

Ⅲ エネルギー使用合理化ガイドライン

1. 窯業・ガラス

目次

1. ガイドラインの性格	Ⅲ-1-1
2. エネルギーの使用の特徴	Ⅲ-1-3
2.1. 製造工程と主要設備	Ⅲ-1-3
2.1.1 窯業	Ⅲ-1-3
2.1.2 ガラス工業	Ⅲ-1-5
2.2. エネルギーの使用状況	Ⅲ-1-7
2.2.1 窯業	Ⅲ-1-7
2.2.2 ガラス工業(ビン・ガラス食器製造業)	Ⅲ-1-28
3. エネルギー管理の進め方	Ⅲ-1-32
3.1 経営方針の明確化	Ⅲ-1-32
3.2 推進のための組織整備	Ⅲ-1-33
3.3 科学的・組織的な活動	Ⅲ-1-33
3.4 教育、情報の提供	Ⅲ-1-35
4. 熱エネルギー使用の合理化	Ⅲ-1-36
4.1. 窯業	Ⅲ-1-36
4.1.1 燃料の燃焼の合理化	Ⅲ-1-36
4.1.2 加熱・冷却・伝熱の合理化	Ⅲ-1-38
4.1.3 放射・伝熱等による熱の放散防止	Ⅲ-1-45
4.1.4 排熱の回収利用	Ⅲ-1-50
4.2. ガラス工業	Ⅲ-1-56
4.2.1 溶融炉	Ⅲ-1-56
4.2.2 フォーハース	Ⅲ-1-64
4.2.3 徐冷炉	Ⅲ-1-64
4.2.4 製品の軽量化	Ⅲ-1-65
4.2.5 生産性向上	Ⅲ-1-65
4.2.6 不良品発生防止	Ⅲ-1-66

1. ガイドラインの性格

このガイドラインは、窯業・ガラス工業の工場における省エネルギーを推進するため、特に重要と思われる技術的事項について、下記の点に留意してまとめたものである。

- (1) ①工場の技術者が自工場のエネルギーの使用の合理化を図る場合の技術的な参考として、②診断指導用マニュアルとして、③合理化の進捗度の判断資料として、④セミナーのテキストとして用いることができるものであること。
- (2) 記述事項の水準は、大学卒業後4～5年程度の技術者で、当該業種に従事していない者でも十分理解できること。
- (3) 記述事項の範囲は、タイ王国の工業の現状に即したものとするため、我々が診断した工場でのプロセスに関する事項に限定し、基本的な事項や数値、省エネルギーのための手法等及び参考となる事例や実績を記載すること。

今回のこの報告を骨格として、今後NEA独自の工場診断、その他の方法等によって得られた情報を組み込み、このガイドラインが増補、拡充されることを期待したい。

なお参考として、日本政府（通商産業省）が告示により事業者が省エネルギーを進めるに当たっての判断の基準として公表している基準値を記載している個所がある。

- (1) この基準値は、多数の事例の統計的な分布を調べ、その最頻値（Fig III-1-1 参照）を取ったものであり、事業者に困難を強いることなく技術的、経済的に十分実施できる現実的な水準となっている。

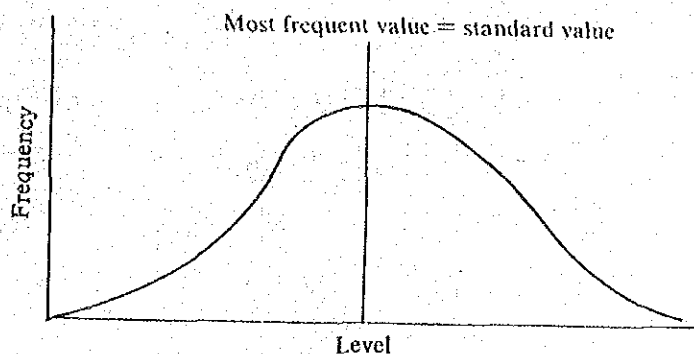


Fig. III-1-1

(2) この基準値は、達成すれば終わりというものではなく、また絶対達成しなくてはならない最低値を示すものでもない。むしろ、平均的な水準に向って、それより劣るものの改善を進め全体の分布をより良い方向に移すための数値である。従って、ある期間を経た後、最頻値を求め直し、新たな基準値を設定することになる。

今回の報告書では、この値を参考とし、タイ王国の工業の現状を勘案して基準値の設定案を記載してある。

この基準値は、タイ王国における合理化の判断の基準値設定の出発点となるものであり、今後はタイ王国自ら実施する工場診断のデータを積み上げ、かつ定期的に見直しを行い改訂あるいは新たな設定を進めるようにされたい。

2. エネルギーの使用の特徴

2.1 製造工程と主要設備

2.1.1 窯業

診断対象となったタイル・磚子・衛生陶器製造業の製造工程図を Fig III-1-2 に示す。

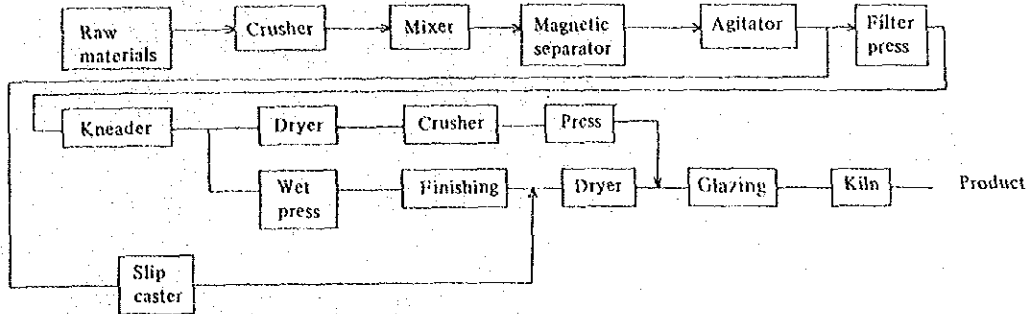


Fig. III-1-2. Manufacturing process for ceramic products e.g. tile

(1) 製造工程

骨材となる石英，融剤となる長石及び粘土等を原料として，それぞれ適当な大きさに粉碎されたものを適当な割合で混合する。

湿式混合では泥状で十分攪拌混合した後フィルタプレスで脱水し，そのまま，あるいは更に乾燥させ，押し出しやプレス等によって成型する。

湿式成型した場合は，その後熱風乾燥又は自然乾燥により水分を3%以下にする。

焼成は素焼，施釉本焼と2回に分けて行う場合と本焼のみを行う場合とがある。素焼（縮焼）は硬質陶器の場合1,200℃前後，その他の場合は800℃前後の酸化炎で行われる。本焼は白色磁器の場合，酸化炎で約1,000℃まで，ついで還元炎で1,250℃程度まで加熱し，最後に中性炎にして焼き上げる。その他の陶器等は，製品の種類により900℃前後から1,700℃程度まで焼成温度は異なるが，いずれも酸化炎で焼き上げる。絵付けを行う場合は，更にもう一度800℃前後で絵を焼き付ける。

(2) 主要設備

粉碎設備は，粗砕用としてジョーグラッシャ，インパクトブレイカ等，微粉碎用としてボールミルやエッジランナが使用されている。

乾燥設備は，乾式成型用の素材乾燥にはベルト乾燥機やスプレードライヤが使用され，成型品の乾燥には箱型，トンネル型の乾燥機が使用される。これらの熱源は，

焼成炉の排熱でほとんど賄うことができる。

焼成設備は、少品種大量生産用としてFig III-1-3に示すようなトンネル窯（直接加熱方式，間接加熱方式（マッフル式））が使用され，不連続炉としては台車で焼成するシャトル窯（Fig III-1-4 参照）が使用されている。

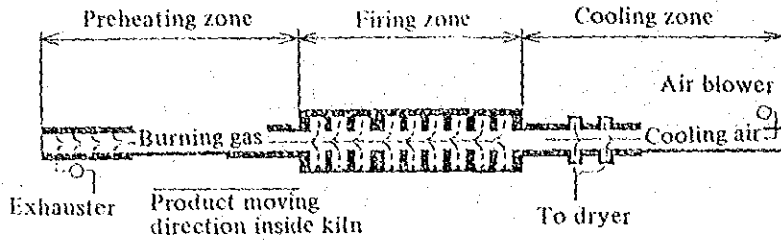


Fig. III-1-3 Tunnel kiln

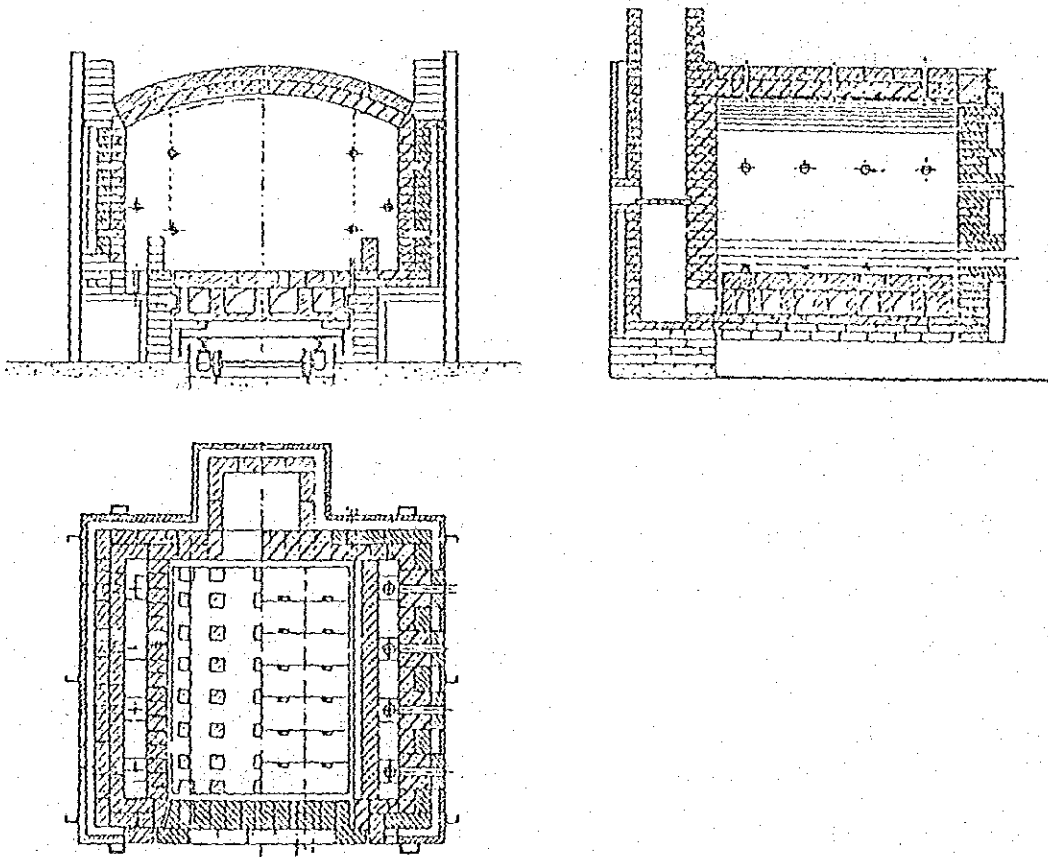


Fig. III-1-4 Shuttle kiln

2.1.2 ガラス工業

診断対象となったビン、ガラス食器製造業の製造工程は、比較的簡単で Fig III-1-5 に示すとおりである。

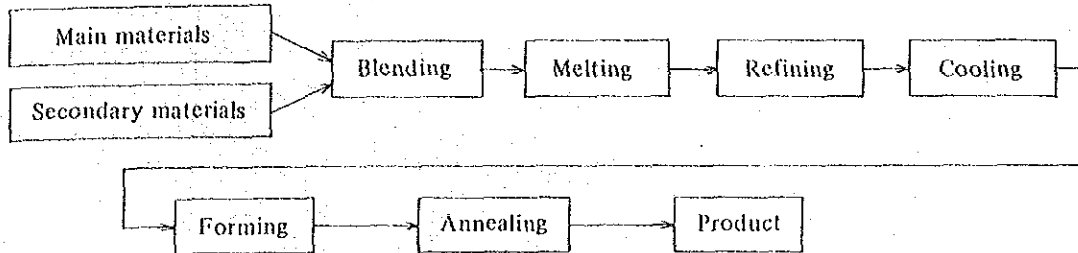


Fig. III-1-5 Manufacturing process for glass products

ガラスの組成は用途により異なるが、ビン・食器用は Table III-1-1 に示すような組成のソーダ石灰ガラスである。

Table III-1-1 Composition of glass for vessel

Components	Contents
Si O ₂	70 ~ 74 %
Al ₂ O ₃ Fe ₂ O ₃	1.5 ~ 2.0
Ca O Mg O	8 ~ 12
Na ₂ O K ₂ O	13 ~ 16

(1) 製造工程

製造品種のガラス組成に合わせて珪砂、ソーダ灰、石灰石、フロマイト等を混合し、これに清澄剤、着色剤、消色剤等少量の副原料及び適当量の屑ガラス(カレット)を配合して調合原料とする。

調合原料は、1,500℃程度に保たれている溶融炉(Fig III-1-6 参照)に投入され、上部空間の火炎の輻射熱により加熱されて溶融し、更に清澄が行われて泡が分離される。この時、炉内の未溶融ないし低温の材料が作業槽に流入しないように、中央部が高温になるような温度分布を保つ。

溶融・清澄を終えたガラスはスロートを経て作業槽に入り、ついでフォハースか

ら成型機に供給される。作業槽及びフォハースでは、成型品の重量・形状に応じて成型に適した温度に、ガラスの温度が調節される。この部分では、多数の小型バーナにより加熱するので、L.P.G.や灯油が燃料として用いられる。

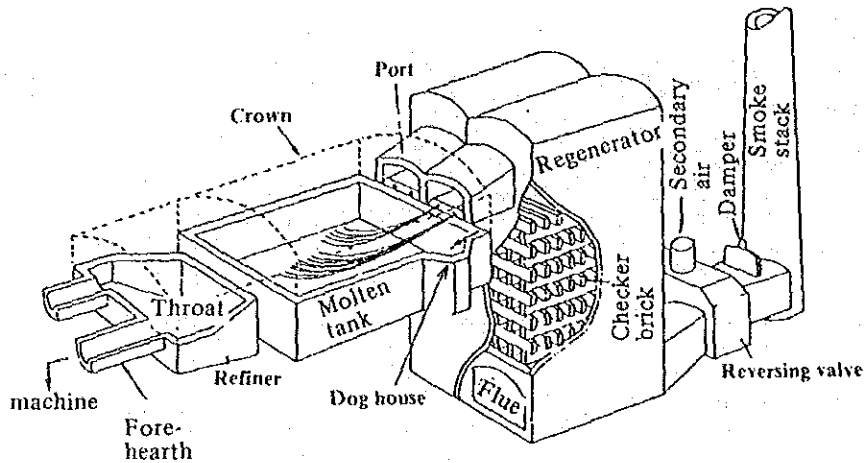


Fig. III-1-6 Outline sketch for middle-size tank furnace (End Port type)

成型は手吹きによる場合もあるが、大量生産の場合は、一般にL.S.マシンで行われる。

成型された製品は、熱的歪みが残らないよう徐冷炉で徐冷される。徐冷温度及び時間はガラス組成、製品肉厚等によって異なるが、500-550℃から400℃程度まで1~5℃/minの速度で徐冷される。徐冷炉はバッチ炉もあるが、メッシュベルトを持つトンネル窯でレアーと称する連続炉が多く用いられる。

徐冷炉を出た製品は検査を受け梱包される。

(2) 主要設備

熔融に使われる炉は、大量連続操業に適したタンク炉と多品種少量生産用のルツボ炉に分けられるが、診断工場ではすべてがタンク炉であったのでタンク炉について記述する。Fig III-1-6は代表的な中型タンク炉の図である。

ガラスの熔融には、1,500℃程度の高温が必要なので、重油燃焼用の空気は燃焼排ガスとの熱交換により予熱しておく必要がある、図のような蓄熱室又はレキュベレータが用いられる。また燃料を用いる代りに、あるいはその補助として熔融中のガラスに電極を挿入し、直接通電して加熱する方法もある。

熔融炉の耐火物は、ガラスに接触する下部では耐食性のある $ZrO_2-Al_2O_3-SiO_2$ 系の電鍍レンガ、上部は珪石質レンガが用いられる。

バーナは、大型の炉以外では炉の軸方向に配置されている（エンドポート方式）。蓄熱室を有する炉ではバーナは偶数個あって、その半数づつを一定時間毎（通常15～20分毎）に交互に切り替えて使用する。

蓄熱室は2部屋に仕切られ、燃焼中のバーナ側は燃焼用空気の子熱に用いられ、反対側には燃焼排ガスを通してチェックレンガに熱を蓄える。一般に蓄熱方式の方がレキュペレータよりも熱回収率が高い。

2.2 エネルギーの使用状況

2.2.1 窯業

窯業工場では、エネルギーは次のような用途に用いられている。

目 的	設 備	エネルギー源
粉 碎	ボールミル等	電 力
混 合	アジテータ	電 力
成 型	プ レ ス	電 力
焼 成	キルン、電気炉	重油・ケロシン・電力
乾 燥	ドライヤ	排熱利用・スチーム
照明, その他	—	電 力

エネルギー消費量の割合は平均して燃料92%、電力8%程度になっている。乾燥用熱源は排熱により大部分賄われるので、焼成炉における省エネルギーが重要である。

陶磁器の焼成には、次のような特徴的な事柄がある。

- a. 粉碎や成型の過程で水が用いられ、焼成前の素地に残っている。水は比熱や蒸発潜熱が大きいので、水分の有無によって素地の昇温速度に変化がでる。また、水は蒸発の際に容積変化が大きいので、急激な乾燥・焼成は製品の破損を招きやすい。
- b. 製品以外に製品の保持や保護のために棚板や匣のような道具を必要とし、製品に対する重量比が大きい。製品及び道具はいずれも熱の不良導体であり、これらを1,000℃以上の高温に加熱するためのエネルギー必要量が大きい（Table III-1-2参照）。
- c. 製品によって、焼成段階で雰囲気ガスを酸化性、還元性、中性に調節する必要がある。また、焼成後の製品は燃焼ガスとの接触を避けないと、品質上の問題を生ずることがある。

Table III-1-2

Heat conductivity	(Chamotte brick, ceramic)	
	1 to 1.5 kcal/m h °C	
Specific heat:	Prepared clay	0.34 kcal/kg °C
	Chamotte brick	0.27

d. 施釉している場合は、素地と釉の2種の複合材であり、融点や膨張率も異なるので焼成に注意が必要である。

e. 成型品は急速な加熱を受けると、材料内部に生じる温度差のため、熱応力を生じ破壊しやすい。従って、一般的にかなり緩慢な加熱・冷却を行わなければならない。

燃料原単位は、製品の形状及び種類、焼成温度、施釉の有無、窯の種類等によって左右されるのでバラツキが多いが、タイルについて、タイ王国での例及び参考として日本の一部地域での例を Table III-1-3 に示す。この例では、規模あるいは燃料による差は認められず、上記のような種々の要因による影響が多いようである。

Table III-1-3 Example of fuel consumption rate for tile

Kiln	Fuel	Production t/day	Fuel consumption rate MM kcal/t	Remark
Tunnel	Heavy oil	1	3.8	Japan
"	Gas	5	2.5	Japan
"	Heavy oil	7	4.6	Thailand
"	"	8	5.1	Japan
"	"	11	2.3	Japan
"	"	12	1.4	Japan
"	"	12	3.7	Japan
"	"	12	2.5	Japan
"	"	13	3.3	Japan
"	"	26	2.2	Japan
"	"	41	4.1	Thailand
Average (excluding Thailand)		8	2.4	

Table III-1-4 Survey table for the actual status of kilns

Factories surveyed	Classification of finished product	Kind of kiln				Firing time (length of car) m	Unit fuel consumption unit						Temp. of exhaust gas °C	Surfacial temp. °C	Thermal efficiency		Gas in the kiln			Air ratio
		Fuel	Type	Size	Atmosphere		Firing temp. °C	Fuel consumption t/day (time)	Weight of finished product t/day (time)	Weight of tool t/day (time)	Fuel consumption/finished product kg/t	Fuel consumption/finished product + tool kg/t			Fuel consumption/kiln volume kg/m ³	Finished product	Finished product and saggur	CO ₂	O ₂	
1	Table-ware	Heavy oil	Tunnel	58 m	R	1300	4.7	5.7	23.45	820	116	56	4.1	420	4.8	24.5	12.4	0.1	2.2	0.96
2	"	Light oil	"	63 m	R	1300	3.8	8.78	38.11	440	81	59	4.3	620	8.9	48.1	-	-	-	-
3	"	Heavy oil	Periodic	21 m ²	R	1300	3.33	2.35	11.8	1440	240	159	5.0	600	2.8	16.3	12.3	0.5	3.1	0.74
4	"	"	"	21 m ²	R	1300	3.69	2.72	8.88	1360	320	176	3.3	600	2.9	12.1	12.9	0	2.6	0.75
5	"	"	Shuttle	6 m ²	R	1300	1.3	0.93	2.93	1390	340	217	3.1	-	2.8	11.4	12.3	0.5	3.1	0.95
6	"	"	"	6 m ²	R	1300	1.4	1.01	2.72	1380	380	233	2.7	630	2.8	10.2	-	-	-	-
7	"	Gas	Tunnel	24.4 m	O	1200	0.48	3.10	4.41	155	64	31	1.4	600	19.4	46.9	14.0	0.5	0	1.02
8	"	"	"	27 m	O	1160	0.6	1.10	3.20	548	140	96	2.9	620	5.3	20.8	10.6	8.8	0	1.7
9	"	"	"	21 m	R	1310	0.4	0.74	3.12	537	104	66	4.2	550	6.1	31.6	9.0	0	8.7	0.83
10	"	"	Shuttle	3 m ²	R	1230	0.3	1.82	0.95	366	170	80	1.2	990	8.4	18.1	11.6	0	3.4	0.93
11	"	"	"	2 m ²	R	1230	0.25	0.25	0.64	1008	280	124	2.6	747	3.1	10.9	12.2	0	1.4	0.97
12	"	"	"	2.5 m ²	O	1160	0.2	0.49	0.55	408	192	100	1.1	703	7.11	14.55	8.4	7.8	0	1.54
13	Tile	Heavy oil	Tunnel	64 m	O	1230	3.86	7.6	35.42	510	90	74	4.7	500	7.2	41.0	9.2	7.8	0	1.55
14	"	"	"	75 m	O	1230	4.6	12.38	50.0	370	73	41	4.1	480	10.0	50.5	10.6	6.1	0	1.38
15	"	"	"	62.8 m	O	1250	3.2	13.5	37.8	250	69	36	2.8	188	19.9	71.6	5.6	13.6	0	1.3
16	"	"	"	88.4 m	O	1270	3.6	12.9	41.7	333	79	37	3.2	238	16.9	70.3	4.2	15.6	0	1.3
17	"	Gas	"	33.2 m	O	1270	1.13	4.6	11.5	246	70	79	2.5	290	12.0	42.0	4.0	15.6	0	1.2
18	"	"	Shuttle	8.6 m ²	O	1150	2.8	2.8	9.24	1000	23	132	3.3	374	5.6	24.0	2.2	17.4	0	1.3

Table III-1-4は、日本の18工場についての実態調査の例である。この表の熱効率は次の式で表わされている。

$$\text{熱効率 (製品)} = \frac{\text{製品重量} \times \text{比熱} (0.3) \times \text{加熱温度}}{\text{供給熱量}}$$

この表から次のような傾向がみられる。

- a. 連続窯の方が不連続窯よりも燃料原単位が良い。
- b. ガスの方が重油よりも燃料原単位が良い。
- c. 窯材 / 製品の比が小さいほど燃料原単位が良い。

Table III-1-5に日本工業規格 (JIS R 0301)「陶磁器、耐火物などの焼成用トンネル窯の熱勘定方式」の要約を、Table III-1-6及びTable III-1-7にその計算例を参考として示す。各種の比熱はTable III-1-8～Table III-1-11に示すとおり。この計算例では、衛生陶器の場合はさや・道具の重量が大きいこと、台車の蓄熱量が大きいことなどから効率が低くなっている。また、冷却用空気の持ち去る熱を放射伝導等による熱損失に含めているものも一部ある。

Table III-1-5 陶磁器耐火物などの焼成用トンネル窯の熱勘定方式
Table III-1-5 ①

項目	計算方法	
1. 入熱 Q_i [kcal [kJ]]	(1) 燃料の燃焼熱 Q_b [kcal [kJ]]	$Q_b = m_f \times H_i$ ここに m_f : 焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3) H_i : 燃料の低発熱値 [kcal/kg [kJ/kg] 又は [kcal/ m^3] [kJ/ m^3)] 備考 例えば、ある組成の気体燃料の場合は、次の式から燃料の低発熱値 H_i [kcal/ m^3] [kJ/ m^3] を算出することができる。 ただし、括弧内は気体燃料の組成の容量百分率 (%) を示す。 $H_i = 30.5(\text{CO}) + 25.7(\text{H}_2) + 85.5(\text{CH}_4) + 153.7(\text{C}_2\text{H}_6) + 222.8(\text{C}_3\text{H}_8) + 292(\text{C}_4\text{H}_{10})$
	(2) 燃料の顕熱 Q_s [kcal [kJ]]	$Q_s = m_f \times C_f \times (t_f - t)$ ここに m_f : 焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3) C_f : 燃料の比熱 [kcal/kg °C] [kJ/kg °C] 又は [kcal/ m^3 °C] [kJ/ m^3 °C] t_f : 燃料の温度 (°C) t : 常温 (°C) 備考 液体燃料の比熱は、0.45 kcal/kg °C [1.88 kJ/kg °C] とし、気体燃料の比熱は、その組成から計算する。

(T. III-1-5 ②)

項目		計算方法
1. 入 熱 Q_1 [kcal [kJ]]	(3) 未焼成品、さや及び道具の持ち込む熱 Q_c [kcal [kJ]]	(a) 未焼成品の持ち込む熱 Q_{c1} [kcal [kJ]] $Q_{c1} = m_m \times C_m \times (t_m - t)$ ここに m_m : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品の質量 (kg) C_m : 未焼成品の平均比熱 [kcal/kg °C [kJ/kg °C]] t_m : 窯の入口における未焼成品の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (b) さや及び道具の持ち込む熱 Q_{c2} [kcal [kJ]] $Q_{c2} = m_u \times C_u \times (t_u - t)$ ここに m_u : 焼成品 1 t 当たりのさや及び道具の質量 (kg) C_u : さや及び道具の比熱 [kcal/kg °C [kJ/kg °C]] t_u : 窯の入口におけるさや及び道具の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (c) 未焼成品、さや及び道具の持ち込む熱 Q_c [kcal [kJ]] $Q_c = Q_{c1} + Q_{c2}$ ここに Q_{c1} : 未焼成品の持ち込む熱 [kcal [kJ]] Q_{c2} : さや及び道具の持ち込む熱 [kcal [kJ]]
	(4) 台車の持ち込む熱 Q_d [kcal [kJ]]	(a) 台車(耐火物部)の持ち込む熱 Q_{d1} [kcal [kJ]] $Q_{d1} = m_{e1} \times C_{e1} \times (t_{e1} - t)$ ここに m_{e1} : 焼成品 1 t 当たりの台車(耐火物部)の質量 (kg) C_{e1} : 台車(耐火物部)の比熱 [kcal/kg °C [kJ/kg °C]] t_{e1} : 窯の入口における台車(耐火物部)の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (b) 台車(鉄部)の持ち込む熱 Q_{d2} [kcal [kJ]] $Q_{d2} = m_{e2} \times C_{e2} \times (t_{e2} - t)$ ここに m_{e2} : 焼成品 1 t 当たりの台車(鉄部)の質量 (kg) C_{e2} : 台車(鉄部)の比熱 [kcal/kg °C [kJ/kg °C]] t_{e2} : 窯の入口における台車(鉄部)温度 (°C) t : 常 温 (°C) 備 考 鉄の比熱は、0.12 kcal/kg °C [0.50 kJ/kg °C] とする。 (c) 台車の持ち込む熱 Q_d [kcal [kJ]] $Q_d = Q_{d1} + Q_{d2}$ ここに Q_{d1} : 台車(耐火物部)の持ち込む熱 [kcal [kJ]] Q_{d2} : 台車(鉄部)の持ち込む熱 [kcal [kJ]]
	(5) 未焼成品に含まれる可燃成分の燃焼熱 Q_e [kcal [kJ]]	$Q_e = m_c \times H_{13}$ ここに m_c : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品に含まれる可燃成分の質量 (kg) H_{13} : 可燃成分の有効発熱量 [kcal/kg [kJ/kg]]
	(6) 全入熱 Q_1 [kcal [kJ]]	$Q_1 = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e$ ここに Q_a : 燃料の燃焼熱 [kcal [kJ]] Q_b : 燃料の顕熱 [kcal [kJ]] Q_c : 未焼成品、さや及び道具の持ち込む熱 [kcal [kJ]] Q_d : 台車の持ち込む熱 [kcal [kJ]] Q_e : 未焼成品に含まれる可燃成分の燃焼熱 [kcal [kJ]]
	2. 出 熱 Q_2 [kcal [kJ]]	(1) 焼成品、さや及び道具の持ち去る熱 Q_f [kcal [kJ]]

(平. III-1-5 ③)

項目	計算方法
<p>2. 出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>(c) 焼成品、さや及び道具の持ち去る熱 Q_7 [kcal [kJ]] $Q_7 = Q_{71} + Q_{72}$ ここに Q_{71}: 焼成品の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{72}: さや及び道具の持ち去る熱 [kcal [kJ]]</p> <hr/> <p>(a) 台車(耐火物部)の持ち去る熱 Q_{81} [kcal [kJ]] $Q_{81} = m_{cs} \times C'_{cs} \times (t'_{cs} - t)$ ここに m_{cs}: 焼成品1t当たりの台車(耐火物部)の質量 (kg) C'_{cs}: 台車(耐火物部)の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t'_{cs}: 窯の出口における台車(耐火物部)の温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>(b) 台車(鉄部)の持ち去る熱 Q_{82} [kcal [kJ]] $Q_{82} = m_{cs} \times C'_{cs} \times (t'_{cs} - t)$ ここに m_{cs}: 焼成品1t当たりの台車(鉄部)の質量 (kg) C'_{cs}: 台車(鉄部)の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t'_{cs}: 窯の出口における台車(鉄部)の温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 鉄の比熱は、0.12 kcal/kg°C [0.50 kJ/kg°C] とする。</p> <p>(e) 台車の持ち去る熱 Q_8 [kcal [kJ]] $Q_8 = Q_{81} + Q_{82}$ ここに Q_{81}: 台車(耐火物部)の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{82}: 台車(鉄部)の持ち去る熱 [kcal [kJ]]</p>
<p>(3) 冷却用空気の持ち去る熱 Q_9 [kcal [kJ]]</p>	<p>$Q_9 = V_a \times C_a \times (t_a - t)$ ここに V_a: 焼成品1t当たりの冷却用空気の容量 (m^3) C_a: 空気の比熱 [kcal/m^3°C [kJ/m^3°C]] t_a: 窯の取出口における冷却用空気の温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 空気の比熱は、0.31 kcal/m^3°C [1.30 kJ/m^3°C] とする。</p>
<p>(4) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_{10} [kcal [kJ]]</p>	<p>(a) 乾燃焼排ガスの顕熱 Q_{10} [kcal [kJ]] $Q_{10} = m_f \times G' \times C_g \times (t_g - t)$ ここに m_f: 焼成品1t当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3) G': 燃料1kg 当たり又は $1 m^3$ 当たりの乾燃焼排ガス量 (m^3) C_g: 燃焼排ガスの比熱 [kcal/m^3°C [kJ/m^3°C]] t_g: 燃焼排ガスの温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 1. 乾燃焼排ガスの比熱は、概略計算の場合には 0.33 kcal/m^3°C [1.38 kJ/m^3°C] とする。 2. 未焼成品に可燃成分がある場合は、別に加算する必要がある。 3. 燃料1kg 当たり又は $1 m^3$ 当たりの乾燃焼排ガス量 G' (m^3) を、燃焼排ガスの組成及び燃料の組成から求める場合は、次の式によることのできる。</p> <p>(i) 液体燃料の場合</p> $G' = (m - 0.21) A_s + 1.867 \times \frac{c}{100} + 0.7 \times \frac{s}{100} + 0.8 \times \frac{n}{100}$ <p>又は $G' = \frac{1.867c + 0.7s}{(CO_2) + (CO)}$</p> $m = \frac{(N_2)}{(N_2) - 3.76[(O_2) - 0.5(CO)]}$ $A_s = \frac{1}{100} \left[8.89c + 26.7 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 3.33s \right]$ <p>ここに c: 燃料中の炭素の質量百分率 (%) s: 燃料中の燃焼性硫黄の質量百分率 (%) n: 燃料中の窒素の質量百分率 (%) o: 燃料中の酸素の質量百分率 (%) h: 燃料中の水素の質量百分率 (%) m: 空気過剰係数 A_s: 理論空気量 (m^3/kg)</p>

(T. III-1-5④)

項目	計算方法
<p>2. 出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>(4) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_1 [kcal [kJ]]</p> <p>(CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素(二酸化硫黄を含む)の容量百分率(%) (CO): 燃焼排ガス中の一酸化炭素の容量百分率(%) (O₂): 燃焼排ガス中の酸素の容量百分率(%) (N₂): 燃焼排ガス中の窒素の容量百分率(%)</p> <p>なお、焼成品1t当たりの空気過剰係数 m、理論空気量 A_0 (m³_N/kg) 及び乾燃焼排ガス量 G' (m³_N/kg) は、次の簡略式を用いて算出することができる。ただし、液体燃料の燃焼排ガス中の最大二酸化炭素量の容量百分率(%) (CO₂)_{max} は 15.3% とする。</p> $m = \frac{(\text{CO}_2)_{\text{max}}}{(\text{CO}_2)}$ $A_0 = \frac{0.85}{1000} H_L + 2.0$ $G' = G_0 + (m - 1) A_0 - \frac{22.4}{18} \left(\frac{w + 2h}{100} \right)$ $G_0 = \frac{1.11}{1000} H_L$ <p>ここに H_L: 液体燃料の低発熱量 [kcal/kg [kJ/kg]] w: 燃料中の水分の質量百分率(%) h: 燃料中の水素の質量百分率(%) G_0: 理論燃焼排ガスの容量 (m³_N/kg) (CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素の容量百分率(%)</p> <p>(ii) 気体燃料の場合</p> $G' = G - (H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10})$ $G = 1 + m_{\text{air}} - 0.5(H_2 + \text{CO} - C_2H_6 - 2C_3H_8 - 3C_4H_{10})$ <p>又は</p> $G' = \frac{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10}}{(\text{CO}_2) + (\text{CO})} \times 100$ $m = \frac{(\text{O}_2) - 0.5(\text{CO})}{(0.5H_2 + 0.5\text{CO} + 2CH_4 + 3.5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6.5C_4H_{10} - \text{O}_2)}$ $\times \frac{1}{\frac{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10}}{(\text{CO}_2) + (\text{CO})} + 1}$ $A_0 = \frac{1}{0.21} (0.5H_2 + 0.5\text{CO} + 2CH_4 + 3.5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6.5C_4H_{10} - \text{O}_2)$ <p>ここに H_2: 気体燃料 1 m³_N 中の水素の容量 (m³_N) CO: 気体燃料 1 m³_N 中の一酸化炭素の容量 (m³_N) CH_4: 気体燃料 1 m³_N 中のメタンの容量 (m³_N) C_2H_6: 気体燃料 1 m³_N 中のエタンの容量 (m³_N) C_3H_8: 気体燃料 1 m³_N 中のプロパンの容量 (m³_N) C_4H_{10}: 気体燃料 1 m³_N 中のブタンの容量 (m³_N) O_2: 気体燃料 1 m³_N 中の酸素の容量 (m³_N) N_2: 気体燃料 1 m³_N 中の窒素の容量 (m³_N) CO_2: 気体燃料 1 m³_N 中の二酸化炭素の容量 (m³_N) (O₂): 燃焼排ガス中の酸素の容量百分率(%) (CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素の容量百分率(%) (CO): 燃焼排ガス中的一酸化炭素の容量百分率(%) m: 空気過剰係数 A_0: 理論空気量 (m³_N/m³_N)</p> <p>なお、気体燃料の低発熱量 H_L [kcal/m³_N [kJ/m³_N]] から理論空気量 A_0 (m³_N/m³_N) 及び乾燃焼排ガス量 G' (m³_N/m³_N) を算出する場合には、次の簡略式を用いることができる。</p> $A_0 = \frac{1.09}{1000} H_L - 0.25 [H_L = 4000 \text{ [kcal/m}^3\text{N [kJ/m}^3\text{N) 以上}]$ $G' = G_0 + (m - 1) A_0 - (H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10})$ $G_0 = \frac{1.14}{1000} H_L + 0.25 [H_L = 4000 \text{ [kcal/m}^3\text{N [kJ/m}^3\text{N) 以上}]$ <p>ここに G_0: 理論燃焼排ガス量 (m³_N/m³_N)</p>

(IV, III-1-5 ⑤)

項目	項目	計算方法
<p>2. 出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>(4) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_4 [kcal [kJ]]</p>	<p>H_2: 気体燃料 1 m^3_N 中の水素の容量 (m^3_N) CH_4: 気体燃料 1 m^3_N 中のメタンの容量 (m^3_N) C_2H_6: 気体燃料 1 m^3_N 中のエタンの容量 (m^3_N) C_3H_8: 気体燃料 1 m^3_N 中のプロパンの容量 (m^3_N) C_4H_{10}: 気体燃料 1 m^3_N 中のブタンの容量 (m^3_N)</p> <p>(b) 燃焼排ガス中の水蒸気の顕熱 Q_{11} [kcal [kJ]] $Q_{11} = m_f \times S_v \times C_p \times (t_2 - t)$ ここに m_f: 燃成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3_N) S_v: 燃料 1 kg 当たり 又は 1 m^3_N 当たりの燃焼排ガス中の水蒸気量 (kg) C_p: 水蒸気の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t_2: 燃焼排ガスの温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 1. 水蒸気の比熱は、0.45 kcal/kg°C [1.88 kJ/kg°C] とする。 2. 燃焼 1 kg 当たり 又は 1 m^3_N 当たりの燃焼排ガス中の水蒸気量 S_v (kg) は、次の式から求めることができる。</p> <p>(i) 液体燃料の場合 $S_v = \frac{29}{22.4} AZ + \frac{w}{100} + \frac{9h}{100}$ ここに A: 燃料 1 kg 当たりの空気使用量 (m^3_N) Z: 絶対湿度 w: 重油中の水分の質量百分率 (%) h: 重油中の水素分の質量百分率 (%)</p> <p>(ii) 気体燃料の場合 $S_v = \frac{29}{22.4} AZ + \frac{18}{22.4} (H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10})$ $A = mA_0$ $Z = \frac{0.62\phi P_0}{P - \phi P_0}$ ここに A: 燃料 1 m^3_N 当たりの空気使用量 (m^3_N) Z: 絶対湿度 H_2: 気体燃料 1 m^3_N 中の水素の容量 (m^3_N) CH_4: 気体燃料 1 m^3_N 中のメタンの容量 (m^3_N) C_2H_6: 気体燃料 1 m^3_N 中のエタンの容量 (m^3_N) C_3H_8: 気体燃料 1 m^3_N 中のプロパンの容量 (m^3_N) C_4H_{10}: 気体燃料 1 m^3_N 中のブタンの容量 (m^3_N) m: 空気過剰係数 A_0: 理論空気量 (m^3_N/m^3_N) ϕ: 相対湿度 P: 大気圧 [mmHg [Pa]] P_0: 飽和蒸気圧 [mmHg [Pa]]</p> <p>(c) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_4 [kcal [kJ]] $Q_4 = Q_{11} + Q_{12}$ ここに Q_{11}: 乾燃焼排ガスの顕熱 [kcal [kJ]] Q_{12}: 燃焼排ガス中の水蒸気の顕熱 [kcal [kJ]]</p>
	<p>(5) 不完全燃焼による損失熱 Q_5 [kcal [kJ]]</p>	<p>$Q_5 = m_f \times G' \times \frac{(CO)}{100} \times 3050$ ここに m_f: 燃成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3_N) G': 燃料 1 kg 又は 1 m^3_N 当たりの乾燃焼排ガス量 (m^3_N) (CO): 燃焼排ガス中の一酸化炭素の容量百分率 (%)</p> <p>備考 燃焼排ガス中のすすを定量した場合は、その発熱量を 8100 kcal/kg [33 910 kJ/kg] として損失熱に加える。</p>
	<p>(6) 未燃成品の水分から蒸発する蒸気の持ち去る熱 Q_6 [kcal [kJ]]</p>	<p>$Q_6 = (m_r + m_p) \times (I - I')$ ここに m_r: 燃成品 1 t 当たりの未燃成品の付着水分 (kg) m_p: 燃成品 1 t 当たりの未燃成品の結晶水分 (kg) I: 燃焼排ガス温度における蒸気のエンタルピー [kcal/kg [kJ/kg]] I': 常温の水のエンタルピー [kcal/kg [kJ/kg]]</p>

(T. III-1-5 ⑥)

項目	計算方法
<p>2. 出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>(7) 冷却水の持ち去る熱 Q_7 [kcal [kJ]]</p> $Q_7 = m_w \times 1 \times (t'_{w2} - t'_{w1})$ <p>ここに m_w: 焼成品1t当たりの冷却水の使用量 (kg) t'_{w2}: 冷却水の出口温度 (°C) t'_{w1}: 冷却水の入口温度 (°C)</p> <hr/> <p>(8) 放射伝導その他による損失熱 Q_{a1} [kcal [kJ]]</p> $Q_{a1} = Q_1 - (Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11} + Q_{12} + Q_{13})$ <p>ここに Q_1: 全入熱 [kcal [kJ]] Q_7: 焼成品の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_8: 台車の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_9: 冷却空気の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{10}: 燃焼ガスの持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{11}: 不完全燃焼による損失熱 [kcal [kJ]] Q_{12}: 未焼成品の水分から蒸発する蒸気の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{13}: 冷却水の持ち去る熱 [kcal [kJ]] 炉壁の放射伝導による損失熱 Q_{a2} [kcal [kJ]]</p> $Q_{a2} = \frac{Q_{a2}}{m'_{a2}}$ $Q_{a2} = \Sigma(h_c + h_r) d_i \cdot A$ <p>$h_c = 2.1 \times \sqrt[4]{d_i}$ (炉壁が水平上向の場合) $h_c = 1.5 \times \sqrt[4]{d_i}$ (炉壁が鉛直横向の場合) $h_r = 4.88 \left\{ \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right\} \times 0.8/d_i$</p> <p>ここに m'_{a2}: 1時間当たりの焼成品の質量 (t) Q_{a2}: 1時間当たり全炉壁からの放射伝導熱量 [kcal [kJ]] h_c: 自然対流伝熱係数 [kcal/m²h°C [kJ/m²h°C]] h_r: 放射伝熱係数 [kcal/m²h°C [kJ/m²h°C]] d_i: 炉外壁の温度と室内空気温度との差 (°C) A: 炉壁の表面積 (m²) T_o: 絶対温度で示した炉の外壁温度 (K) T_i: 絶対温度で示した室内温度 (K)</p> <p>備考 炉壁の放射伝導による損失熱の計算式は、参考に示す。</p>
	<p>(9) 全出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p> $Q_2 = Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{a1}$ <p>ここに Q_7: 焼成品の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_8: 台車の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_9: 冷却空気の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{10}: 燃焼ガスの持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{11}: 不完全燃焼による損失熱 [kcal [kJ]] Q_{12}: 未焼成品の水分から蒸発する蒸気の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{13}: 冷却水の持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{a1}: 放射伝導その他による損失熱 [kcal [kJ]]</p>
<p>3. 循環熱 Q_3 [kcal [kJ]]</p>	<p>(1) 燃焼用空気による回収熱 Q_3 [kcal [kJ]]</p> $Q_3 = V_{pa} \times C_{pa} (t_{pa} - t)$ <p>ここに V_{pa}: 焼成品1t当たりの燃焼用予熱空気量 (m³N) C_{pa}: 空気の比熱 [kcal/m³N°C [kJ/m³N°C]] t_{pa}: 予熱空気の温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 空気の比熱は、0.31 kcal/m³N°C [1.30 kJ/m³N°C] とする。</p> <hr/> <p>(2) 循環燃焼ガスの保有する熱 Q_3 [kcal [kJ]]</p> $Q_3 = V_{rg} \times C_{rg} \times (t_{rg} - t)$ <p>ここに V_{rg}: 焼成品1t当たりの循環燃焼ガス量 (m³N) C_{rg}: 燃焼ガスの比熱 [kcal/m³N°C [kJ/m³N°C]] t_{rg}: 循環燃焼ガスの温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 燃焼ガスの比熱は、0.33 kcal/m³N°C [1.38 kJ/m³N°C] とする。</p>
<p>4. 有効熱 Q_4 [kcal [kJ]]</p>	<p>(1) 焼成品のみの場合の焼成品1t当たりの有効熱 Q_4 [kcal [kJ]]</p> <p>(a) 未焼成品の付着水分を蒸発するに要した熱 Q_4 [kcal [kJ]]</p> $Q_4 = m_w \times (L_v - t'_{w2})$ <p>ここに m_w: 焼成品1t当たりの未焼成品の付着水分 (kg) L_v: 付着水分から蒸発した蒸気のエンタルピー [kcal/kg [kJ/kg]]</p>

(Ⅱ. III-1-5 ⑦)

項目		計算方法
<p>4. 有効熱 Q_i [kcal {kJ}]</p>	<p>(1) 焼成品のみの場合の1t当たりの有効熱 Q_i [kcal {kJ}]</p>	<p>I_p: 窯の入口における未焼成品の付着水分のエンタルピー [kcal/kg {kJ/kg}]</p> <p>備考 付着水分から蒸発した蒸気のエンタルピーは、125°Cにおける蒸気のエンタルピー 648 kcal/kg {2 713 kJ/kg} とする。</p> <p>(b) 未焼成品の結晶水分を蒸発するに要した熱 Q_v [kcal {kJ}]</p> $Q_v = m_w \times (I_v - I_p)$ <p>ここに m_w: 焼成品1t当たりの未焼成品の結晶水分 (kg)</p> <p>I_v: 結晶水分から蒸発した蒸気のエンタルピー [kcal/kg {kJ/kg}]</p> <p>I_p: 窯の入口における未焼成品の結晶水分のエンタルピー [kcal/kg {kJ/kg}]</p> <p>備考 結晶水分から蒸発する蒸気のエンタルピーは、550°Cにおける蒸気のエンタルピー 859 kcal/kg {3 596 kJ/kg} とする。</p> <p>(c) 粘土の分解に要した熱 Q_d [kcal {kJ}]</p> $Q_d = m_{cl} \times q_d$ <p>ここに m_{cl}: 焼成品1t当たりの未焼成品の中の粘土量 (kg)</p> <p>q_d: 粘土1kgの分解に要した熱 [kcal/kg {kJ/kg}]</p> <p>備考 粘土の分解に要した熱は、260 kcal/kg {1 088 kJ/kg} とする。</p> <p>(d) 未焼成品の焼成に要した熱 Q_c [kcal {kJ}]</p> $Q_c = 1000 \times G''_m \times (t''_m - t_m)$ <p>ここに G''_m: 焼成品の比熱 [kcal/kg °C {kJ/kg °C}]</p> <p>t''_m: 焼成品の焼成温度 (°C)</p> <p>t_m: 窯の入口における未焼成品の温度 (°C)</p> <p>(e) 焼成品1t当たりの有効熱 Q_i [kcal {kJ}]</p> $Q_i = Q_p + Q_v + Q_d + Q_c$ <p>ここに Q_p: 未焼成品の付着水分を蒸発するに要した熱 [kcal {kJ}]</p> <p>Q_v: 未焼成品の結晶水分を蒸発するに要した熱 [kcal {kJ}]</p> <p>Q_d: 粘土の分解に要した熱 [kcal {kJ}]</p> <p>Q_c: 未焼成品の焼成に要した熱 [kcal {kJ}]</p>
<p>5. 熱効率 η (%)</p>	<p>(1) 焼成品の熱効率 η_1 (%)</p> <p>(2) さや及び道具を含んだ熱効率 η_2 (%)</p>	<p>(a) さや及び道具の加熱に要した熱 Q_r [kcal {kJ}]</p> $Q_r = m_s \times C''_s \times (t''_s - t_s)$ <p>ここに m_s: 焼成品1t当たりのさや及び道具の質量 (kg)</p> <p>C''_s: さや及び道具の平均比熱 [kcal/kg °C {kJ/kg °C}]</p> <p>t''_s: さや及び道具の焼成温度 (°C)</p> <p>t_s: 窯の入口におけるさや及び道具の温度 (°C)</p> <p>(b) さや及び道具を含めた場合の焼成品1t当たりの有効熱 Q_i [kcal {kJ}]</p> $Q_i = Q_i + Q_r$ <p>ここに Q_i: 焼成品1t当たりの有効熱 [kcal {kJ}]</p> <p>Q_r: さや及び道具の加熱に要した熱 [kcal {kJ}]</p>

備考 m''_s は、気体の標準状態 (0°C, 760 mmHg {101.3 kPa}) における体積の単位を示す。

Table III-1-6 Example of Heat balance sheet of tunnel kiln

Product		Biscuit	Tile	Table-ware (tray)	Table-ware	Table-ware (mixed)	Table-ware (mixed)
Heat input	Combustion heat of fuel	97.4	99.5	99.4	99.6	99.9	99.8
	Sensible heat of fuel	0.1	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1
	Heat carried in by product and tools	1.0	0.2	0.2	0.1	--	0.0
	Heat carried in by car	1.5	0.1	0.2	0.2	--	0.1
	Total	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
Heat output	Heat carried out by product and tools	4.0	2.3	3.3	2.3	0.7	1.1
	Heat carried out by car	4.3	1.1	3.8	4.0	0.4	2.4
	Heat carried out by cooling air	52.6	43.2	47.3	40.9	19.6	24.0
	Heat carried out by exhaust gas	18.7	15.6	19.8	19.5	22.4	27.0
	Heat loss by incomplete combustion	--	--	--	--	--	1.8
	Heat loss by heat radiation and transfer	15.9	36.7	24.7	32.6	55.7	42.8
	Heat loss by evaporation of moisture unfired product	4.5	1.1	1.1	0.7	0.7	0.4
Total	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
Heat efficiency	Product only	31.2	10.6	8.8	4.8	--	6.0
	(including tools)	69.2	39.4	28.0	19.8	--	18.6
Weight ratio	Product: tools	1:4	1:3.5	1:4.5	1:6	--	1:6.5

(%)

Table III-1-7 Heat balance of tile etc.

(%)

Item		Glazed tile	Ceramic tube	Sanitary ware	Tile (wet forming)	Tile	
Heat input	(1) Combustion heat of fuel	98.86	99.77	99.44	98.93	99.39	
	(2) Sensible heat of fuel	0.16	0.01	0.00	-	0.02	
	(3) Heat brought in by unfired product, saggars and tool	0.73	0.13	0.15	0.64	0.35	
	(a) Heat brought in by unfired product	0.49	0.12	0.05	0.54	0.32	
	(b) Heat brought in by saggars and tool	0.24	0.01	0.10	0.10	0.03	
	(4) Heat brought in by car	0.25	0.09	0.41	0.43	0.24	
	(a) Heat brought in by car (refractory part)	0.16	0.08	0.31	0.39	0.19	
	(b) Heat brought in by car (iron part)	0.09	0.01	0.07	0.04	0.05	
	(5) Combustion heat brought in by combustible components contained in unfired product	nd	nd	nd	nd	nd	
	Heat output	(1) Heat carried away by fired product, saggars and tool	3.62	2.60	1.88	3.49	3.46
(a) Heat carried away by fired product		2.30	2.36	0.68	3.08	3.23	
(b) Heat carried away by saggars and tool		1.32	0.25	1.20	0.41	0.23	
(2) Heat carried away by car		2.01	2.19	5.47	2.25	1.54	
(a) Heat carried away by car (refractory part)		1.46	1.89	4.77	2.03	1.26	
(b) Heat carried away by car (iron part)		0.55	0.30	0.70	0.22	0.28	
(3) Heat carried away by cooling air		-	-	-	14.79	-	
(4) Heat carried away by combustion exhaust gas		12.85	10.85	23.68	19.73	12.15	
(a) Sensible heat of dry combustion exhaust gas		12.19	10.39	-	18.66	11.49	
(b) Sensible heat of vapor of combustion exhaust gas		0.66	0.46	-	1.07	0.66	
(5) Heat loss by incomplete combustion		-	-	1.40	-	-	
(6) Heat carried away by vapor evaporated from moisture of unfired product		7.04	3.11	26.25	4.57	8.13	
(7) Heat loss by radiation, conduction and others		74.47	81.25	41.42	55.17	74.71	
Total		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	
Effective heat		(1) Effective heat per one ton of fired product when only fired product is considered	42.60	26.74	12.04	29.61	40.55
		(a) Heat required for evaporation of moisture adhering to unfired product	1.40	0.46	0.28	0.71	3.57
		(b) Heat required for evaporation of water of crystallization in unfired product	7.57	3.69	1.48	4.86	6.13
	(c) Heat required for decomposition of clay	12.15	7.75	3.06	8.25	8.97	
	(d) Heat required for firing of product	21.48	14.84	7.22	15.79	21.87	
	(2) Effective heat per one ton of fired product when saggars and tool are included	56.43	29.12	26.43	32.99	42.83	
Heat required for heating of saggars and tool		13.83	2.38	14.40	3.39	2.28	
Heat efficiency	(1) Thermal efficiency of fired product	42.60	26.74	12.04	29.61	40.55	
	(2) Thermal efficiency when saggars and tool are included	56.43	29.12	26.43	33.00	42.83	
Unit fuel consumption rate / t		92.76	132.53	384.22	134.83	94.64	

Table III-1-8 各種ガスの平均定圧比熱 (0°C基準)

単位 kcal/m³°C [kJ/m³°C]

温度 t (°C)	CO ₂	H ₂ O	空気	CO	空気中 N ₂	燃焼ガス	
						重油	石炭
0	0.387 {1.619}	0.356 {1.490}	0.311 {1.301}	0.311 {1.301}	0.310 {1.297}	0.326 {1.364}	0.326 {1.364}
100	0.411 {1.720}	0.359 {1.502}	0.312 {1.305}	0.312 {1.305}	0.311 {1.301}	0.331 {1.385}	0.331 {1.385}
200	0.432 {1.807}	0.363 {1.519}	0.313 {1.310}	0.313 {1.310}	0.311 {1.301}	0.334 {1.397}	0.335 {1.402}
300	0.450 {1.883}	0.368 {1.540}	0.315 {1.318}	0.315 {1.318}	0.313 {1.310}	0.338 {1.414}	0.340 {1.422}
400	0.467 {1.954}	0.373 {1.561}	0.318 {1.331}	0.318 {1.331}	0.315 {1.318}	0.343 {1.435}	0.345 {1.443}
500	0.482 {2.017}	0.379 {1.586}	0.321 {1.343}	0.321 {1.343}	0.318 {1.331}	0.348 {1.456}	0.350 {1.464}
600	0.494 {2.067}	0.385 {1.611}	0.324 {1.356}	0.325 {1.360}	0.320 {1.339}	0.352 {1.473}	0.354 {1.481}
700	0.506 {2.117}	0.391 {1.636}	0.328 {1.372}	0.328 {1.372}	0.324 {1.356}	0.357 {1.494}	0.360 {1.506}
800	0.516 {2.159}	0.397 {1.661}	0.331 {1.385}	0.332 {1.389}	0.327 {1.368}	0.361 {1.510}	0.364 {1.523}
900	0.525 {2.197}	0.403 {1.686}	0.334 {1.397}	0.335 {1.402}	0.329 {1.377}	0.365 {1.527}	0.367 {1.536}
1000	0.533 {2.230}	0.410 {1.715}	0.337 {1.410}	0.338 {1.414}	0.332 {1.389}	0.369 {1.544}	0.372 {1.556}
1200	0.547 {2.289}	0.422 {1.766}	0.343 {1.435}	0.344 {1.439}	0.339 {1.418}	0.378 {1.582}	0.380 {1.590}
1400	0.558 {2.335}	0.434 {1.816}	0.348 {1.456}	0.349 {1.460}	0.344 {1.439}	0.384 {1.607}	0.387 {1.619}
1600	0.568 {2.377}	0.445 {1.862}	0.352 {1.473}	0.353 {1.477}	0.348 {1.456}	0.390 {1.632}	0.392 {1.640}
1800	0.576 {2.410}	0.455 {1.904}	0.356 {1.490}	0.357 {1.494}	0.352 {1.473}	0.395 {1.653}	0.397 {1.661}
2000	0.583 {2.439}	0.465 {1.946}	0.359 {1.502}	0.360 {1.506}	0.354 {1.481}	0.399 {1.669}	0.401 {1.678}

備考 1. この表の CO₂, H₂O, 空気, CO 及び N₂ の平均定圧比熱の出所は, W. Heiligenstaedt: Wärmetechnische Rechnungen für Industrieföfen, 4 Auflage, Stahlisen-Bücher Band 2, p. 58 (1966) である。

この表に示す N₂ の比熱は純粋の N₂ の比熱ではなく, 空気中から O₂ を除いた残り (Ar などを含む) の比熱である。

燃焼ガスの比熱は, 重油については, C = 86%, H = 12% とし, m = 1.0 の場合を, 石炭については w: 2%, a: 14%, c: 70%, h: 5%, o: 2%, n: 2%, 燃料比 1.25 として計算したものである。

2. 0°C 基準の平均比熱表を使用した場合, 平均比熱 \bar{C}_p は,

$$\bar{C}_p = \frac{\int_0^t C_p dt}{t}$$

であるから, 外気温度 (t_a) 基準の熱勘定をとる場合は,

$$\bar{C}_p = \frac{\int_0^t C_p dt - \int_0^{t_a} C_p dt}{t - t_a}$$

を使用しなければならない。しかし, ここでは簡略のため \bar{C}_p 0°C 基準を使用する。

Table III-1-9 陶磁器及び耐火物原料の比熱

Table III-1-9: Heat capacity of ceramic and refractory raw materials. Columns include temperature (0-2000°C) and heat capacity (kJ/kg·K). Rows list various materials like alumina, silica, etc.

注 1. この表の比熱は、室温(20°C)からT°Cまでの間の平均比熱を表している。
注 2. この表の比熱は、W.H. Condon(1928), A.F. McGee(1929), G.R. Weiser(1931), Raab(1934), J. Energy(1920), F. Neumann(1925), 田原(1926), A.T. Green(1923)のデータによるものである。

Table III-1-10 陶磁器の比熱

Table III-1-10: Heat capacity of ceramics. Columns include temperature (0-2000°C) and heat capacity (kJ/kg·K). Rows list various ceramic types like porcelain, etc.

注 1. この表の比熱は、室温(20°C)からT°Cまでの間の平均比熱を表している。

Table III-1-11 耐火れんがの比熱

Table III-1-11: Heat capacity of refractory bricks. Columns include temperature (0-2000°C) and heat capacity (kJ/kg·K). Rows list various brick types like fire bricks, etc.

注 1. この表の比熱は、室温(20°C)からT°Cまでの間の平均比熱を表している。
注 2. この表の比熱は、W.H. Condon(1928), A.F. McGee(1929), G.R. Weiser(1931), Raab(1934), J. Energy(1920), F. Neumann(1925), 田原(1926), A.T. Green(1923)のデータによるものである。

Table III-1-12 陶磁器、耐火物などの焼成用単独窯の熱勘定方式

Table III-1-12 ①

項目	計算方法
1. 入熱 Q_1 [kcal [kJ]]	(1) 燃料の燃焼熱 Q_a [kcal [kJ]] $Q_a = m_f \times H_f$ ここに m_f : 焼成品 1 t 当たりの燃料使用量 (kg 又は m^3) H_f : 燃料の低発熱量 [kcal/kg [kJ/kg] 又は kcal/ m^3 [kJ/ m^3)] 備考 例えば、ある組成の気体燃料の場合は、次の式から燃料の低発熱量 H_f [kcal/ m^3 [kJ/ m^3)] を算出することができる。 ただし、括弧内は気体燃料の組成の容量百分率 (%) を示す。 $H_f = 30.5(CO) + 25.7(H_2) + 85.5(CH_4) + 153.7(C_2H_6) + 210(C_3H_8) + 292(C_4H_{10})$
	(2) 燃料の顕熱 Q_b [kcal [kJ]] $Q_b = m_f \times C_f \times (t_f - t)$ ここに m_f : 焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3) C_f : 燃料の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C] 又は kcal/ m^3 [kJ/ m^3 °C]] t_f : 燃料の温度 (°C) t : 常 温 (°C) 備考 液体燃料の比熱は、0.45 kcal/kg°C [1.88 kJ/kg°C] とし気体燃料の比熱はその組成から計算する。
	(3) 燃焼用空気の持ち込む熱 Q_c [kcal [kJ]] $Q_c = \frac{Q_{c1}}{m_o}$ $Q_{c1} = \sum [V_c \times C_c \times (t_c - t)]$ ここに Q_{c1} : 総燃焼用空気の持ち込む熱 [kcal [kJ]] m_o : 焼成品の総質量 (t) V_c : 燃料のたき始めからたきあげまでの間の各燃焼用空気量 (m^3) C_c : 各燃焼用空気の比熱 [kcal/ m^3 °C [kJ/ m^3 °C]] t_c : 各燃焼用空気の温度 (°C) t : 常 温 (°C) 備考 燃焼用空気の持ち込む熱は、燃料のたき始めからたきあげまでの間の各燃焼用空気の持つ熱を、一定時間ごとに区切って別々に計算し合計したものである。
	(4) 未焼成品、さや、道具、台車の持ち込む熱及び可燃成分の燃焼熱 Q_d [kcal [kJ]] (a) 未焼成品の持ち込む熱 Q_{d1} [kcal [kJ]] $Q_{d1} = m_n \times C_n \times (t_n - t)$ ここに m_n : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品の質量 (kg) C_n : 未焼成品の平均比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t_n : 窯入れ時の未焼成品の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (b) さや及び道具の持ち込む熱 Q_{d2} [kcal [kJ]] $Q_{d2} = m_n \times C_n \times (t_n - t)$ ここに m_n : 焼成品 1 t 当たりのさや及び道具の質量 (kg) C_n : さや及び道具の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t_n : 窯入れ時のさや及び道具の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (c) 台車の持ち込む熱 Q_{d3} [kcal [kJ]] $Q_{d3} = m_o \times C_o \times (t_o - t)$ ここに m_o : 焼成品 1 t 当たりの台車の質量 (kg) C_o : 台車の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t_o : 窯入れ時の台車の温度 (°C) t : 常 温 (°C) (d) 未焼成品に含まれる可燃成分の燃焼熱 Q_{d4} [kcal [kJ]] $Q_{d4} = m_1 \times H_{1a}$ ここに m_1 : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品に含まれる可燃成分の質量 (kg) H_{1a} : 可燃成分の有効発熱量 [kcal/kg [kJ/kg]] (e) 未焼成品、さや、道具、台車の持ち込む熱及び可燃成分の燃焼熱 Q_d [kcal [kJ]] $Q_d = Q_{d1} + Q_{d2} + Q_{d3} + Q_{d4}$

(T, III-1-12 ②)

項目		計算方法
1. 入熱 Q_1 [kcal(kJ)]	(5) 窯本体に蓄熱している熱 Q_5 [kcal(kJ)]	$Q_5 = \frac{Q_{51}}{m_0}$ $Q_{51} = \sum(m_i \times C_i \times (t_i - t))$ ここに Q_{51} : 窯本体に蓄熱している総熱量 [kcal(kJ)] m_0 : 焼成品の総質量 (t) m_i : 窯本体における各部(天井, 側壁及び底部)の耐火物の質量 (kg) C_i : 窯本体の耐火物の平均比熱 [kcal/kg°C (kJ/kg°C)] t_i : 窯本体の内面及び外面の平均温度 (°C) t : 室温 (°C) 備考 1. 窯本体に蓄熱した熱は, 窯本体の天井, 側壁及び底部に分けて算出する。 2. 窯本体の内面及び外面の平均温度は, 燃料をたき始めたときのものとする。
	(6) 全入熱 Q_1 [kcal(kJ)]	$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$ ここに Q_2 : 燃料の燃焼熱 [kcal(kJ)] Q_3 : 燃料の顕熱 [kcal(kJ)] Q_4 : 燃焼用空気の持ち込む熱 [kcal(kJ)] Q_5 : 未焼成品, さや, 道具, 台車の持ち込む熱及び可燃成分の燃焼熱 [kcal(kJ)] Q_6 : 窯本体に蓄熱している熱 [kcal(kJ)]
2. 出熱 Q_2 [kcal(kJ)]	(1) 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気の持ち去る熱 Q_2 [kcal(kJ)]	$Q_2 = m_w \times (I_w - I'_w)$ ここに m_w : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品の付着水分量 (kg) I_w : 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気のエンタルピー [kcal/kg (kJ/kg)] I'_w : 未焼成品の付着水分のエンタルピー [kcal/kg (kJ/kg)] 備考 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気のエンタルピーは, 125°C における蒸気のエンタルピー 648 kcal/kg (2713 kJ/kg) とする。
	(2) 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気の持ち去る熱 Q_2 [kcal(kJ)]	$Q_2 = m_v \times (I_v - I'_v)$ ここに m_v : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品の結晶水分 (kg) I_v : 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気のエンタルピー [kcal/kg (kJ/kg)] I'_v : 未焼成品の結晶水分のエンタルピー [kcal/kg (kJ/kg)] 備考 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気のエンタルピーは, 550°C における蒸気のエンタルピー 859 kcal/kg (3596 kJ/kg) とする。
	(3) 粘土の分解に要した熱 Q_3 [kcal(kJ)]	$Q_3 = m_{cl} \times Q_p$ ここに m_{cl} : 焼成品 1 t 当たりの未焼成品の中の粘土量 (kg) Q_p : 粘土 1 kg の分解に要した熱 [kcal/kg (kJ/kg)] 備考 粘土の分解に要した熱は, 260 kcal/kg (1088 kJ/kg) とする。
	(4) 未焼成品の焼成に要した熱 Q_4 [kcal(kJ)]	$Q_4 = 1000 \times C'_a \times (t'_a - t_a)$ ここに C'_a : 焼成品の平均比熱 [kcal/kg°C (kJ/kg°C)] t'_a : 焼成品の焼成温度 (°C) t_a : 窯入れ時の未焼成品の温度 (°C)
	(5) さや及び道具の加熱に要した熱 Q_5 [kcal(kJ)]	$Q_5 = m_{sc} \times C'_{sc} \times (t'_{sc} - t_{sc})$ ここに m_{sc} : 焼成品 1 t 当たりのさや及び道具の質量 (kg) C'_{sc} : さや及び道具の平均比熱 [kcal/kg°C (kJ/kg°C)] t'_{sc} : さや及び道具の焼成温度 (°C) t_{sc} : 窯入れ時のさや及び道具の温度 (°C)
	(6) 窯本体に蓄熱した熱 Q_6 [kcal(kJ)]	$Q_6 = \frac{Q_{61}}{m_0}$ $Q_{61} = \sum(m_i \times C'_i \times (t'_i - t))$ ここに Q_{61} : 窯本体に蓄熱した総熱量 [kcal(kJ)] m_0 : 焼成品の総質量 (kg) m_i : 窯本体の各部耐火物の質量 (kg)

(T. III-1-12 ③)

項目	計算方法
<p>2. 出熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>C'_v: 窯本体の耐火物の比熱 [kcal/kg°C (kJ/kg°C)] t'_v: 窯本体の内面及び外面の平均温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 1. 窯本体に蓄熱した熱は、その天井、側壁及び底部に分けて計算する。 2. 窯本体の内面及び外面の平均温度は、燃料のたきあげ時の窯本体の内面及び外面から計算によって求める。 3. 窯本体に蓄熱量の異なる耐火物が組み合わせて使用されている場合は、各層ごとの平均温度から蓄熱量を求め、それらの和を算出すればより正確な値が得られる。</p>
<p>(7) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_3 [kcal [kJ]]</p>	<p>(a) 乾燃焼排ガスの顕熱 Q_{11} [kcal [kJ]]</p> $Q_{11} = \frac{Q_{11}}{m_0}$ $Q_{11} = \sum [G' \times F \times C_v \times (t_v - t)]$ <p>ここに Q_{11}: 乾燃焼排ガスの総顕熱 [kcal [kJ]] m_0: 焼成品の総質量 t G': 燃料 1 kg 当たり又は 1 m³_N 当たりの乾燃焼排ガス量 (m³_N) F: 一定時間ごとの燃料 (気体燃料の場合は気化ガス) 使用量 (kg 又は m³_N) C_v: 燃焼排ガスの比熱 [kcal/m³°C (kJ/m³°C)] t_v: 燃焼排ガスの温度 (°C) t: 常温 (°C)</p> <p>備考 1. 燃焼排ガスの比熱を概略計算による場合は、0.33 kcal/m³°C [1.38 kJ/m³°C] とする。その他の場合は付表 1 から求める。 2. 燃焼排ガスの顕熱は、一定時間を区切って別々に計算して合計する。 3. 未焼成品に可燃成分が含まれる場合は別に計算して合計する。 4. 燃料 1 kg 当たり又は 1 m³_N 当たりの乾燃焼排ガス量 (m³_N) G' を燃焼排ガスの組成及び燃料の組成から求める場合は、次の式によることができる。</p> <p>(i) 液体燃料の場合</p> $G' = (m - 0.21)A_0 + 1.867 \times \frac{c}{100} + 0.7 \times \frac{s}{100} + 0.8 \times \frac{n}{100}$ <p>又は</p> $G' = \frac{1.867C + 0.7s}{(\text{CO}_2) + (\text{CO})}$ $m = \frac{(\text{N}_2)}{(\text{N}_2) - 3.76((\text{O}_2) - 0.5(\text{CO}))}$ $A_0 = \frac{1}{100} \left(8.89c + 26.7 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 3.33s \right)$ <p>ここに c: 燃料中の炭素の質量百分率 (%) s: 燃料中の燃焼性硫黄の質量百分率 (%) n: 燃料中の窒素の質量百分率 (%) m: 空気過剰係数 h: 燃料中の水素の質量百分率 (%) o: 燃料中の酸素の質量百分率 (%) A_0: 理論空気量 (m³/kg) (CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素の容量百分率 (%) (CO): 燃焼排ガス中的一酸化炭素の容量百分率 (%) (O₂): 燃焼排ガス中の酸素の容量百分率 (%) (N₂): 燃焼排ガス中の窒素の容量百分率 (%)</p> <p>なお、焼成品 1 t 当たりの空気過剰係数 m、理論空気量 A_0 (m³/kg) 及び乾燃焼排ガス量 G' (m³/kg) は、次の簡</p>

(T. III-1-12 ④)

項目	計算方法
<p>2. 出 熱 Q: [kcal [kJ]]</p>	<p>(7) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q: [kcal [kJ]]</p> <p>略式を用いて算出することができる。この場合、液体燃料の燃焼排ガス中の最大二酸化炭素量の容量百分率(%) (CO₂)_{max} は15.3%とする。</p> $m = \frac{(\text{CO}_2)_{\text{max}}}{(\text{CO}_2)}$ $A_0 = \frac{0.85}{1000} H_i + 2.0$ $G' = G_0 + (m-1)A_0 - \frac{22.4}{18} \left(\frac{W+9h}{100} \right)$ $G_0 = \frac{1.11}{1000} H_i$ <p>ここに H_i: 液体燃料の低発熱量 [kcal/kg] [kJ/kg] W: 燃料中の水分の質量百分率 (%) h: 燃料中の水素の質量百分率 (%) G₀: 理論燃焼排ガス量 (m³/kg) (CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素の容量百分率 (%)</p> <p>(ii) 気体燃料の場合</p> $G' = G - (\text{H}_2 + 2 \cdot \text{CH}_4 + 3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 4 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 5 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10})$ <p style="text-align: center;">(m³/m³N)</p> $G = 1 + mA_0 - 0.5(\text{H}_2 + \text{CO} - \text{C}_2\text{H}_6 - 2 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 - 3 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10})$ <p style="text-align: center;">(m³/m³N)</p> <p>又は</p> $G = (m - 0.21)A_0 + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2 + 3 \cdot \text{CH}_4 + 5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 7 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 9 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + n_2 \text{ (m}^3\text{/m}^3\text{N)}$ <p>G' はまた燃焼排ガス分析の結果から、次の式によって求めることができる。</p> $G' = \frac{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 4 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10}}{(\text{CO}_2) + (\text{CO})} \times 100$ $m = 1 + \frac{(\text{O}_2) - 0.5(\text{CO})}{(0.5 \text{H}_2 + 0.5 \text{CO} + 2 \text{CH}_4 + 3.5 \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \text{C}_3\text{H}_8 + 6.5 \text{C}_4\text{H}_{10} - \text{O}_2)} \times \frac{(\text{CO}_2) + (\text{CO})}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 4 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10}}$ $A_0 = \frac{1}{0.21} (0.5 \text{H}_2 + 0.5 \text{CO} + 2 \text{CH}_4 + 3.5 \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \text{C}_3\text{H}_8 + 6.5 \text{C}_4\text{H}_{10} - \text{O}_2) \text{ (m}^3\text{/m}^3\text{N)}$ <p>ここに H₂: 気体燃料 1 m³N 中の水素の容量 (m³N) CO: 気体燃料 1 m³N 中の一酸化炭素の容量 (m³N) CH₄: 気体燃料 1 m³N 中のメタンの容量 (m³N) C₂H₆: 気体燃料 1 m³N 中のエタンの容量 (m³N) C₃H₈: 気体燃料 1 m³N 中のプロパンの容量 (m³N) C₄H₁₀: 気体燃料 1 m³N 中のブタンの容量 (m³N) O₂: 気体燃料 1 m³N 中の酸素の容量 (m³N) N₂: 気体燃料 1 m³N 中の窒素の容量 (m³N) CO₂: 気体燃料 1 m³N 中の二酸化炭素の容量 (m³N) (O₂): 燃焼排ガス中の酸素の容量百分率 (%) (CO₂): 燃焼排ガス中の二酸化炭素の容量百分率 (%) (CO): 燃焼排ガス中的一酸化炭素の容量百分率 (%)</p> <p>m: 空気過剰係数 A₀: 理論空気量 (m³/m³N)</p> <p>なお、気体燃料の低発熱量 H_i [kcal/kg] [kJ/kg] から理論空気量 A₀ (m³/m³N) 及び乾燥燃焼排ガス量 G' (m³/m³N) を算出する場合には次の簡略式を用いることができる。</p> $H_i = 4000 \text{ kcal/m}^3 \text{ (16740 kJ/m}^3\text{) 以上の場合}$ $A_0 = \frac{1.09}{1000} H_i - 0.25$ $G_0 = \frac{1.14}{1000} H_i + 0.25$ $G' = G_0 + (m-1)A_0 - (\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 + 3 \text{C}_2\text{H}_6 + 4 \text{C}_3\text{H}_8 + 5 \text{C}_4\text{H}_{10})$ <p>ここに G₀: 理論燃焼排ガス量 (m³/m³N)</p>

(T. III-1-12 ⑤)

項目	計算方法
<p>2. 出 熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p>	<p>(7) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_2 [kcal [kJ]]</p> <p>H_2: 燃料ガス $1 m^3_N$ 中の水素の容量 (m^3_N) CH_4: 燃料ガス $1 m^3_N$ 中のメタンの容量 (m^3_N) C_2H_6: 燃料ガス $1 m^3_N$ 中のエタンの容量 (m^3_N) C_3H_8: 燃料ガス $1 m^3_N$ 中のプロパンの容量 (m^3_N) C_4H_{10}: 燃料ガス $1 m^3_N$ 中のブタンの容量 (m^3_N)</p> <p>(b) 燃焼排ガス中の水蒸気の顕熱 Q_{12} [kcal [kJ]]</p> $Q_{12} = \frac{Q_{121}}{m_0}$ $Q_{121} = \sum [F \times S_0 \times C_{10} \times (t_0 - t)]$ <p>ここに Q_{121}: 燃焼排ガス中の水蒸気の総顕熱 [kcal [kJ]] m_0: 焼成品の総質量 (t) F: 一定時間ごとの燃料使用量 (kg 又は m^3_N) S_0: 燃料 $1 kg$ 当たり又は $1 m^3_N$ 当たりの燃焼排ガス中の水蒸気量 (kg) C_{10}: 水蒸気の比熱 [kcal/kg°C [kJ/kg°C]] t_0: 燃焼排ガスの温度 (°C) t: 常 温 (°C)</p> <p>備 考 1. 未焼成品に可燃成分が含まれる場合は、別に計算して合算する。 2. 水蒸気の比熱は、$0.45 kcal/kg$ ($1.88 kJ/kg$) とする。 3. 燃焼排ガス中の水蒸気の顕熱は、一定時間を区切って別々に計算して合計する。 4. 燃料 $1 kg$ 当たり又は $1 m^3_N$ 当たりの燃焼排ガス中の水蒸気量 S_0 (kg) は、次の式から求めることができる。</p> <p>(i) 液体燃料の場合</p> $S_0 = \frac{29}{22.4} A \cdot Z + \frac{w}{100} + \frac{9h}{100}$ <p>ここに A: 燃料 $1 kg$ 当たりの空気使用量 (m^3_N) Z: 絶対湿度 w: 液体燃料の水分の質量百分率 (%) h: 液体燃料の水素分の質量百分率 (%)</p> <p>(ii) 気体燃料の場合</p> $S_0 = \frac{29}{22.4} A \cdot Z + \frac{18}{22.4} (H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10})$ $A = mA_0$ $Z = \frac{0.62 \varphi P_0}{P - \varphi P_0}$ <p>ここに A: 燃料 $1 m^3_N$ 当たりの空気使用量 (m^3_N) Z: 絶対湿度 H_2: 気体燃料 $1 m^3_N$ 中の水素の容量 (m^3_N) CH_4: 気体燃料 $1 m^3_N$ 中のメタン容量 (m^3_N) C_2H_6: 気体燃料 $1 m^3_N$ 中のエタン容量 (m^3_N) C_3H_8: 気体燃料 $1 m^3_N$ 中のプロパン容量 (m^3_N) C_4H_{10}: 気体燃料 $1 m^3_N$ 中のブタン容量 (m^3_N) m: 空気過剰係数 A_0: 理論空気量 (m^3_N/m^3_N) φ: 相対湿度 P: 大気圧 [mm Hg [Pa]] P_0: 飽和蒸気圧力 [mm Hg [Pa]]</p> <p>(c) 燃焼排ガスの持ち去る熱 Q_1 [kcal [kJ]]</p> $Q_1 = Q_{11} + Q_{12}$ <p>ここに Q_{11}: 乾燃焼排ガスの顕熱 [kcal [kJ]] Q_{12}: 燃焼排ガス中の水蒸気の顕熱 [kcal [kJ]]</p>

(T. III-1-12 ⑥)

項 目	計 算 方 法
<p>2. 出 熱 Q₂ [kcal [kJ]]</p>	<p>(8) 不完全燃焼による損失熱 Q₈ [kcal [kJ]]</p> $Q_8 = \sum [m_f \times G' \times \frac{(CO)}{100} \times 3050]$ <p>ここに m_f: 一定時間ごとの焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m³) G': 燃料 1 kg 当たり 又は 1 m³ 当たりの乾燃焼排ガス量 (m³) (CO): 燃焼排ガス中の一酸化炭素の容積百分率 (%)</p> <p>備 考 1. 燃焼排ガス中のすずが定量された場合は、その発熱量を 8 100 kcal/kg [33 100 kJ/kg] とし損失熱に加える。 2. 不完全燃焼による損失熱は、一定時間を区切って別々に計算して合計する。 3. 未焼成品に可燃成分が含まれる場合は、別に計算して合計する。</p>
<p>2. 出 熱 Q₂ [kcal [kJ]]</p>	<p>(9) 放射伝導その他による損失熱 Q₉ [kcal [kJ]]</p> $Q_9 = Q_{f1} + Q_{f2} + Q_{f3} + Q_{f4} + Q_{f5} + Q_{f6} + Q_{f7} + Q_{f8} + Q_{f9}$ <p>ここに Q_{f1}: 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{f2}: 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{f3}: 粘土の分解に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f4}: 未焼成品の焼成に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f5}: さや及び道具の加熱に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f6}: 窯本体に蓄熱した熱 [kcal [kJ]] Q_{f7}: 燃焼排ガスの顕熱 [kcal [kJ]] Q_{f8}: 不完全燃焼による損失熱 [kcal [kJ]] Q_{f9}: 炉壁の放射伝導による損失熱 [kcal [kJ]]</p> $Q_{s1} = \frac{\sum Q_{s2}}{m'}$ $Q_{s2} = \sum (h_c + h_r) d_i \cdot A_i \cdot t_{10}$ <p>h_c = 2.1 √d_i (炉壁が水平上向の場合) h_c = 1.5 √d_i (炉壁が鉛直横向の場合) h_r = 4.88 [(T₀/100)⁴ - (T₁/100)⁴] × 0.8/d_i</p> <p>ここに m': 焼成品の質量 (t) Q_{s1}: 一定時間ごとの炉壁からの放射伝導熱 [kcal [kJ]] h_c: 自然対流伝熱係数 [kcal/m²h°C [kJ/m²h°C)] h_r: 放射伝導係数 [kcal/m²h°C [kJ/m²h°C)] d_i: 炉外壁の温度と室内空気温度の差 (°C) A_i: 炉壁の表面積 (m²) T₀: 絶対温度で示した窯の周囲温度 (K) t₁₀: 測定の間隔時間 (h) T₁: 絶対温度で示した炉の外壁温度 (K)</p> <p>備 考 1. 炉壁の放射伝導による損失熱の計算式は、参考に示す。 2. 窯の周囲温度は、窯の壁面から 1 m 離れた位置の測定値とする。 3. 炉壁の放射伝導による損失熱は、時間を区切って別々に計算して合計する。</p>
<p>2. 出 熱 Q₂ [kcal [kJ]]</p>	<p>(10) 全出熱 Q₇ [kcal [kJ]]</p> $Q_7 = Q_{f1} + Q_{f2} + Q_{f3} + Q_{f4} + Q_{f5} + Q_{f6} + Q_{f7} + Q_{f8} + Q_{f9}$ <p>ここに Q_{f1}: 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{f2}: 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_{f3}: 粘土の分解に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f4}: 未焼成品の焼成に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f5}: さや及び道具の加熱に要した熱 [kcal [kJ]] Q_{f6}: 窯本体に蓄熱した熱 [kcal [kJ]] Q_{f7}: 燃焼排ガスの顕熱 [kcal [kJ]] Q_{f8}: 不完全燃焼による損失熱 [kcal [kJ]] Q_{f9}: 放射伝導その他による損失熱 [kcal [kJ]]</p>

(T, III-1-12 ㉞)

項目	計算方法
<p>3. 熱効率 η (%)</p>	<p>(1) 焼成品の熱効率 η_1 (%)</p> $\eta_1 = \frac{Q_1}{m_s \times H_1} \times 100$ <p>ここに Q_1: 焼成品 1 t 当たりの有効熱 [kcal [kJ]] m_s: 焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3_s) H_1: 燃料の低発熱量 [kcal/kg [kJ/kg] 又は [kcal/m^3_s [kJ/m^3_s]]</p> <p>備考 1. 燃料及び燃焼用空気などが他の熱源によって予熱されている場合は、その熱量を上式の下母に加える。 2. 焼成品 1 t 当たりの有効熱 Q_1 [kcal [kJ]] は、次の式から求める。 $Q_1 = Q_f + Q_g + Q_h + Q_i$ ここに Q_f: 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_g: 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_h: 粘土の分解に要した熱 [kcal [kJ]] Q_i: 未焼成品の焼成に要した熱 [kcal [kJ]] 3. 他の冷却中の窯の蓄熱を回収して利用している場合及び他の焼成中の窯の廃熱を回収して利用している場合は、η_1 の他に次の η_2 を求めることが望ましい。 $\eta_2 = \frac{Q_1}{m_f \times H_1 + \text{他の窯からの回収熱}} \times 100$ </p>
	<p>(2) さや及び道具を含んだ熱効率 η_2 (%)</p> $\eta_2 = \frac{Q_2}{m_f \times H_1} \times 100$ <p>ここに Q_2: さや及び道具を含んだ場合の焼成品 1 t 当たりの有効熱 [kcal [kJ]] m_f: 焼成品 1 t 当たりの燃料の使用量 (kg 又は m^3_s) H_1: 燃料の低発熱量 [kcal/kg [kJ/kg] 又は [kcal/m^3_s [kJ/m^3_s]]</p> <p>備考 1. 燃料及び燃焼用空気などが他の熱源によって予熱されている場合は、その熱量を上式の下母に加える。 2. さや及び道具を含んだ場合の焼成品 1 t 当たりの有効熱 Q_2 [kcal [kJ]] は、次の式によって求める。 $Q_2 = Q_f + Q_g + Q_h + Q_i + Q_j$ ここに Q_f: 未焼成品の付着水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_g: 未焼成品の結晶水分から蒸発する蒸気を持ち去る熱 [kcal [kJ]] Q_h: 粘土の分解に要した熱 [kcal [kJ]] Q_i: 未焼成品の焼成に要した熱 [kcal [kJ]] Q_j: さや及び道具の加熱に要した熱 [kcal [kJ]] 3. 他の冷却中の窯の蓄熱を回収して利用している場合及び他の焼成中の窯の廃熱を回収して利用している場合は、η_2 の他に次の η_3 を求めることが望ましい。 $\eta_3 = \frac{Q_2}{m_f \times H_1 + \text{他の窯からの回収熱}} \times 100$ </p>

備考 m^3_s は、気体の標準状態 [0 °C, 760 mmHg (101.3 kPa)] における体積の単位を示す。

Table III-1-12 ③ Heat balance table

Item	Heat input		Heat output	
	10 ³ kcal (10 ³ kJ)	%	10 ³ kcal (10 ³ kJ)	%
Heat input	(1) Combustion heat of fuel Q_0			
	(2) Sensible heat of fuel Q_b			
	(3) Heat carried in by air for burning Q_c			
	(4) Heat carried in by unfired product, saggar, tool and ear, and combustion heat of combustible component Q_d			
	(5) Heat accumulated in the main body of kiln Q_e			
	(6) Total heat input Q_1			
Heat output	(1) Heat carried out by vapor evaporated from moisture sticking to unfired product Q_f			
	(2) Heat carried out by vapor evaporated from moisture of crystallization of unfired product Q_g			
	(3) Heat required for decomposing clay Q_h			
	(4) Heat required for firing product Q_i			
	(5) Heat required for heating saggar and tools Q_j			
	(6) Heat accumulated in the main body of kiln Q_k			
	(7) Sensible heat of exhaust gas Q_l			
	(8) Heat loss by incomplete burning Q_m			
	(9) Heat loss by heat radiation, transfer and other factors Q_n			
	(10) Total heat output Q_2			
Total				
Heat efficiency	Heat efficiency of fired product η_1			%
	Heat efficiency of fired product including saggar and tools η_2			%
	Heat efficiency of fired product including recovered heat η_3			%
	Heat efficiency including recovered heat (of fired product including saggar and tools) η_4			%

Table III-1-12に日本工業規格(JIS R 0302)「陶磁器、耐火物などの焼成用単独窯の熱勘定方式」の要約を同じく参考として示す。

窯業における電力使用設備としては、粉碎機、攪拌機、ニーダ、成型機、ポンプ、コンプレッサ、ブロワ、電気炉、照明がある。

これらの設備のエネルギー消費割合は、各工場毎の製造法、設備、製品種類によって異なる。

2.2.2 ガラス工業(ビン・ガラス食器製造業)

ガラス工場では、エネルギーは次のような形で用いられている。

目的	設備	エネルギー源
ガラス溶融	溶融槽	重油、電力
清澄	清澄槽	ディーゼル油、LPG、重油

冷 却	フ ィ ー ダ	L P G
焼 鈍	焼 鈍 炉	重 油
空 気 圧 縮	コ ン プ レ ッ サ	電 力
照 明, そ の 他		電 力

目的別のエネルギー使用割合の1例を示すと Fig III-1-7 のとおりである。この図からみても、溶融炉及びその他の炉の省エネルギー対策が重要であることがわかる。

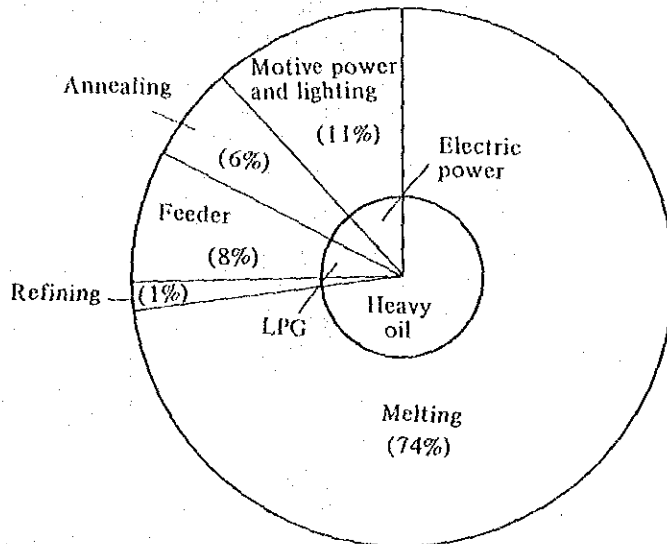


Fig. III-1-7 Ratio of energy consumption of glass factory per use purpose

(Note) 1 kWh = 860 Kcal

参考までに、日本の中程度のタンク炉について行った熱勘定図を Fig III-1-8 に示す。この炉の熱効率は約40%であり、燃焼排ガスに約20%の熱が逃げているほかは炉壁等からの損失となっている。

タイ王国の診断工場のうち、連続操業を行っているタンク炉の溶融燃料原単位並びに熱効率は Fig III-1-9 のようになっている。

また、電力エネルギーも含めたガラス・ビン製造の全エネルギー消費原単位は、ガラスの種類、成型機械の有無、印刷工程の有無などの要素も加わるので、単純に比較することはできないが、上記工場の例では、それぞれ230, 288, 347万kcal/tとなっている(電力1 kWh = 2,450 kcalとして換算)。

参考として日本の例を示すと、Fig III-1-10 のように、1975年を基準にして1982年までに約25%原単位が改善されている。

規模別の数字は発表されていないが、業界平均値は1982年において258万kcal/t、

新設の最も効率の良い炉(200 t/d)では182万kcal/t(うち溶融エネルギー原単位95万kcal/t。エネルギー源別には重油114万kcal/t, LPG 17万kcal/t, 電力51万kcal/t)となっている。

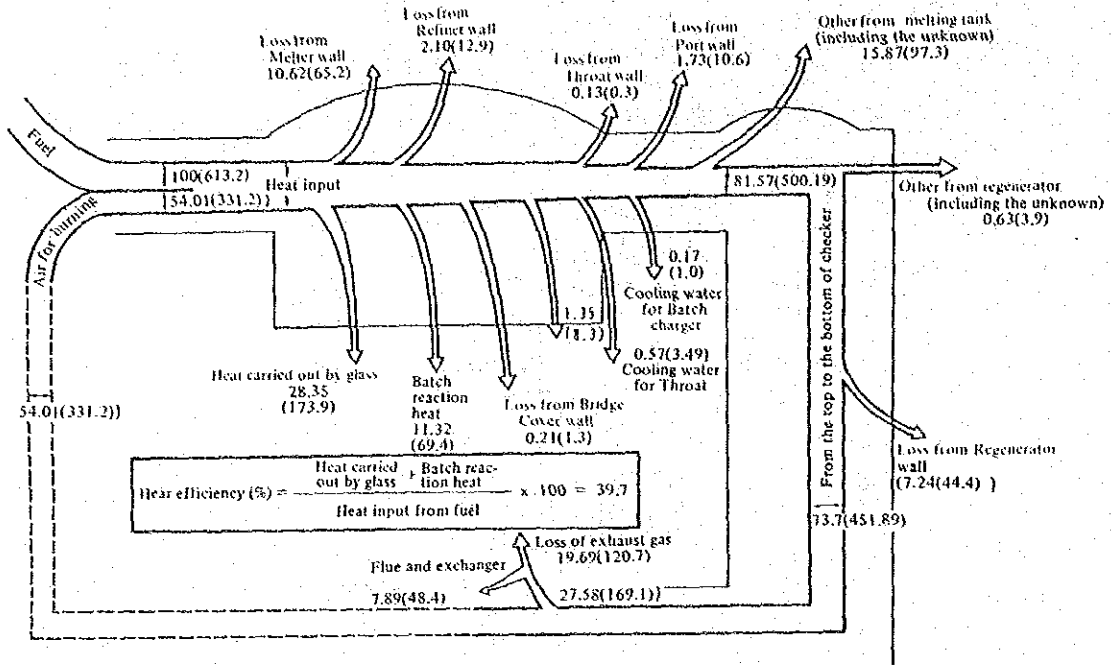


Fig. III-1-8 Heat balance chart for glass melting tank

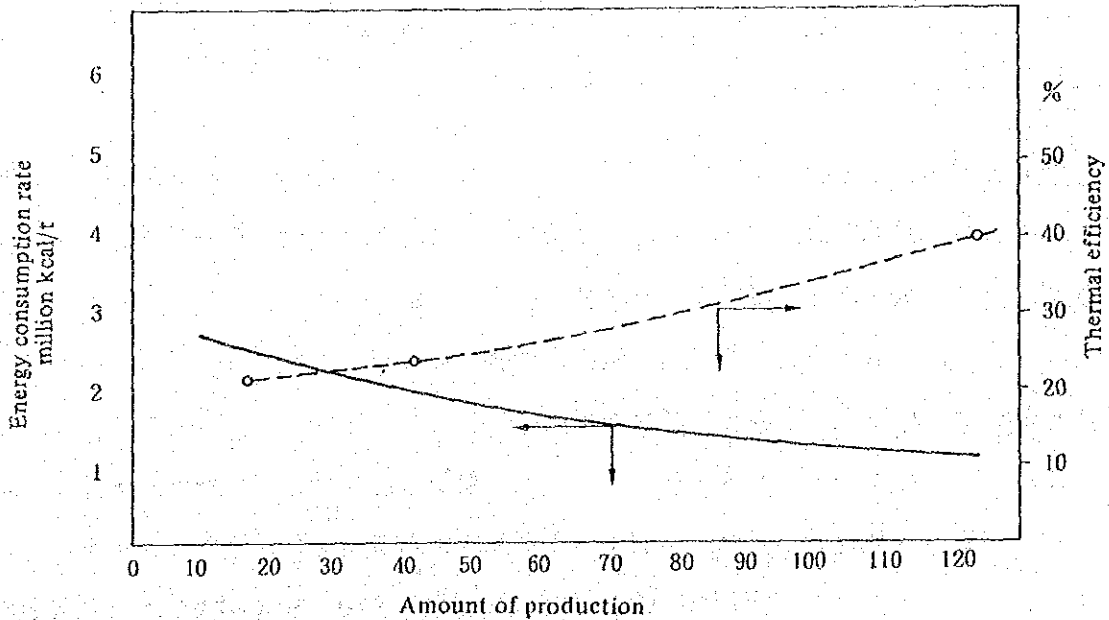


Fig. III-1-9 Melting energy consumption rate and efficiency

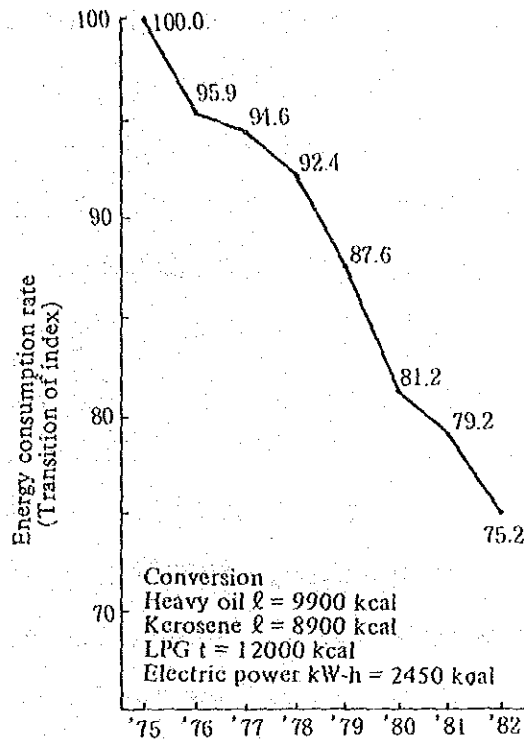


Fig. III-1-10 Manufacturing energy consumption rate for glass bottle (data by the members of the Bottle Manufacturers Association of Japan)

これらの数字から、Fig III-1-9 に示したタイ王国のデータを見ると、120 t/dの炉の成績は優れた水準のものであることが認められる。

電力消費の内訳は、日本の某社の例では次のようになっている。

設 備	目 的	割 合
大型ファン	炉壁冷却, 燃焼用空気送風	28%
コンプレッサ	製ビン機駆動・冷却	27
電気ブースタ	溶 融	21
その他モータ		21
照 明 用		3

タイ王国の工場でも、コンプレッサ用電力は30~78%と大きな比率を占めている。

3. エネルギー管理の進め方

エネルギー消費のみでなく、生産性、品質などすべてに共通であるが、これらの効率化、水準向上を図ろうとすれば、まず第1には、目的に応じて適切でかつ良く整備された設備を用い、それを正しく取り扱うことが必要である。設備故障を減らし、製品歩留を上げることが、省エネルギーにとっても最も効果的なことである。また第2には、常に現在の設備、操業方法に改善の余地がないかを考え、調査や工場実験を繰り返して、より良い方向を追求して行く姿勢が求められる。

従って、工場の従業員全体の心がまえや意欲が工場の成績を左右すると言っても過言ではなく、それを引き出すような工場管理のレベルアップが極めて大きな意義を持っている。エネルギー管理とは、省エネルギーを達成するための組織的な努力であると定義される。

3.1 経営方針の明確化

エネルギー価格の値上りに伴って、工場の経営者や管理者の省エネルギーに対する関心は高まってきている。これを、単に経営者の願望にのみ止めず、全社的な活動としてスタートさせるためには、全従業員に対して、会社の方針として真剣に取り組むというトップの意志を明確に示さなければならない。具体的には、いつまでに、製品1当りのエネルギー消費量を何%減らすという定量的な目標を示すとともに、年間の投資額の上限や、投資回収年限等の制限事項も明らかにする。

このように、トップが進むべき方向を明確に示すことによって、従業員は、自分がトップの望む方向の仕事をしているという確信を持つことができる。また、全員の気持が一つの方向を向いているため、相互の協力関係も円滑になる。

トップの目標は工場全体の包括的なものとして示されるから、各部門では、トップの目標を達成するために自分の責任範囲で対策をとり得る事項について、余り長期間を要しない、より具体的な、より細分化された目標を設定して、その達成に努力するようにする。この目標は身近で、理解されやすい形で示されるため、末端従業員まで徹底し、協力を求めることが容易になる。

このような、各部門毎にブレイクダウンされた目標を設定するに当っては、後述する委員会等において、全体目標の達成に整合するものであるかどうかを検討する。

3.2 推進のための組織整備

省エネルギーのように、いろいろな階層の多数の人が参加する運動においては、その核となって、全体の進行を図る役目をする人が必要である。工場の規模が小さいときは個人でよいが、大規模工場ではそのための職制を設ける場合もある。

いずれにしろ、この部署はトップのスタッフとして、常に省エネルギーの進展状況に注意し、遅れがある場合は、その原因を調べて促進を図る役目を果たすところである。

具体的には、エネルギー消費実績の把握、計画との対比、改善案件の募集とチェック、予算配分、工事の進行管理と実績評価、教育計画の立案、委員会のための準備などの業務を行う。

委員会は製造、販売、原料購入、設備整備、経理等、各部門の間での意志の疎通を図り、円滑に対策が実施されるよう調整を図るのに有効である。この場では、実施しようとする省エネルギー対策が各部門に与える影響を検討し、工場全体として収益を損なわないことの確認がなされなければならない。

委員会の長には、生産に責任と権限のある工場長又はそれに次ぐ人が就任することが大切で、そうでないと何事も決定できないし、実行もできないことになる。

ある省エネルギー対策が、仮に、優れたアイデアに基づくものであっても、作業者が十分その意味を理解し、現実の作業に活用するものでなければ成果は期待できない。このような場合、品質管理に効果のあるQCサークルを省エネルギーにも活用して、効果を挙げている例が多い。QCサークルは、職務における人間関係を改善し本質的に人間に備わっている自主性を活かし、積極的に働らく喜びを与えるものである。しかし、QCサークル活動が作業者にとっても良いものであり必要なものであるという認識が得られるまでは、教育やインセンティブ等、活動をやりやすくする条件の整備を行う必要がある。エネルギー消費機器に常に接触し、操業条件の変化によってあらわれる現象を最も敏感に把握できるのは第1線の作業者である。その人の持つ情報を活用し、改善のアイデアを引き出すことが、省エネルギーに対して極めて有効である。

3.3 科学的・組織的な活動

省エネルギーを進める上で、エネルギー消費の実態を正確に把握することは欠くべからざる条件である。生産量に対する原単位の変化、装置による差、製品品種別の差、原料による差等のデータがなければ、どこを攻めるかの計画を立てることができない。換言すれば、工場のデータの中にこそ、改善のヒントを考える種が無数に潜んでいるとい

って過言でない、問題意識を持ってデータを調べれば、この種を見付けることができるものである。従って、必要個所には計量器を設置し、その読みを記録し、定期的に整理して情報を読みとるようにする。この際、数理統計学による処理を行い、意味のある差かどうかを見誤らないよう注意しなければならない。

次に、改善計画を実施した場合は必ず結果をフォローしなければならない。デミング博士の推唱するPDCAのサークルに従って、業務の質を高める努力がなされるべきである。PDCAのサークルとは、Fig III-1-11のように、あるテーマについて目的を決め、方法を決めるPlan、そのやり方を訓練し、実施させるDo、実施した結果を確認するCheck、その結果を評価して満足できる結果であれば標準化し、問題が残れば修正処置をとるActionから成るサークルであり、1つのステップが完了すれば、更にもう一段上の目標に向ってPDCAを回し始めるという仕事の進め方である。この方法は省エネルギーにのみ限らず、あらゆる面での仕事の質を高めるのに役立つ手法である。

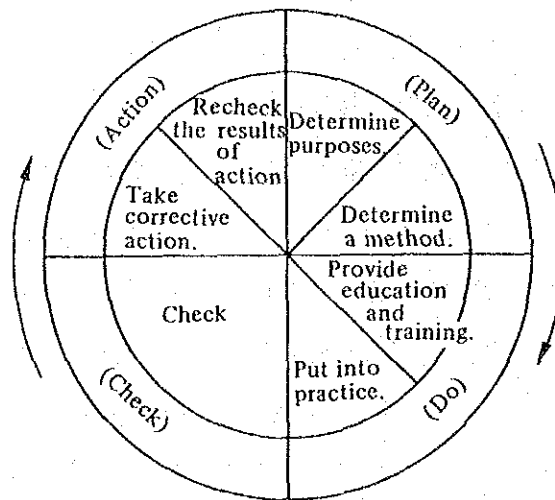


Fig. III-1-11 Deming circle

Planに関する部分では、最初は目につきやすいような点も多いので、改善提案制度を積極的に活用すべきである。提案は個人、職場、QCサークル、スタッフのいずれから出してもよいようにし、出された提案は放置せず、速やかに委員会等で審査し、場合によっては一部アドバイスによって修正させるなどして出来るだけ取り上げるようにし、提案したことに対して褒美を与え、更に、実行して成果の上った場合はそれに対する表彰を行うようにし、省エネルギーに対する参加意識を高める。採用できない案の提案者に対しては、その理由を説明し指導を行う。

Doの段階では、改善の意図を末端までよく説明し、その方向に向って努力するよう

協力を求める。作業中の細かい異常についても報告させるようにし、キメ細かい調整ができるようにしておかないと失敗する恐れがある。

Checkは定期的に行い、委員会、上司に報告するとともに、作業者にも知らせ関心を深めさせる。この際、評価基準を最初から明確にしておくことが大切で、途中で軽々しく変更することは好ましくない。

改善案を実行した結果、成果が期待できる場合は作業標準に定めて歯止めするとともに、必要な設備対策を施して、運転者に余分な負担がかからないように処置することが、永続きさせるための条件である。

以上の結果、継続的に相当な成果を挙げることができた場合は、その過程をまとめて発表し、他の参考とするとともに関係者を表彰して、次の活動の動機付けとする。

3.4 教育、情報の提供

従業員が協力しようという意欲を持っていても、どうすればよいかの知識がないと改善は進み難い、問題点を指摘するのみでなく、改善策も提案できるようになれば一層参加意識も高まる。そのためには企業内教育が大切で、研修会、手引書配布などの方法がとられる。タイ王国の場合、教育に熱心な企業も多く、スタッフを外部研修に出している例も多い。しかし、残念なことに、そこで得られた知識がそのスタッフのみに止まり、他のスタッフや一般作業者にまで普及していない。外部研修を受けた者が、社内教育の講師となり伝達講習を行うようにすれば、全般の水準が向上するとともに、当人の知識も確実なものとするができる。

次に、同業他社、あるいは原料供給者や製品販売先との情報交換を活発にすることが望まれる。企業間で競争し合うことは当然必要なことであるが、ある範囲までの技術情報をギブ・アンド・テイクで交換し合うことは全体としてのレベルアップにつながり、国際競争力を強め、結果的に相互の利益につながることになる。例えば、原単位実績を公表することは競争の動機づけにも役立つ。

4. 熱エネルギー使用の合理化

4.1 窯業

4.1.1 燃料の燃焼の合理化

火炎温度を高め、排ガス損失を減らし、かつ未燃損失も少なくするためには、空気比はできるだけ1に近くするのが望ましい。

空気比を適正化するためには、以下の点に留意する必要がある。

(1) 燃料油温度の適正維持（P. Ⅲ-1-58 参照）

(2) バーナの点検・整備

燃料設備が正常に機能するために、以下の項目の点検・整備を定期的に行う。

- a. オイルストレーナーの詰まり
- b. バーナチップの詰まり・摩耗・装着状況
- c. バーナーの取り付け方向・バーナタイルとの距離
- d. バーナタイルの損傷・カーボン付着
- e. 油バルブ、配管接続部からの油漏洩

(3) アトマイズ用空気圧の適正維持

各バーナ毎に、定格の空気圧となるように調節する。

(4) 侵入空気防止

トンネル窯の場合、次の点に留意する必要がある。

- a. 冷却帯からの空気流入が過大にならないように炉圧を調整する。
- b. バーナ位置に応じて、燃料量、燃焼空気量を調節する。
- c. 台車出入口の扉の開放は、炉圧に変動を与えるので、なるべく短時間にするか二重扉にする。
- d. 台車下からの侵入空気を防止するためシールを整備する。また台車の断熱を強化して、台車下冷却空気量を減らすようにする。
- e. 開口部を減らし、炉圧もマイナスにならないようにして吸い込み空気量を少なくする。シャトルキルンの場合も同様に、台車下、開口部からの空気侵入を防ぐ必要がある。

(5) 不連続炉の空気比調節

点火初期は、炉温が低く不完全燃焼となりやすいため空気比を高目に保つ必要があり、炉温の上昇につれて空気比を減じるなどキメ細かく調整しなければならない。

炉温の低い間のみ燃焼性のよいガス燃料(LPGなど)を併用し、天井温度600~700℃以上になってから重油専焼する方法で、約15%の燃料節減を行った例がある。

(6) 計測

製品品質の安定及び省エネルギーを図るには、炉内の状況を毎時把握して適切な処置を取ることが肝要である。そのため以下のような事項の計測と記録をする必要がある。

項目	対象	測定箇所
温度	炉内温度	トンネル窯
		天井部 両サイド (上中下)
		予熱帯 3点 3
		焼成帯 5 3
	冷却帯 5 3	
	排ガス	
	燃焼用空気	
圧力	台車下	
	窯入れ品	
	窯出し品	
	燃料油	
成分	炉内圧	各帯1~3カ所, 上中下
	燃焼空気	
	燃料	
重量	燃焼排ガス	
	窯出し品	

(7) 空気比の判断基準

窯業製品の焼成では製品の種類、製造方法によって炎の酸化性、還元性を要求する場合があります、また不連続炉では焼成の進行に伴って空気比を変えなければならぬので、日本の判断基準には窯業炉の空気比基準は定めていない。

ここでは、酸化性雰囲気中で定常的に作業するトンネル炉についてのみ、焼成帯と予熱帯の境界部で空気比1.3を基準として、設定することを提案する。

4.1.2 加熱・冷却・伝熱の合理化

(1) 焼成速度増加

トンネル窯では、固定的な放散熱損失が大きな割合を占めるので、単位時間当たりの生産量を増加するほど省エネルギーになる。Fig III-1-12 に焼成速度と熱効率の関係の1例を示す。送車速度を上げるには次のような方法を含め、一般的に技術水準を高めていかなければならない。

- a. 素材の熱分析曲線を測定し、それをもとに適切な昇温曲線を設定する。
- b. 炉内上下の温度差を少なくする。
- c. 焼成品以外の匣等の重量をできるだけ減らす。
- d. 素地の配合を工夫し、低い温度でも焼成できるようにする。
- e. 製品の品質を調べながら、計画的に送車速度を徐々に上げる努力をする。
- f. 窯高が低く、被熱物の温度分布が均一な迅速焼成炉を用いる。

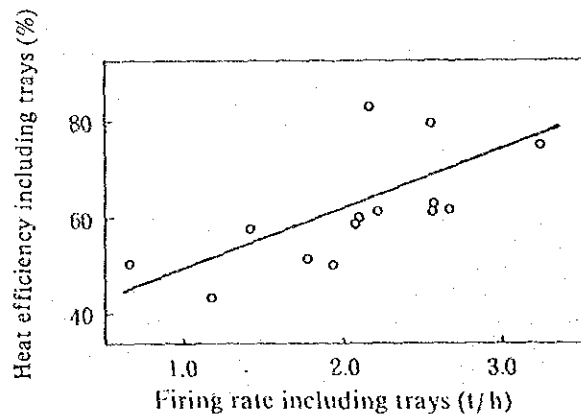


Fig. III-1-12 Relationship of firing rate including trays and heat efficiency including trays

Table III-1-13 は、従業員38名のタイル工場におけるトンネル窯の省エネルギー結果である。主な実施事項は次のとおりである。

<第1ステップ>

- ・台車と製品の間の間隔を拡げ、ガス流れを良くした。
- ・50 mm珪酸カルシウムと100 mmグラスウールで天井を断熱し、外面温度を100℃以下にした。
- ・冷却帯排ガスを利用した乾燥室を設置した。
- ・予熱帯ガス中酸素7%に管理

Table III-1-13 Example of improved consumption rate at tile factory

A Step	B Date	C Car sending time min.	D No. of cars sent/day	E No. of loaded cases/car	F Production ft ² /day	G Fuel consumption kℓ/day	H Consumption rate		I
							mℓ/ft ²	Contrast	
Start	1977 1	55	26	882	8,026	3,912	487	100.0	
1	5	40	36	756	8,164	2,957	392	74.3	
2	1978 8	"	"	"	9,797	2,705	276	56.6	
3	1979 3	38	38	714	9,767	2,723	279	57.2	
4	11	35	41	732	10,804	3,046	282	57.8	
5	1980 5	"	"	750	11,070	2,838	256	52.6	
6	7	"	"	768	11,335	2,671	236	48.5	

<第2ステップ>

- ・トンネル窯出口側に扉を設置した。
- ・低温部はLPG混焼に変更した。

<第3ステップ>

- ・台車上間隔を17 cmに拡大した。

<第5ステップ>

- ・側壁に50 mmのアスベストを吹き付け、断熱を強化した。
- ・トンネル窯入口扉を二重にし、炉圧変動を抑えた。この結果、排ガス中酸素は4.5%に低下した。
- ・1次空気の温度を60℃から80℃に上げた。

<第6ステップ>

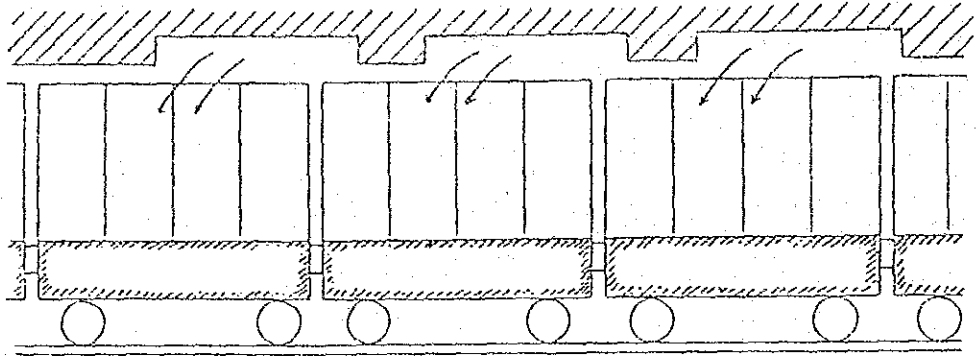
- ・台車トップを30 mmセラミックファイバで断熱強化した。
- ・冷却帯からの排熱回収を強化し、乾燥トンネルの温度を上昇させた。

以上のような諸対策の結果、エネルギー消費が減ったほか、焼成が均一化されて歩留も向上した。費用は1,550万円かかったが、コスト節減額は1年間に3,500万円に達し、資金は短期間で回収されている。

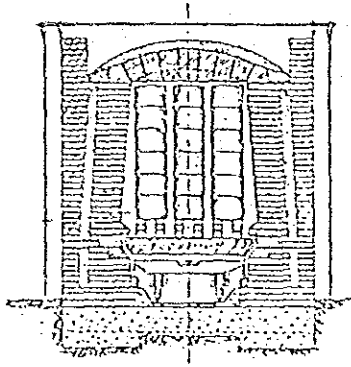
(2) 伝熱改善

炉内には被加熱物が窯詰めされていて空間が少なく、対流伝熱が重要な役割を持っている。従って、炉内ガスができるだけ均一に被加熱物に接触するようにしなければならない。

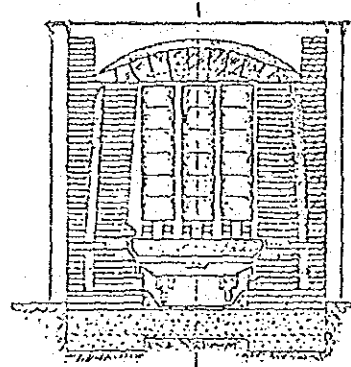
a. ガスの炉長方向の流れを抑制し、上下に循環しやすいよう、炉内壁に凹凸をつけたり、上下の幅に差をつけたりする。(Fig III-1-13 参照)



(a) Drop arch

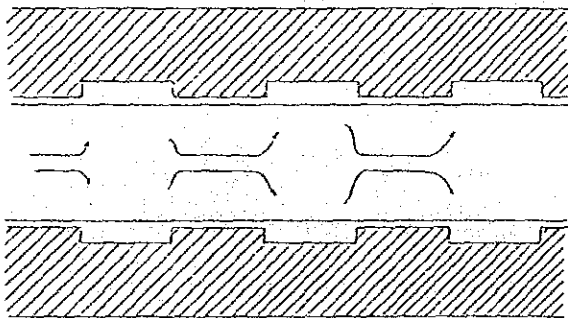


(1) Part showing expanded walls on both sides

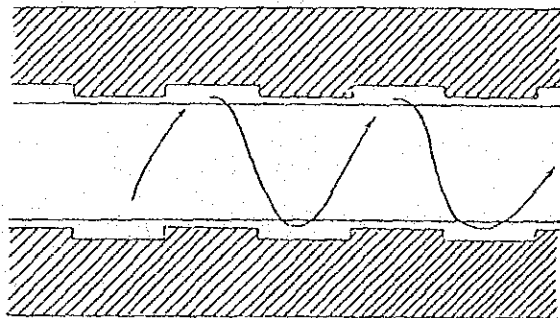


(2) Part showing an expanded wall on one side only

(b) Cross-section of Harlop-type tunnel kiln



(c) Expandable/Contractable passage of tunnel



(d) Zigzag passage of tunnel

Fig. III-1-13

- b. 天井部の隙間が大きくなるよう窯詰めする。トンネル窯入口の前に、炉内断面と同じ形のゲートを設け、台車が通過する時に天井との隙間をチェックする。
- c. 天井からの下向き燃焼 (top fire) や高速バーナの採用 (ただし、燃料がガス又は灯油の場合) によって炉内ガス流れを改善する。
- d. 品質上の問題がない限り、マッフル炉やラジアントチューブ炉のような間接炉から直接加熱炉に転換する。

(3) 製品以外のものの熱容量減少

- a. 不連続窯では焼成1回毎に炉壁が蓄熱、放熱を繰り返すため、いわゆる蓄熱損失が多い。そのため、セラミックファイバ等の軽量断熱材を内張りすることによって大幅な省エネルギーが図れる。更に温度の上昇及び下降速度が幅広くとれ、焼成速度も早くできる特徴がある。

セラミックファイバは、許容最高温度として各品種毎に表示されている数字より 100℃程度低目で使用することと、繊維の断面が雰囲気と接するような方向に施工することが劣化、粉化を遅らせるのに役立つ。

以下にアルミナファイバを用いた単独窯の省エネルギー例を紹介する。

この炉は、内容量 6 m³ のシャトル窯である。炉内温度が 1,350 ~ 1,450℃ と高温のため劣化の少ない結晶質のアルミナファイバを用いた。取り付け法としては、金具による方法とモルタルによる張り付け法があるが、数カ月のテストの結果モルタル法を採用した。305×305×51 mm のサイズのアルミナファイバブロック 180 枚を、炉内全面 17 m² に張り付けた。施工に当たって注意すべき点は、

- ・張り付けるべき壁面を清潔にすること。
- ・壁面の突起は削りとおくこと。
- ・モルタルはファイバ面によくすりこんでおくこと。
- ・モルタルはファイバー面に厚目に塗ること。
- ・ファイバは平板などにより、炉壁に押しつけ密着させること。

などである。

施工後、乾燥するのを待って、初回の焼成時に温度上昇を 800℃位までゆっくり上げれば空焼きの必要はない。

施工後、操業方法をそのまま変更しないでいると、炉内温度の上昇が急激になり、排ガス温度も上昇し、燃料が期待どおりに減少しない場合がある。そこで製品品質をチェックしながら焼成時間を短縮するとともに、通風圧を弱め、燃料量

を調整して排ガス温度を下げるようにしなければならない (Fig III-1-14 参照)

これら操作条件を調整した後で測定してみると、外壁温度はアーチ部で約50℃、扉面で52℃、壁面で41℃低下し、また内張りによって炉内ガスの洩れも減少した。

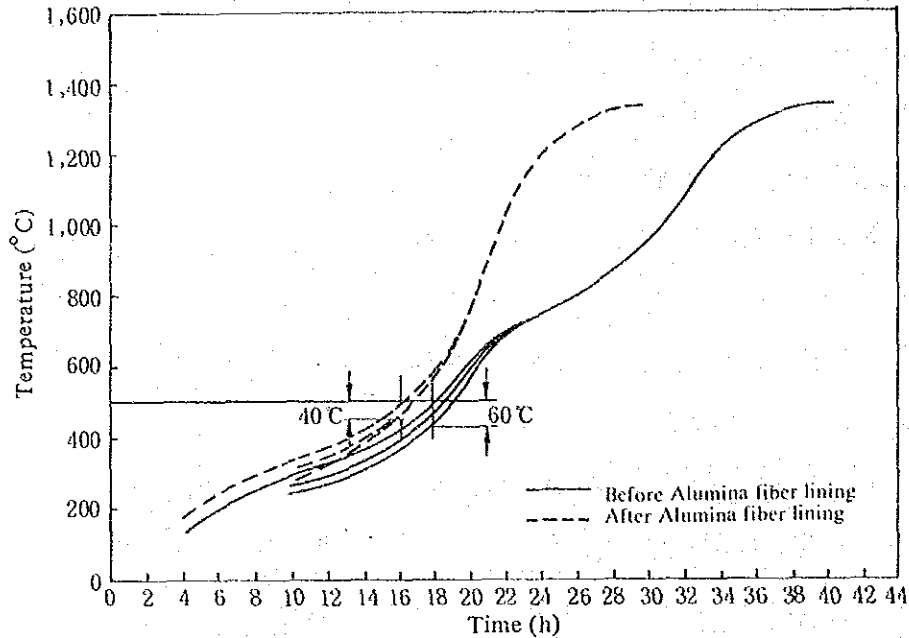


Fig. III-1-14 Temperature ascending curve for each intrakiln part

施工前後の熱勘定は Table III-1-14、Table III-1-15 のようになり、蓄熱量、放射伝導等による熱損失が減少していることが分る。燃料節減量は Table III-1-16 に示すとおりであり、19%の省エネルギーが達成されている。

Table III-1-14 Heat balance of shuttle kiln prior to the use of alumina fiber

Item		Heat input		Heat output	
		10 ³ kcal	%	10 ³ kcal	%
Heat input	Combustion heat of fuel	3,715.3	98.4		
	Sensible heat of fuel	1.8	0.0		
	Heat carried in by air for burning	14.9	0.4		
	Heat regenerated in the main body of kiln	45.6	1.2		
	Total heat input	3,777.6	100.0		
Heat output	Heat required for firing			370.5	9.8
	Heat regenerated in the main body of kiln			1,000.1	26.5
	Sensible heat of exhaust gas			1,529.6	40.5
	Heat loss by heat radiation and transfer and other factors			877.4	23.2
	Total heat output			3,777.6	100.0
Heat efficiency of fired product		10.0%			

年間でみると燃料節減量は約6.7 t, 金額にして約47万円である。一方、施工費は約100万円であったので2年余で資金が回収できたことになる。

Table III-1-15 Heat balance of shuttle kiln after the use of alumina fiber

Item		Heat input		Heat output	
		10 ³ kcal	%	10 ³ kcal	%
Heat input	Combustion heat of fuel	2,838.9	96.9		
	Sensible heat of fuel	1.4	0.0		
	Heat carried in by air for burning	11.5	0.4		
	Heat regenerated in the main body of kiln	80.1	2.7		
Total heat input		2,929.8	100.0		
Heat output	Heat required for firing			370.5	12.7
	Heat regenerated in the main body of kiln			949.1	32.4
	Sensible heat of exhaust gas			1,161.6	39.6
	Heat loss by heat radiation and transfer and other factors			448.6	15.3
	Total heat output			2,929.8	100.0
Heat efficiency of fired product		13.1%			

Table III-1-16 Comparison of fuel prior to and after use of Alumina fiber

Alumina fiber	Firing weight	Fuel used	Fuel per 1 kg of product	Ratio
Prior to use	1,333 kg	398 kg	0.299 kg/kg	100
After use	1,220 kg	294 kg	0.241 kg/kg	81

Table III-1-17 Energy saving by more effective insulation system for car

Finished product	Sanitary ware	
Insulation material	Refractories	→ Insulative refractories
Car weight	1,900	→ 1,400 kg/car
Regenerative heat	169	→ 70 × 10 ³ kcal/car
Reduced fuel consumption	308 kℓ/y	

- b. 台車加熱のエネルギーを減らし、かつ台車下への放熱を防ぐため、台車トップを軽量断熱材で断熱することも効果的であり、送車速度を高めるのにも役立つ。

Table III-1-17 は、台車トップ断熱による省エネルギーの例である。この工場では最初セラミックファイバを使用したのが、変形、粉化が見られたので使用を中止し、耐火断熱レンガによる断熱に変更したものである。

c. 匣・棚板等についても同様に、熱容量の低下を図ることが効果的である。

Table III-1-18 Details of reduction of car weight

Item	Prior to weight	After weight	Factor of reduction
Weight of car top	1,404 kg	943 kg	32.8%
Weight of shelf board	730 kg	520 kg	28.8%
Total	2,134 kg	1,463 kg	31.4%

Table III-1-18 は、台車及び棚板軽量化の例である。改良前の台車は耐火物を用いており重量が140 kgあったが、外周部のみを耐火物とし、中央をパーライトで埋め、表面を薄い耐火物で覆ったものに改造した。また棚の荷重のかかる部分にはハニカム構造の支柱を置いた。この改造によりカートップの重量は約33%減少できた。棚板も厚さ60 mmのコーゼライト質のものから35 mmのムライト質のものに変えたとともに、棚の支柱を耐火物から軽量のハニカム支柱に変えて29%の重量減を図った。

この結果、全台車のうち75%を軽量化した段階で送車速度が同じ場合、Table III-1-19 に示すとおり燃料を22%減少させることができた。一方、軽量化の費用は、一車当たりカートップ95,000円、棚板125,000円、計220,000円となっており、この費用の回収は1年余でできる計算となっている。

肉薄の製品の迅速焼成用として、台車を用いない台板押出炉、ベルトコンベア炉、ウォーキングビーム炉、ローラーハース炉なども一部で実用化されている。

Table III-1-19 Energy saving effect by reduction of car weight

Item	Fuel consumption	No. of pcs. of tile for firing	Factor of energy saving
Prior to weight reduction	3,378 l/day	3.41 pcs./l	—
When the weight of 75% of cars has been reduced	2,628 l/day	4.38 pcs./l	22.2%

4.1.3 放射・伝熱等による熱の放散防止

(1) 炉壁断熱強化

a. 単独窯については前項に述べたように、蓄熱損失防止も兼ねて内面に軽量断熱材を張ることが行われるが、連続炉では蓄熱損失が問題とならないので、外部にロックウールを吹き付けて保温することが、多く実施されている。金物部を避けて、50～100mmの吹き付けを行っており、表面温度は100℃以下、部分によっては40℃程度まで低下し、5～15%の省エネルギー効果が得られている。

あるタイル工場の事例では、トンネル窯の予熱帯、焼成帯の側壁に50mmのセラグウールを吹き付け塗布するとともに、台車トップの断熱を実施した。その結果、燃料原単位は173 l/tから143 l/tに改善され、費用は1年以内に回収されている。

ただし、表面の保温を行うと、内部のレンガ温度が上昇するので、そのレンガの耐用温度限界を上回らないかをチェックしてからでないと実施できない。

b. Fig III-1-15のような炉壁での熱伝導を考えてみる。ここに l は各レンガの厚み、 λ は各レンガの熱伝導率、 h_a h_b は炉内外面での熱伝達率、 A は平均伝熱面積とする。

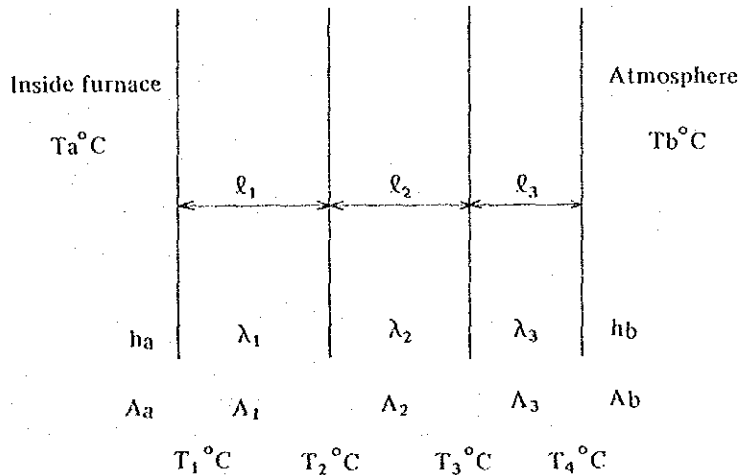


Fig. III-1-15 Heat transfer in the kiln wall

この炉壁を通して流れる伝熱量 Q は、伝熱抵抗を R とすると次式で示される。

$$Q = \frac{T_a - T_b}{R}$$

また R は、電気の流れにおいて抵抗が直列に入っている場合と同じく、各部分の伝熱抵抗の和となる。

$$R = \frac{1}{h_a A_a} + \frac{\ell_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{\ell_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{\ell_3}{\lambda_3 A_3} + \frac{1}{h_b A_b}$$

窯業炉のような高温の炉では、通常第1項は無視し、 $T_a = T_1$ として計算する。また、平面壁では、 $A_a = A_1 = A_2 = A_3 = A_b = A$ であり、各面を通過する熱量 Q' は同じであるから、各面の温度は次式で求めることができる。

$$Q' = \frac{T_1 - T_2}{\ell_1 / \lambda_1} = \frac{T_2 - T_3}{\ell_2 / \lambda_2} = \frac{T_3 - T_4}{\ell_3 / \lambda_3} = \frac{T_4 - T_b}{1/h_b}$$

断熱強化した場合の式をたて、求められた T_1 、 T_2 、等がそれぞれのレンガの使用安全温度を上回らないかを調べる。

Fig III-1-16 に金属材料の熱伝導率を示す。Table III-1-20 には耐火レンガの日本工業規格を示した。この表での再加熱収縮率2%を超えない温度が使用温度の日安を示すものであるが、直接内壁として使用する場合は、200℃程度安全をみて選定するのが望ましい。またA類は熱伝導度が低く、C類は圧縮強度が高いレンガとなっている。Table III-1-21 にセラミックファイバフェルトの品質例を示す。これらの表から上式の λ の値が求められる。

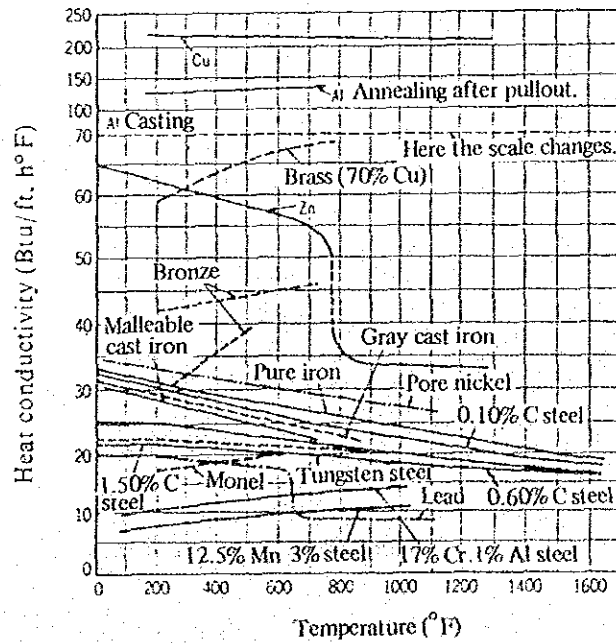


Fig. III-1-16 Relationship between heat conductivity of metal material and temperature

Table III-1-20 Japan industrial standard for refractories (JIS R 2611)

Classification		Code	Temp. shrinkage not exceeding 2% after reheating (°C)	Bulk density	Compression strength (kg/cm ²)	Heat conductivity (average temp. of 350 ± 10°C kcal/m.h. °C)
Class A	Type 1	A 1	900	0.50 max.	5 min.	0.13 max.
	Type 2	A 2	1,000	0.50 max.	5 min.	0.14 max.
	Type 3	A 3	1,100	0.50 max.	5 min.	0.15 max.
	Type 4	A 4	1,200	0.55 max.	8 min.	0.16 max.
	Type 5	A 5	1,300	0.60 max.	8 min.	0.17 max.
	Type 6	A 6	1,400	0.70 max.	10 min.	0.20 max.
	Type 7	A 7	1,500	0.75 max.	10 min.	0.22 max.
Class B	Type 1	B 1	900	0.70 max.	25 min.	0.17 max.
	Type 2	B 2	1,000	0.70 max.	25 min.	0.18 max.
	Type 3	B 3	1,100	0.75 max.	25 min.	0.20 max.
	Type 4	B 4	1,200	0.80 max.	25 min.	0.22 max.
	Type 5	B 5	1,300	0.80 max.	25 min.	0.23 max.
	Type 6	B 6	1,400	0.90 max.	30 min.	0.27 max.
	Type 7	B 7	1,500	0.90 max.	30 min.	0.31 max.
Class C	Type 1	C 1	1,300	1.10 max.	50 min.	0.30 max.
	Type 2	C 2	1,400	1.20 max.	70 min.	0.38 max.
	Type 3	C 3	1,500	1.25 max.	100 min.	0.45 max.

Table III-1-21 Example of quality of Ceramic fiber felt

Name of article		A	B	C
Item				
Usual max. working temp. °C		1,100	1,200	1,400
Bulk density g/cm ²		0.16	0.16	0.13
Factor of ignition loss %		6	6	7
Modulus of linear shrinkage %	at 800 °C	0.0	—	—
	at 900 °C	0.4	0.0	—
	at 1,000 °C	1.1	0.5	—
	at 1,100 °C	1.2	0.9	0.0
	at 1,200 °C	—	1.4	0.4
	at 1,300 °C	—	—	0.7
	at 1,400 °C	—	—	1.5
Thermal conductivity kcal/m.h. °C	at 700 °C	0.14	—	—
	at 800 °C	0.17	0.17	—
	at 900 °C	0.20	0.20	—
	at 1,000 °C	0.23	0.23	0.26
	at 1,100 °C	0.28	0.28	0.30
	at 1,200 °C	—	0.32	0.36
	at 1,300 °C	—	—	0.42

hb の値は放射伝熱と対流伝熱の合計されたもので Table III-1-22 にラングミューアの実験値を示す。また、風のある場合は Table III-1-23 の倍率でこの値が増すとされている。

Table III-1-22 Surficial heat transfer coefficient

T _a - T _b	h _b	T _a - T _b	h _b	T _a - T _b	h _b
40	10.	150	16.6	275	25.0
60	11.5	175	17.5	300	27.0
80	12.3	200	19.3	325	29.0
100	13.3	225	21.1	350	31.3
125	14.6	250	23.1	375	33.5

Table III-1-23 Mutiplying factor

Wind velocity m/sec	T _a - T _b		
	38 °C	98 °C	149 °C
1.1	1.46	1.43	1.40
2.2	1.74	1.69	1.64
4.5	2.16	2.10	2.02
6.7	2.50	2.42	2.33
8.9	2.76	2.69	2.58

hb の値を用いずに、表面からの放熱量を求めるには次の計算による。

大きな室の中に小さい物体がある場合、小さい物体の表面からの放射伝熱量は、次の式で表わされる。

$$Q_r = 4.88 \epsilon A_b \left\{ \left(\frac{273 + T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + T_b}{100} \right)^4 \right\}$$

ここに ε は放射率 (emissivity) といい、物質の種類、表面温度、表面性状によって変わる。Table III-1-24 にいろいろな表面の放射率の例を示す。

室内に配置されている蒸気管や炉壁など 自然対流の条件における対流伝熱については、簡易式が発表されている。

$$Q_c = h_c A_b (T_a - T_b)$$

水平上向面の場合 $h_c = 2.2 (T_a - T_b)^{1/4}$

水平下向面の場合 $h_c = 1.1 (T_a - T_b)^{1/4}$

垂直面の場合 $h_c = 1.5 (T_a - T_b)^{1/4}$

このようにして求められた Q_r 、 Q_c と h_b の関係は次式のようなになる。

$$h_b = \frac{Q_r + Q_c}{A_b (T_4 - T_b)}$$

表面温度 T_4 を測定していない時は、次式によりレンガ内を通過する熱量と、表面から失われる熱とが等しくなるような T_4 を計算から求め、この値を用いて、放熱量を計算することができる。

$$\frac{T_a - T_4}{\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3}} = 4.88 \epsilon \left\{ \left(\frac{273 + T_4}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + T_b}{100} \right)^4 \right\} + h_c (T_4 - T_b)$$

ただし、この式を解くためにはコンピュータを用いニュートン法などの方法によらなければならない。

Table III-1-24 Emissivity of various surfaces

Surface	Emissivity
Wood	0.98
Water	0.95 ~ 0.96
Fiber	0.93
Glass/Concrete	0.94
Stone/Paper/Oil paint	0.91 ~ 0.93
Plastic/Oil paint	0.90 ~ 0.96
Refractories	0.80 ~ 0.90
Steel (Oxidized surface)	0.65 ~ 0.75
(Polished surface)	0.14 ~ 0.38
Molten iron	0.30 ~ 0.45
Aluminium	0.04 ~ 0.06

(2) 台車上面断熱

前節で述べたように、台車の熱容量を低下させるとともに、台車下への熱放散を減少させる。

(3) 炉体表面積減少

トンネル窯の燃焼室の小型化、あるいは下向き燃焼のように台車間で燃焼させることにより、表面積の減少を図る。

(4) シャトル窯入口からの放熱防止

台車入れ替えの迅速化，作業段取りの改善による空炉時間の短縮，空炉時間中の閉扉により入口部からの放熱を防止する。

(5) 乾燥室放熱防止

乾燥室についても同様，壁面の断熱を強化し開放部をシールする。また熱源となる熱風管も十分保温する。

(6) 断熱の判断基準

日本の判断基準では次のように定めている。新設する炉については，炉壁外面温度の標準は Table III-1-25 のとおりである。

Table III-1-25 Standard of external surface temperature of kiln

Kiln Temp. (°C)	Standard of external surface temperature of kiln (°C)	
	Ceiling	Side wall
1,300	140	120
1,100	125	110
900	110	95
700	90	80

ただし，この値は外気温度20℃で定常操業しているときの値とされている。また，この基準は定格容量20万kcal/h未満のものには適用しないことになっている。タイ王国の場合は，外気温度30℃の条件とする方が実態に近いので，上記の値に7～8℃加えたものを基準とする。

新設の不連続炉のうち，炉温500℃以上のものについて日本の判断基準では，Table III-1-25の値を満足するか，又は，炉底部を除く炉壁内面の面積の50%以上の部分を，かさ比重1.3以下の断熱物質によって構成するか，いずれかを目安とすることになっている。

タイ王国の場合も，外気温の差による補正を行うだけで，この基準をそのまま採用することとする。

4.1.4 排熱の回収利用

(1) 冷却帯排風

トンネル窯の冷却帯から排出される熱風の持つ熱量は，入熱の20～50%にも達

し不純物も少ないので、その有効利用を図ることが大切である。用途としては、素地又は成型品の乾燥・予熱、燃焼用空気への利用が考えられる。タイ王国では、乾燥・予熱用に利用されているが、まだ余剰となっている。

燃焼用空気への利用は、ほとんど行なわれていなかったが、これによる省エネルギー効果は次のようになる。

Q : 燃焼ガスの持ち去る熱量 kcal/kg-fuel

P : 予熱空気の持ち込む熱量 kcal/kg-fuel

F : 燃料の発熱量 kcal/kg-fuel

H : 有効熱及び固定的に必要な熱量

$$= F - Q \quad \text{kcal/kg-fuel}$$

とすると、空気を予熱しないときは、

$$H_A = F - Q$$

空気を予熱するときは、

$$H_B = F - Q + P = H_A + P$$

炉の所要熱量を X kcal/h とすれば、燃料消費量は空気を予熱しないとき、

$$\frac{X}{H_A} \text{ kg-fuel/h}$$

空気を予熱するとき、 $\frac{X}{H_B} = \frac{X}{H_A + P}$ kg-fuel/h

従って燃料節約率は、次のようになる。

$$\frac{\frac{X}{H_A} - \frac{X}{H_A + P}}{\frac{X}{H_A}} = \frac{P}{H_A + P}$$

空気比 1.2 の場合の燃料節約率を Fig III-1-17 に示す。空気を予熱すると、持ち込み熱の増加による省エネルギー効果に加えて、着火性や保炎性の向上、燃焼速度の上昇等の効果により空気比の低減が図れ、更に火炎温度も上昇するので、これらによる省エネルギー効果も期待できる。

一方、空気予熱を行う場合は火炎温度の上昇による NO_x 発生の増加、バーナの耐熱性に注意しなければならない。また予熱空気温度が変動するときは、バーナに供給される空気量も変動することになるので、その影響を補正できる制御装置が必要である。

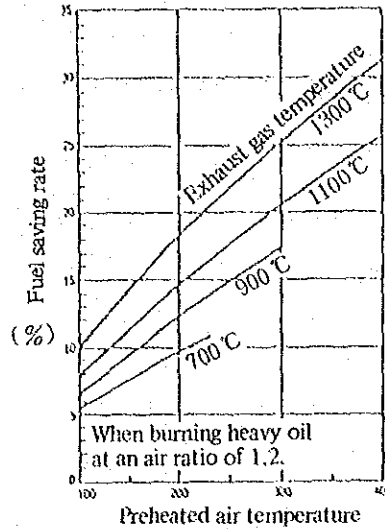


Fig. III-1-17 Fuel saving rate after air preheating

(2) 燃焼排ガス

トンネル窯の燃焼排ガスは、焼成品の予熱に利用されており、酸露点の点からそれ以上の利用の余地は少ない。

硫黄を含む燃料を燃焼すると SO_2 が生成し、その一部は SO_3 に変化する。従って燃焼排ガスが熱交換器等の低温壁に接触して露点以下になると、この SO_3 と水とが反応して高濃度の硫酸 (H_2SO_4) を生成し、熱交換器やダクトを腐食するようになる。

Fig III-1-18 に燃料中硫黄含有量と排ガス中 SO_2 % の関係を、Fig III-1-19 にこの SO_2 が SO_3 へ転化する割合を、Fig III-1-20 に SO_3 濃度と酸露点の関係を示す。

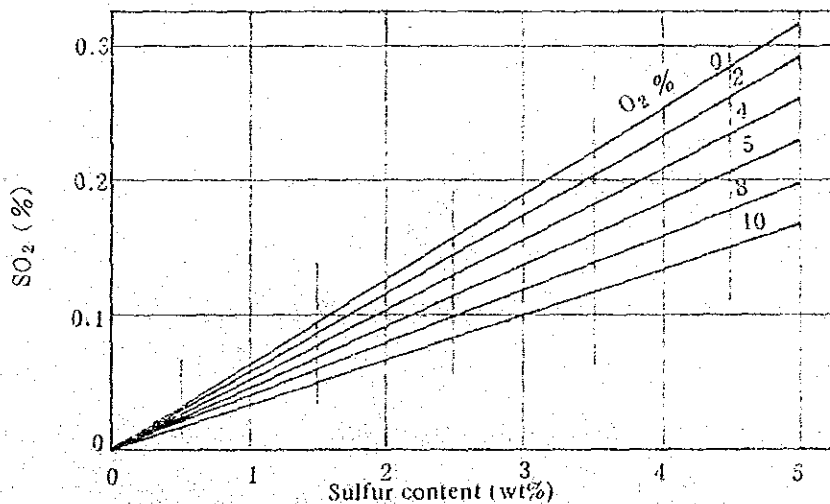


Fig. III-1-18. Relation between sulfur content in fuel and SO_2 content in fuel gas

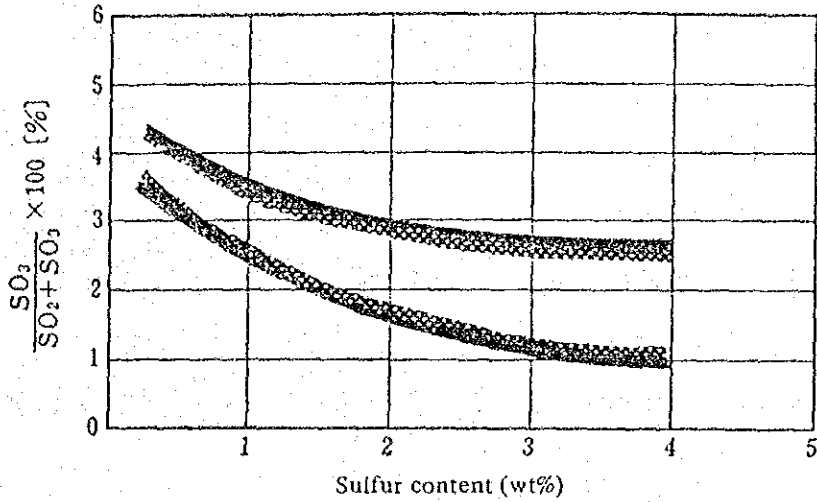


Fig. III-1-19 Relation between sulfur content in fuel and conversion ratio from SO_2 to SO_3

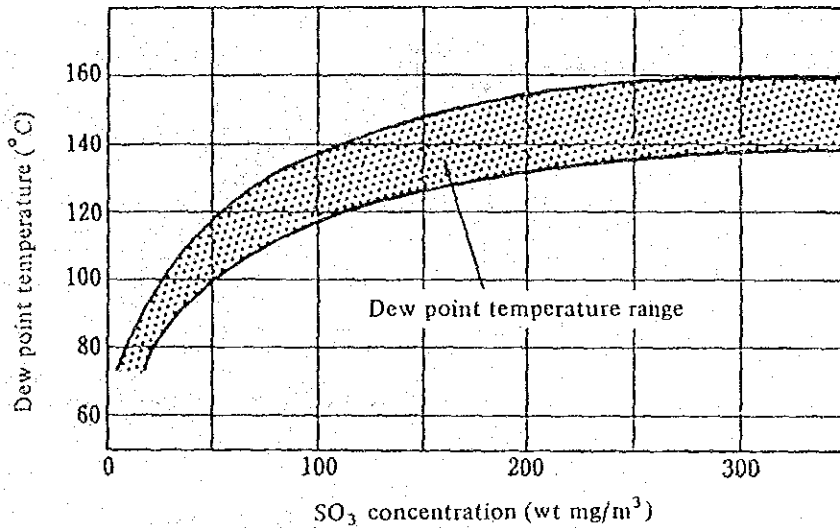


Fig. III-1-20 Relation between SO_3 concentration in exhaust gas and dew point temperature

熱交換器の低温流体入口付近では部分的に温度の低い個所を生ずるので、図の酸露点温度より高目にガス温を保つ必要がある。

熱交換器の材料にガラス、鉛被覆管等を使えば、より低温までの熱回収が可能であるが、窯業の場合、回収排熱の用途が限られており、そこまでの対策は必要がない。

不連続炉の場合は、排ガス温度が一般的に高く、熱交換器を用いて空気予熱や燃料加熱に、あるいは直接成型品乾燥に用いることができる。この場合、定期的に熱交換器及びダクトの掃除を忘れないようにしなければならない。

珪石レンガ製造用丸窯に2次空気加熱用レキュペレータを取り付けた事例を示す。炉は倒炎式丸窯で直径11 m、1回当たりの装入量は製品と道具を合せて330 tで

ある。省エネルギー対策として、次のようなことを行った。

- ・天井の断熱強化
- ・バーナ別燃料油量，空気量の計器設置
- ・窯詰り数増加
- ・燃烧排ガス熱回収用レキュペレータ設置

Fig III-1-21 にレキュペレータ設置のレイアウトを，Table III-1-26 にレキュペレータの仕様を，Table III-1-27 に対策前後の熱勘定と熱勘定図を示す。

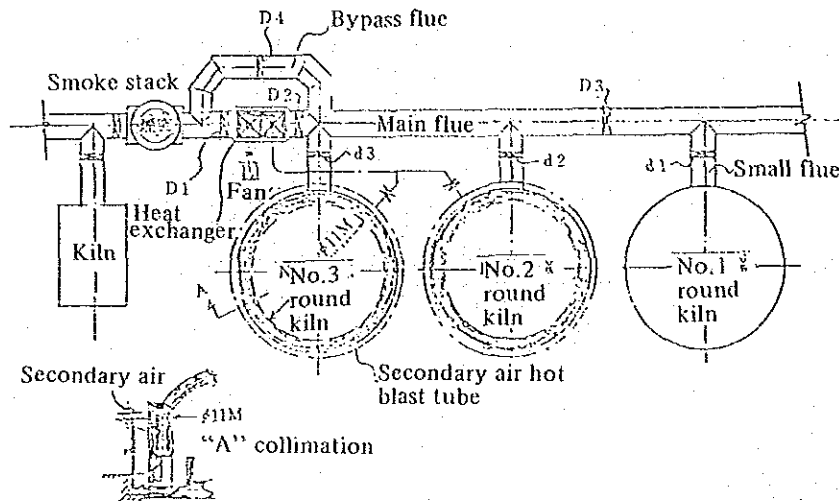


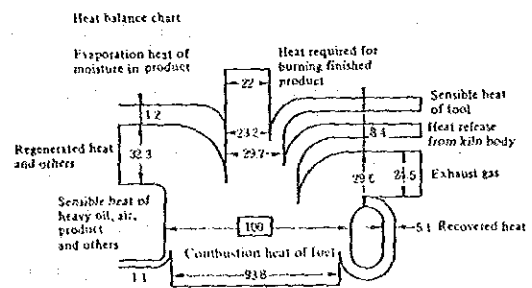
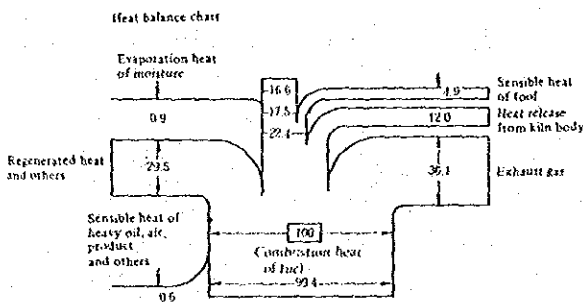
Fig. III-1-21 Layout of recuperator in flue of round kilns

Table III-1-26 Specifications of recuperator

	Item	Unit	(max)
Exhaust gas side	Exhaust gas amount	Nm ³ /Hr	10,000
	Temp. of recuperator inlet	°C	800(900)
	Temp. of recuperator outlet	°C	650
Preheated air	Air amount	Nm ³ /Hr	4,500
	Temp. of recuperator inlet	°C	20
	Temp. of recuperator outlet	°C	400(450)
Pressure loss	Pressure loss on exhaust gas side	mmH ₂ O	8
	Pressure loss on preheated air side	mmH ₂ O	150

Table III-1-27 An example on heat balance of down draft kiln before and after adoption of energy saving measures (Example)

(Example of "Before energy saving measures")				(Example of "After energy saving measures")					
Preconditions				Preconditions					
(1) Kiln loading	: Finished product	260.15 t		(1) Kiln loading	: Finished product	290.00 t			
	: Sagger	77.07 t			: Sagger	87.34 t			
(2) Oil consumption:		68.18 kg		(2) Oil consumption:		60.70 kg			
(3) Temperature	: Heavy oil 73°C, air 5°C, finished product 10°			(3) Temperature	: Heavy oil 73°C, air 15°C, finished product 15°				
Heat Balance				Heat Balance					
		X10 ⁴ kcal	X10 ⁴ kcal/t	%			X10 ⁴ kcal	X10 ⁴ kcal/t	%
Heat input	Heavy oil combustion heat Q ₀	67,089.0	257.9	99.4	Heavy oil combustion heat Q ₀	54,353.0	183.6	93.8	
	sensible heat	203.6	0.8	0.3	sensible heat	179.0	0.6	0.3	
	Air for burning sensible heat	142.8	0.5	0.2	Air for burning sensible heat	354.0	1.2	0.6	
	Finished product and tools sensible heat	74.2	0.3	0.1	Recovered heat of exhaust gas	2,956.4	10.0	5.1	
Total		67,509.6	259.5	100	Total		57,968.9	195.8	100
Heat output	Finished product sensible heat Q ₁	11,191.8	43.0	16.6	Finished product sensible heat Q ₁	12,733.7	43.0	22.0	
	Evaporation heat of moisture in product	Q ₂ 618.5	2.4	0.9	Evaporation heat of moisture in product	Q ₂ 703.8	2.4	1.2	
	Sagger sensible heat Q ₃	3,315.5	12.7	4.9	Sagger sensible heat Q ₃	3,757.4	12.7	6.5	
	Heat carried out by exhaust gas	24,382.9	93.7	36.1	Sensible heat of exhaust gas	17,170.0	58.0	29.6	
	Heat release from kiln body	8,085.4	31.1	12.0	Heat release from kiln body	4,851.0	16.4	8.4	
	Regenerated heat of kiln body and others	11,915.5	76.6	29.5	Regenerated heat of kiln body and others	18,753.0	63.4	32.3	
Total		67,509.6	259.5	100	Total		57,968.9	195.8	100
Heat efficiency	Finished product (η ₁)	(Q ₁ + Q ₂ /Q ₀)		17.6%	Finished product (η' ₁)	(Q ₁ + Q ₂ /Q ₀ × 100)		24.7%	
	Finished product + tools (η ₂)	(Q ₁ + Q ₂ + Q ₃ /Q ₀)		22.5%	Finished product + tools (η' ₂)	(Q ₁ + Q ₂ + Q ₃ /Q ₀ × 100)		31.6%	



燃料原単位で 18 - 22 % の節減が見込め、設備費用 2,300 万円は 2 年弱で回収されている。

(3) 炉体放散熱

炉体は断熱を強化して放散熱を少なくするのが基本であるが、断熱困難な場合には、その放散熱の利用を図ることも考えられる

利用の方法として、炉上にタンクを設け直接あるいは水を介して燃料油を予熱したり、瓦製造の場合のように炉上を乾燥室に利用したり、燃焼用空気配管を炉に沿わせて空気予熱に利用したりすることが行われている。

炉体熱ではないが、焼成品の温度が高いときには、熱交換室を設けて、焼成前後

の台車間で熱交換させることも行われる。

(4) 判断基準

トンネル窯の燃焼排ガスの排出温度は、酸露点を考慮して250℃を基準とする。ただし窯業炉では排熱が余剰気味なので、全体としての経済性を配慮する必要がある。

4.2 ガラス工業

4.2.1 溶融炉

(1) 空気比適正化及びその判断基準

ガラスの溶融は1,500℃程度の高温で行われるが、このような高温では放射による伝熱が支配的である。絶対温度 T_1 Kの物体から、絶対温度 T_2 Kの物体へ放射される熱量 Q は次式で示される。

$$Q = 4.88 \varepsilon \left\{ \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right\} \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

ε の値は、重油火炎で0.5～0.8の範囲にある。この式から、火炎温度を高くするほど熱伝達量が大きくなることが分るが、火炎温度は過剰空気量の増加とともに低下するので、不完全燃焼を起こさない範囲で空気比を低下させなければならない。

次に、排熱回収後の燃焼排ガスでも、なお500℃程度の温度を持っているので、排ガス量を減らすことも大切である。

実際排ガス量を G 、理論排ガス量を G_0 、理論空気量を A_0 、空気比を m とすると、

$$G = G_0 + (m - 1) A_0 \text{ m}^3/\text{kg-fuel}$$

となり、空気比の減少は排ガス量の減少に役立つ。ここに G_0 、 A_0 の値は燃料の組成から計算すべきであるが、近似的には、燃料の発熱量 H kcal/kgからTable III-1-28の式(Rosinの式)で求めることができる。各種燃料の発熱量は、Table III-1-29のようである。

空気比改善により、排ガス量が G_1 から G_2 に減少した場合、排ガス損失の減少による燃料量減により更に排ガス量が減少するので、この場合の燃料節減率は次式のようになる。

$$\text{燃料節減率} = \frac{100 R \left(1 - \frac{G_2}{G_1} \right)}{100 - R \frac{G_2}{G_1}}$$

(ただし、 R は改善前の排ガス損失割合(%))

Table III-1-28 Relationship between low calorific value H_L and G_o , A_o (by Rosin)

Fuel	G_o	A_o
Solid fuel (H_L : kcal/kg fuel)	$\frac{0.89 H_L}{1,000} + 1.65 m^3_N / \text{kg fuel}$	$\frac{1.01 H_L}{1,000} + 0.5 m^3_N / \text{kg fuel}$
Liquid fuel (H_L : kcal/kg fuel)	$\frac{1.11 H_L}{1,000} m^3_N / \text{kg fuel}$	$\frac{0.85 H_L}{1,000} + 2.0 m^3_N / \text{kg fuel}$
Low calorific value gaseous fuel ($H_L = 500$ to $3,000$ kcal/ m^3_N fuel)	$\frac{0.725 H_L}{1,000} + 1.0 m^3_N / m^3_N \text{ fuel}$	$\frac{0.875 H_L}{1,000} m^3_N / m^3_N \text{ fuel}$
High calorific value gaseous fuel ($H_L = 4,000$ to $7,000$ kcal/ m^3_N fuel)	$\frac{1.14 H_L}{1,000} + 0.25 m^3_N / m^3_N \text{ fuel}$	$\frac{1.09 H_L}{1,000} - 0.25 m^3_N / m^3_N \text{ fuel}$

Table III-1-29 Calorific value of fuel (Low calorific value H_L)

Solid fuel	Bituminous coal	5,800 to 8,000 kcal/kg
	Lignite	2,500 to 5,500 kcal/kg
	Coke	6,500 to 7,000 kcal/kg
Liquid fuel	Kerosene	10,400 kcal/kg
	Light oil	10,300 "
	Total range of heavy oils	9,850 "
	"A" heavy oil	10,200 "
	"B" heavy oil	9,900 "
	"C" heavy oil	9,750 "
Gaseous fuel	Natural gas	9000 to 11,000 kcal/ m^3_N
	Propane	22,350 kcal/ m^3_N
	Butane	29,610 kcal/ m^3_N

日本のあるタンク炉で実測したところでは、 $m = 1.07 \sim 1.16$ の範囲で、燃料消費量が最も少ないという結果が得られている。タイ王国の例でも、4工場のうち2工場はこの範囲に入っていた。日本の政府告示による判断基準では連続式のガラス溶解炉の空気比管理の目安を1.3と定めている。

燃焼用空気は、重油霧化用にバーナに導入される1次空気その他、燃焼用の予熱空気、開口部から侵入する空気があり、直接計量することができないので、排ガス中の酸素濃度又は CO_2 濃度を測定し、物質収支を計算して求める。燃料中の窒素分が少なく、完全燃焼し、かつ燃焼用空気中の窒素分が79%の場合は、次式のようになる。

$$m = \frac{21}{21 - (O_2)}$$

(O₂) …… 排ガス中酸素濃度%

$$m = \frac{(CO_2)_{max}}{(CO_2)}$$

(CO₂) …… 排ガス中炭酸ガス濃度%

(CO₂)_{max} …… 理論乾き排ガス中の最高炭酸ガス濃度%

$$(CO_2)_{max} = \frac{1,867.C}{G'_0} \times 100\%$$

$$(G'_0 = G_0 - (11.2 h + 1.244 W))$$

ここに、h は燃料 1 kg 中の水素の kg

W は燃料 1 kg 中の水分の kg

C は燃料 1 kg 中の炭素の kg

(CO₂)_{max} の値は次の数値を使ってもよい。

石炭 18.5%，重油 15.7%，天然ガス 12%，LPG 14.5%。

空気比を適正に保つためには、以下のような事項に注意しなければならない。

a. 燃料油温度の適正維持

20 ~ 45 cst の粘度範囲に入るよう予熱を行う。Fig III-1-22 のように重油では 80 ~ 100 °C に予熱する必要がある。

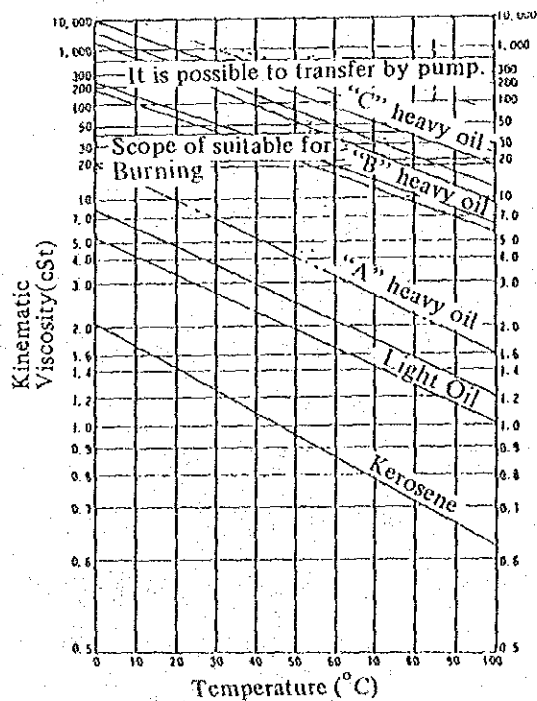


Fig. III-1-22

b. バーナの点検・整備

燃焼設備が正常に機能するよう以下の点検・整備を定期的に行う。

- ・オイルストレナーの詰まり
- ・バーナチップの詰まり・摩耗，装着状況
- ・バーナの取り付け方向，バーナタイルとの距離
- ・バーナタイルの損傷，カーボン付着
- ・油バルブ，配管接続部からの油漏洩

c. アトマイズ用空気圧の適正維持

各バーナ毎に，所定の空気圧になるよう調節する。

d. 侵入空気防止

原料投入口，バーナ周辺，のぞき窓等から洩れ込む空気は，排ガス量を増加させるのみでなく，低温のため炉内温度を低下させる。

侵入空気を最小限に抑えるためには，次の措置が必要である。

- ・開口部を小さくする。例えば目地塗りの徹底，水冷バーナ使用によるバーナまわりの隙間の縮小，原料投入口のバッチによるシールなど。
- ・ダンパ調節による適正炉圧の維持。

e. 制御

2次空気量は燃料量に応じて比例制御する。更らにコンピュータを組み込み，排ガス中 O_2 濃度，2次空気温度変化の補正等も含めてより精密に制御することも行われる。

f. バーナの選定

炉の形状・寸法に応じ，適切なバーナ本数・容量を決定する。また，低温の1次空気が少なくても安定した燃焼を保てる形式のバーナを選定する。最近では空気かわりに，天然ガスでアトマイズすることも行われている。この場合燃料原単位が約2%改善されたという例が報告されている。

(2) 断熱強化及びその判断基準

溶融炉の耐火物は温度の点でも，内容物による侵食の点でも極めて苛酷な条件にあり，従来十分な保温がなされず，ガラス液面部の外面は空気冷却も行っていた。

しかし，熱勘定図からも明らかなように炉壁からの放熱は損失の大きな部分を占め

ているので，高級耐火物を用いて断熱を強化する方向にある。すなわち，天井部ではアルカリやアルミナ含有量の少ないSuper Duty珪石レンガ，側壁，炉床では

アルミナ・ジルコニア・シリカ系の電鍍レンガを内側に張り、その外を耐火レンガ断熱レンガ又はセラミックファイバで覆っている。従来のレンガ構成の炉と比べて側壁外面温度が 304 °C から 173 °C に低下し、放散熱量が 6,152 kcal/m²h から 2,092 kcal/m²h に低下した例がある。日本での最新型の炉についての測定例を示すと Table III-1-30 のようである。

Table III-1-30 Amount of heat release of modern-type kiln

Spot where heat is released.	Amount of heat release
Ceiling of melting furnace	1,050 kcal/m ² h
Bottom of melting furnace	1,900
Sides of melting furnace	2,020
Ceiling of regenerator	920

日本政府の告示している新設工業炉の断熱の判断基準では、炉内温度別に炉壁外面温度の目安を示している。しかし、炉内温度 1,300 °C 以上のものについては、炉材侵食の問題を生じること等から、一律の値を示していない。また、同じ理由で、炉壁を強制的に冷却する炉についても対象外としている。

従って、タイ王国についても一律の基準を設定するには難しい点もあるが、新設の場合に限り、また侵食の恐れのある個所を除き、外気温度 30 °C のときの炉壁表面温度は 200 °C 以下を基準として設定する。

蓄熱室についてはより条件が良いので、外面にロックウールを吹き付け断熱している例が多い。タイ王国での施工が経済的に行えるようになった段階で、表面温度基準を設定すればよい。

(3) 排熱回収及びその判断基準

溶融炉では高温を必要とするため、燃焼排ガスの排熱を回収して燃焼用 2 次空気の子熱に利用する。排熱回収装置としては蓄熱室又はレキュペレータのいずれかが用いられるが、小型炉以外は一般に蓄熱室が用いられる。

蓄熱室での熱回数率はチェッカレンガの肉厚を薄くすること、チェッカレンガの間を流れる排ガスの流速を高めること、蓄熱室の高さを高くし、チェッカ量を増加することにより向上する。(Fig III-1-23, Fig III-1-24 参照)。通常は 1,250 ~ 1,300 °C 程度に 2 次空気が予熱される。チェッカレンガは、長年使用すると

排ガス中ダストとの反応によって崩壊し、空隙を詰まらせて熱交換面積を減少させる。このため溶融炉の寿命とマッチするよう、耐食性の良い高級レンガも使われるようになっている。

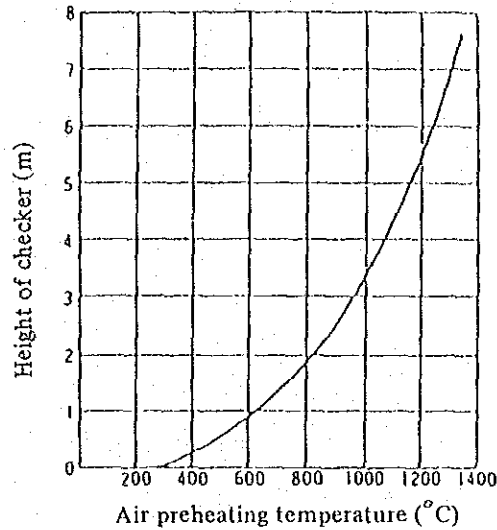


Fig. III-1-23 Relationship between height of checker and air preheating temperature

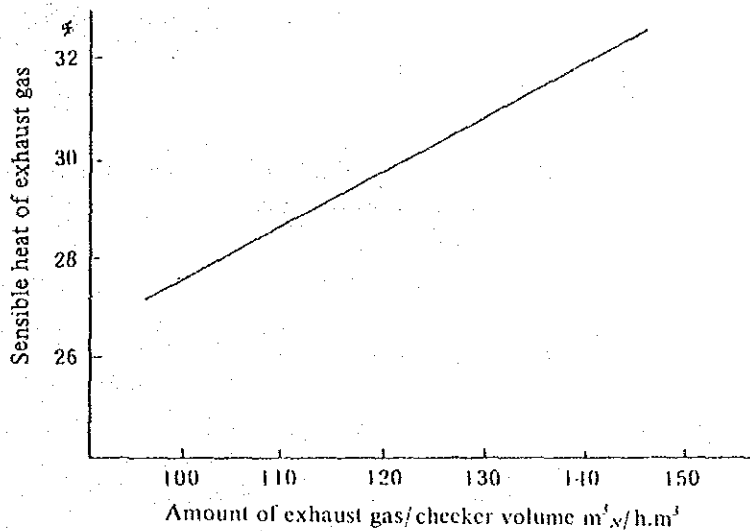


Fig. III-1-24 Relationship between amount of Exhaust gas/Checker volume and sensible heat of exhaust gas

レキュペレータとしては、ダスト詰まりのない放射型が多く用いられるが、セラミックチューブの多管式のものもある。排ガス温度1,500℃程度まで耐えるものがあるが、予熱空気温度は800℃止まりで熱回収率は低い。しかし設備費が安く、スペースも多くを必要としないので小型炉に用いられる。

なお、予熱空気を最大限に利用できるよう、常温の1次空気量や開口部からの侵入空気量をできるだけ抑える必要がある。また予熱空気の温度が下らないよう十分

保温をしなければならない。

排熱の回収率はほとんど設備によって定まるので、判断基準を設定する場合は新設炉のみが対象となる。またガラス溶解炉の排熱回収設備は大きなスペースを必要とし、排熱回収率を高める上での制約となっている。判断基準の適用に当たってはこれらの点に配慮する必要がある。

日本の判断基準では、炉出口での排ガス温度が1,000℃を超えるものについて、定格容量が 20×10^6 kcal/h以上のものは40%、定格容量が $5 \sim 20 \times 10^6$ kcal/hのものは30%、定格容量が 5×10^6 kcal/h未満のものは25%の排熱回収率を標準としている。また、この基準では定格容量が 1×10^6 kcal/h未満のものや、年間運転時間が1,000時間を超えないものは対象外としている。

タイ王国の場合、メタリックレキュペレータを使用しているもの以外は、上記の値を満足しており、この値を基準として設定する。

(4) 原料配合

製品品質に悪影響を与えない範囲で、カレットや石灰の配合割合を多くすれば、溶融エネルギーを減らすことができる。カレット添加率と所要熱量の関係を Table III-1-31, Fig III-1-24 に示す。

Table III-1-31 Heat required for production of various kinds of glass at 1,400°C and pull temperatures (Theoretical value), q

Kind of glass	Temperature °C	Heat required for melting glass q (kcal/kg glass)					
		Cullet addition rate %					
		0	20	40	60	80	100
Tableware glass	1,400	576	543	510	477	444	411
	1,250	530	497	464	431	398	365
Sheet glass	1,400	666	615	563	512	460	409
	1,150	571	520	468	417	365	314
Laboratory appliances	1,400	508	482	455	429	402	376
	1,300	477	451	424	398	371	345
Lead glass	1,400	496	472	448	424	400	376
	1,100	391	367	343	319	295	271

なお参考までに、日本の製ビン業界におけるカレットの使用比率は1982年で42%であった。タイ王国の診断工場の例では、40~80%と多くのカレットが使用されていた。カレット配合率は入手の可能性、製品の品質規格との関連があり、一律

の基準値設定はできない。各工場の自主的努力にまつべき性格のものである。

清澄剤の使用は清澄時間を短縮させ、結果的に省エネルギーとなる。炉の状況に応じて種類、量の選択を行わねばならない。

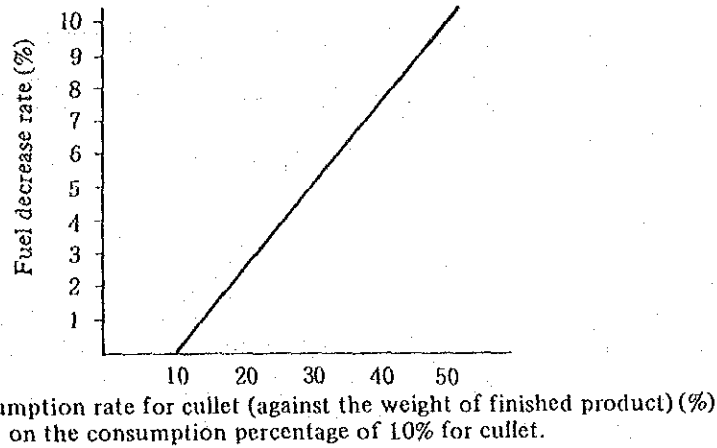


Fig. III-1-25 Consumption rate for cullet and fuel saving rate

(5) 電気溶融

ガラスは 800 °C 前後で導体となるので溶融炉に電極を挿入し、ガラスに通電して直接加熱する方法である。重油加熱の炉において補助的に使用して引上量の増加や炉内温度の調整を行う場合、これをブースタと称する。この電力は 1 t/日 以上量を増加させるのに、29 kW 程度必要とされる。重油から電力への転換効率を 35 % とすると、燃料原単位が 175 l/t 以上ならば、ブースタ使用は省エネルギーになる。

Table III-1-32 に電気溶融炉の出熱割合の例を示す。エネルギー価格、付帯設備を考えても小型炉の場合では電気溶融の方が経済的となる場合がある。また大気汚染が少なく、温度管理が容易で高品質のものが得やすいという特徴がある。

Table III-1-32 Heat output ratio of electric melting furnace

	Heat output (kcal/h)	Ratio (%)		Heat Output (kcal/h)	Ratio (%)	
Heat release from ceiling	28	(0.07)	Ceiling	1,800	2	} 30
Heat release from furnace bottom	5,883		Side wall	10,700	15	
Heat release from throat side wall	5,200		Bottom	9,300	13	
Other walls	7,850		Cooling water for electrode	1,400	2	2
Total	18,961	44.1	Calorific value required for vitrification	2,200	3	} 68
Loss by water cooling for electrode	10,455	24.3	Soaring temp. of glass	46,600	65	
For glass heating	13,584	31.6	Total	72,000	100	100

(Capacity 750 kg, pull quantity 400 kg/day)

(Pull quantity 60 t/day)

4.2.2 フォーハース

ピン作業に適したガラス温度に調節するための槽であり、溶融炉と同じく空気比制御、断熱強化が省エネルギー対策の項目となる。

このうち、空気比の制御についてはバーナの本数が多いこと、冷却用空気を使用する場合があること、などの点に注意する必要がある。攪拌による冷却、電気加熱の採用も省エネルギーに有効とされている。

4.2.3 徐冷炉

タイ王国での診断工場の場合は、すべて連続炉（Lehr）であったので、この方式に限って述べる。

(1) 持ち込み熱の増加

成型を終えた製品の温度は、なお 600℃ 以上あるので、この熱を逃がさずに徐冷炉に持ちこめば、加熱はほとんど不要になる筈である。そのためには、

- ・成型機と徐冷外の距離を短くする
- ・成型機を出た製品は、速やかに徐冷炉に装入する

ようにしなければならない。

(2) 放熱防止及びその判断基準

高温の間は徐冷する必要があるので、次のような点に留意する。

- ・高温部の断熱ならびに熱風漏洩防止
- ・装入口からの冷風侵入抑制
- ・製品寸法・生産量にマッチした炉断面形状
- ・装入製品の間隔短縮

高温部外壁温度は外気温 30℃ として、基準を 100℃ とする。

(3) 高効率型の炉

- ・直接加熱方式の採用
- ・炉内熱風の強制循環
- ・メッシュベルトの熱容量低下（単位面積当たりの重量軽減）
- ・排熱による復路メッシュベルトの予熱（ベルトの炉内リターン）

メッシュベルト加熱に要する熱量が意外に大きいという 1 例を次に示す。

製品の処理量 : 630 kg/h

製品の平均比熱 : 0.252

製品が徐冷炉に入る温度：400℃

徐冷温度：550℃

この場合、製品を加熱するのに要する熱量 Q_1 は、

$$Q_1 = 0.252 \times (550 - 400) \times 630 = 23814 \text{ (kcal/h)}$$

上記製品を1,500%のベルトで炉内搬送するものとし、

ベルトの重量：20 kg/m²

ベルトの走行速度：380 mm/min

炉に入る前の温度：常温15℃

炉内での最高加熱温度：550℃

平均比熱：0.132

この場合、ベルトを加熱するのに要する熱量 Q_2 は、

$$Q_2 = 0.132 \times (550 - 15) \times 20 \times 0.38 \times 1.5 \times 60 = 48304 \text{ (kcal/h)}$$

となり、製品を加熱する熱量の倍以上がベルトを加熱するために消費される。この熱量を節約するためには、なるべくベルトの線径を細くしたり、ピッチを疎にしたりにして、単位面積当たりのベルト重量を軽くすることが考えられる。

徐冷炉の熱量原単位は製品の装入温度・形状・肉厚及びそれらの変化回数、操業時間、処理量、炉型式等によって大きく変化する。参考として日本での幾つかの例をみると、大部分は380～830 kcal/kgの範囲にあるが、大型のものでは50 kcal/kgと極端に低いものもある。

4.2.4 製品の軽量化

一定個数の製品を作るのに必要なガラス量を減らすことは、製造エネルギーの低減に役立つ。少ないガラス量でビンの強度を維持するためには、形状設計、肉厚分布の改善、表面処理、製造条件管理の強化などが必要である。

4.2.5 生産性向上

ガラスビン製造は高温作業であり、生産中断時でも多量の熱が消費される。従って故障等による作業中断の防止、成型機の型替時間の短縮、型替頻度の減少を図る必要がある。

また、ガラス溶融炉では固定的な熱損失の割合が大きく引上量を増加するほど燃料原単位が低下するので、炉内攪拌を促進するなど、品質低下を防ぎながら引上量を増

す努力も必要である。

4.2.6 不良品発生防止

製品に欠陥があり、不良品として原料にリサイクルされることになれば、その間に使われたエネルギーはすべて無駄となる。原料の品質管理、各製造工程の作業条件の管理、設備保全の強化により、不良品の発生を防止するようにしなければならない。