

## 4. 熱エネルギー使用の合理化

### 4.1 缶詰工業

#### 4.1.1 蒸気圧力

調査したタイ王国水産缶詰工場の蒸気使用の実態はほぼ Table III-6-5 のとおりである。

Table III-6-5 Steam consumption in main producing processes

	Internal temperature °C	Internal pressure kg/cm <sup>2</sup> G	Retention time Min.	Servicing steam pressure kg/cm <sup>2</sup> G
Cooker	100~103	1.2~1.3	60~120	3~5
Exhaust box	90~100	-	15~20	"
Retort	110~120	1.6~1.8	50~100	"

ボイラ発生蒸気の90%以上がクッカとレトルトで消費されているが、その必要温度は90~120℃であり、それほど高温を必要としない。殺菌温度120℃が必要なときは、使用蒸気圧は2.0 kg/cm<sup>2</sup>.Gでよいはずである。

過大な圧力の蒸気を用いることは、容器や配管からの放熱を増加させることになる。配管径に余裕があれば、ボイラでの発生圧力を下げることにより放熱やブロー損失の減少を図ることができる。

ただし、日本の缶詰業界での実績によれば、蒸気圧力の高い方がカムアップ時間が短くなり、レトルトの稼働率も上る結果が得られている。生産の状況、設備の状況に応じてオーバーオールに、エネルギー効率最大の点を見出すようにすべきである。

#### 4.1.2 空気抜き

圧力釜で蒸気を使って製品の加工や処理をする場合、装置内にある空気を完全に抜かないと必要温度に達せず熱処理が不完全になる。特に、食品の滅菌のためには、空気の完全除去は重要である。

レトルトの蒸気加熱においては、このような障害を避けるため、過剰な排気を行ってトラブルの防止を図っているのが実態である。レトルトにおける省エネルギーを積極的に推進するときには、空気がどのように干渉しているかを、正確に知っておくことが必要である。

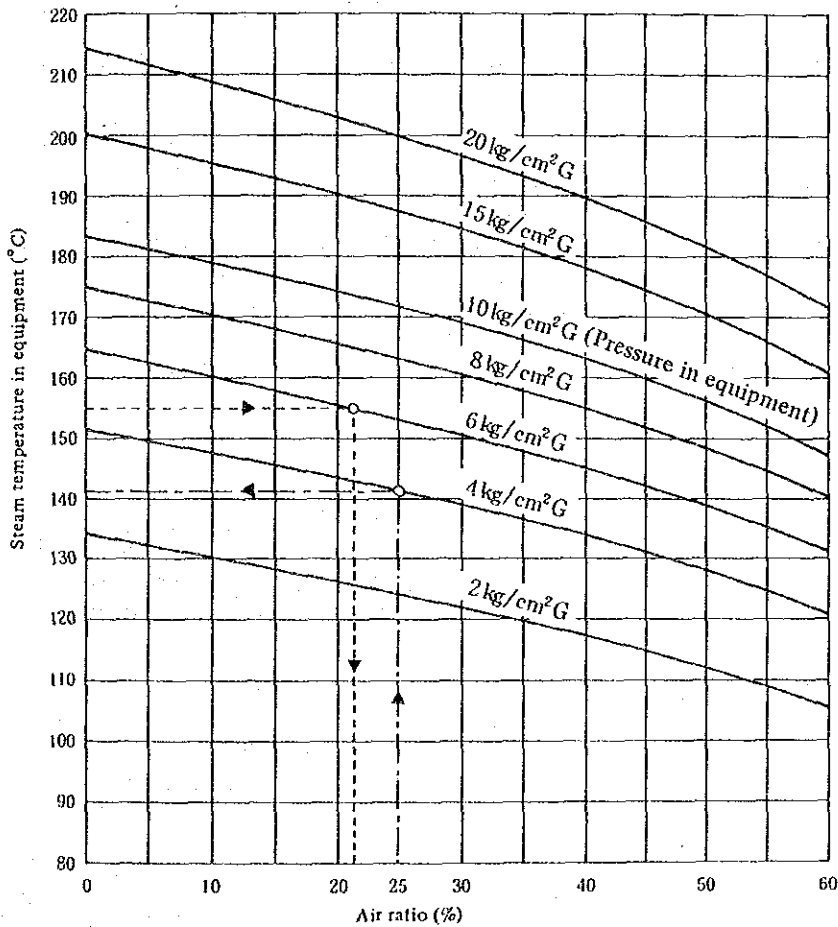
(1) 空気のもたらす悪影響

密閉容器内に注入された蒸気は、内部空気と混合して空気と蒸気の混合気体になる。

この混合気体の温度は、ダルトンの分圧の法則により純粋な蒸気の温度より低くなる。例をあげて説明すると、飽和蒸気が充満して、絶対圧  $2.4 \text{ kg/cm}^2$  のレトルトの温度は  $120^\circ\text{C}$  である。このレトルト内に混合比（容量） $3:1$  の蒸気と空気の混合気体があるとすると、蒸気分圧は  $0.75 \times 2.4 \text{ kg/cm}^2$  で絶対圧は  $1.8 \text{ kg/cm}^2$  である。

絶対圧  $1.8 \text{ kg/cm}^2$  又は  $0.8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の蒸気の飽和温度は  $117^\circ\text{C}$  なので、レトルト内の内容物の温度は圧力計の示す  $1.4 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  に相当する。温度よりも実際は  $9^\circ\text{C}$  だけ低くなっている。温度が低いとそれだけ加熱速度が遅くなり、加熱時間も多く必要とするわけだから、正しい処理が行われなくなる。

空気混入比と内部蒸気温度の関係は、Fig III-6-10 に示すとおりである。



How to use the graph

When the air ratio is 25% in the gage pressure of  $4 \text{ kg/cm}^2$ , draw perpendicularly a line from the point of 25% in the air ratio, get an intersection of the curve of  $4 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ , draw horizontally a line in a left direction from the intersection and obtain a steam temperature. The temperature is  $141^\circ\text{C}$  but the steam pressure is  $2.75 \text{ kg/cm}^2$  in the steam chart. When the temperature in an equipment is  $155^\circ\text{C}$  and the pressure is  $6 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ , the air ratio is 21%.

Fig. III-6-10 Temperature change chart due to air pressure in steam equipment

また空気と蒸気の間には比重差があるため、レトルト内の空気の一部は、缶表面を毛布でくるむような薄膜となって残り、熱の流れを阻害する。これはレトルト内の圧力をあげたり、加熱時間を長くしただけで解決できるものではない。

(2) 蒸気の通し方

缶詰殺菌のレトルト内では、蒸気と空気の自由な流れを阻害するように缶が詰っており、乱流になりやすいので蒸気の通気はできるだけ遅い速度で、かつレトルトの幅と長さ全体にわたって、できるだけ均等に拡がるようにしなければならない。蒸気をレトルトの上部から注入するか、下部から注入するかは、論議の呼ぶ所である。理論的には、空気の方が蒸気より比重が重いので下部に停滞し、かつ空気の温度も低いわけだから、蒸気をレトルト下部から注入することは、不合理なことである。

この影響を調べるための実験が Fig III-6-11 の装置で行われた。上部に蒸気散気管を 2 本設け、115℃、60分、蒸気圧力 4kg/cm<sup>2</sup> で自動バルブによる操作をした。

従来の下部から蒸気を注入する方法と比べて蒸気消費は、

蒸気散気管	1 本の場合	97.3 %
	2 本の場合	93.2 %

という結果となり、確かに蒸気使用量を低減することができることがわかった。レトルト内部は缶が詰まっていて蒸気の流れが複雑になる。いろいろな方法を試してみても改良する余地が残されている。

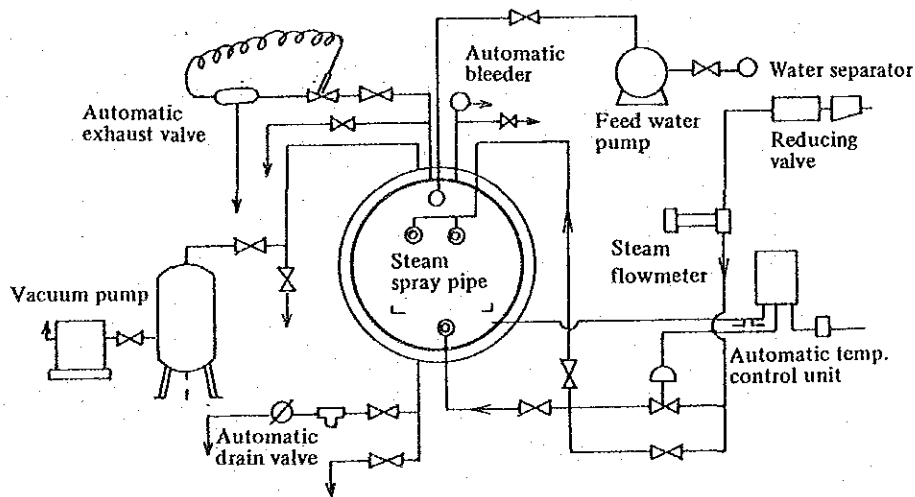


Fig. III-6-11

下部から通気して上部からエア抜きしている例についても、レトルト底部の蒸気供給パイプは、大部分が $1\frac{1}{2}$ " $\phi$ で1本である。しかし、前述のように蒸気の供給が不均一にならないように、しかも適当な速度を保つためには、2"程度のパイプを2本並列にするのが良いと思う。また、このパイプに取り付けた蒸気噴射穴も、ほとんどが、上向きとなっているが、蒸気が乱流を起こさず、静かに空気を上部に追いやるためには、噴射穴は水平線から少し下向きの方がよく、噴射穴の径は3mm程度が良いようである。

レトルト上部の空気抜き用の排気孔は、器内の気体の流れを層流にするために最低2カ所、できれば3カ所位が必要である。長胴のレトルトでは、それに応じた空気抜き用の排気孔を多く必要とする。

これらは、実践的な経験の積み重ねによるものであるが、実際に改善対策を実施するに当たっては、蒸気の出方など観察によって十分検討し、生産性、品質、省エネルギーに適合したものを取り付けるようにされたい。

### (3) 空気抜きの自動化

空気抜きは、手動式排気コックをこまめに操作している所が多い。始動時は問題ないが、空気がすべて抜け切ったかどうかを判断することは難しい。早く閉じすぎると空気が残って、品質に影響を及ぼす。これを恐れて空気抜きは過剰になり勝ちで、蒸気の損失が多くなる。

このため、空気混入の有無を的確につかみ、コントロールする温度感知型の自動空気抜き装置を使用することは、次のように多くの面で効果がある。

- a. 蒸気の使用量を減ずる。排気中の空気と蒸気の混入状態を感知でき、空気が抜けきった所を見はからって閉止するので、蒸気の無駄使いがなくなる。
- b. 排気の時間が短縮されるとカムアップ時間も短縮でき、レトルトの稼働率がよくなる。
- c. エア障害による不良率を激減できる。

自動空気抜き装置を取り付けるに当たっては、レトルトの場合は特に精度のよい、容量の大きめのものを選択した方がよい。クッカの場合は、90～100℃の温度で100～120分のクッキングであり、魚体対象のこともあって、レトルトほど気を使わないでもよいが、小型の自動空気抜き弁を取り付けることは、蒸気の節約には効果がある。

わずかの不良品も、食料品ということで企業の信用にかかわるので、ミスは絶対に許

されない。この点でも自動化の意味は深く、省エネルギー対策としても効果がある。

自動化の実験が Fig III-6-11 の設備で行われた。温度指示記録計は内部状況の判断用である。排気・空気抜き・ドレン排除の際の排出熱は、それぞれ凝縮して採取し、その排出量を求めている。Table III-6-6 にその結果を示す。自動化することにより、明らかに蒸気の使用量は減り、その節減率は約 10% 以上であることがわかる。

Table III-6-6 Discharge steam and drain due to the differences of cooking initial temperature and automatic and manual operation

Initial temp.	Control valve Process	Exhaust gas		Air vent		Drain		Typical value	
		Automatic (kg)	Manual (kg)	Automatic (kg)	Manual (kg)	Automatic (Trap) (kg)	Manual (Valve) (kg)	Automatic	Manual
115°C 60 min. Initial temp. 20°C	Come-up process	3.07~ 4.92	2.26~ 2.49	0.02~ 0.06	0.19~ 0.95	74.97~ 96.5	80.00~ 88.08	123 kg	137 kg
	Sterilization process	0.75~ 3.08	0	0.05~ 0.90	2.54~ 12.34	18.20~ 42.7	34.32~ 49.50		
115°C 60 min. Initial temp. 30~ 40°C	Come-up process	2.39~ 4.38	2.07~ 3.14	0.02~ 0.06	0.18~ 0.82	54.9~ 72.95	67.59~ 75.03	104 kg	121 kg
	Sterilization process	0.65~ 1.98	0	0.07~ 0.1	2.53~ 12.25	22.18~ 48.15	32.42~ 46.57		
Equipment		Thermostat 1", Temp. control range 93~127°C	1 1/2"	Temp. sensitive system, bellows type 1/2"	1/8"	Float type steam trap 1"	1/2"	227	258
								$\frac{258 - 227}{258} \times 100 = 11.2\%$	

#### 4.1.3 レトルトの初温

前述の日本における自動化実験結果によると、レトルト温度を 30 ~ 40 °C からスタートした時は、10 ~ 20 °C からスタートした場合に比べて燃料消費が約 15% 節減できた (Table III-6-6 参照)。

殺菌後の缶詰の冷却は、レトルト内に水を張って行うのが一般的であるが、必要冷却温度以下に下げることのないよう考える必要がある。

#### 4.1.4 レトルトの保温

レトルトを保温することは、最も直接的な省エネルギー対策である。実験例によると、厚さ 50% のグラスウールでレトルトの外表面を保温した場合、蒸気消費は、保温のない場合の約 88% に減り、カムアップタイムも短縮できた。測定結果と計算結果は Table III-6-7 のとおりである。

Table III-6-7 Results of measurement of retort surface temp. and calculation of heat radiation

Sterilization temp. (°C)	Heat insulation	Retort surface temp. (°C)	Heat radiation from retort surface (Kcal/m <sup>2</sup> · h)		
			Radiation Q <sub>r</sub>	Convection Q <sub>c</sub>	Total
113	No	107	263.1	584.6	847.7
113	Yes	28	36.9	29.6	66.5
115	No	109	271.7	601.4	873.1
115	Yes	29	41.9	34.3	76.2
120	No	113	289.5	635.4	924.9
120	Yes	30	46.6	39.1	85.7

Note 1) Room temp.: 20°C  
 2) ε: Reflection coefficient of no insulation (Painted with aluminium paint): 0.40  
 Reflection coefficient of insulation with glass wool: 0.90  
 Thickness of insulation: 50 mm

なお加熱装置からの放熱は、放射と対流による。放射による単位面積、単位時間当たりの放熱量(Q<sub>r</sub>)は、次式から求められる。

$$Q_r = 4.88\epsilon \left\{ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right\} \text{ (kcal/m}^2\text{h)} \dots\dots\dots(1)$$

T<sub>1</sub>: 装置表面の絶対温度(°K)

T<sub>2</sub>: 室温の絶対温度

ε: 装置表面の反射率

また対流による単位面積、単位時間当たりの放熱量(Q<sub>c</sub>)は、次式により求める。

$$Q_c = hc(T_1 - T_2) \text{ (kcal/m}^2\text{h)} \dots\dots\dots(2)$$

hc: 熱伝達率

レトルトの場合  $hc = 2.2(T_1 - T_2)^{0.25}$

4.1.5 レトルトの蒸気加熱と熱水加熱

タイ王国及び日本国における缶詰の加熱殺菌は、米国の技術に由来して蒸気加熱式が多い。それは温度の高いほど処理時間が短くてすむという、生産性重視の考え方によると思われる。

欧州の殺菌方式は液加熱方式が多い。バルブ操作の自動制御は容易であり、また、空気障害防除も蒸気加熱のときより容易であるから、殺菌ミスの発生は遙かに少ない。更に、熱水の熱を繰り返し使用することもできる。

蒸気加熱と熱水加熱は殺菌効率と品質の2点でそれぞれ一長一短があるが、エネルギー消費の点も含めて比較検討することが望ましい。

#### 4.1.6 冷凍電力の節減

##### (1) 冷凍機運転の効率化

冷凍機の基本については、Ⅲ-5 化学工業編を参照されたい。

冷凍機の電力消費を増加させないためのチェックポイントは、次のようである。

- a. コンデンサー伝熱面の汚れをなくする。  
冷却水水質に注意し、伝熱面を定期的に掃除する。
- b. 冷却水量の低下を防ぐ  
ストレーナ、ノズルの詰まりを防ぐため、定期的に掃除する。
- c. 冷却水温度を維持する。  
冷水塔、充填物を定期的に点検し、水の分布が正常になるよう整備する。
- d. 不凝縮ガスの混入を防ぐ。  
バキューム運転・オーバオールのときに混入するので注意する。
- e. 冷却器の効率低下防止  
霜付きが多くないか。冷風はショートパスをしていないか。
- f. 冷却器の伝熱面積は小さくないか。
- g. 冷凍機は大きすぎないか。
- h. 冷媒系統ストレーナはきれいか。  
冷凍機吸込ストレーナ、自動弁保護ストレーナ等が詰まっていないか。
- i. 冷媒配管系統の管径は適切か。  
増設した際、冷媒配管はそのままの場合があり、十分流れていないことがある。
- j. 冷媒の量は十分であるか。

##### (2) 冷蔵庫の冷凍負荷の減少

- a. 壁面からの侵入熱を減らすこと。

侵入熱  $Q$  (kcal/h) は次式で表わされる。

$$Q = A K \Delta t$$

$A$  (m<sup>2</sup>): 建物の外壁面積

$K$  (kcal/m<sup>2</sup>·h·°C): 熱伝達率で断熱材の種類・厚さで定まる。

$\Delta t$  (°C): 室内温度と外壁との温度差

従って、断熱を強化してKを小さくすることが大切である。

断熱材は水分を含むと断熱効果が全くなくなるのでよく点検し、湿っていたら取り替える。

b. 換気による損失を減らす。

扉開閉の際に、外部の暖い空気が庫内に入ることにより発生する損失熱量は、外気温度 32℃、湿度 70% 1 m<sup>3</sup>の外気が冷気と入れ替わることで、-30℃の冷蔵庫では 40 kcal、-20℃の冷蔵庫では 35 kcal に達する。

また、冷却器の位置が扉に近い時は、外気の持っている水蒸気が冷却管に結露し、効率を低下させる。エアーカーテンの設置や前室にフリードアか垂れ幕を掛けることは、換気損失の防止に効果的な方法で、できれば本扉の内側にも垂れ幕を付けた方がよい。

c. 入庫品冷却熱の減少

冷蔵庫からの出庫に使用したパン、パレットは温まる前に、できるだけ早く次の入庫品用に活用する。

d. ファン発生熱の減少

庫内ファンに入力された電気エネルギーは 1 kWh 当たり 860 kcal の熱となって庫内に入る。ファンの容量を小さくできれば直接電力が節減できるのみならず、この熱を取り除くための冷凍負荷も減らすことができる。

Table III-6-8 は冷凍負荷比率の実測例である。冷却ファンの発生熱の比率が 12.7% と大きいことがわかる。

Table III-6-8 Refrigeration load factor in refrigerating equipment

Type of load	Load factor %
1. Heat coming from wall	1.4
2. Cooling heat of building etc., veneer plate, floor concrete, heat insulator, cooler frame etc.	6.6
3. Cooling heat of refrigerating pan	0.9
4. Cooling of residual moisture and air in refrigerator	0.7
5. Cooling and refrigerating heat of products	77.7
6. Heat generated from cooler fan	12.7

Batch refrigeration: 15 hours. Temperature when fishes are put in it: 10°C.

Source: Maekawa Seisakusho Data.



また冷凍機停止中は忘れずにファンも止めるように注意する。

e. 庫内照明等による損失の減少

電灯や庫内作業用のフロアヒータは、不必要時には必ず電源を切ると共に、最低限必要なもの以外は撤去する。

f. デフロストは冷凍機排熱を利用すること。

(3) 冷蔵庫の室温と電力量

入庫率 1日に2.5%

外気温 天井面 40℃, 外壁面 30℃, 床面 20℃

外気温球湿度 27℃

断熱材 天井 225 mm, 外壁 200 mm, 床 175 mm, 熱伝達率 0.025 kcal/m<sup>2</sup>h℃

以上の条件における冷蔵庫の冷凍負荷を、庫内温度 -20℃, -25℃, -30℃ について求めると Table III-6-9 のとおりになる。

次に、冷媒の蒸発温度による冷凍機の1冷凍 t に対する電力量 (kW) の変化を Table III-6-10 に示す。

Table III-6-9 Refrigeration load (Example)

Temperature in refrigerator	-20°C	-25°C	-30°C
Heat coming from wall Kcal/h	43,818	48,291	52,764
Heat loss due to ventilation Kcal/h	21,945	23,826	25,080
Cooling heat of product in refrigerator Kcal/h	37,500	56,250	75,000
Heat generated from fan Kcal/h	19,800	26,400	33,000
Heat loss from lighting and others Kcal/h	1,785	1,785	1,785
Safety factor 10% Kcal/h	12,485	15,655	18,763
Total load Kcal/h	137,333	172,207	206,392
Refrigeration ton JRT	41.4	51.9	62.2
Load factor in -20°C: 100%	100%	125.4%	150.3%

Table III-6-10

condensation temperature +35°C, Fron 22

Refrigerant evaporation temp. °C	-28	-33	-38
Refrigerating capacity JRT	40.3	32.8	25.6
Required power kW	64.3	59.7	54.5
kW required to 1 JRT (kW/JRT)	1,596	1,843	2,129
kW/JRT ratio (as 100% the ratio in -28°C)	100%	115.5%	133.4%

冷蔵庫の室温が変化することにより、冷凍負荷が変化し、また冷凍機の t 当たり電力量も変化する。これをまとめ庫内温度別の動力量の比を求めると Table III-6-11 のようになる。つまり冷蔵庫の室温が  $-30^{\circ}\text{C}$  と  $-20^{\circ}\text{C}$  では冷凍機の動力は 2 倍になる。

Table III-6-11

Temperature in refrigerator $^{\circ}\text{C}$	-20	-25	-30
Load factor	100	125.4	150.3
Refrigerator kW/JRT ratio	100	115.5	133.4
Required power ratio	100	144.8	200.5

$10^{\circ}\text{C}$  魚体を、 $-20^{\circ}\text{C}$  まで冷凍する負荷を求めると次のとおりである。

$$-2^{\circ}\text{C} \text{ まで冷却し凍結する負荷 } \{ (10 - (-2)) \times 0.85 + 58 = 68 \text{ kcal/kg}$$

$$-2^{\circ}\text{C} \text{ から } -20^{\circ}\text{C} \text{ まで冷却する負荷 } \{ -2 - (-20) \} \times 0.47 = 8 \text{ kcal/kg}$$

このように凍結するまでの比較的高温での負荷が多いこと、より低温にするためには、より多くのエネルギーを必要とすることから、庫内温度の下げ過ぎには十分注意しなければならない。

#### (4) 凍結速度アップ

凍結速度を早くするためには、魚体に当たる風速を早くし、熱伝達率をよくする必要がある。風速の早いところと遅いところとでは、凍結までに数時間の差が出る。庫内温度が  $-4^{\circ}\text{C}$  以下に下らないと凍結が完了しない設備と、 $-30^{\circ}\text{C}$  でも十分凍結している設備とがあるが、風速と風の当たり方に差があるためである。全体に均一に通風するより注意する必要がある。

#### 4.1.7 用水の節減

用水量が多いことは、移送用の電力を必要とするのみならず、排水処理用の電力も増加させることになる。

用水節減の第 1 の方策は、各工程での無駄使いを防ぐことである。そのためには、

- a. 従業員を教育し、趣旨を理解させる。
- b. 主要工程毎に流量計を設置し、毎日職場に流量を表示する。
- c. 用途によっては自動停止弁を利用する。
- d. 用水の再利用を図る。ピットを設けレトルト冷却水、殺菌済缶洗浄水等汚れの少ない排水を再利用する。用水量の節減のみでなく、熱回収も可能になる。缶詰

工場排水利用計画の1例を Fig III-6-12 に示す。

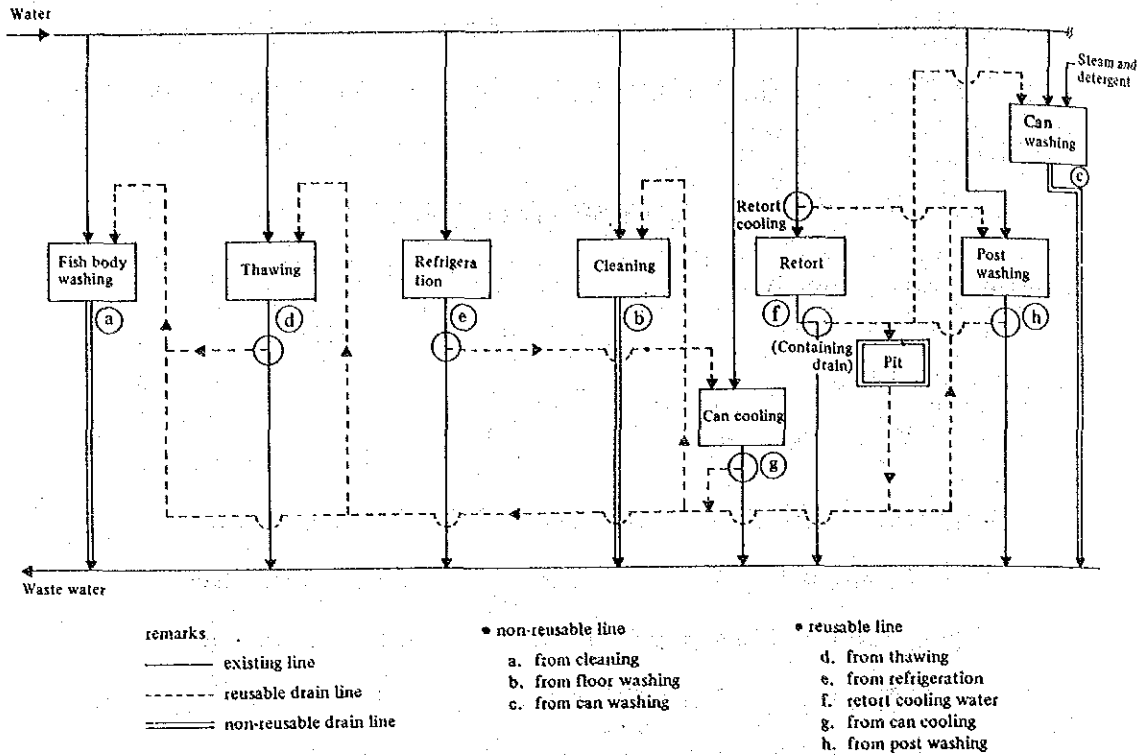


Fig. III-6-12 Drain practical use plan flow diagram - Draft

## 4.2 植物油脂工業

### 4.2.1 圧搾工程の省エネルギー

#### (1) 抽出工程との関連

圧搾工程の省エネルギーを検討する場合、常に抽出工程と関連した全体的な省エネルギーを考えなければならない。時としては、抽出しやすい粕を作り抽出の省エネルギーを図るため圧搾工程では逆にエネルギー増になる場合もあるが、総合的に考えなければならない。

抽出しやすい圧搾粕とは、a. 油分の少ないこと。b. 水分の少ないこと。c. 微粉がなく粒度が揃っていること。d. ポーラスで液の通過性の高いこと。

等が挙げられる。Fig III-6-13 に圧搾粕残油分と圧抽工程別蒸気消費量の関係を示す。

圧搾工程で十分熱処理を行えば、蒸気消費量が多少増加しても圧抽工程全体としては、省エネルギーになっていることを示している。

#### (2) 精製工程との関連

抽出工程と同じことが言えよう。精製工程へは、不純物が少なく精製しやすい原

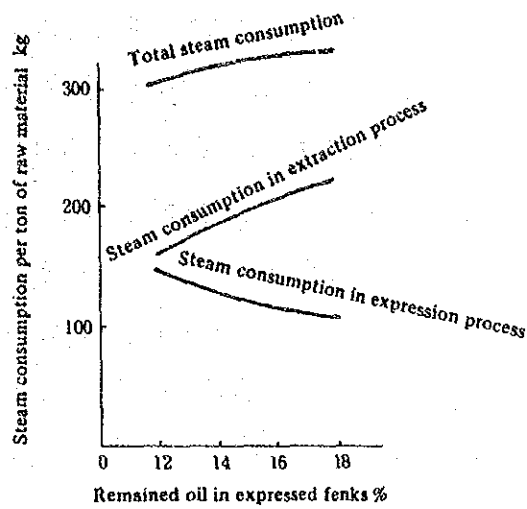


Fig. III-6-13 Relation between the remained oil in the expressed fenks and the steam consumption by expression and extraction

油を連続的に送ることが望ましい。このためには、搾油工程の適正なクッキング及び乾燥が大切な要素となる。

(3) 良好な圧搾粕を作るための条件

a. エキスペラー入口における原料水分の影響

Fig III-6-14 に圧搾粕水分と油分の関係をグラフで示したとおり、粕水分と粕油分がある程度比例していることが認められる。従って、圧搾において原料の水分は十分注意すべきである。

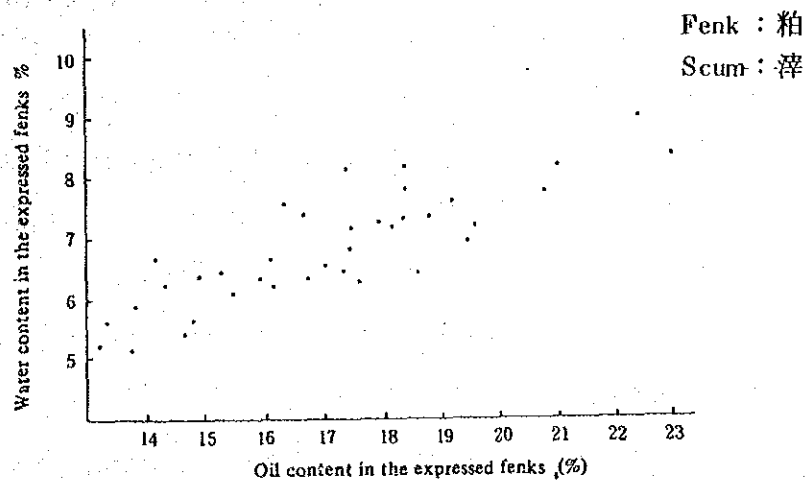


Fig. III-6-14 Relation between the expressed fenks component and the oil content

b. エキスペラー入口における原料温度の影響

エキスペラー入口の原料温度が高いほど粕油分が少ない傾向にあることはよく知られている。しかし、抽出工程に適した粕を作るためには、エキスペラー入口の原料の温度と水分の相互関係も重要である。

Fig III-6-15 に、圧搾工程における水分と温度の最適帯グラフを示す。エキスペラー型式、大きさ等により、この傾向は多少変わることがあるが、日常の搾油条件（温度・水分・粕の状態）を把握し、自社の最適条件を見出すことが大きな省エネルギーにつながる。

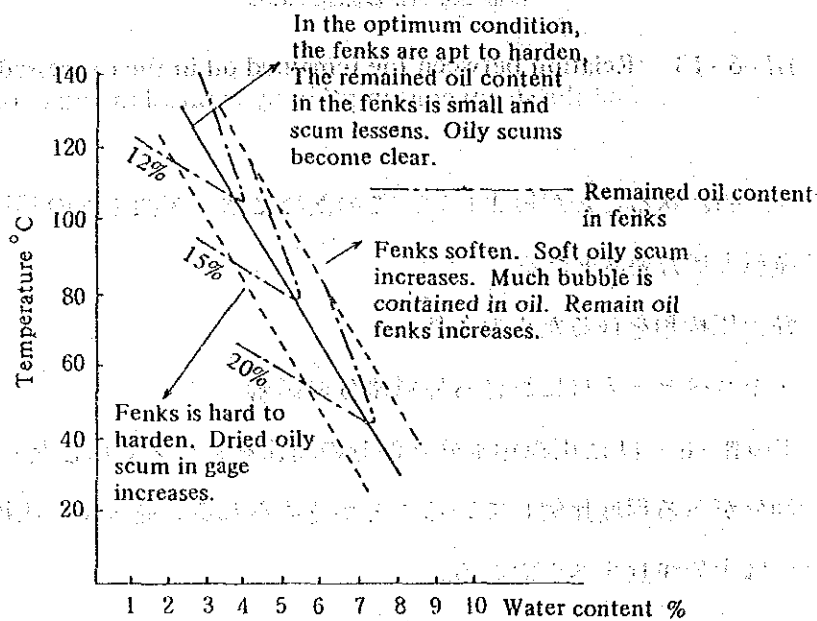


Fig. III-6-15 Optimum condition zone of water content and temperature in expression process

c. 圧 扁

圧扁を必要としない原料もあるが、通常は圧搾前に圧扁をする。圧扁の良否は圧搾工程よりむしろ抽出工程の効率に関連する。

d. 圧搾粕の処理

- (1) 粕の整粒。 圧搾粕を適当な大きさに粗砕し、場合によっては、微粉を除去するために篩別し整粒する。
- (2) 粕の冷却。 粕を抽出温度付近まで空気冷却して、抽出に送ることが効果的である。これは空冷することによって粕水分が蒸発し、また粕表面が固化し、搬送工程で微粉が生じるのを防ぐ効果がある。

(4) 乾 燥

圧搾工程の乾燥機で消費する熱エネルギーの比率は相当大きい。

タイ王国C社の例では、ホットエアーコンディショナと称するベルトドライヤで消費されている蒸気量は、工場全体の約20%に達している。

原料乾燥機には直火式、伝熱式、横型ディスク式、堅型クッカなどの型式があるが、熱風の漏洩防止、熱風の循環使用、外壁の断熱強化が主要な対策である。

また、自動制御の導入も効果的で、被加熱物の温度、水分や熱風出入口温度、湿度のうち最も主要な要素を計測して自動的に蒸気量等を調節するようにすると、比較的少ない経費で大きな成果を得ることができる。

#### 4.2.2 抽出工程の省エネルギー

##### (i) 前処理操作

米糠の溶剤抽出では、熱消費の減少と抽出率の向上は共に前処理と密接な関係がある。前処理では、溶剤付着量を少なくするため最適粒子表面積に調整が行われる。これらは、抽出後の溶剤の追出しの必要熱量を減少し、糠層の透過圧損を適度にして、無効パススチームを減少させ、省エネルギーにつながる。

米糠の加熱前処理は、三つの操作に大別される。すなわちクッキング、圧蒸、乾燥である。これらが互にうまく組み合わせられて最適粒子表面積の調整が可能になる。

##### A) クッキング

クッキングとは、米糠に適度の水分を加え、容器中で加温する操作をいい、これによって原油の搾油率の向上、脱色性の向上や米糠の可撓性の減少、粒子凝集効果（微粉が会合して造粒される）が得られる。クッキング条件としては水分10～20%、温度90～95℃、時間5～10分が一般的である。

原料米糠は、精米機種によって粒度分布に大きな差がある。

圧力系機種：円筒摩擦式、臼杵式であり、粒子は一般に粗い。

速度系：研削式で粒子は一般に細かい。

米糠の粒子の大きさは以後の抽出、脱溶剤に大きな影響を持ち省エネルギーに関係が深い。前処理（クッキング、圧蒸、乾燥）による粒子分布の1例をTable III-6-12に示す。処理によって微粒子が減少していることがわかる。

##### B) 圧蒸

圧蒸とは、クッキングした糠を機械的に軽く圧搾することで、表面積の減少、微粒子の減少、更に溶剤抽出時の付着溶剤の減少、等の効果がある。これにより圧損も少なくなり、溶剤付着量も適度になるので、残留ミセラ量は少なくなり溶剤

追出しは良好となる。また一缶当たりの適正仕込量を 20 ~ 30 % 増加できる。これは蒸気節約量約 130 kg/t に相当する。

Table III-6-12 Particle size distribution by rice sweeper and pretreatment

Type of rice sweeper	Kind of rice bran	Mesh						
		~20	20~30	30~40	40~50	50~60	60~80	80~
Speed system	Raw bran	7.8	4.3	8.9	7.8	5.5	36.3	29.4
	Cooking	9.1	7.3	8.0	15.3	5.9	36.8	17.4
	Pressurized steaming bran	7.4	11.4	18.8	14.4	4.4	36.1	7.5
Press system	Raw bran	5.4	16.1	51.5	1.1	22.5	2.9	0.5
	Pressurized steaming bran	7.4	24.9	50.7	0	17.0	0	0

C) 乾燥

バッチ式溶剤抽出において、抽出缶に張り込む糠の最適水分は 5 ~ 6 % である。ミセラの溶剤保有量は抽出缶内の糠層の内部滲透量と表面吸着量の和となり、水分の減少とミセラ濃度が糠の溶剤保有量に大きく影響することが報告されている。また、糠層の透過抵抗は糠の粒度が細いほど、水分が多いほど大きくなり、最適の糠層の透過抵抗が、無効パススチームを少なくするので省エネルギーにつながる。

上記の前処理操作により、抽出工程では次のような省エネルギーが達成される。

- a. 溶剤除去時の無効スチームの減少。無効パススチームが減少した結果、原料 t 当たり 40 kg の蒸気節約となった。
- b. ミセラ濃度の向上によるミセラ蒸留のためのエネルギーの減少、また同一溶剤量で仕込量が 20 % ~ 30 % 増加し、残脂は変わらない。
- c. 溶剤除去後の粕の乾燥が不要となる。溶剤を追出す場合、長時間スチーミングを行うと粕に水分が付着し、水分 15 % 以上となるので、粕を再度乾燥し規定の 13 % に低下させねばならない。追出し時間が適切ならばスチーミング時間は短縮され、冷却のみで粕の乾燥は不要となる。

(2) DT 塔の排熱利用

米糠の連続抽出工場で、DT 塔のペーパーの潜熱をミセラ蒸留に活用し、多大の成果を得た実例がある。

Fig III-6-16 は、従来行っていた抽出油ミセラの脱溶剤のフローであり、Fig III-6-17 はこれを改良したフローである。

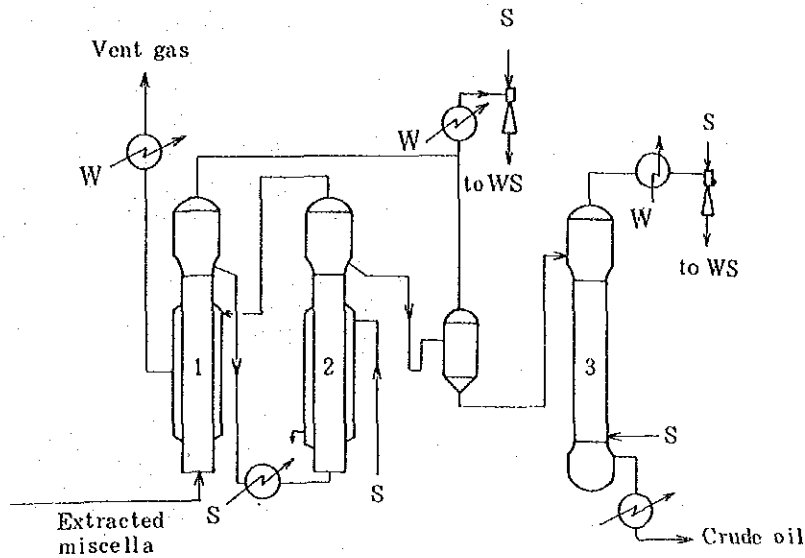
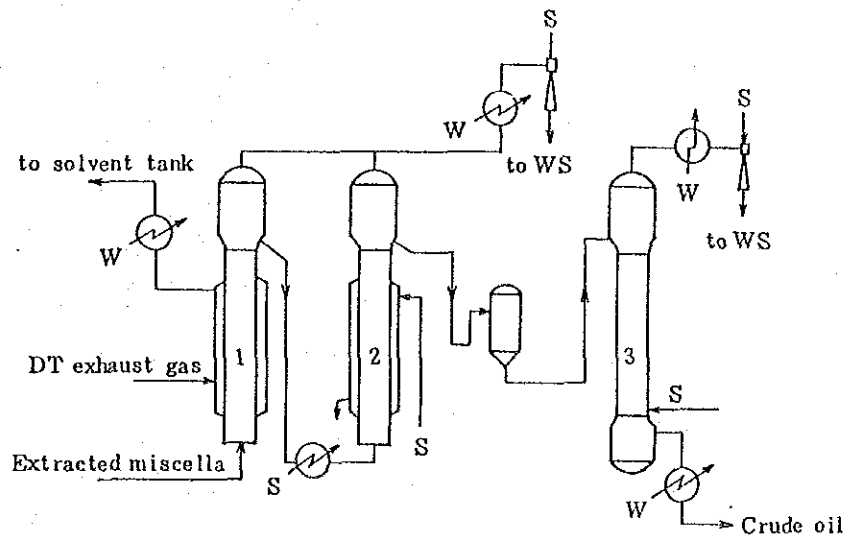


Fig. III-6-16 Before improvement



1 : Primary evaporator    2 : Secondary evaporator    3 : Stripper  
 W : Cooling water    S : Steam    WS : Waste sewer

Fig. III-6-17 After improvement

- ・改善前： Fig III-6-16 に示すように、ミセラの蒸留は2重効用方式で、第1蒸発器は第2蒸発器の発生蒸器で加熱していた。
- ・改善後： Fig III-6-17 に示すように、第1蒸発器の熱源として粕脱溶剤機の脱溶剤ペーパを使うように改造した。

改造の結果、第1蒸発器に供給される熱量が以前に比較して大幅に増加し、そこでのミセラの濃縮度が高まった。また、改造前に第2蒸発器の操作圧は常圧であったのを、改造後はこれも第1蒸発器と同様に減圧(250~300 Torr)で操作できるよ



うにした。そのため、第2蒸発器で必要とする蒸発量は大幅に減少し、省エネルギーが実現できた。第2蒸発器からストリップに移行する濃厚ミセラの濃度は、改造前後共にほぼ同一の93%前後であることから、第2蒸発器での蒸気使用量の減少が、そのまま省エネルギーにつながった。

- ・効果：改善前の第2蒸発器での蒸気使用量は596 kg/hであったが、改造後は296 kg/hに減少した。この装置の原料処理量は6,500 kg/hであるから、46 kg 蒸気/t 原料、の節減である。

- ・節減額  $5,000 \text{ 円/t 蒸気} \times 0.3 \text{ t/h} \times 7,200 \text{ h/year} = 10,800 \text{ 千円/year}$  (約100万 Bt/year)

一方、投資金額は、主要機器代10,300千円、工事費4,700千円の計15,000千円(約150万 Bt)である。従って、投資は約1.4年で回収することができた。

- ・実用上の注意事項：脱溶剤機の排出ベープを直接コンデンサに導く場合に比べて、ミセラの第1蒸発器を経由してコンデンサに導くように改造する場合は、途中の配管抵抗に十分留意し、これがために、脱溶剤機に圧力がかからないようにすることが大切である。

### (3) 粕乾燥ドライヤの排熱回収

脱脂粕は、D-T塔におけるスチーミングによって、水分をかなり含むため、水分規格に合わせるべく、一般には回転乾燥機などのドライヤで乾燥される。

このドライヤ排ガスの持つ熱エネルギーをドライヤの低温給気と熱交換して回収利用する事例は数多い。

プレート型向流熱交換を用いれば、排ガスの温度も高いので、60～90%の熱回収率が得られ、また、プレート型エレメント積層構造のため排ガス中のダストも付着し難い上に、器内に発生したドレンによる洗浄効果も期待できる。

以下に実施例を紹介する。

#### A) 改善内容

##### 〈実施例-1〉

##### ・改善前

Fig III-6-18に示すミールドライヤの吸気は、ダンパ開により外気を直接導入し、排気は吸引ブロアにより外気へ放出していた。

##### ・改善後

Fig III-6-19に示すようにミールドライヤの吸気を押し込ブロアにより外

気を押し込み、ドライヤ排気と熱交換させてドライヤ入口に導入する。排気は熱交換後、外気へ放出する。

ミールドライヤ排気温度にもよるが、熱交換後の吸気温度は50～60℃になり、ドライヤ本体内における間接蒸気の使用量が減少し、また、ドライヤの能力も向上した。

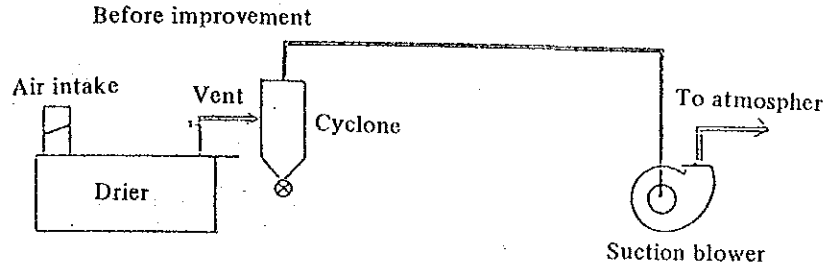


Fig. III-6-18

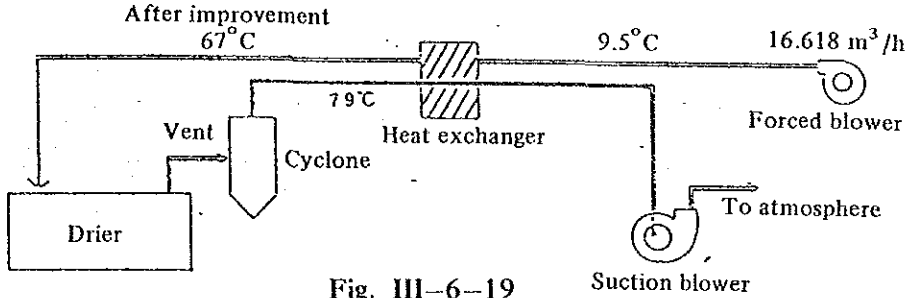


Fig. III-6-19

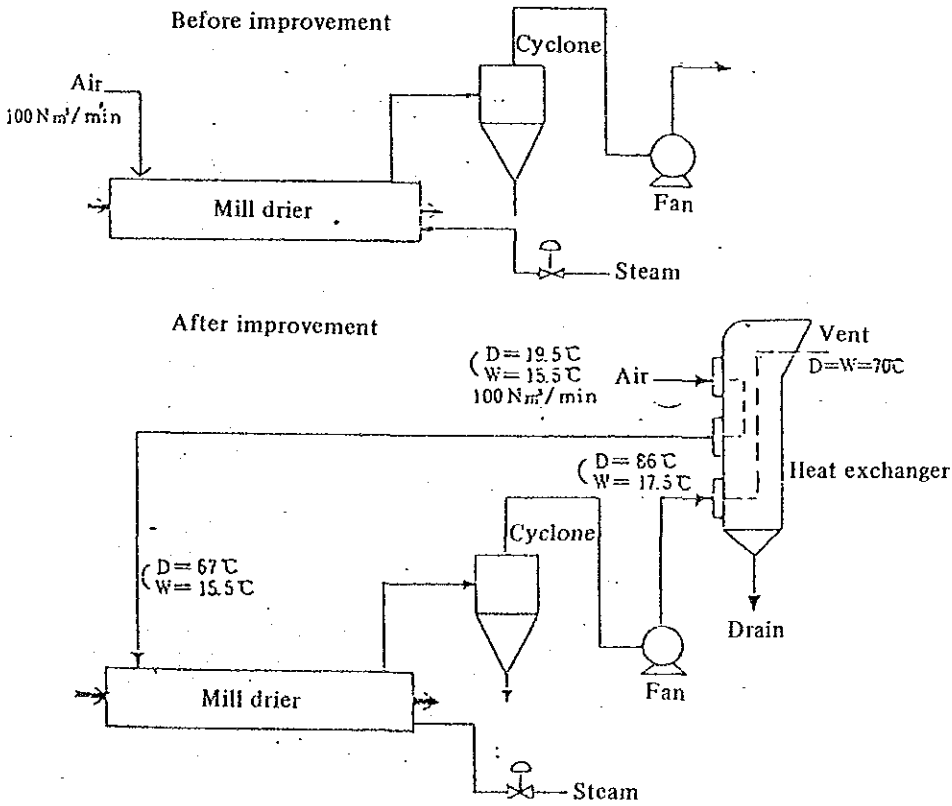


Fig. III-6-20

〈実施例-2〉

・改善前

乾燥機に入った粕は蒸気管により所定の温度に加熱される。そこで蒸発した水分は、送風機入口より取り入れられた空気により送り出され、サイクロンを通り排出されていた。

・改善後

Fig III-6-20 に示す熱交換により、乾燥機より排出されていたガスを、入口空気と熱交換することにより空気温度が上り、熱交換機の排気温度を改善前と同様に運転すれば、熱交換機での空気温度上昇分に相当する蒸気が節減できる。また、入口空気温度が上昇したことによる乾燥効率の向上と、乾燥機としての能力アップにもなる。

B) 省エネルギー効果

〈実施例-1〉

a. Table III-6-13 に示すように、設置した熱交換器の吸排気条件を測定した(冬期実績値)。

Table III-6-13

Suction side	Result	Exhaust side	Result
Heat exchanger inlet temp.	9.5°C	Inlet temp.	79°C
Heat exchanger outlet temp.	67°C		
Absolute humidity	0.0036 kg/kg'		
Drier inlet air volume	17,618 m <sup>3</sup> /H		

b. 熱交換効率  $f$

$$f = \frac{\text{吸気出口温度} - \text{吸気入口温度}}{\text{排気入口温度} - \text{吸気入口温度}} \times 100 = \frac{67 - 9.5}{79 - 9.5} \times 100 \doteq 83\%$$

c. 吸気側空気の比容積  $v$

$$\begin{aligned} v &= 0.4555 \times (\text{絶対湿度} + 0.622) \times (\text{吸気出口絶対温度}) \times 10^{-2} \\ &= 0.4555 \times (0.0036 + 0.622) \times (67.0 + 273.15) \times 10^{-2} \\ &= 0.969 \end{aligned}$$

d. 給気重量 G

$$G = \frac{\text{入口風量 (m}^3\text{/h)}}{\text{比容 量}} \times (1 + \text{絶対湿度})$$

$$\div \frac{17.618 \text{ m}^3\text{/h}}{0.969} \times (1 + 0.0036) \div 18,247 \text{ kg/h}$$

e. 回収熱量の算出 Q

空気の比熱を 0.243 kcal/kg℃ とすると、

$$Q = \text{給気重量} \times 0.243 \times (\text{吸気出口温度} - \text{吸気入口温度})$$

$$= 18,247 \times 0.243 \times (67 - 9.5) = 254,956 \text{ kcal/h}$$

f. 蒸気潜熱 500 kcal/kg, 年 300 日, 7,200 時間稼働, 蒸気単価 5,000 円/t とすると, メリット (M) は,

$$M = \frac{\text{回収熱量}}{\text{蒸気潜熱}} \times 7,200 \text{ h} \times \frac{5,000 \text{ 円/t}}{1,000 \text{ kg/t}}$$

$$= \frac{254,956 \text{ kcal/h}}{500 \text{ kcal/kg}} \times 7,200 \text{ h} \times \frac{5,000}{1,000} = 18,357 \text{ 千円/year}$$

g. デメリット (D) として吸気ブローの運転費がある (320 m<sup>3</sup>/h, 11 kW)。電力単価 20 円/kWh, 実負荷 80% とすると、

$$D = 11 \text{ kW} \times 0.80 \times 20 \text{ 円/kWh} \times 7,200 \text{ h} = 1,267 \text{ 千円/year}$$

h. 従って, トータルメリット (M<sub>T</sub>) は,

$$M_T = 18,357 - 1,267 = 17,090 \text{ 千円/year}$$

< 実施例-2 >

a. 実績を Table III-6-14 に示す。

Table III-6-14

Suction side	Result	Exhaust side	Result
Heat exchanger inlet temp.	19.5°C	Inlet temp.	86°C
Heat exchanger outlet temp.	67°C		
Absolute humidity	0.0089 kg/kg'		
Drier inlet air volume	7,472 m <sup>3</sup> /H		

b. 熱交換効率  $f$

$$f = \frac{67 - 19.5}{86 - 19.5} \times 100 = 71 \%$$

c. 吸気側空気の比容積  $v$

$$v = 0.4555 \times (0.0089 + 0.622) \times (67 + 273.15) \times 10^{-2} = 0.978 \text{ m}^3/\text{kg}$$

d. 給気重量  $G$

$$G = \frac{7,472}{0.978} \times (1 + 0.0089) = 7,708 \text{ kg/h}$$

e. 回収熱量  $Q$

$$Q = 7,708 \text{ kg/h} \times 0.243 \times (67.0 - 19.5) = 88,970 \text{ kcal/h}$$

f. メリット  $M$

$$M = \frac{88,970}{500} \times \frac{5,000}{1,000} \times 7,200 = 6,406 \text{ 千円/year}$$

ただし、蒸気潜熱 500 kcal/kg, 蒸気単価 5,000 円/t とする。

### C) 波及効果

- a) 外気温の変化による製品水分のバラツキを少なくし、工程管理の向上にも役立つ。
- b) 取り入れ空気の温度上昇により、乾燥機の能力アップが可能となった。
- c) 水分が凝縮することにより熱交換器が一種の濡れ壁になり、微粉等の飛散が防止でき排気が自己洗浄された。
- d) 乾燥効率の向上により、送風機の負荷が減少した（入口空気量の減少）。
- e) ドライヤ排気は一般に臭気対策を行っているが、洗浄方式または吸収方式の場合、排気温度を低くする必要があり本熱交換器の採用で、脱臭が円滑に行われるようになった。

### D) 投資採算性

・設備費用 (Table III-6-15 参照)

実施例-1 スイス・ランディスギア社 型式: エコノメア- 100RR/B×2基

実施例-2 " " " " 150 " ×1"

・採算性 (Table III-6-16 参照)

### E) 本装置使用に当たっての注意事項

a) 材質について

熱交換器の材質は、フィン: SUS-外板: SUS, フィン: AL-外板: SUS,

Table III-6-15

Item	Example-1	Example-2
1) Heat exchanger	10,000 thousand yen	6,600 thousand yen
2) Fan	1,575 thousand yen	—
3) Erection and others	11,530 thousand yen	4,500 thousand yen
Total	23,105 thousand yen	11,100 thousand yen

Table III-6-16

	Example-1	Example-2
Investment cost	23,105 thousand yen	11,100 thousand yen
Saving cost	17,090 thousand yen	6,406 thousand yen
Pay back time (year)	1.35	1.73

フィン：A1-外板：スチールの3種類があるが、ミールドライヤからの排気は高温多湿であるため、高価であるがオールSUS製とすることが望ましい。

また、同時に上・下のダクトへの接続部であるチャンバも、材料はSUSを選定すべきである。

b) ドレンの排出について

熱交換器で発生するドレンの排出が十分でないと、排気のさまたげになると同時に、熱交換器、ダクト、送風機等に貯まり故障の原因となる。

また、排気の湿度を常に100%以上に保ち、ドレンの発生を連続的にし、熱交換器の排気側を濡れ壁にして、微粉の付着を防ぎ、熱交換器の性能維持に努める。

c) 洗浄装置の取り付けについて

本熱交換器は、エレメント積層構造のため、ダストが付着しにくい構造とはなっているが、ダクトやチャンバがスチール材であると、鉄さびが本体内部に付着し、電食の起こる可能性がある。従って、これらのダストを除去するため、定期的な洗浄が必要である。

d) 吸気風量の調整

ミールドライヤに内圧がかからない程度に風量を調整するため、熱交換器の

吸気側入口、もしくは、押し込みフロアにダンパを設ける必要がある。

e) 熱交換器内フィンについて

ミールドライヤの排気は微粉等を含有するので、熱交換器は熱交換面のフラットな材料のものがよく、微粉等の付着による熱交換の低下が防止できる。

f) 保温について

排気用ダクトはもちろん、熱交換器本体にも保温材をほどこすことにより熱交換率をアップさせることができる。

#### 4.2.3 精製工程の省エネルギー

精製工程では、油は加熱、冷却の操作を繰り返し受けるので、相互に熱を交換し合っただけで活用する余地が残されている。熱回収を計画するに当たって、考慮すべき点をあげると、次のとおりである。

- ・プラント全体に眼をくばって考える。
- ・現在の加熱温度は、下げることができないか。
- ・次工程のプロセスに影響しないか。あるいは、影響するときは対策をこうじる必要がある。
- ・熱交換する流体の物性値を正確に把握する。
- ・熱交換器の特徴をよく理解し、適正な機器を採用する。

##### (1) 脱酸・脱色工程における合理化

脱酸工程では、中和反応のため 60～90℃加熱するが、フーズを分離後は、そのまま放置している。また、脱色工程でも 100℃まで加熱するが、次の工程の脱臘では水及び冷媒で冷却しそのまま貯留している。

脱酸・脱色・脱臘の各工程で、それぞれ単独に加熱、冷却、放熱していたものを、有機的に熱の授受を行えば効果的省エネルギーができる。その実施例を以下に示す (Fig III-6-21 参照)。

##### A) 改善前

脱酸工程の原料油加熱は No.2 熱交換器により行われ、脱臘・脱色工程を経た高温脱色油は、そのまま脱色油タンクへ送油されていた。更に脱臘工程の脱色油冷却は No.3 熱交換器で予備冷却された後、冷凍設備によりウィンタリング条件温度まで冷却し、ろ過機を経た低温油は、そのまま脱臘油タンクに送油されていた。

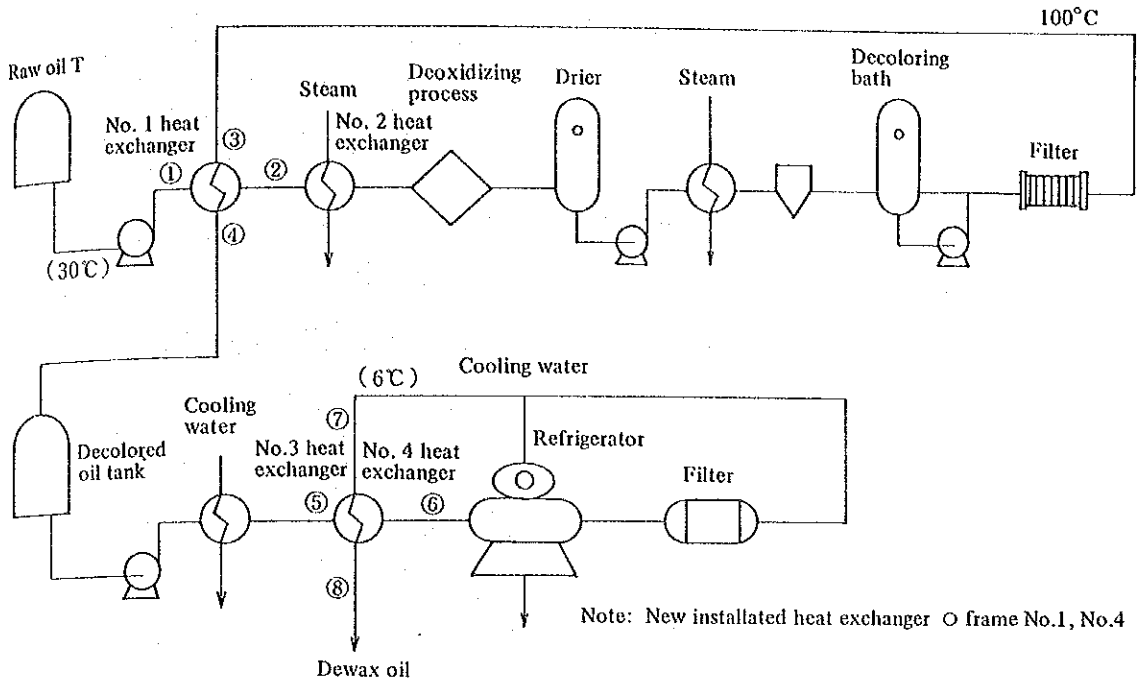


Fig. III-6-21 Improved process flow

B) 改善後

脱酸・脱色工程で昇温した油はNo.1熱交換器（新設）で熱交換され、50℃まで冷却された後、脱色油タンクへ送油される。同時に低温の脱酸原料油は80℃まで熱交換された後、No.2熱交換器で脱酸条件まで昇温される。

一方、脱臘工程で冷却され脱臘ろ過を経た低温脱臘油は、No.4熱交換器（新設）において、No.3熱交換で予備冷却された脱色油と熱交換し、脱臘油タンクへ送油される。同時に、No.3熱交換器で予備冷却された脱色油は、10℃まで熱交換された後、冷凍設備により脱臘条件、温度まで冷却される。上記改善による省エネルギー効果は次の2点である。

- a. No.1熱交換器新設による脱酸蒸気使用量の削減
- b. No.1, No.4熱交換の新設によるウィンタリング冷却動力負荷削減。

C) 熱交換器の選定

熱交換器は、プロセス条件に見合ったもので経済性が高く作業性のよいことが重要である。

この事例の場合は、低圧で等量の液-液の熱交であり、プレート式が作業性、経済性を含めて優位性が高い。

熱交換器のサイズは、各メーカーのカatalog等に示されているが伝熱面積は、

$$A = Q / U \cdot \Delta t_m$$



- A : 伝熱面積 (m<sup>2</sup>)
- Q : 交換熱量 (kcal/h)
- U : 総括伝熱係数 (kcal/m<sup>2</sup>h°C)
- $\Delta t_m$  : 平均温度差

で求められる。

総括伝熱係数は、熱交換器の型式と使用液または気体により決まり、一般的には経験値が使用される。

D) 実施結果

本実施例では Table III-6-17 の結果が得られた(流量により多少の変動があるが、5,000 kg/h 時の平均とした)。

Table III-6-17

Item		No. 1 heat exchanger	No. 4 heat exchanger
Plate type heat exchanger		24 m <sup>2</sup>	48 m <sup>2</sup>
Inlet temp.	①, ⑤	30°C	30°C
Outlet temp.	②, ⑥	80°C	10°C
Heating and cooling oil	③, ⑦	100°C	6°C
Heating and cooling outlet oil	④, ⑧	50°C	26°C

E) 効果

処理油種等によりプロセス流量は変動するが、今回は薬種油処理 5,000 kg/h とし、実績値を確認した。設置直後のデータでは、設計値を 100 % 満足することができた。なお経時的には、スケール等の付着で効率が下るため定期的な洗浄が必要である。

a. 省エネルギー効果

① 脱酸工程蒸気

$$5,000 \text{ kg/h} \times 0.55 \text{ kcal/kg} \cdot \text{°C} \times (80\text{°C} - 30\text{°C}) \times 7,200 \text{ h/year} \div 500 \text{ kcal/kg} \\ = 1,980 \text{ t/year}$$

② ウィンタ工程動力

$$5,000 \text{ kg/h} \times 0.55 \text{ kcal/kg} \cdot \text{°C} \times (30\text{°C} - 10\text{°C}) \times 7,200 \text{ h/year} \div 2,400 \text{ kcal/kWh} \\ = 165,000 \text{ kWh/year}$$

注) 冷凍設備 (R-22)

b. 波及効果

熱交換器の増設により、脱色油の温度が下がったことと、冷凍機の負荷が下がったことにより工業用水、冷却塔の負荷も大幅に低減された。なおこれは省エネルギー効果には含めていない。

F) 投資採算性

a. 設備投資金額

熱交換器	24 m <sup>2</sup>	1 式	1,000 千円
“	48 m <sup>2</sup>	1 式	1,500
工事費	配管等	1 式	1,500
計			4,000 千円

注) 工事費はプロセスレイアウト状況等により異なる。

b. 省エネメリット

蒸気	1,980 t/year	× 5,000 円/t	= 9,900 千円/year
電気	165,000 kWh/year	× 20 円/kWh	= 3,300
計			13,200 千円/year

c. 採算性

投資金額 / 省エネメリット = 4,000 千円 / 13,200 千円 = 0.30 年

G) 実施上の注意事項

- 熱交換器増設に伴う 4P の発生と既設ポンプの仕様チェック。
- 4P 発生に伴う全体システムバランスのチェック。

(2) 脱色油とウインタリング油熱交換による合理化

高温の脱色油と低温の脱臘油（ウインタリング油）との熱交換により、ウインタリング油を加熱し、次の脱臭工程における蒸気使用量を節減した実施例を示す。

A) 改善前

Fig III-6-22 に示すように、脱色油はクーラにより 40℃ 前後に冷却され、脱色油タンクへ送られていた。

一方、ウインタ油はウインタ油タンクを経て脱臭工程へ送られる。

B) 改善後

Fig III-6-23 に示すように、脱色油とウインタ油を熱交換することにより、ウインタ油を予熱し、脱臭工程のプレヒータの蒸気使用量を節減した。

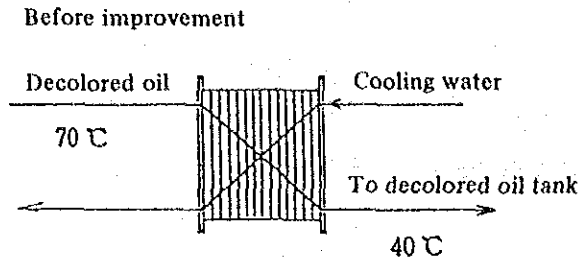


Fig. III-6-22

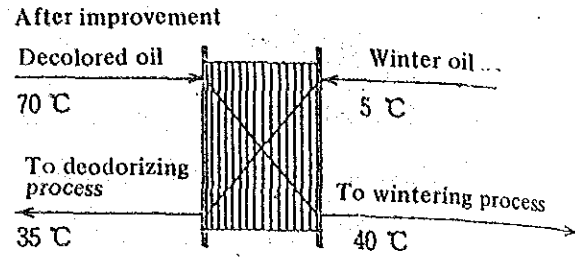


Fig. III-6-23

C) 効果

a. 省エネルギー効果

ウインタリング工程後すぐ脱臭するものとして算出する。

$$\text{節減熱量} \quad 1,000 \text{ kg} \times 0.55 \times (35 - 5) = 16.5 \times 10^8 \text{ kcal/油 t}$$

$$\text{油の比熱} \quad C = 0.55 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

年間 40,000 t の油をウインタリングした場合節減できる蒸気量は、

$$16.5 \times 10^8 \times 40,000 / 500 = 1,320 \times 10^8 \text{ kg/year}$$

$$\text{節減金額} \quad 1,320 \times 10^8 \times 5 \text{ 円/kg} = 6,600 \text{ 千円/year}$$

b. 波及効果

- ・脱色，ウインタリング直結運転の場合，脱色油クーラの冷却水が不用になった。
- ・夏期ウインタ油受槽表面の結露がなくなった。

D) 投資採算性

a. 設備費用

プレート式熱交換器	18.6 m <sup>2</sup>	1,500 千円
据え付け配管工事	1 式	1,200 千円
計		2,700 千円

b. 採算性

$$2,700 \text{ 千円} / 6,600 \text{ 千円} = 0.41 \text{ 年}$$

E) 実施上の注意事項

- a. ウインタリング工程入口油温は，油種によって最適値があるので，熱交換器出口温度の管理が必要である。特に過冷却に注意する。
- b. 省エネルギー効果を向上するため生産計画をうまく組み，各工程（脱酸，脱色，ウインタリング，脱臭）の直結運転ができるだけ長くなるようにする。
- c. 設備的には，高低温部とも保温の強化を図る。

## (3) 脱臭工程における熱回収による合理化

脱臭工程における実施例は数多い。製油工場で最も多くのエネルギーを消費する工程の一つで、関心度も高いためである。

しかし、最終製品を取り扱うという点で、特に品質に対する配慮を必要とする。脱臭装置における熱回収は、基本的には、入口の供給油と出口の高温製品油との熱交換による。

熱回収の方法は、

- ・油 - 油の直接熱交換。
- ・中間媒体を利用した間接熱交換。

の二通りに大別できる。

## 〈油 - 油直接熱交換の実施例〉

従来、脱臭原料油は外部ヒータで所定温度まで加熱されて脱臭塔に供給され、脱臭油に仕上がると、トレイ内で水で冷却していた。冷却水は温排水として捨てていた。

原料油と脱臭後段の高温油とを熱交換するため、トレイ内コイルと外部熱交換器を有機的に結び付け、高温部の冷却（熱交換）は真空下で行い、品質劣化の危険のなくなった以後の冷却（熱交換）には、外部熱交を使うようにした。

## A) 改善前

Fig III-6-24 に示すように、脱気槽で予熱後、No 1 トレイで  $10 \text{ kg/cm}^2$  蒸気にて  $160^\circ\text{C}$  加熱し、No 2 トレイで高圧蒸気にて所定の温度まで加熱していた。

## B) 改善後

Fig III-6-25 に示すように、脱気後の入口油は、No 8 トレイ No 7 トレイのコイル内を通り加熱された後、更に熱回収率を上げるため、スパイラル型熱交換器を通り  $230^\circ\text{C}$  まで加熱されて、No 1 トレイにフィードされる。

高温側の油は、No 6 トレイから連続的に排出し、スパイラル型熱交換器で冷却され、No 7 トレイに送られる。

No 7, 8 トレイでは、吹き込み蒸気の下で冷却され、 $110^\circ\text{C}$  で塔外に搬出される。

$110^\circ\text{C}$  で出てきた脱臭油はプレート型熱交換器を使用して、脱酸工程の入口油の原油と熱交換し更に工業用水と熱交換する。

作られた温水は脱酸工程で利用される。

C) 効果 (実績値)

能力 油 流量 8,500 kg/h  
 蒸気圧力 10 kg/cm<sup>2</sup>, 56 kg/cm<sup>2</sup>

a. 節減蒸気量 ( $\gamma = 478 \text{ kcal/kg}, 380 \text{ kcal/kg}$ )

・脱臭工程熱回収分

入口油 (脱色油) 温度 90℃  
 No.1トレイフィード温度 230℃

Before improvement

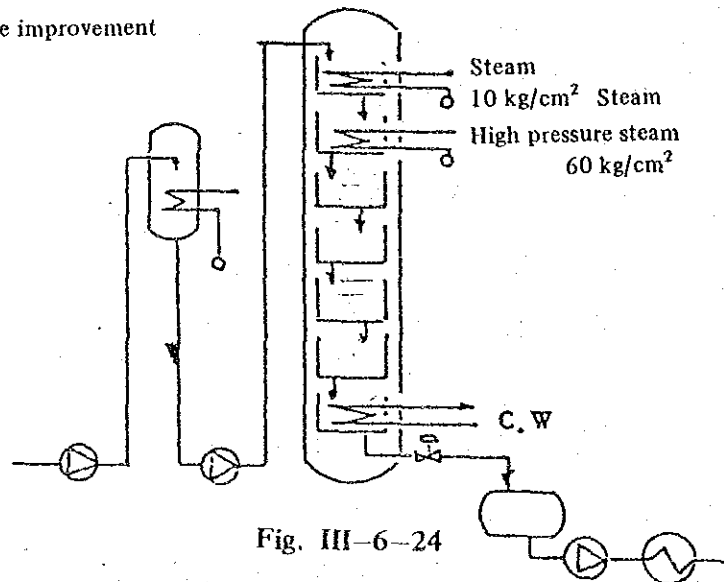


Fig. III-6-24

After improvement

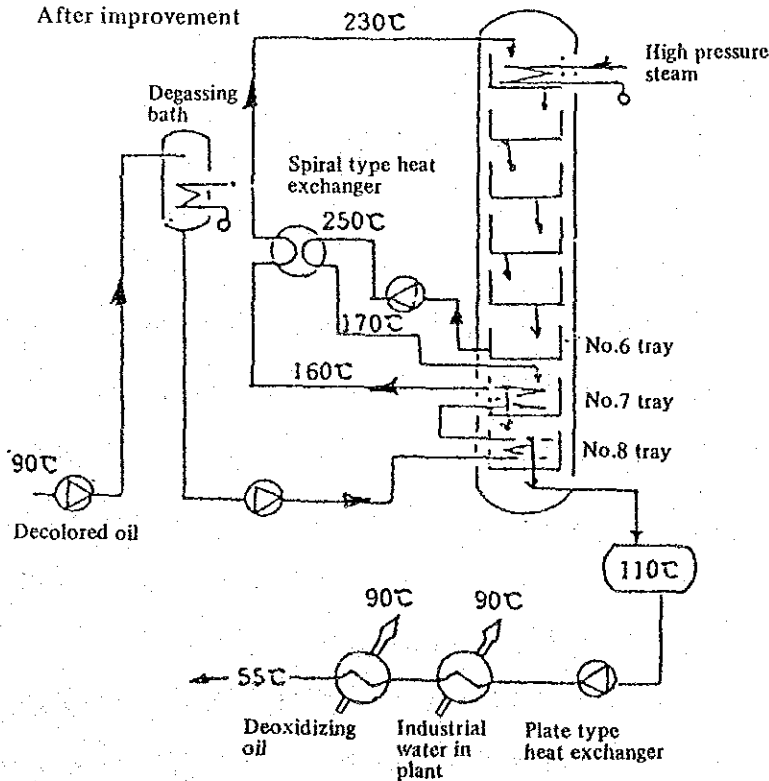


Fig. III-6-25

10 kg/cm<sup>2</sup>蒸気相当 (90℃ → 160℃) 620 kg/h

56 kg/cm<sup>2</sup>蒸気相当 (160℃ → 230℃) 860 kg/h

・脱酸工程熱回収分

脱臭塔出口油温度 110℃

原油, 工水熱交後油温度 55℃

10 kg/cm<sup>2</sup>蒸気相当 (110℃ → 55℃) 440 kg/h

b. 増加電力

ポンプ 3 台分 35 kW

c. 節減金額 (Table III-6-18 参照)

Table III-6-18

	10K steam	56K steam	Electricity	
1	620 kg/h	860 kg/h		
2	440 kg/h			
3			35 kW	
Total	1,060 kg/h	860 kg/h	35 kW	
Saving quantity (year)	7,632 t	6,192 t	252,000 kWh	Operating time 7,200h
Saving sum (year)	38 million yen	34 million yen	Δ 5 million yen	

蒸気単価 5,000 円/t, 電力単価 20 円/kWh

合計年間節減金額 67,000 千円

D) 投資採算性

a. 設備費用

脱臭塔改造 (トレイ増設, 改造) 30,000 千円

スパイラル, プレート型熱交換器 7,000

計測, 制御機器 10,000

据え付け, 配管工事, 電気工事 55,000

雑費 3,000

合計 105,000 千円

b. 節減金額 67,000 千円

c. 採算性 105,000/67,000 = 1.6 年

E) 実施上の注意事項

・コイル内面の汚れ防止のため, 熱交用コイルに入る前に脱気しておく。

- ・コイル内流速は圧損の許す限り速くする。
- ・コイルは伝熱面積の許す限り1パスとする。
- ・分岐したコイルの場合にはデッドスペースを作らない。

〈 間接熱交換の実施例 〉

脱臭油の品質を損わずに熱回収を行うためには、脱臭塔内で水蒸気蒸留を行いながら、熱交換するのが最良である。また熱交換部にスケールを付着させないためにも、水蒸気媒体により熱回収するのが好ましい。

A) 改善前

脱臭に必要な温度まで原料油を蒸気（高温部は高圧蒸気）で加熱し、脱臭済の高温油は水で冷却していた。

B) 改善後

Fig III-6-26 に示すように、No 1 予熱トレイとNo 6 冷却トレイのコイルを連結し、コイル内に純水を封入し、一種のヒートパイプを形成し、油を予熱するので予熱蒸気は不要になる。

減圧下で60℃以下に油温を下げるため冷却トレイを1段増設した。

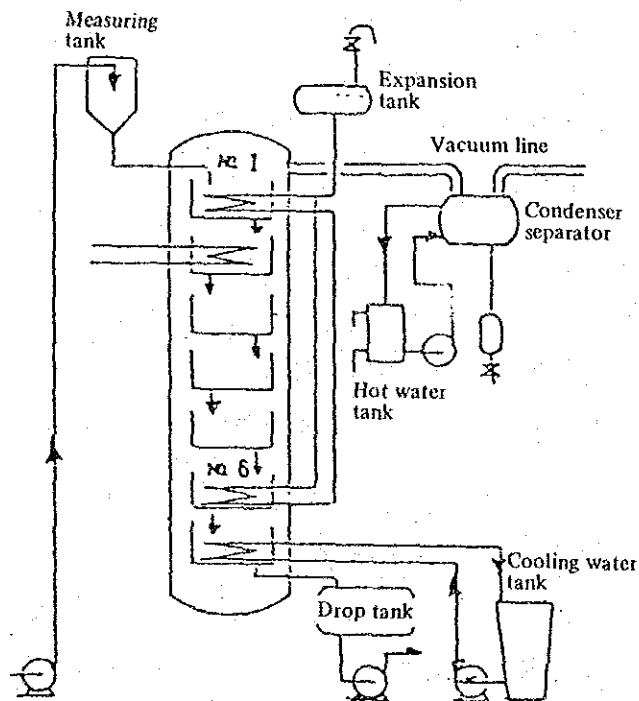


Fig. III-6-26

## C) 効果

## a. 省エネルギー効果

№1トレイ入口油温 70℃の場合、№1トレイ出口油温は 160～170℃である(平均 165℃)。

節減熱量  $1,000\text{kg} \times (165^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}) \times 0.55\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C} = 52.3 \times 10^3\text{kcal/油 t}$

年間 54,000t の油を脱臭した場合節減できる蒸気量は、

$$52.3 \times 10^3 \times 54,000 / 500 = 5.65 \times 10^3\text{kg/year}$$

節減金額  $5.65 \times 10^3 \times 5\text{円/kg} = 28,250\text{千円/year}$

## b. 波及効果

- ・油冷却用の冷却水の使用量が減少した。
- ・高圧ボイラの負荷が減少した(改善前は№1トレイ出口温度 150℃)。

## D) 投資採算性

## a. 設備費用

能力 180t/day の場合の改造費

№1, 6トレイ改造及びトレイ増設1式 24,000千円

## b. 採算性

$$24,000\text{千円} / 28,250\text{千円} = 0.85\text{年}$$

## E) 実施上の注意事項

- ・コイル中に封入した純水は、200℃前後まで加熱されるのでコイルの耐圧を十分考慮する必要がある。
- ・運転終了時 №1トレイを空にしないように注意する。





### Ⅲ エネルギー使用合理化ガイドライン

#### 7. ボイラ・スチーム

#### 目次

1. ボイラ	Ⅲ-7-1
1.1 分類	Ⅲ-7-1
1.1.1 丸ボイラ	Ⅲ-7-1
1.1.2 水管ボイラ	Ⅲ-7-3
1.1.3 その他	Ⅲ-7-5
1.2 ボイラ事故防止	Ⅲ-7-5
1.2.1 運転及び点検のマニュアル設定と教育	Ⅲ-7-6
1.2.2 安全設備	Ⅲ-7-6
1.2.3 運転上の注意	Ⅲ-7-14
1.3 ボイラ容量の表現	Ⅲ-7-19
1.3.1 定格蒸発量	Ⅲ-7-19
1.3.2 換算蒸発量	Ⅲ-7-19
1.4 ボイラの熱勘定	Ⅲ-7-19
1.5 ボイラの性能表示	Ⅲ-7-33
1.6 設備段階での配慮	Ⅲ-7-33
1.6.1 CO-generation	Ⅲ-7-33
1.6.2 蒸気需要変動への対処	Ⅲ-7-34
1.6.3 適正な容量のボイラ設置	Ⅲ-7-36
1.7 ボイラの省エネルギー対策	Ⅲ-7-36
1.7.1 空気比	Ⅲ-7-36
1.7.2 排ガス温度	Ⅲ-7-45
1.7.3 放熱防止	Ⅲ-7-52
1.7.4 補機の省エネルギー	Ⅲ-7-52
1.7.5 運転	Ⅲ-7-52
1.7.6 日常管理	Ⅲ-7-53
1.7.7 事例	Ⅲ-7-53
2. 蒸気の利用	Ⅲ-7-57
2.1 蒸気の利用	Ⅲ-7-57
2.2 蒸気設定圧力の適正化	Ⅲ-7-58
2.3 蒸気輸送	Ⅲ-7-60
2.4 スチームトラップ	Ⅲ-7-69
2.5 コンデンセート回収	Ⅲ-7-79
2.6 蒸気の直接加熱利用	Ⅲ-7-86
2.7 ヒートポンプの利用	Ⅲ-7-88



# I. ボ イ ラ

## 1.1 分類

現在、広く使用されているボイラーを構造によって分類すると、Table III-7-1 のようになる。

Table III-7-1 Classification of boiler

Type	Model
Cylindrical boiler	Vertical boiler Flue boiler Smoke tube boiler Flue smoke tube boiler
Water tube boiler	Natural circulation water tube boiler Forced circulation water tube boiler Once-through boiler
Others	Sectional boiler etc.

### 1.1.1 丸ボイラ

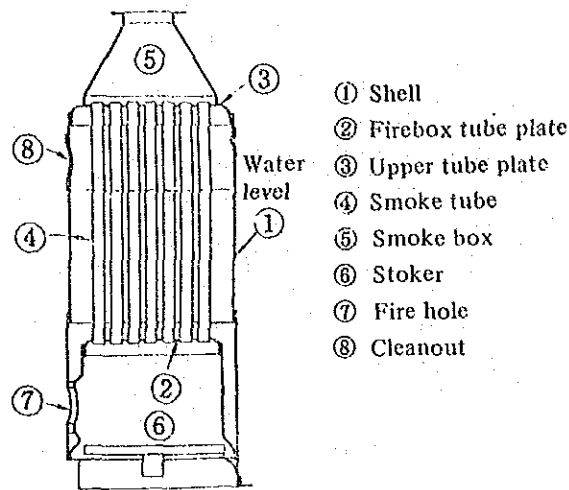
丸ボイラは径の大きい円筒を主体にしたもので、構造上あまり高圧、大容量のものには適しない。主として  $10 \text{ kg/cm}^2$  以下、蒸発量  $8 \text{ t/h}$  程度までのボイラとして使用されている。

丸ボイラは水管ボイラに比べて容量当たりの水保有量が大きいので、スタートアップに時間がかかるが、反而負荷変動に対する圧力変動は小さくてすむ。

#### a. 立てボイラ

Fig III-7-1 に示すように、胴を直立させ、燃焼室を底部においたもので、横管式と多管式とがある。伝熱面積を大きくとれないので  $1 \text{ t/h}$  以下の小容量のものに限られる。

床面積が少なくてすみ、据え付けも簡単であるが、小形のため内部の点検掃除がし難い。また水の表面積が少ないので発生蒸気中に含まれる水分が多くなりやすい。



- ① Shell
- ② Firebox tube plate
- ③ Upper tube plate
- ④ Smoke tube
- ⑤ Smoke box
- ⑥ Stoker
- ⑦ Fire hole
- ⑧ Cleanout

Fig. III-7-1 Vertical boiler (multitubular type)

b. 炉筒ボイラ

胴部を貫通して1本又は2本の炉筒を設け、炉筒内にバーナを取り付けてある。炉筒1本のをコルニシュボイラ、2本のをランカシャボイラと呼ぶ。伝熱面積が小さく効率が悪いので、最近はほとんど作られていない。

c. 煙管ボイラ

Fig III-7-2 に示すように、胴の下にレンガ積みの燃焼室を設け、胴内に多数の煙管を配置したものである。燃焼ガスは、胴の下部を加熱してから煙管を通り、更に胴の側面を加熱するようになっている。

燃焼室が外にあるものは、レンガ壁からの熱損失が大きいのので、燃焼室を炉筒の一部に設けた形式のものもある。

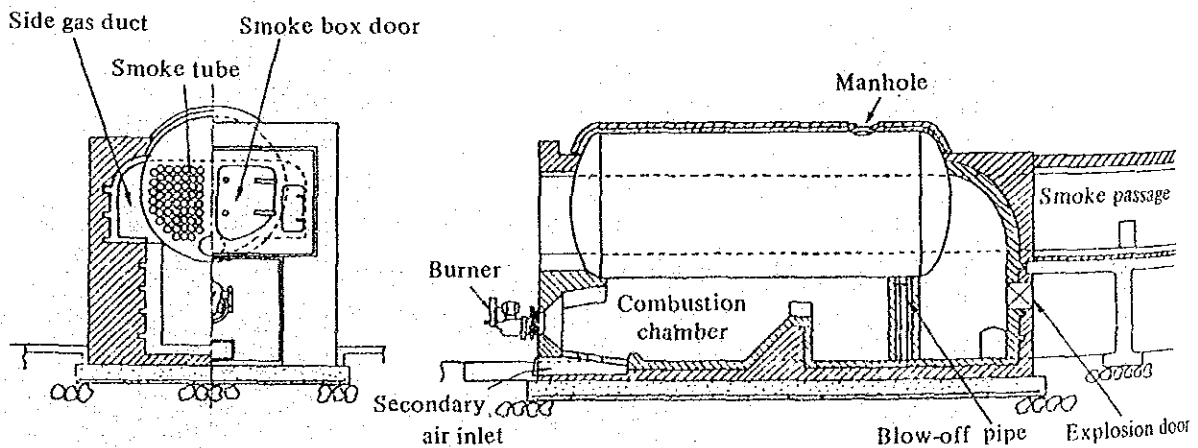


Fig. III-7-2 Externally fired horizontal smoke boiler

d. 炉筒煙管ボイラ

Fig III-7-3 に示すように、胴の中に炉筒と煙管群の両方を設けた内焚き式ボイラである。このボイラの特徴は、小容量でも比較的伝熱面積が大きく効率が高いこと、パッケージボイラとして設置が簡単で取り扱いも容易なことであり、広く使われている。圧力 15 kg/cm<sup>2</sup> 程度、容量 25 t/h 程度までであり、85～92% の効率を得られる。反面、構造が複雑で内部の点検、清掃が難しく、給水の質をよくする必要があるのである。

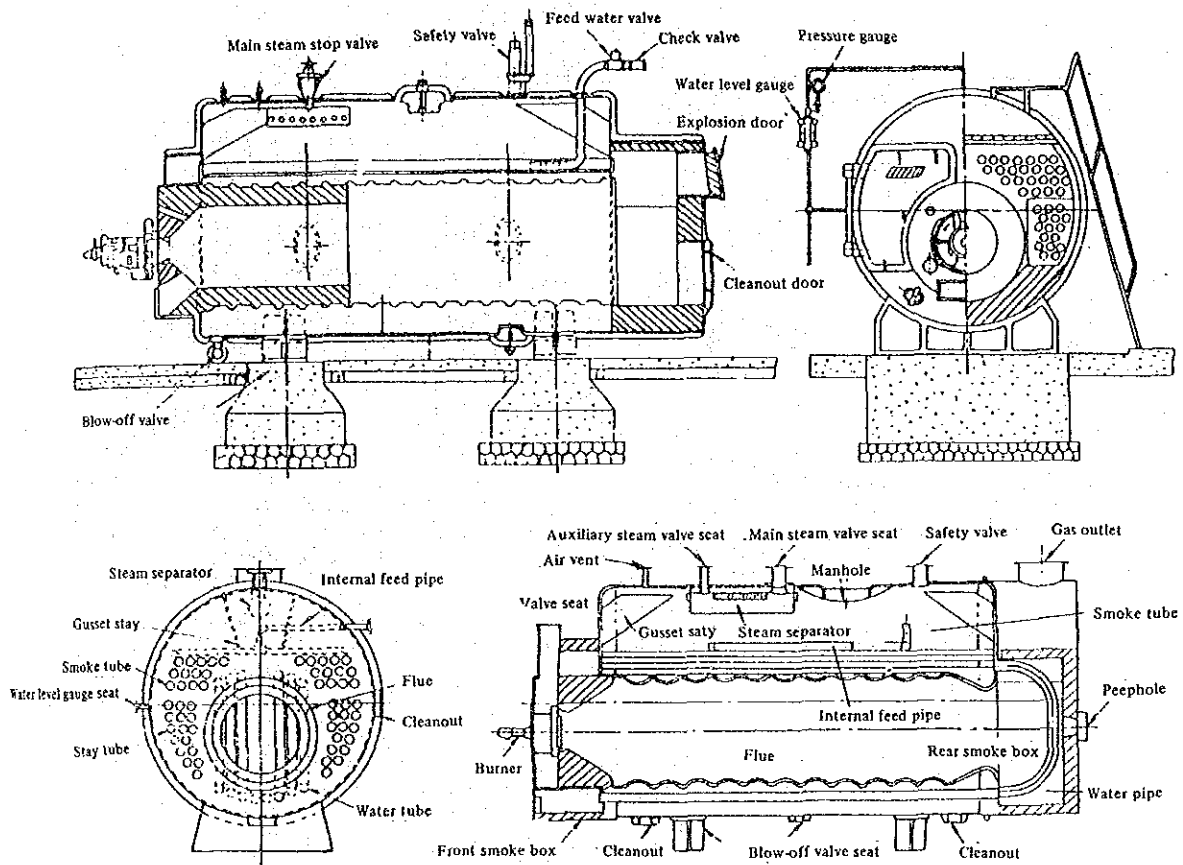


Fig. III-7-3 Flue smoke tube boiler

1.1.2 水管ボイラ

水管ボイラは、汽水分離用のドラムと伝熱面を構成する多数の水管とで構成され、水管内で蒸発を行わせるようになっている。従って、水管の数を増すことによって自由に伝熱面積を大きくできるので大容量にも適しており、高圧にすることも容易である。

水管ボイラの特徴は、次のとおりである。

- a. 燃焼室を自由な大きさに作れるので、燃焼状態がよく、種々の燃料に適応しやすい。

- b. 伝熱面積を大きくとれるので、熱効率が低い。
- c. 伝熱面積当たりの保有水量が少ないので、起動時間が短い。一方、負荷変動により圧力や水位が変動しやすいので、敏感な調整を必要とする。
- d. 給水及びボイラ水処理に注意を要する。

水管ボイラには、ボイラ水の循環を蒸気と水の比重差を利用して行う自然循環式と、ポンプを用いる強制循環式 (Fig III-7-5 参照) とがある。高圧ボイラでは、蒸気と水の密度差が小さくなるので、強制循環式とする必要がある。

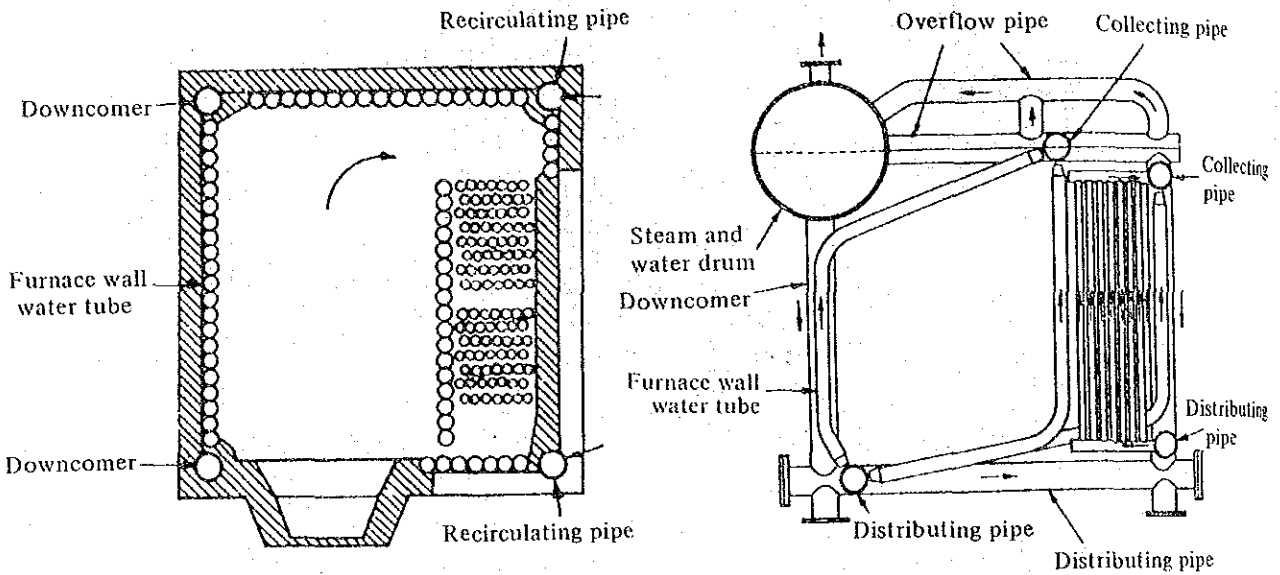


Fig. III-7-4 Bending water tube boiler

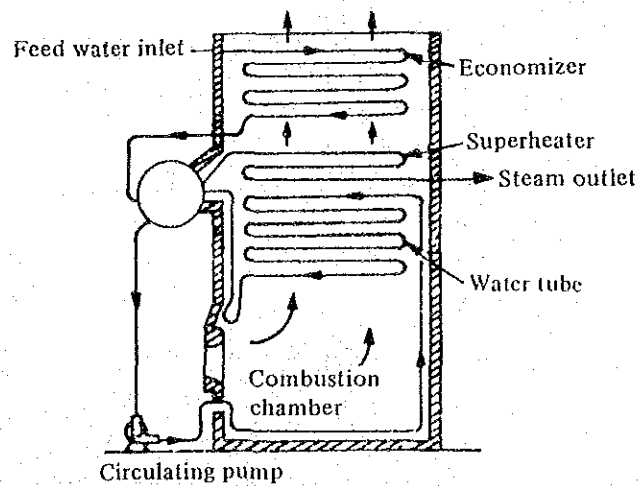


Fig. III-7-5 Forced circulation boiler

一連の長い水管だけから成る貫流ボイラは、管の一端からポンプで押し込まれた給水が、順次昇温、蒸発、過熱して管の他端から過熱蒸気として取り出されるようになっていて、ボイラ水の循環がない（Fig III-7-6 参照）。

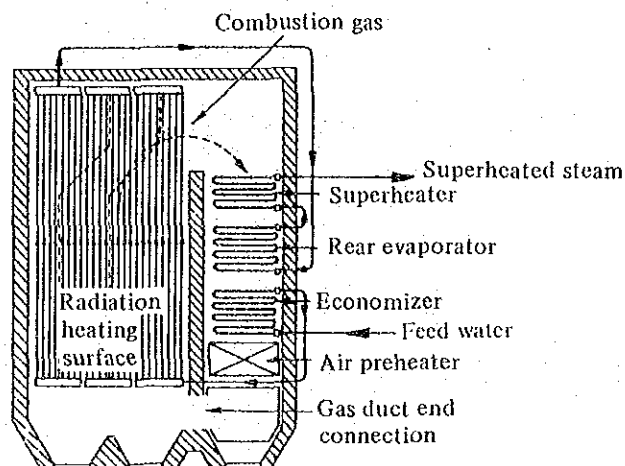


Fig. III-7-6 Schematic flow diagram of Benson boiler

この貫流ボイラの特徴は、次のとおりである。

- ・ 汽水ドラムがないので高圧ボイラに適している。
- ・ コンパクトにできる。
- ・ 伝熱面積当たりの保有水量が著しく少ないので起動時間が短い。
- ・ 負荷の変動によって大きい圧力変動を生じやすいので、応答性のよい自動制御装置を必要とする。
- ・ 給水は全部管内で蒸発するから良質の給水を必要とする。

このような特徴から、超臨界圧力のボイラから小形のボイラまで幅広く使用されている。

### 1.1.3 その他

低圧ボイラ、又は温水ボイラとして使用される鋳鉄製セクションを組み合わせたボイラや廃熱ボイラ、特殊燃料用のボイラなどがある。

## 1.2 ボイラ事故防止

ボイラは高温高圧の水蒸気を取り扱う設備であり、事故が発生すれば人身・設備に大きな被害を与え、長期間の生産停止につながり、それまで積み重ねた省エネルギー努力



の成果もすべて無にしてしまうことになる。従って、ボイラの事故防止のため万全の対策をとることは、省エネルギーの面からも重要なことである。

また、ボイラ事故防止のための必要な操作は省エネルギーとも密接な関係を持っている。例えば、給水処理は局部加熱による破損を防ぐとともに伝熱改善にも役立つ。

ボイラ事故の原因のうち多いものは、低水位（空焚き）、燃焼室内爆発であり、その他鋳鉄製ボイラの割れ、部分的な過熱による破裂もある。

事故防止のため留意すべき点は、以下のとおりである。

#### 1.2.1 運転及び点検のマニュアル設定と教育

ボイラの取り扱い、点検整備に関する作業標準を定め、従業員に十分教育し遵守させるようにする。

#### 1.2.2 安全設備

ボイラとしての所定の検査に合格し、必要な計器及び安全設備として安全弁、高低水位警報器、火炎検出器などを備えたボイラを使用し、更に、できるだけ自動化し、操作ミスに対しては安全側に動作するようにする。これらは、正常に作動するかどうか、定期的に点検しなければならない。Table III-7-2 にボイラの日常点検項目を示す。

Table III 7-2 ボイラの日常点検

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時 間	1週 又は 1日	随 時		
常 時 点 検	1. ボイラの圧力	○		○	○	1. 指度 指針の動き 2. 手で触ってあつくないが、洩れはないか。 3. 圧力制限器の発停圧力正常か 4. 安全弁作動時特に注意吹き出し圧力 吹き下り圧力約0.4～0.5kg/cm <sup>2</sup> 圧力高くなると巾が大	1. ひっかかりなくスムーズに動いているか。 3. 狂いはないか、9の項参照 4. 圧力計指示3ヶ以上の圧力計と比較し狂いないか点検
	2. ボイラの水位	○	○		○	1. 水面計の水位の動き 2. 給水ポンプ発停時のレベル正常か 3. 低水、高水作動時特に注意	1. 水位少し動いているのが正常、穴がつまると動きがよくなる。高さが変わる2ヶの水面計の水位を比較すること 2. ベローで検出は圧力の高低によりレベル、動作巾は少し異なる。圧力高くなるとレベルは下がり巾は広くなる。平均圧力で作動レベル、巾の点検 3. 作動原因の究明と対策をたてる。(5、6項参照)
	3. 燃焼状態	○	○			1. 燃焼音の変化 2. 火炎の形状、火炎の色 3. ばい煙の発生、その時期	1. たき始め、低-高移行中異音に注意 2. 適正か炉にあたっていないか、粒子があらくないか。 3. 炉内圧、排ガス分析、空気、油量の点検 長期間運転したとき、低負荷が長く続いたときは注意。
日 常 点 検	4. ガラス水面計	○	○		○	水面計の点検 ドレンコックを開き、蒸気コックを閉じ銜水を充分に吹かす。次にウォーターコックを閉じ蒸気コックを開き、蒸気側を点検しドレンコックを閉めウォーターコックを開き水位が勢よく立ちあがるのを見る。	1. 各コックの開閉状態と洩れの確認と内部掃除 2. ガラス上下よりの洩れ修理上下コック取付芯狂いないかガラス短くないか。 3. ガラス掃除又は取替えガラスは所定の長さのものを使う。取替には片締めしないよう。先ずドレンコックを開き、蒸気で暖めてからドレンコックを閉めウォーターコックを開き、蒸気コックを全開する。少し使用後増締めを行う。
	5. 水柱管 (フオートレス)		○		○	1. コラム内の排水、スラッジスケール除去 2. 水位検出器内蔵 電気配線ターミナルの点検、電極保持器絶縁汚れ点検、電極の汚れ点検、割れ点検。	1. 連絡通路の開閉状態の確認と内部掃除 2. 電気配線の点検(耐熱電線)絶縁抵抗の測定-電極保持器配線ははずして電極とアース間100MΩ以上 電極の掃除 電極保持器の汚れ、割れ、点検、取替

(T, III-7-2②)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時間	1週 又は 1日	随 時		
日 自 動 機 器 （ 本 体 附 属 ） 点 検	6.自動給水 加減器 マクドネル フロートレ ス 低水位 遮断器 高低水位 警報器		○			<ol style="list-style-type: none"> <li>各バルブを切替えて、チャンバー内連絡配管内のスケール、スラッジの排出</li> <li>ボイラ水の水位を、ブローをして実際に下げて作動の確認</li> <li>内部水銀スイッチ、ベローズの点検</li> <li>電気配線の点検</li> <li>振動による誤動作がないか</li> <li>電極保持器、汚れ、割れ、洩れ、点検</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>連絡通路の開閉状態の確認と内部掃除（十分に吹かす）なるべく圧力が低いときに行う。</li> <li>ブローしながら作動確認。ブロー不可能な場合は電気配線をはずし作動確認（バーナカット）</li> <li>水銀の飛散、バランスの点検、ベローズよりの洩れがないか点検</li> <li>熱による損傷点検、配線やかえ耐熱電線の使用</li> <li>ステイ取付、取付向の変更</li> <li>因子割れ、洩れは取替電極棒の掃除、絶縁100MΩ以上、不良品の取替</li> </ol>
	7.コープス 自動給水 加減器 (単要素式)				○	<ol style="list-style-type: none"> <li>サーモスタット連絡配管内のスケールスラッジの排出</li> <li>各連結箇所の確認調整</li> <li>ボイラ負荷による水位調整</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>スタート時連絡管のバルブ開閉状態と内部掃除</li> <li>スライド・スプロケット・ウエイトの規定位置確認 スライド一回転軸より3吋 スプロケットレバ軸より3½吋 ウエイト弁レバー軸より約9吋におく</li> <li>ボイラ負荷によって弁レバーが大体水平になるまでサーモスタットのヒールピースの調整ナットをゆるめれば水準が下がる。</li> </ol>
	8.火炎検出 装置				○	<ol style="list-style-type: none"> <li>燃料弁を閉めて消火、不着火、バーナカットの確認。</li> <li>検出器の疲労度点検</li> <li>配線の不良 動力の誘導電流の影響はないか。</li> <li>擬似火炎の検出 自己放電がないか プロテクトリレー、バージばかりで点検、着火に移らない。</li> <li>レンズ、ガラスチューブの汚れ、取付位置正常か。</li> <li>電気配線④⑤相の違い結線のゆるみ点検</li> <li>増巾器、フレームリレーの点検。</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>パイロット検出のときは点火燃料をとめて、メインに移行しないことの確認。 メイン検出のときは、キャップ或は検出器をとりはずして不着火の確認をする。 火炎応答2～4秒遅れ。</li> <li>マイクロアンメーター等による電流測定、擬似火炎によるテスト、不良品取替</li> <li>シールド配線、単独配線に変更</li> <li>赤熱した耐火材をみていないか取付位置変更 チューブ不良、取替</li> <li>汚れの掃除 過大な電流検出しているときは絞りを入れる（寿命が短くなる）</li> <li>配線の入れかえ、増締</li> <li>不良品取替 マイクロアンメーターで電流測定し、電流正常だが不着火になるときは増巾器かフレームリレーの不良。</li> </ol>

(T. Ⅲ-7-2③)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時 間	1週 又は 1日	随 時		
自 動 機 器 本 体 附 属 機	9. 圧力制限器				○  ○  ○  ○	1. 運転停止圧力に狂いはないか 動作隙間設定は適正か  2. 検出部ベローズに凹み洩れがないか。 取付位置、取付向が適正か。  3. ハイローオフ制御のとき二段 設定値適正か。  4. 電気配線の損傷はないか。	1. 検出部がつまると安全弁が吹くこともある。 サイフォンパイプ、メートルコック、ベローズの検出部の掃除 点検 動作隙間の設定変更 2. 取付けとりはずしのときは根元の六角部で行うこと。 温度上昇するとパンクしやすい。その時はサイフォンパイプを長くする。 水銀スイッチは運動方向と反対に取付になるよう向きを変える。 3. 負荷に応じて設定する巾をとりすぎて負荷が重いときは圧力が下がる 設定値をあげる。 4. 点検、取替 ターミナル増締
	10. 圧力調節器				○ ○ ○	1. 比例帯の中は適正か。 2. ポテンシオメーターの接触不良、汚れ、抵抗断線 3. 検出部のつまり	1. 負荷に応じて比例帯巾の変更 2. 点検掃除、取替 3. 9-2参照
	11. 風圧スイッチ				○ ○	1. 設定値と狂いはないか 2. 導管のつまり、洩れ	1. ファン静圧の適正値に設定 2. 分解、点検、掃除
	12. 油温スイッチ				○ ○ ○	1. 設定値と狂いはないか 2. 感熱筒、検出部の汚れ取付寸法適正か。 3. 検出部形状正常か。	1. バーナの適正油温に設定 2. 汚れ掃除 長さの検討、取替 取付場所の検討 3. 損傷がないか 外気に開放されていないかコルク栓の取付
	13. ラッチスイッチ 低・高 インターロック ダンパー # バーナ #				○ ○ ○	1. 各ラッチスイッチの設定に狂いはないか 2. 取付位置設定のゆるみがないか 3. インターロックが正常に作動するか	1. 適正位置に設定されているか 2. 点検、調整 3. 作動チェック、点検修理
14. コントロール モーター				○  ○  ○	1. 動きは正常か  2. バランシングリレーの接触不良 振動の影響をうけている  3. ポテンシオメーターの汚れ 接触不良	1. 廻転角度 90°、160°の動きが、スムーズにゆくか 2. アークがでていないか接点の浄化 噴燃ポンプ、ファン、バーナの振動の影響をうけないよう取付位置の検討振動源の修理 3. 点検、掃除	
15. 点火バーナー				○  ○	1. ガス圧力は正常か  2. イグニッショントランスの劣化	1. ガス圧、ポンベの点検充填、バーナ必要圧力に調整 2. 電極とアース間のスパークの点検、大気中で7~8mm	

(T. III-7-2④)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1時 間	1週 又は 1日	随 時		
日 燃					○ ○ ○	3. カーボンの附着 4. 着火時のバックファイヤ 5. ノズルと電極の間隔	3. ノズルと電機間カーボン掃除、 絶縁碍子の掃除 4. 適正な低燃焼の空燃比の設定 頻繁に点火バーナ碍子が汚れる ときは着火時の逆火の影響 5. 電圧に適した、又点火バーナ に適した間隔に調整
	16. 電気点火装置				○ ○ ○	1. 電気スパーク良好か 2. 頻繁に掃除必要 電極設定不良 3. トランス絶縁不良 リード線不良	1. 青色が正常、赤色があったと きは掃除必要 スパーク短かいときは間隔が狭 い 2. 電極が噴射角内に設定すると 油でぬれ、スパークしない 規定値に設定 3. トランスの点検、取替絶縁碍 子の掃除 リード線損傷チェック
常 燃					○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	1. カーボン、スラッジの除去 2. アトマイジングカップの点検 先端流出部の形状点検、汚れ掃 除 3. シャフト、注油管の掃除 4. 軸受、グリス注油 シール洩れ点検 5. デフューザーの損傷、カーボ ン点検 6. ガンタイプバーナ チップストレーナーの点検掃除 7. ガンタイプ電極絶縁碍子点検 8. 異音、過電流、点検 9. オイル洩れ 10. バーナベルト	1. エヤーノズル空気出口の点検、 バーナタイトルの点検補修 2. 真円で損傷しないように保つ、 ヤスリで補修、汚れ除去 3. スラッジ、オイルの除去 4. グリス、注入 ベアリング点検 5. 掃除、補修隙間調整 6. 分解掃除 チップ孔大きくないか 7. 掃除、規定寸法に設定 8. 原因調査、分解整備 ベアリング取替 9. 洩れ修理 10. ヒビ割れ交換
	17. バ ー ナ				○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	1. 遮断弁洩れ点検 2. 低水位、不着火による遮断確 認 3. 電気配線の点検	1. 遮断後完全に消火するか 灯油は2ヶ取付 2. 確実に遮断するか確認 低水位遮断レベルの確認 3. 熱による損傷点検
点 装	18. 燃料遮断弁 (メインシブ)				○ ○ ○	1. 油圧の点検 2. ストレーナーの掃除 3. オイル洩れ点検 オイルシールもれ 4. 過熱、過電流点検	1. 適正油圧に設定 2. ドレン抜き、スラッジ除去 3. 洩れ修理 オイルシール取替 4. 原因調査、ベアリング取替
	19. 噴 燃 ポンプ				○ ○ ○ ○	1. 油温適正か 2. ドレン抜き 3. オイル洩れ点検 4. シーズヒータの点検	1. サーモスタットの調整 エヤーチャンバーによるガス 化点検 2. ドレン、スラッジの除去 3. 洩れ修理 4. 分解しスラッジ除去点検
検 置	20. オイル プレヒーター				○ ○ ○ ○	1. 油温適正か 2. ドレン抜き 3. オイル洩れ点検 4. シーズヒータの点検	1. サーモスタットの調整 エヤーチャンバーによるガス 化点検 2. ドレン、スラッジの除去 3. 洩れ修理 4. 分解しスラッジ除去点検

(T. III-7-2⑤)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時 間	1週 又は 1日	随 時		
	21. サービス タンク ストレージ タンク			○		1. 油面制御の確認 低・高油面作動  2. 温度制御 調節弁、蒸気電磁弁の作動  3. オイルストレーナーの掃除  4. 受入量、残量の点検  5. 洩れ、配管ラインの点検  6. ドレン、スラッジの除去	1. フロートスイッチ、その他 制御器の作動確認 手で働かし低・高の作動点検  2. 洩れ、作動点検  3. エレメントの掃除  4. 点検、記録  5. タンクの洩れ修理 燃焼ラインの配管洩れ修理  6. 定期的に行う
	22. 油メーター		○			1. オイルメーター指示記録点検  2. メーター通過時油温の把握	1. 異状のときは分解掃除部品 交換、取替  2. 効率計算はメーター通過時の 比重によるため大体の油温を把 握しておく
	23. 油量調節器			○		1. 調節器へのリンク機構の点検  2. メーター測定による油量の点 検(各負荷毎) ドレンスラッジ抜き	1. 空気量に比しリンク機構の調 整、ゆるみ、ガタの点検  2. 動作、油量チェックにより補 修、分解掃除
	24. オイル ストレーナー			○		1. オートクリーナーはハンドル を廻す 切換式ストレーナーは予備分は 必ず掃除しておく  2. ドレン・スラッジ除去、一次 二次の差圧による掃除の目安を 把握	1. ストレナーの掃除 定期的切替使用  2. オートクリナーは下部より排 出、定期的スラッジより分解 掃除
	25. 押込送風機			○		1. 異音、過電流点検  2. 吸込口に異物が吸込まれてな いか点検  3. 振動点検 ベルトの点検、取替 3本ならば3本同時に取替たわ み2~3cm	1. 異常あれば分解整備 ベアリング取替  2. 金網を張り異物を吸込まない ように検討  3. 取付ボルトのゆるみ ランナーのゆるみ ランナー附着物の除去 ベアリング取替
	26. ダンパ 一次ダンパ 主 # 出口 #			○		1. 主ダンパ、一次ダンパのリン ク機構の点検  2. ダンパ開度の点検  3. ボイラ出口ダンパドラフト調 整  4. 煙突共通ボイラの調整  5. ダンパの洩れ 開度不良	1. ダンパは極力スローオープン に開くよう調整  2. 狂い、ゆるみがないか点検  3. 加圧燃焼で0~±2mm Aq 但し定格運転時  4. 全弁運転時と1弁運転では大 きく変動する。 稼働ボイラ数に応じてドラフト 調整必要  5. 洩れは修理 定期的内部点検
	27. 炉内圧計			○		1. 炉内圧指針の確認 標準値か点検	1. 専圧管内つまり点検 バルブロック開閉点検 腐蝕による洩れ点検修理

( T. III-7-2 ⑥ )

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時 間	1週 又は 1日	随 時		
	28. 煤煙濃度計			○		1. 指示と煙の濃度に狂いが ないか  2. 零点調整が分っているか	1. ガラスの掃除 投光、受光器の調整 コンプレッサーエヤーの吹き こみ  2. 零点を合わせる
	29. 排ガス分析器			○		1. 指針の作動確認  2. 調整 O <sub>2</sub> メーター 空気による調整	1. 導管内つまり、洩れの点検、 ろ過器の掃除、フィルターを取 替、導管の気密試験（腐蝕によ る洩れの点検） 2. 吸引器水量の調整 0.5ℓ/min以上 発信器に空気（O <sub>2</sub> 21%）を流し 正常に動作しているか オルザット分析と比較
	30. 煙 道 煙 突				○ ○ ○	1. 洩れ腐蝕点検 2. 煙道、煙突内の煤除去 3. 雨水の排出	1. 点検修理 2. 年1回は必ず点検掃除 3. 煤の除去排出の確認
	31. 硬水軟化装置			○		1. 軟化装置水圧は適正か 1.5～2kg/cm <sup>2</sup>  ○ 2. 硬度チェック 二次側で適宜点検 ○ 3. 多孔弁よりの洩れ  ○ 4. 原水圧あるときはポンプ停止 中のリークに注意、0.5～0.7kg /cm <sup>2</sup> の水圧は電磁弁と連動する	1. 0.7kg/cm <sup>2</sup> 以下で電磁弁がな いとリークする1kg/cm <sup>2</sup> 以上で ないと再生不能 2. サイクルの70～80%位から 点検を怠らないように点検 3. パッキン摺合せ部よりの洩れ に注意（ショートパス） 4. 原水ポンプと電磁弁の連動と する
	32. 給水タンク		○ ○  ○ ○			1. 水位計の点検 2. 低水警報ランプの作動確認  3. レベル制御の確認 4. 温度点検  ○ 5. タンク内塗装、腐蝕点検、内 部掃除	1. 水位の確認 2. 実際に水位を下げてテスト或 は電気配線によるテスト 3. 制御器の人為的作動確認 4. 異常がないか点検 高温トラップの作動不良点検 5. 点検、補修、掃除
	33. 薬 注 装 置			○ ○		1. 薬液の注入は適正か 2. 給水ポンプとの連動は良いか 3. 洩れ、つまりはないか	1. 槽内の汚れ、液量の点検 2. 作動点検 3. 点検補修
	34. 給水ポンプ			○		1. 過電流になっていないか  ○ 2. グランドよりの洩れ適正か ○ 3. 注油点検 ○ 4. カップリングにガタがないか	1. 適正流量になるようバルブ調 整 2. パッキンの入替、増替 3. 注油、グリスの充填 4. 補修、交換
	35. インゼクター				○  ○ ○	1. 正常に作動するか  ○ 2. 逆止弁正常か スケール附着 ○ 3. 原水圧が高すぎる時	1. 蒸気圧低下、給水温度上昇、 エヤー吸込、給水圧高すぎ（5 ～7m以下）蒸気ドレン混入の ときは給水不能 2. 点検分解掃除 3. 弁検分解掃除、減圧弁を入れる。

(T, III-7-2⑦)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時間	1週 又は 1日	随 時		
	36.水マター ストレーナー		○		○	1. 動きが正常か 2. ストレーナーにつまりないか	1. 記録、点検、動きが正常か 2. 分解掃除
	37. 給水逆止弁				○	1. 逆流はないか(洩れ)	1. ウォーターハンマーあり 給水配管が手で触ってあつい。 分解整備。取替
	38. 給水内管				○ ○	1. 内管につまりはないか 2. 内管取付ガスケット不良 脱落	1. 給水量不足となる 分解掃除 2. ウォーターハンマーあり給水 止弁閉めてもハンマー残る。ガ スケット取替 給水配管は逆止弁良好であれば 手で触ってもあつくない
	39. 安全弁			○	○ ○ ○ ○	1. 蒸気洩れはないか 2. 作動時吹出し圧力、吹き下り 圧力適正か 3. 吹き出し容量良好か 4. 先もれ、あともれはないか	1. 洩れの修理、分解整備 2. 吹き下り圧力約0.5kg/cm <sup>2</sup> 調 整(LP=10kg/cm <sup>2</sup> ) 3. 定格燃焼で作動させ圧力上昇 6%以上は不可 4. 洩れ多ければ分解整備安全弁 により多少もれるものあり
	40. 吹出弁			○	○	1. 洩れはないか 手で触ってあつくないか 2. 操作は本体側を急開弁二次 側を漸開弁として吹出す 3. 排出口の点検	1. 洩れは分解整備、取替 2. 10kg/cm <sup>2</sup> 以上は2個本体側 を大事に使う 3. ビットの大きさ適正か 消音対策、水管理
	41. マンホール			○	○	1. マンホールより洩れ 2. ガスケットあたり面をきれい に	1. 増締、ガスケット取替 温度 上昇、圧力上昇に伴う増締、当 初より洩らさないように締める 2. グラファイトをぬり取替やす くする
	42.保温 ケーシング					1. ガス洩れの点検 2. 変色個所の点検	1. ガス洩れは早期に点検修理 2. 過熱原因究明修理
	43. 耐火材				○ ○	1. 損傷脱落、異常の点検 2. ガス洩れ、ショートバスの点 検	1. 耐火材の早期補修 2. 補修
	44. 検査孔 掃除孔 附属品取付部				○	1. 蒸気もれ、水洩れの点検	1. 洩れ修理 増締、ガスケット取替 分解やりかえ修理
	45. 爆発扉			○	○	1. ガス洩れの点検 2. スプリングの点検	1. 洩れ修理 2. 洩れ、熱に曇るスプリングの 不良は取替 錆つきによる開閉不能点検
	46. 電磁開閉器 接触器				○ ○ ○	1. リレーが接点接触不良点検 2. ターミナルのゆるみ点検 3. オイルプレヒーター給水ボ ンプはいたみやすい	1. 接点の取替、リレーの取替 2. ターミナル増締 3. 接点取替、リレー取替



(T, III-7-2 ⑧)

点検の種類	点検箇所	周 期				点 検 項 目	要 領
		常時 監視	1 時 間	1週 又は 1日	随 時		
	47. タイマー 限時継電器				○  ○	1. タイマーの設定適正か 2. カム機構の設定の狂い点検	1. Y-△起動、起動電流 Yで定格におちてから△に切替 2. シーケンスにもとづき点検
	48. 作 動 灯 表 示 灯			○	○ ○	1. 断線していないか、暗くないか 2. 接触不良	1. ランプの取替 2. 増締
	49. 予 備 ヒューズランプ				○	1. 予備品はあるか	1. ヒューズ・ランプ予備の補充
	50. プロテクト リレー (タイマ・ モーター)			○	○ ○ ○	1. 作動は正常か 2. リレーの固定、締付は充分か、 接触不良はないか 3. 電圧ドロップはないか	1. シーケンスチェックを行う 不良のときは取替 2. 正常な作動はしない 3. 操作回路電圧チェック
	51. 端子 ターミナル				○ ○	1. ターミナルにゆるみはないか 2. ゴミの清掃	1. 増締 できれば廻り止めペンキ 2. 掃除機で吸いとる
	52. 絶 縁 抵 抗				○	1. 500Vメガーにて測定 測定時低圧機器はとりはずして 点検 例 低水遮断器リレー タイマー、プロテクトリレー	1. パネル単体分は20-50M Ω 二次側を入れて新設で 5MΩ以下なれば、点検 補整 必要
	53. 電 気 配 線				○ ○ ○	1. 過熱していないか 焼損変色していないか 2. 被覆に損傷がないか 3. 相の点検 ホットライン(電圧側) グラウンドライン(接地側)	1. 配線チェック ターミナル附近配線変色に注意 2. 損傷チェック 3. ホットラインとグラウンドライ ンの指定されているときは確認 のこと 不測の事故をおこすことあり、 又安全上も重要

1.2.3 運転上の注意

(1) 点火操作

炉内にガスや油蒸気が存在する状態で火種を入れると、爆発的に燃焼し災害を発生する。点火に先立ちCold Startでは5分以上、Hot Startでは約1分のプレバージを行い、燃焼室や煙道内の可燃性ガスを完全に追い出しておく必要がある。また、点火に失敗したときは、ちゅうちょすることなく作業を中止し、最初のバージからやり直すようにしなければならない。

点火後の加熱は、2時間程度をかけて徐々に昇温し、本体の不同膨張や継手部の漏れ発生を生じないようにする。

(2) 水位の監視

使用中のボイラの水位を一定の範囲内に保つことはボイラ運転者の最も重要な任務であり、常に監視を怠らないようにしなければならない。

このため、水面計は常に掃除して水位を見やすくするほか、次のような時には、必ず機能テストを行い、正しい水位を示しているかどうかのチェックを行う。

- a. ボイラの使用を始めたとき。
- b. 運転者が交代するとき。
- c. 2個以上の水面計の指示が異なるとき。
- d. 泡立ちがあったとき。

自動給水調節装置を備えている場合も、ブローを行って実際にボイラの水位を低下させ、作動状況を確認する。

(3) 水処理及びブロー

ボイラ給水に対する水処理の目的は、次の3つに分けられる。

- a. 溶存酸素や腐食性物質による腐食の防止。
- b. 給水中の硬度成分や溶解固形分の析出によるスケール生成の防止。
- c. ボイラ水中の溶解固形分や油脂分の増加に起因する泡立ちの防止。

スケールの熱伝導率は、軟鋼の場合の1/100程度しかないので、スケールの付着によって熱効率が著しく悪化するとともに、伝熱管が局部的に過熱されて機械的強度が低下し、ボイラ圧力に耐えられなくなって破裂事故を起こすことになる。また、スケールに覆われた面は腐食を起こしやすい。

以上のような障害を防ぐため、日本工業規格(JIS)ではTable III-7-3及びTable III-7-4に示す水質標準値を定めてある。

ボイラの水処理法にはボイラ外処理とボイラ内処理がある。

ボイラ外処理には懸濁固形物質の沈降・ろ過、イオン交換樹脂による塩類除去、脱気がある。20kg/m<sup>2</sup>以下の低圧ボイラ用には設備費が廉価で運転管理も容易なCation交換樹脂単純軟化装置が多く用いられる。軟化装置の運転に当たっては再生用食塩の不純物除去、水質分析の結果に基づく流速、再生時期、逆洗量などの標準設定とその遵守、年1回の樹脂補充又は交換等十分な注意を払う必要がある。

コンデンセート回収は軟化装置の負荷を軽減させ、熱量の有効利用を図れる合理的な方法であるが、回収途中においてO<sub>2</sub>、CO<sub>2</sub>や腐食生成物である鉄分が混入してくることがある。このような場合はろ過及び脱気器を通して給水に戻すようにし、



これら不純物が蓄積して新たな腐食の原因にならないように注意しなければならない。

Table III 7-4 貫流ボイラの給水の水質

区分	最高使用圧力 [MPa]	kgf/cm <sup>2</sup>	25 以下	75 を超え 100 以下	100 を超え 125 以下	125 を超え 150 以下	150 を超え 200 以下	200 を超えるもの
		[MPa]	2.5以下	7.5 を超え 10 以下	10 を超え 12.5 以下	12.5 を超え 15 以下	15 を超え 20 以下	20 を超えるもの
給水	pH (25°C)		10.5~11.0	8.5~9.5 <sup>(1)</sup>	8.5~9.5 <sup>(1)</sup>	8.5~9.5 <sup>(1)</sup>	8.5~9.5 <sup>(1)</sup>	9.0~9.5
	硬度 (mgCaCO <sub>3</sub> /l)		1 以下*	0	0	0	0	0
	腐食性 (mgO/l)		0.5 以下	0.007 以下	0.007 以下	0.007 以下	0.007 以下	0.007 以下
	全鉄 (mgFe/l)		—	0.03 以下 <sup>(1)</sup>	0.03 以下 <sup>(1)</sup>	0.02 以下 <sup>(1)</sup>	0.02 以下 <sup>(1)</sup>	0.01, 以下
	全銅 (mgCu/l)		—	0.01 以下	0.01 以下	0.005 以下	0.003 以下	0.002 以下
	ヒドラジン <sup>(1)</sup> (mgN <sub>2</sub> H <sub>4</sub> /l)		—	0.01 以上	0.01 以上	0.01 以上	0.01 以上	0.01 以上
	シリカ (mgSiO <sub>2</sub> /l)		—	0.04 以下 <sup>(2)</sup> 0.02 以下 <sup>(2)</sup>	0.04 以下 <sup>(2)</sup> 0.02 以下 <sup>(2)</sup>	0.03 以下 <sup>(2)</sup> 0.02 以下 <sup>(2)</sup>	0.02 以下	0.02 以下
	全蒸発残留物 (mg/l)		700 以下	—	—	—	—	—
	電気伝導率 (25°C)(μS/cm)		1000 以下	0.3 以下 <sup>(1)</sup>	0.3 以下 <sup>(1)</sup>	0.3 以下 <sup>(1)</sup>	0.3 以下 <sup>(1)</sup>	0.25 以下 <sup>(1)</sup>
	リン酸イオン (mgPO <sub>4</sub> <sup>3-</sup> /l)		20 ~40	—	—	—	—	—

注 (1) ヒドラジンの濃度は、pH がその上限を超えない限度とする。

(2) 高圧給水加熱器の管材が鋼管の場合は、pH を高めに調節することが望ましい。

(3) 0.02 mg Fe/l 以下に保つことが望ましい。

(4) 0.01 mg Fe/l 以下に保つことが望ましい。

(5) セパレータを持つボイラに適用する。

(6) セパレータを持たないボイラに適用する。

(7) 試料を氷凍形強酸性陽イオン交換樹脂層に通して測定する。

備考 1. 高圧貫流ボイラの給水の全蒸発残留物の濃度は極めて低く、その測定が不可能に近いので、電気伝導率の測定値を全蒸発残留物中の溶解性蒸発残留物の濃度の推定に用いる。

2. 最高使用圧力 25 kgf/cm<sup>2</sup> (2.5 MPa) 以下は、給水へのもどり量が 30% 近辺の貫流ボイラを対象とし、給水にボイラからのもどりが加わり、これに薬品を添加してボイラに送るため、循環ボイラに似た水質管理を行う。

なお、\*印は、もどりの加わる前の給水に適用する。

ボイラ内処理は、調整剤、軟化剤、スケール防止剤、脱酸素剤、泡立ち防止剤の添加による処理であり、これらを配合したコンパウンドが市販されている。

ボイラ水中の不純分の蓄積を防ぐため、吹き出し(ブロー)は重要な操作である。ブローは給水量と連動させて連続的に行う方が間欠ブローに比べて量の調節が容易で、熱回収もできるので経済的である。ブロー量は給水水質と、Table III-7-4 に示したボイラ水水質標準から次式で求められる。

y : 吹き出し量

k : 吹き出し率 (%)

x : 蒸発量

a : 給水中の不純物濃度

b : ボイラ水中の不純物濃度標準

$$a(x + y) = by$$

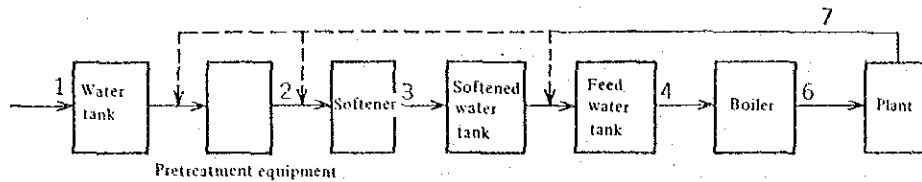
$$\therefore y = \frac{a}{b-a} x$$

$$k = \frac{a}{b-a} \times 100$$

不純物として全溶解塩類又は塩素イオンを管理の対象とするが実際には分析が簡単でなく、電気伝導度を目安にすることが多い。予じめ、全溶解塩類濃度と電気伝導度の関係を測定しておいて管理することが望ましい。

Table III-7-5は、日本工業規格に参考として示されている水質の測定頻度の基準である。

Table III-7-5 Standard for water quality measuring frequency



Item	1		2		3		4		5		6		7	
	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals	Regular intervals	Periodical intervals
Appearance		D		D				D		D				D
pH	n		n		n			D		D		n		D
P-alkalinity										D				
M-alkalinity	n				n					D				
Chloride ion	n						W			D				D
Free chlorine	n		n											
Phosphate ion										D				
Electric conductivity		D						D		D				
Hydrazine								2W						
Sulfite ion								2W						
Total solid	n				n				n		n		n	
Silica										M				
Total hardness	n		n			D		D	n				n	
Total iron									n					
Turbidity	n				n				n				n	
Organic matter (COD)	n												n	

Remarks: D: Once per day, W: Once per week, 2W: Twice per week, M: Once per month.  
n: According to demand

### 1.3 ボイラ容量の表現

ボイラ容量の表わし方には、定格蒸発量と換算蒸発量の2種類がある。

#### 1.3.1 定格蒸発量

連続運転のできる最大負荷のもとでの単位時間当たり蒸発量を表わすものであり、蒸気圧力、蒸気温度、給水温度も併記しておくことが必要である。

#### 1.3.2 換算蒸発量

前述の条件を一定の基準に換算し、容量比較を容易にしたものであり、給水から所定の蒸気を発生させるのに要した毎時有効熱量を、100℃の飽和蒸気になる時の蒸発熱 539 kcal/kg で除した値を用いる。

G を実際蒸発量 kg/h,  $h_1$ ,  $h_2$  を給水及び発生蒸気の比エンタルピ (kcal/kg) とすると、換算蒸発量  $G_e$  は次の式で求められる。

$$G_e = \frac{G(h_2 - h_1)}{539} \quad (\text{kg/h})$$

これらの他に、ボイラ容量の表わし方として、燃焼ガス側の伝熱面積 (m<sup>2</sup>) で表わすこともある。また、アメリカやイギリスの小型ボイラではボイラ馬力 (boiler horse power) で表わすこともある。この表わし方は 1876 年に定められたもので、ゲージ圧力 70 lb/in<sup>2</sup> の飽和蒸気 30 lb/h 当たり 1 馬力という値をもとにしており、今日では実状に合わない。換算蒸発量 15.65 kg/h で 1 馬力に相当する。

### 1.4 ボイラの熱勘定

日本では日本工業規格でボイラの熱勘定方式 (JIS B8222) が定められているので、その概要を紹介する。

熱勘定は、定常的な状態で 1 時間以上運転した結果により外気温を基準温度として行う。この間はブローやスートブローは行わない。

最初に、Fig III-7-7 に示すように熱勘定の範囲を確定する。熱勘定は、この境界線を横切って出入する出熱、入熱について行うことになる。排熱回収設備のある場合は、特に測定点を誤らないように注意する必要がある。

対象ボイラの設備概要は、Table III-7-6 に示す項目に従って調査し、Table III-7-7 の事項について運転記録をとる。熱勘定の結果は、Table III-7-8 の様式

にまとめる。以下に計算のための参考事項を示す。

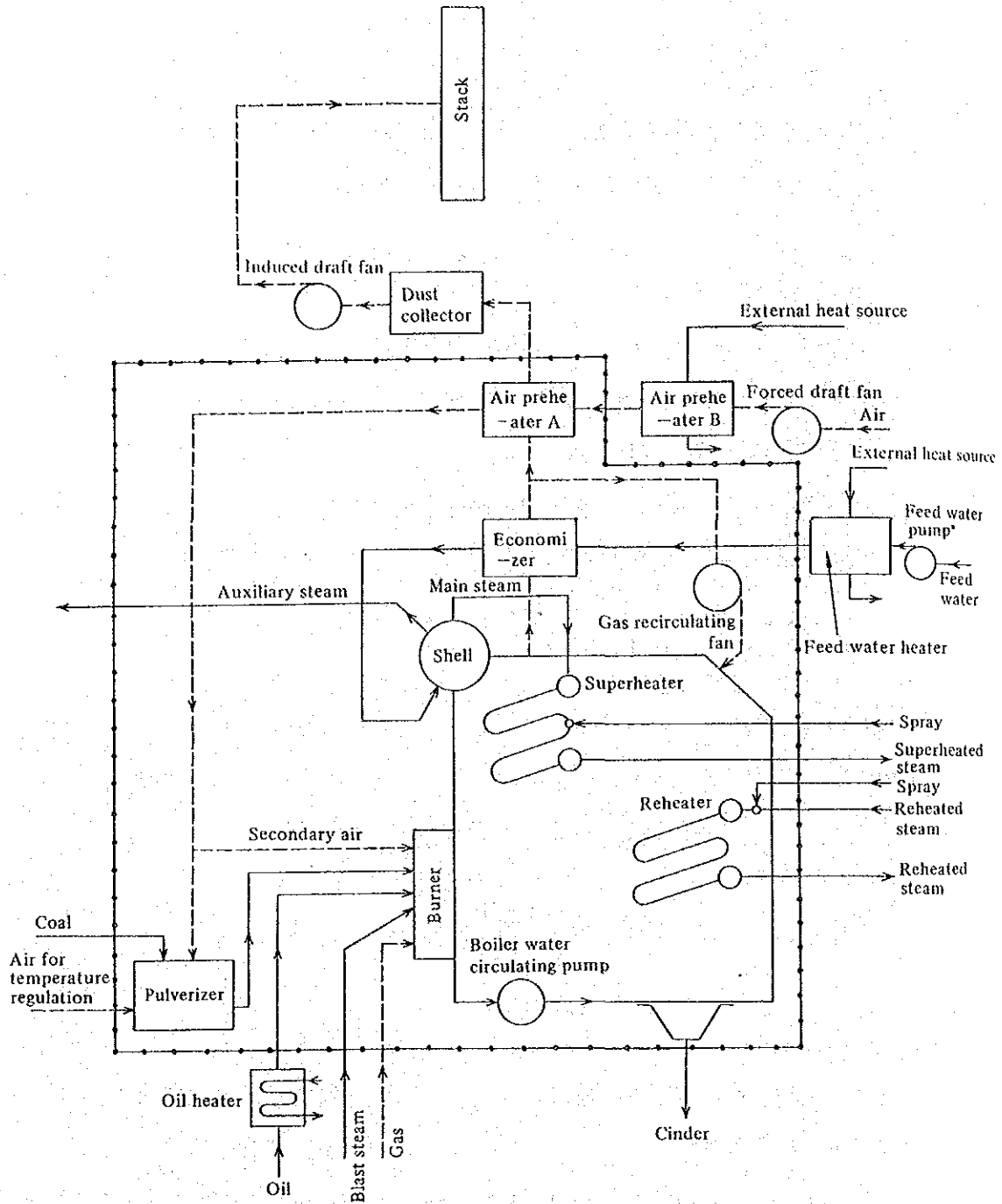


Fig. III-7-7 Standard scope of boiler heat balance

Table III 7-6 設 備 概 要

設備の概要は、次によって表示する。

工場名, 所在地			
ボイラ製造業者名			
ボイラ記号番号, 製造年月日			
ボ イ ラ 本 体	種類・形式		
	最大連続蒸発量	t/h	
	最高使用圧力(1)	kg/cm <sup>2</sup>	
	常用圧力(1)	kg/cm <sup>2</sup>	
	過熱(再熱)温度	°C	
	標準燃料の発熱量	kcal/kg(m <sup>n</sup> ){kJ/kg(m <sup>n</sup> )}	
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	
	ボイラ	m <sup>2</sup>	
	水冷壁	m <sup>2</sup>	
	計	m <sup>2</sup>	
過熱器	形式		
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	
再熱器	形式		
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	
節炭器	形式		
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	
空予熱器	形式		
	伝熱面積	m <sup>2</sup>	
燃焼装置	形式		
	バーナ容量, 個数, 火格子面積	kg(m <sup>n</sup> )/h, m <sup>2</sup>	
燃焼室	燃焼室容積	m <sup>3</sup>	
	燃焼室標準熱発生率	kcal/m <sup>3</sup> h	
制御装置	圧力		
	水位		
	過熱温度		
	その他		
通 風 装 置	通風方式		
	押込ファン	形式 容量 風圧	m <sup>3</sup> /min(°C) mmAq
	吸出ファン	形式 容量 風圧	m <sup>3</sup> /min(°C) mmAq
	ソファンの 他の の	形式 容量 風圧	m <sup>3</sup> /min(°C) mmAq
	煙突	大きさ(径×高さ) 共用設備の名称・基数	m×m
給水装置	形式		
	容量・個数	t/h	
	給水処理装置の種類, 容量		
	給水の性状		
	使用清浄剤及び使用量		
試験前の準備状況			

注(1) 圧力はゲージ圧力



Table III 7-7 測定結果

測定結果は、次によって表示する。

試験実施年月日時刻				
担当者				
天候、気圧、風速、外気温度		°C		
外気乾球温度、湿球温度		°C		
試験時間		h		
負荷率		%		
燃	燃料種類、銘柄			
	混合比			
	使用温度	°C		
	水分又は全水分	%		
工分	分析値	%	水分による補正を行う。	
	業折 使用時	%		
元分	分析値	%	水分による補正を行う。	
	素折 使用時	%		
料	低(高)発熱(量)	試験値 使用時	kcal/kg( $m_n^3$ ) kcal/kg( $m_n^3$ )	熱量計によって高発熱量を実測し、計算により低発熱量を求める。水分による補正を行う。
	使用全量		kg( $m_n^3$ )	
	1時間当たり使用量		kg( $m_n^3$ )/h	
	バーナ当たり燃焼量		kg( $m_n^3$ )/h	
	燃焼室熱発生率		kcal/m <sup>3</sup> h	
燃焼装置の状態				
制御装置の状態				
通風装置の状態				
給水装置の状態				
給	給水全量(補正值)		kg	
	1時間当たり給水量		kg/h	
	燃料単位量当たり給水量		kg/kg( $m_n^3$ )	
	節炭器入口温度		°C	
	ボイラ本体入口温度 (ドレン回収率 %)		°C	
発	圧	ボイラ胴	kg/cm <sup>2</sup>	
		過熱器出口	kg/cm <sup>2</sup>	
		再熱器入口	kg/cm <sup>2</sup>	
		再熱器出口	kg/cm <sup>2</sup>	
生	温	過熱器出口	°C	
		再熱器入口	°C	
		再熱器出口	°C	
蒸	飽和蒸気乾き度(過熱器のない場合)		%	絞り熱量計により実測するか、又は概算値(例えば98%)による。
	蒸	全量(補正值)	kg	給水量から求める。ボイラ水面の変化、炉内吹込量等の補正を行う。
		1時間当たり 毎時換算	kg/h kg/h	
炉	吹	蒸気源		測定できない時は概算値を用いる。
		蒸気量	kg/h	
		圧力、温度	kg/cm <sup>2</sup> , °C	
内	燃料単位量当たり空気量		$m_n^3$ /kg( $m_n^3$ )	燃料及び燃焼ガスの組成から算出する。
	蒸	度	空気予熱器入口	°C, mmAq
空気予熱器出口			°C, mmAq	
押込ファン出口			°C, mmAq	
火炉入口			°C, mmAq	

(Table III-7-7 ②)

燃空 焼 用気	空気比	ボイラ本体出口 節炭器出口 空気予熱器出口	
	燃料単位量当たり排ガス量 $m_n^3/kg(m_n^3)$		
排 (燃焼) ガス	温度及び 圧力	炉内	°C, mmAq
		ボイラ本体出口	°C, mmAq
		節炭器入口	°C, mmAq
		節炭器出口	°C, mmAq
		空気予熱器入口	°C, mmAq
空気予熱器出口		°C, mmAq	
吸出しファン入口		°C, mmAq	
吸出しファン出口		°C, mmAq	
ガス 分析	ボイラ本体出口 (CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CO)	%	
	節炭器出口 (CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CO)	%	
	空気予熱器出口 (CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , CO)	%	
未燃分	%	燃料使用量, 燃料中灰分, 燃えがら中, 未燃分 から単出する	
燃料単位量当たり燃えがら量	kg/kg		
煙の状況			
補機	蒸気消費量	kg	
	電力消費量	kWh	
備考			

備考 1. 本表に記入する燃料, 燃えがら及び排ガスの分析値並びに蒸気, 空気及びガスの温度, 圧力などの数値は各測定値の平均値とする。

2. 負荷率とは次による。

$$\text{負荷率} = \frac{\text{実際蒸発量}}{\text{最大連続蒸発量}} \times 100\%$$

3. 燃焼装置の状態とは次のようなものをいう。

手 だ き—投炭方式, 投炭時隔, ダンパ開度など

機 械 だ き—ストーカ又は給炭装置の速度, 炭屑の厚さ, ダンパ開度など

微粉炭だき—給炭機, 微粉機, エキゾースク, 送風機の運転台数及び速度, ダンパ開度, パーナ稼動個数及び状態など

重油だき—油圧及びパーナ稼動個数及び状態など

ガスだき—ガス圧及びパーナ稼動個数及び状態など

4. 給水装置の状態とは次のものをいう。

間 け つ 給 水—毎時送水回数など

連 続 給 水—ポンプの稼動台数, 回転数, 弁開度など

5. 通風装置の状態とは通風機の回転数, 調節弁の開度及びダンパ開度などをいう。

Table III 7-8 熱勘定表〔低発熱量基準〕

入	熱	kcal/kg( $m_n^3$ )	%	
(1)	燃料の発熱量	$H_i (^{\circ})$		(2) 燃料の平均比熱×(加熱後の燃料の温度-外気温度)
(2) <sup>(*)</sup>	燃料の顕熱	$Q_1$		(3) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの空気量(水蒸気を含む)×空気の平均比熱×(加熱後の空気温度-外気温度)
(3) <sup>(*)</sup>	空気の顕熱	$Q_2$		(4) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの吹込み蒸気量×(吹込み蒸気のエンタルピー-外気温度における蒸気のエンタルピー)(別系統蒸気の場合のみ)
(4) <sup>(*)</sup>	炉内吹込蒸気の持込熱	$Q_3$		
合計		$H_i (^{\circ}) + Q$	100	

注(\*) (2),(3),(4)は共に外部熱源によるもの、(5)は通常考慮されない。

(\*) 高発熱量基準の場合は  $H_h \{H_h'\}$  とする。

出	熱	kcal/kg ( $m_n^3$ )	%	
有効出熱	(1) 発生蒸気の吸収した熱			(a) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの給水量×(ボイラ出口蒸気のエンタルピー-節炭器出口エンタルピー)
	(a) ボイラ本体で吸収された熱	$Q_0$		(b) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの給水量×(節炭器出口給水エンタルピー-給水エンタルピー)
	(b) 節炭器で吸収された熱	$Q_{cc}$		(c) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの給水量×(過熱器出口蒸気エンタルピー-ボイラ出口蒸気エンタルピー)+燃料1kg( $m_n^3$ )当たりスプレー量×(過熱器出口蒸気エンタルピー-スプレー水のエンタルピー)
	(c) 過熱器で吸収された熱	$Q_{sh}$		(2) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの再熱器入口蒸気量×(再熱器出口蒸気エンタルピー-再熱器入口蒸気エンタルピー)+燃料1kg( $m_n^3$ )当たりスプレー量×(再熱器出口蒸気エンタルピー-スプレー水エンタルピー)
	(2) 再熱器で吸収された熱	$Q_{rh}$		
小計		$Q_s$		
熱損失	(1) 排ガス(水蒸気を含む)の保有熱損失	$L_{11} (^{\circ})$		(1) 燃料1kg( $m_n^3$ )当たりの実際排ガス(水蒸気を含む)量×排ガスの平均比熱×(排ガスの温度-外気温度)
	(2) 炉内吹込蒸気による熱損失	$L_2$		(2) f項参照
	(3) 不完全燃焼ガスによる熱損失	$L_3$		(3) g項参照
	(4) 燃えながら中の未燃分による熱損失	$L_4$		(4) h項参照
	(5) 放散熱損失	$L_5$		(5) i項参照
	(6) その他の熱損失	$L_6$		(6) j項参照
小計		$L_l (^{\circ})$		
合計			100	

注(\*) 高発熱量基準の場合は  $L_{11} \{L_{11}'\}$  は  $L_{11h} \{L_{11h}'\}$ ,  $L_l \{L_l'\}$  は  $L_h \{L_h'\}$  とする。

ボイラ効率	%
(1) 入出熱法	
$\eta_1 = \frac{Q_s}{H_i + Q} \times 100,$	
(2) 熱損失法	
$\eta_2 = \left(1 - \frac{L_l}{H_i + Q}\right) \times 100,$	

a. 高発熱量から低発熱量を求める方法

固体燃料及び液体燃料： $HL = 11h - 6(9h + w)$  kcal/kg Fuel

ここで h：使用状態での水素含有率（重量％）

w：使用状態での水分含有率（重量％）

元素分析を行わない場合，hは次の値とする。

灯油，軽油，原油，A重油 h = 13 %

B重油 h = 12 %

C重油 h = 11 %

これとは別に，石油系燃料については比重と発熱量の関係を示す図表が発表されている。（Fig III-7-8 参照）。t℃で測定した比重がd<sub>t</sub>のとき，15℃の比重d<sub>15</sub>を求めるのは次式による。

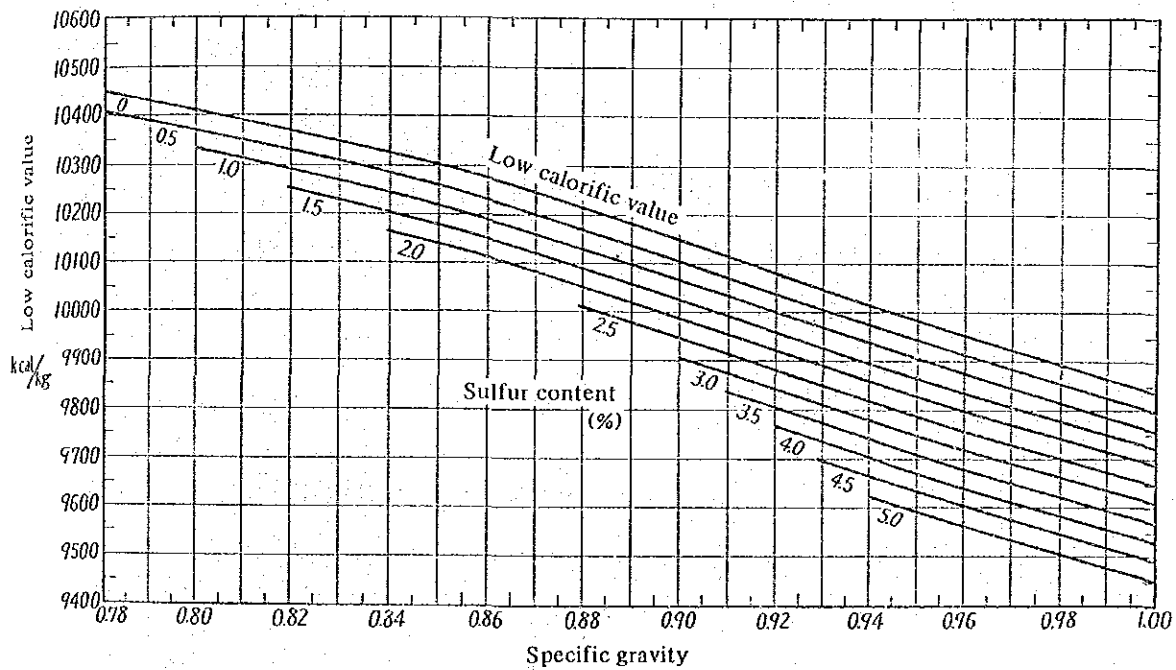


Fig. III-7-8 Relation between calorific value (low) and specific gravity of petroleum fuel

$$d_{15} = d_t + 0.00065 (t - 15)$$

また，次の値（Table III-7-9 参照）を使っても大きな誤差はない。

$$\begin{aligned} \text{気体燃料： } HL = & 25.7 (H_2) + 30.2 (CO) + 85.5 (CH_4) + 143 (C_2H_4) \\ & + 154 (C_2H_6) + 211 (C_3H_6) + 224 (C_3H_8) + 272 (C_4H_8) \\ & + 295 (C_4H_{10}) m_N \text{ Fuel} \end{aligned}$$

ここで (H<sub>2</sub>) 等は，各成分の容積％とする。

Table III-7-9 Specific gravity, sulfur content and mean calorific value of petroleum fuel

	Specific gravity	Sulfur content (%)	Mean calorific value (low)
Kerosene	0.79 ~ 0.85	0.5 Below	kcal/kg 10400
Light oil	0.82 ~ 0.86	1.2 以下	10300
Whole fuel oil			9850
A fuel oil	0.84 ~ 0.86	0.5 ~ 1.5	10200
B fuel oil	0.88 ~ 0.92	0.5 ~ 3.0	9900
C fuel oil	0.90 ~ 0.95	1.5 ~ 3.5 (Over)	9750

b. 燃料及び空気の比熱

石炭 0.25 kcal/kg・℃

重油 0.45 kcal/kg・℃

天然ガス 0.38 ~ 0.42 kcal/m<sup>3</sup><sub>N</sub>・℃

LPG 0.7 ~ 1.0 kcal/m<sup>3</sup><sub>N</sub>・℃

空気 0.31 kcal/m<sup>3</sup><sub>N</sub>・℃ (空気中の湿度の影響は無視できる)

c. 空気量

理論空気量 (A<sub>0</sub>) は燃料の成分から計算によって求める。固体及び液体燃料の場合は、燃料中の炭素、水素、酸素、硫黄の含有量をそれぞれ c, h, o, s % とすると、A<sub>0</sub> は次式で表わされる。

$$A_0 = \frac{1}{100} [ 8.89 c + 26.7 ( h - \frac{o}{8} ) + 3.33s ] m^3_N / kg \text{ Fuel}$$

燃料の元素分析をしない場合は、その発熱量から近似式を用いて A<sub>0</sub> を算出することができる。この規格では Boie の式を採用している。

・石炭の場合

$$A_0 = 1.01 \frac{He + 550}{1,000} m^3_N / kg \text{ Fuel}$$

・重油の場合

$$A_0 = 12.38 \frac{He - 1,100}{10,000} m^3_N / kg \text{ Fuel}$$

・気体燃料の場合

$$A_0 = 11.05 \frac{He}{10,000} + 0.2 m^3_N / m^3 \text{ Fuel}$$

( He > 3,500 kcal/m<sup>3</sup><sub>N</sub> のとき )

実際投入空気量(A)は、次式によって求める。

$$A = m A_0 ( 1 + 1.61 z ) \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}(\text{m}^3_{\text{N}}) \text{ Fuel}$$

m : 空気比

z : 外気の絶対湿度 kg / kg乾燥空気

z の値は Fig III - 7 - 9 から求められる。

Absolute humidity z kg (steam)/kg (dry air)

$$\text{Quantity of steam in air} = \frac{\text{Specific volume of steam } \text{m}^3_{\text{N}}/\text{kg}}{\text{Specific volume of dry air } \text{m}^3_{\text{N}}/\text{kg}} \times z = 1.61 z \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}}(\text{dry air})$$

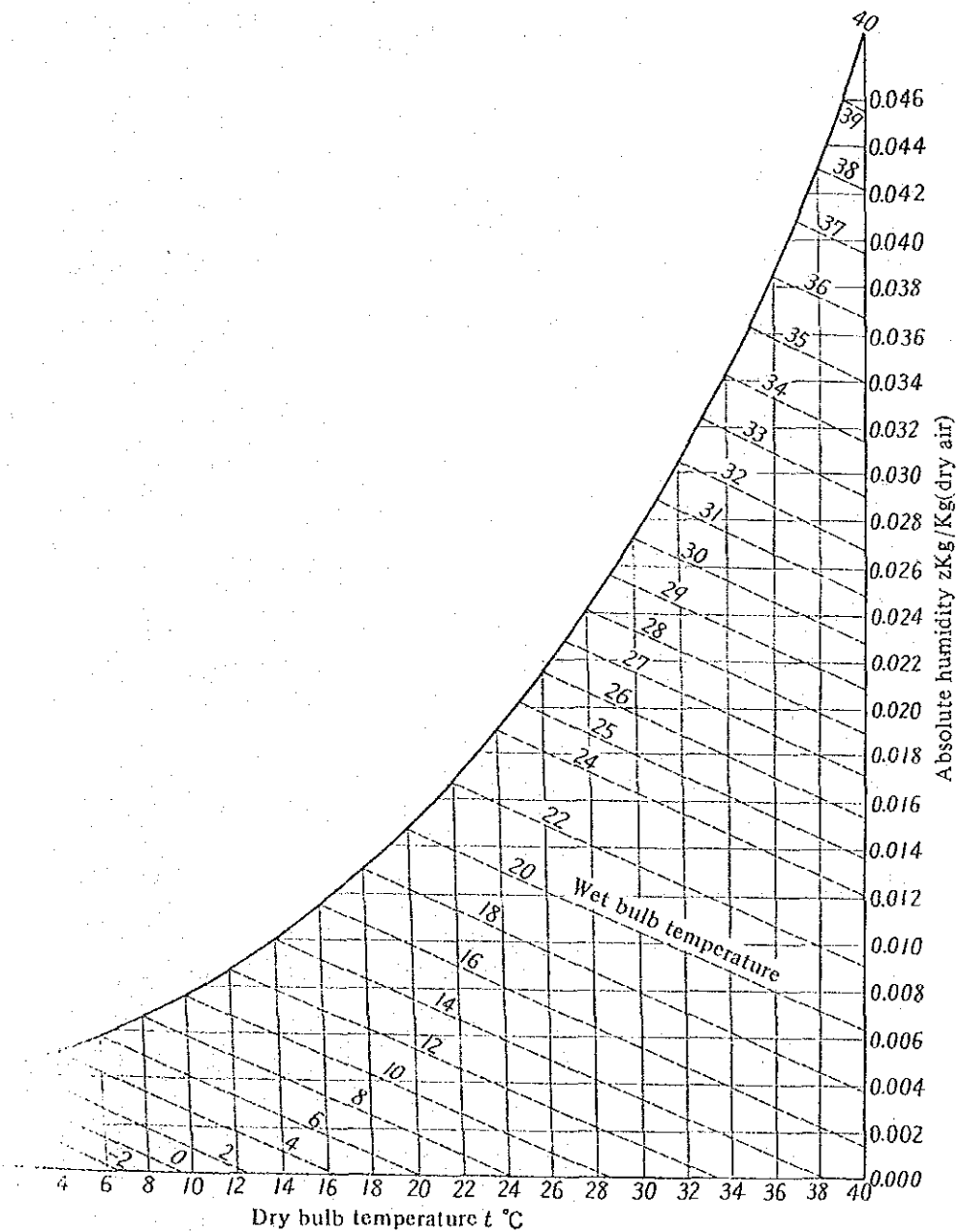


Fig. III-7-9 Absolute humidity of air

空気比は排ガス中の酸素濃度又はCO<sub>2</sub>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、燃焼用空気中の窒素分が79%でかつ完全燃焼している場合は、次の式で求めることができる。

$$m = \frac{21}{21 - (O_2)} = \frac{(CO_2)_{\max}}{(CO_2)}$$

(O<sub>2</sub>) 排ガス中酸素濃度%

(CO<sub>2</sub>) 排ガス中炭酸ガス濃度%

(CO<sub>2</sub>)<sub>max</sub> 理論乾き排ガス中の最高炭酸ガス濃度

(CO<sub>2</sub>)<sub>max</sub>の値は、次の値を用いてもよい。石炭18.5%、重油15.7%、天然ガス12%、LPG14.5%。

d. 発生蒸気の吸収した熱

発生蒸気の吸収した熱は、発生蒸気の保有熱から給水の顕熱を減じたもので示される。過熱器でスプレーしている場合はスプレー水の吸収した熱量を、再熱器のある場合はそこで蒸気やスプレー水が得た熱を加える。蒸気の保有熱はTable III-7-10及び11による。

e. 排ガス損失

燃焼排ガスの平均比熱は0~300℃、空気比1.0~1.3(固体燃料の場合は1.5)の範囲で求めた結果では0.33 kcal/m<sup>3</sup>N℃となっている。

蒸気を含む理論燃焼排ガス量は理論空気量と同じく、物質収支から計算するか又はBoieの近似式により、燃料発熱量から求めることができる。

・石炭の場合

$$G_o = \frac{0.905(Hl + 550)}{1,000} + 1.17 \text{ m}^3_N/\text{kg Fuel}$$

・重油の場合

$$G_o = \frac{15.75(Hl - 1,100)}{10,000} + 2.18 \text{ m}^3_N/\text{kg Fuel}$$

・気体燃料の場合

$$G_o = \frac{11.9Hl}{10,000} + 0.5 \text{ m}^3_N/\text{m}^3_N \text{ Fuel}$$

(Hl > 3,500 kcal/m<sup>3</sup>Nのとき)

実際排ガス量は次式のようになる。

$$G = G_o + (m - 1) A_o + \text{空気中の湿分による水蒸気量}$$

このうち、空気中の湿分による水蒸気量は通常無視してもよい。

Table III-7-10 Thermodynamic properties of saturated water and saturated steam (temperature reference)

Temperature		Saturation pressure	Specific volume (m <sup>3</sup> /kg)		Specific enthalpy (kJ/kg)			Specific entropy (kJ/(kg·K))	
t (°C)	T (K)	P <sub>s</sub> (MPa)	v' <sup>*</sup>	v''	h'	h''	r=h''-h'	s'	s''
0.00	273.15	0.0006108	0.0010002	206.3	-0.04	2501.6	2501.6	-0.0002	9.1577
0.01	273.16	0.0006112	0.0010002	206.2	0.00	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575
2	275.15	0.0007055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	2496.8	0.0306	9.1047
4	277.15	0.0008129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	2492.1	0.0611	9.0526
6	279.15	0.0009345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	2487.4	0.0913	9.0015
8	281.15	0.0010720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	2482.6	0.1213	8.9513
10	283.15	0.0012270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	2477.9	0.1510	8.9020
12	285.15	0.0014014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	2473.2	0.1805	8.8536
14	287.15	0.0015973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	2468.5	0.2098	8.8060
16	289.15	0.0018168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	2463.8	0.2388	8.7593
18	291.15	0.002062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	2459.0	0.2677	8.7135
20	293.15	0.002337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	2454.3	0.2963	8.6684
22	295.15	0.002642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	2449.6	0.3247	8.6241
24	297.15	0.002982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	2444.9	0.3530	8.5806
26	299.15	0.003360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	2440.2	0.3810	8.5379
28	301.15	0.003778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	2435.4	0.4088	8.4959
30	303.15	0.004241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	2430.7	0.4365	8.4546
32	305.15	0.004753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	2425.9	0.4640	8.4140
34	307.15	0.005318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	2421.2	0.4913	8.3740
36	309.15	0.005940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	2416.4	0.5184	8.3348
38	311.15	0.006624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	2411.7	0.5453	8.2962
40	313.15	0.007375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	2406.9	0.5721	8.2583
42	315.15	0.008198	0.0010086	17.69	175.81	2577.9	2402.1	0.5987	8.2209
44	317.15	0.009100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	2397.3	0.6252	8.1842
46	319.15	0.010086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	2392.5	0.6514	8.1481
48	321.15	0.011162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	2387.7	0.6776	8.1125
50	323.15	0.012335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	2382.9	0.7035	8.0776
55	328.15	0.015741	0.0010145	9.579	230.17	2601.0	2370.8	0.7677	7.9926
60	333.15	0.019920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	2358.6	0.8310	7.9108
65	338.15	0.02501	0.0010199	6.202	272.02	2618.4	2346.3	0.8933	7.8322
70	343.15	0.03116	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	2334.0	0.9548	7.7565
75	348.15	0.03855	0.0010259	4.134	313.94	2635.4	2321.5	1.0154	7.6835
80	353.15	0.04736	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	2308.8	1.0753	7.6132
85	358.15	0.05780	0.0010326	2.829	355.92	2652.0	2296.5	1.1343	7.5454
90	363.15	0.07011	0.0010361	2.361	376.94	2660.1	2283.2	1.1925	7.4799
95	368.15	0.08453	0.0010399	1.982	397.99	2668.1	2270.2	1.2501	7.4166
100	373.15	0.10133	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	2256.9	1.3069	7.3554
110	383.15	0.14327	0.0010519	1.210	461.32	2691.3	2230.0	1.4185	7.2388
120	393.15	0.19854	0.0010506	0.8915	503.72	2706.0	2202.2	1.5276	7.1293
130	403.15	0.27013	0.0010700	0.6681	546.31	2719.9	2173.6	1.6344	7.0261
140	413.15	0.3614	0.0010801	0.5085	589.10	2733.1	2144.0	1.7390	6.9284
150	423.15	0.4760	0.0010908	0.3924	632.15	2745.4	2113.2	1.8416	6.8358
160	433.15	0.6181	0.0011022	0.3068	675.47	2756.7	2081.3	1.9425	6.7476
170	443.15	0.7920	0.0011145	0.2426	719.12	2767.1	2047.9	2.0416	6.6630
180	453.15	1.0027	0.0011275	0.1938	763.12	2776.3	2013.1	2.1393	6.5819
190	463.15	1.2551	0.0011415	0.1563	807.52	2784.3	1976.7	2.2356	6.5036
200	473.15	1.5549	0.0011565	0.1272	852.37	2790.9	1938.6	2.3307	6.4278
210	483.15	1.9077	0.0011726	0.1042	897.74	2796.2	1898.5	2.4247	6.3539
220	493.15	2.3198	0.0011900	0.08604	943.67	2799.9	1856.2	2.5178	6.2817
230	503.15	2.7976	0.0012087	0.07145	990.26	2802.0	1811.7	2.6102	6.2107
240	513.15	3.3478	0.0012291	0.05965	1037.6	2802.2	1764.6	2.7020	6.1406
250	523.15	3.9776	0.0012513	0.05004	1085.8	2800.4	1714.6	2.7935	6.0708
260	533.15	4.6943	0.0012756	0.04213	1134.9	2796.4	1661.5	2.8848	6.0010
270	543.15	5.5058	0.0013025	0.03559	1185.2	2789.9	1604.6	2.9763	5.9304
280	553.15	6.4202	0.0013324	0.03013	1236.8	2780.4	1543.6	3.0683	5.8586
290	563.15	7.4461	0.0013659	0.02554	1290.0	2767.6	1477.6	3.1611	5.7848
300	573.15	8.5927	0.0014041	0.02165	1345.0	2751.0	1406.0	3.2552	5.7081
310	583.15	9.8700	0.0014480	0.01833	1402.4	2730.0	1327.6	3.3512	5.6278
320	593.15	11.289	0.0014995	0.01548	1462.6	2703.7	1241.1	3.4500	5.5423
330	603.15	12.863	0.0015615	0.01299	1526.5	2670.2	1143.6	3.5528	5.4490
340	613.15	14.605	0.0016387	0.01078	1595.5	2626.2	1030.7	3.6616	5.3427
350	623.15	16.535	0.0017411	0.008799	1671.9	2567.7	895.7	3.7800	5.2177
360	633.15	18.675	0.0018959	0.006940	1764.2	2485.4	721.3	3.9210	5.0600
370	643.15	21.054	0.0022136	0.004973	1890.2	2342.8	452.6	4.1108	4.8144
374.15	647.30	22.120	0.00317		2107.4		0.0	4.429	

1 [Mpa] = 10.197 kg/cm<sup>2</sup>

1 kJ = 0.2389 kcal



Table III-7-11 Thermodynamic properties of saturated water and saturated steam (pressure reference)

Pressure P (MPa)	Saturation temperature		Specific volume (m <sup>3</sup> /kg)		Specific enthalpy (kJ/kg)			Specific entropy (kJ/(kg·K))	
	t <sub>s</sub> (°C)	t <sub>s</sub> (K)	v <sup>*</sup>	v <sup>*</sup>	h <sup>*</sup>	h <sup>*</sup>	r=h <sup>*</sup> -h <sup>*</sup>	s <sup>*</sup>	s <sup>*</sup>
0.001	6.9828	280.1328	0.0010001	129.20	29.34	2514.4	2485.0	0.1060	8.9767
0.002	17.513	290.663	0.0010012	67.01	73.46	2533.6	2460.2	0.2607	8.7246
0.003	24.100	297.250	0.0010027	45.67	101.00	2545.6	2444.6	0.3544	8.5785
0.004	28.983	302.133	0.0010040	34.80	121.41	2554.5	2433.1	0.4225	8.4755
0.005	32.898	306.048	0.0010052	28.19	137.77	2561.6	2423.8	0.4763	8.3960
0.006	36.183	309.333	0.0010064	23.74	151.50	2567.5	2416.0	0.5209	8.3312
0.007	39.025	312.175	0.0010074	20.53	163.38	2572.6	2409.2	0.5591	8.2767
0.008	41.534	314.684	0.0010084	18.10	173.86	2577.1	2403.2	0.5925	8.2296
0.009	43.787	316.937	0.0010094	16.20	183.28	2581.1	2397.9	0.6224	8.1881
0.010	45.833	318.983	0.0010102	14.67	191.83	2584.8	2392.9	0.6493	8.1511
0.02	60.086	333.236	0.0010172	7.650	251.45	2609.9	2358.4	0.8321	7.9994
0.03	69.124	342.274	0.0010223	5.229	289.30	2625.4	2336.1	0.9441	7.7695
0.04	75.886	349.036	0.0010265	3.993	317.65	2636.9	2319.2	1.0261	7.6709
0.05	81.345	354.495	0.0010301	3.240	340.56	2646.0	2305.4	1.0912	7.5947
0.06	85.954	359.104	0.0010333	2.732	359.93	2653.6	2293.6	1.1454	7.5327
0.08	93.512	366.662	0.0010387	2.087	391.72	2665.8	2274.0	1.2330	7.4352
0.10	99.632	372.782	0.0010434	1.694	417.51	2675.4	2257.9	1.3027	7.3596
0.101325	100.00	373.15	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	2256.9	1.3069	7.3554
0.12	104.81	377.96	0.0010476	1.428	439.36	2683.4	2244.1	1.3609	7.2984
0.14	109.32	382.47	0.0010513	1.236	458.42	2690.3	2231.9	1.4109	7.2465
0.16	113.32	386.47	0.0010547	1.091	475.38	2696.2	2220.9	1.4550	7.2017
0.18	116.93	390.08	0.0010579	0.9772	490.70	2701.5	2210.8	1.4944	7.1622
0.2	120.23	393.38	0.0010608	0.8854	504.70	2706.3	2201.6	1.5301	7.1268
0.3	133.54	406.69	0.0010735	0.6056	561.43	2724.7	2163.2	1.6716	6.9909
0.4	143.62	416.77	0.0010839	0.4622	604.67	2737.6	2133.0	1.7764	6.8943
0.5	151.84	424.99	0.0010928	0.3747	640.12	2747.5	2107.4	1.8604	6.8192
0.6	158.84	431.99	0.0011009	0.3155	670.42	2755.5	2085.0	1.9308	6.7575
0.7	164.96	438.11	0.0011082	0.2727	697.06	2762.0	2064.9	1.9918	6.7052
0.8	170.41	443.56	0.0011150	0.2403	720.94	2767.5	2046.5	2.0457	6.6596
0.9	175.36	448.51	0.0011213	0.2148	744.64	2772.1	2029.5	2.0941	6.6192
1.0	179.88	453.03	0.0011274	0.1943	762.61	2776.2	2013.6	2.1382	6.5828
1.2	187.96	461.11	0.0011386	0.1632	798.43	2782.7	1984.3	2.2161	6.5194
1.4	195.04	468.19	0.0011489	0.1407	830.08	2787.8	1957.7	2.2837	6.4651
1.5	198.23	471.44	0.0011539	0.1317	844.67	2789.9	1945.2	2.3145	6.4406
1.6	201.37	474.52	0.0011586	0.1237	858.56	2791.7	1933.2	2.3436	6.4175
1.8	207.11	480.26	0.0011678	0.1103	884.58	2794.8	1910.3	2.3976	6.3751
2.0	212.37	485.52	0.0011766	0.09954	908.59	2797.2	1888.6	2.4469	6.3367
2.2	217.24	490.39	0.0011850	0.09065	930.95	2799.1	1868.1	2.4922	6.3015
2.4	221.78	494.93	0.0011932	0.08320	951.93	2800.4	1848.5	2.5343	6.2690
2.5	223.94	497.09	0.0011972	0.07991	961.96	2800.9	1839.0	2.5543	6.2536
2.6	226.04	499.19	0.0012011	0.07686	971.72	2801.6	1825.0	2.5831	6.2315
2.8	230.05	503.20	0.0012088	0.07139	990.48	2802.0	1811.5	2.6106	6.2104
3.0	233.84	506.99	0.0012163	0.06663	1008.4	2802.3	1793.9	2.6455	6.1837
3.5	242.54	515.69	0.0012345	0.05703	1049.8	2802.0	1752.2	2.7253	6.1228
4.0	250.33	523.48	0.0012521	0.04975	1087.4	2800.3	1712.9	2.7965	6.0685
4.5	257.41	530.56	0.0012691	0.04409	1122.1	2797.7	1675.6	2.8612	6.0191
5.0	263.91	537.06	0.0012858	0.03943	1154.5	2794.2	1639.7	2.9206	5.9735
5.5	269.93	543.08	0.0013023	0.03563	1184.9	2789.9	1605.0	2.9757	5.9309
6.0	275.55	548.70	0.0013187	0.03244	1213.7	2785.0	1571.3	3.0273	5.8908
6.5	280.82	553.97	0.0013350	0.02972	1241.1	2779.5	1538.4	3.0759	5.8527
7.0	285.79	558.94	0.0013513	0.02737	1267.4	2773.5	1506.0	3.1219	5.8162
7.5	290.50	563.65	0.0013677	0.02533	1292.7	2766.9	1474.2	3.1657	5.7811
8.0	294.97	568.12	0.0013842	0.02353	1317.1	2759.9	1442.8	3.2076	5.7471
9	303.31	576.46	0.0014179	0.02050	1363.7	2744.6	1380.9	3.2867	5.6820
10	310.96	584.11	0.0014526	0.01804	1408.0	2727.7	1319.7	3.3605	5.6199
11	318.05	591.20	0.0014887	0.01601	1450.6	2709.3	1258.7	3.4304	5.5595
12	324.65	597.80	0.0015268	0.01428	1491.8	2689.2	1197.4	3.4972	5.5002
13	330.83	603.98	0.0015672	0.01280	1532.0	2667.0	1135.0	3.5616	5.4408
14	336.64	609.79	0.0016106	0.01150	1571.6	2642.4	1070.7	3.6242	5.3903
15	342.13	615.28	0.0016579	0.01034	1611.0	2615.0	1004.0	3.6859	5.3478
16	347.33	620.48	0.0017103	0.009308	1650.5	2584.9	934.3	3.7471	5.2531
17	352.26	625.41	0.0017696	0.008371	1691.7	2551.6	859.9	3.8107	5.1855
18	356.96	630.11	0.0018399	0.007498	1734.8	2513.9	779.1	3.8765	5.1128
19	361.43	634.58	0.0019260	0.006678	1778.7	2470.6	692.0	3.9429	5.0332
20	365.70	638.85	0.0020370	0.005877	1826.5	2418.4	591.9	4.0149	4.9412
21	369.78	642.93	0.0022015	0.005023	1886.3	2347.6	461.3	4.1048	4.8223
22	373.69	646.84	0.0026714	0.003728	2011.1	2195.6	184.5	4.2347	4.5799
22.12	374.15	647.30	0.00317		2107.4		0.0	4.4429	

f. 炉内吹き込み蒸気

燃料噴霧に使用する蒸気であり，当該ボイラの発生水蒸気を用いる場合は次式による。

$$\text{吹き込み蒸気による熱損失} = \text{燃料 1 kg 当たりの吹き込み蒸気量} \times \{ (\text{排ガス温度における蒸気のエンタルピ}) - (\text{給水のエンタルピ}) \}$$

別系統の水蒸気を用いる場合は，基準として外気温度における蒸気のエンタルピ (600 kcal/kg) をとり，入熱及び出熱にそれぞれの状態のエンタルピで計上する。

g. 不完全燃焼ガスによる熱損失

次式による。

$$\text{熱損失} = 30.5 \{ G_o + (m-1) A_o \} (CO) \text{ kcal/kg} (m^3_N) \text{ Fuel}$$

ただし (CO) は，乾き排ガス中の一酸化炭素含有量%

h. 燃えがら中の未燃分による熱損失

未燃炭素分(c)%は，次式により求める。

$$c = au / (100 - u)$$

ここで，a：使用燃料中の灰分%

u：燃えがら中の平均未燃炭素分%

熱損失は  $81 c \text{ kcal/kg Fuel}$  となる。

i. 放散熱による熱損失

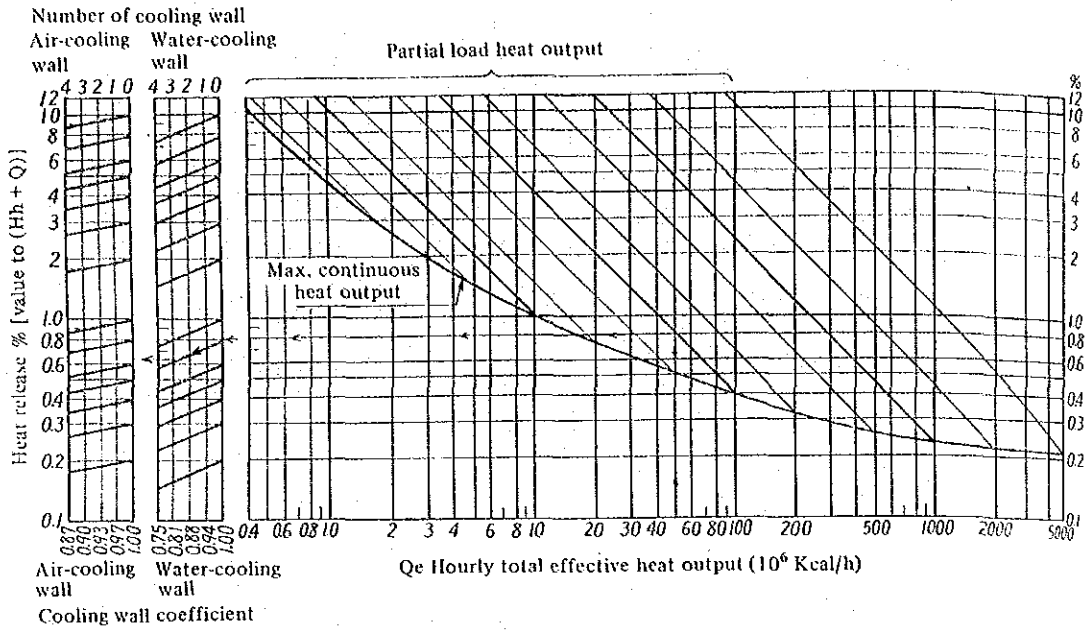
各部の放散熱を実測して求めてもよいが，日本工業規格では燃料発熱量に放散熱損失%を乗じて熱損失としている。

熱損失率の日安としては，次の数字が示されている。

Table III-7-12 Radiant heat loss

Boiler capacity t/h	5	10	50	100	500	1000
Radiant heat loss %	2.0	1.4	0.8	0.5	0.3	0.2

参考までに ASME (American Society of Mechanical Engineering) Power Test Code に示されている線図を Fig III-7-10 に示す。この図は熱放散面と外気温との差が 28℃で，その面上の空気速度が 0.5 m/s のときの図であり，他の条件のときは Fig III-7-11 の倍数により補正する。また，この図は高発熱量に対するものなので，低発熱量に対しては  $H_h / H_l$  倍しなければならない。



(The figure shows the case that the temperature difference between the heat release surface and the ambient air is 28°C and the wind velocity on the heat release surface is 0.5 m/s. Correction multiples in other condition are based on it of Fig. III-7-11.)

Note: So far as a water-cooling wall occupies 1/3 or more of the projected area in a combustion chamber, reduction of heat loss is permitted to be done. For an air-cooling wall, the reduction of heat loss should be restricted to a case of utilization to combustion of the cooling air.

Example: In a boiler having the maximum continuous load of  $100 \times 10^6$  Kcal/h, when the partial load is  $5 \times 10^6$  Kcal/h and the number of water-cooling wall is 3, the heat loss rate results in 0.65%.

Fig. III-7-10 Heat loss chart (From ABMA chart in Power Test Code of ASME)

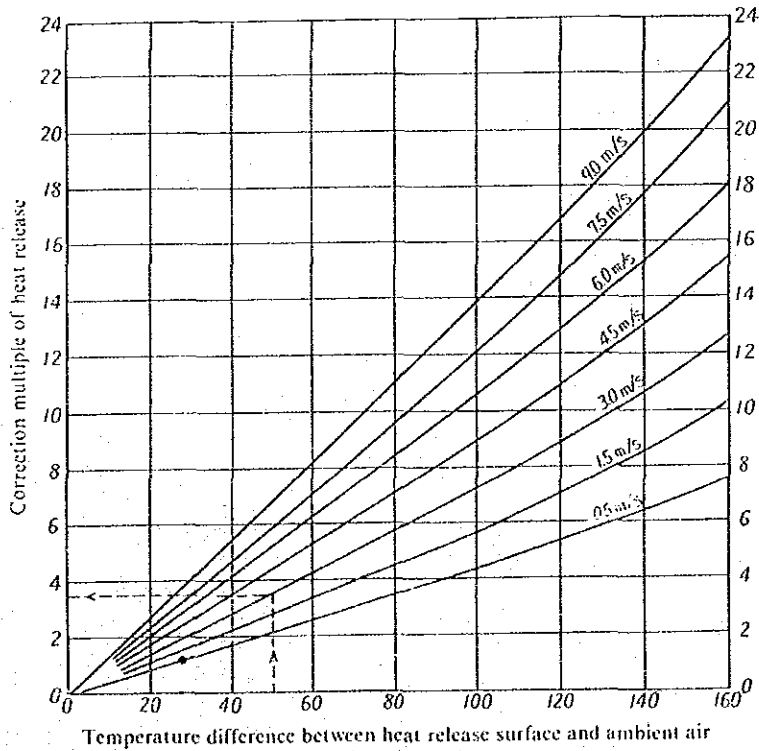


Fig. III-7-11 Correction multiple of temperature difference and air velocity to Fig. III-7-10

j. その他の熱損失  
誤差項である。

### 1.5 ボイラの性能表示

ボイラ効率の表わし方は、Table III-7-8のように有効出熱の全入熱に対する割合で示す入出熱法と、熱損失率を差し引く熱損失法があるが、後者は10 t/h以上のボイラに適用することとなっている。

ボイラ性能を示すものとして、換算蒸発倍数がよく使われる。

$$\text{換算蒸発倍数} = \frac{\text{換算蒸発量}}{\text{燃料使用量}} \text{ kg蒸気 / kg (m}^3\text{N) Fuel}$$

同一ボイラで、蒸気圧やその他の条件がほぼ一定の時には、実際蒸発量のままで換算せず蒸発倍数を求め、日常管理の目安として用いることが多い。

その他、換算蒸発量を伝熱面積(エコノマイザー、過熱器を除く)で除した伝熱面蒸発率(kg/m<sup>2</sup>h)、又は全入熱量を燃焼室容積で除した燃焼室熱発生率(kcal/m<sup>3</sup>h)で性能を示す場合もある。

### 1.6 設備段階での配慮

#### 1.6.1 CO-generation

蒸気を加熱に利用する場合、加熱温度はほとんどが200℃以下であり、蒸気の温度もその程度である。一方、燃料を燃焼させたときの火炎温度は千数百度に達するが、その温度と蒸気温度の間の温度差は有効に利用されていない。

熱を仕事に交換する熱機関の基本はカルノーサイクルである。作動流体が高温熱源から温度T<sub>1</sub>Kで熱を受け、低温熱源に温度T<sub>2</sub>Kで熱を捨てることによってサイクルを完結し有効仕事を発生するとき、カルノーサイクルの理論効率は次の式で表わされる。

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

従って、T<sub>1</sub>を高くとるほど効率が高くなる。

CO-generationは、燃料を燃焼させたときの高温を利用して仕事(電力)をとり、その後の排熱を熱として利用しようとするものであり(Fig III-7-12参照)、次のようないろいろな方式が考えられる。

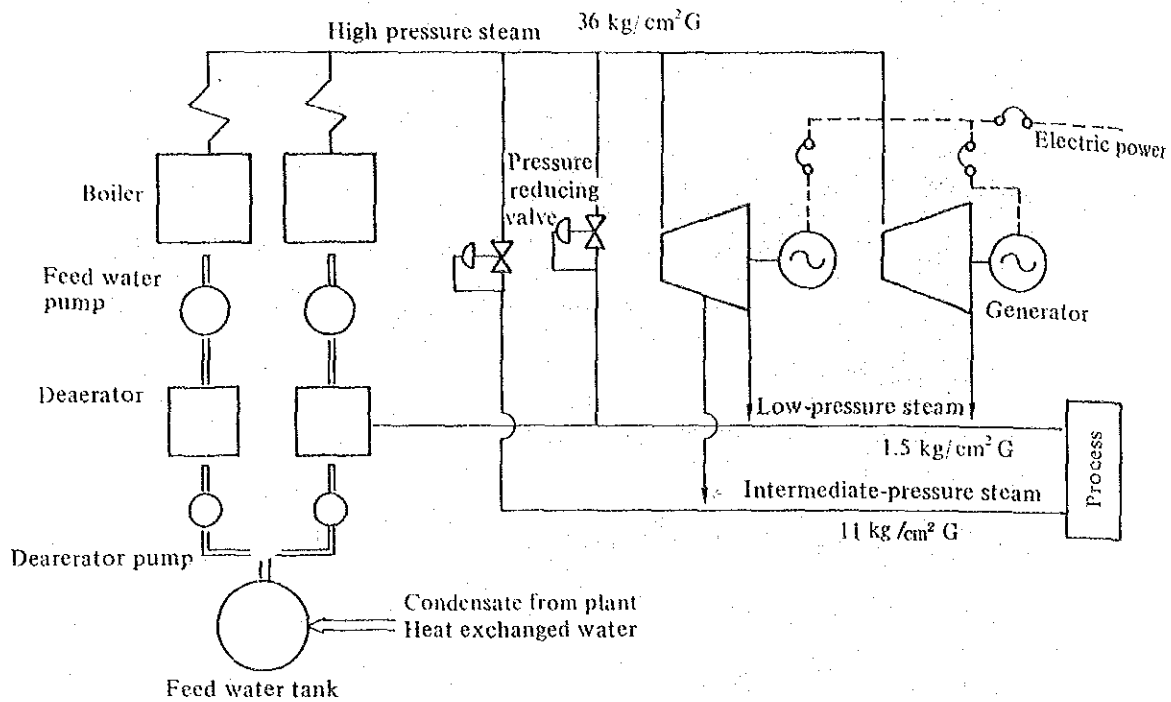


Fig. III-7-12

- (1) (ガスタービン発電) + (スチームタービン発電)
- (2) (ディーゼル又はガスエンジン発電) + (温水供給)
- (3) (高圧スチームタービン発電) + (加熱用スチーム供給)

蒸気消費型の工場においては、最後の型のものが多く、石油精製工場、紙・パルプ工場、化学工場等において広く用いられている。蒸気圧は効率の点から  $30 \text{ kg/cm}^2$  以上が望ましく、 $100 \text{ kg/cm}^2$  級がほとんどであり、容量も  $50 \text{ t/h}$  以上のものが多い。しかし、エネルギー価格の高騰に伴って、より低圧低容量のものでも経済性が向上し減圧弁の代りに発電機を挿入する例が増えている。

### 1.6.2 蒸気需要変動への対処

短時間に蒸気需要が大きく変動する場合や昼夜間の蒸気需要の差が大きいときは、平均負荷に比べて過大なボイラを設置しなければならず、また負荷変動時の黒煙発生を防ぐため、空気比も高目に保たなければならなくなる。

これらによるボイラ効率の低下を防ぐには、製造工程の調整を行って、できるだけ需要の平滑化を図るとともに、設備的には次のような対策をとる。

その一つは、スチームアキュムレーターを設置し、余剰蒸気を蓄積し、不足時に使用する方法である (Fig III-7-13 参照)。ボイラ設置時からアキュムレータ

と組み合わせれば、ボイラは平均負荷に近い容量のものを設置すれば足りることになる。

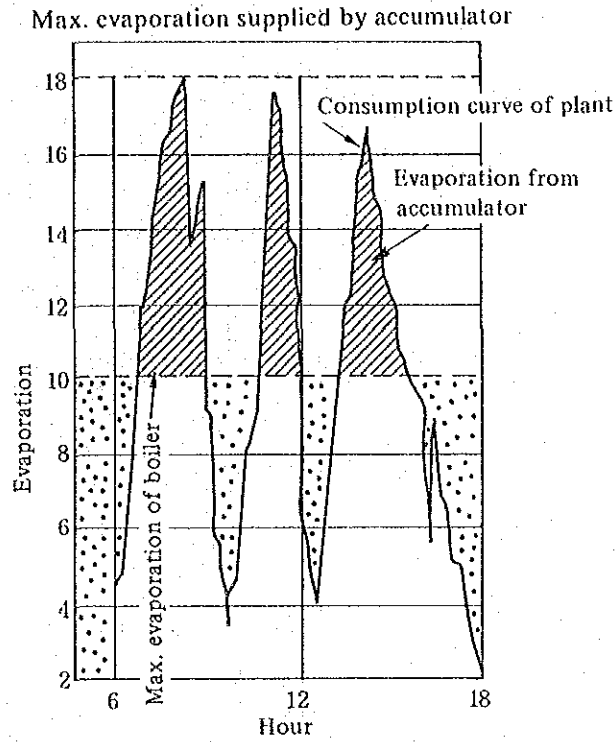


Fig. III-7-13

もう一つの方法は、起動の早い小型の貫流ボイラを複数基設置し、負荷に応じて自動的に台数制御を行う方法である ( Fig III-7-14 参照 )。 単独の場合に比べて低負荷時の効率が向上するので ( Fig III-7-15 参照 )、起動停止による損失増をカバーして全体としての省エネルギーを図ることができる。

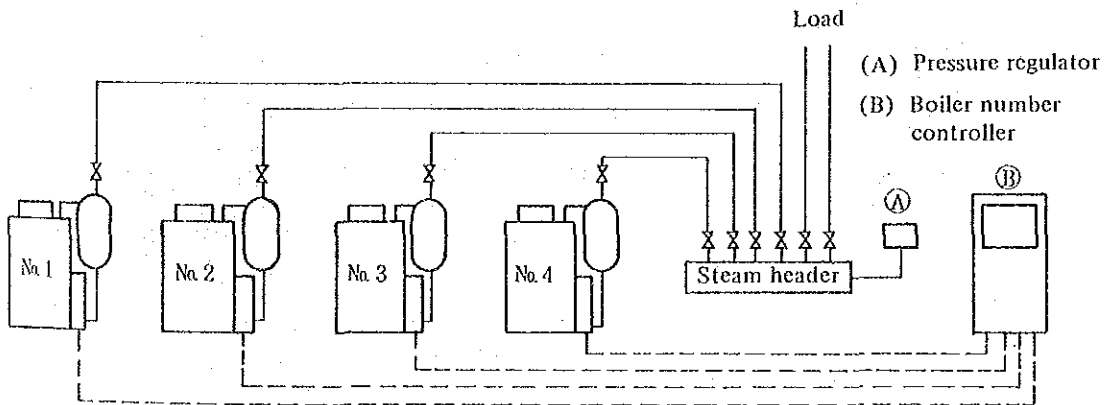


Fig. III-7-14

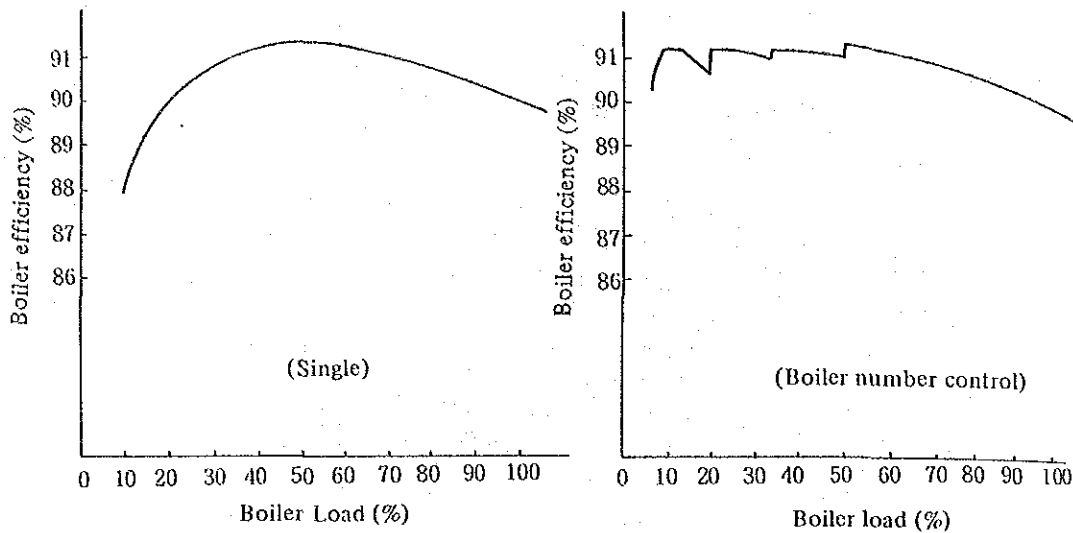


Fig. III-7-15

### 1.6.3 適正な容量のボイラ設置

過大なボイラを設置することは単に設備費が高くなるだけでなく、使用量に比べて相対的に起動時間が長く、放熱量も多いことになる。更にON-OFFの回数が多くなると、その際のパージによる排ガス損失が多くなる。高・低燃焼切り替え式の場合も高燃焼時に適正空気比となっても低燃焼時には空気比が高目になることが多い。

ボイラを設置する際は、できるだけ蒸気使用の節減と変動の抑制を図り、適正容量のものを設置するようにしなければならない。

また、現有ボイラの容量が過大になり、低燃焼の時間が長い場合はバーナを小容量のものに交換した方がよい。

## 1.7 ボイラの省エネルギー対策

ボイラの省エネルギー項目は、Fig III-7-16に示す特性要因図のように多岐にわたるが、この中で重要な点について以下に述べる。

### 1.7.1 空気比

ボイラの熱損失の中で最も大きいのは排ガス損失である。(Fig III-7-17参照)。その排ガス損失は排ガス量と排ガス温度で決まるが、排ガス量を最小にするためには適正な空気比に保つ必要がある。

空気比を適正化するために留意すべき点は以下のとおりである。

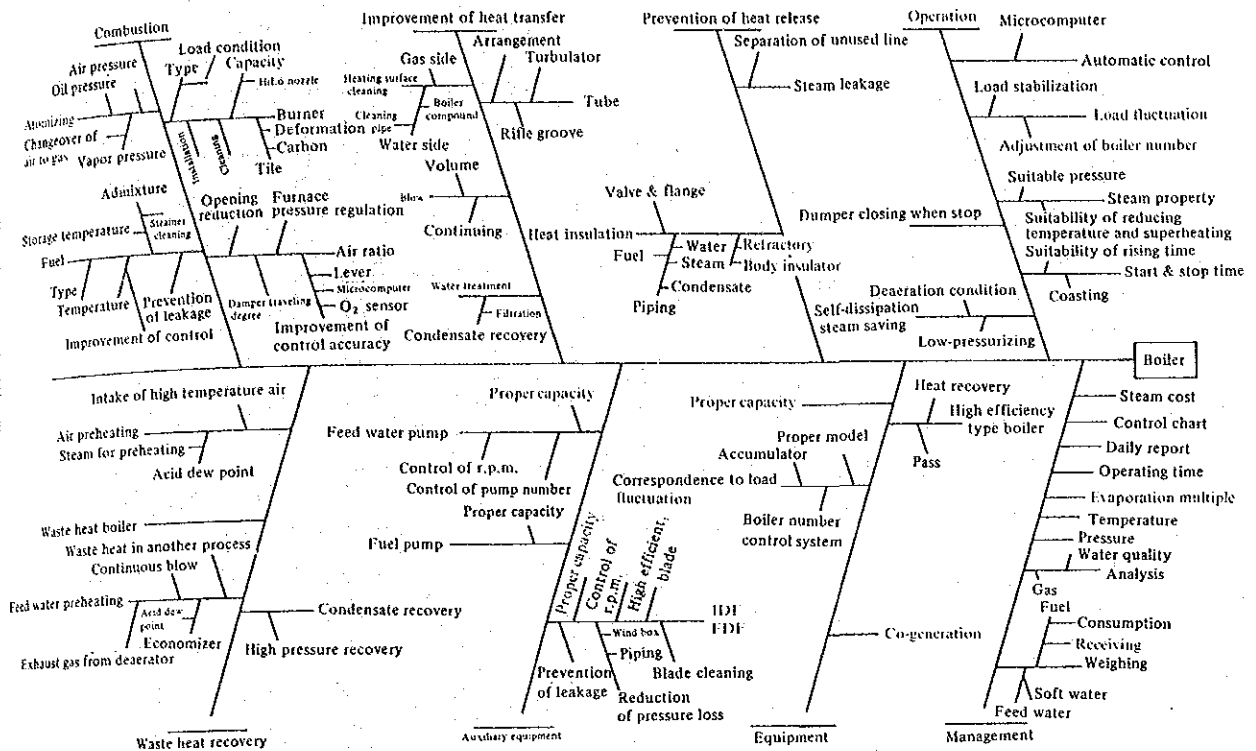
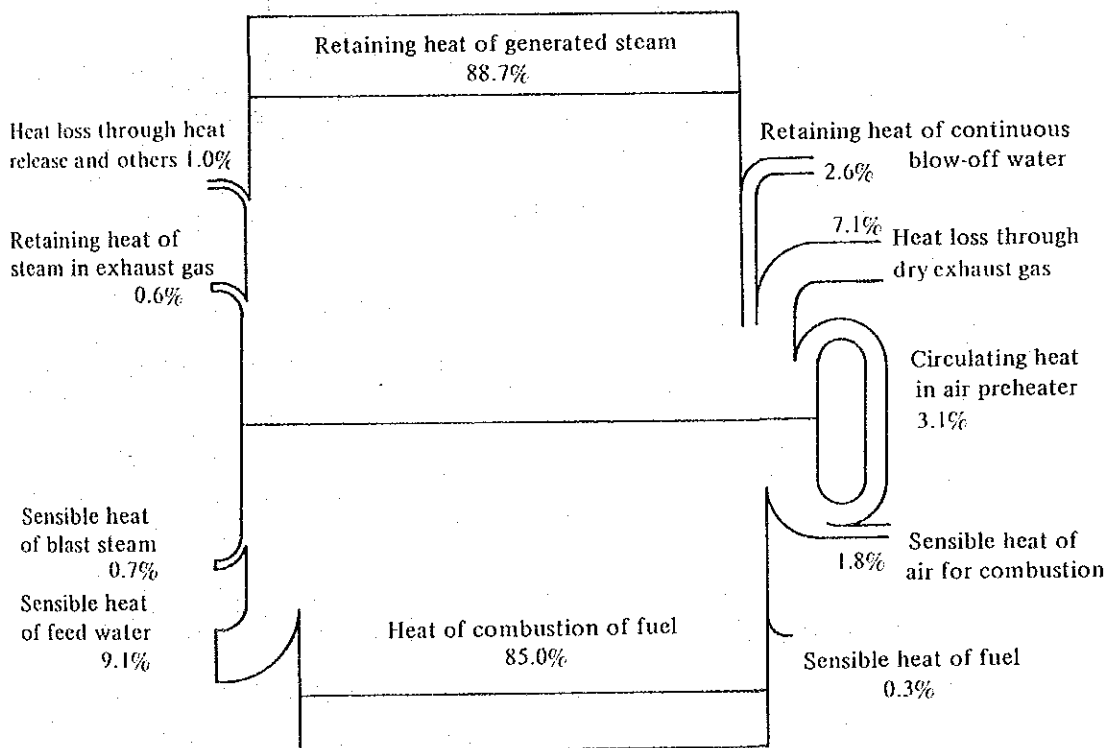


Fig. III-7-16 Energy conservation items of boiler



$$\text{Evaporation multiple} = \frac{13.67 \text{ kg}}{1 \text{ kg} \times 0.93 \text{ kg/lit.}} \times 1000 = 14.7 \text{ ton/k}.$$

Fig. III-7-17 Example of 20 T/H boiler heat balance



(1) 燃料油温度の適正維持

燃料油の粘度が 20 ~ 45 cst の範囲に入るよう、重油では 80 - 100 °C に予熱する ( Fig III - 7 - 18 参照 )。

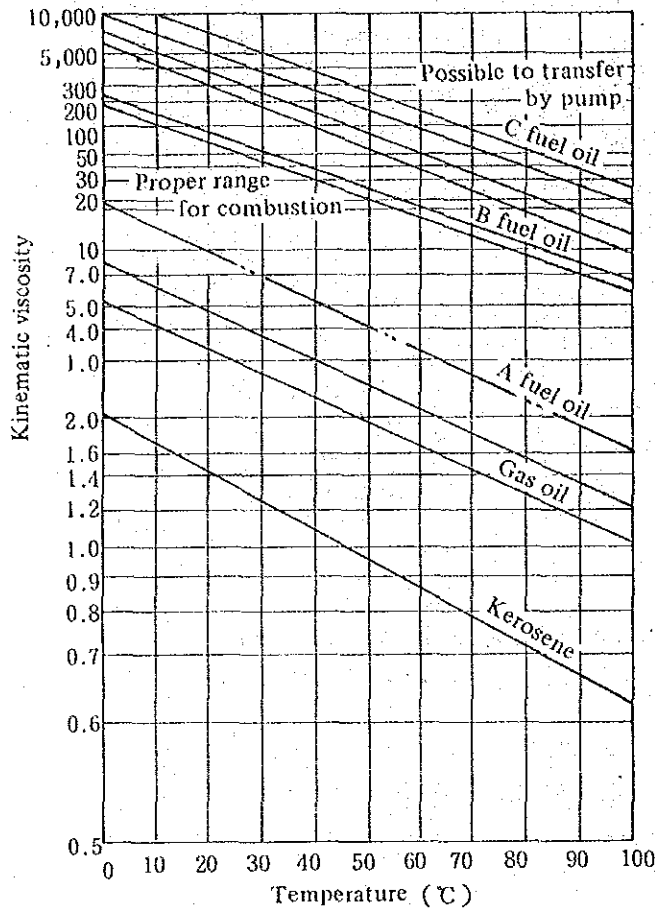


Fig. III-7-18

(2) バーナの点検・整備

- オイルストレーナの詰まり
- 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

(3) アトマイズ用蒸気圧等の維持

良好なアトマイズが行われるよう、蒸気圧、空気圧又は油圧をメーカー指示値に維持する。オイルバーナの特性は Table III - 7 - 13 を参考にするとよい。

(4) 侵入空気の防止

炉内圧を適正に維持し、開口部面積を小さくし空気侵入を防ぐ。

Table III-7-13 Characteristics and application of oil burner

		Low pressure air system		High pressure atomizing system		Oil pressure system		Rotary burner
		Interlocking type	Non-interlocking type	Internal mixing type	External mixing type	Return oil type	Non-return oil type	
Fuel oil amount	l/h	1.5~120	4~180	10~5,000	10~600	50~10,000	50~10,000	10~300
Oil pressure	kg/cm <sup>2</sup>	0.4~1	0.1~0.3	2~9	0.2~1	5~40	5~70	0.5~10
Atomizing pressure	kg/cm <sup>2</sup> (mmH <sub>2</sub> O)	mmH <sub>2</sub> O (400~2,000)	mmH <sub>2</sub> O (400~2,000)	3~10kg/cm <sup>2</sup>	2~8kg/cm <sup>2</sup>	—	—	1~3 kg/cm <sup>2</sup>
Atomizing medium amount	A Nm <sup>3</sup> /kg S kg/kg	2~3 m <sup>3</sup> /kg	1~3 m <sup>3</sup> /kg	A 0.2 m <sup>3</sup> /kg S 0.25 kg/kg	A 0.26 m <sup>3</sup> /kg S 0.33 kg/kg	—	—	
Atomizing medium		Air	Air	Air or steam	Air or steam			Air, rotation of cup
Combustion air pressure	mmH <sub>2</sub> O	400~2,000	100~2,000	0~250	0~50	100	100	0~100
Combustion regulation range		4~6:1	4~8:1	8:1	6:1	3:1	3:1	2~10:1
Flame characteristic		Short flame	Slightly short flame, Long flame	Short flame, Long flame	Slightly long flame	Short flame	Short flame	Short flame
Merit		Possible for proportional control by one lever. Low cost of installation and operation	Easy handling. Same as left	Good atomizing. Small clogging	Same as left	Low combustion noise. Low cost of operation	Same as left	Low cost, Easy handling
Weakness		Blower required	Same as left	Power cost required	Power cost required	Not respond to load fluctuation. High pressure pump required	Same as left	Result in large size
Boiler application	Flue smoke tube	○	○	○	○	○	○	○
	One-through			○	○	○	○	
	Vertical	○	○		○			○
	Water-tube	○		○	○	○	○	○

(5) 空気量調節

空気比が適正であるかどうかは排ガス中の酸素分析により確認できるが、日常管理では、炎や煙の状況を観察して調節しなければならない。煙突から出る煙を観察しながら空気量を調節し、かすかな黒煙を発生する状態より少し多目に空気を入れるようにする。

重油や灯油を燃焼している場合、正面のノズキ窓から炎をみると、炎の中心はやや黒っぽく、そのまわりにまぶしく輝く炎が安定した形で存在するときは適正空気比に近い。

空気量が適正值より少なめになると、炎の先端付近が黒みを帯び、ススが発生するようになる。

一方、空気が過剰のときは火炎が極端に短くなり、枝状の炎が激しく動揺する。炎の色も白色に近い黄色になる。

(6) 自動制御

最も簡単な方法は、燃料調節弁と空気ダンパとを機械的に連結し、このレバーを自動燃焼装置のコントロールモータによって駆動する方法である。しかし、この方法では運転中に空気比の設定変更を行うことが困難であり、低負荷時でも黒煙を発

生しないよう空気比を高目に設定しがちである。

このため、この方式に一部改良を加えたものがある。

Fig III-7-19 に示す例は、リンク機構の中に比率設定器を組み込み、排ガスのO<sub>2</sub>分析値をフィードバックし、空気ダンパを微調整してO<sub>2</sub>設定値に合わせるようにしている。

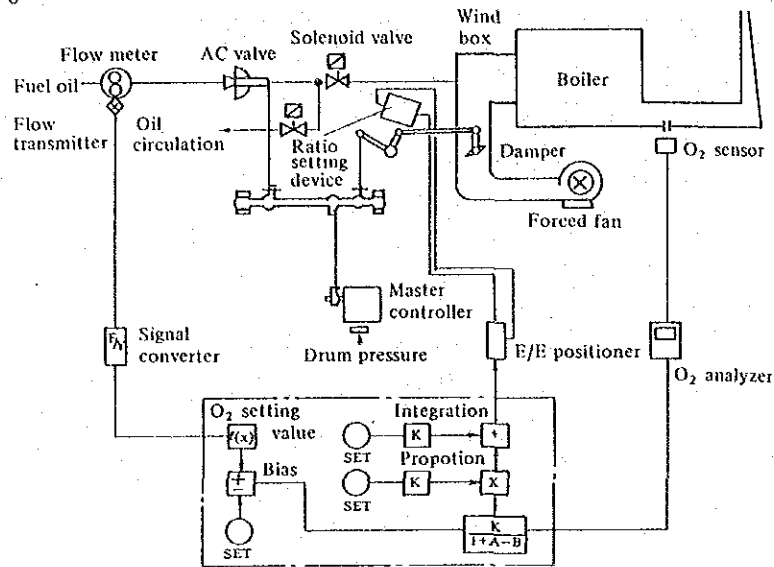


Fig. III-7-19

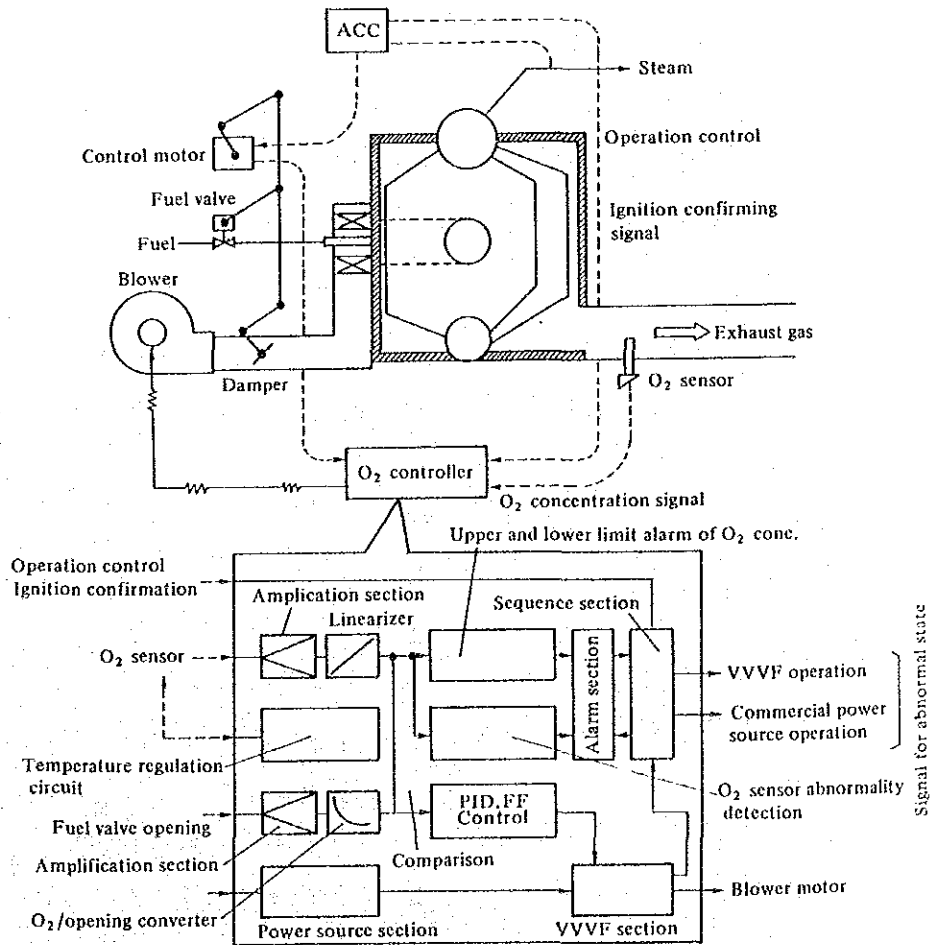


Fig. III-7-20

Fig III-7-20 に示す例は、リンク機構の働らきはそのまま残し、それに送風機の回転数制御を付け加えて、排ガス中の $O_2$ 濃度を負荷に応じた設定値に合わせるようにしたものである。

ボイラ容量が大きいものでは、燃料及び空気のそれぞれに流量調節計を取り付け蒸気圧力信号により Fig III-7-21 に示すように並列、又は直列カスケード制御を行う。

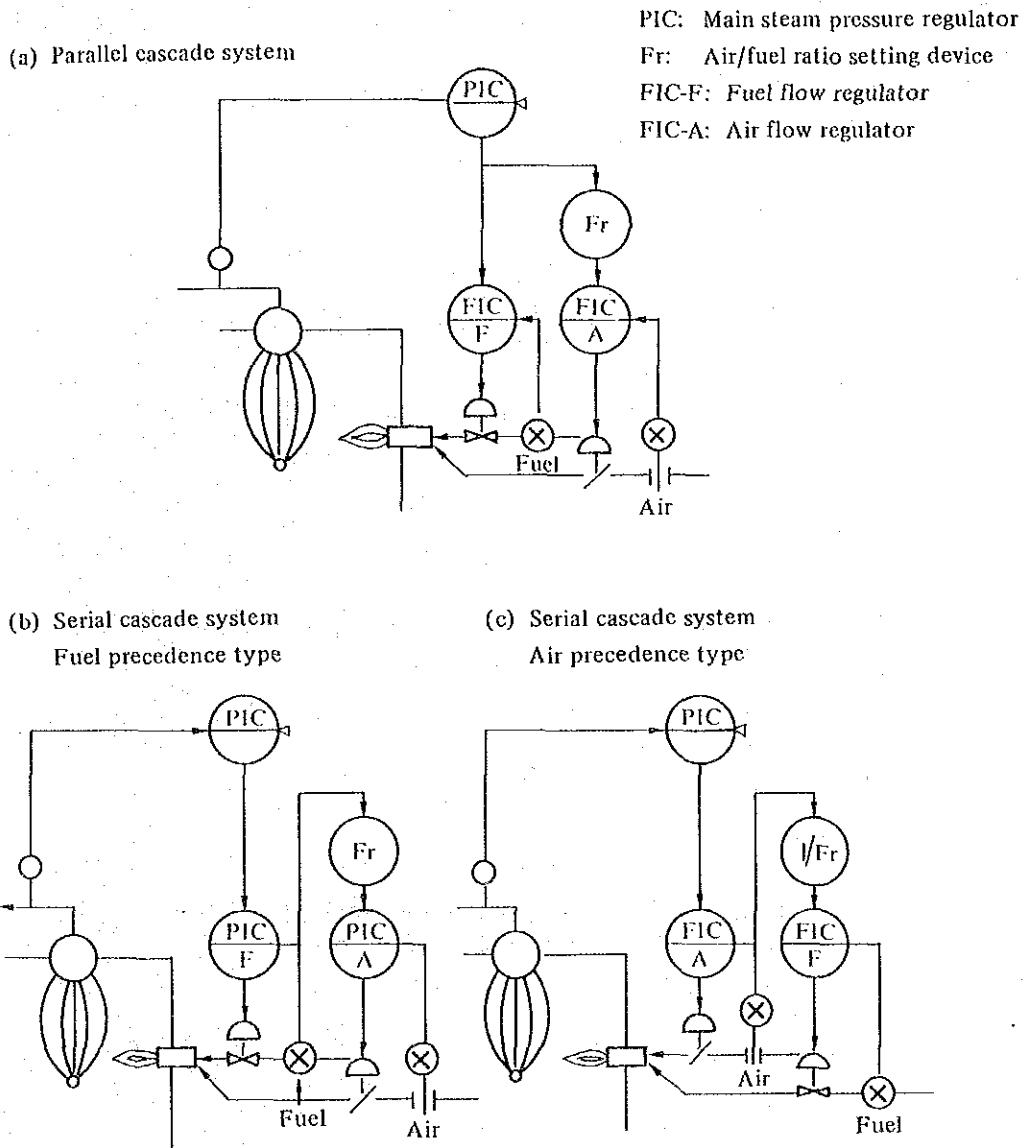


Fig. III-7-21 Basic combustion control system

これらの制御は安定負荷時には問題がないが、負荷増加時には空気先行で、負荷減少時には燃料先行で、燃料、空気を増減することによって黒煙発生を防止するような機能を持っていない。従って、負荷変動時にも黒煙を発生しないよう高目の空気比に設定しておかなければならない問題点がある。

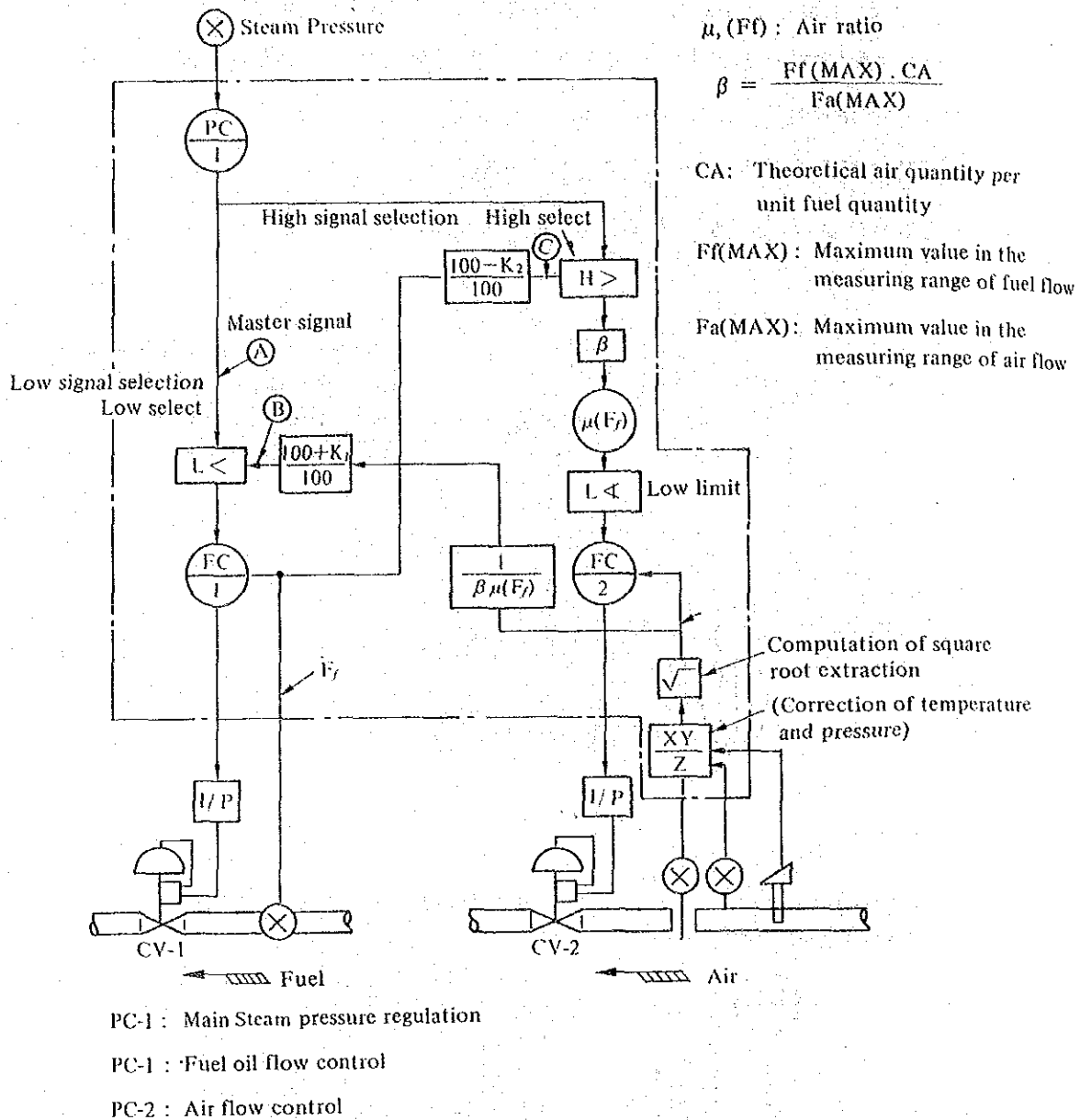


Fig. III-7-22 Block diagram of single cross limit combustion control system

Fig III-7-22はこの欠点を解消するため、燃料及び空気の流量設定をする際に、互に他の実際流量と適合するかをチェックするようにクロスリミットをかけたものである。すなわち、燃料については蒸気圧力計からくるマスター信号と、実際空気流量から演算により求めた発煙限界燃料量信号とを比較し、その小さい方の値に燃料値を設定する。空気側はこの逆に、マスター信号と燃料流量から求まる発煙限界空気量信号との大きい方の値に空気量を設定する。このようにして負荷増加時は空気先行型、負荷減少時には燃料先行型の制御を行うので、空気比の余裕を大きくとらなくてもすむことになる。

しかし、この方法でも、負荷急減時には空気比が一時的に高くなるので、空気比の上・下制限機構を組み込んだものもある。

更に、燃料組成が変動するような場合には、排ガス中のO<sub>2</sub>を分析し、その信号を空気流量調節計に入れて補正するようにして、より厳密な制御を行う例もある。

(7) 空気比判断基準

空気比は燃料種別、負荷率、制御装置の構成などによって左右されるので、標準の設定に当たっては、その点を考慮しなければならない。参考までに日本の判断基準の値を Table III-7-14 に示す。

Table III-7-14 Standard air ratio of boiler

Division	Load rate (%)	Standard air ratio				
		Solid fuel	Liquid fuel	Gas fuel	Blast furnace gas and other byproduced gas	
For electric industry	75 ~ 100	1.2 ~ 1.3	1.05 ~ 1.1	1.05 ~ 1.1	1.2	
Others	Evaporation: more than 30 t/h.	75 ~ 100	1.2 ~ 1.3	1.1 ~ 1.2	1.1 ~ 1.2	1.3
	Evaporation: 10 to 30 t/h	75 ~ 100	—	1.2 ~ 1.3	1.2 ~ 1.3	—
	Evaporation: Less than 10 t/h	75 ~ 100	—	1.3	1.3	—

この値は、表の負荷率の範囲で定常操業を行っているときの測定値について定められたものである。また、固体燃料については H<sub>h</sub> ≥ 5,000 kcal/kg の微粉炭の場合としている。

Fig III-7-23 は省エネルギーセンターが行った日本のボイラの調査結果である。判断基準に示されている数字が最頻値に当たっている。

タイ王国のボイラについては、Fig III-7-24 (第1次~3次調査要約報告書) に示すような分布となっている。業種毎に差の出る性格のものではなく、また容量はいずれも 30 t/h 以下であったので、今後データ数が増えるまでは能力、業種の区分をつけず一律の標準設定にすることを提案する。

液体燃料については、分布の最頻値である 1.3 を基準とする。固体燃料については、n 数が少なく分布が求まらなかったが、さし当り 1.5 を基準とする。

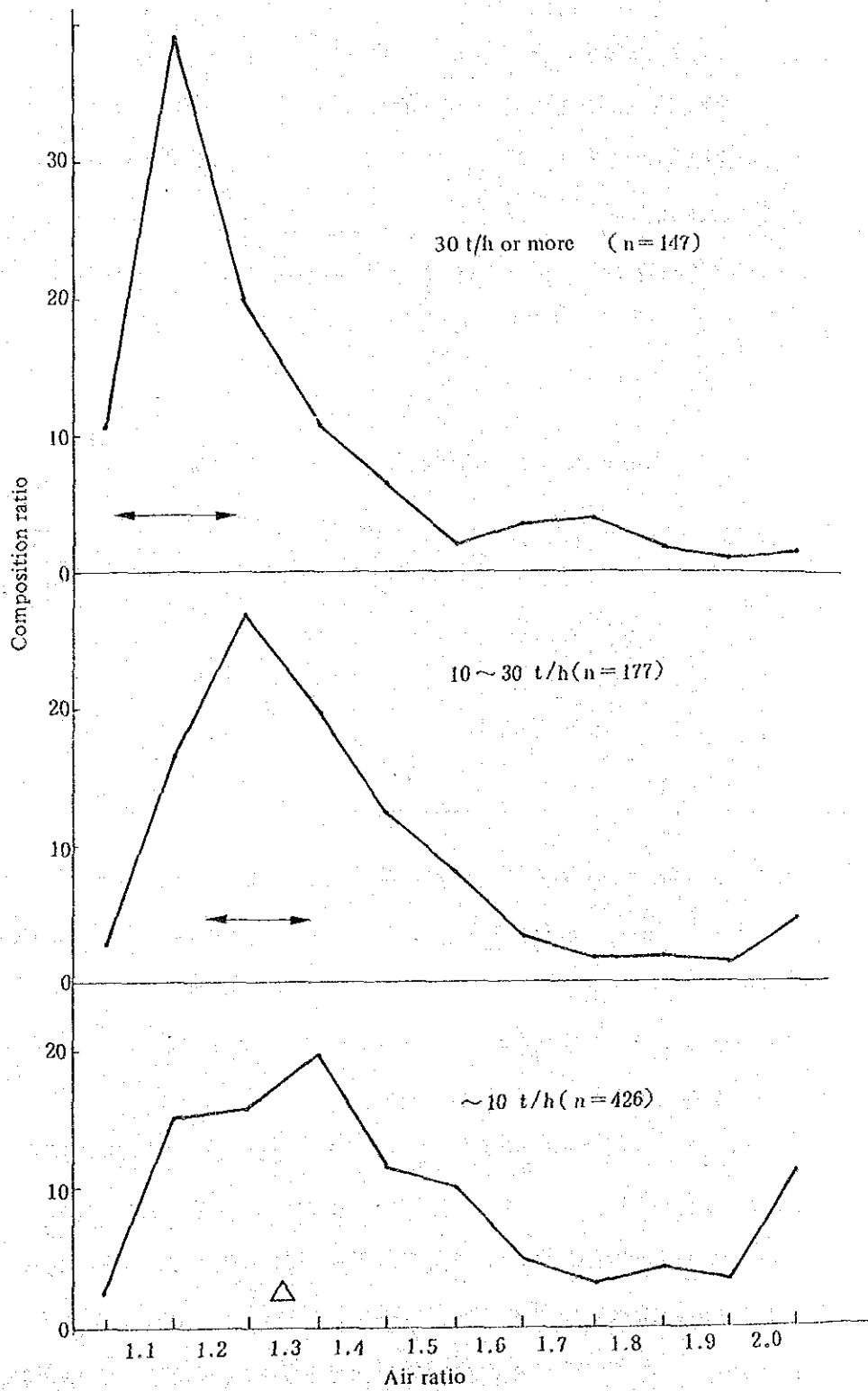


Fig. III-7-23 Boiler air ratio distribution example (1979)

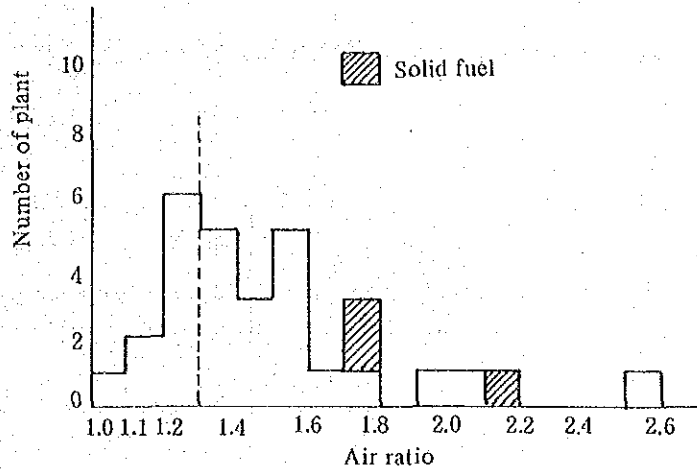


Fig. III-7-24 Boiler air ratio distribution

1.7.2 排ガス温度

(i) 伝熱改善

ススやスケールの熱伝導率は組成や、付着状態によっても異なるが、Table III-7-15に示すように軟鋼の場合の1/100ないし1/1,000に過ぎない。従って、これらが付着することは伝熱面に断熱を施したのと同様で著しくボイラの熱効率を低下せしめる ( Fig III-7-25 及び Fig III-7-26 参照 )。

Table III-7-15 Thermal conductivity of scale and other substance

Scale and other substance	Thermal conductivity (kcal/mh°C)
Soot	0.06 ~ 0.1
Oily matter	0.1
Scale as main component of silicate	0.2 ~ 0.4
Scale as main component of carbonate	0.4 ~ 0.6
Scale as main component of sulfate	0.6 ~ 2
Mild steel	40 ~ 60

スケールによる障害を避けるためには、1.2.3の(3)で述べたように、水処理及びブローを正しく実施すること、及び定期的な掃除が必要である。

水側伝熱面の掃除は、水処理の程度にもよるが通常年に1回、ブラシ等による手掃除かインヒビターを加えた酸による化学洗浄により行う。

ガス側伝熱面については、1~3ヵ月毎にブラシにより掃除を行う。その期間内であっても、排ガス温度が掃除直後に比べて30℃程度高くなったときは掃除を行う必要がある。



能力に余裕のある炉筒煙管ボイラでは煙管内に特殊鋼製の曲板(タブレター)を挿入し、ガス流れに乱流を起こして境膜の熱伝達を改善することも行われる(1.7.7(3)参照)。

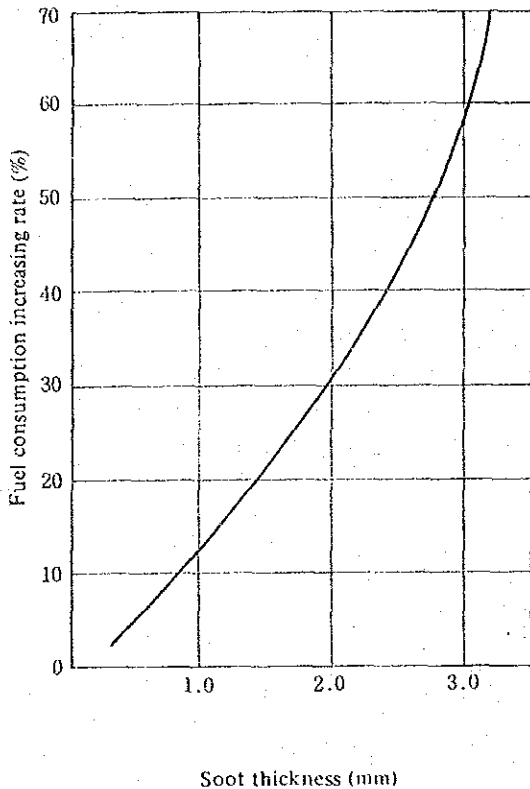


Fig. III-7-25  
Example of fuel loss due to soot on heating surface

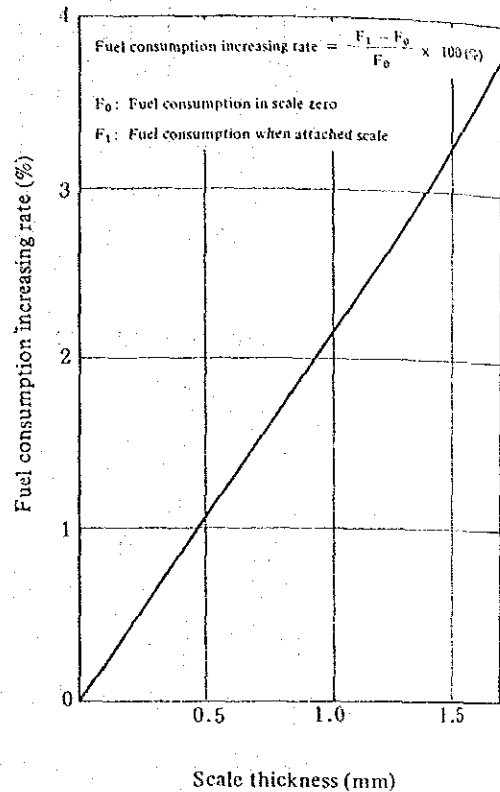


Fig. III-7-26  
Example of relation between scale thickness and fuel loss

(2) 排ガス排熱回収

ボイラにおいては空気比を適正に保ち、伝熱面の汚れを少なくして、排ガス温度が上昇しないようにすることが基本であるが、なお排ガス温度が高い場合は、排ガスの排熱を回収して、給水や燃焼用空気を予熱し、全体としての熱効率を高めるようにする。一般的に大型のボイラでは、空気予熱器と給水予熱器の両方を備えている場合が多く、中小型ボイラではそのいずれかを備えている場合が多い。

排ガス排熱回収に当たって留意しなければならないのは、排ガス中の硫酸ミストによる低温腐食である。

硫黄を含む燃料を燃焼するとSO<sub>2</sub>が生成し、その一部はSO<sub>3</sub>に転化する。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<sub>3</sub>と水とが反応して高濃度の硫酸(H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>)を生成し、熱交換器やダクトを腐食する

よくなる。

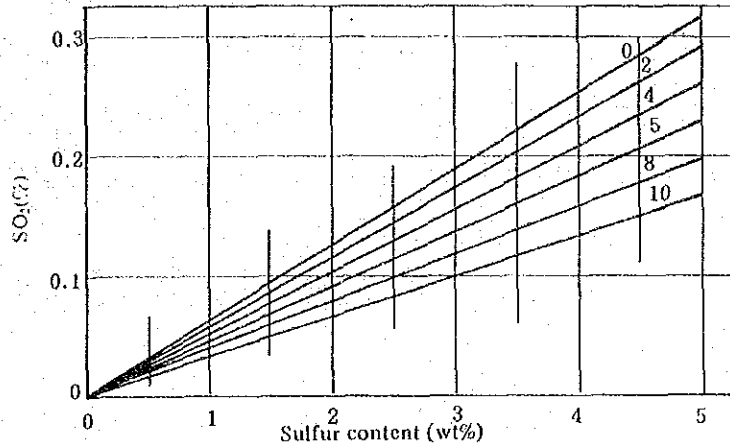


Fig. III-7-27 Relation between sulfur content in fuel and SO<sub>2</sub> content in fuel gas

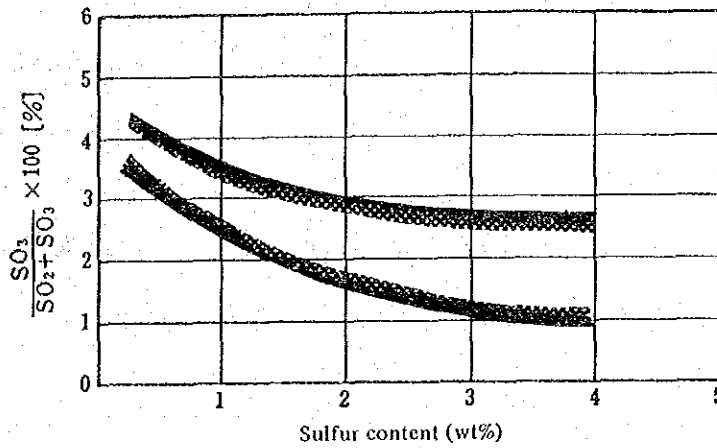


Fig. III-7-28 Relation between sulfur content in fuel and conversion ratio from SO<sub>2</sub> to SO<sub>3</sub>

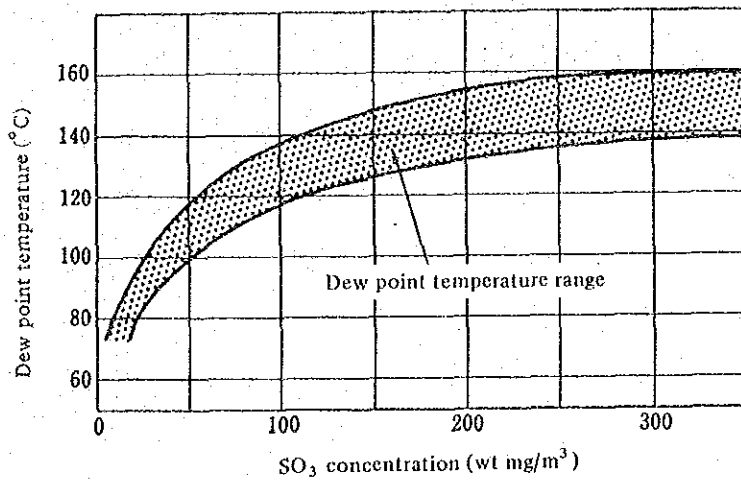


Fig. III-7-29 Relation between SO<sub>3</sub> concentration in exhaust gas and dew point temperature

Fig III-7-27 に燃料中硫黄含有量と排ガス中SO<sub>2</sub>%の関係を、Fig III-7-28 に、このSO<sub>2</sub>からSO<sub>3</sub>へ転化する割合を、Fig III-7-29 にSO<sub>3</sub>濃度と酸露点の関係を示す。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度を保つ必要がある。

この障害を避けるため熱交換器の材料としてガラス管や、鉛被覆管を使う例も出ている。また、熱勘定の項のFig III-7-7に見られるように、空気予熱器に入る空気を予め外部熱源で予熱し、排ガス温度が余り下り過ぎないように対策をとる場合もある。

排熱回収によって給水温度が上がることは直接入熱の増加になるほか、ドラム内のボイラ水との温度差が小さくなって、ドラムに発生する熱応力が小さくなる利点もある。

空気予熱による燃料の節減率は次のようになる。

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 : 有効熱および固定的に必要な熱量 = F - Q	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、

$$\frac{X}{H_A} \quad \text{kg Fuel/h}$$

空気を予熱するとき、

$$\frac{X}{H_B} = \frac{X}{H_A + P} \quad \text{kg Fuel/h}$$

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-7-30 に示す。

空気を予熱すると、持ち込む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。

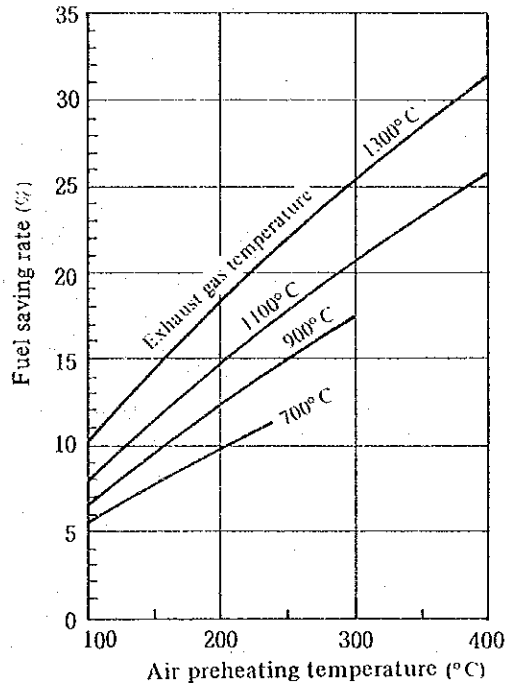


Fig. III-7-30 Fuel saving rate due to air preheating

一方、空気予熱を行う場合は火炎温度の上昇によるNO<sub>x</sub>発生量の増加、バーナの耐熱性に注意しなければならない。

また、エコマイザの設置を計画する際は、コンデンセート回収、連続ブローからの熱回収、太陽熱や他のプロセスの排熱利用などによる給水予熱効果と総合的に比較検討することを忘れてはならない。他の熱源により、すでに給水温度がある程度上昇している場合は、エコマイザの経済性が低くなる場合もあり得る。

(3) 排ガス温度判断基準

ボイラの熱効率は工業炉に比べて一般的に高く、排ガス温度も相対的に低い。その中でも、大型ボイラについては経済的にも排熱回収設備を取り付けやすい条件にあり、排ガス温度が低い。また、気体燃料の場合は一般的に低硫黄であり、排ガス温度の低い点までの熱回収が可能である。

日本の排ガス温度判断基準では、これらの点を勘案して Table III-7-16 に示すように能力別、燃料別に排ガス温度の標準を定めている。

Table III-7-16 Standard exhaust gas temperature of boiler

Division	Standard exhaust gas temperature (°C)				
	Solid fuel	Liquid fuel	Gas fuel	Blast furnace gas and other byproduced gas	
For electric industry	145	145	110	200	
Others	Evaporation; More than 30 t/h	200	200	170	200
	Evaporation: 10 to 30 t/h	—	200	170	—
	Evaporation: Less than 10 t/h	—	320	300	—

この標準値は、定期整備後、外気温度 20 °C、負荷率 100 % の条件での温度である。ただし、蒸発量が 10 ~ 30 t/h のボイラのうち既設のもので排熱回収設備のついていないものについては、10 t/h 以下のものと同じ数値としている。

省エネルギーセンターが調査した日本における実績は Fig III-7-31 に示すようになっていて、最頻値が既に判断基準の数値を下回っている。なお欄外の数値は排熱回収設備の設置状況で、30 t/h 以上のボイラについて空気予熱器とエコノマイザの両方を備えたものが半数以上あり、小型のものでは空気予熱器のみのものが最も多い。いずれもまったく排熱回収設備を備えていないのは 3 % 程度に過ぎない。

タイ王国の診断工場における実績は Fig III-7-32 に示すようになっていて、この値は伝熱面掃除直後でもなく、負荷 100 % の状態に合わせたものでもないので、厳密な比較には使用できないことに注意されたい。

タイ王国の場合、低硫黄燃料が使用されていないこと、最頻値が 250 °C 辺にあることから、当面基準値は 250 °C とすることを提案する。

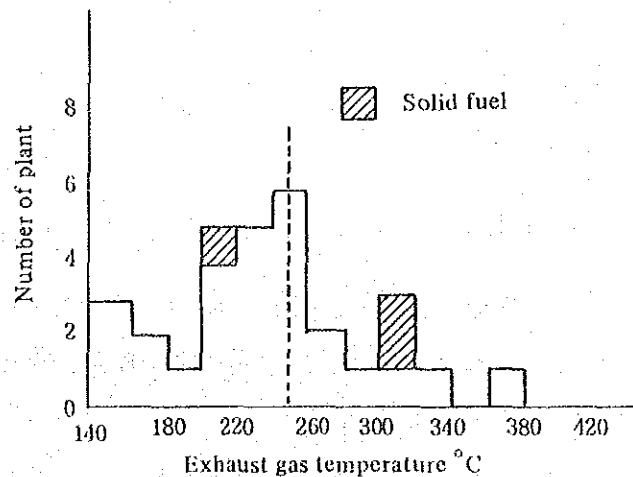


Fig. III-7-32 Boiler exhaust gas temperature

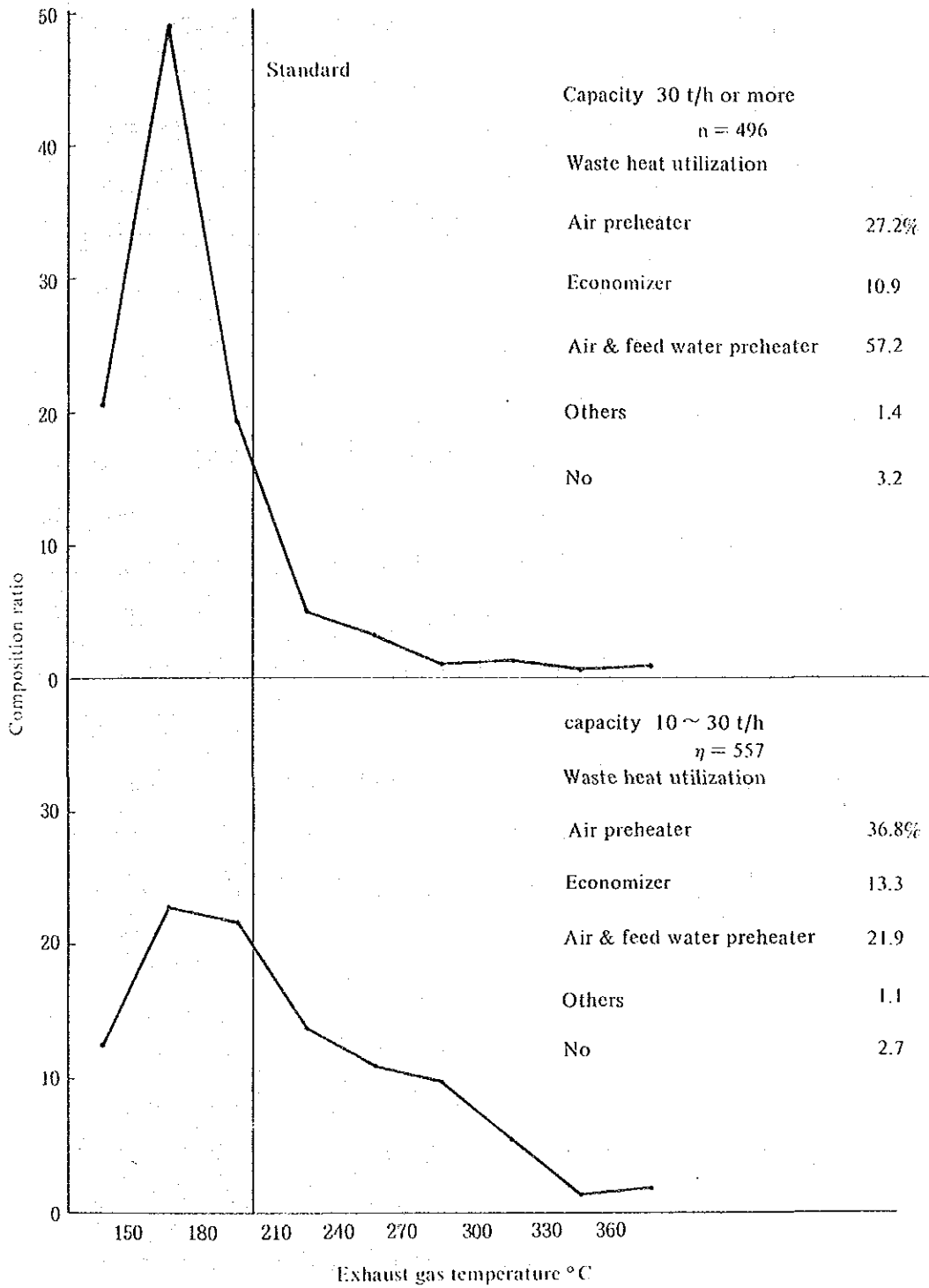


Fig. III-7-31 Boiler exhaust gas temperature distribution (1981)

### 1.7.3 放熱防止

ボイラでは放熱面の大部分を水又は蒸気部分として、放熱量をできるだけ抑えるように設計されており、保温も一般的によく行われている。

しかし、ボイラまわりの給水管、バルブ、フランジ等については保温されていないことが多い。

また、給水タンクにコンデンセートなど温水を回収している場合に、液面調節の方法が悪くせきかく回収した温水をいたずらにオーバーフローさせている例もよく見られる。オーバーフローさせる必要のある場合は、底部の低温水をオーバーフローさせるような配管にしておくべきである。

日本の判断基準においては、ボイラの断熱の基準として具体的な数字を示さず、日本工業規格（JIS A 9501）に従うこととしている。このJISでは、保温後の表面からの熱損失に相当する燃料費と保温工事に要した費用の年間償却費の合計額が最小になるような厚さの保温をするよう決められている。すなわち、その時々燃料価格や保温の施工費に応じて、最経済になるように保温厚さを選ばよいいことになっている。（スチームの章参照のこと）

ボイラの放熱量を部分的に求めることはできるが、形状が複雑であり、全体の放熱量を正確に求めることは必ずしも容易ではない。従って基準としては、放熱量割合を定めるのではなく、蒸気に接する部分の表面温度を現状で経済性があるとみられる60℃に設定する。

### 1.7.4 補機の省エネルギー

規模の大きいボイラについては、ブロワや給水ポンプの容量の適正化を図る。また低負荷運転の機会が多い場合は回転数制御を行い、バルブ、ダンパでの絞り損失を軽減するようにする。

空気予熱器やファンに付着するダストは定期的に掃除し、圧損の増加や効率の低下を防ぐ。

### 1.7.5 運転

蒸気消費が昼間のみの場合、立上りの早い貫流式のボイラが望ましいが、炉筒煙管型のときは立上げ時間を早過ぎないように、また残圧を利用できる時間を見計らって作業終了前に早目に止めるなどの工夫が必要である。ボイラ停止時は煙道ダンパを閉

どし、炉の冷えるのを防ぐ。

### 1.7.6 日常管理

ボイラの省エネルギーを進めるためには、必要な計器を備え日々の運転状態を把握することが先決である。特に蒸発量と燃料量の関係、すなわち蒸発倍数（1.5項参照）を監視し、性能低下が認められれば原因を調べて直ちに適切な処置を取らなければならない。

Table III-7-17は運転日誌の見本であるが、ボイラ管理のためにはこれらの事項を記録し、蒸発倍数、給水温度、排ガス温度、排ガス中 $O_2$ %などについては、長期傾向の分るようなグラフを作り、異常の早期発見に役立てる。このように成績を表示することは、ボイラ運転者の省エネルギーに対する関心を高めるのにも役立つ。

### 1.7.7 事例

#### (1) 他のプロセスの排熱による給水予熱（石油化学会社）

エチレン製造の工程で、プロセス流体の冷却に使われた水が63℃で1,500 t/h排出されている。この水は、クーリングタワーで35℃に冷して再び冷却用に用いていた。

一方、隣接する他の工場のボイラでは、空気予熱器の低温腐食を防ぐため、蒸気による予熱器で空気を60℃まで予熱していた。

両方の会社の担当者が、この点に注目し、両工場間に配管を敷設し、温水式空気予熱器を設置し、蒸気式予熱器を廃止することにした。

この結果、予熱用蒸気13 t/hを節減することができた。設備投資70百万円、燃料節減額330百万円。資金回収3ヵ月。

#### (2) ボイラ空気比の改善（建築材料製造業）

重油を燃料とするボイラ（30 t/h）について熱勘定を行った結果は、次のようであった。

・ボイラ効率	90%
・排ガス損失	5%
・アトマイズ用蒸気損失	1%
・放熱損失その他	4%

この排ガス損失の減少を図るため、空気比自動制御装置を手動にして、種々テス





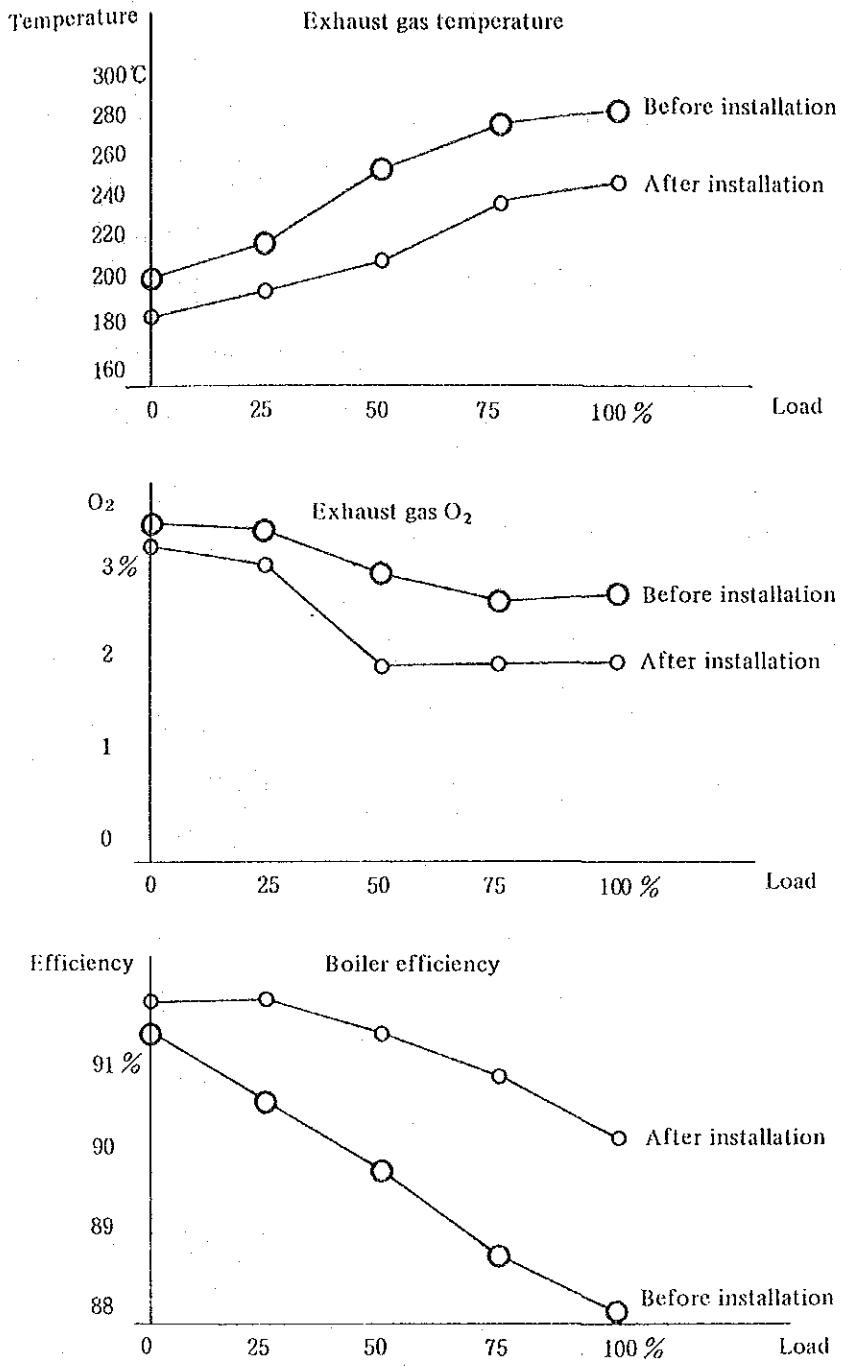


Fig. III-7-33 Comparison of before and after improvement

トをした。その結果、従来 $O_2$ %の限界が2.5%だったのが0.6%まで低下させられる可能性のあることが分った。このため、

a. 負荷変動に対応できるマイクロコンピュータ制御装置への取り替え

b. 時間遅れの少ないジルコニア式 $O_2$ 分析計の採用

を行い、 $O_2$ を1.0%まで低下せしめた。

また、押し込み通風機のダンパの開度が10~20%と低いため、インバータによる回転数制御を実施した。

以上の結果、重油37.5kl/年減、電力 $145 \times 10^3$  kWh/年減となり、メリットは515万円/年、設備費は約1年で回収できた。

### (3) 煙管の伝熱改善 (Fig III-7-33 参照)

重油を燃料とする炉筒煙管式ボイラ(6 kg/cm<sup>2</sup>, 8.4 t/h)の煙管内に特殊鋼製の曲板(タブレット)を挿入し、煙管内のガス流れに乱流を与えて熱伝達を良くした。

この結果、ボイラ効率が88.5%から90.5%に向上し、年間4.3百万円の燃料が節減された。一方、必要な設備費は1.4百万円であり、短期間に回収できた。