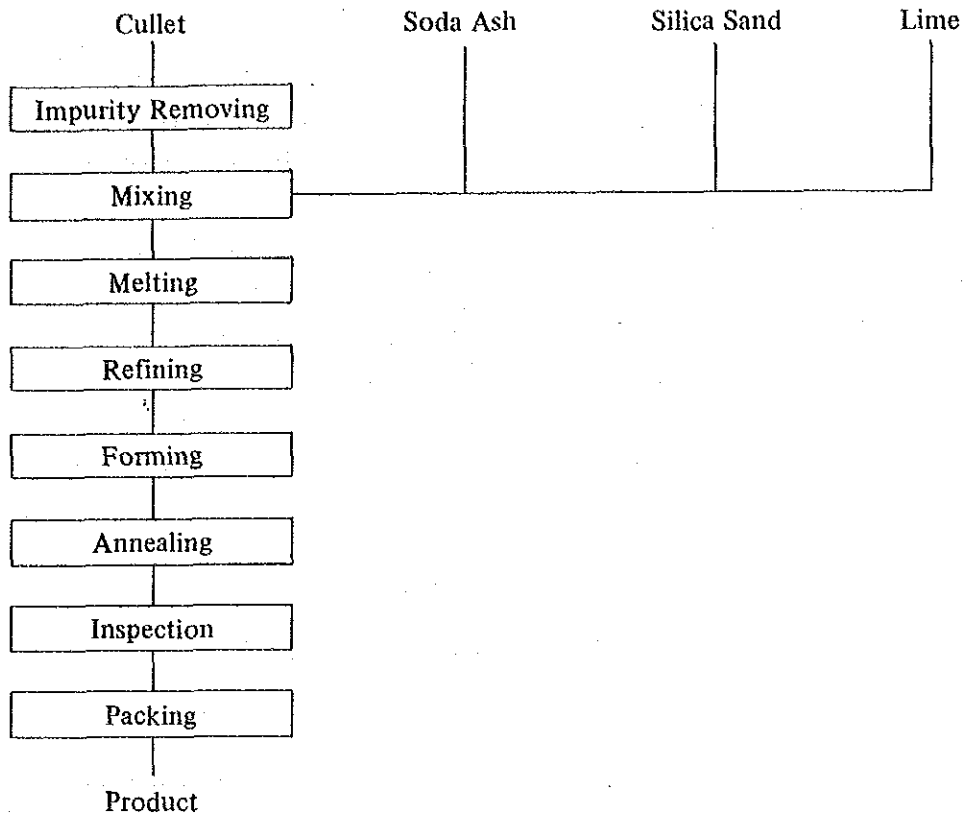


Figure 5-10-4 Production Process

(13) 電力單線結線圖

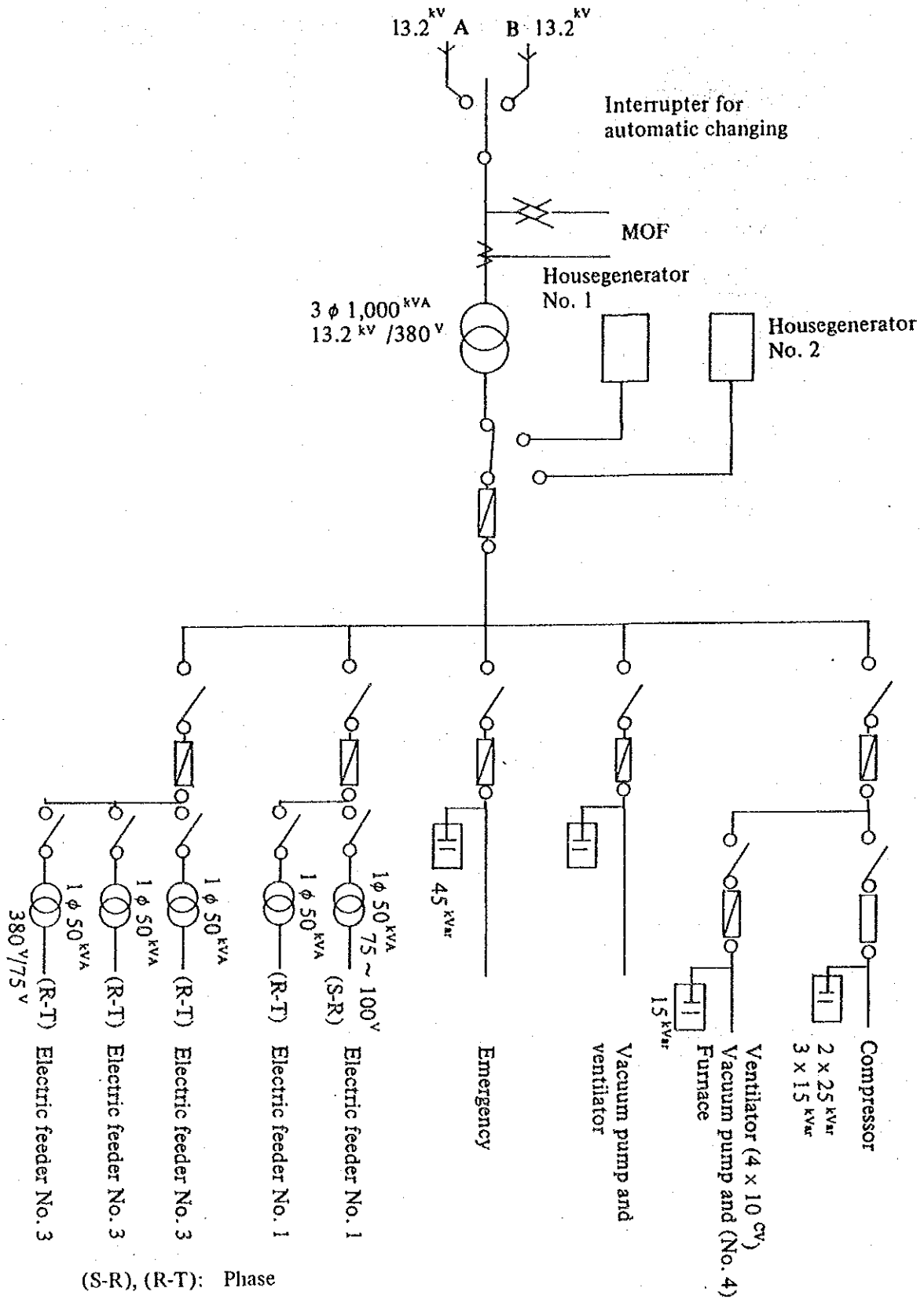


Figure 5-10-5 One Line Diagram

(14) 主要設備の概要

Table 5-10-3 Major Equipment

Name	Number	Specification
Batch Mixer	1	Magnet, Metal Detector
Tank Furnace	1	End Port, 5 x 9 m
Regenerator	1	
Forehearth	3	Electric Forehearth (2) Gas Forehearth (1)
Forming Machine	3	Roirant (2) 50 bottles/min O'Neil (1) 20 bottles/min
Annealing Lehr	3	Net 1.8 m(w) x 22.4 m(l)
Compressor	5	50 Hp (3), 90 Hp (1), 75 Hp (1)
Vacuum Pump	4	50 Hp (4)
Blower	10	10 Hp (4), 20 Hp (2), 25 Hp (1) 31 Hp (1), 100 Hp (2)

(15) 工場稼働時間

$$24 \text{ h/d} \times 365 \text{ d/y} = 8,760 \text{ h/y}$$

5.10.2 エネルギー管理の状況

(1) 省エネルギー目標の設定

ガラス工業は高熱を要し、コストに占めるエネルギー費の割合が20%前後と多いため、工場長や管理者のエネルギーに対する関心は深い。また、現状は国際的な水準からみて不十分であるという認識を持っている。

しかし、いつまでに、どれだけ原単位を改善するという具体的な目標は設定されていない。工場長以下従業員全体参加の省エネルギーを進めるためには、進むべき方向が従業員に明確に示されていることが第一段階として必要である。

省エネルギーは設備改造と運転改善の両面から進められる。

設備面では、当工場はワインびんの需要増に対応して、生産能力増ならびに品質向上をはからなければならないという命題を抱えている。省エネルギー対策としては熔融炉の断熱が大きな要素であるが、調達可能な資金量を勘案し、能力増強、品質改善と調和のとれた長期的な設備計画ならびに省エネルギー目標を明かにしておくべきである。

一方、操業管理の強化によって図られる省エネルギーについては、従業員の協力を期待するところが大きく、目標値を設定し、正しい作業法を教育し、実績に応じて表彰するなどインセンティブを与えることにより効果的な推進を計る。当工場では毎日不良率を調査し、原因別統計を作成し、不良率に応じてBonus, Peanalty制度を設けている。歩留の向上は省エネルギーに対する効果も大きいので、この制度の一層の活用が望ましい。

(2) エネルギー消費量の把握

設備や操業の改善を図るには、生産、品質、エネルギー等のデータを整備し、工場の実態を正確に把握することが欠くべからざる条件である。操業条件と生産、品質、エネルギー消費量との関係を明らかに出来るデータが無ければ、どこに着目し、どの様に改善するかという計画を立てることが出来ない。これらの値に変化があった時や計画値あるいは設計値と実績に差を生じたときに、その原因を調査すれば改善の手がかりをつかむことが出来よう。

当工場が電力について毎日、ガスについては月1回消費量を記録し、毎月原単位を計算して、エネルギー消費の推移を監視しているのは良いことである。しかし、ガスについてはガス会社の請求伝票に基づき日数補正をして消費量としているので、必ずしも生産量と対応した値になっていない。また、月1回の記録のみではかりに異常な値を示したとしても、既に事後であり原因の調査をすることも出来ないし、適時に処理を取ることもできない。原材料やエネルギー消費量、温度等の操業条件、製品の品質や歩留を記録した日報を作成し、解析用の資料とすることによりきめ細かい管理が可能になる。

このためには、溶解炉、徐冷炉のような主要設備については、運転員にもエネルギー消費状況が分かるようガス流量の現場計器を設備することが望ましい。このような計器が設置されただけで自動的に節約行動が起こされることがある。

(3) 従業員の教育、訓練

従業員に改善の意欲があっても、どうすればよいかの知識が無いと改善に踏み出すことが出来ない。そのため、研修等を利用して従業員の教育を進めることが大切である。

当工場の技術者は1名のみであるが、十分な技術知識を有しており、工場内の従業員教育の講師の役を果たすことが出来よう。

新しい技術情報の入手については、機械や炉材のメーカーによる講演会がたまにあるだけで、業界の技術誌や研修会はないとのことである。INTI等の公的機関による指導や情報提供が望まれる。

ガラス工場は装置産業であり、個々の従業員の技能に頼る部分は少ないが、作業標準に従って安定した運転をすることが大切であり、後述する徐冷炉内のびんの破損のように、現場の従業員が問題意識をもって作業状況を観察すれば容易に解決できるような部分もある。従業員が単なる機械代わりの労働力提供に留まらず、問題解決に取り組むようになると著しい戦力となることが期待できる。

当工場のように連続操業している場合は研修にまとまった時間が割けないので、身近な問題に項目を絞り、解決策を検討するような形の研修も効果があろう。

また、熔融ガラスの温度測定や製品びんの検査のように、個人差を減らす必要のある事項については定期的な訓練の実施が必要である。

(4) 設備管理

当工場の設備管理は概ね良好と見受けられた。機械類の手入れ、掃除、図面の管理も良好であった。ガラス工場では固定的な放熱損失が大きいので、できるだけ稼働率を高めるのがエネルギー原単位、ひいてはコストの低減に役立つ。

5.10.3 エネルギー使用上の問題点と対策

5.10.3.1 ガラス溶解炉

(1) 熱収支

A) 熱収支計算範囲

溶解炉ならびに蓄熱室を範囲とし、フォアハースを除く。

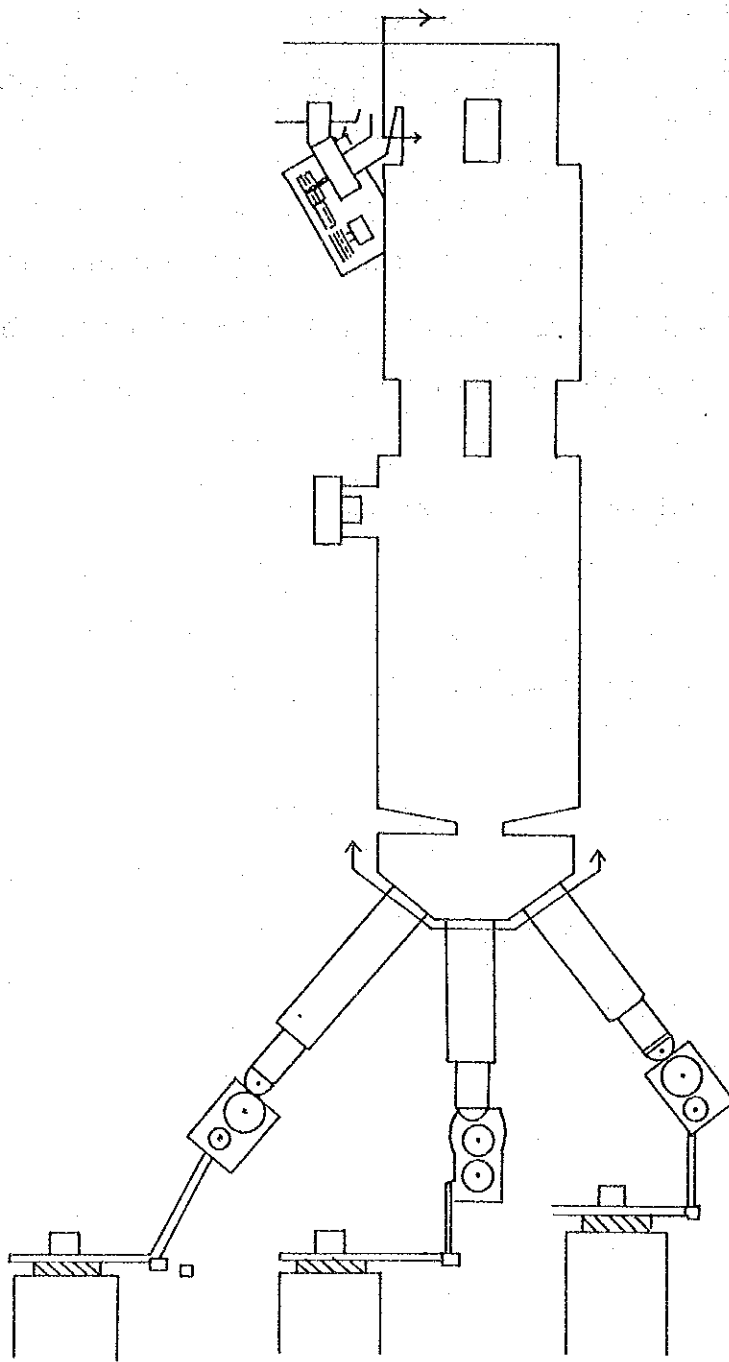


Figure 5-10-6 Scope of Heat Balance Calculation

B) 計算基礎

基準温度を20℃とする。

a. 燃焼関係

Table 5-10-4 Combustion

	Left combustion	Right combustion
Fuel gas Consumption Temperature	712.13 Nm ³ /h 32.7°C	718.15 Nm ³ /h 28.7°C
Exhaust gas Average composition O ₂ CO ₂ Temperature	(Upper part of right regenerator) 4.05% 9.91% 1,210°C	(Upper part of left regenerator) 5.11% 9.86% 1,197°C
Temperature of combustion air	(Upper part of left regenerator) 1,089°C	(Upper part of right regenerator) 1,118°C
Lower flue exhaust gas Average composition O ₂ CO ₂ Temperature Gas flow velocity Flue cross section	 11.96% 4.99% 452°C 3.40 m/s 1.591 m ²	 9.80% 6.39% 489°C 2.69 m/s 1.591 m ²

b. 理論燃焼用空気量

$$A_0 = 100/21 (2 CH_4 + 7/2 C_2H_6 + 5 C_3H_8 + 13/2 C_4H_{10} + 8 C_5H_{12} + 19/2 C_6H_{14})$$

$$= 9.8355 \quad [Nm^3/Nm^3-Fuel]$$

c. 理論燃焼排ガス量

$$G_0 = (3 CH_4 + 5 C_2H_6 + 7 C_3H_8 + 9 C_4H_{10} + 11 C_5H_{12} + 13 C_6H_{14} + N_2 + CO_2 + 79/100$$

$$A_0)$$

$$= 10.8740 \quad [Nm^3/Nm^3-Fuel]$$

d. 排ガス組成

F : 燃料使用量

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (\text{CH}_4 + 2 \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \text{C}_3\text{H}_8 + 4 \text{C}_4\text{H}_{10} + 5 \text{C}_5\text{H}_{12} + 6 \text{C}_6\text{H}_{14} + \text{CO}_2) \times F + 52.8 \\ &= 1.0688 \times F + 52.8 \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{O} &= (2 \text{CH}_4 + 3 \text{C}_2\text{H}_6 + 4 \text{C}_3\text{H}_8 + 5 \text{C}_4\text{H}_{10} + 6 \text{C}_5\text{H}_{12} + 7 \text{C}_6\text{H}_{14}) \times F + 33.1 \\ &= 2.0269 \times F + 33.1 \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \end{aligned}$$

$$\text{N}_2 = (\text{N}_2) \times F + 79/100 \times A_0 \times F \quad [\text{Nm}^3/\text{h}]$$

$$\text{SO}_2 = 0.71 \quad [\text{Nm}^3/\text{h}]$$

e. 空気量 (蓄熱室通過空気 + バーナ吹き込み空気 + 洩れ込み空気)

$$A = mA_0$$

f. 排ガス量 (燃焼排ガス量 + 分解生成ガス量)

$$G = G_0 + (A - A_0) + 86.6 \quad \text{①}$$

$$\text{O}_2\% / 100 = 0.21 \times (A - A_0) / (G - \text{水蒸気}) \quad \text{②}$$

①, ②式より G : 排ガス量, A : 空気量を求める。

g. ガラス取り出し量

Table 5-10-5 Quantity of Glass Taken Out

Forming machine No.	Glass temperature °C	Product weight g	Forming speed (bottles/min)	Quantity of glass taken out kg/h
1	1,183	545	45.4	1,486
2		520	19.6	612
3		890	31.7	1,693
Total	1,183			3,791

h. 原料投入量 (溶解量)

Table 5-10-6 Quantity of Material (Molten Amount)

	Quantity of material charged kg/h	Glass made kg/h	
Raw material			
Silica sand	407		
Soda ash	142		
Lime	102		
Gypsum	10		
Sodium nitrate	24		
Chromite	11		
Subtotal	696	569	
Cullet	3,222	3,222	Percentage of cullet 85%
Water	21	0	Batch water content 3%
Total	3,939	3,791	

i. 原料より発生するガス量

ソーダ灰 $\text{Na}_2\text{CO}_3 \rightarrow \text{Na}_2\text{O} + \text{CO}_2 \uparrow$ CO_2 $22.4 \times 1/106 = 0.211$ [Nm^3/kg]

石灰 $\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2 \uparrow$ CO_2 $22.4 \times 1/100 = 0.224$ [Nm^3/kg]

石膏 $\text{CaSO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CaO} + \text{SO}_3 \uparrow + 10\text{H}_2\text{O} \uparrow$

SO_3 $22.4 \times 1/316 = 0.071$ [Nm^3/kg]

H_2O $22.4 \times 10/316 = 0.709$ [Nm^3/kg]

CO_2 $0.211 \times 142 + 0.224 \times 102 = 52.8$ [Nm^3/h]

SO_3 $0.071 \times 10 = 0.71$ [Nm^3/h]

H_2O $0.709 \times 10 + 22.4/18 \times 20.88 = 33.1$ [Nm^3/h]

j. ガラス化反応熱

25kcal/kg-投入量 (カレット85%を含むガラス)

k. ガラスの比熱

0.29kcal/(kg °C)

1. 冷却水

入口温度 32.4°C

出口温度 51.3℃

冷却水量 810 m³/h

C) 排ガス量, 空気量の計算

a. 蓄熱室上部での排ガス量

B)-f項 ①, ②式から求める。A₀=9.8355, G₀=10.8740

① 左燃焼時

F=712.13, O₂%=4.05 から G=9,348, A=8,522 [Nm³/h]

② 右燃焼時

F=718.15, O₂%=5.11 から G=9,956, A=9,124 [Nm³/h]

b. 煙道での排ガス量

a. と同様にして求める。

① 左燃焼時

F=712.13, O₂%=11.96 から G=16,236, A=15,410 [Nm³/h]

② 右燃焼時

F=718.15, O₂%=9.80 から G=13,502, A=12,670 [Nm³/h]

c. 排ガス組成

Table 5-10-7 Composition of Exhaust Gas

	Upper part of right regenerator		Upper part of left regenerator		Right flue		Left flue	
	Nm ³ /h	%	Nm ³ /h	%	Nm ³ /h	%	Nm ³ /h	%
O ₂	319	3.41	433	4.34	1,765	10.87	1,177	8.71
N ₂	6,739	72.08	7,213	72.45	12,180	75.01	10,015	74.17
H ₂ O	1,477	15.79	1,489	14.95	1,477	9.09	1,489	11.02
CO ₂	814	8.70	820	8.23	814	5.01	820	6.07
SO ₃	1	0.01	1	0.01	1	0.01	1	0.01
Exhaust gas	9,348		9,956		16,236		13,502	
Air	9,124		8,522					

d. 排ガスのエンタルピー

① 蓄熱室上部

Table 5-10-8 Enthalpy of Exhaust Gas (Upper Part of Regenerator)

	1,360°C	1,347°C	20°C	Right exhaust gas	Left exhaust gas
O ₂	0.363 × 1,360	0.363 × 1,347	0.313 × 20	447.42 × 0.0341	482.70 × 0.0434
N ₂	0.344 × 1,360	0.343 × 1,347	0.311 × 20	461.62 × 0.7208	455.80 × 0.7245
H ₂ O	0.415 × 1,360	0.414 × 1,347	0.342 × 20	557.56 × 0.1579	550.82 × 0.1495
CO ₂	0.557 × 1,360	0.556 × 1,347	0.392 × 20	749.68 × 0.0870	741.09 × 0.0823
Total				502.618	494.516

Note: The exhaust gas from the upper part of the regenerator was about 1,200°C, which is too low compared with the temperature of the glass of 1,530°C in the furnace. The thermometer was not long enough to reach the center of gas flow, possibly preventing accurate measurement of the actual gas temperature. Therefore, 150°C was added to the measured value to match actual measurements example in Japan.

② 煙道

Table 5-10-9 Enthalpy of Exhaust Gas (Flue)

	452°C	489°C	20°C	Right exhaust gas	Left exhaust gas
O ₂	0.332 × 452	0.334 × 489	0.313 × 20	143.80 × 0.1087	157.07 × 0.0871
N ₂	0.318 × 452	0.319 × 489	0.311 × 20	137.52 × 0.7501	149.77 × 0.7417
H ₂ O	0.360 × 452	0.362 × 489	0.342 × 20	155.88 × 0.0909	170.17 × 0.1102
CO ₂	0.473 × 452	0.478 × 489	0.392 × 20	205.96 × 0.0501	225.90 × 0.0607
Total				143.27	157.23

D) 熱収支表

a. 入熱

① 燃料の顕熱

Table 5-10-10 Sensible Heat of Fuel

Constituent	Gas composition %	Specific heat at constant pressure		
		20°C	40.8°C	34.6°C
CH ₄	91.98	0.375	0.381	0.379
C ₂ H ₆	4.13	0.465	0.473	0.471
C ₃ H ₈	0.82	0.726	0.746	0.740
C ₄ H ₁₀	0.37	0.911	0.936	0.930
C ₅ H ₁₂	0.12	1.315	1.363	1.351
C ₆ H ₁₄	0.07	1.574	1.639	1.616
N ₂	0.83	0.311	0.311	0.311
CO ₂	1.68	0.392	0.397	0.396
Total, average Entahlpy	100.00	0.385 7.70	0.392 15.99	0.390 13.49

左燃焼時 $(15.99 - 7.70) \times 712.13 = 5,904$

右燃焼時 $(13.49 - 7.70) \times 718.15 = 4,158$

平均 $5,031$ [kcal/h]

② 燃料の燃焼熱

左燃焼時 $9,837 \times 712.13 = 7,005,223$

右燃焼時 $9,837 \times 718.15 = 7,064,442$

平均 $7,034,800$ [kcal/h]

③ 燃焼用空気の顯熱

左燃焼時

空気温度 $1,089^\circ\text{C}$

空気量 $8,522 - 1,600 = 6,922$ [Nm³/h] (注)

顯熱 $(0.341 \times 1089 - 0.311 \times 20) \times 6922 = 2,527,000$ [kcal/h]

右燃焼時

空気温度 1118°C

空気量 $9,124 - 1,600 = 7,524$ [Nm³/h] (注)

顯熱 $(0.341 \times 1,118 - 0.311 \times 20) \times 7,524 = 2,821,000$ [kcal/h]

平均 $2,674,000$ [kcal/h]

(ii) 蓄熱室を通して来る燃焼用空気量は排ガス中の O₂ % から求めた燃焼用空気量よりバーナ部，覗き窓での吸い込み空気，窯冷却用空気等の炉内への侵入空気を差し引いた量である。バーナ部より侵入している空気量は(2)項で計算され約800Nm³/hとしたが，冷却空気と覗き窓よりの空気量は計算できないので全部で1,600Nm³/hの侵入があるとした。

b. 出熱

① ガラスの持ち去る熱量

$$3,791 \times 0.29 \times (1,183 - 20) = 1,278,591 \quad [\text{kcal/h}]$$

② バッチの反応熱

$$3,791 \times 25 = 94,775 \quad [\text{kcal/h}]$$

③ バッチ水分の蒸発潜熱

$$21 \times 539 = 11,319 \quad [\text{kcal/h}]$$

④ バッチチャージャー冷却水の持ち去る熱量

$$(51.3 - 32.4) \times 810 = 15,000 \quad [\text{kcal/h}]$$

⑤ 燃焼排ガスの持ち去る熱量

Table 5-10-11 Heat Taken Away by Exhaust Gas

	Left combustion	Right combustion	Average
Upper part of regenerator			
Gas temperature [°C]	1,360	1,347	
Enthalpy [kcal/Nm ³]	502.618	494.516	
Quantity of gas [Nm ³ /h]	9,348	9,956	
Heat [kcal/h]	4,699,000	4,923,000	4,811,000
Stack			
Gas temperature [°C]	452	489	
Enthalpy [kcal/Nm ³]	143.27	157.23	
Quantity of gas [Nm ³ /h]	16,236	13,502	
Heat [kcal/h]	2,326,000	2,123,000	2,225,000

⑥ 炉壁損失

溶解室 1,513,400 [kcal/h]

作業室 182,300 [kcal/h]

スロート，ブリジカバー 22,400 [kcal/h]

ポート	347,300	[kcal/h]
蓄熱室	740,800	[kcal/h]
合計	2,806,200	[kcal/h]

炉壁よりの放熱量は次の式に外表面温度の測定値を代入し求めた。

$$\text{放射伝熱係数 } hr = 4.88 \phi \left[\left(\frac{273 + t_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_a}{100} \right)^4 \right] / (t_o - t_a)$$

$$\text{自然対流伝熱係数 } hc = K \sqrt{(t_o - t_a)}$$

$$\text{単位面積放熱量} = (hc + hr) \times (t_o - t_a) \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

t_o : 外表面温度

t_a : 外気温度 $t_a = 40$

ϕ : 放射率 $\phi = 0.8$

K : 係数 水平上向面 $K = 2.8$

水平下向面 $K = 1.5$

垂直面 $K = 2.2$

Table 5-10-12 Heat Loss from Wall Surface (Kcal/h)

Measuring points			Average heat release per unit area	Surface temp. (°C)	Surface area (m ²)	Heat loss (kcal/h)
Bottom	Melter	Under	3,690	248	51.25	188,900
		Side	1,960	164	10.95	21,400
	Throat	Under	3,180	230	0.32	1,000
		Side	3,380	220	1.48	5,000
	Refiner	Under	2,670	210	9.88	26,400
		Side	1,640	149	6.71	11,000
Crown	Melter		12,340	405	63.50	783,700
	Refiner		10,690	378	5.81	62,100
Side-wall	Melter	Wall	6,540	310	27.41	179,300
		Doghhouse	5,130	274	2.95	15,100
	Refiner		4,950	269	10.28	50,900
Throat			7,370	329	1.48	10,900
Breast-wall	Melter		8,600	356	23.76	204,300
	Refiner		4,980	270	5.63	28,100
Doghhouse	Upper structure		1,870	150	0.38	700
Tuck stone	Melter		4,560	276	5.28	24,100
	Refiner		2,920	220	1.31	3,800
Back-wall	Wall		10,210	385	6.41	65,500
	Upper		9,150	350	3.32	30,400
Bridge cover			2,140	187	2.56	5,500
Port	Crown		11,960	399	10.42	124,600
	Skew, side wall		11,940	414	15.28	182,400
	Bottom		3,180	230	9.74	31,000
	Burner block		13,510	438	0.69	9,300
Regenerator	Side	Upper	5,890	294	33.14	195,200
		Middle	2,090	170	62.93	131,800
		Lower	760	101	62.93	48,000
	Under rider arch		250	64	49.53	12,200
	Crown		11,900	398	29.72	353,600

Table 5-10-13 Heat Balance

(Heat input)

	Item	10 ³ kcal/h	Ratio/heat input by fuel alone (%)	Ratio/total heat input (%)
1	Combustion heat of gas	7,034.8	99.93	72.42
2	Sensible heat of gas	5.0	0.07	0.05
	Sub-total	7,039.8	100.00	72.47
3	Heat of combustion air	2,674.0	37.98	27.53
	Total heat input	9,713.8	137.98	100.00

(Heat output)

	Item	10 ³ kcal/h	Ratio/heat input by fuel alone (%)	Ratio/total heat input (%)	
1	Heat taken out by glass	1,278.9	18.17	13.17	
2	Heat loss in exhaust gas (from flue)	4,811.0 (2,225.0)	68.34 (31.61)	49.53 (32.54)	
3	Heat loss from wall				
	Bottom	Melter throat refiner	210.3 6.0 37.4	2.99 0.09 0.53	2.16 0.06 0.39
	Crown	Melter refiner	783.7 62.1	11.13 0.88	8.07 0.64
	Sidewall	Melter refiner	194.4 50.9	2.76 0.72	2.00 0.52
	Throat		10.9	0.15	0.11
	Breast wall	Melter refiner	204.3 28.1	2.90 0.40	2.10 0.29
	Doghouse upper structure		0.7	0.01	0.01
	Tuck stone	Melter	24.1 3.8	0.34 0.05	0.25 0.04

Item		10 ³ kcal/h	Ratio/heat input by fuel alone (%)	Ratio/total heat input (%)	
Port	Back wall	95.9	1.36	0.99	
	Bridge cover	5.5	0.08	0.06	
	Crown	124.6	1.77	1.28	
	Skew, side wall	182.4	2.59	1.88	
	Bottom	31.0	0.44	0.32	
	Burner block	9.3	0.13	0.10	
	Regenerator	Upper	195.2	2.77	2.01
		Middle	131.8	1.87	1.36
		Lower	60.2	0.86	0.62
		Crown	353.6	5.02	3.64
Heat loss sub total		2,806.2	39.86	28.89	
4	Batch moisture evaporation heat	11.3	0.16	0.12	
5	Heat of batch reaction	94.8	1.35	0.98	
6	Heat taken out by cooling water	15.0	0.21	0.15	
7	Unknown	696.6	9.90	7.17	
Total heat output		9,713.8	137.98	100.00	

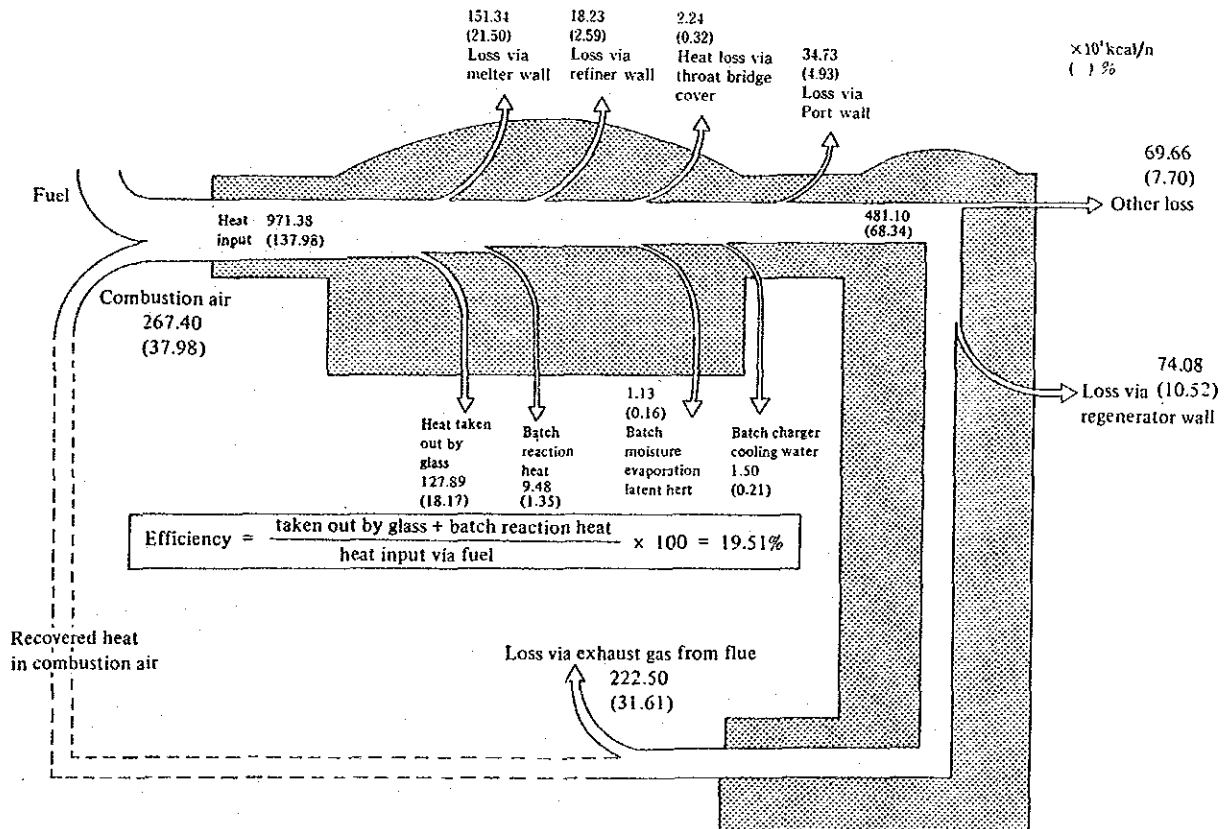


Figure 5--10--7 Heat Balance Chart for Glass Melting Furnace

E) 熱収支表の評価

a. 熱収支表のまとめ

Table 5-10-14 Summary of the Heat Balance Table

		A	B	Rayen cura
Heat efficiency	%	34.1	35.3	19.52
Heat loss from furnace surface	%	24.68	18.87	39.86
Exhaust gas loss	%	29.03	25.10	31.61
O ₂ % in upper part of regenerator	%	0.8 ~ 0.7	5.75 ~ 6.40	4.05 ~ 5.11
Furnace operating conditions	Fuel consumption 10 ⁴ kcal/t	110.5	104.2	185.5
	Cullet %	54.1	70.4	85.0
Load	ft ² /t	6.08	5.31	5.14
	t/m ²	1.77	2.03	2.09

Note: "A" and "B" in the above table refer to end-port furnace now in operation in Japan.

b. 炉壁損失

当工場の炉壁損失5,400 kcal/m²・hは最近の日本の窯における1,200~1,500 kcal/m²・hと比較すると4倍以上であり、非常に多い。(3)項で推奨する断熱を行うことにより、約3,400 kcal/m²・hまで低減することができる。

c. 排ガス損失

排ガス損失もやや多い。当工場のチェッカーボリューム 57.89m³では
Checker Volume/Melting Area=4.37 (CU. FT/SQ. FT)
であり、最近の実績5~8に比して少ない。

また、チェッカー有効伝熱面積を計算すると単位容積当り12.992m²/m³、全有効伝熱面積725m²となる。この値は日本での同じ程度の大きさの窯の値1200~1300m²と比較すると少なすぎる。

チェッカー煉瓦の積み方を変えるか、チェッカーボリュームの増加が必要である。

例えば煉瓦を Cruciform かチムニータイプに変えることによって有効伝熱面積を15m²/m³にすれば、蓄熱室の大きさを変えないでも全有効伝熱面積を870m²に増加することができる。

蓄熱室の底面積を広げるのはコストがかかるので、次回の窯修理の際にはライダーアーチを下げることに、ポートボトムを10°付けて蓄熱室天井を上げる事によって、チェッカーボリュームを増加させることを推奨する。

d. 原単位

現在日本の自動製瓶工場の平均溶解原単位は約 $120\sim 130\times 10^4\text{kcal/t}$ であり、新鋭の工場では $100\times 10^4\text{kcal/t}$ 以下の窯もある。当工場の $185.5\times 10^4\text{kcal/t}$ という値は日本の15年前の値であり悪過ぎる。最大の原因は炉壁よりの放熱が多いことであり、(3)項の断熱を行えば $146\times 10^4\text{kcal/t}$ 位には改善されよう。日本での実績によれば放熱減少量の1.5倍の燃料が節約できている。

$$\begin{array}{l} \text{放熱量の減少による燃料節減} \quad 100.9\times 10^4\times 1.5=151\times 10^4 \quad \text{kcal/h} \\ \text{期待原単位} \quad (703-151)/3.791=145.6\times 10^4 \quad \text{kcal/t} \end{array}$$

(2) 燃焼用空気比の改善,冷空気吸い込みの防止

A) 空気比の改善

蓄熱室上部での排ガス酸素濃度は4.1~5.1%, 空気比で1.22~1.29の値にあり特に多い値ではない。当工場は排ガス酸素濃度の測定を行っていないが、ガルバニ電池式のポータブル O_2 計を購入し、日常管理に使用して酸素濃度を2.0~3.0%に管理するとよい。酸素濃度を4%から2%に減少することによって日本での実績によれば $5\times 10^4\text{kcal/t}$ の原単位向上が期待できる。

さらに将来はジルコニア式 O_2 センサーを蓄熱室上部又は下部煙道に設置し、常時排ガス中の酸素濃度を管理することが望ましい。

B) 適正炉圧の維持

ガラス溶解窯では冷空気が直接溶解室に侵入するのを極力防ぎ、蓄熱室を通った予熱空気を最大限に利用することが省エネルギーの大切な要素の一つである。

当工場の溶解室の炉圧は -0.8mmAq であった。冷空気吸い込みの防止の為に炉圧は必ず正圧にする必要がある。通常この測定口(シャドーウォール近くのガラス面より350mm上)では $+0.8\text{mmAq}$ 程度の炉圧が最も良いとされている。

将来は適正炉圧を維持する為、炉圧を計測し煙道ダンパーを自動制御するようになる方がよい。

C) 開口部の閉鎖

溶解室の覗窓が解放されたままであった。冷空気の侵入を防ぐため、必要なとき以外は閉鎖するようにならなければならない。Figure 5-10-8に、覗窓の煉瓦及びプラグの例を示す。

また、バーナタイルとバーナの間隔が広く、空気の吸いこみが多いので、早急

に改善の必要がある。日本での経験では、バーナとバーナタイルの間隔が30mmある場合に $3\text{ m}^3/\text{min}$ の空気侵入が計測されている。

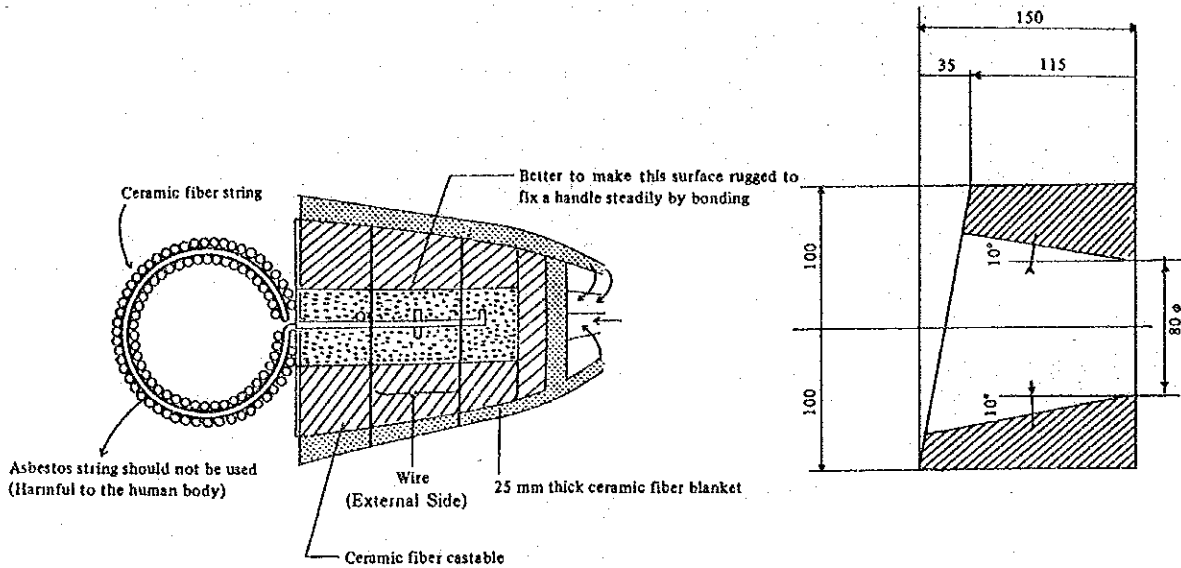


Figure 5-10-8 Sealing of Peep-Holes

D) バーナの改善

高圧ガスバーナがオイルバーナのあった位置に取り付けられているが、その構造はバーナ部で大気を吸引するタイプになっている。吸引スピードを測定したところ $10\sim 30\text{ m/s}$ であった。バーナ 3 本では約 $100\sim 300\text{ Nm}^3/\text{h}$ の冷空気が吸引されていることになる。アンダーポートで高圧ガスバーナを使用しており、フレームが長くなるのを防ぐために空気を吸い込ませていると思われるが、ガス圧を下げればフレームが短くなるので空気を吸い込ませなくても良くなる。この空気を蓄熱室からの熱空気に変えれば約 111×10^3 [kcal/h] の省エネルギーになる。

$$(0.340 \times 1,104 - 0.31 \times 20) \times 300 = 110,748 \quad [\text{kcal/h}]$$

E) ポートの設計変更

現在のポートでの燃焼用空気の流速を計算すると 5.12 m/s であり、通常エンドポート窯で必要とされる $9\sim 11\text{ m/s}$ に比べて低い。燃焼用空気の速度が遅いとガスと空気の混合不良、フレームの立ち上がり等を起こすので、適正な速度にする必要がある。ポート幅も通常溶解室幅の $70\sim 75\%$ 必要とされているが、この窯では 53% しかない。フレームの分布をよくするためには、ポートの幅を広げ、高さを低くして断面積を縮小する必要がある。また、ポートボトムを溶解室

に向かって10° 下向きにするほうがガスと空気の混合が良くなり、かつ蓄熱室の容量増加にもなる。

なおガス燃焼では油燃焼に比べてフレームの輝度が低下するので、次回の窯修理にはガイドラインで示すようにポートの構造を変え、低酸素燃焼と2次燃焼を組合せて輝炎を発生させるような設計に変更するとよい。

F) 蓄熱室での空気の吸い込み

右側蓄熱室では、 $9,348\text{Nm}^3/\text{h}$ の上部排ガス量が下部煙道では $16,236\text{Nm}^3/\text{h}$ と $6,888\text{Nm}^3/\text{h}$ も増加している。左側蓄熱室でも $9,956\text{Nm}^3/\text{h}$ から $13,502\text{Nm}^3/\text{h}$ にガス量が増加している。これは空気切り替えダンパーよりの洩れ込みによるものが大部分と考えられるが、蓄熱室内部は負圧であるので側壁よりの空気の侵入も考えられる。この場合は蓄熱室内部のチェッカー煉瓦を冷たい外気で冷却して、熱回収を悪くするとともに、燃焼用空気を冷却して熱効率を悪くしていることになる。

自然通風であり通風力には余裕があるので、空気切り替えダンパーよりの空気の吸い込みは現在のところ動力損失にはなっていないが、将来チェッカーが詰まってきたときには炉圧の維持およびブロー電力に対して問題となるであろう。

切り替えダンパーの整備を行うとともに、蓄熱室壁特に上部壁の目地塗りまたはロックウール吹き付けが必要である。

Figure 5-10-9, Figure 5-10-10に $\text{O}_2\%$ 、 $\text{CO}_2\%$ 、ガス温度及び蓄熱室上部、煙道での燃焼用空気量と排ガス量を図示した。排ガス量の計算値と測定値には大きな差が無いので測定の誤差は少ないと言える。

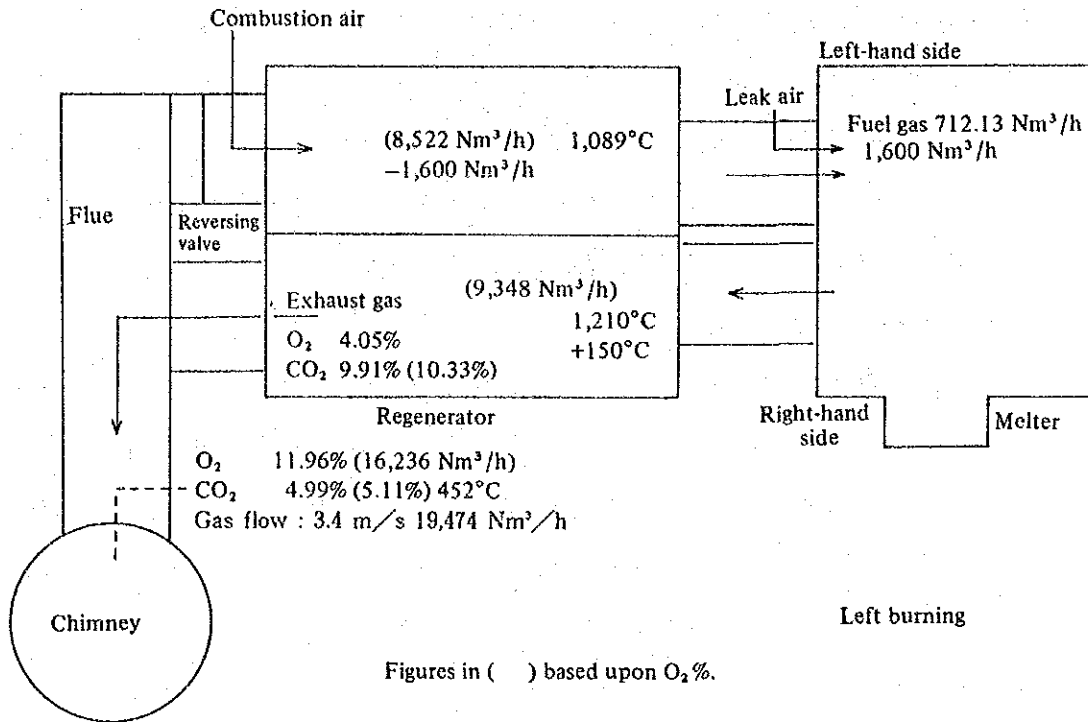


Figure 5-10-9 Combustion Air and Gas Flow Diagram (Left)

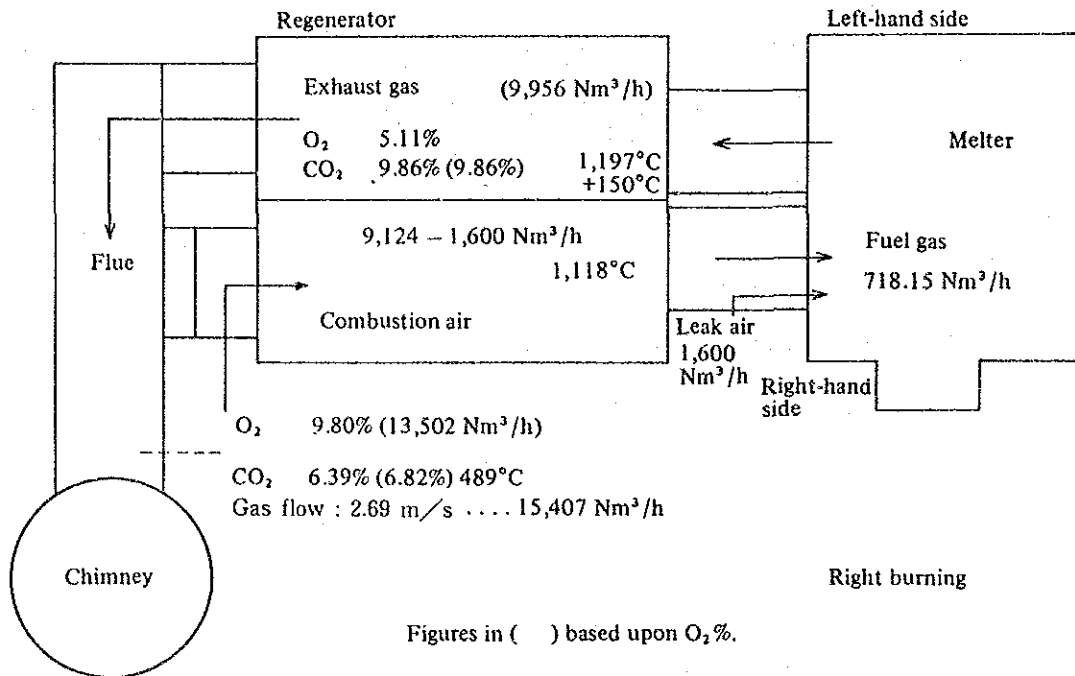


Figure 5-10-10 Combustion Air and Gas Flow Diagram (Right)

(3) 溶解室，蓄熱室の断熱

この窯は作業者の環境を良くするために必要な部分を除いて，ほとんど断熱が行われていない。根本的には次回窯修時に使用する煉瓦の材質を向上させ，省エネルギー型の窯に設計を変更すべきである。

サイドウォールは電鋳AZSのレギュラーキャスト2段積みであるため，現在の構造のままでは断熱するのが困難であるが，次の窯修時には1本ものの煉瓦にして断熱を行う必要がある。

最近の断熱構造図をガイドラインに示してあるが，1例として溶解室天井の日本での最近の断熱構造を Fig 5-10-11 に示す。使用している硅石煉瓦はフラックスファクターが0.14程度のスーパーデュリティで，厚さは±1.0mmに仕上げ研磨してある。

(注) フラックスファクター=硅石煉瓦中の $Al_2O_3\%$ + 2×アルカリ%

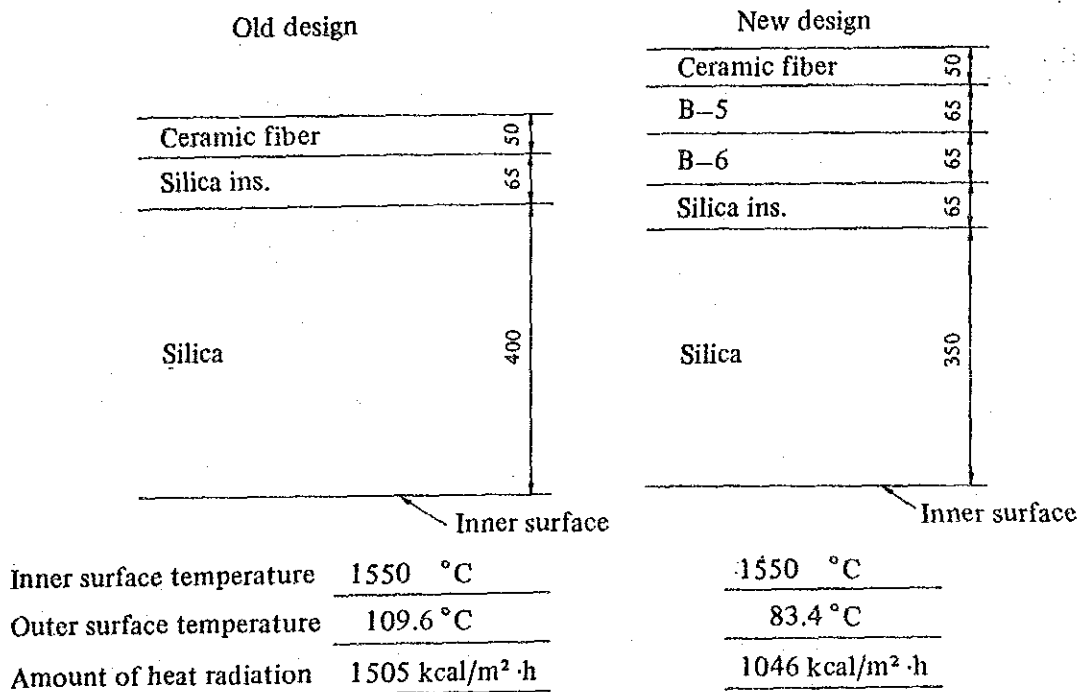


Figure 5-10-11 Latest Melter Crown-Insulation

現在のままでも上部構造は断熱できる部分が多くある。放熱量が多く，今から断熱を行っても問題を生ぜず，また社内のみでも施工の行い易い場所として，溶解室天井，蓄熱室天井，ポート天井，プレストウォール，蓄熱室上部壁について断熱方法を報告する。

A) 断熱材の比較

各種断熱材につき同じ断熱効果を与える厚さ、新旧煉瓦境界の温度を計算した。

a. 溶解室天井

Table 5-10-15 Melter Crown

Measurement results Internal surface temperature 1,500°C External surface temperature 405°C

Heat radiation 12,300 kcal/m² h

Insulation effect

Insulation material	Thickness	Heat conductivity	Brick boundary temperature	External surface temperature	Heat radiation
Insulating firebrick	114	0.4	950	184	2,700
Insulating firebrick	130	0.4	990	176	2,500
Fiber 1400	50	0.15	1,200	154	2,000

b. 蓄熱室天井

Table 5-10-16 Regenerator Crown

Measurement results Internal surface temperature 1,200°C External surface temperature 398°C

Heat radiation 11,800 kcal/m² h

Insulation effect

Insulation material	Thickness	Heat conductivity	Brick boundary temperature	External surface temperature	Heat radiation
Insulating firebrick	114	0.4	880	175	2,500
Insulating firebrick	130	0.4	910	168	2,300

c. ポート天井

Table 5-10-17 Port Crown

Measurement results Internal surface temperature 1,250°C External surface temperature 399°C

Heat radiation 11,900 kcal/m² h

Insulation effect

Insulation material	Thickness	Heat conductivity	Brick boundary temperature	External surface temperature	Heat radiation
Insulating firebrick	114	0.4	1,070	180	3,100
Insulating firebrick	130	0.4	1,100	190	2,800
Fiber 1400	75	0.15	1,140	155	2,000

d. プレストウォール

Table 5-10-18 Breast Wall

Measurement results Internal surface temperature 1,500°C External surface temperature 356°C
Heat radiation 8,600 kcal/m²h

Insulation effect

Insulation material	Thickness	Heat conductivity	Brick boundary temperature	External surface temperature	Heat radiation
Fiber 1400	25	0.15	800	220	3,500
Fiber 1400	50	0.15	1,000	185	2,500
Insulating firebrick	114	0.4	960	195	2,700

e. 蓄熱室上部壁

Table 5-10-19 Upper Wall of Regenerator

Measurement results Internal surface temperature 1,200°C External surface temperature 294°C
Heat radiation 5,890 kcal/m²h

Insulation effect

Insulation material	Thickness	Heat conductivity	Brick boundary temperature	External surface temperature	Heat radiation
Fiber 1100	50	0.15	875	170	2,100
Silica board	50	0.10	952	147	1,600

B) 各部位の推奨断熱方法と経済効果の予測

a. 経済計算基礎

Table 5-10-20 Basis of Economic Calculations

Price of Insulator

		Unit price	Thickness	Amount
Insulating firebrick	65 x 114 x 230 mm	0.3 U\$S	114 mm	20.1 U\$S/m ²
Insulating firebrick	65 x 114 x 230 mm	0.3 U\$S	130 mm	22.8 U\$S/m ²
Fiber 1400	25 x 1,000 x 1,000 mm	52.9 U\$S	25 mm	52.9 U\$S/m ²
Fiber 1100	25 x 1,000 x 1,000 mm	30.3 U\$S	25 mm	30.3 U\$S/m ²
Silica board 1000	50 x 300 x 600 mm	20.8 U\$S	50 mm	116 U\$S/m ²

Natural gas 9,837 kcal/Nm³ 0.06 U\$S/Nm³ 0.00643 U\$S/1,000 kcal

b. 溶解室天井

天井表面積63.50㎡の内、膨張部460mmを除き57.02㎡を耐火断熱煉瓦で130mmに断熱する。

煉瓦費用	$22.8 \times 57.02 = 1300.06$	[US\$]
放熱減少量	$(12,300 - 2,500) \times 57.02 = 558,800$	[kcal/h]
利益	$558.8 \times 0.00643 \times 24 = 86.23$	[US\$/Day]
費用回収	$1300.06 \div 86.23 = 15.1$	[Day]
施工方法	Figure 5-10-12	

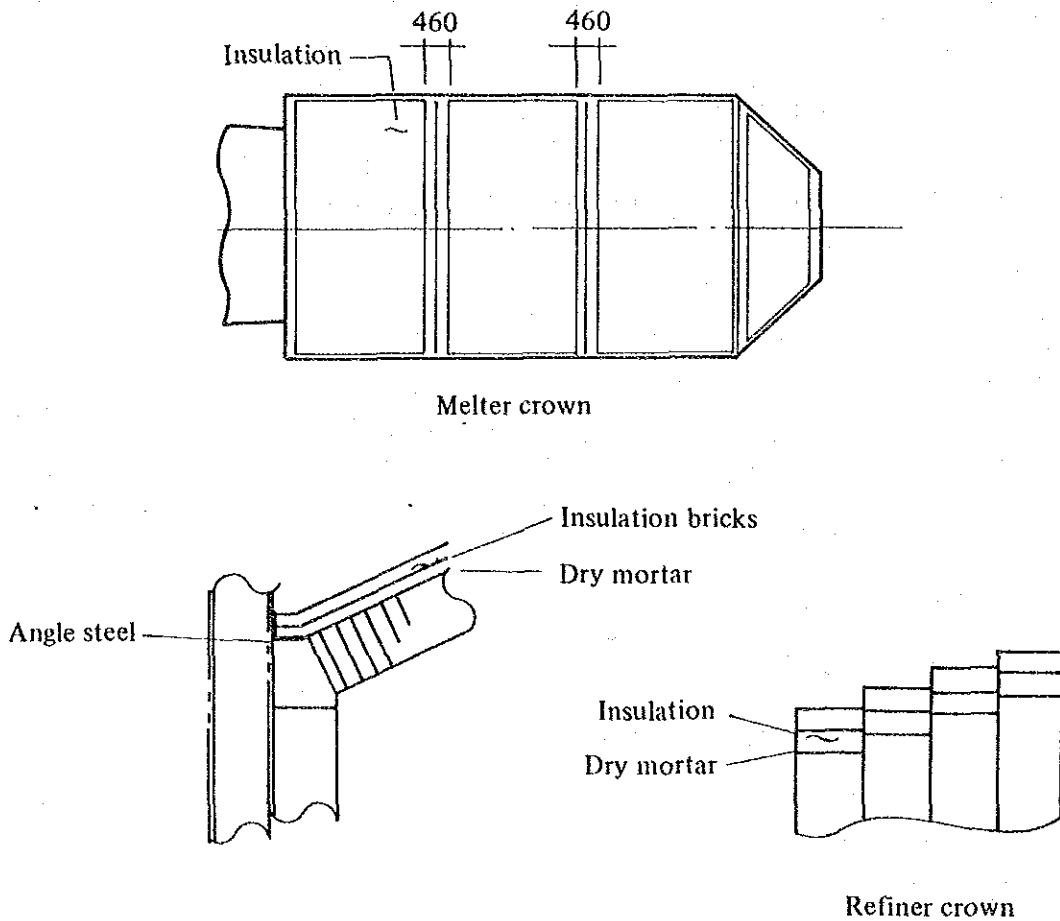


Figure 5-10-12 Melter Crown - Insulation

現在の天井珪石煉瓦の上に珪石モルタルをドライで5~8mm敷きその上に耐火断熱煉瓦を両端からモルタル無しで積んでいく。

- ・ 膨張部（目地が直線部）は目地から片側230mmは断熱を行わないこと
- ・ 1スパンは出来るだけ1日で積み終わること
- ・ 最初に65mm厚で全面施工した後に次の段を積むこと

- ・ 耐火断熱煉瓦の下側温度は1000℃になるので、耐火断熱煉瓦は1200℃以上の耐火度のものを必ず使用すること
- ・ 断熱後は天井珪石煉瓦の膨張と内面の状態に十分注意すること

の諸点に留意しなければならない。

現在の天井煉瓦の品質に不安があるなら、まず1段のみ断熱を行い、1か月ぐらい内面の状態をみてから次の段の断熱を行ってもよい。

c. 蓄熱室天井

天井表面積29.72㎡を耐火断熱煉瓦で130mm断熱する。

煉瓦費用	$22.8 \times 29.72 = 677.62$	[U\$S]
放熱減少	$(11,800 - 2,300) \times 29.72 = 282,300$	[kcal/h]
利益	$282.3 \times 0.00643 \times 24 = 43.56$	[U\$S/Day]
費用回収	$677.62 \div 43.56 = 15.6$	[Day]
施工方法	Figure 5-10-13	

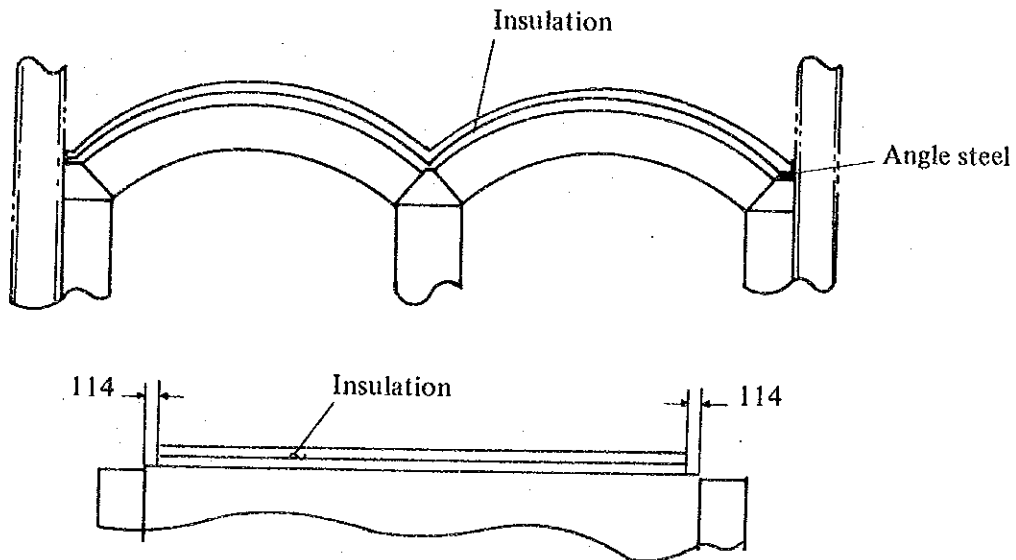


Figure 5-10-13 Regenerator Crown - Insulation

天井上部全面に耐火断熱煉瓦をモルタル付けで65mm厚2段断熱する。

異種煉瓦と接するとき、モルタルは常に耐火度の高い方を使用すること。

2段目については耐火断熱モルタルで良い。

d. ポート天井

天井表面積10.42㎡を耐火断熱煉瓦で130mm厚に断熱する。

煉瓦費用	$22.8 \times 10.42 = 237.58$	[U\$S]
放熱減少	$(11,900 - 2,800) \times 10.42 = 94,800$	[kcal/h]
利益	$94.8 \times 0.00643 \times 24 = 14.63$	[U\$S/Day]
費用回収	$237.58 \div 14.63 = 16.2$	[Day]
施工方法		

天井上部全面に耐火断熱煉瓦をモルタル付けて65mm厚2段断熱する。

e. 溶解室プレストウォール

表面積23.76㎡の内、天井抱き部及びタックストーンアングル、バックステイ部を除き12.32㎡を耐火断熱煉瓦で114mm厚に断熱する。

煉瓦費用	$20.1 \times 12.32 = 247.63$	[U\$S]
放熱減少	$(8,600 - 2,700) \times 12.32 = 72,700$	[kcal/h]
利益	$72.7 \times 0.00643 \times 24 = 11.22$	[U\$S/Day]
費用回収	$247.63 \div 11.22 = 22.07$	[Day]
施工方法	Figure 5-10-14	

タックストーン受けアングルに断熱煉瓦受け金物を取り付け、煉瓦は硅石モルタルを付けて積む。バックステイ部は金物より50mm開けて断熱する。煉瓦積み後、バックステイより煉瓦押さえ金物を取り付ける。

f. 蓄熱室上部壁

表面積33.14㎡をシリカボード1000で50mm厚に断熱する。

煉瓦費用	$116 \times 33.14 = 3844.24$	[U\$S]
放熱減少	$(5,890 - 1,600) \times 33.14 = 142,170$	[kcal/h]
利益	$142.1 \times 0.00643 \times 24 = 21.93$	[U\$S/Day]
費用回収	$3844.24 \div 21.93 = 175.3$	[Day]

外表面にモルタルを吹き付けるか全面にモルタルを刷毛で塗った上にシリカボードを釘で打ち付ける。

(4) ガラス液面制御精度の改善

この窯にはエア方式のレベル計がフォアハースエントランスに設置されており、パッチチャージャーをオンオフしてガラス液面を制御している。

設置されている記録計では液面の変動幅は読み取れなかったが、オンとオフの時間から推定すると1mmは変化しているようである。日本での実験結果によればフォ

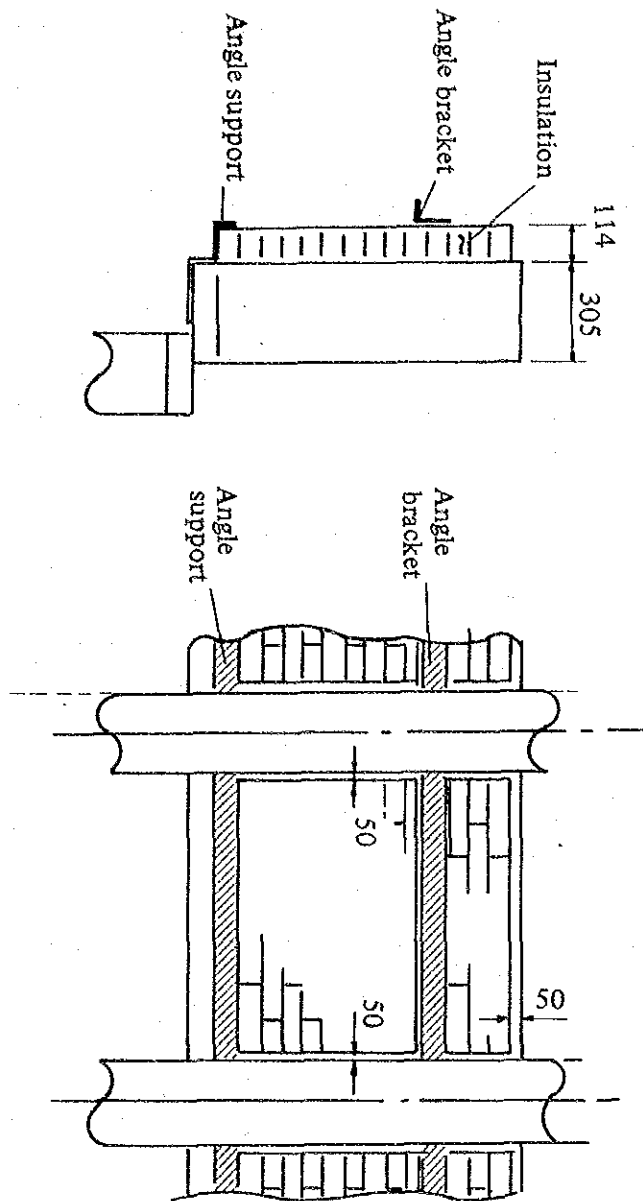


Figure 5-10-14 Breast Wall - Insulation

アハースエントランスでの液面変動1mmはゴブ重量で1~1.5%の変化に相当することが判明している。このことから重量の変動は5~8g以上あると思われる。

製品の重量は重い側に偏りがちであるが、ばらつきを小さくして重量の平均値を下げれば、同じ重量のガラスでより多くの製品ができることになる。装入が連続的に行われるよう、ストロークまたは回転数によって装入量を調節する方法、できればPID制御に改めるとよい。

(5) カレットの品質管理

A) 使用カレットの品質規格 (日本ガラスびん協会規格)

溶解室に入った不純物は除去することができず、びんの品質を損なうのみなら

ず、窯を傷める。従って原料、特に使用率の高いカレットの品質管理は重要である。参考までに、日本におけるカレットの受け入れ規格を Table 5-10-21 に示す。

Table 5-10-21 Cullet Quality Standard (Japan Glass Bottle Society Standard)

Classification	Foreign matter	Standard %
Metal	Iron	0.0005
	Aluminum	0.0005
	Others (Copper, lead, brass, etc.)	0.002
Stone	Chromite and other mineral ores	0
	Refractories	0
	Others (Concrete, soil, sand, red bricks, etc.)	0.005
Ceramics	Ceramics, china	0.002
Non-soda lime glass	Crystallized glass	0.002
	Others (Crystal glass, optical glass, borosilicate glass, milk glass, etc.)	0.3
	Plastics, wooden fragments, etc.	0.01
	Plastic-coated glass bottles	0.05

Note: 0 means that none must be detected.

この規格はカレット使用率が30~50%の時のものであり、使用率が上がれば規格を厳しくする必要がある。窯の中に入る異物の絶対量はカレット使用率が増加する程増えるからである。当工場のレヤーエンドで3~4%見られるストーンのはほとんどはカレット中の異物から来ており、また窯の寿命を延ばすためにもカレットの品質向上が必要である。

B) カレットの品質検査方法

この工場で使用されているカレットの品質は窯前のコンベヤー上で見たところ非常に悪かった。以下の検査方法で定期的に検査する必要がある。

検査するカレットから約500kgを検査サンプルとして取り出し合計量を計る。土間の上に敷いたボール紙または合板の上に、厚さ10mm以下の薄層になるようカレットを広げ、目についたガラス以外の異物と判断できるものすべてをカレットサンプル中から選別する。この操作を検査サンプルのすべてを検査し終わるまで繰り返す。目視検査場所の明るさは150ルクス以上にする。

カレットサンプルから取り出したいろいろな異物をその性状により次のように分類する。異物が2成分以上複合しているときは出来るだけ単品に分解する。

1. 磁性体
2. アルミニウム
3. アルミラベル

4. 1. 2項以外の金属 5. 石および陶磁器 6. 有機物

分類したそれぞれの異物の重量を0.2gまで計れる秤で計り、異物濃度を求める。アルミラベルはその5%をアルミニウムとする。

C) カレットの処理

日本ガラスびん協会で1983年に定めたカレット処理設備の標準を Figure 5-10-15 に示す。

(6) 溶解率の向上

現在の溶解率 $5.14\text{ft}^3/\text{t}$ はほぼ日本の平均的な溶解率であり、現在の窯の大きさで品質を下げないで生産量を増加するには、エレクトリックブースターの採用が良いと考える。ブースター100kWで3t/dの溶解量の増加が期待できるので、500~800kWのブースター設置を推奨する。ブースター設置により品質の向上も期待できるが、ボトム温度が上昇するのでカレットの品質向上が必要条件となる。

溶解温度を上げることによって溶解量を増加することは出来るが、その時は製品品質に注意しながら、徐々に時間をかけて増加していかなければならない。

5.10.3.2 フォアハース

(1) 炉の断熱

Table 5-10-22 Forehearth Insulation

Measurement results No. 1 electric forehearth

Cooling part	Average temperature °C	Average heat radiation [kcal/(m ² h)]
Top	186	2,700
Upper part of side	214	3,200
Lower part of side	158	1,800
Bottom	125	900

断熱方法

天井上部を耐火断熱煉瓦130mmおよびその上のロックウール50mm厚で断熱すると、放熱量は半分以下の $1,200\text{kcal}/(\text{m}^2\text{h})$ となる。側面上部はセラミックファイバーで50mm厚に断熱すると、放熱量は1/3の $1,300\text{kcal}/(\text{m}^2\text{h})$ となる。

(2) 開口部の閉鎖

天井ダンパーは閉じられていたが、フォアハース覗き窓、バーナ及びレベル計の開口部が全くシールされていない。この部分よりの輻射熱損失があるだけでなく、冷気の侵入はガラス表面とチャンネルサイドを冷やし、ゴブ温度を不均一にし、製品肉厚分布不良の原因となる。特に電気加熱では排ガス発生が無いので完全にシー

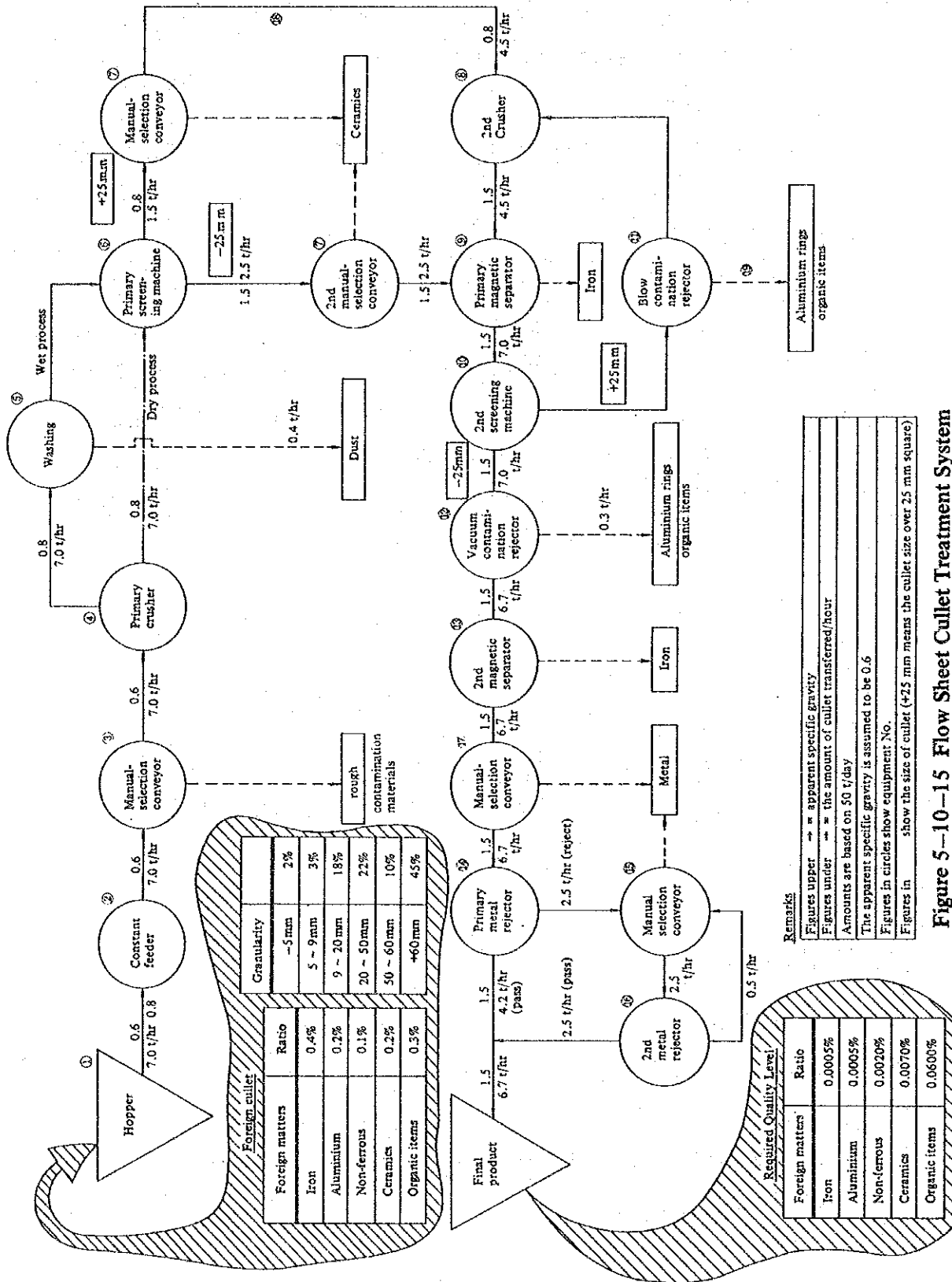


Figure 5-10-15 Flow Sheet Cullet Treatment System

ルすべきである。

5.10.3.3 徐冷炉 (Annealing Lehr)

(1) 加熱部の断熱

Table 5-10-23 Heat Insulation of Heating Part

Measurement results No. 1 annealing lehr

Heating part	Average temperature °C	Average heat radiation [kcal/m ² h]
Top	240	4,400
Side	113	900

断熱方法

天井上部を耐火断熱煉瓦65mmおよびその上のロックウール50mm厚で断熱すると、放熱量は1/4の1,000kcal/(m²h)に減少する。

側壁はロックウール50mm厚で断熱すると、放熱量は約半分の500kcal/(m²h)に減少する。

(2) 直接加熱方式への変更

レヤー入口3mを直接加熱方式に変更する。天井に5,000kcal/hのラジアントカップバーナを68個、ネット下に60,000kcal/hのラインバーナを4本設置する。

カップバーナは天井パネルに取り付け、ネット上面から天井までの高さは最大ビン長プラス100mmにする。参考図面を Figure 5-10-16 に添付する。

(3) ネット速度の調節

現状ネットスピードおよびびん成型本数から計算した適正ネットスピードは Table 5-10-24 の通りである (ネット幅 1800mm, びん胴径 約80mm)。

Table 5-10-24 Net Speed Control

Lehr		No. 1	No. 2	No. 3
Net Speed	mm/min	208	98	302
No. of bottled formed	bottles/min	47.2	19.6	32.8
Proper speed	mm/min	280	115	193

No. 1, No. 2 はスピード不足で製品が押し合っており、当たり傷より発生した割れが多く見られた。早急に適正スピードにする必要がある。

Rayen cura 社製のびんの熱膨張係数は約 93×10^{-7} , 徐冷温度540℃であるので徐冷炉の通過時間は約90分必要である。No. 1 ラインはネットスピードを280mm/min にすると、通過時間が80分となるので残留歪みに注意する必要がある。

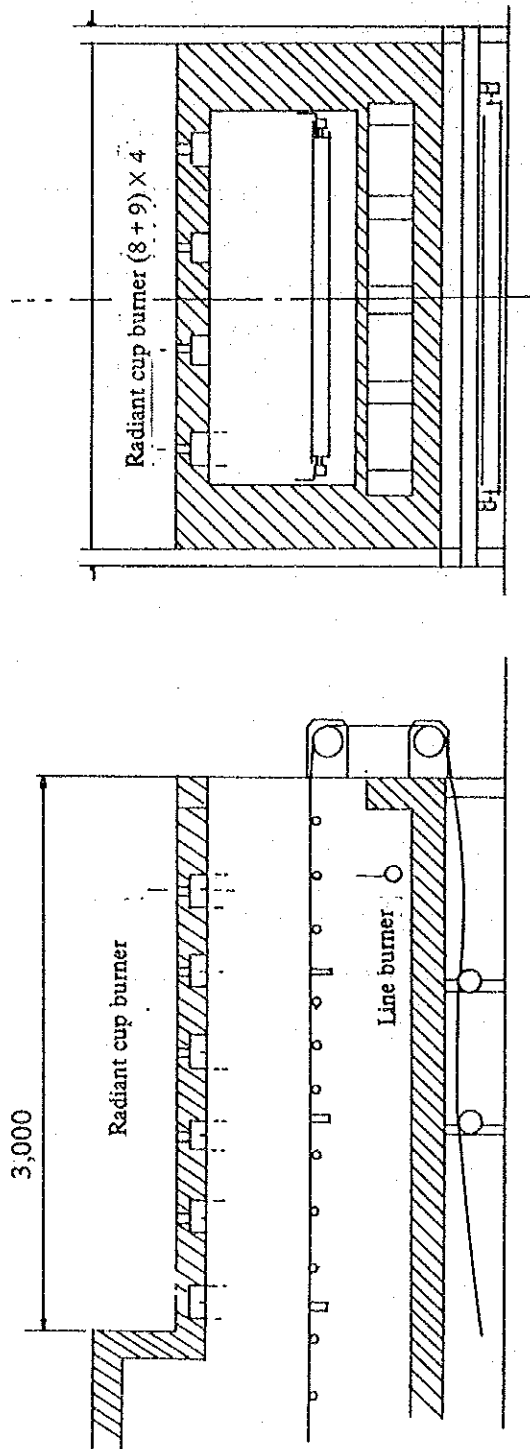


Figure 5-10-16 Direct Heating Lehr

4.10.3.4 製品びん分析結果

Table 5-10-25 Properties of Products

Item		Test piece	Rayen cura (EG) 1988.11.24 No. 3	Company T of Japan (EG) 1987.5.6	Europe (G) 1987.12
Chemical properties	SiO ₂	%	70.0	71.3	73.3
	Al ₂ O ₃	%	2.37	2.68	1.35
	Fe ₂ O ₃	%	0.404	0.104	0.300
	CaO	%	8.88	10.63	10.50
	MgO	%	1.89	0.18	2.0
	Na ₂ O	%	14.9	13.4	12.0
	K ₂ O	%	0.80	0.92	0.40
	SO ₃	%	0.14	0.21	0.07
	Cr ₂ O ₃	%	0.144	0.127	0.17
	MnO	%	0.045		
	Cuo	%	0.006	0.042	
	Total	%	99.579	99.593	
Physical properties	S.G (g/cm ³)		2.5161	2.50	2.5014
	Seed (per/cm ³)		4.6	0.4	
	Purity (Pe %)		49.4	66.0	
	Brightness (Y %)		34.6	32.8	
	Dominant wavelength (λ dnm)		553.1	556.7	
Calculated values	F.S.P. (°C)		715.0	731.8	748.0
	Log 2 (°C)		1,432.5	1,457.6	1,479.0
	Liquidus (°C)		981.2	1,030.4	1,056.0
	Log 13.4 (°C)		537.0		
	Coefficient of expansion × 10 ⁻¹		92.8		83.1

SO₃の値から見るとRayen Cura社のガラスは還元サイドに寄っているが、紫外線をカットする必要がないならシードの点からはこれで良いと考える。硝酸ソーダを多く使っているわりには還元サイドに寄っているのは、カレット中に有機物が多く入っているからであると思われるので、コストの点からはカレット中の有機物を減少して硝酸ソーダを減らす必要がある。

日本ではフレックスの危険性からドロマイトは使用していないがヨーロッパでは使用されている。ワインびん、シャンペンびんでは問題とはならないが、アルコール濃度の高いウイスキーびん等を製造する時はフレックスに注意する必要がある。

軟化温度 (F. S. P), 溶解温度 (Log 2) よりみてソーダ灰はもっと減少出来る。カレットを85%使用しているので経済効果は少ないし、カレットとバッチの組成の大きな差はガラスのコードの点からも好ましくないが、泡とコードに注意しながら少しずつ時間をかけてソーダ灰を減少すればコストダウンになる。

5.10.3.5 受配電設備, 電気設備

13.2kVの地下ケーブル2系統のうち1系統から受電し, 受電点に取引用の積算電力計と積算無効電力計が設置されている。変電室には3相1,000kVA変圧器1台が設置され, 380Vにステップダウンされている。低圧配電盤は隣の自家用発電機および空気圧縮機室に設置されている。

負荷は空気圧縮機, 真空ポンプ, 送風機および電気フォアハース等である。電動機は比較的大形が多く, 連続24時間稼働されている。なお, 主要電動機には, それぞれ力率改善用コンデンサが取付けられている。

電気使用状況演算装置 (PFM-1000, PFMA-5120, PFM-1000P), ACクリップオンパワーメータ, 12点記録計などを用いて以下の測定を行った。

(i) 工場全体の負荷状況 (4回線分合計)

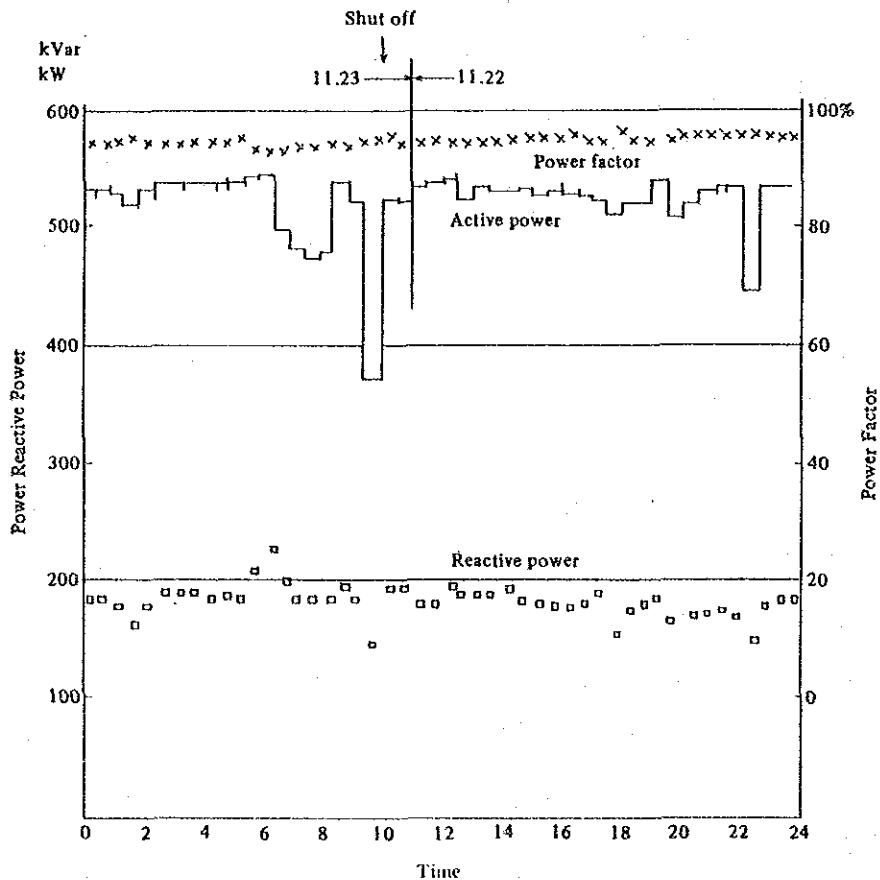


Figure 5-10-17 Total Power of Factory

(2) 主要負荷回路の使用電力

Table 5-10-26 Power Consumption of Equipment

	Actual power	Share
Air compressor	146 kW	28.1 %
Blower	177 kW	34.0
Vacuum pump	64 kW	12.3
Elec. forehearth	75 kW	14.4
Total	520 kW	100.0

(3) 主要電動機の消費電力

Table 5-10-27 Consuming Power of Major Motors

For use	Rating		Actual		Load $\frac{(B)}{(A)} \times 100$ %	Remark
	CV	kW (A)	kW (B)	cos φ (%)		
Ventilator	10	7.3	66 ~ 77	70 ~ 77	90 ~ 105	Turbo
Turbo fan	20	14.7	18.7	77	127	
Ventilator	25	18.4	7.8	99	42	
Ventilator (northside)	25	18.4	9.6	89	52	
Ventilator (No. 1)	100	73.6	49	93	66	
For No. 1 furnace (No. 2)	100	73.6	54	93	73	
Cooling fan	31	22.8	7.8	48	34.2	
Vacuum pump (No. 3)	50	36.8	32	92	87	
Vacuum pump (No. 4)	50	36.8	32.2	99	88	
Air compressor (No. 1)	50	36.8	42	99	114	
Air compressor (No. 2)	50	36.8	40	97	109	
Air compressor (No. 3)	50	36.8	38 (5)	96 (92)	103 (13.5)	(-) Unload
Air compressor (No. 4)	90	66.2	44	99	66	
Air compressor (No. 5)	75	55.2	37	94	67	

電力消費状況は、Figure 5-10-17 の通りである。一日の平均使用量は約520 kW で、変動が少ないため、負荷率は約95%とよい。もし、停電がなければ負荷率はさらに高い値になると推定される。また、力率も約95%でよい使用状況である。

機器別の電力使用量は、Table 5-10-26の通りで、送風機、空気圧縮機の負荷が多い。一方、負荷の変動が少なく力率もよいことから、電源変圧器 (1,000 kVA) は75%程度の負荷となり、少々過大容量と考えられる。

(4) 空気圧縮機の運転法の改善

空気圧縮機は4台 (265CV) を運転し、その中1台 (50CV) を load-unload さ

せ、空気圧を3.1~3.4kg/cm²に保っていた。un load と load との時間割合はほぼ6 : 4であり、他の圧縮機の能力を少し増加できれば、この50CV 圧縮機は停止できると考えられる。

Table 5-10-27 の空気圧縮機No. 4, No. 5 の負荷を見ると66~67%で電動機には余力がある。もし空気圧縮機の構造が許せば、電動機のプーリーを大きくして空気圧縮機の回転数を早くする。今仮に約15%回転数を増せば発生空気量は15%増加するので、50CV 機の1/2以上の空気量を増産できる。したがって、50CV 機が1/2以下のload 状態の運転ならば、これを停止でき、50CV 電動機の無負荷運転分の節減が可能となる。いま、load-unload 時間割合を4 : 6, 無負荷時電力を5KWと仮定すると

$$5 \text{ kW} \times \frac{6}{10} \times 24 \text{ 時} \times 365 \text{ 日} = 26,280 \text{ kWh/y}$$

(1051\$/y)

の節減となる。なお、load-unload する機械は極力小形機を選ぶのがよい。これは無負荷 (unload) 時の消費電力が少いからである。

(5) フォアハース系統負荷配分の改善

Figure 5-10-5 ワンラインダイアグラムが示すように、No. 1 フォアハース用にはS-R相とR-T相に50kVA 変圧器が各1台接続されていた。一方、No. 3 フォアハース用にはR-T相のみに50kVA 変圧器3台が接続されていた。このため、R-T相に偏った負荷がかかり三相負荷の不均衡となっていた。3号炉をS-T相に結線することにより三相の平衡化が計られる。三相の不均衡は電動機の鉄損、銅損の増加、騒音、振動などを生じ、効率を低下させる。

(6) その他

Table 5-10-27によれば、一部に軽負荷の電動機があった。設備変更時などを利用し、適当容量に変更するとよい。また、ファン、ポンプなどの変動負荷に対応するには、インバータ等を用い電動機の回転数制御をすると、省電力効果が期待できる。

5.10.3.6 まとめ

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次のようになる。

項目	年間節減可能量	%
溶解炉空気比改善	ガス 154,000 Nm ³	2.0
溶解炉、蓄熱室断熱強化	1,340,000	17.0
バーナ改善	98,600	1.3
計	1,592,600	20.2
空気圧縮機運転台数減少	電力 26,300 kWh	0.6