

## 4. 熱エネルギー使用の合理化

### 4.1 基本事項

#### 4.1.1 燃焼装置

##### (1) 燃料

##### A) 気体燃料

工業的に使用される代表的なものは天然ガスであり、ガス田によって組成は異なるが、一般にメタンが主成分をなし（88～99%）、発熱量は9,000～11,000 kcal/m<sup>3</sup>である。

##### B) 固体燃料

工業的に最も多く使用されるものはリグナイトと石炭であり、発熱量は前者が3,000～4,500 kcal/kg、後者が4,500～7,500 kcal/kgであり、性状、成分は産地による差異が大きい。

##### C) 液体燃料

石油系が一般であり、ディーゼル油、パンカ・フューエル油（A、B、C）、ケロシンが代表的な燃料である。パンカ・フューエル油は硫黄を含有しているので、燃焼ガス中に通常0.1～0.25%のSO<sub>2</sub>を含み、更に、その中の1～5%はSO<sub>3</sub>に転化しているので腐食の原因となる。

##### D) 発熱量

##### a. 固体及び液体燃料

燃料1kg中の炭素、水素、硫黄、酸素、水分、窒素の含有量を、それぞれc、h、s、o、w (kg)で表わすと、

$$\text{総発熱量 } H_h = 8,100 c + 34,500 (h - o / 8) + 2,500 s \text{ kcal/kg}$$

$$\text{真発熱量 } H_\ell = H_h - 600 (9 h + w) \text{ kcal/kg}$$

##### b. 気体燃料の発熱量

燃料1m<sup>3</sup>中の可燃成分を例えばCH<sub>4</sub>をc<sub>H4</sub>、H<sub>2</sub>をh<sub>2</sub> (m<sup>3</sup>N) etcで表わすと、

$$\begin{aligned} \text{総発熱量 } H_h = & 3,055 \cdot c_o + 3,036 \cdot h_2 + 9,498 \cdot c_{H_4} + 14,982 \cdot c_2 h_2 \\ & + 35,702 \cdot c_6 h_6 \text{ kcal/m}^3 \text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{真発熱量 } H_\ell = & H_h - 600 \left( \frac{18}{22.4} \right) (h_2 + 2 c_{H_4} + 2 c_2 h_4 + c_2 h_2 \\ & + 3 c_6 h_6) \text{ kcal/m}^3 \text{N} \end{aligned}$$

E) 空気比と燃焼ガス量

燃焼に使用された実際の空気量  $A_1$  と、理論空気量  $A_0$  の比 ( $A_1/A_0$ ) を空気比 ( $m$ ) といい、

$$m = \frac{21(N_2)}{21(N_2) - 79[(CO_2) - 0.5(CO)]}$$

で表される。ここで  $(CO)$ 、 $(O_2)$ 、 $(N_2)$  は乾燃焼ガス中の  $CO$ 、 $O_2$ 、 $N_2$  の Vol % を表す。

固体、液体、気体燃料の各空気比に対する発熱量と燃焼ガス量の関係を Fig III-5-4 ~ Fig III-5-6 に示す。

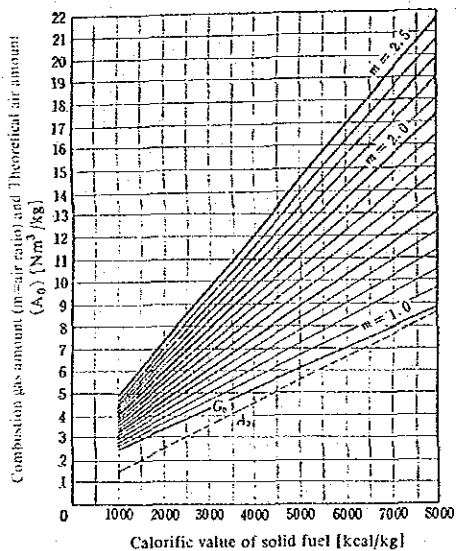


Fig. III-5-4  
Relation between low calorific value of solid fuel and combustion gas amount, and theoretical air amount

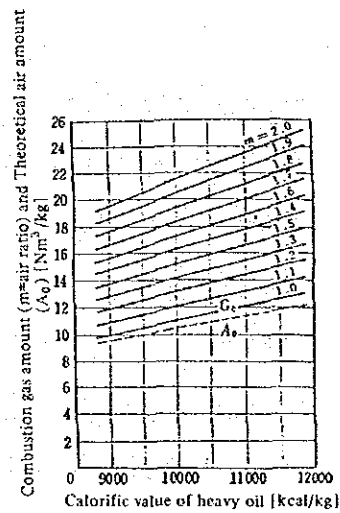


Fig. III-5-5  
Relation between low calorific value of liquid fuel and combustion gas amount, and theoretical air amount

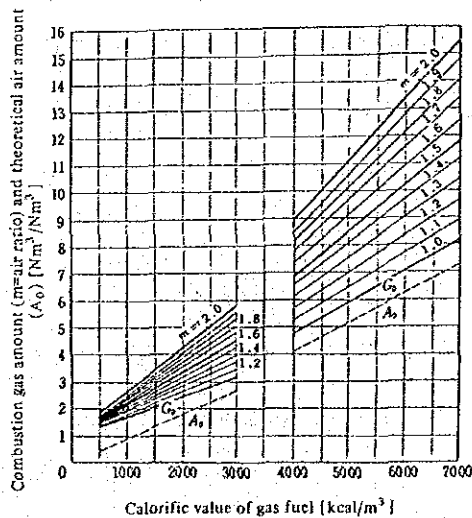


Fig. III-5-6  
Relation between low calorific value of gas fuel and combustion gas amount, and theoretical air amount

(2) 熱収支と熱効率

熱収支は燃焼装置に供給される熱量とその使用状況を調べ、入熱と出熱の関係を明らかにし、エネルギー使用の合理化の程度を判断する重要な指針とするために作られるものである。

熱収支計算は、

- ① 使用燃料の諸性状
- ② 燃料の使用量
- ③ 空気温度
- ④ 燃焼生成物の組成
- ⑤ 煙道ガスの温度
- ⑥ 被熱物の量及び温度
- ⑦ 未燃物の量及び組成
- ⑧ 被熱物の化学変化の有無

などをもとにして、次の計算を行う。

・入熱

燃料の保有する熱量  $(Q \times F) + (F \times C_{pf} \times \Delta t)$

空気の顕熱  $V \times C_{pv} \times \Delta t$

被熱物の持ち込む熱量  $M \times C_{pm} \times \Delta t$

化学変化による入熱量  $H \times M$

・出熱

被熱物の持ち出す熱量  $W \times C_{pw} \times \Delta t$

燃焼排ガスの持ち出す熱量  $(E \times C_{pe} \times \Delta t) + (S \times C_{ps} \times \Delta t)$

+ 600 S (高発熱量基準のとき)

不完全燃焼による損失熱量  $(E \times \frac{(CO)}{100} \times 3,050 \times F) + (8,100 \times (\text{ス  
スの量}))$

燃えがら中の未燃分による損失熱  $F \times 8,100 \times \frac{an}{1-n}$

放射、伝導などによる損失熱  $\Sigma (h_c + h_r) (\Delta t) (\Lambda)$

$h_c$  については後出の「伝熱の基礎計算」の項を参照のこと。

$h_r = 4.88 [(T_o/100)^4 - (T_a/100)^4] \times \epsilon / \Delta t$  又は

$$\frac{\lambda (T_i - T_o)}{\ell} \cdot \Lambda$$

燃焼装置は、熱収支を明らかにすることにより、与えられた熱量が目的とする加熱にどれくらい使用され、どれくらい損失になっているかを知ることができる。与えられた全熱量に対して、どれくらい有効に使用されているかを表わすのが熱効率であって、全入熱量を基準とするのが全入熱量基準総括熱効率であり、燃料発熱量を基準とするのが燃料発熱量基準総括熱効率である。熱効率は、いかなる項目を有効熱量とするかによって違ってくるので、燃焼装置毎に有効熱量を定義しておく必要がある。

(記号)

F : 燃料消費量	[ kg/h ]
Q : 燃料発熱量	[ kcal/kg ]
H : 反応熱	[ kcal/kg ]
M : 被熱物量 (入)	[ kg/h ]
W : 被熱物量 (出)	[ kg/h ]
E : 乾き排ガス量	[ m <sup>3</sup> /h ]
S : 排ガス中の水蒸気量	[ kg/h ]
A : 放熱面積	[ m <sup>2</sup> ]
V : 空気量	[ m <sup>3</sup> /h ]
T <sub>i</sub> , T <sub>o</sub> , T <sub>a</sub> : 炉内温度, 炉外壁温度, 外気温度	[ K ]
Δt : 外気温度との温度差	[ °C ]
ℓ : 炉壁の厚さ	[ m ]
C <sub>p</sub> : 定圧比熱で、添字 f, v, m, w, e, s は、それぞれ燃料, 空気, 被熱物(入) 被熱物(出), 乾き排ガス, 排ガス中の蒸気についての値。	
(CO) : 排ガス中のCOのVol %	
h <sub>r</sub> : 輻射伝熱係数	[ kcal/m <sup>2</sup> h °C ]
h <sub>c</sub> : 対流伝熱係数	[ kcal/m <sup>2</sup> h °C ]
λ : 炉壁材の熱伝導率	[ kcal/mh °C ]
a : 燃料1 kg中の灰量	[ kg ]
n : 燃えがら1 kg中の炭素量	[ kg ]
ε : 壁面のふく射率	

(3) バーナ

A) オイルバーナ

a. 燃焼の特徴

油燃焼の特徴を挙げると、①燃料の品質が一定して貯蔵、輸送、取り扱いが容易である ②完全燃焼しやすく、ススの発生が少ない、③熱効率が高く、高温が得られる ④点火、消火、燃焼の調節が容易である ⑤負荷の変動に対する適応性が大きい、等である。

一方、短所を挙げると、①燃焼温度が高いため炉材の損傷をきたしやすい ②バーナの種類によっては騒音を発する 等である。

b. 油燃焼装置の構成

燃料油を完全に燃焼させるために、オイルバーナのほかに貯蔵タンク、サービスタンク、オイルフィルタ、オイルヒータ、オイルポンプ、油圧調節弁などが必要であり、これらの付属機器の配置を Fig III-5-7 (a), (b) に示す。

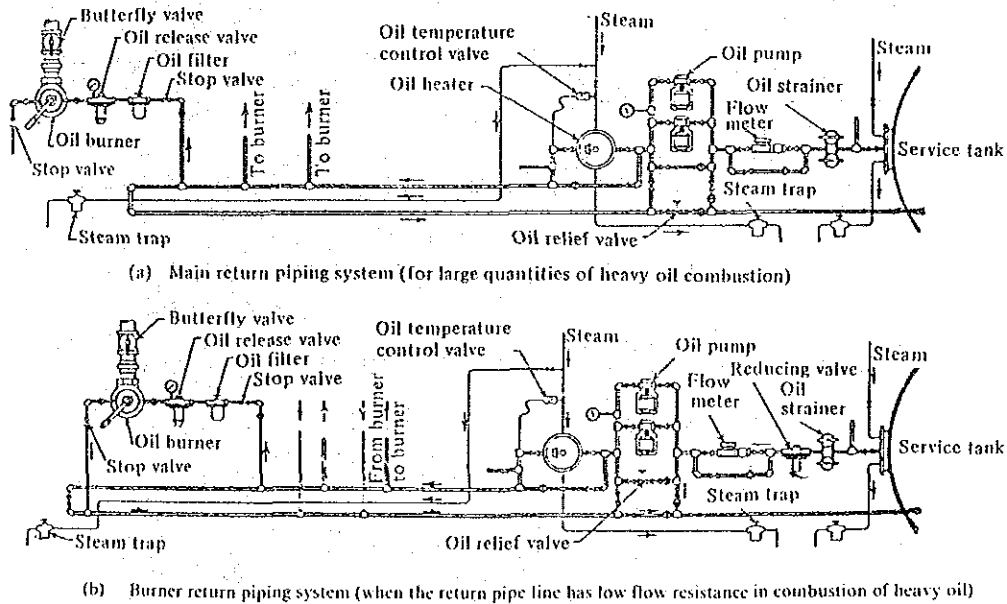


Fig. III-5-7 Combination of oil combustion equipment

c. オイルバーナの選定

オイルバーナの種類と特徴、用途などを Table III-5-1 に示す。

オイルバーナの選定で留意することは、①型式により特性が異なっているの  
で、加熱条件、燃料の種類、炉の構造などに従って適当なものを選ぶ ②負荷  
変動があるときはバーナの油量調節範囲を考慮する ③バーナ容量が加熱負荷  
量に適していること ④自動燃焼を行うときはバーナ型式との関係を考慮する

こと，等である。

d. 燃焼の管理

バーナ燃焼は，油の霧化状態を良好に保つことが大切である。霧化の不良原因は燃料中のスラッジ，水その他の夾雑物による噴霧の断続，油圧の変動，霧化用空気又は蒸気量の不適性，油の予熱不足，などであって，霧化不良は火炎を不安定にして不完全燃焼を起こしたり，炭素を炉壁に付着させたりする。ま

Table III-5-1 Properties and applications of various oil burners

	Medium and low pressure air atomizing type burner	High pressure air atomizing type burner	Horizontal rotary burner	Hydraulic burner	Special burner
Atomizing method	Atomizes by medium or low pressure air or steam.	Atomizes by high pressure air or steam.	Atomizes by means of centrifugal force of a rotator.	Atomizes by pressurizing fuel oil itself.	Atomizes by combination of pressurizing fuel oil itself and use of high and medium pressure air.
Hydraulic pressure, air or steam pressure	Hydraulic pressure 0.2 to 0.5 kg/cm <sup>2</sup> Air or steam pressure 200 to 1,550 mm water column	Hydraulic pressure 0.2 to 0.5 kg/cm <sup>2</sup> Air or steam pressure 2 to 7 kg/cm <sup>2</sup>	Natural flow down system Hydraulic pressure 0.2 to 0.5 kg/cm <sup>2</sup>	Hydraulic pressure 5 to 20 kg/cm <sup>2</sup> For special use, 60 to 70 kg/cm <sup>2</sup>	Hydraulic pressure 5 to 30 kg/cm <sup>2</sup> air or steam pressure 0.3 to 5 kg/cm <sup>2</sup>
Viscosity of fuel oil	Good atomizing even for fuel oil with high viscosity. Atomized air amount to be 30% or less of theoretical air amount.	Viscosity of fuel oil may be higher. Air or steam for atomizing to be 0.5 to 2.0 kg per kg of fuel. 0.4 to 0.7 kg for higher performance.	Kerosene or gas oil with less viscosity Suitable for heavy oil A and B.	Fuel oil with higher viscosity will provide inferior atomizing.	Suitable for kerosene and gas oil with low viscosity and heavy oil A.
Oil amount adjusting range	1 : 5	1 : 10	1 : 5	1 : 1.5 (Non-return system) 1 : 3.0 (Return system)	1 : 3
Spray angle	30 ~ 60°	About 30°	40 ~ 80°	40 ~ 90°	
Characteristic	Blower is low-cost and generally used.	Generates noise.	Less equipment cost and easier handling.	Less operating cost and suitable for large capacity. Ignition must be stabilized.	High in both hydraulic and pneumatic pressures, high equipment cost and generates noise. Good combustion and short flame.
Applications	For heating furnaces, boilers with medium and small capacity.	General heating furnaces, boilers with medium and small capacity and large boilers (high pressure).	For medium and small boilers.	For boilers with large capacity, for rotary kilns.	For special purposes with medium and small capacity.

た、燃焼用空気の供給方法と量により、火炎の状態がかなり変化し、過多であると短炎に、過少であると長炎になる傾向がある。一般に空気比は1.1～1.2が適当である。

バーナの点火前には焚き口、煙道ダンパを全開して炉内、煙道に滞留している可燃性ガスを完全に追い出すことが必要である。点火後は、炉内温度が上昇するまで火炎の監視を怠らず、空気比の調整を行い、完全燃焼を確認する。消火の際はまず燃料の供給を停止し、焚き口、ダンパを閉じて、炉の急冷による損傷を避けるよう心掛ける。

## B) ガスバーナ

### a. 燃焼の特徴

気体燃焼の特徴を挙げると、①燃焼の調節が容易である ②冷えた燃焼室でも完全な燃焼が行える ③石炭、重油に比べて空気比が少なくすみ、炉内雰囲気調整が容易 ④予混合燃焼が可能であるから、高負荷燃焼を行うことができる ⑤燃焼室、バーナ、被熱物に炭素や灰分の集積がなく、また排ガスが清浄である、等である。

一方短所としては、①大規模のときは貯蔵、配管設備が高価 ②液体燃料と比べ火炎放射量が低い ④ガス洩れが発見し難く、爆発に対する注意が必要、等である。

### b. 気体燃焼装置の構成

気体燃焼装置は、液体燃焼装置ほど多くの付属機器を必要とせず、ミキサとバーナだけでよい。ガスバーナは拡散燃焼バーナと予混合燃焼バーナに大別される。予混合バーナは、燃料ガスと空気との混合器（インジェクタ・ミキサ）を必要とする。混合器には、燃料ガスによる吸引式と空気による吸引式及び両者加圧混合式がある。

### c. ガスバーナの選定

拡散燃焼バーナの特徴は、①逆火やバーナの損傷の恐れがない ②低品位ガスでも炎の安定がよい ③火炎の輝度を大きくできる ④空気及びガスを着火温度以上に予熱できる、等である。

予混合バーナの特徴は、①完全燃焼しやすい ②空間熱負荷率が大い ③空気/ガス比の調節が容易、等である。この種のバーナは、燃料ガスと空気との混合比を一定とするため、混合器を用いるか、比率調節弁を使用する。

工業用の燃料ガスは種類が多く、それぞれに応じた多数の機種が市販されているので、ガスの種類、圧力、炉の構造、加熱の方法などに応じて、適合したバーナを選定しなければならない。代表的な種類と特徴を Table III-5-2 に示す。

Table III-5-2 Classification and special features of Gas burners

Diffuse combustion gas burner				Premixed combustion gas burner					
Ring gas burner	Pipe gas burner	Torch gas burner	Tile gas burner	Low pressure velocity gas burner	High pressure velocity gas burner	Tunnel gas burner	Flame retention gas burner	Webster gas burner	Variable flame gas burner
Consists of 1 to 3 ring-like burners, each of which is controlled by each cock. Good combustion and wide adjusting range.	It is a straight line burner and is controlled by cock like the ring burner. Good combustion and wide adjusting range.	It is a combination of Venturi mixer and flame retention chip burner in which good combustion is made in atmosphere.	Consists of Venturi mixer, burner nozzle and burner tile and the secondary air hole is sufficiently large to provide enough air with small draft.	Type in which combustion gas is sucked in with low pressure air. To increase and decrease the capacity, air/fuel ratio can be accurately and proportionately adjusted only by controlling air pressure. Wide combustion adjusting range. Suitable when adjusting burners individually.	Type in which air is sucked in by fuel gas. To increase and decrease the capacity, air/fuel ratio can be accurately and proportionately adjusted only by controlling fuel gas pressure. Wide combustion adjusting range. Suitable when adjusting burners individually.	One inspilator and one or several burners are jointly used. Narrow adjusting range.	One set of inspilator and one or several burners are jointly used to burn through burner tile released to atmosphere, whereby any optional flame is obtainable.	With the air/fuel ratio constant, the combustion capacity is adjusted by means of a valve. Consists of Venturi throat and flame retention nozzle.	With the combustion capacity and air/fuel ratio constant, it is possible to adjust from sharp short flame to soft long flame.
Gas pressure 75~300 mmaq Combustion capacity 9300~130000 kcal/hr	Gas pressure 75~300 mmaq Combustion capacity 4000~110000 kcal/hr	Gas pressure 75~300 mmaq Combustion capacity 4400~120000 kcal/hr	Gas pressure 75~750 mmaq Combustion capacity 28000~250000 kcal/hr	Gas pressure 50~150 mmaq Air pressure 600~1200 mmaq Combustion capacity 5000~700000 kcal/hr	Gas pressure 700~25000 mmaq Combustion capacity 14000~220000 kcal/hr	Combination with low pressure inspilator 5500~1800000 kcal/hr Combination with high pressure inspilator 9000~330000 kcal/hr	Combination with low pressure inspilator 8000~1400000 kcal/hr Combination with high pressure inspilator 13000~320000 kcal/hr	Gas pressure 700~14000 mmaq Combustion capacity 100000~3300000 kcal/hr	Gas pressure 250 mmaq Air pressure 250 mmaq Combustion Capacity 17000~1350000 kcal/hr

d. 燃焼の管理

気体燃焼装置の取り扱いに際して、特に注意すべきことは爆発とCOによる中毒である。燃焼装置の爆発事故は、始動の着火時に起こりやすいので点火前のパージ、逆火に十分注意すること。また火炎に周期的な乱れがあるときは、いったん消火して点検することが必要である。

(4) 燃焼装置における熱エネルギー使用の合理化

A) 空気比の低減

装置の熱収支において燃焼排ガスの持ち出す熱量は、(2)項で述べたとおり排ガス量による影響が大きく、排ガス量は空気比に直接関係する。排ガスによる熱損失は、Fig III-5-8 及び Fig III-5-9 に示すように、空気比の増加とともに直線的に増加するので、空気比は小さいほど熱損失が少なくなるはずであるが、実際は1.1よりも小さくなると不完全燃焼による熱損失が生ずるので、熱効率の



最大値は空気比が 1.02 ~ 1.10 の間に存在する ( Fig III - 5 - 9 参照 )。

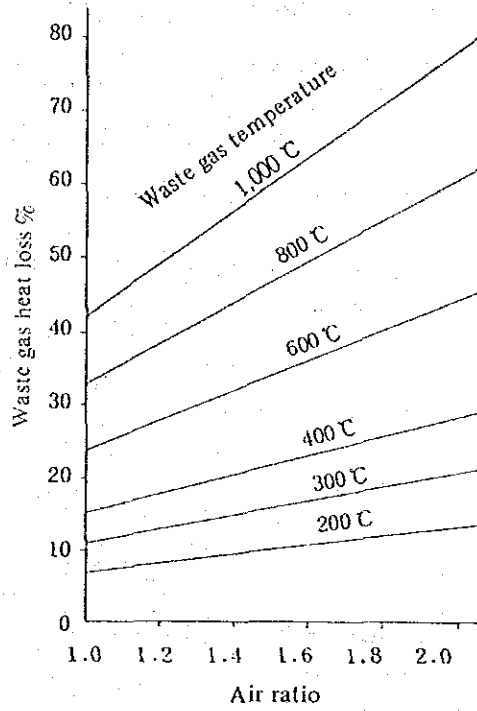


Fig. III-5-8  
Relation between air ratio and waste gas loss

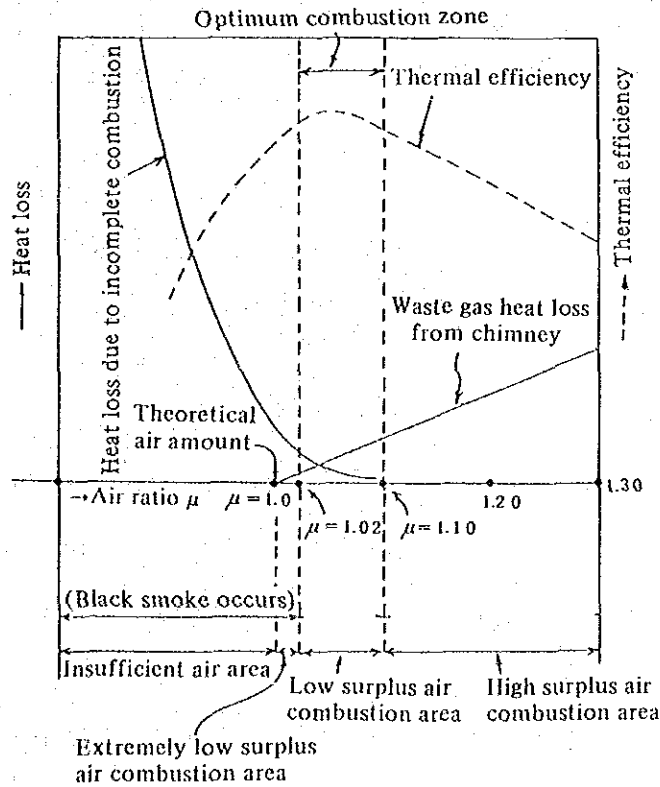


Fig. III-5-9  
Relation between air ratio and thermal efficiency

しかしながら、一般の燃焼装置では通常負荷の変動があり、その際に低空気比で燃焼していると不完全燃焼により、しばしば黒煙を発生することになる。そのため、実際の装置では余裕をとって1.3前後の空気比で運転されている（Table III-5-3）。ところで最近、空気と燃料の流量をそれぞれ直接計測して、負荷変動時においても、必ず所定の空気比が維持されるコンピュータによるクロスリミット方式のコントロールが行われ、常時空気比を1.02～1.10に保つことが可能となり大きな省エネルギー効果が上げられている。

Table III-5-3

Classification	Standard air ratio
Melting furnace for metal casting	1.3
Continuous billet furnace	1.25
Other metal furnaces than continuous billet furnaces	1.3
Continuous heat treating furnace	1.3
Gas producer and gas heating furnace	1.4
Petroleum heating furnace	1.4
Thermal decomposition furnace and reforming furnace	1.3
Cement calciner	1.3
Alumina kiln and lime kiln	1.4
Continuous glass melting furnace	1.3

B) 排熱の回収

空気比が1.2の場合であっても、炉出口の排ガス温度が1,000℃であると排ガス損失は50%近くとなり、燃焼装置の省エネルギーは排ガス保有熱の回収にかかっている。

a. 原材料の予熱

通常、原材料は常温で装入される場合が多いので、材料装入場所に予熱室を設け排ガスを導入して、原材料を加熱する。セメント製造プラントのサスペンション・プレヒータ方式はこの方法の好例である（Fig III-5-10参照）。

b. 燃焼用空気の予熱

熱交換器を用いて燃焼用空気の温度を上げれば、熱収支計算式より明らかのように、燃料使用量は減少する。1例として、空気比1.3の場合の空気予熱温度と燃料節約率をFig III-5-11に示す。ただここで注意すべきことは、燃料に含まれる硫黄による腐食である。硫黄は排ガスの中でSO<sub>2</sub>の形となってお

り、この一部は  $SO_3$  に転換される。 $SO_3$  は更に燃焼ガス中の水蒸気と化合して硫酸蒸気となり、これが低温部で露点に達して液化し、熱交換器を腐食する。露点温度は理論的解明が難しく、経験則的に求められており、重油燃焼の場合一般的に  $110 \sim 160$  °C といわれている（後出のボイラの項参照）。

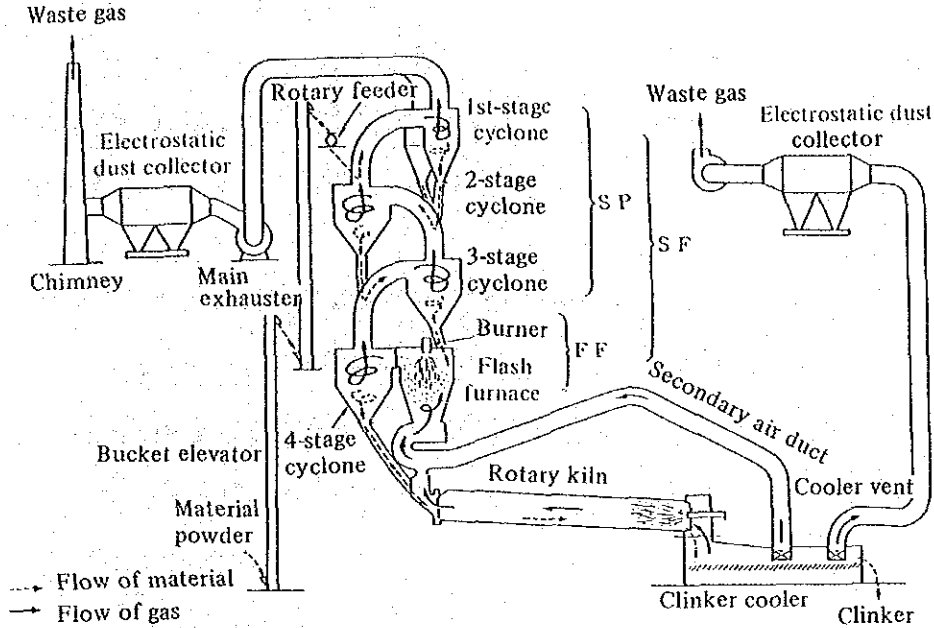


Fig. III-5-10 New suspension preheater system cement plant

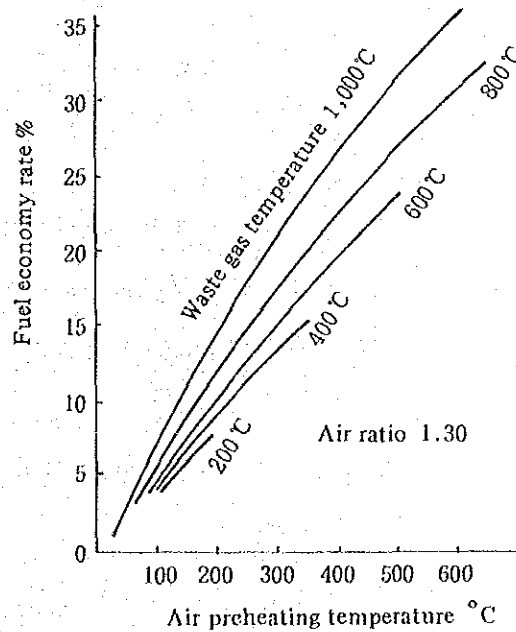


Fig. III-5-11 Fuel economy due to air preheating

c. その他の加熱源としての利用

排ガスの顕熱が他の装置のための加熱源として、熱量、温度範囲などが適合しており、かつ場所が近接していれば利用を考えるべきである。また、工場内で蒸気の需要があれば、排熱ボイラを設置して蒸気発生用に排ガス顕熱の利用を考えるのがよい。

C) 被熱物の顕熱利用

燃焼装置から出る被熱物は、そのままでは温度が高く、次工程で引き続いて処理される場合は別として、一般には常温まで冷却されたり、あるいは副反応の防止のため急冷されることが多い。

このような場合には、被熱物の顕熱を回収して有効に利用すべきである。セメント製造プラントにおけるクリンカ冷却空気の燃焼用1次空気としての利用や ( Fig III - 5 - 10 参照 ), エチレンプラントにおける分解炉出口ガスの急冷用排熱ボイラなどが好例である。

4.1.2 伝熱装置

(1) 伝熱の基礎計算

物体間に温度差のある場合に熱の移動(熱伝達)が起こるが、その機構は次の三つに分類される。

- ・伝導伝熱
- ・対流伝熱
- ・放射伝熱

実際の熱伝達には、これら三つの複数の組み合わせの機構によって行われるので計算を厳密に行うと、極めて複雑になるが、近似又は現象の単純化によって計算を簡略化できる場合が多い。以下、それぞれの機構による計算式について説明する。

A) 伝導伝熱

各部の温度が時間によって変化のない、つまり定常状態の場合について述べる。

a. 平面の場合

n枚の平面板が重ね合っているとき、これらを通って伝わる熱量Qは、

$$Q = A_0 \cdot \Delta t / \sum_{j=1}^n (l_j / \lambda_j) \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 $A_0$  : 伝熱の方向に直角な面の面積 (  $\text{m}^2$  )

$\Delta t$  : 低温～高温部の温度差 (  $^{\circ}\text{C}$  )

$\ell$  : 板の厚さ ( m )

$\lambda$  : 板の熱伝導度 ( kcal/mh $^{\circ}$ C )

$\Sigma (\ell_j / \lambda_j) = R$  とおき,  $R$  を熱抵抗ということがある。

b. 円筒面の場合

平面の場合と同じ記号を使って,

$$Q = 2\pi \cdot \Delta t \cdot L / \sum_{j=1}^n \left[ \frac{1}{\lambda_j} \cdot \ell_n (r_{j+1} / r_j) \right] \quad (\text{kcal/h})$$

ここで,  $L$  : 円筒の長さ ( m )

$r_j, r_{j+1}$  : 第  $j$  層 ( 内側から ) の板の内径と外径 ( m )

B) 対流伝熱

流体の仕様, 流動条件, 物体の形状, 流体の相変化の様相などの諸条件が関係し, それぞれ個別に理論式や実験が作られている。

ここでは通常使用頻度の高い, 代表的なものについて述べる。

a. 流体が空気中で自然対流の場合の平均伝熱係数  $a_m$

i) 平板の場合

下面からの放熱

$$a_m = 1.13 (\Delta t / \ell)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C})$$

$$3 \times 10^5 < G_r \cdot P_r < 3 \times 10^{10}$$

注) Table III-5-4 参照

ここで,  $\Delta t$  : 温度差 (  $^{\circ}$ C )

$\ell$  : 平面の代表長 ( m )

$G_r$  : Grashof number

$P_r$  : Prandtl number

上面からの放熱

$$a_m = 2.27 (\Delta t / \ell)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}) \quad 10^5 < G_r \cdot P_r < 2 \times 10^7$$

$$a_m = 0.831 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}) \quad 2 \times 10^7 < G_r \cdot P_r < 3 \times 10^{10}$$

垂直面からの放熱

$$a_m = 1.22 (\Delta t / H)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}) \quad 10^4 < G_r \cdot P_r < 10^9$$

$$a_m = 1.13 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}) \quad 10^9 < G_r \cdot P_r < 10^{12}$$

ここで,  $H$  : 垂直面の高さ

ii) 水平管の場合

$$a_m = 1.14 (\Delta t / D)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}) \quad 10^4 < G_r \cdot P_r < 10^9$$

$$\alpha_m = 1.07 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^9 < G_r \cdot G_r < 10^{12}$$

$$\alpha_m = 0.4 (\lambda/D) \quad (D \text{が小さいとき}) \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

$$G_r \cdot Pr < 10^{-5}$$

ここで、D : 管の外径 (m)

Table III-5-4 Dimensionless terms related to heat transfer

Name	Equation	Abbreviation
Nusselt number	$hD/k$	$Nu, N_{Nu}$
Stanton number	$h/C_p G$	$St, N_{St} = (Nu)/(Re)(Pr)$
Condensation number	$h(\nu^2/g)^{1/3}/k$	$Co, N_{Co}$
Reynolds number	$DG/\mu, D\bar{u}/\nu$	$Re, N_{Re}$
Prandtl number	$C_p \mu/k$	$Pr, N_{Pr}$
Péclet number	$C_p DG/k$	$Pe, N_{Pe} = (Re)(Pr)$
Grashof number	$(D^3 g/\nu^2)/(\beta \Delta t)$	$Gr, N_{Gr}$
Gractz number	$w C_p/k l$	$Gz, N_{Gz} = \frac{\pi}{4} (Re)(Pr)(D/l)$

Note:  $D^3 g/\nu^2$  is referred to as Galilei number.  
 $D^3 g/\nu^2 = (Re)^2 / (\bar{u}^2/gD)$ ,  $\bar{u}^2/gD$  are referred to as Froude number.  
 $C_p$  : Specific heat at constant pressure  
 $D$  : Diameter or representative length  
 $\Delta t$  : Temperature difference  
 $G = \bar{u} \rho$  : Mass velocity  
 $\bar{u}$  : Average velocity of flow  
 $w = \frac{\pi}{4} D^2 G$  : Mass flow  
 $g$  : Gravitational acceleration  
 $k$  : Heat conductivity  
 $\mu$  : Viscosity       $\rho$  : Density       $\nu = \mu/\rho$  : Kinetic viscosity  
 $\beta$  : Coefficient of thermal expansion       $l$  : Tube length

b. 強制対流の場合の伝熱係数  $\alpha$

i) 管内伝熱係数

$$\alpha D / \lambda = 0.027 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} (\eta/\eta_w)^{0.14}$$

ここで、D : 管内径 (m)

$\eta$  : 流体の粘度

$\eta_w$  : 管壁温度での流体の粘度

ii) 管外伝熱係数

$$\alpha D / \lambda = C \cdot (Re)^m \times 1.11 \cdot (Pr)^{0.31}$$

ここで、D : 管外径 (m)

Cとmは $Re$ の値により以下のとおり。

$R_e$	$C$	$m$
$4 \times 10^{-1} \sim 4$	0.891	0.330
$4 \sim 4 \times 10$	0.821	0.385
$4 \times 10 \sim 4 \times 10^3$	0.615	0.466
$4 \times 10^3 \sim 4 \times 10^4$	0.174	0.618
$4 \times 10^4 \sim 4 \times 10^5$	0.0239	0.805

C) 放射伝熱

温度  $T$  (K) の物体から周囲へ放射される熱量  $Q$  は、次式で表される。

$$Q = 4.88 \cdot \epsilon \cdot A \cdot (T/100)^4 \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 $\epsilon$  : 物体の輻射率

$A$  : 物体の表面積 (  $\text{m}^2$  )

二つの温度の異なる物体 ( 1, 2 ) 間で授受される熱量  $Q$  は、次式で表される。

$$Q = A_1 F_{12} \left( \frac{4.88}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \right) [ (T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 ] \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 $A_i$  : 物体 1 の輻射面積 (  $\text{m}^2$  )

$F_{12}$  : 物体の相対的位置で決る係数 ( 形態係数 )

$T_1, T_2$  : それぞれの温度 ( K )

$\epsilon_1, \epsilon_2$  : それぞれの輻射率

広い空間への輻射熱は前述の式を使って、次式で近似できる。

$$Q = A \cdot 4.88 \cdot \epsilon [ (T_1/100)^4 - (T_0/100)^4 ] \quad (\text{kcal/h})$$

$T_1, T_0$  : それぞれ物体及び大気の温度 ( K )

D) 3種の伝熱機構の複合により構成される熱伝達の計算例

平面状の機器の下面からの大気への放熱量を例にとって説明する。

$$\text{放熱量 } Q = \text{機壁の伝導伝熱量 } Q_k = \text{対流伝熱量 } Q_c + \text{放射伝熱量 } Q_r \dots\dots\dots(1)$$

機器の内部、表面及び大気の温度をそれぞれ  $t_i$  (  $^{\circ}\text{C}$  ),  $t_w$  (  $^{\circ}\text{C}$  ),  $t_o$  (  $^{\circ}\text{C}$  ) とすれば、

$$Q_k = A \cdot (t_i - t_w) / \sum_{j=1}^n (\ell_j / \lambda_j) \dots\dots\dots(2)$$

$$Q_c = 1.13 \left( \frac{t_w - t_o}{\ell} \right)^{1/4} \cdot A \cdot (t_w - t_o) \dots\dots\dots(3)$$

$$Q_r = 4.88 \cdot \epsilon \left[ \left( \frac{t_w + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_o + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot A \dots\dots\dots(4)$$

(2)~(4)式を(1)式に代入して得られる方程式を解いて  $t_w$  を求めれば、放熱量が計算できる。ただこの方程式は複雑なので、解法は通常図解法か試行錯誤法にならざるを得ない。しかし、コンピュータを使えば容易に解けることはいうまでもない。

## (2) 熱交換器の伝熱計算

### A) 総括伝熱係数

内外に流体が流れている単管についての伝熱は、管壁とこれに付着した汚れの熱抵抗と内外の対流伝熱の合成によって、次式の外径を基準とした総括伝熱係数  $U_o$  で表わされる。

$$1/U_o = (1/h_i)(D_i/D_o) + 1/h_o + (x/\lambda)(D_o/D_m) + R_i(D_i/D_o) + R_o$$

ここで、 $h_i$  : 管内対流伝熱係数

$h_o$  : 管外対流伝熱係数

$D_i$  : 管内径

$D_o$  : 管外径

$D_m$  : 管平均径

$x$  : 管壁厚さ

$\lambda$  : 管壁の熱伝導率

$R_i$  : 管内汚れ係数

$R_o$  : 管外汚れ係数

汚れ係数は流体の種類、温度、流速及び掃除の程度によって左右されるので、一般的に論ずることは難しい。参考として、Table III-5-5 に各種汚れ係数の例を示す。

熱交換器は十分掃除しても  $R$  は 0 には戻ることなく、また掃除の程度と頻度の伝熱に及ぼす影響は大きいので、熱交換器の保守は省エネルギーの面に大きな影響を持っている。

次に、多管式熱交換器では総括伝熱係数は、単管として計算した値はそのまま使用することができず、若干変形した別の式があり、かつ補正が必要である。補正は管の配置、配列数や流れ方向などによって決められるため複雑であり、ここでは説明を省き、実例を Table III-5-6 に示す。



Table III-5-5

(a) Scale coefficient of water

Temperature of high temperature fluid (°C)	Up to 115		115~205	
	52 or below		52 or above	
Water temperature (°C)	1 or below	1 or above	1 or below	1 or above
Sea water	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
Service water, well water, cooling tower water, large lake, engine jacket, softened boiler feed water	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Distilled water	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Hard water (15 grains/gal or more)	0.0006	0.0006	0.001	0.001
River water (average)	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006

(b) Scale coefficient of various fluids

Oil		Gas, vapor		Liquid	
Fuel oil	0.001	Organic matter vapor	0.0001	Organic liquid Refrigerant liquid Brine (for cooling)	0.0002
Machine oil	0.0002	Steam (containing no oil)	0.0001		
Transformer oil		Alcohol vapor	0.0002		
Clean circulating oil	0.0008	Steam (containing oil)	0.0004		
Quenching oil	0.0006	Refrigerant vapor			
Vegetable oil		Air			

Table III-5-6 Overall coefficient of heat transfer of multi-tube heat exchangers

Service condition	High temperature fluid	Low temperature fluid	Overall coefficient of heat transfer (kcal/m <sup>2</sup> ·hr·°C)
Cooler	Water	Water	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
	Methanol	"	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
	Ammonia	"	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
	Water solution	"	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
	Organic matter viscosity 0.5cP or below <sup>*4</sup>	"	350~ 750
	Organic matter viscosity 0.5~1.0cP <sup>*5</sup>	"	250~ 600
	Organic matter viscosity 1.0cP or below <sup>*6</sup>	"	25~ 400 <sup>*2</sup>
	Gas	"	16~ 250 <sup>*3</sup>
Heater	Water	Water	500~1,000
	Organic matter viscosity 0.5cP or below <sup>*4</sup>	Brine	200~ 500
	Steam	Water	1,000~3,500 <sup>*1</sup>
	"	Methanol	1,000~3,500 <sup>*1</sup>
	"	Ammonia	1,000~3,500 <sup>*1</sup>
	"	Water solution viscosity 2.0cP or below	1,000~3,500
	"	Water solution viscosity 2.0cP or above	500~2,500 <sup>*1</sup>
	"	Organic matter viscosity 0.5cP or below	500~1,000
Heat exchanger	Organic matter viscosity 0.5~1.0cP <sup>*5</sup>	Organic matter viscosity 0.5~1.0cP <sup>*3</sup>	250~ 500
	Organic matter viscosity 1.0cP or above <sup>*6</sup>	Organic matter viscosity 1.0cP or above <sup>*6</sup>	30~ 300
	Organic matter viscosity 1.0cP or above <sup>*6</sup>	Organic matter viscosity 0.5cP or below <sup>*3</sup>	25~ 250 <sup>*3</sup>
	Organic matter viscosity 0.5cP or below <sup>*4</sup>	Organic matter viscosity 1.0cP or above <sup>*6</sup>	
	Water	Water	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
	Water solution	Water solution	1,200~2,500 <sup>*1</sup>
<p>Note 1: Overall coefficient of heat transfer shown on the above table are, with the exception of *1, *2 and *3, based on when the scale coefficient and the allowable pressure loss on the controlling fluid side are assumed to be 0.006 m<sup>2</sup>·hr·°C/kcal and 0.35 to 0.7 kg/cm<sup>2</sup> respectively.</p> <p>Note 2: *1 to *6 on the above table are as follows:                      *1. When scale coefficient is 0.0002 m<sup>2</sup>·hr·°C/kcal.                      *2. When pressure loss is 1.4 to 2.1 kg/cm<sup>2</sup>.                      *3. Greatly varies with service pressure of the gas.                      *4. Organic matters such as benzene, toluene, acetone, ethanol, methyl ethyl ketone, gasoline, light kerosene, naphtha, etc.                      *5. Organic matters such as kerosene, hot gas oil, heat absorber oil, a portion of crude oil, etc.                      *6. Organic matters such as chilled gas oil, fuel oil, crude oil, tar, asphalt, etc.</p>			

B) 平均温度差

熱交換器における伝熱量  $Q$  は、

$$Q = A_o \cdot U_o \cdot \Delta t_m \dots\dots\dots(1)$$

で表される。ここで  $A_o$  は外径基準の伝熱面積、 $\Delta t_m$  は両流体間の平均的溫度差である。両流体間の溫度差  $\Delta t$  は、熱交換器内の場所毎に異なった値を持っていることが多い。

高温、低温流体ともそれぞれ1回通過型熱交換について  $A_o$  と  $\Delta t$  を変数とした熱収支上の微分方程式を解くと、

$$Q = A_o \cdot U_o \cdot (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2) \dots\dots\dots(2)$$

なる関係が得られる。ここで、 $\Delta t$  の添字はそれぞれ熱交換器の入口と出口を示す。

(1)式と(2)式を等置すると、

$$\Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2) \dots\dots\dots(3)$$

となり、これを対数平均溫度差という。実際に使用されている熱交換器では、流体の流路は Fig III-5-12 に示すように複雑なものが多く、(3)式により算出される溫度差値がそのまま使えず、補正が必要である。

補正係数を  $F_T$  として平均溫度差  $\Delta t_m$  は、

$$\Delta t_m = F_T \cdot (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2) \dots\dots\dots(4)$$

によって計算する。

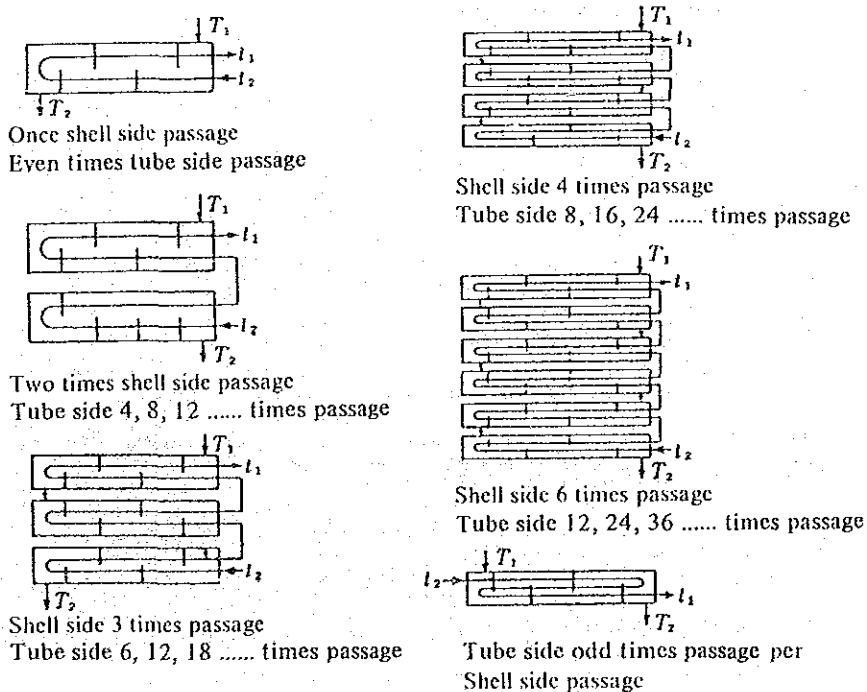


Fig. III-5-12 Shell/Tube type heat exchanger

各流路の形態による  $F_T$  値を, Fig III-5-13 (a)~(f)に示す。

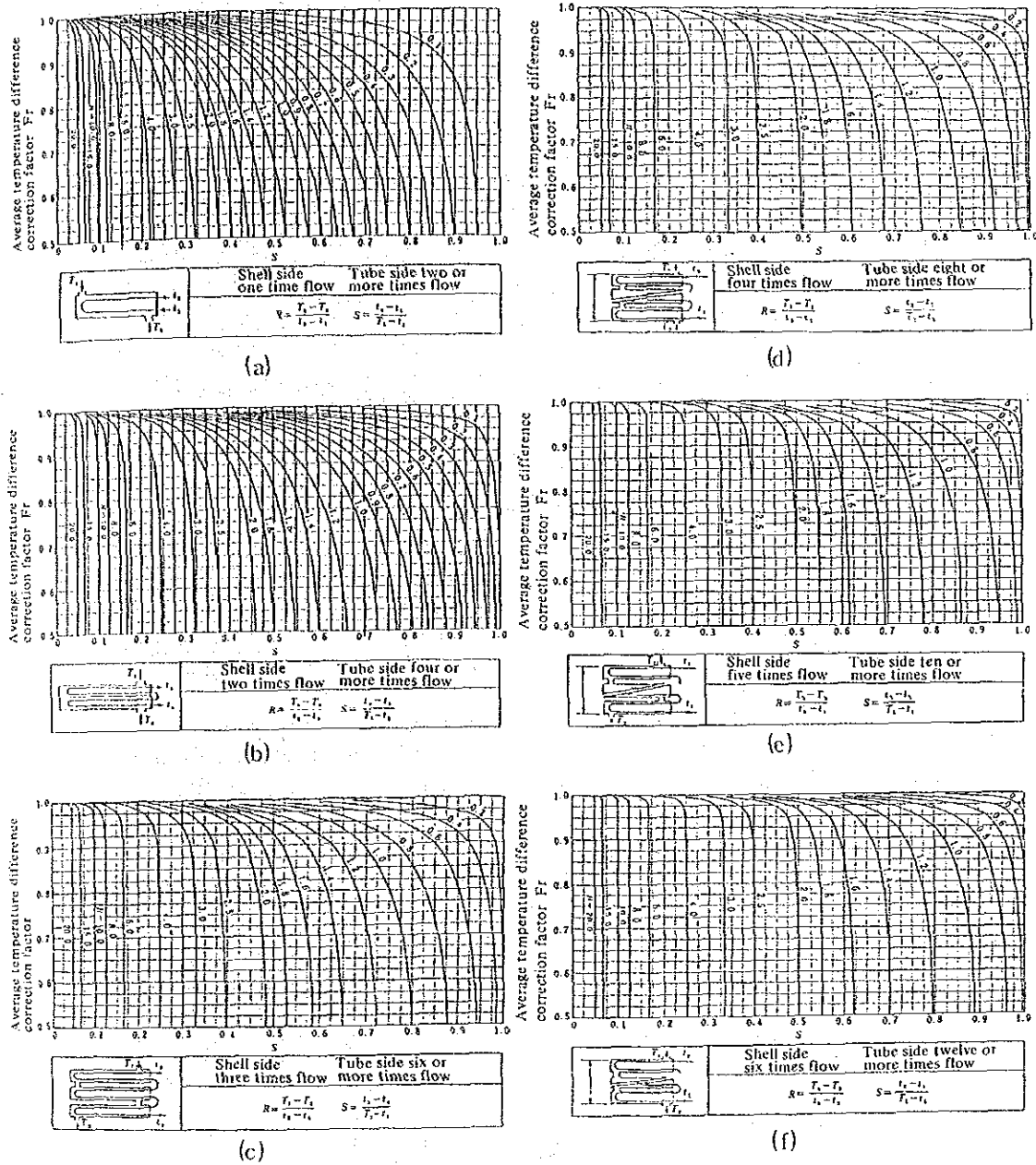


Fig. III-5-13 Correction factor  $F_T$

(3) 熱交換器の種類

構造上から伝熱部の型式によって大別され, 更に伝熱部を収容する容器の型式で細分化される。構造上の分類は次のとおり。

A) 管型 ( Fig III-5-14 ~ Fig III-5-17 参照 )

- a. コイル式熱交換器
- b. トロンボーン式 ( 冷却器 )
- c. 2重管式熱交換器
- d. 多管式熱交換器

- ① 固定管板式
- ② フローティングヘッド式
- ③ U字管式

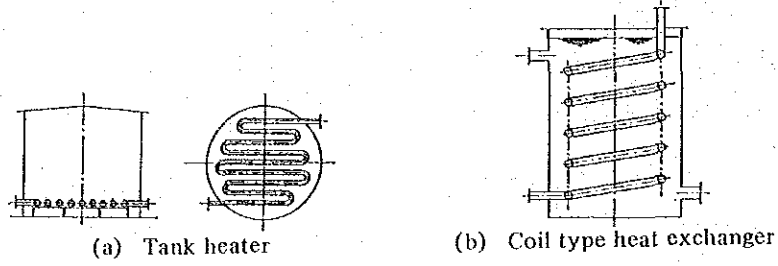


Fig. III-5-14

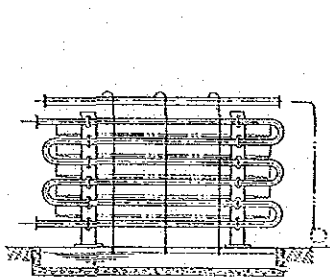


Fig. III-5-15 Trombone cooler

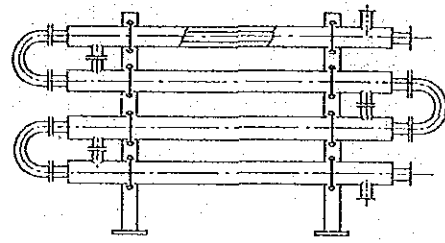
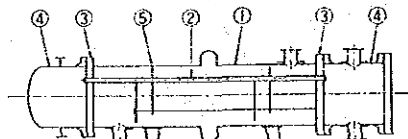
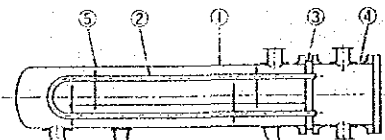


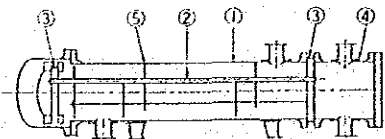
Fig. III-5-16  
Double tube type heat exchanger



(a) Fixed tube sheet type heat exchanger



(b) U-tube type heat exchanger



(c) Floating head type heat exchanger

- (1) Shell
- (2) Heating tube
- (3) Tube plate
- (4) Partition chamber
- (5) Baffle

Fig. III-5-17 Multi-tube type heat exchanger

B) 板型 ( Fig III-5-18 ~ Fig III-5-19 参照 )

- a. ジャケット式熱交換器
- b. プレート式熱交換器
- c. スパイラル式熱交換器

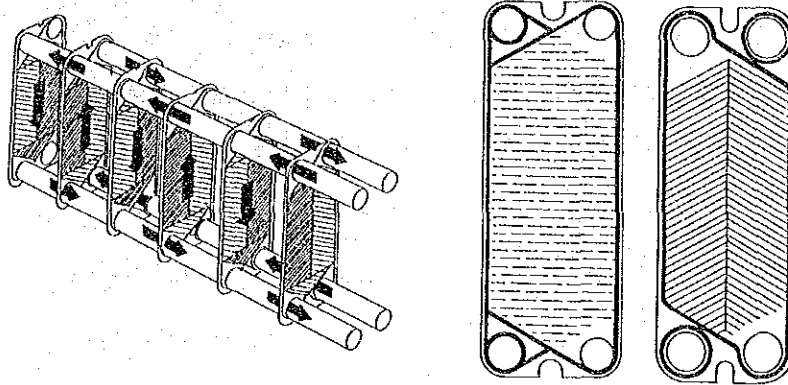


Fig. III-5-18 Plate type heat exchanger

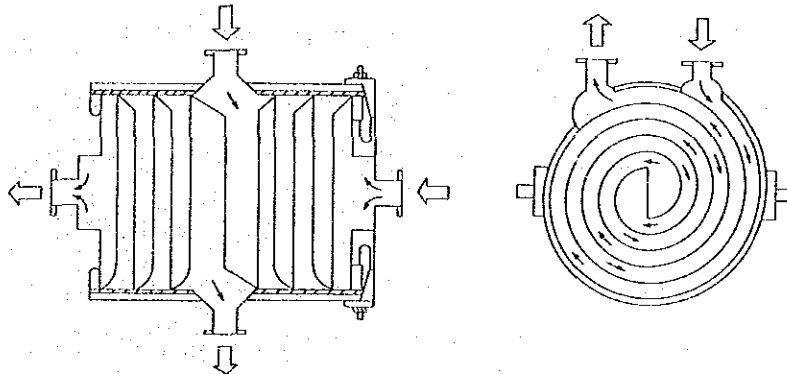
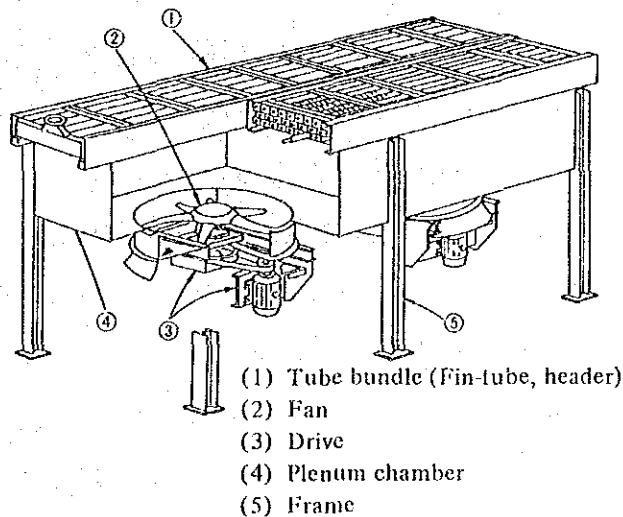


Fig. III-5-19 Spiral type heat exchanger

C) 特殊型 ( Fig III-5-20 )

- a. 空冷式熱交換器
- b. バヨネット熱交換器
- c. コンパクト熱交換器



- (1) Tube bundle (Fin-tube, header)
- (2) Fan
- (3) Drive
- (4) Plenum chamber
- (5) Frame

Fig. III-5-20 Air cooling type heat exchanger

上記熱交換器のうちの代表的なものの特質について説明する。

コイル式熱交換器：貯蔵タンクや反応器などの内部に設置されることが多く、管外伝熱係数によって総括伝熱係数が大きく影響を受ける。構造が簡単でコストが安く、掃除や取り換えが概して容易である。設計上、管内流体に凝縮が起こる場合は、コンデンセートの排出に支障のないよう配慮が必要である。

トロンボーン式冷却器：180°ベンドと直管より構成されるので、管の取り換えや増設が容易であり、また漏洩の心配が少ないので硫酸の冷却器のように特殊なプロセスや流体の冷却に使用される。水側伝熱面が空気に触れることが多いので好気性植物が繁殖したり、水分蒸発によってスケール付着が起こりやすいので掃除を怠らないこと。

2重管式熱交換器：伝熱面積15～20 m<sup>2</sup>程度までの小規模型に使用される。内管外管間の環状部の掃除並びにグランド継手を使っているものの漏洩に注意が必要。

多管式熱交換器：化学工業で最も広く使用されており、実用上の信頼性が高く、高温高圧、大容量のものまで多種多様の仕様による設計、製作が可能である。固定管板式のものは安価で製作容易であるが、胴側流体は腐食性がなく、汚れの少ないものに限られる。フローティングヘッド式は管束が外部へ引き出せるので伝熱管の検査、掃除が容易であり、かつ流体の温度差による熱膨張を吸収して熱応力を発生させぬなどの利点があるが、構造複雑でコストが高い。U字管式は熱応力の心配がなく、管束は容易に引き抜いて掃除ができるが、管の曲り部の掃除がやりにくい欠点がある。

多管式熱交換器は管の管板への取り付けが拡管加工で行われており、この部分のゆるみ発生や腐食によって流体の漏洩が始まるので、保守に当たって検査に留意すべき場所である。

プレート式熱交換器：伝熱面積が板の使用枚数により自由に増減でき、組み立て清掃が簡単にできる。流れに乱れが与えられるので伝熱係数は大きいですが、構造上圧力10 kg/cm<sup>2</sup>位まで、温度150℃位までが使用の限界である。薬品・食品工業での使用が多いが、一般の化学工業でも使われ始めている。

スパイラル熱交換器：流体が回転するので乱れにより伝熱係数が増大し、プレート式と同様小型の設計が可能である。フランジ構造のため分解が容易であるが、間隙が小さいのでプレート間の奥の部分の点検が難しい。

空冷式熱交換器：フィンチューブ、ヘッド、ファン及びその駆動装置から構成される。冷却媒体が空気であるから冷却水が汚れていたり、水不足の場合には便利である。使用に当たっては冷たい新鮮空気が導入できるよう、設置場所を配慮すべきである。

## 4.2 化学プラントで使用される単位装置

### 4.2.1 反応装置

反応装置は、化学工業の設備中で中心的役割を受け持つ機器であり、熱エネルギーの面でも重要な地位を占めていることが多い。各種の化学工業に用いられている反応装置は多種多様で変化に富み、同一化学反応に対しても、いくつかの異なった反応装置が用いられているが、一般的な分類に従ってそれぞれの特徴を説明する。

#### (1) 構造形式上の分類

##### A) 槽型反応器

化学工業で最も広く用いられている反応器である。一般に攪拌機がつけられており、熱交換器としてジャケットやコイルなどが設けられている。この形式は広い温度、圧力にわたって回分操作にも流通操作にも用いられる。Alum, Citric acid, 石けん, 接着剤, Sodium silicate, Cupric sulfate などの製造に広く使用されている。

##### B) 管型反応器

この反応器は、単一管にもあるいは並列の多管型にも配置される。管内外部の流体間で熱交換の行われるものも多く、触媒が充填されている場合は伝熱も促進される。アンモニア合成、ナフタレンの酸化、炭化水素の分解などに使用されている。

##### C) 塔型反応器

管型に比べて反応器の直径の大きい垂直円筒型のものである。固体充填物や触媒粒子を充填したもの、あるいは邪魔板を取り付けたもの、単なる空塔のものなどである。ホルマリン製造、石油留分の水素化脱硫などに使用されている。

#### (2) 温度調節による分類

##### A) 等温操作

反応熱が小さいか、反応量がごくわずかであるか、熱容量の大きい不活性流体の導入、あるいは外部との熱交換が十分行われて反応器内がほぼ等温とみなされる場合である。

##### B) 断熱操作

反応系と外部の熱交換を全く行わず、反応を断熱的に行わせる場合であり、反応による発生熱又は吸収熱がそのまま反応系のエンタルピーの増加又は減少となる。反応熱が大きい場合には反応層を数段に分けて、各段の間に熱交換器（又は

ヒータかクーラを挿入するか、あるいは低温（又は高温）の反応流体を導入するなどによって、各断熱反応層の入口温度を調節し、反応装置内の温度分布を、最適温度分布に近づける方法をとっているものがある。多段断熱操作と呼ばれ、硫酸製造プラントのSO<sub>3</sub>コンバータやアンモニア合成塔にその例を見ることができる。

C) 熱交換操作

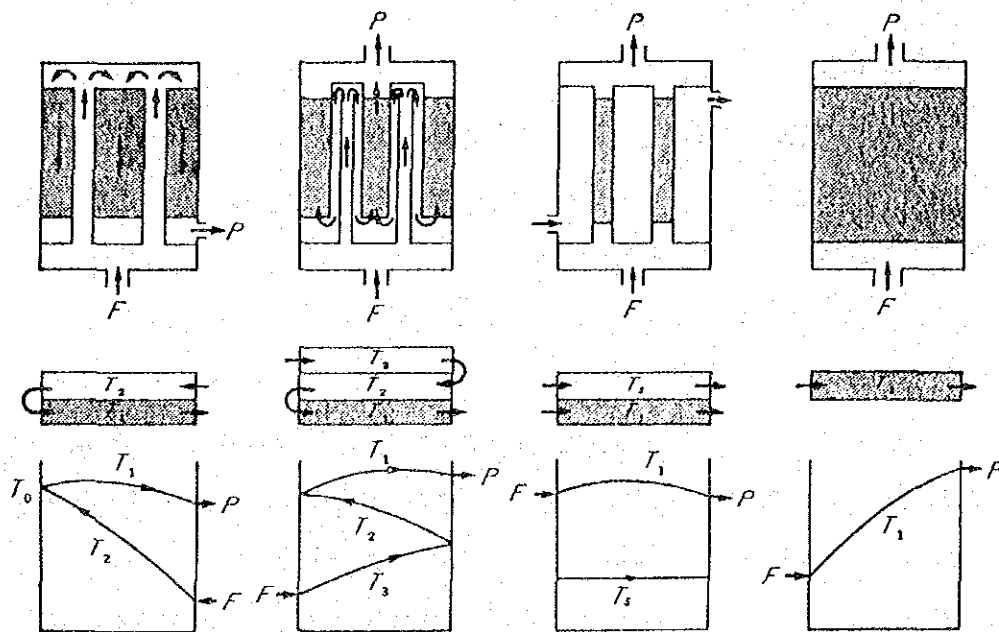
反応熱を処理するために広く採用されている方式で反応器壁から系外との反応熱の授受を行わせるものであり、熱交換操作と呼ばれている。この操作は、反応流体自身によって反応部を冷却（又は加熱）すると同時に、自身は予熱（又は冷却）されて反応部に入る自己熱交換式と、他の熱媒体によって反応部が冷却又は加熱される外部熱交換式に分けられる。

以上の方式に関し、具体的な例を Fig III-5-21, 及び Fig III-5-22 に示す。

(3) 熱エネルギーの使用の合理化

工業的化学反应は、一般に発熱反応が多いので、この場合について述べる。

原料の予熱には、反応後の高温生成物との熱交換あるいは反応器内又は中間冷却などにおける熱交換によって熱を得ることとし、系外からの燃料、蒸気などによる加熱はできる限り少なくすべきである。



(a-1) Self-heat exchange system

(a-2) External heat exchange system

(a) Heat exchange operation

(b) Adiabatic operation

F: Feed fluid      P: Product fluid

Fig. III-5-21 Temperature control method and temperature profile of reactor



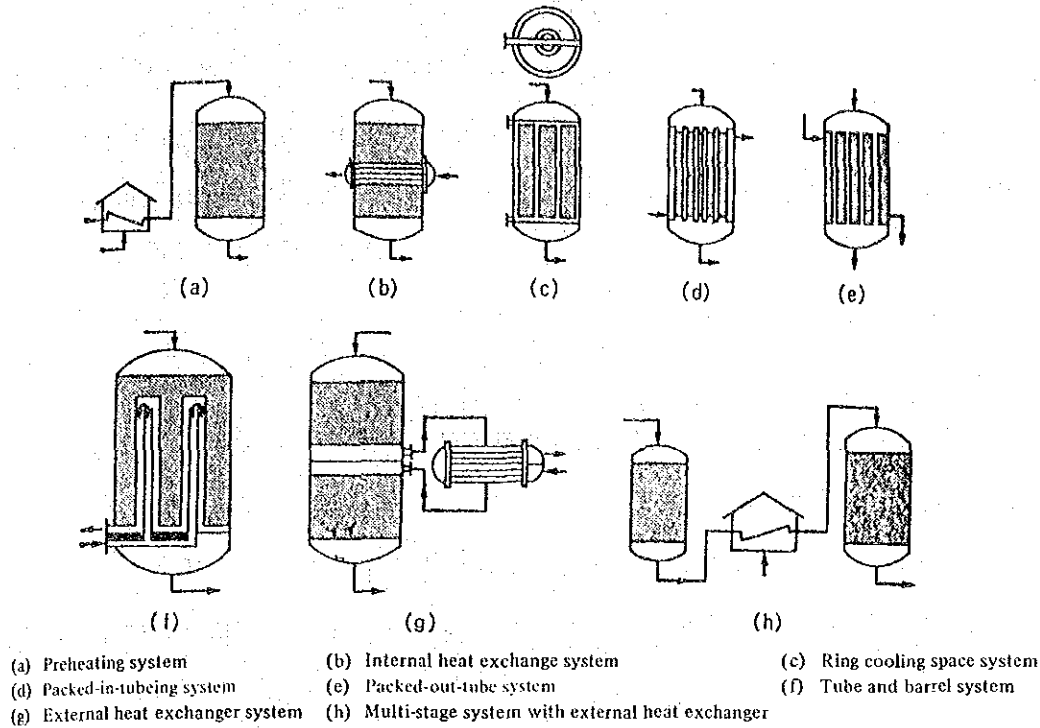


Fig. III-5-22 Heat exchange system of fixed catalytic reactor

反応層の間における温度調節のための冷却又は反応器出口の高温生成物の冷却においては、原料の予熱の方法と共に、又は別に、

- a. ボイラー給水加熱や蒸気発生として系外へ持ち出す。
- b. 空気、その他の流体に熱を与えて系外へ持ち出す。

などの方法によって、反応熱を有効に回収して系の内外で利用するのが望ましい。

〔実施例1〕 Fig III-5-23 に示す硫黄を原料とする硫酸プラントでは、硫黄のバーナの発生熱は蒸気の発生に、 $SO_3$ コンバータの反応熱は中間冷却では原料空気の予熱に、出口の冷却では給水予熱に利用している。この結果、100%硫酸1t 当たり高压蒸気1t を発生している(米国の例)。

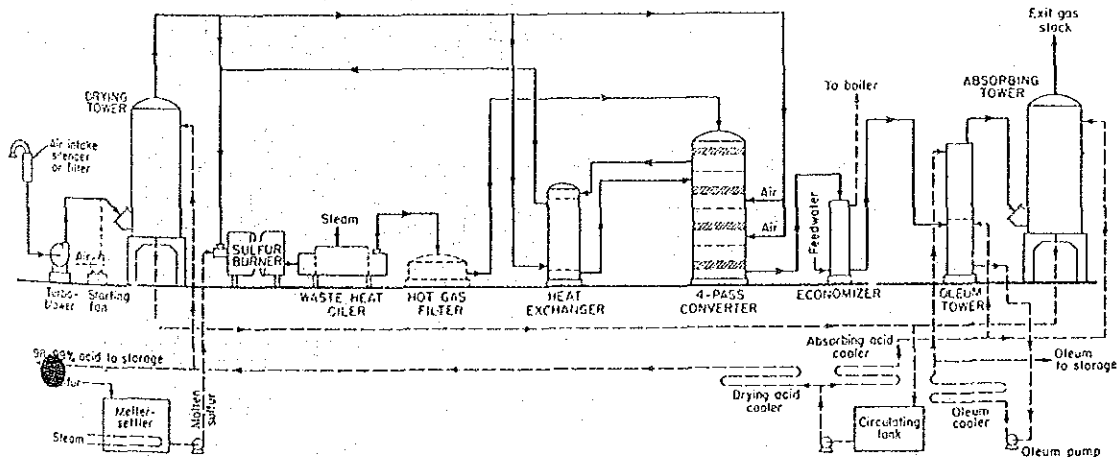


Fig. III-5-23 Typical flowchart for a sulfure-burning contact sulfuric acid plant

(実施例2) メタノールを空気酸化してホルマリンを製造する反応器では、反応後の600～630℃の温度のガスをボイラで急冷することにより、反応熱を低圧蒸気として回収する。38%ホルマリン1t当たりの回収蒸気量は約400kg、全量プラント内で消費されて系外から供給を受ける蒸気は約100kgにすぎない(日本の例)。

#### 4.2.2 蒸留装置

##### (1) 蒸留の原理

2種以上の揮発性物質より成る混合溶液を蒸発させると、発生蒸気は元の溶液と比べて低沸点成分の濃度が高く、一方、残液は高沸点成分の濃度が高くなる。この原理を応用して、混合溶液から特定の成分の濃度の高い溶液を分離するのが蒸留操作であって、この目的に用いられる蒸留装置は、化学プラントにおいて広く採用されている。

なお一度発生した蒸気を凝縮し、再度これを蒸発させると、同様の原理で発生蒸気中の低沸成分の濃度は更に高まり、残液はますます高沸点成分に富むこととなる。この原理を装置化したものが多段蒸留塔である。多段蒸留塔では、一つの段から発生した蒸気は、その上段の液と直接接触して凝縮して、その際潜熱を放出する。この潜熱は、更に当該段の液の蒸発に使われる。かかる現象は、塔内の全段について共通するので、蒸留に必要な熱エネルギーは、通常塔底の加熱器への入熱だけで済み、蒸気の凝縮のための冷却は、塔頂コンデンサだけで足りることになる。

次に、多段蒸留操作に関する特有の要因を説明する。

〈還流〉 塔頂製品の組成を一定(連続操作の場合)に保つため、又は高沸点成分との分離を一層良くする(回分、連続操作の双方の場合とも)ために、塔頂留出液の一部を塔頂部へ戻してやる。これが還流であり、(還流の流量)/(塔頂製品の流量)を還流比といい、蒸留操作において重要な意義を持つ因子の一つである。

〈還流比と塔の段数の関係〉 原料溶液から所定の濃度の製品を分離するのに必要とされる段の数(理論段数という)Nと還流比Rとの間にはFig III-5-24の関係がある。

Rは $R_m$ よりも小さくすることはできず、 $R_m$ のときには、塔の所要段数は無限大となる。またRを増加すれば所要段数は減少するが、Rを無限大にしても段数は $N_m$ よりも減らすことができない。 $R_m$ を最小還流比、 $N_m$ を最小理論段数とい

い、蒸留装置の設計と操作に関する重要な指標の一つである。

〈還流比と熱エネルギーの関係〉 塔内を上昇する蒸気流量は、塔内で冷却や熱放出のない限り、塔内どの段でも同じであって、その量は、 $(1 + R) \times (\text{塔頂製品流量}) \times (\text{蒸発潜熱})$ であって、塔底加熱器によって与えられる。<sup>(注)</sup> 従って、

注) 装入される原料が沸点にある場合であって、これ以外の場合には原料状態による修正が必要である。

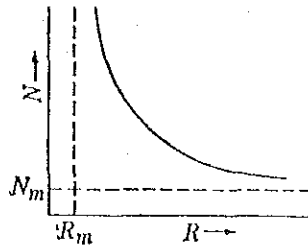


Fig. III-5-24

蒸留装置ではRを減らすことが直接省エネルギーにつながる。

(2) 蒸留塔の分類

A) 棚段塔

塔内に液をためるための棚を多段に設けてあって、下段から上昇する蒸気と棚上の液の接触を良好にする目的で、棚自体を目皿にしたり、多数の泡鐘を設けたりしている。また棚上に一定量の液をため、下段への液の流下を円滑に行わせるために、種々の工夫がなされている。

B) 充填塔

気液の接触を効率良く行う構造の充填物を塔内に入れて、蒸発・凝縮を段階的ではなくて連続的に行わせる。蒸留塔としての性能は、A)に比べて劣るが装置のコストが安く、塔内圧力損失が少ない利点がある。ただし、最近では高価であるが棚段塔の性能を上回る充填物が市販されている。

(3) エネルギーの使用の合理化

A) 還流比の最適化

先に述べたとおりRを減らすことは省エネルギーにはなるが、塔頂製品中の高沸点成分の増加と塔底製品中の低沸点成分の増加が起こって、蒸留装置の分離性能の低下をきたすことになる。一般的には、原料組成の変動や加熱蒸気の圧力変動などの原因から与えられる悪影響を配慮して、安心のため必要よりも大きい値のRで操作していることが多く見受けられる。Rは経験的に決められていること

が多いが、まず諸変動条件の変動幅をできるだけ小さくなるよう努力した後、徐々にRを減らして製品に与える影響が支障のない最低のR値を探すのが良い。

また原料の装入段もR値に影響を及ぼすので、試行的に装入段を変更してみるのも一つの方法である。

B) 棚段又は充填物の掃除

実際に各段から発生する蒸気は液と平衡組成ではない。

このズレに対して、段効率なるものを考えて理論的に計算された所要段数を、段効率で割ったものを実段数として実装置が作られている。棚段又は充填物が、使用中に液に含まれている異物によって汚されてくると、段効率が設計値よりも低下するので、性能維持のためにRを増加せざるを得なくなる。このようなことを予防するために、定期的に塔を開放して、内部の点検と掃除をすることが大切である。

C) 熱交換器による排熱の回収

塔頂蒸気は多量の潜熱を保有しているので、これを低温の塔の加熱器に利用したり塔底製品の保有する顕熱を原料の予熱にする ( Fig III-5-25 参照 )。

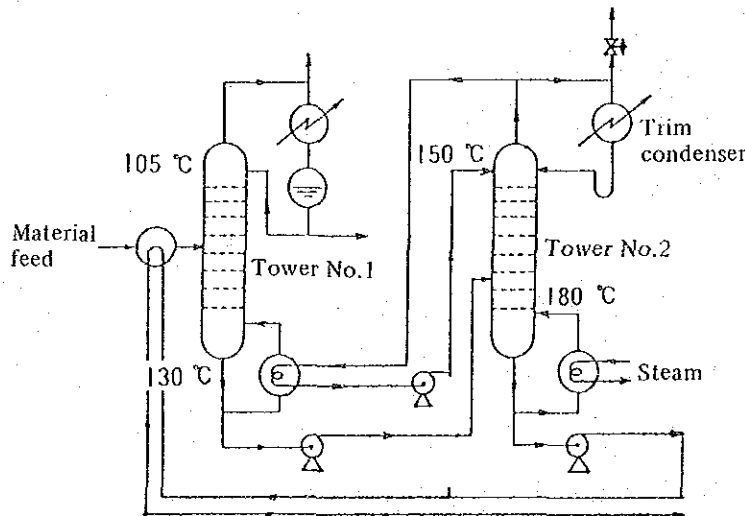


Fig. III-5-25

また塔頂コンデンサの熱は、蒸気の温度が高い場合には低圧蒸気の発生に利用できる ( Fig III-5-26 参照 )。

多少高価な装置とはなるが、塔頂製品の蒸気を加圧して凝縮温度を上げて塔底加熱器に利用する方法もある ( Fig III-5-27 参照 )。

D) 保温に関する注意

蒸留塔本体の保温がなされていないか、保温されていても効果が悪い場合は、

塔壁からの放熱のために塔内上昇蒸気の一部が凝縮する(分縮という)。分縮が起こるとその場所よりも上部では還流比 $R$ が減少することになって、蒸留塔の分離性能が低下することになり、これの防止のために $R$ を維持しようとするれば塔壁からの熱損失分だけ、塔底加熱器で補充しなければならない。

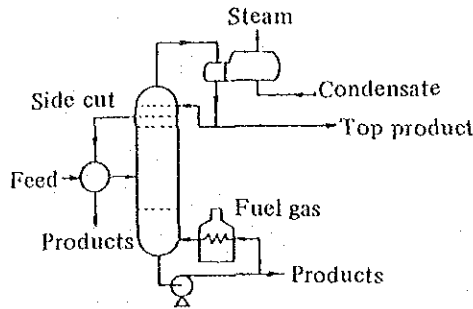


Fig. III-5-26

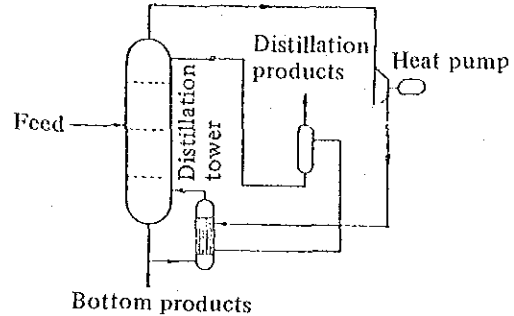


Fig. III-5-27

#### 4.2.3 蒸発装置

化学設備の中には、溶液の濃縮や結晶化のため蒸発装置の使われることが多い。一般的に溶液の溶媒は水であり、蒸発潜熱が大きいので、省エネルギーの対象として重要な装置である。熱源としては水蒸気の他に燃焼ガス、直火、電熱、熱媒などが用いられるが、ここでは水蒸気加熱のものに限って述べる。

##### (1) 蒸発缶の型式

代表的な蒸発缶の構造を Fig III-5-28 に示す。

(a)は、回分式によく用いられる。

(b)は、単位伝熱面積当たりの装置コストが安く、管の取り替えが容易である。

(c)は、中央の太い管(ダウンテークという)を液が降下し、小管内を液が上昇しながら加熱を受けて、自然循環するもので、最も広く使われている。

(d)は、溶液が、加熱管中を気液混合物となって高速で噴流となって上昇するもので効率が良い。

(e)は、加熱部と蒸発部を別にしたもので、管の取り替え、掃除が容易で操作も便利である。

(f)及び(f')は、溶液が加熱面上を薄膜状となって流下する間に蒸発するもので、高精度で熱に敏感な溶液の濃縮に適している。伝熱部の形式としては、直立長管型(f)とプレート型(f')があり、前者は管内流下方式であるため、スケールや結晶の生成するものには適さない。いずれも伝熱面への溶液の均等分配が重要な運転条件の一つである。

(g)は、液中に熱ガスを噴出させるか、あるいはバーナを液中に設置して直接燃焼して、高温の燃焼ガスを液中に噴出させて蒸発を行う。不活性ガスの存在下で液-ガスの直接接触によって蒸発するので、低温で濃縮が行われ、かつ、伝熱能力が大きい。硫酸ソーダ、リン酸、希硫酸、塩化マグネシウムなど腐食性の強い溶液の濃縮に用いられる。

(2) エネルギーの有効利用

蒸発は多量のエネルギーを必要とするので、エネルギー経済上蒸気の使用に関し Fig III-5-29 に示すいくつかの方式がとられている。

- a. 蒸気回収法 蒸気をそのまま利用(a)。蒸気を圧縮した後、他に利用する(b)。
- b. 蒸気(再)圧縮法 蒸発蒸気を圧縮した後、自己の加熱に利用する(c), (h), (i)。
- c. 背圧利用法 タービン背気の利用(d), (i)。
- a. 多重効用法 (e)後述。
- e. 以上の方法の組み合わせ式 多重効用併用法(f), (g), (h), (i)。

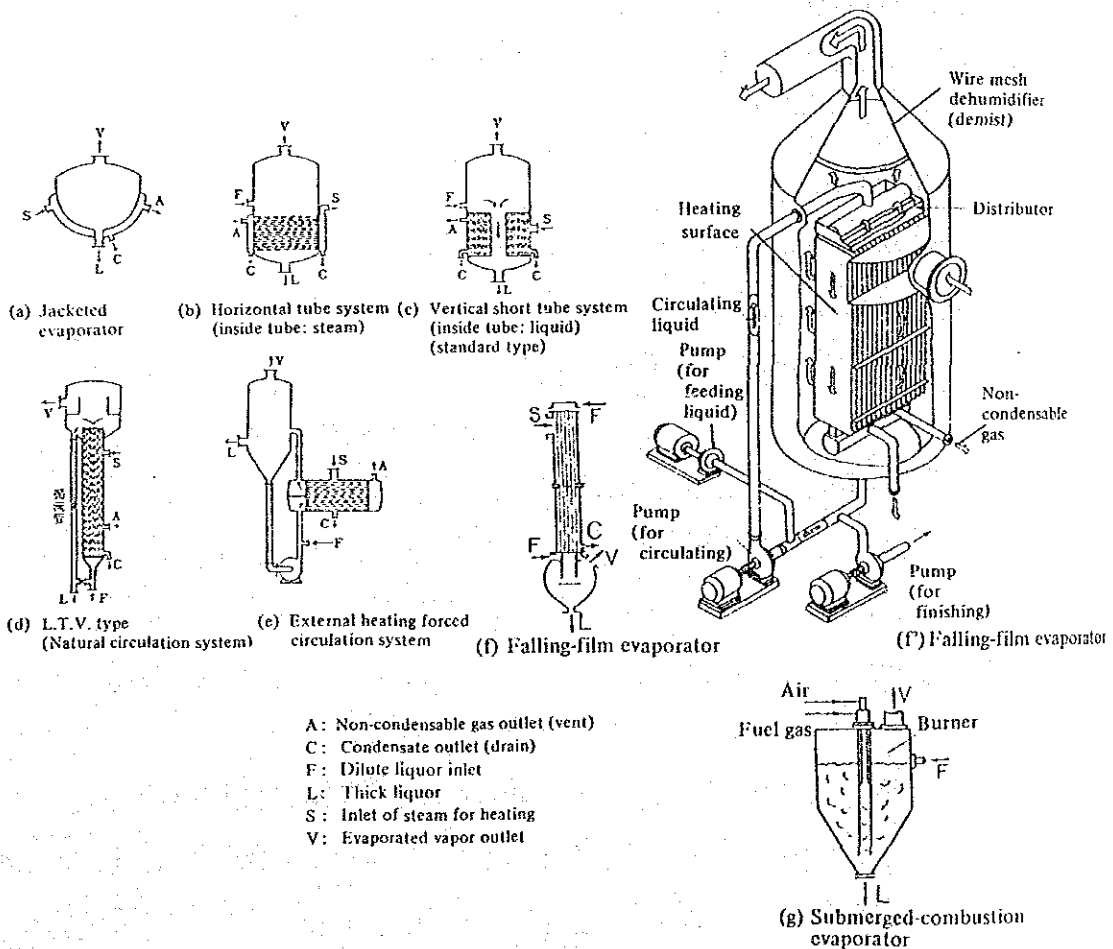


Fig. III-5-28 Examples of evaporators

以上の他に、発生蒸気の保有熱を原液の予熱に使う多段フラッシュ蒸発法があり、海水の淡水化に応用されている。

(3) 熱エネルギーの使用の合理化

前項で述べた方式によって蒸発のエネルギー原単位が大きく左右されるが、これ以外の要因によっても影響を受けるので、以下に説明する。

A) スケールの影響

加熱管壁が最高温度になるので、溶液中にスケールとなる塩類が存在するときには、伝熱面にスケールが析出し、伝熱抵抗となったり閉塞したりするので、次の方法により防止するのが良い。

- a. スケール生成成分を予め取り除く。
- b. 液の pH, 濃度, 温度などを選択する。
- c. 適当な薬品を添加する。
- d. スケールの着きにくい形式の缶を選定するか、掃除を十分に行う。

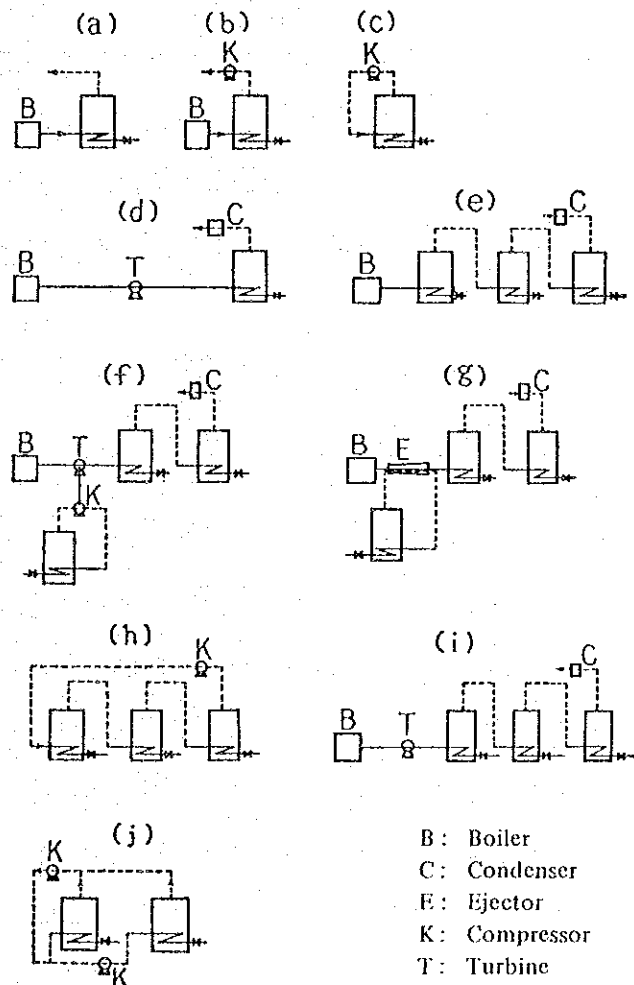


Fig. III-5-29 Classification of evaporation systems

B) スチームエゼクタの蒸気

蒸発缶内の圧力維持と空気などの非凝縮ガスの抜き取りを目的としてスチームエゼクタが多く使用されている。駆動蒸気の凝縮は通常バロメトリックコンデンサーで行われるが、このコンデンサに使用される冷却水の温度が駆動蒸気の種類とかわりを持っている。すなわち、水温が低いほど蒸気量が少なくて済み、また蒸気圧も低くして良い。

例えば、バロメトリックコンデンサの水温が41℃のとき、蒸気圧15 atgを要したものが、温度35℃になると10.6 atgで良いふとになる。<sup>注)</sup>

注) バロメトリックコンデンサの水温に対応する飽和水蒸気圧を $P_{t1}$ 、 $P_{t2}$ とし、それぞれに対応するエゼクター駆動蒸気圧を $P_1$ 、 $P_2$ とすれば、

$$\frac{P_1 + 1.033}{P_2 + 1.033} = \frac{P_{t1}}{P_{t2}}$$

(単位)  $P_{t1}$ 、 $P_{t2}$  : Torr  
 $P_1$ 、 $P_2$  : kg/cm<sup>2</sup>G

C) 蒸気加熱室の空気ページ

加熱蒸気中や溶液中に空気その他の不活性ガスが含まれている場合には、加熱室にガスが蓄積し、伝熱が阻害され、蒸気分圧低下によって加熱温度が低下する。これを防止する対策として、空気抜き弁を加熱室に設けて、定期的に、やゝ過剰気味にガス抜き操作を行う。理論的には、放出ガスの温度が蒸気室の温度に到達するまで、放出を続けるのが良いとされている。

空気放出弁の取り付け場所は蒸気入口と正反対側で、蒸気の流れる方向に付けるのが望ましい。

(4) 多重効用法について

Fig III-5-29 (e)において第2段以降の缶内圧力を、それぞれ前段の圧力よりも低くすることによって沸点を前段缶の発生蒸気の凝縮温度以下にすれば、前段の発生蒸気を次段の加熱室に導いて、その凝縮熱を次段の蒸発のために利用できることになる。一つの缶で、所定の蒸発を行う場合に比べて、蒸気消費量が著しく少なくて済むのが多重効用法の特徴である。効用数(段数)がNの場合、加熱用蒸気は理論上単一缶のその1/Nとなり、Nが大きいかほど熱経済上有利ではあるが、実際には設備費、運転費ともNと共に増加するので経済最適のNの値が存在する。

簡単に水蒸気費がNに逆比例し、固定費がNに正比例すると仮定した場合、最適効用数 $N_{opt}$ は次式で表わされる。



$$N_{opt} = \sqrt{P/K}$$

ここに、 $P = W_y \cdot C_s / F_E$ 、 $K$ は平均蒸気エコノミー（1缶当たりの水蒸気1kg当たり発生する蒸発水量で0.85～0.9）

$W_y$ ：年間蒸発水量（kg/y）

$C_s$ ：水蒸気単価（Bt/kg）

$F_E$ ：蒸発缶についての固定費（Bt/y）

#### 4.2.4 乾燥装置

ここでは、熱風と湿潤材料を接触させることによって、材料中の水分を蒸発させる機構の乾燥装置に限定して論ずる。被乾燥物の形状や物理的、化学的性質は多種多様であり、かつ含有水分も異なっているので、乾燥操作はそれぞれに応じて違ってくる。従って、乾燥装置についてもそれぞれの材料の特性や操作に対応する型式のものが市販されており、その種類は多く、装置の選定は極めて重要である。しかし、ここでは材料と装置の問題は一般論にとどめ、乾燥装置の一般的省エネルギーについて述べる。

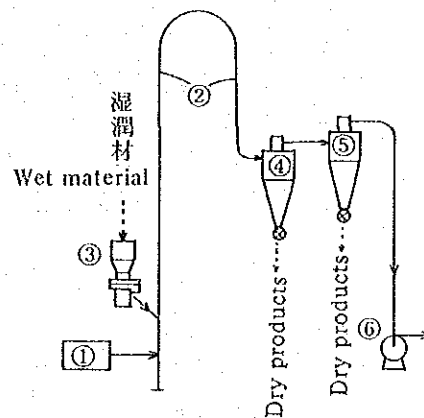
##### (1) 乾燥装置の種類

被乾燥物の移動方式と伝熱の関係より、次の種類に分けられる。

##### A) 熱風乾燥装置

##### a. 熱風搬送型

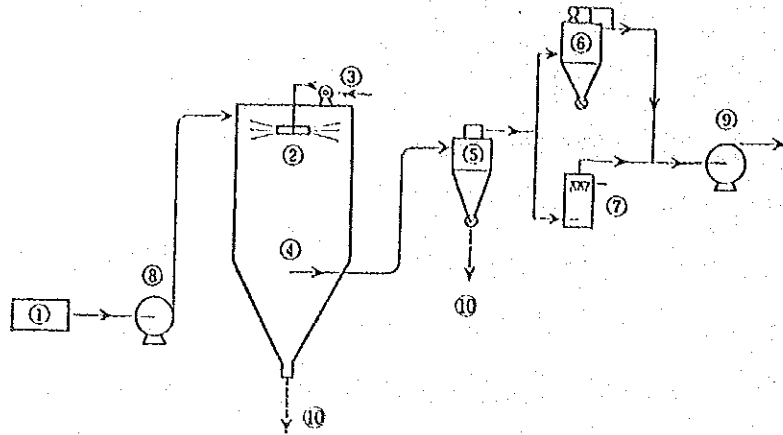
##### ① 気流乾燥装置（Fig III-5-30 参照）



- (1) Hot air producer (2) Drying tube (3) Material feeding device  
 (4) Primary cyclone collector (5) Secondary cyclone collector  
 (6) Exhauster

Fig. III-5-30 Distribution diagram of flash dryer  
 (Direct feed system)

② 噴霧乾燥裝置 (Fig III-5-31 參照)



- ① Hot air producer      ② Sprayer      ③ Feed liquid pump      ④ Drying tower proper
- ⑤ Cyclone collector      ⑥ Bag filter      ⑦ Scrubber      ⑧ Blower      ⑨ Exhauster
- ⑩ Dried products

Fig. III-5-31 Distribution diagram of spray drying

b. 材料攪拌型

- ① 回轉乾燥器 {
  - 單一圓筒直接加熱式
  - 二重圓筒直接間接加熱式
  - 外熱式 (Fig III-5-32 參照)

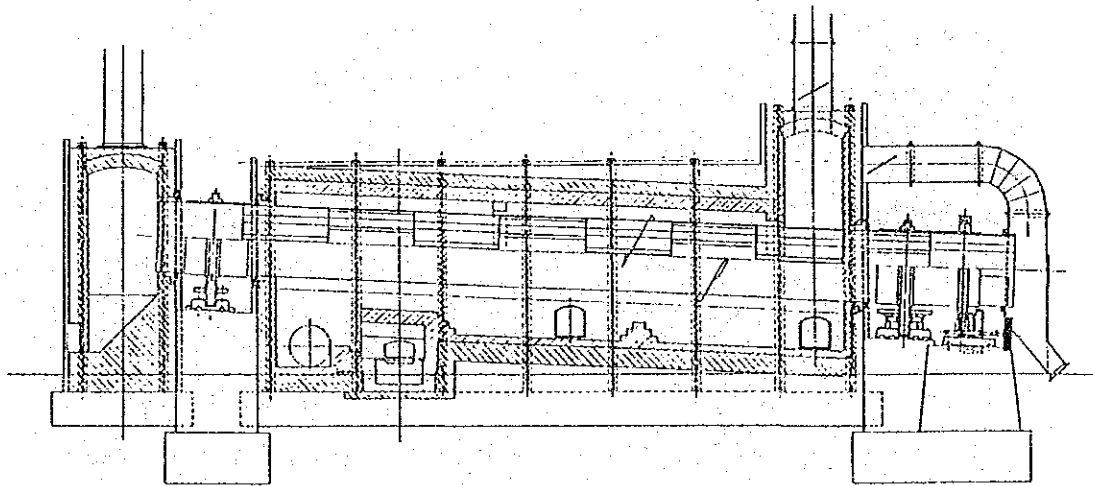


Fig. III-5-32 External fire type rotary dryer

② 多重圓板乾燥器 (Fig III-5-33 參照)

③ 溝型攪拌乾燥器 (Fig III-5-34 參照)

- ④ 流動層乾燥裝置 {
  - 多段連續式
  - 橫型多室連續式
  - 1段連續式 (Fig III-5-35 參照)
  - 回分式

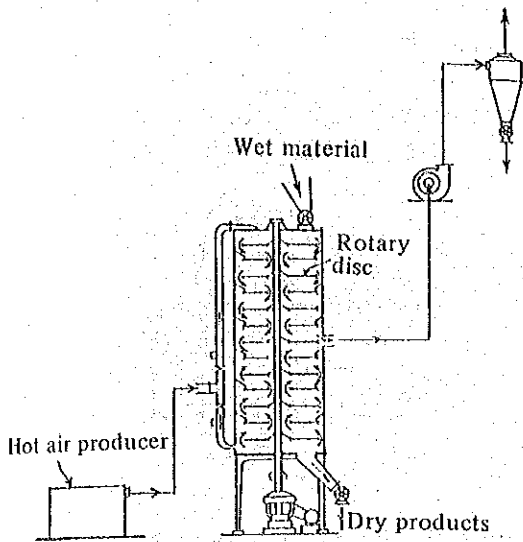
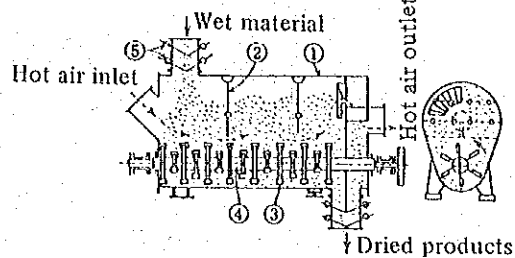
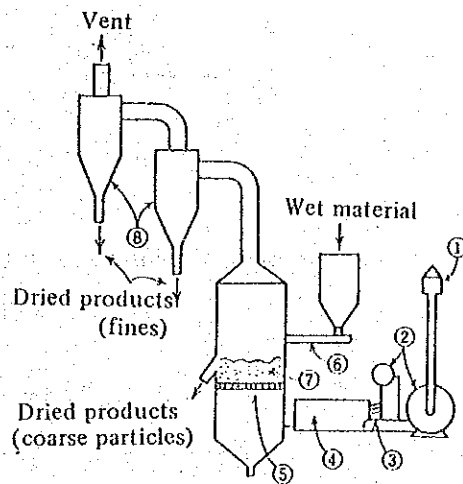


Fig. III-5-33  
Multiple-stage disc hot air dryer



① Shell ② Partition plate ③ Agitation blade  
④ Agitation shaft ⑤ Weight damper

Fig. III-5-34  
Hot air groove type agitation dryer



① Air filter ② Blower ③ Burner ④ Air heater ⑤ Distributor  
⑥ Material feed device ⑦ Fluidized bed ⑧ Cyclone

Fig. III-5-35 One stage continuous flow dryer

c. 材料搬送型及び静置型

- ① 通気乾燥器
  - バンド式 (Fig III-5-36 参照)
  - 回転式 (Fig III-5-37 参照)
  - 堅型移動層式 (Fig III-5-38 参照)
  - 箱型回分式 (Fig III-5-39 参照)
- ② トンネル乾燥器 (Fig III-5-40 参照)
- ③ バンド乾燥器
- ④ 箱型乾燥器

⑤ シート用乾燥器 ( Fig III-5-41 参照 )

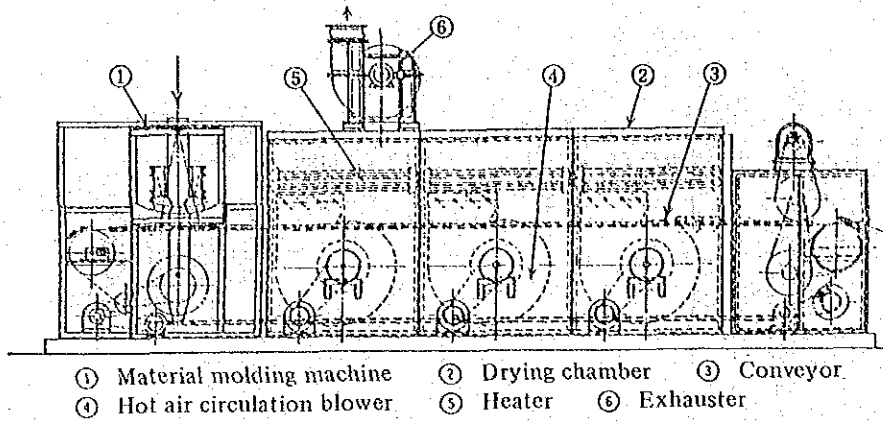


Fig. III-5-36 Band type continuous through-circulation dryer

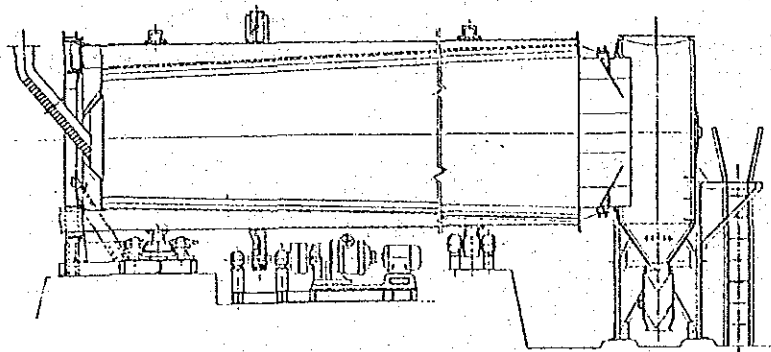


Fig. III-5-37 Rotary type continuous through-circulation dryer

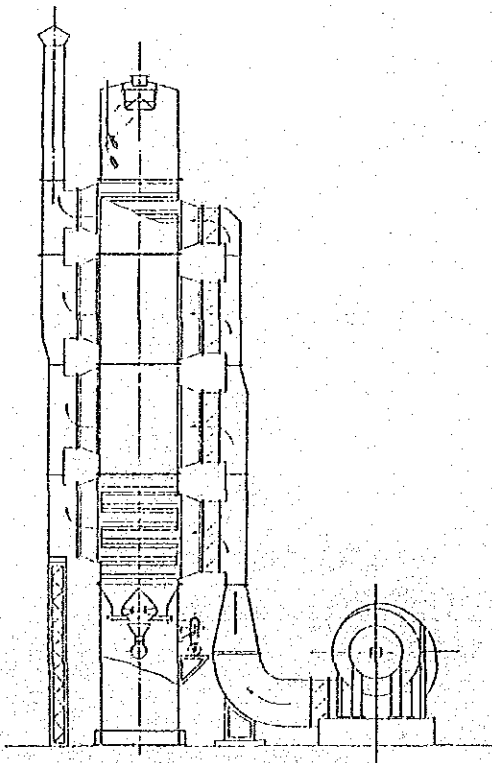


Fig. III-5-38  
 Vertical type continuous moving bed  
 through-circulation drying system

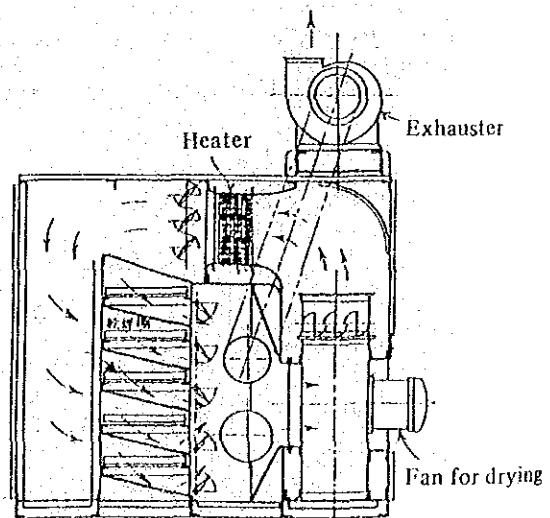


Fig. III-5-39  
 Box batch type through-circulation dryer

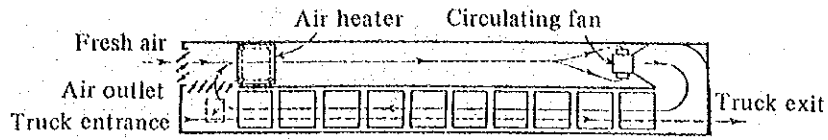


Fig. III-5-40 Distribution diagram of counter-current tunnel dryer

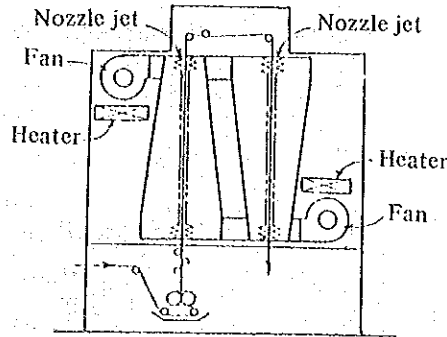


Fig. III-5-41 Vertical nozzle jet dryer

B) 伝導乾燥装置

a. 材料攪拌型

- ① 溝型攪拌乾燥器
- ② 円筒攪拌乾燥器 { 常 圧 式  
真 空 式
- ③ 平板攪拌乾燥器
- ④ 水蒸気加熱管付回転乾燥器 ( Fig III-5-42 参照 )

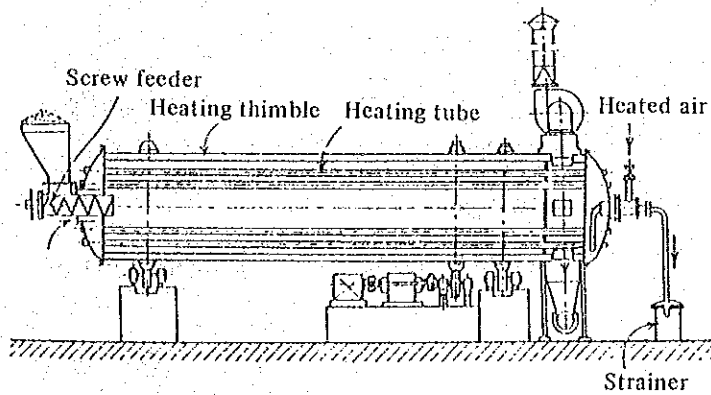


Fig. III-5-42 Rotary dryer with steam heating tube

⑤ 多段攪拌乾燥器 (Fig III-5-43 参照)

⑥ 真空回轉乾燥器

b. 材料静置型

① 真空乾燥装置 (Fig III-5-44 参照)

② 凍結乾燥装置 (Fig III-5-45 参照)

c. 円筒型

① ドラム乾燥器 { 常圧式 (Fig III-5-46 及び Fig III-5-47 参照)  
真空式

② 円筒乾燥器

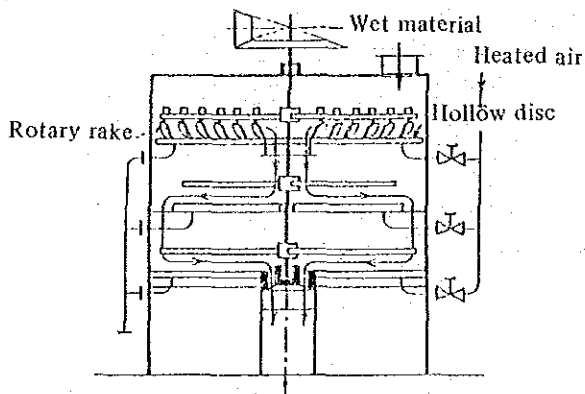


Fig. III-5-43 Multiple-stage agitation indirect dryer

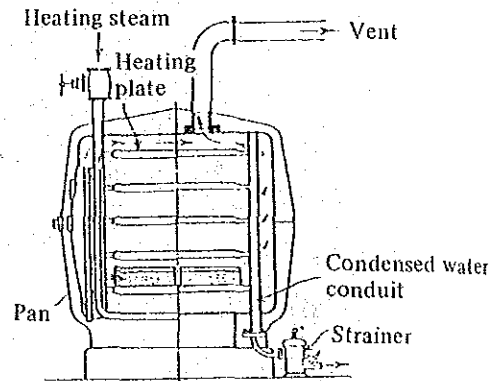


Fig. III-5-44 Box type vacuum dryer

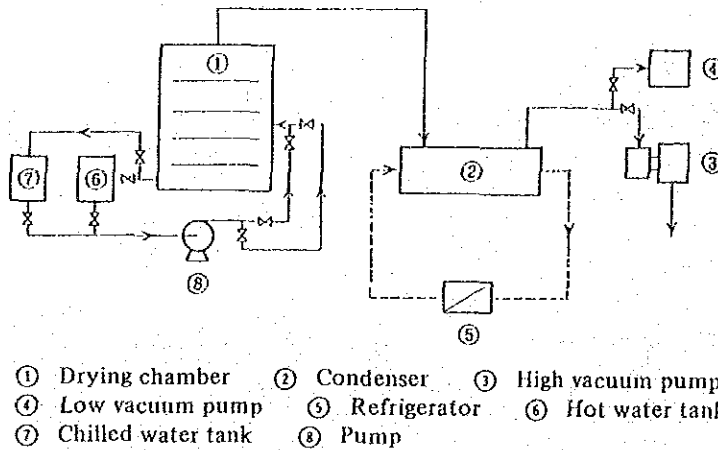


Fig. III-5-45 Distribution diagram of freeze vacuum dryer

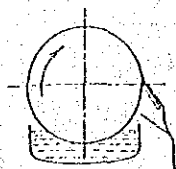


Fig. III-5-46 Drum dryer bottom feed

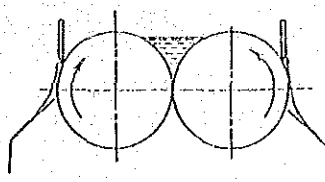


Fig. III-5-47 Drum dryer top feed

## (2) 乾燥装置の選定

被乾燥物の性状、乾燥製品の仕様、処理量などを考慮して、最適の乾燥装置を選定することは化学プラントの生産管理の面はいうい及ばず、エネルギー経済の上からも極めて重要である。装置選定の要点について次に述べる。

## A) 被乾燥材料の性質

被乾燥材料の湿潤時形態、含水率、粒度、付着性、許容温度は最も重要であり、この他に可燃性、摩耗性、収縮性、造粒などを把握しておくことが必要である。

## B) 乾燥製品の性状

乾燥製品に要求される水分含有率がいくらであれば良いのか。乾燥製品は粉末状か、あるいは他の形態か、粒度、かさ比重、色調、香味などに、特別の条件が付されているかなど配慮しなければならない。

## C) 処理量及び処理方式

装置型式の決定に対する重要な要素の1つである。大量の材料を連続で乾燥するのか、少量ずつ回分式で乾燥するのかによって、乾燥方式は同じであっても装置の型式は大きく異なる。例えば、通気乾燥を採用するとき連続大量方式をとる場合は、バンド通気、回転通気、堅型通気移動層が推奨され、少量、回分処理の場合は箱型通気が適している。

## D) 熱源

加熱源として何を使用できるか、また乾燥製品に要求される条件から、どのような熱源を使わなければならないかを検討する。

一般には、熱風を被乾燥材料に接触させることによって熱を材料に与えているが、乾燥製品が熱風によって汚染されるのが嫌われる場合とか、材料が熱に敏感なために低温で乾燥する必要のある場合には、水蒸気などによる間接加熱とか、外部熱源からの間接加熱の方法を用いなければならない。

乾燥製品に特段の条件の付されない場合は、熱風を材料に直接接触させるのが最も簡単なプロセスであるから、入手できる最経済的熱源や他設備からの排熱などを利用すべきである。

乾燥装置の選定の1例をTable III-5-7に示す。

## (3) 熱エネルギーの使用の合理化

## A) 材料の前処理

前段階のプロセスで極力水分を除去すること。可溶性成分はできるだけ濃縮し

たものを、不溶性の場合は機械的脱水によりできるだけ脱水したものを乾燥プロセスへ装入するのが良い。脱水装置の設備費は比較的高価であるが、消費エネルギーは、水分を熱的に蒸発除去する乾燥に比べれば、はるかに少ないからである。

B) 熱損失の防止

乾燥装置は、小型の場合一般に比表面積が大きくて放熱損失が大きくなりやすく、供給熱量の10%を超えることがあるので、保温を十分にする必要がある。次に熱風の漏れによる損失も意外と多いことがあり、フランジや回転部と固定部の接合個所や材料の入口、製品出口など内圧に応じたシールが必要である。

C) 排気の循環

熱風乾燥機においては排気の持ち去る顕熱量が非常に大きい。これを下げるた

Table III-5-7 Examples of selection of dryers

State when wet		Liquid slurry	Piece material	Particulate	Powdered	Granular	Lump like	Flaky	Single sheet	Continuous sheet	Material with surface water
Hot air drying	Hot air carrying	Flash	○								
		Spraying	○								
	Material agitation	Rotation			○						
		Multiple stage drum			○						
		Groove type agitation			○						
		Multi stage continuous fluidized bed			○						
		Horizontal multi-chamber fluidized bed			○						
		One stage continuous fluidized bed			○						
	Batch-wise fluidized bed			○							
	Material carrying and drying	Band type through circulation			○						
		Rotary through circulation			○						
		Vertical mobile bed type through circulation			○						
Riv type batch-wise through circulation				○							
Funnel				○							
Band				○							
Indirect drying	Material agitation	Groove type agitation			○						
		Cylindrical agitation			○						
		Plate agitation			○						
		Rotation with steam heating tube			○						
		Multi-stage agitation			○						
		Vacuum rotation			○						
	Material drying	Vacuum			○						
		Freeze			○						
	Cylindrical type	Drum			○						
		Cylinder			○						

Remarks: Dryer's applicability is shown as follows: ○ > ○ > ●



めには、温度を下げるもののほか排風量を減らすことが重要である。排ガスの一部を循環して再使用すると熱効率は向上する。バンド通気乾燥機などのように、材料の進行方向に対して直角方向に大量の熱風を送り込む方式においては排気温度が高く、湿度が低いので、熱風の吹き込みをいくつかのセクションに分割して、後段側の排気を逐次前段側へ使用することとすれば効率が向上する。高温度で乾燥を行う場合は、湿度の増加による乾燥速度の低下率は小さいので、排風循環の応用できることが多い。

#### D) 排気からの顕熱回収

排気の持ち去る顕熱を回収し、乾燥用空気の予熱に利用する。この場合、熱交換器としてはプレート式熱交換器、ヒートパイプなどが適しているが、後者は設備コストが高いという難点がある。熱交換方式採用に当たって注意すべきことは、排気中に含まれるダスト、水分その他によって伝熱面が汚れ、場合によっては腐食も生ずることである。定期的な掃除と点検が必要である。

次に、排気の保有熱を熱交換器を用いず、直接回収する方法を検討すべきである。例えば、噴霧乾燥機において排気を被乾燥液体と直接接触させて濃縮すれば、排気顕熱をほとんど飽和近くまで利用できることになる。

#### E) 排気からの潜熱回収

乾燥操作に消費された熱量のうち、水分の蒸発のために使われたものの割合は非常に大きい。この蒸発蒸気はすべて排気に同伴されるので、この潜熱が回収できれば熱効率は著しく向上する。回収の方法としては濃縮装置の加熱源としたり、あるいはヒートポンプによる回収などがあり、排気の温度、湿度を考慮してプラント内での利用先を検討すべきである。

#### F) 乾燥製品の顕熱回収

乾燥製品の温度が比較的高い場合にはこれを空冷し、製品の保有熱を回収して乾燥用空気の予熱に利用する。乾燥製品の温度はそれほど高くないので、流動層を使って冷却兼空気予熱を行うと効率が良いことがある。

#### G) その他

化学設備の中には反応生成物の冷却や蒸留塔、冷凍機のコンデンサ冷却に空気を使用することがしばしば見られる。これらの場合の排出空気温度は、それほど高くはないが風量が多いので、乾燥用空気に利用できることが多い。排風温度によっては、そのまま乾燥機へ送入できる場合もあり、省エネルギー効果は大きい。

4.2.5 冷凍装置

(1) 冷凍サイクル

工業的に利用されている機械的冷凍法には圧縮式と吸収式があるが、一般に前者が多く使われているので、ここでは圧縮式についてのみ述べる。

圧縮式冷凍装置では、圧縮機で圧縮されて高温高圧となった冷媒ガスは凝縮器で外部に熱を放出して液体となり、次に膨張弁を通過して減圧されて蒸発器に入り、外部から熱を吸収して再びガスとなり圧縮機に入る。これを冷凍サイクルという (Fig III-5-48 参照)。

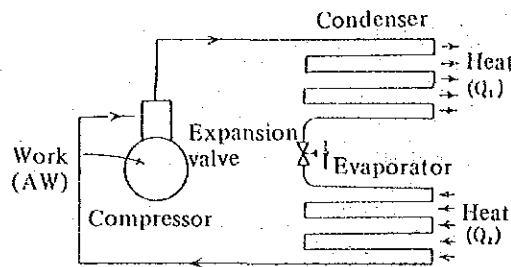


Fig. III-5-48 Refrigeration cycle

この冷凍サイクルの途中で冷媒は、圧縮機において外部から仕事をされる。この仕事量を  $W \text{ kg} \cdot \text{m}$  とし、蒸発器で吸収する熱量を  $Q_2 \text{ kcal}$ 、凝縮器で放出する熱量を  $Q_1 \text{ kcal}$  とすれば、

$$AW = Q_1 - Q_2 \quad A = 1/427 \text{ kcal/kg} \cdot \text{m}$$

の関係がある。

冷凍サイクルにおける冷媒の種々の状態変化を知るために、一般に使用されている線図には、

- a. 圧力-エントロピー線図又は Mollier 線図 ( $P-i$  線図) : 縦軸に圧力  $P$ 、横軸にエンタルピー  $i$  をとった線図。
- b. 温度-エントロピー線図 ( $T-s$  線図) : 縦軸に絶対温度  $T$ 、横軸にエントロピー  $s$  をとった線図。

があるが、 $P-i$  線図の方が冷凍装置の各種の設計計算や操業解析用に便利のため多く利用されている。

$P-i$  線図上に冷凍サイクルを図示したものが Fig III-5-49 である。A 点は圧縮機に吸入される冷媒の状態 (低温低圧) で、圧縮されて B 点の状態 (高温高圧) になる。このとき理論的には、断熱圧縮で等エントロピー線上にあり、圧縮仕事  $W$  ( $\text{kg} \cdot \text{m/kg}$ ) は、

$$AW = i_b - i_A$$

ここで  $i_A$  : 圧縮機吸入口でのエンタルピー (kcal/kg)

$i_b$  : 圧縮機出口でのエンタルピー (kcal/kg)

$A$  : 1/427 (kcal/kg·m)

蒸発器での冷凍効果 (冷媒 1 kg 当たりの冷凍能力)  $q_c$  は、

$$q_c = i_A - i_D \quad (\text{kcal/kg})$$

ただし、 $i_D$  : 蒸発器入口でのエンタルピー (kcal/kg)

また冷凍効果と圧縮仕事との比を成績係数といい、 $E$  で表わすと、

$$E = (i_A - i_D) / (i_b - i_A)$$

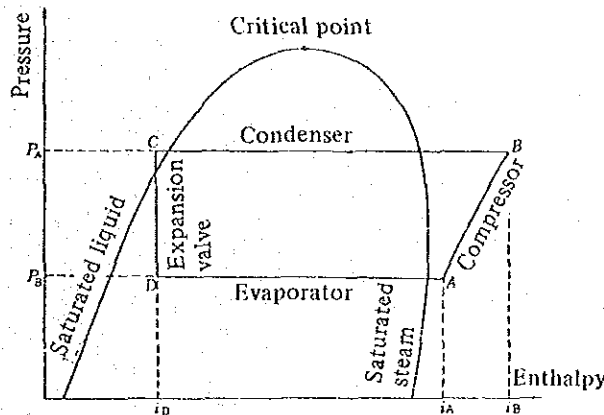


Fig. III-5-49

〈冷凍能力の単位について〉

冷凍装置の冷凍の能力を表わす単位を定めておくことは便利であるが、各国毎に数値が違うので、混乱を生じないように注意を要する。次にその例を示す。

(日本) 1 t の 0 °C の水を 24 時間で 0 °C の氷にする冷却能力を 1 冷凍 t といいい 3,320 kcal/h に相当する。

(米国) 200 BTU/min を 1 冷凍 t といいい、24 時間で温度 32 °F の氷 2,000 ポンドを融解する熱量に相当する (200 BTU/min ≒ 3,023 kcal/h)。

各冷媒の P-i 線図を Fig III-5-50 ~ Fig III-5-58 に示す。

(2) 冷媒ガスの圧縮機

冷凍装置の圧縮機は圧縮機構により往復動式、遠心式、回転式に区分される。往復動式は小容量のものから大容量のものまで、またどんな温度条件でも大体使用できる。しかし容量が大きなものでは設備価格の面で遠心式の方が安価となるが、遠心式は圧縮比が大になると割高になり、かつ容量の小さい場合は効率が悪くなる

(40 m<sup>3</sup>/min 以下で)。回転式に属するスクリーン圧縮機は容量による効率の差違が少なく、かつ圧縮比も1段で往復動式2~3段に相当するものが開発されて、最近冷凍装置に広く使用されるようになった。

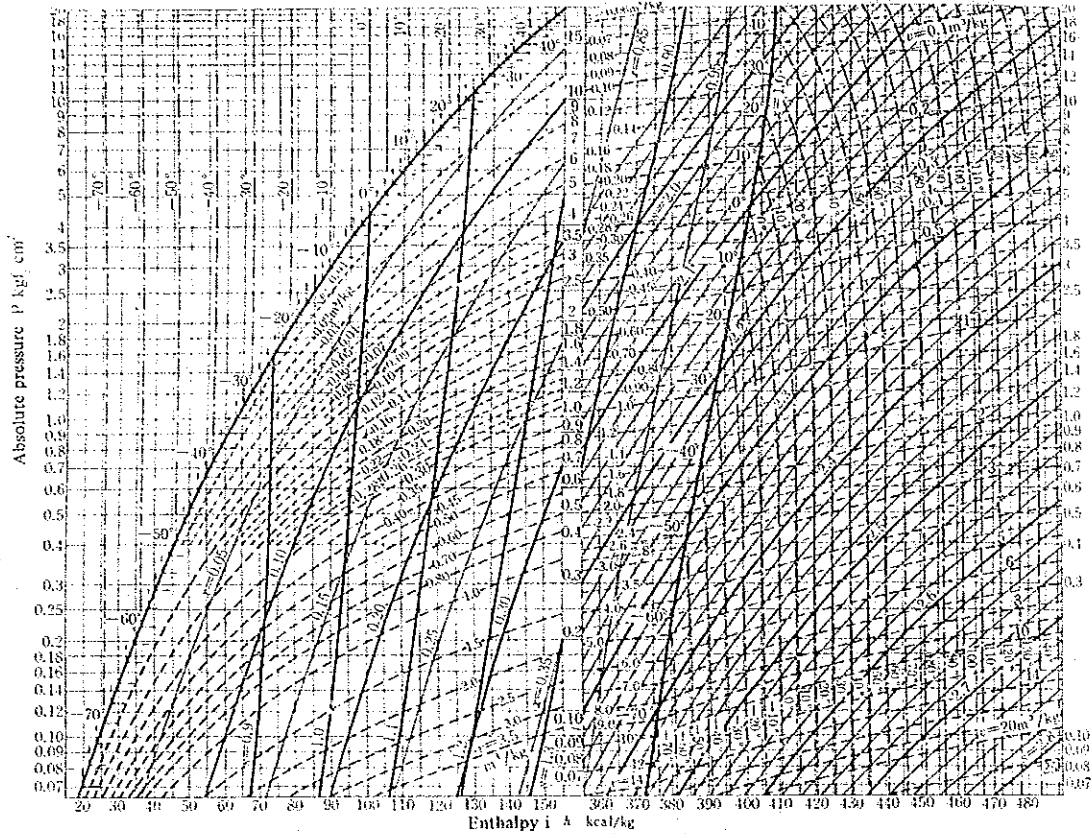


Fig. III-5-50 P-i Diagram of ammonia

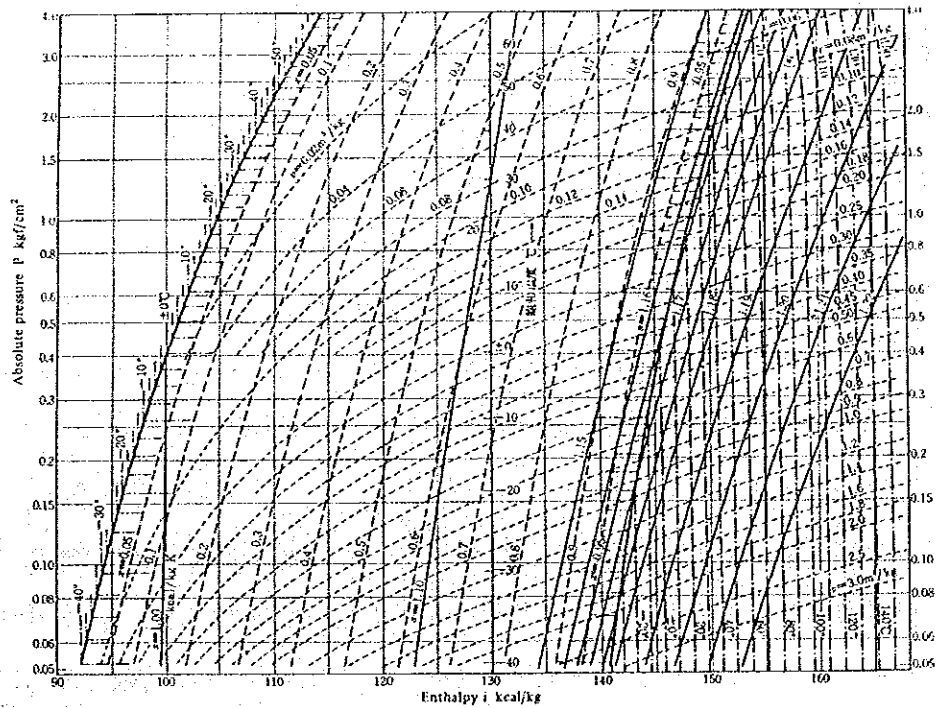


Fig. III-5-51 P-i Diagram of R-11

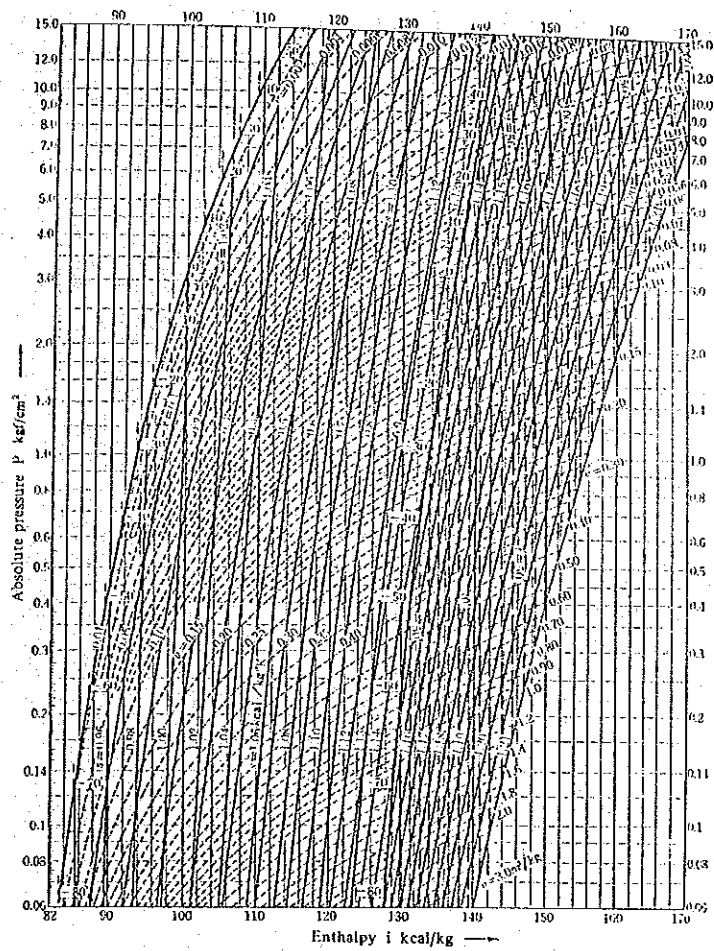


Fig. III-5-52 P-i Diagram of R-12

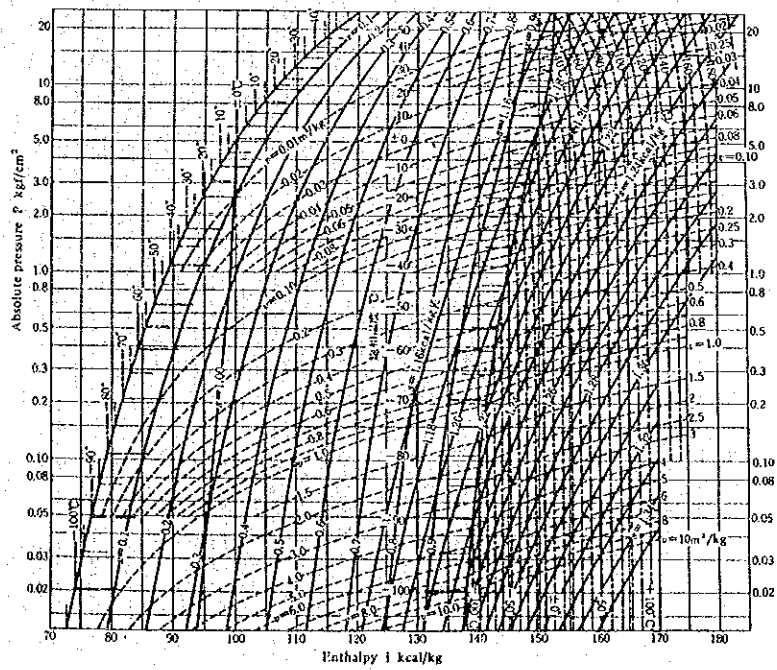


Fig. III-5-53 P-i Diagram of R-22

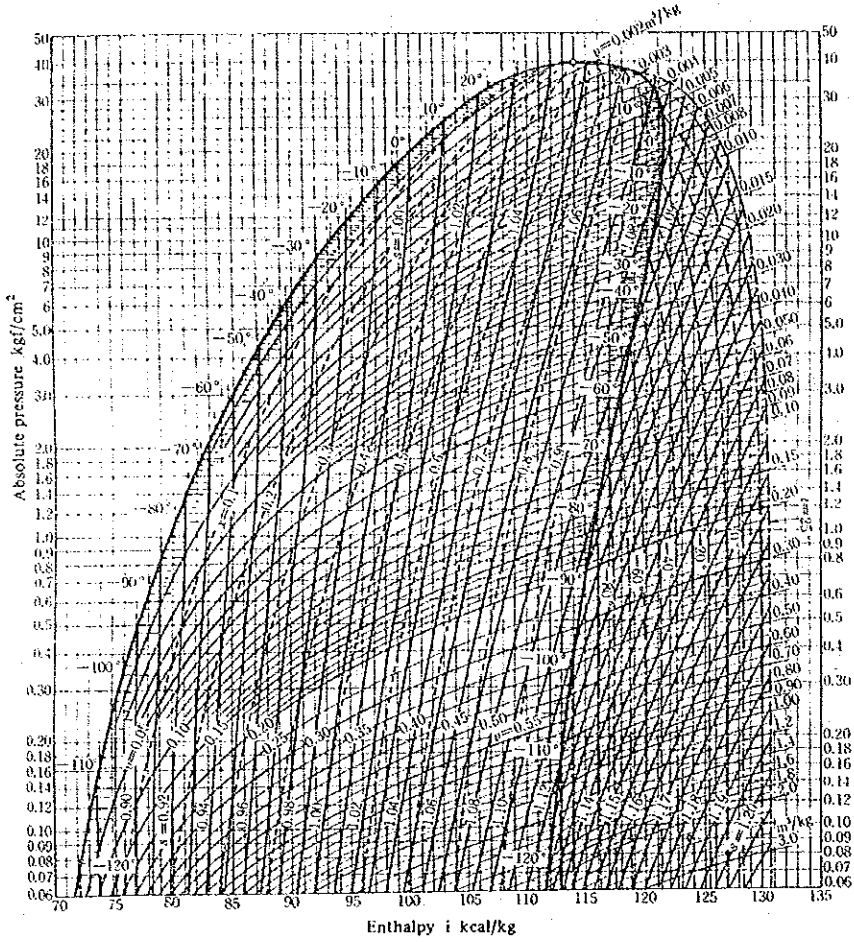


Fig. III-5-54 P-i Diagram of R-13

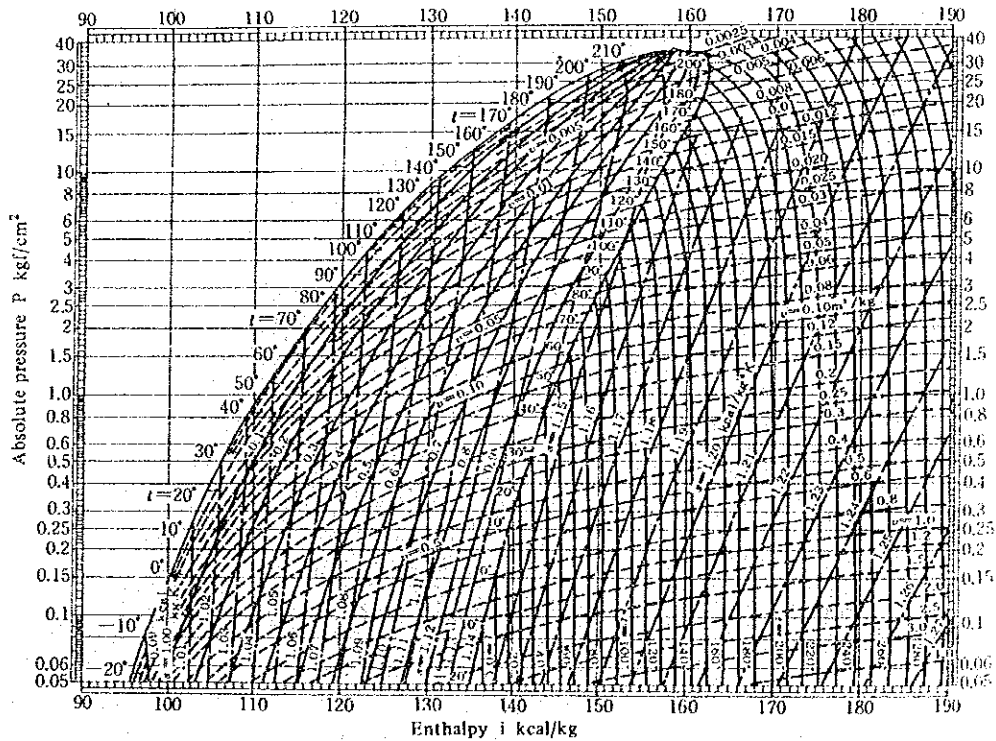


Fig. III-5-55 P-i Diagram of R-113

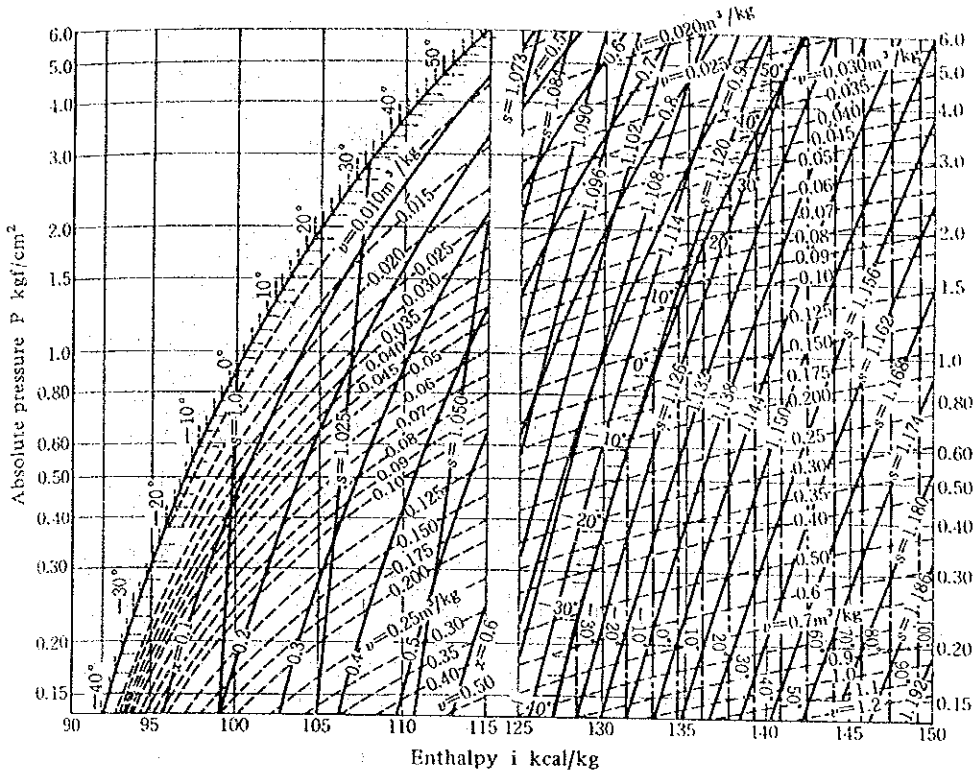


Fig. III-5-56 P-i Diagram of R-114

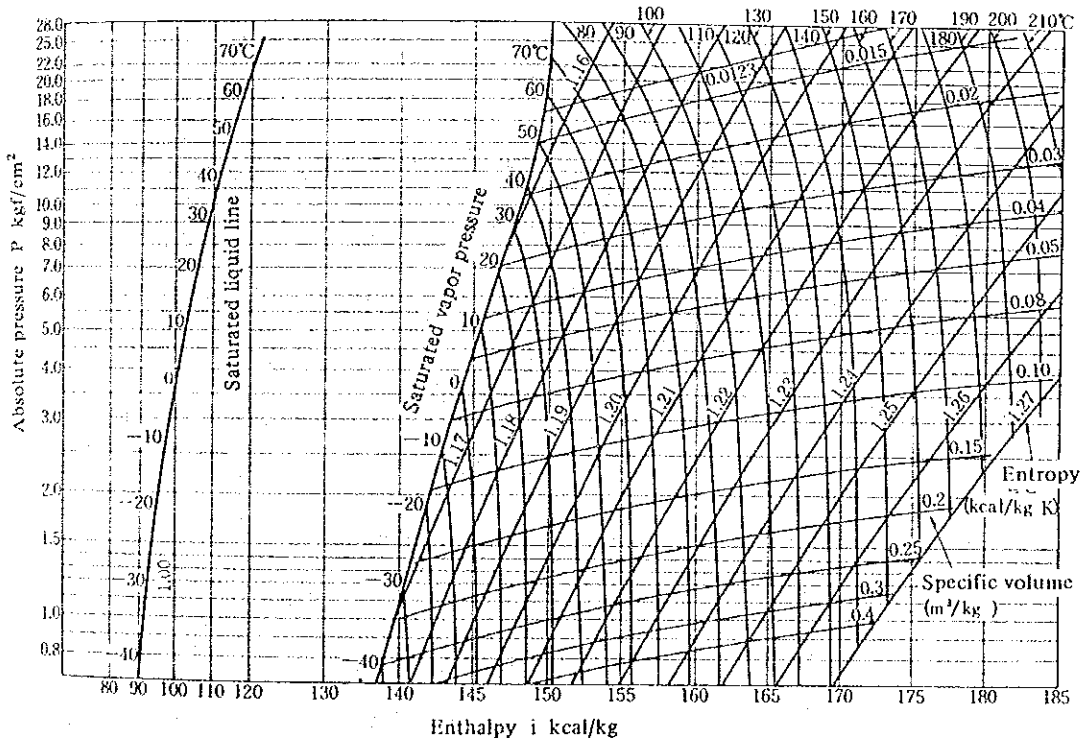


Fig. III-5-57 P-i Diagram of R-500

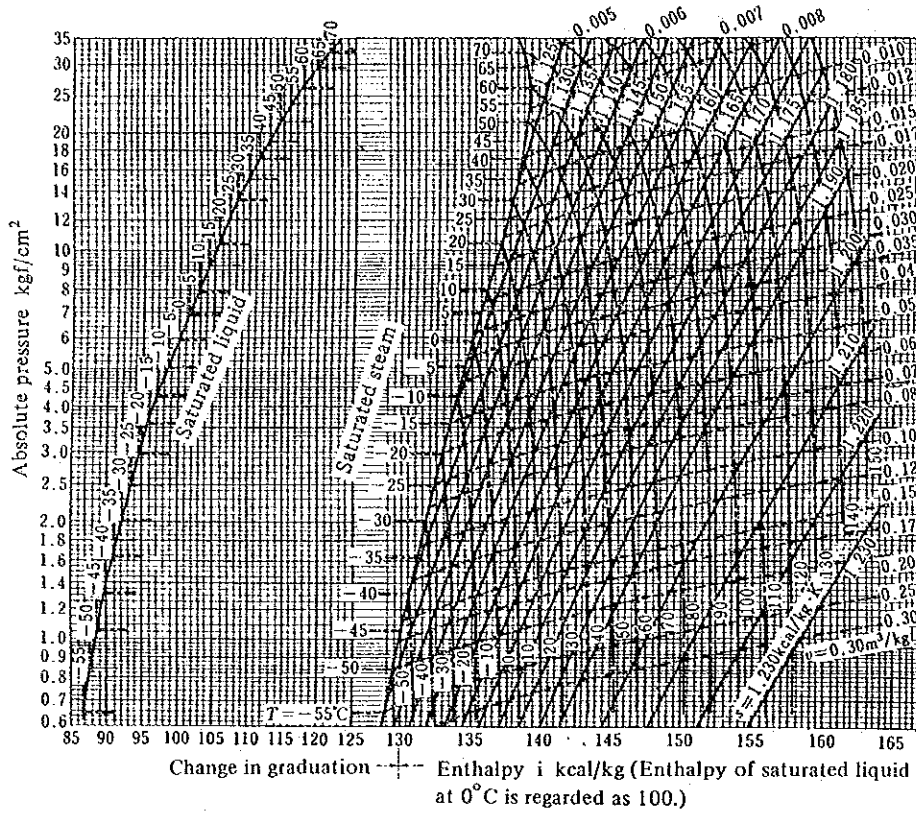


Fig. III-5-58 P-i Diagram of R-502

一般に各圧縮方式に対して使用される冷媒を Table III-5-8 に示す。

また、往復動圧縮機を使用した場合の種々蒸発温度における冷媒の種類、冷凍サイクルの方式を Table III-5-9 に示す。高圧縮比で圧縮機の運転を行うと体積効率の低下、吐出ガス温度の上昇による潤滑油の劣化、炭化及び吐出弁の破損などが発生しやすくなる。通常1段圧縮は圧縮比8～10以下とし、それ以上の場合は、2段又は3段圧縮方式を採用する。蒸発温度が $-80^{\circ}\text{C}$ 以下になるとR-22、アンモニアなどの高温用冷媒では、蒸発温度に相当する飽和圧力が非常に低く、高真空となるため圧縮機の体積効率が著しく低下する。従って、この温度範囲では飽和圧力が比較的高い冷媒を低温側冷媒として使用する二元冷凍サイクルを組むことが多い (Table III-5-9 参照)。

(3) 冷媒

冷媒は冷凍サイクル内における熱力学的変化の媒体であり、次の特別な性質を持つ物質である。

A) 物理的性質

- a) 臨界温度が常温より高く、凝固点が低い。
- b. 蒸発熱が大きい(冷媒循環量が少なくて済む)。



- c. ガスの比熱比, すなわち (定圧比熱) / (定容比熱) が小さい。
- d. 成績係数が大きい。
- e. ガスの比体積が小さい (圧縮機の容積が小さくて済む)。
- f. 凝縮圧力及び蒸発圧力が適当である。

Table III-5-8 Compressor and refrigerant

Type of compressors	Refrigerant to be used
Reciprocating type	High and medium temperature areas — R-12, R-22, NH <sub>3</sub>
	Low temperature area — R-13, R-14, Ethane, Ethylene
Centrifugal type	Small capacity high temperature area — R-113, R-114
	Large capacity high temperature area — R-11
	Low temperature area — R-12, NH <sub>3</sub>
Rotary type	R-12, R-22, NH <sub>3</sub>

Table III-5-9 Refrigeration cycle of reciprocating refrigerators

Evaporation temperature range	Refrigerant	Refrigeration cycle
+5 ~ -35°C	R-12, 22, NH <sub>3</sub>	1-stage or 2-stage compression
-35 ~ -60°C	R-22	2-stage compression
-60 ~ -85°C	R-22	3-stage compression
	R-22 & R-13	2 cycle (Low temperature R-13 1-stage compression) (High temperature R-22 2-stage compression)
-85 ~ -100°C	R-22 & R-13	2 cycle (Low temperature R-13 2-stage compression) (High temperature R-22 2-stage compression)
	R-22 & Ethane	2 cycle (Low temperature Ethane 2-stage compression) (High temperature R-22 2-stage compression)
-100 ~ -130°C	R-22 & Ethylene	2 cycle (Low temperature Ethylene 1-stage or 2-stage compression) (High temperature R-22 2-stage compression)
	R-22 & R-14	2-cycle (Low temperature R-14 1-stage or 2-stage compression) (High temperature R-22 2-stage compression)

B) 化学的性質

- a. 使用条件下で化学的に安定である。
- b. 不活性で腐食性がない。
- c. 潤滑油への溶解度が小さい。
- d. ガス及び液とも粘度が小さい。
- e. 熱伝導度が大きい。

各冷媒についての特性値を, Table III-5-10 及び Table III-5-11 に示す。

(4) ブライン

間接冷凍法における冷却の仲介をする塩類溶液をブラインという。ブラインとして、最も多く使用されている塩類は塩化カルシウム ( $\text{CaCl}_2$ ) であり、この他には塩化ナトリウム ( $\text{NaCl}$ )、塩化マグネシウム ( $\text{MgCl}_2$ )、メタノール、エタノール、エチレングリコール、グリセリンなどがある。Fig III-5-59 にブラインの比熱を、Fig III-5-60 に比重と凍結温度を示す。

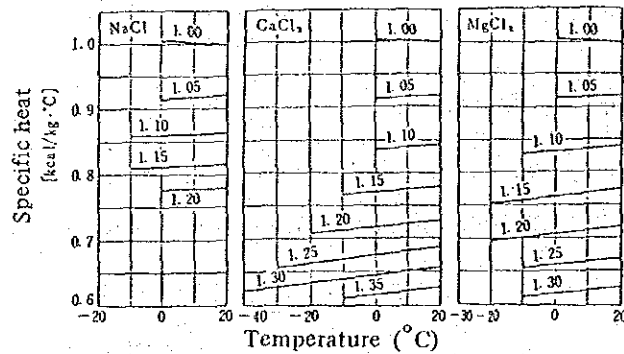


Fig. III-5-59 Specific heat of brine

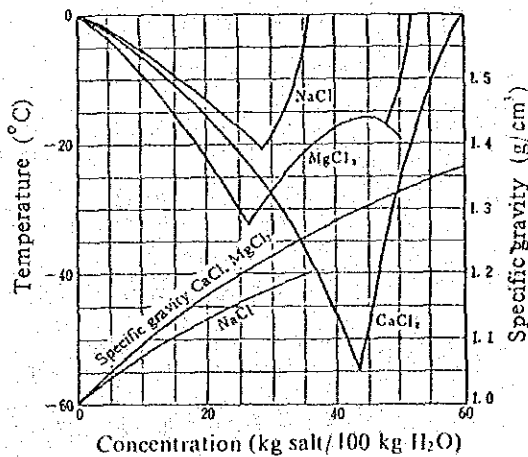


Fig. III-5-60 Freezing temperature and specific gravity of brine

Table III-5-10 Refrigerant properties (for High temperature)

Classification of refrigerants		Ammonia	Methyl chloride	Freon R-11	Freon R-12	Freon R-22	Propane	Propylene	n-butane	i-butane
Chemical formula		NH <sub>3</sub>	CH <sub>2</sub> Cl	CCl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CHClF <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Molecular weight		17.03	50.48	137.38	120.9	86.48	44.06	42.08	58.12	58.12
Boiling point (at atmospheric pressure)		°C -33.3	-23.8	23.6	-29.5	-40.8	-42.3	-41.0	-0.5	-11.7
Freezing point (at atmospheric pressure)		°C -77.7	-97.78	-111.1	-158.2	-160	-189.9	-185.2	-135	-145
Critical temperature		°C 133	143	198	111.5	96	94.4	91.8	152.2	134.9
Critical pressure		kg/cm <sup>2</sup> (abs) 116.50	68.11	44.65	40.92	50.34	46.51	47.0	38.7	37.2
Evaporation pressure at -15°C		" 2.410	1.487	0.210	1.863	3.025	2.946	3.70	0.576	0.921
Condensation pressure at 30°C		" 11.895	6.658	1.30	7.592	12.269	10.918	13.10	2.92	4.18
Compression ratio at Te=-15°C and To=30°C		4.94	4.48	0.19	4.075	4.056	3.706	3.54	5.07	4.54
Heat of evaporation at -15°C		kcal/kg 313.53	100.43	45.82	38.59	51.998	94.56	96.10	95.00	88.6
Refrigerating capacity at standard refrigerating cycle		kcal/kg 269.03	85.43	38.57	29.57	40.16	70.68	72.8	74.2	65.3
Refrigerant circulation amount per ton of Japan refrigerating capacity		kg/hr 12.34	38.86	86.08	112.27	82.67	46.97	45.6	44.7	50.8
Specific volume of saturated steam at -15°C		m <sup>3</sup> /kg 0.5087	0.2791	0.7659	0.0927	0.0778	0.1548	0.142	0.623	0.400
Specific volume of saturated liquid at 25°C		g/kg 1.6588	1.098	0.6788	0.764	0.8384	2.0253	0.647	1.740	1.81
Compressor discharge temperature		°C 98	77.78	44.44	37.78	55.00	36.11	42.0	32.0	27.0
Theoretical piston displacement per ton of Japan refrigerating capacity		m <sup>3</sup> /hr 6.278	10.842	65.934	10.408	6.420	7.272	6.48	27.8	20.3
Theoretical indicated horsepower per ton of Japan refrigerating capacity		1.08	1.047	0.990	1.055	1.064	1.079	1.09	1.02	1.14
Coefficient of performance		4.87	5.32	5.23	4.90	4.87	4.80	4.78	5.10	4.53

Table III-5-11 Refrigerant properties (for Low temperature)

Classification of refrigerants		Freon R-13	Ethane	Ethylene	Methane
Chemical formula		CClF <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub>
Molecular weight		104.40	30.07	28.05	16.04
Boiling point (at atmospheric pressure)		°C -81.4	-88.6	103.90	-161.49
Freezing point (at atmospheric pressure)		°C -182.2	-172	-169.5	-182.48
Critical temperature		°C 28.8	32.3	9.2	-82
Critical pressure		kg/cm <sup>2</sup> (abs) 39.47	49.8	51.7	45.80
Evaporation pressure at -100°C		" 0.3392	0.536	1.28	26.60
Condensation pressure at -30°C		" 8.59	10.86	19.7	Critical point or above
Compression ratio at Te=-100°C and To=30°C		25.3	20.3	15.4	-
Heat of evaporation at -100°C		kcal/kg 37.85	121.7	113.4	72.8
Refrigerating capacity at standard refrigerating cycle T <sub>F</sub> =-100°C and T <sub>O</sub> =-30°C		" 21.84	77.0	69.3	-
Refrigerant circulation amount per ton of Japan refrigerating capacity		kg/hr 152	43.1	47.9	-
Specific volume of saturated steam at -100°C		m <sup>3</sup> /kg 0.407	0.880	0.378	0.022
Specific volume of saturated liquid at -30°C		g/kg 0.769	2.17	2.27	-
Compressor discharge temperature		°C 18	36	49	-
Theoretical piston displacement per ton of Japan refrigerating capacity		m <sup>3</sup> /hr 61.9	37.9	18.1	-
Theoretical indicated horsepower per ton of Japan refrigerating capacity		3.29	4.1	3.3	-
Coefficient of performance		1.57	1.7	1.6	-

## (5) 冷凍エネルギーの使用の合理化

## A) 非凝縮性ガスのパージ

循環冷媒中に非凝縮性ガスの混入していることがある。このガスの成分は $N_2$ 、 $O_2$ 、 $H_2$ 、 $CO_2$ 及び炭化水素などである。このガスの混入原因は、装置に冷媒を注入する前に行う装置内空気の抜き出し不十分や潤滑油の分解、装置内での化学反応などである。冷媒中に非凝縮性ガスが混入していると凝縮器の伝熱を阻害したり、あるいは器内の一部の空間を占拠して伝熱面を減少させる。その結果、凝縮圧力が上昇して冷凍機の入力を増加させたり、冷凍能力の低下を生ずる。非凝縮性ガスの混入を確かめるには、装置を停止して凝縮器のみに通水する。十分時間が経過して水温と冷媒温度が等しくなったときの圧力が、冷媒の飽和蒸気圧よりも高ければ非凝縮性ガスが混入している。

例えば、 $10^{\circ}F$ に相当する圧力の差異があると、実運転中には $20 \sim 25^{\circ}F$ 凝縮温度が上昇するといわれている。非凝縮性ガスのパージは、凝縮器の上部や末端などのガスのたまりやすい場所に、特殊のパージ装置を取り付けて行う。

## B) 伝熱面の汚れ

凝縮器が水冷の場合に硬度の高い井戸水や汚れた水を使用すると、伝熱面にスケールが付着して伝熱が阻害される。その結果、凝縮温度と圧力が上昇する (Fig III-5-61 参照)。このため圧縮機の消費動力が増大する (Fig III-5-62 参照)。

凝縮圧力は冷却水の温度に最も大きく左右されるので、伝熱面が清浄の時の水温と凝縮圧力の関係を確認しておいて (これを正常値と称す)、運転中はたえず凝縮圧力を正常値の比較を怠らず、両圧力差が大きくなったら伝熱面の清掃を行うこと。

空冷凝縮器の場合は、冷却用空気の温度が消費動力に影響するので、発熱する機器の近傍や屋内での設置を避け、屋外の新鮮空気を利用すべきである。

蒸発器についても伝熱面が汚れると必要な寒冷を与えるために蒸発温度圧力が低下し (Fig III-5-63 参照) 消費動力増加につながるため、運転中は留意する必要がある。

## C) 容量調整装置

冷凍負荷が減少してくると蒸発温度が下り、それと共に蒸発圧力も下ってくるので、圧縮機の吸入量を減らさねばならない。

往復動型圧縮機では、

- a. 多シリンダ型で負荷に応じて吸入弁を遊ばせて、段階的にシリンダを無負荷にする「吸入弁開放方式」
- b. シリンダ毎にバイパス弁を設けて圧縮行程を行わせない「シリンダ・ヘッド・バイパス方式」
- c. 高温の吐出ガスを膨張弁と蒸発器の間へ注入する「ホット・ガス・バイパス方式」
- d. シリンダにクリアランスポケットを設けて、見掛け上の容積効率を下げる「クリアランス増加方式」

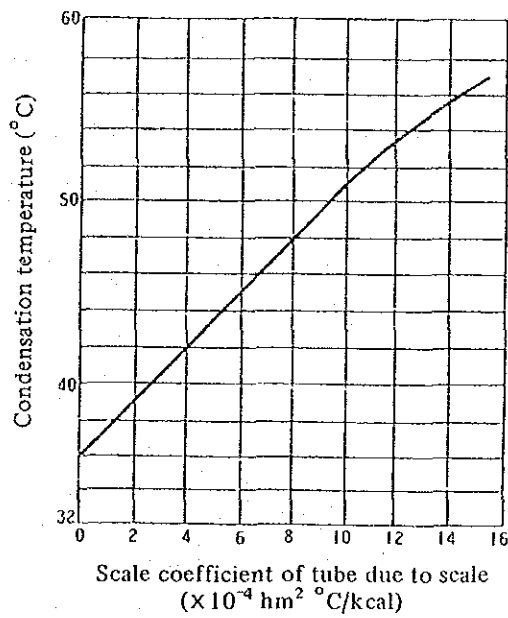


Fig. III-5-61

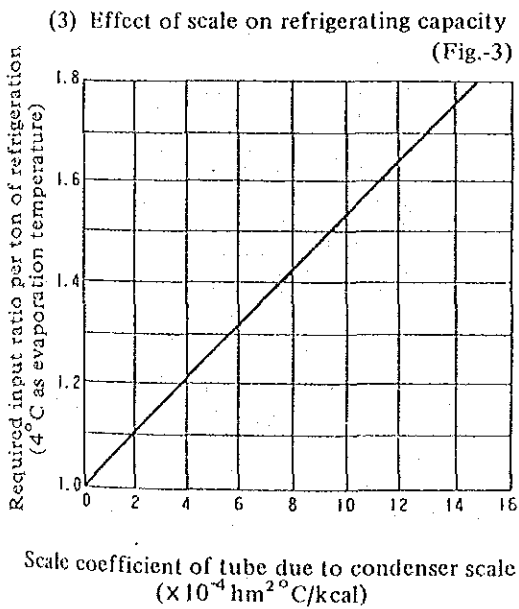


Fig. III-5-62

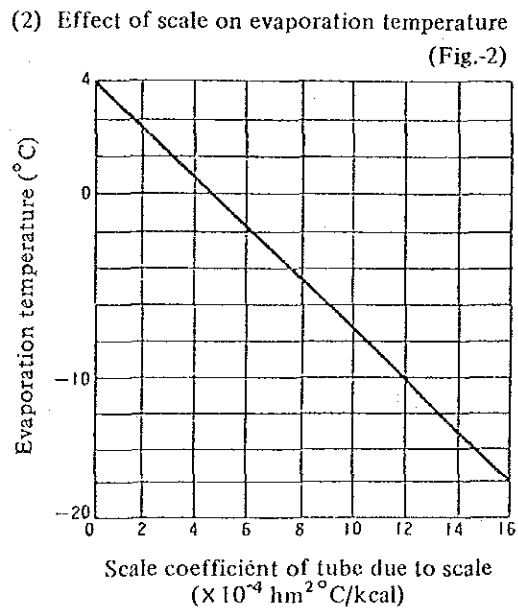


Fig. III-5-63

c. 駆動モータを変速する「モータスピードコントロール方式」

がある。a, b, eの方式は消費動力の低減につながる。cの方式は消費動力が不変なので、0～25%の容量減少に使うにとどめるのが望ましい。

遠心式圧縮機では、吐出弁を閉めるのが最も簡便な方法ではあるが、サージング領域に入ると運転に支障をきたす。吸入口に数枚のガイドペーンを設け、この傾きを変えることによって容量を変える「吸入ペーンコントロール方式」がサージングの心配がなく、かつ消費動力を節減できる良い方式である。

D) 保冷について

機器、配管の低温部が多少でも露出していると熱の侵入によって冷凍負荷の増加となる。更に、表面に接している空気の温度が露点に達して結露が起これ、保冷材がこの水分を吸収し、熱伝導度が大となり保冷効果が著しく低下する。保冷材は接着剤などで表面に密着させるように施工し、かつ保冷材外表面をアスファルト・ルーフィング(2～3層)で完全に覆って外気が保冷材中に侵入できない構造とすれば、空気中の水分の凝縮による保冷効果の低下が防止できる。

#### 4.2.6 直火式間接加熱装置

化学設備においてはプロセス流体の加熱に蒸気を用いず、燃焼装置によるものがあり、代表的なものとしてパイプスチルと熱媒加熱装置がある。以下これらについて述べる。

(1) パイプスチル

石油精製、石油化学の工場においては、石油類の加熱にパイプスチルが多く使用される。パイプスチルは輻射部と対流部を有し、輻射部は炎より直接輻射熱を吸収する部分であり、対流部は燃焼ガスから対流伝熱により熱を吸収する部分である。Fig III-5-64はパイプスチルの代表的型式であって、図中に加熱管の配列と燃焼ガスの流れ方向を示す。それぞれの型式の長所、短所は次に説明する。

a) 炎の衝突

炎が大きすぎると管を傷めやすい。特に(c)型の対流部入口、(j)、(d)型の下方部が傷みやすい。

b) 熱分布

(a)、(c)型は、炉内に大きな空間があるので熱分布は不均一となりやすい。他の型は問題が少ない。

c) 2系統加熱

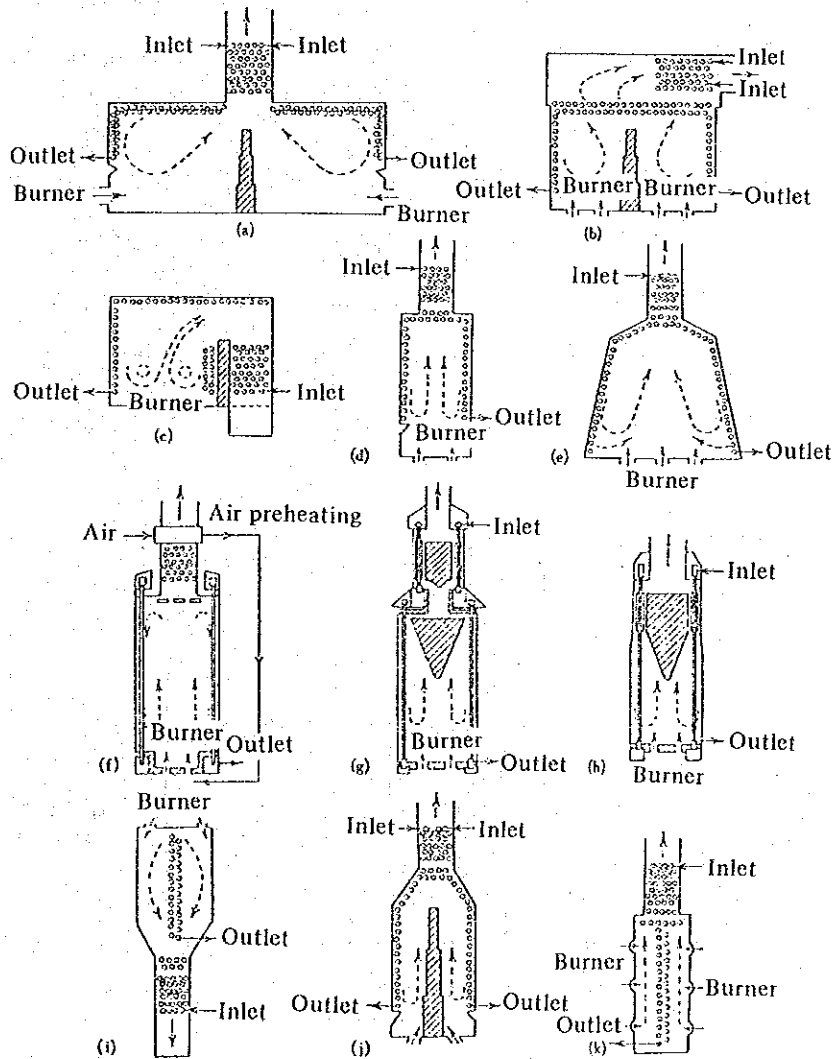
(c)型以外は相似形であるから、2系統を相似に配列すればほぼ均一な加熱を行うことができる。2系統の加熱量が異なるときは、隔壁のある型式を使用する。

d) 加熱量調節

(i), (k)型は加熱量を任意に調節することができ、特に 540 ~ 810℃ の高温加熱に適している。(f), (g), (h)の円筒形及び輻射受熱面の多い型式は、低負荷運転ができる。

e) 容量

(c), (d), (h), (i), (k)型は低容量に、(a), (b), (c), (j)型は大容量に適する。



(a) Large box-type (b) Separate-convection (Lummus)  
 (c) Down-convection (d) Straight-up (Born) (e) A-frame(Kellogg)  
 (f) Circular (DeFelórez) (g) Large isoflow (Petrochem)  
 (h) Small isoflow (Petrochem) (i) Equiflux (UOP)  
 (j) Double-upfired (UOP) (k) Radiant-upfired (Selas)

Fig. III-5-64 Various furnace types of pipe still

f) 煙 突

(a), (b), (c), (i)型は煙突を必要とするが、その他の型式では炉自身が煙突の役目を果たしているので煙突は不要。

g) その他

(g), (h)型は対流部にフィンチューブを使用しているのので、対流部の伝熱量が輻射部より多くなることがある。燃焼ガスを循環すると炎温度は低下するが対流伝熱が増加する。

相似形の炉は熱負荷が均一でコーキング、変色、分解などが起こらず利点が多い。一般に輻射伝熱量は 16,000 ~ 54,000 kcal/m<sup>2</sup>h であるが、コークスが蓄積すると伝熱係数の低下が著しいので、定期的掃除が必要である。排ガス損失の低減と流体保有熱の回収を行うことにより、パイプスタルの熱効率 は 80 ~ 90 % に達することができる。

パイプスタルの省エネルギー対策として、日本で実施されている 1 例を示す。

- ・加熱炉対流部のチューブのスタッドチューブ化による効率の向上。
- ・排ガス / 燃焼用空気の熱交換器設置による空気の予熱 (約 290 °C。Fig III-5-65)
- ・低過剰空気バーナの採用による低空気比 (1.2 以下) での安定燃焼。

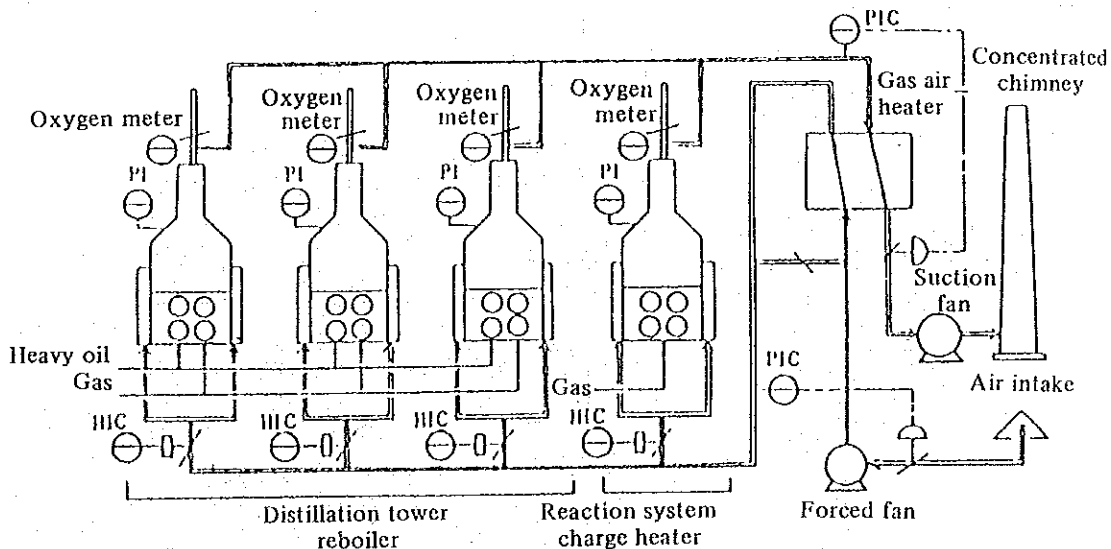


Fig. III-5-65

(2) 熱媒加熱装置

可塑剤、脂肪酸、高級アルコール、有機薬品などの真空蒸留、植物油、硬化油の真空脱臭、エステル化反応、縮合反応、水添、脱水素反応などの反応装置では、



250 ~ 350 °Cにおける操作の要求されることが多い。熱媒の使用によって、例えば 300 °C の加熱源が 1 気圧の圧力下で得られるので電熱法、直火法、熱水加熱法などに比べて便利な方法である。圧力が低い以外に均一加熱、精密温度調節、急速加熱及び冷却などの特徴を有している反面、設備費と熱媒が高価である。

一般に使用される熱媒を Table III-5-12 に示す。250 ~ 350 °C では有機系の熱媒油が、350 ~ 500 °C では KNO<sub>3</sub>, NaNO<sub>2</sub> などの熔融塩が、450 ~ 700 °C では Na, K, Hg などの熔融金属が使用される。

熱媒の加熱は、小型ボイラに類似の缶型又は水管型が使用される (Table III-5-13 参照)。

Table III-5-12 Physical properties of thermal fluids

Property	Dowtherm A*	Dowtherm E*	Fused salt Hi Tec †	Oil Moblitherm 800 ‡	Oil Moblitherm light ‡	Hydrotherm § 750-100	Hydrotherm § 700-160	Therminol ¶ FR-2	Mercury	NaK
Chemical formula	(C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub> O (C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl <sub>2</sub>	NaNO <sub>3</sub> NaNO <sub>2</sub> KNO <sub>3</sub>						Hg	44 wt. NaK
Molecular weight	165	147	92						200	
Specific gravity at 212°F	0.997	1.181	1.98(300°F)	0.90	0.930	1.11	1.68	1.38	13.35	0.84(600°F)
Melting point, °F	53.6	-6.7	288	20 (pour point)	-20 (pour point)	5 (pour point)	-40 (pour point)	20 (pour point)	-38.2	65
Boiling point, °F (atm. pressure)	455.8	352		>600	>400			644	674.4	1,518
Flash point, COC, °F	255	155		360	250	475		379		
Specific heat of liquid, B.t.u./(lb.)°F	0.526(496°F)	0.412(352°F)	0.373(300°F)	0.580(500°F)	0.58(300°F)	0.56(600°F)	0.64(500°F)	0.33(500°F)	0.033(212°F)	0.25(600°F)
Heat of vaporization, B.t.u./lb.	125.0	119.0							117.0	
Heat of fusion, B.t.u./lb.	64	38	35						5.1	
Cubic expansion coefficient	0.00043		0.00020	0.00035	0.00035			0.00039	0.000101	
Absolute viscosity of liquid, centipoise	0.30(600°F)	0.30(400°F)	1.7(800°F)	0.595(500°F)	0.873(300°F)	0.572(600°F)	0.605(500°F)	0.63(500°F)	1.23(200°F)	0.24(600°F)
Surface tension (contact with air), dynes/cm	43	37				37			487	105
Thermal conductivity liquid, B.t.u./(hr.)(sq.ft.)(°F./ft.)	0.076	0.064	0.35	0.067	0.0652	0.0590	0.072	0.057	4.85	15.6

\* The Dow Chemical Company.  
 † E. I. du Pont de Nemours & Co., Explosives Department, Wilmington, Del.  
 ‡ Mobil Oil Corp.  
 § American Hydrotherm Corp.  
 ¶ Monsanto Co.

Table III-5-13 Thermal fluids heaters

Type	Vertical type	Horizontal multi-tube type	Marine type	Water tube type
Heat capacity (kcal/hr)	50,000~200,000	50,000~15,000	100,000~600,000	600,000 or more
Thermal efficiency (%)	50~55	50~55	about 70	70~75
Radiant section thermal load (kcal/m <sup>2</sup> ·hr)	15,000	-	15,000	-
Convection section thermal load (kcal/m <sup>2</sup> ·hr)	8,000	8,000	1,000	15,000~20,000
Construction	Simple · Small	Simple · Large	Simple · Medium	Dual drum water tube type
Thermal fluid	Small quantities	Large quantities	Large quantities	1 m <sup>3</sup> /10,000 kcal
Natural circulation system	Unsuitable	Suitable	Suitable	Unsuitable
Burner	Short flame burner	Fore-fire burner	Short flame burner	Easily adjustable burner
Applications	for small capacity	for small capacity	for general purposes	for large capacity

熱媒体による加熱は循環方式により、次のように分けられる。

- A) ジャケット直火型式 ( Fig III-5-66 参照 )
- B) 熱媒体蒸発缶使用型式
  - a. 重力循環式 ( Fig III-5-67 参照 )
  - b. 強制循環式 ( Fig III-5-68 参照 )
  - c. 重力/強制併用循環式
- C) 液相循環型式
  - a. 熱サイフォン式 ( Fig III-5-69 参照 )
  - b. 強制循環式 ( Fig III-5-70 参照 )

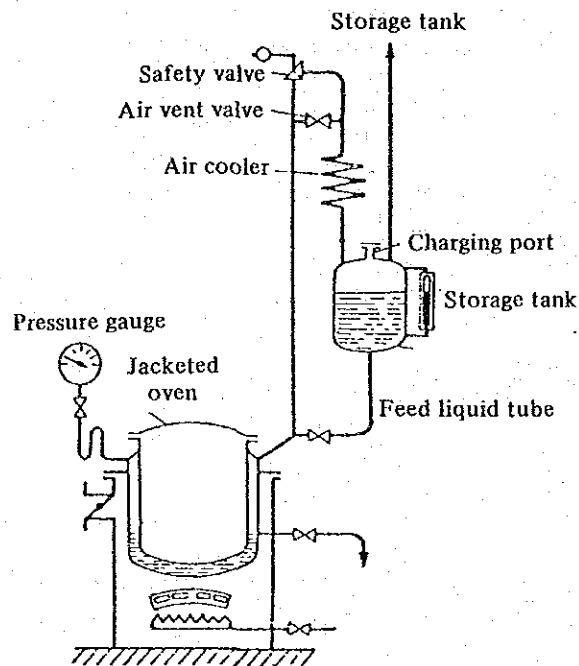


Fig. III-5-66 Jacket system heating method

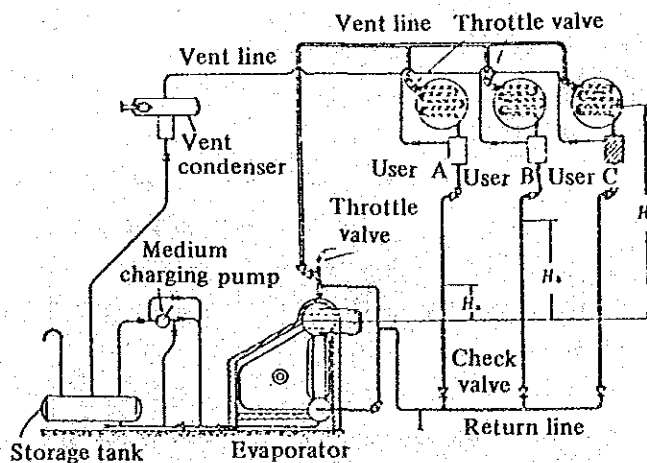


Fig. III-5-67 Multi-user gravity circulation system

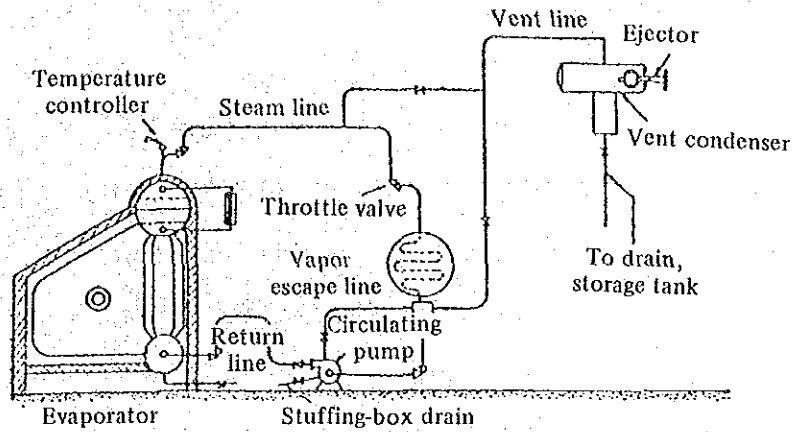


Fig. III-5-68 Forced circulation system

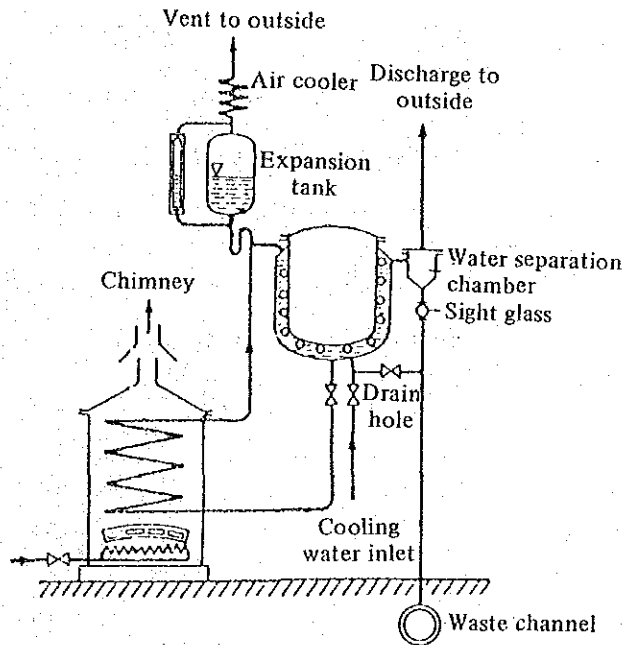


Fig. III-5-69 Thermosyphon system heating method

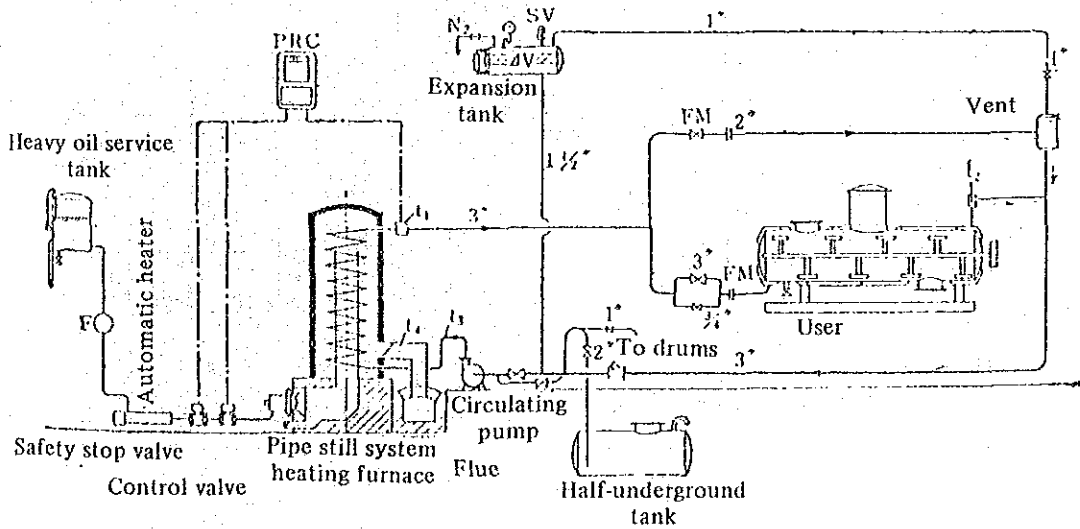


Fig. III-5-70 Distribution diagram of pump circulating heater

本装置についても 4.1 の基本事項が適用されることはいうまでもなく、熱媒の使用上、特に注意すべきことを次に述べる。

ジャケットや加熱管及びユーザのコイルなどに、空気が残存していると伝熱係数が著しく低下すると共に熱媒の酸化による劣化が促進されるので、系内の空気を完全に除去する必要がある。蒸発缶使用法においては、伝熱係数に対する悪影響が特に大である。ユーザがコイルの場合は、空気抜きが難しいのでコイル末端にベント用箱を設けて、これからベントをとるほか、蒸発缶にもベントを取り付け、更に、熱媒注入前に予め系内を真空にして、空気をできるだけ排除しておくことが望ましい。

蒸発缶使用型式における温度調節法は、最も簡単な方法としては蒸発缶のバーナを調節して、蒸気温度（圧力）を所定の値に維持するだけで、他に調節用の弁など一切設けない方式である。洩れの恐れの高い弁やポンプ、調節弁をおかないので保守が簡単であり、バッチ式脱臭装置などこの方法で十分である。

次にバーナ調節法と併用して、蒸気供給弁によって微細な温度調節を行う方法がある。弁の絞りによる蒸気圧の低下と熱媒温度の低下に、一定の関係のあることを利用したものであり、広く利用されている ( Fig III-5-71, Fig III-5-72 参照)。

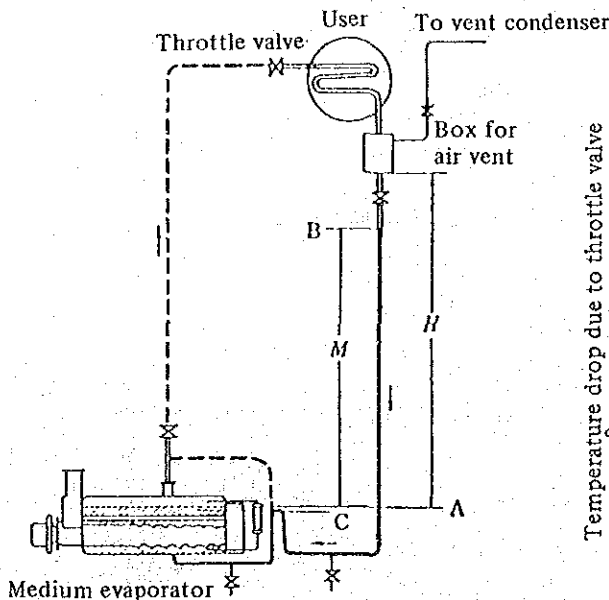


Fig. III-5-71  
Evaporator using single user heating method

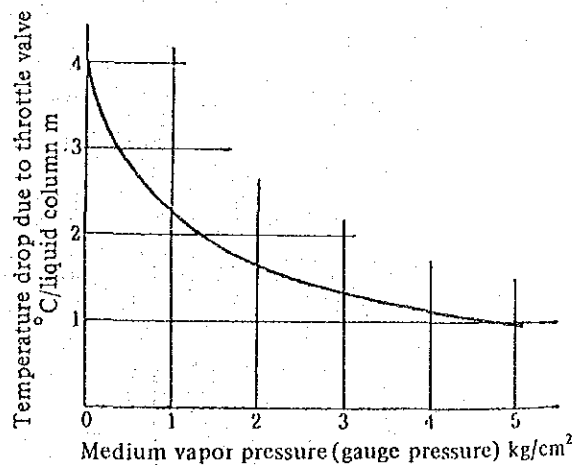


Fig. III-5-72  
Temperature drop ratio due to throttle valve

### Ⅲ エネルギー使用合理化 ガイドライン

#### 6. 食 品

#### 目 次

1. ガイドラインの性格 .....	Ⅲ-6- 1
2. エネルギー使用の特徴 .....	Ⅲ-6- 3
2.1 製造工程と主要設備 .....	Ⅲ-6- 3
2.1.1 缶詰工業(まぐろ, かつお, いわし) .....	Ⅲ-6- 3
2.1.2 植物油脂工業 .....	Ⅲ-6- 5
2.2 エネルギーの使用状況 .....	Ⅲ-6- 9
2.2.1 缶詰工業 .....	Ⅲ-6- 9
2.2.2 植物油脂工業 .....	Ⅲ-6-13
3. エネルギー管理の進め方 .....	Ⅲ-6-16
3.1 経営方針の明確化 .....	Ⅲ-6-16
3.2 推進のための組織整備 .....	Ⅲ-6-17
3.3 科学的・組織的な活動 .....	Ⅲ-6-17
3.4 教育, 情報の提供 .....	Ⅲ-6-19
4. 熱エネルギー使用の合理化 .....	Ⅲ-6-20
4.1 缶詰工業 .....	Ⅲ-6-20
4.1.1 蒸気圧力 .....	Ⅲ-6-20
4.1.2 空気抜き .....	Ⅲ-6-20
4.1.3 レトルトの初温 .....	Ⅲ-6-24
4.1.4 レトルトの保温 .....	Ⅲ-6-24
4.1.5 レトルトの蒸気加熱と熱水加熱 .....	Ⅲ-6-25
4.1.6 冷凍電力の節減 .....	Ⅲ-6-26
4.1.7 用水の節減 .....	Ⅲ-6-29
4.2 植物油脂工業 .....	Ⅲ-6-30
4.2.1 圧搾工程の省エネルギー .....	Ⅲ-6-30
4.2.2 抽出工程の省エネルギー .....	Ⅲ-6-33
4.2.3 精製工程の省エネルギー .....	Ⅲ-6-42



## 1. ガイドラインの性格

このガイドラインは、食品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箇所がある。

- (i) 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-6-1参照）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。

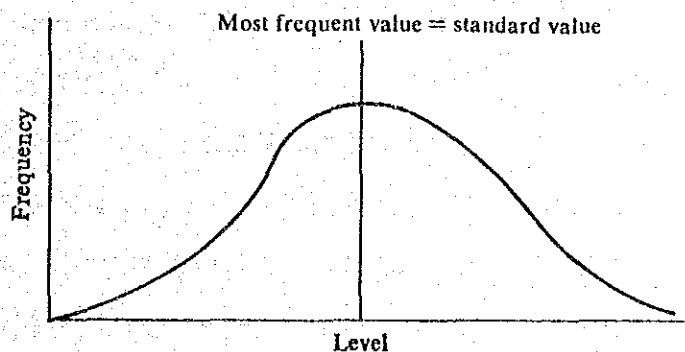


Fig. III-6-1

(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. エネルギー使用の特徴

### 2.1 製造工程と主要設備

#### 2.1.1 缶詰工業（まぐろ、かつお、いわし）

製造工程は Fig III-6-2 のとおりである。タイ王国の水産物缶詰工業は、近年急速成長を遂げつつあり、国際競争力のある輸出産業として脚光を浴びている。蒸煮、殺菌のため熱エネルギーを多く使う産業であるが、冷凍貯蔵設備の増設や公害対策としての排水処理設備の充実に伴い、電力消費も増えている。

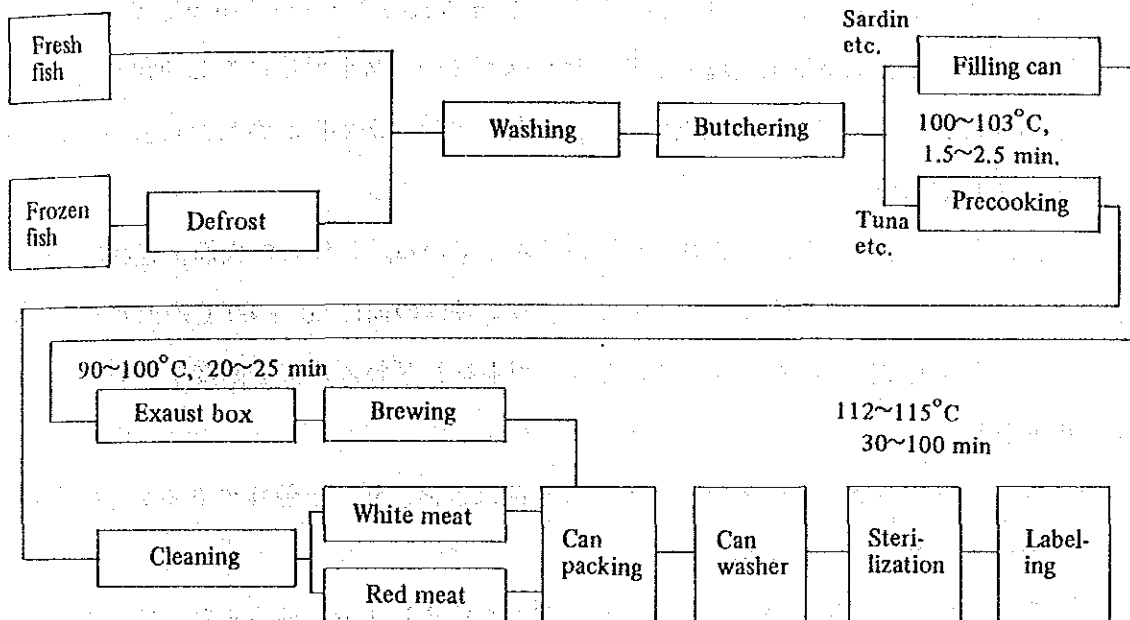


Fig. III-6-2

原料は生の場合と冷凍の場合があり、生の場合は、すぐに洗浄工程に入るが、冷凍魚の場合は解凍工程を経る。

解凍は流水解凍と単なる水浸漬による解凍がある。大型魚の場合は前日の午後に翌日の加工分を解凍槽に入れて一夜放置する。日本においては、冷凍魚 1 t を解凍するのに要する水量は約 3.5 t が目安とされている。また、洗浄工程は、タンク内流水洗浄とシャワ洗浄とがあり、水量は約魚 1 t 当たり 1 t とされている。

まぐろ、かつおのような大型魚はプレクッキングと称し予め蒸煮するのが普通で、数段の棚付き台車の棚に魚を並べ、3~4台を一度にクッカに入れて直接蒸気を吹き込んで蒸煮する。クッカは約 1.5 m × 1.5 m × (3~5 m) の角筒型横置式の内圧容器が一般的である。使用温度は 100 °C 程度で蒸煮時間は 1~2 時間である。

従って、蒸気圧は 1 kg/cm<sup>2</sup> で十分なはずであるが、2~3 kg/cm<sup>2</sup> の蒸気圧を用いて

いる例がある。クッカ本体の表面は保温施工がされていないのが大部分である。また、ドレンは回収しないで排水に放出している。尚日本での保温施工率は50%である。

煮沸完了後放冷し(クリーニング工程)骨を外し、皮を除き、白肉と赤肉に分ける。赤肉と白肉はそれぞれのコンベアに乗せて缶に肉詰めし、調味液を注液して巻き締め機で密封する。

いわし、さばなどについては、洗浄工程までは、まぐろ、かつおと同じであるが、洗浄後、直に缶に肉詰めし、エグゾーストボックス内で90~100℃、10~20分間、蒸気加熱により脱臭・脱気し、脱水パートを経て調味液を注液し巻き締め機で密封する。エグゾーストボックスはおおよそ5~10m(長さ)×1~1.5m(幅)×0.5m(高さ)の開放型蒸気加熱機であり、熱ロスが多い。必要温度に対し使用蒸気圧力が3~4kg/cm<sup>2</sup>という点も問題点であり、排気、ドレンが熱回収されずに放出されているのも留意点である。

密封完了した缶の表面には肉片や油が付着している。これらの表面付着物は、熱伝導率が低いので伝熱を妨げる。そこでレトルト殺菌の前に50~60℃の温水あるいは洗剤入り温水で缶洗浄を行う。このとき、用水をわざわざ蒸気で温度を高めている工場もある。

レトルト殺菌は、缶内容物に付着する細菌はもとより、耐熱性のある細菌の芽胞まで死滅させなければ意味がない。

省エネルギー対策に当たっては、品質問題を優先し十分な注意を払って対処しなければならない。

レトルトは(1.3~1.5m $\phi$ )×(3~6m)の円筒型横置式の内圧容器が一般的である。洗浄終了缶を車付き籠に詰めてレトルトに入れ、直接蒸気を注入しながら同時に内部空気を追い出し完全に抜き去った時点で所定の温度になるように調整する。これをカムアップという。一般にカムアップには15~20分を要する。その後、110~120℃の温度で50~100分持続して殺菌する。缶のまわりに熱伝導率の低い空気が残っていると、必要温度が確保できず、殺菌不良の製品を作ることになる。レトルト内の隅々まで一様に、しかも短い時間で所定の温度に到達させることは、殺菌工程サイクル短縮と共に、省エネルギー対策上の重要な課題である。

レトルトの保温及びドレン排気の熱回収もエネルギー有効活用における重要な要因である。

缶詰工場の排水処理施設は省エネルギー上からも等閑にできない。前述のように用

水の節減もさることながら、再利用の循環活用によって新水使用量を減らし、排水処理施設の運転動力費を節減することも忘れてはならない。

冷凍冷蔵庫に原料を貯蔵することにより製造スケジュールの調整が容易となり、工場の生産効率アップを図れる。冷凍機の効率的運転方法の確立と保冷に対する十分な認識とが必要である。

### 2.1.2 植物油脂工業

油脂原料は収穫から加工までの間に、輸送・荷役・貯蔵という過程でも莫大なエネルギーを消費している。また原料保管中に湿分を吸収したりすると、乾燥に多大の熱エネルギーを消費する。このように、生産工程に入るまでも多くの消費エネルギー課題が潜在している。大豆、菜種、米糠、胡麻、綿実、カボック、向日葵、ヒマ種子など原料種類も多く、それぞれの原料に適合した手法によって採油が行われる。

前処理は、ほとんどが蒸気等による加熱処理である。採油方法は、機械的圧搾法と化学的抽出法に大別される。

圧搾は断続式のシリンダプレス型と連続式のエキスプレスなどによって行われる。いずれも加熱状態で加圧することにより、植物組織内の油分を押し出して原油（又は粗原油）とする。抽出は、処理した原料と、有機溶剤を60℃前後で接触させ、植物体内の油分を有機溶剤に移行せしめる。この油を溶かした溶剤（ミセラ）を加熱蒸留して溶剤を分離し、原油（又は粗油）を得る。

圧搾法は単純で熱エネルギーもあまり使用しないが、歩留がよくないので、抽出法と組み合わせた方法が主流になっている。

Fig III-6-3 は、タイ王国の代表的工場の抽出法と圧搾法の製造工程を示す。

米糠の場合は、前処理として、水分10～20%温度90～95℃で5～10分のクッキングを行い、次に圧蒸機で機械的に軽く圧搾する。大豆の場合は予め熱風で乾燥し、クラッキングを起こさせて抽出条件に合うように処理する。

油分約45%のヒマ種の場合は、ホットエアコンディショナ等で、水分5～7%から4%に乾燥し、種子温度を約60～70℃に保ちながら、始めシリンダ型圧搾機で約35%を採油し、その搾り粕を次に溶媒で抽出して残りの10%を採油する。

抽出は連続式のエキストラクタで抽出原料と溶剤へキサンを向流接触させて行われる。原料は、始めは濃厚ミセラと、ついで漸次希薄なミセラと、最後に新溶剤と接触して抽出を完了する。この抽出温度は55～65℃で、溶剤又はミセラを蒸気等で間接加熱することにより熱補充する。

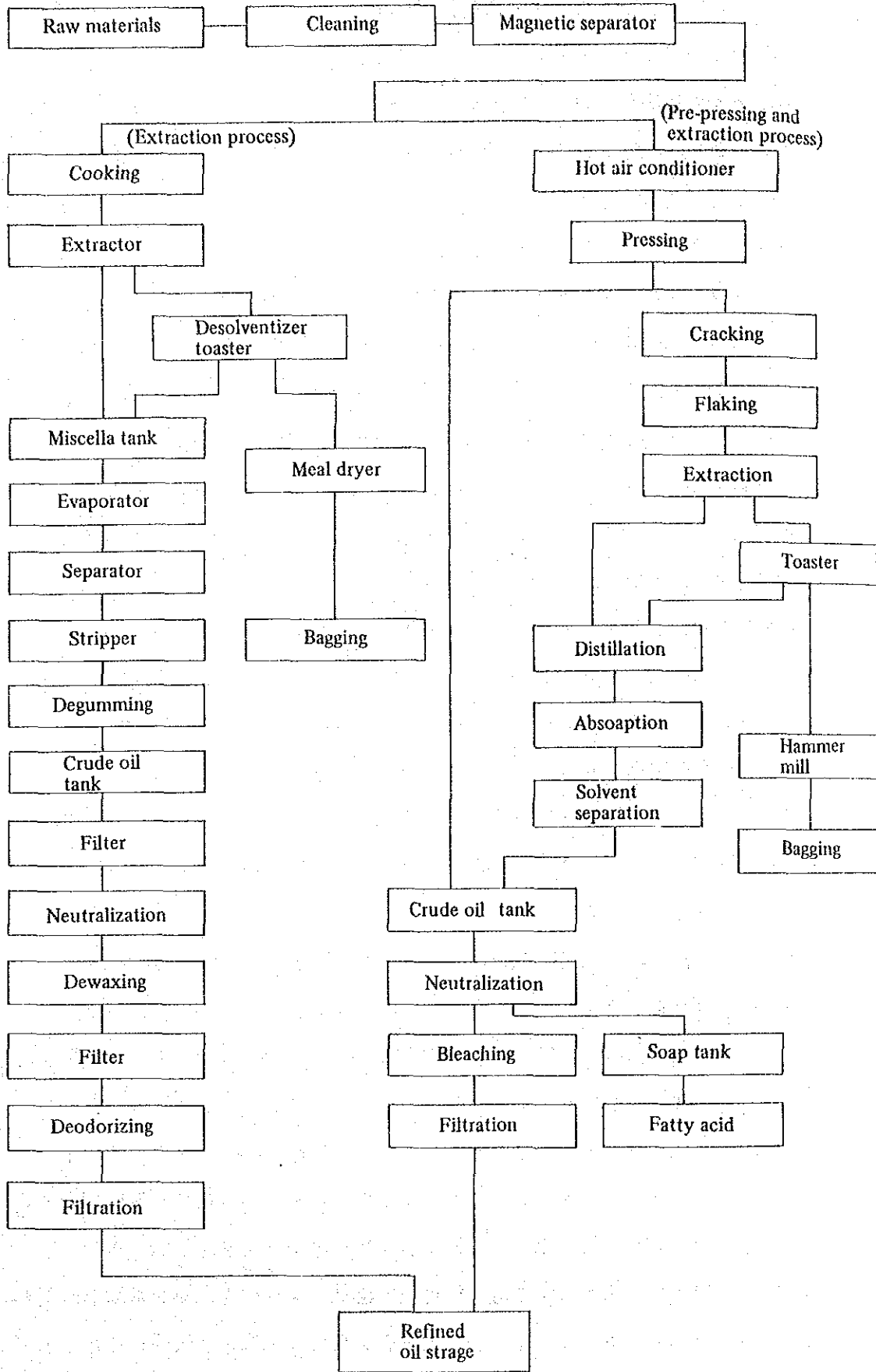


Fig. III-6-3

エストラクタから取り出された粕は、DT塔の上部肩から投入され、塔内の数段の棚を徐々に落下しながら蒸気と直接接し、溶剤を放出する。

粕が塔下部に達したときは溶剤はほとんど無くなっているが、水分は増加しているのでドライヤで乾燥する。抽出後の粕は飼料とか肥料等として販売されるので、規定の水分に調整しなければDT塔における蒸気の使い方が、ドライヤにおけるエネルギー消費に関係する。

ミセラの中の油脂と溶剤を分離する工程は、化学装置の組み合わせである。ミセラの蒸留装置は、油と溶剤を分離する装置であるが、大切なことは、油の品質を劣化させないことと、熱利用を効率的に行うことである。そのためミセラの加熱下における滞留時間を短かくし、かつ蒸発とストリップングの工程を減圧下で行い処理温度を低くする。熱効率をよくするためには多重効用式にして、ミセラの蒸留系からくるペーパーの排熱を利用する。

原油は更に脱ガム・脱酸・脱色・脱蠟・脱臭等の工程により精製されるが、原料の種類により、また要求する精製度合により、その方法は各種各様である。

いずれにせよ精製工程では加熱と冷却が繰り返され、多量のエネルギーが消費される。

#### (1) 脱酸

原油に含まれる遊離の脂肪酸、非グリセリッド不純物を、アルカリで処理して分離することをいう。アルカリとしては苛性ソーダを使うのが一般的である。バッチ式と連続式とがあるが、いずれも60～90℃に加熱し、リン酸をわずかに加え、攪拌しながら、約15 Béの苛性ソーダ液を酸化度の約110%加えると、フーツと称する石鹼を析出する。フーツは静置すれば容易に沈降するものであり、連続式では遠心分離器を通して分離する。なお脱酸後の油には0.5%位の水分を含むので、真空乾燥機で脱水する。おおよその用役としては、原油50t/日処理能力の時、蒸気:200kg/h、電力:25kWh、用水:900kg～1,200kg/hを要する。

#### (2) 脱色

油脂の有する好ましくない色素を除去するのが目的である。

現在、一般に行われている方法は、活性白土、酸性白土、ときにはこれに活性炭を併用して、色素を吸着除去する。同時に微量不純物の吸着除去も一部行われ、製品の風味をよくする。

バッチ式の場合、最近酸化を防ぐため真空缶を使うようになった。缶には攪拌機、

蒸気加熱用ジャケット又はコイルを備えている。油脂を装入加温後、白土等を加え（0.5～1.5%）、急速に温度をあげ（90～120℃）、適温に保って攪拌後（20～60分）、ろ過機を通して、白土等を除く。

連続式は、Girdler式が多く使われる。40 mmHg程度の真空を保った脱色缶が主体で内部は上下2室に分かれている。55℃に加温された油は下室に噴霧され、脱気・脱水を行った上、熱交換器、蒸気加熱器をとおり、更に加熱され、廃白土の入った第1ろ過機で予備脱色を行った後、上室に噴霧される。ノズルから絶えず噴出する白土泥と混合し、約110℃に加熱された後、第2ろ過機で白土を分離し、熱交換器冷却器を通して貯槽に入る。その際脱色油の一部（約10%）は白土スラリータンクに戻る。タンクには、白土が適量ずつ連続的に入るよう調整されており、脱色油と混合約25%の白土泥を作る。なお、第1ろ過機には、第2ろ過機で分離された使用済みの白土が詰められ残存脱色力を利用する。おおよその用役としては、原油処理50 t/日のとき、蒸気425 kg/h、電力17 kWh、用水12 t/hが消費される。

### (3) 脱 臭

油脂は固有の臭気を有し、酸敗・分解によっても臭気成分を生成する。硬化・脱色などの工程でも着臭する。一般に不快臭でそのままでは食用や化粧品用には使用できない。これらの有臭物質はある程度揮発性であり、減圧下の高温蒸留で除去が可能である。

最もエネルギーを消費する工程なので、数多くの改善事例がある。

バッチ方式と半連続式があるが、バッチ式は、①脱臭に長時間（5～10時間）を要する。②油層が厚いため、最後の微量揮発物除去が困難である。③一度除去された揮発物が缶壁に凝縮して油中に戻る。④熱損失が大きい。など欠点があり、日本ではほとんど見当たらなくなった。

半連続式はこのバッチ方式の欠点を除いた上供給、加熱、冷却などを自動化したもので、かつ半連続であるため種類の異なる油脂を次々に処理することができる。

Fig III-6-4 米国Girdler社の半連続脱臭装置について説明する。

塔内に5～6段のトレーがあり、トレー間にはタイマで周期的に開閉する弁がある。塔内は2～6 mmHgに減圧され、最上段トレーに供給された油は、蒸気により160～170℃に加熱されながら油中の空気が除去される。第2段トレーでは、ダウサムにより230℃～250℃に加熱され、第3、第4トレーではもっぱら蒸気が吹き込まれて（他のトレーでも攪拌、脱気のため少量の蒸気が吹き込まれている。）水

蒸気蒸留が行われる。最下段には冷却コイルがあって、油は 60℃以下に冷却されて塔外に排出され、仕上げろ過されて製品油となる。

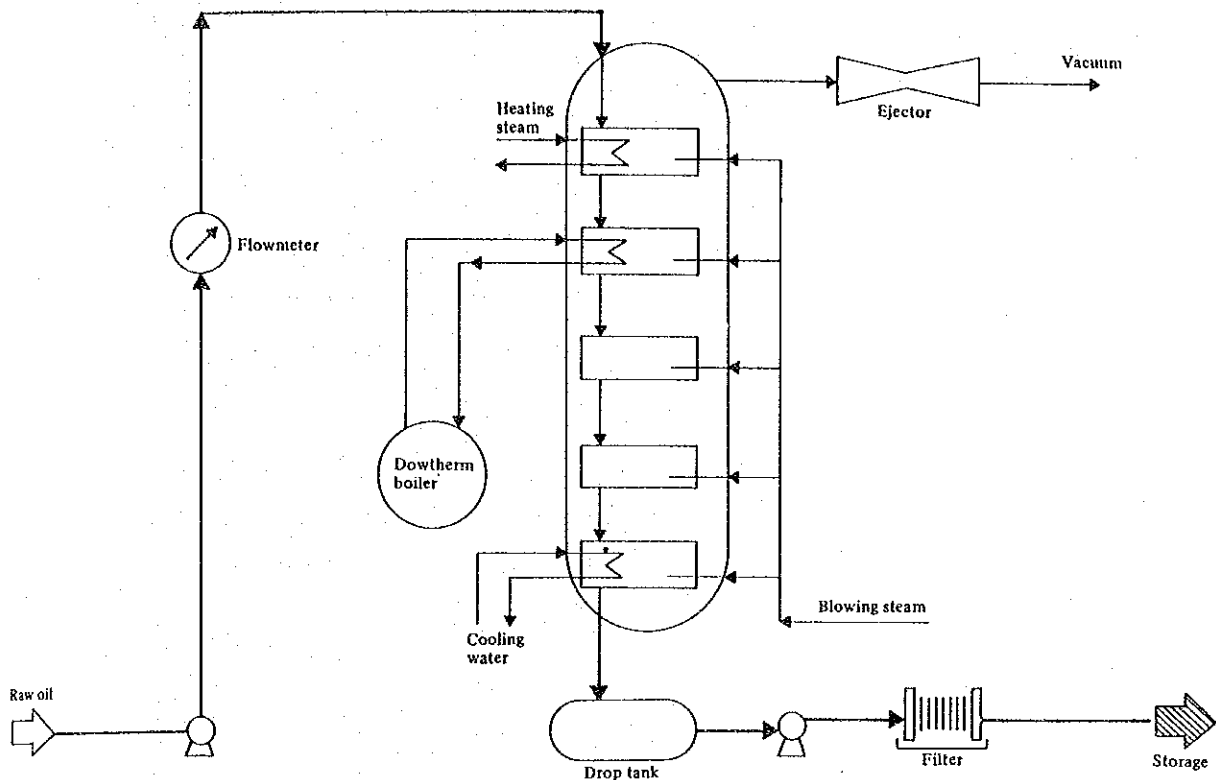


Fig. III-6-4 Girdler system semi-continuous deodorization equipment

この装置は塔内の圧力分布が一様なこと、脱臭効果がよいこと、別種の油への切り替えが容易であること、漏洩空気による汚損がないことなどの利点がある。このものの用役状況は次のとおりである。

原油処理能力 50 t/日 のとき、蒸気 200 kg/h，電力 25 kWh/h，用水 900~1,200 kg/h（温湯，冷却水）。

この脱臭装置は、その後省エネルギー的に改善が著しく進んで、各社各様の改造設備がそれぞれ成果をあげている。

## 2.2 エネルギーの使用状況

### 2.2.1 缶詰工業

魚類の缶詰工場におけるエネルギーは、Table III-6-1 のような形で用いられる。タイ王国の水産物缶詰工場のエネルギー使用割合は、Fig III-6-5 のとおり、燃料と電力のエネルギー（カロリー）比の割合は約 75%：25% である。燃料は重油で、蒸気発生用ボイラに使用され、その蒸気の大部分はクッキングと殺菌用に使われている。

Table III-6-1

Purpose	Equipment	Energy source
Cooking	Cooker	Steam
	Exhaust box	Steam
Seasoning mix	Rice boiler	Steam
Sterilization	Retort	Steam
Degassing	Seamer	Steam & Electric power (vacuum pump)
Rolling	Seamer	Electric power
Refrigeration	Refrigerator	Electric power
Air compression	Compressor	Electric power
Waste water treatment	Lagoon pump	Electric power

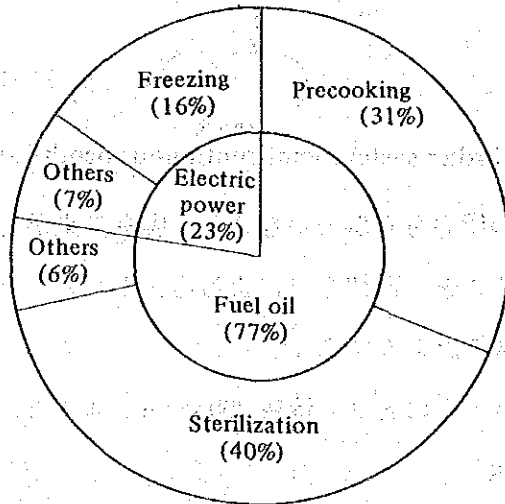


Fig. III-6-5 Energy proportion in marine products canning factory in Thailand

Table III-6-2 は、日本缶詰協会が 1980 年に 133 工場を調査した結果である。また、Table III-6-3 はタイ王国診断工場について、生産量推定値を用いてまとめたものである。

Fig III-6-6 に、これらの結果をヒストグラムとして示した。

(1) 燃料原単位

日本の例では、プレクッキングを行うまぐろ、かつおの方がいわしなどの場合より、高い値を示している。タイ王国の場合では、むしろ、まぐろ、かつおのみを加工している工場の方が低い値を示しているが、データが少ない、いわし等の占め



る割合が小さいこと、季節によって品種が偏ることなどの影響によるものとみられる。

これだけの数のデータから、両国の原単位に有意な差があるとはいえないが、ヒストグラムでみると10～20 l/t タイ王国の方が原単位が高いようにみえる。

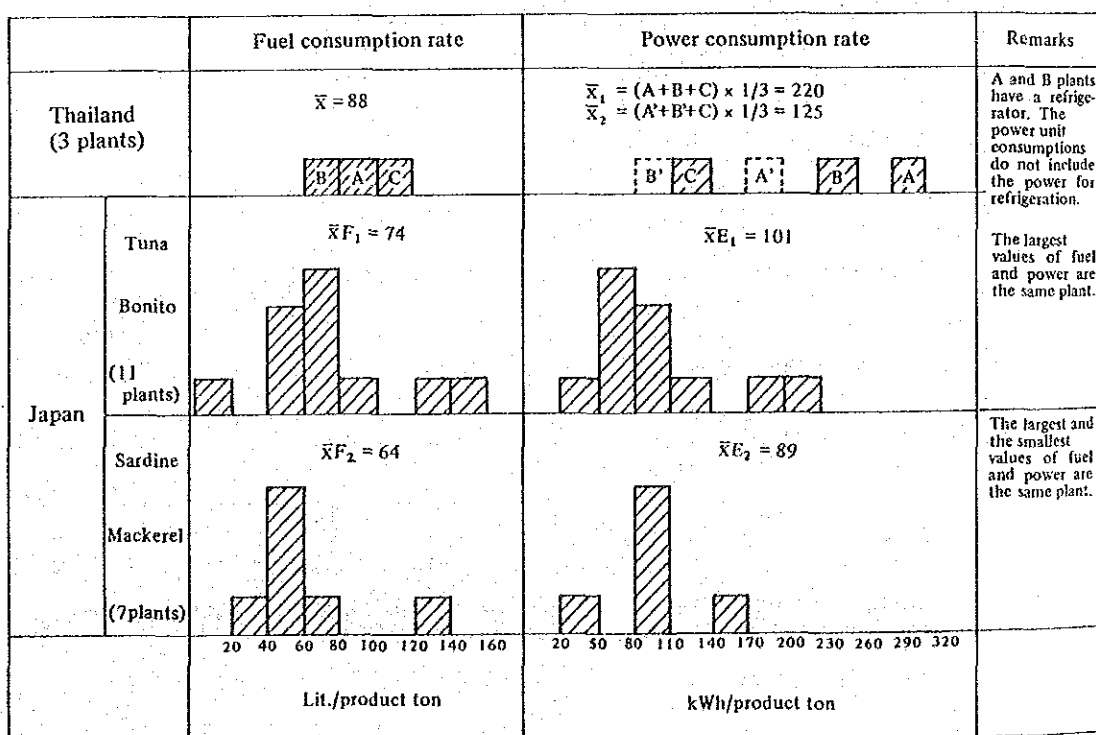
Table III-6-2 Energy consumption rate of marine products plant in Japan

Item	Output t	Fuel consumption rate (fuel oil)		Electric power consumption rate		Water consumption rate		Total energy Kcal/kg of product	Remarks
		Kl/t of product	Kl/t of raw material	Kwh/t of product	Kwh/ of war material	m <sup>3</sup> /t of product	m <sup>3</sup> /t of raw material		
Tuna, Bonito (Oil soaking, Boiling in water)	~ 500	0.010	0.180	78	128	20	32	1,151	Tuna
	1,000~2,000	0.075	0.062	94	77	13	10	823	Bonito
	2,000~3,000	0.086	0.069	174	121	190	132	1,002	Bonito
	"	0.075	0.050	94	63	13	8.4	572	Tuna
	"	0.128	0.106	47	43	-	-	1,311	Tuna, Bonito
	4,000~6,000	0.046	0.050	73	81	-	-	513	" "
	"	0.071	0.070	80	79	18	17	780	" "
	"	0.155	0.105	217	156	39	33	1,637	" "
	"	0.052	0.053	74	74	-	-	513	Tuna
	8,000~11,000	0.065	0.050	65	50	41	32	700	Tuna
			0.056	0.040	115	83	41	30	651
	Average	0.074	0.076	101	89	47	35	878	
	Range	0.010~ 0.155	0.040~ 0.106	47~ 217	43~ 156	13~ 190	8.4~ 132	513~ 1,627	
Sardine, Mackerel, (Boiling in water, Boiling with tomato)	1,000~2,000	0.055	0.047	62	52	7.7	6.5	601	Mackerel
	"	0.051	0.015	99	29	14	4.2	595	Sardine
	2,000~3,000	0.052	0.044	100	84	15	6.5	600	Mackerel
	6,000~7,000	0.028	-	24	-	5.7	-	306	"
	"	0.080	0.060	82	63	14	11	843	Mackerel, Sardine, Bonito
	10,000~14,000	0.130	0.117	159	174	0.8	0.7	1,423	Mackerel Sardine
	"	0.052	0.048	99	24	14	9.9	521	Mackerel
		Average	0.064	0.055	89	71	10.2	6.5	699
	Range	0.028~ 0.130	0.015~ 0.117	24~ 159	29~ 174	0.8~ 1.4	0.7~ 11	306~ 1,424	

Source: (Foundation) Energy Conservation Center, Energy Using Rationalization Diagnosis Instruction Manual, Canned and bottled marine products volume, Statistical values in 1978.

Table III-6-3 Energy consumption rate of marine products in the third research of Thailand

	A Co.	B Co.	C Co.	Japan
Main raw materials	Tuna, Sardin	Tuna	Tuna, Sardin	Tuna, Sardin, etc.
Quantity of raw material t/y	25,000	9,000	3,500	
Product output t/y	12,000	5,000	2,000	
Fuel oil consumption Kℓ/y	960	340	210	
Fuel oil consumption Kℓ/t of product	0.080	0.068	0.105	0.067
Electric power consumption Kwh/y	$3,608 \times 10^3$	$1,180 \times 10^3$	$250 \times 10^3$	
(Breakdown)	(Refrigerating system) $1,562 \times 10^3$	(Refrigerating system) $774 \times 10^3$	(No refrigerator) —	
	(Can manufacture) $2,046 \times 10^3$	(Can manufacture) $406 \times 10^3$	$250 \times 10^3$	
Electric power consumption Kwh/t of product	301	236	125	95
(Refrigerating system)	130	155	—	—
(Can manufacture)	170	81	125	95
Quantity of water t/y	$1,200 \times 10^3$	$90 \times 10^3$	$118 \times 10^3$	
Water consumption m <sup>3</sup> /t of product	100	18	59	10 ~ 50



Thailand: Results in 1983  
Japan: Results in 1978

Fig. III-6-6

タイ王国と日本では気候差があり、平均水温も 16℃と 27℃と約 11℃の差がある。仮に、缶詰工程で使用する水のうち 10 m<sup>3</sup>/t 製品が加温を要するものとする、両国では次の燃料量差を生ずる。

$$\frac{10,000 \text{ l/t} \times 11 \text{ }^{\circ}\text{C}}{9,500 \text{ kcal/l} \times 0.85} = 14 \text{ l-燃料/t 製品}$$

これらの点を勘案すると、タイ王国の燃料原単位には、なお改善の余地があるとみられる。

## (2) 電力原単位

電力原単位は冷蔵庫用の割合が大きく、その有無、原料入荷状況によって大きく異なる。また、冷凍用以外の分は、用水原単位と比例しているようである。日本と比べて用水量が多く、それが電力原単位を悪化している一因とみられる。日本の場合は、季節毎の気温差が大きいこと、原料が水産物や農産物と変化することなどのために、排水処理設備に余裕をとっており、電力消費を増加させる要素を持っている。この点を考慮すれば、タイ王国の場合、水及び電力の使い方に改善の余地があるとみられる。

### 2.2.2 植物油脂工業

燃料は蒸気発生用に使用されるのがほとんどで、一部高温加熱用の熱媒油加熱に使用される。

熱エネルギーは原料乾燥、加熱、抽出液加熱、粕の脱溶剤と乾燥、溶剤と粗油の分離、精製工程の温度維持や脱臭など多くの工程で使われているが、特に搾油・抽出部門での消費が多い。

Fig III-6-7 は、日本のある工場における蒸気及び電力の部門別消費状況である。搾油抽出部門と精製部門で蒸気の 86%、電力の 58%が消費されている。

次に、日本油脂協会が 1980 年に調査した日本の代表的製油工場数社の原単位を Table III-6-4 に示す。原料の種類による差が大きい。また処理規模別の圧搾・抽出工程蒸気消費比率を Fig III-6-8 に示す。タイ王国の場合は、工程別に分離されていないが、合計で蒸気 590 ~ 700 kg/t 原料、電力 70 kWh/t 原料、となっており、日本の水準とほぼ等しい。

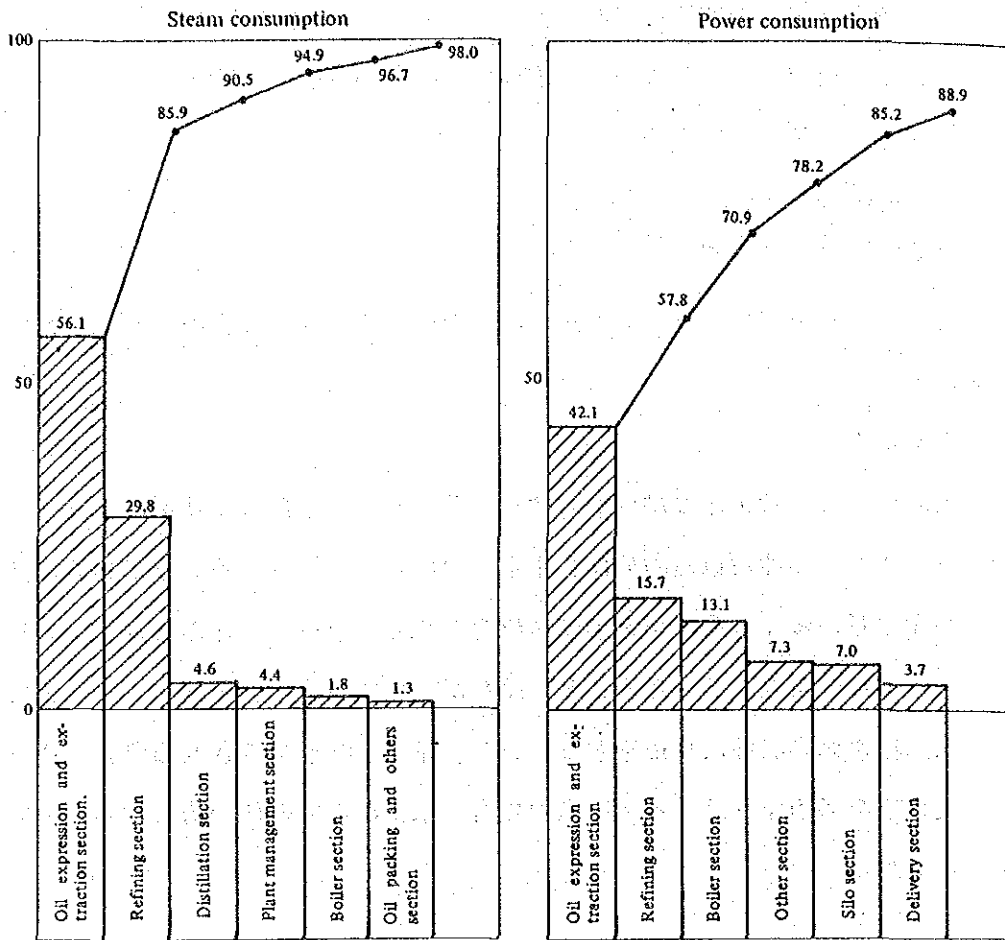


Fig. III-6-7

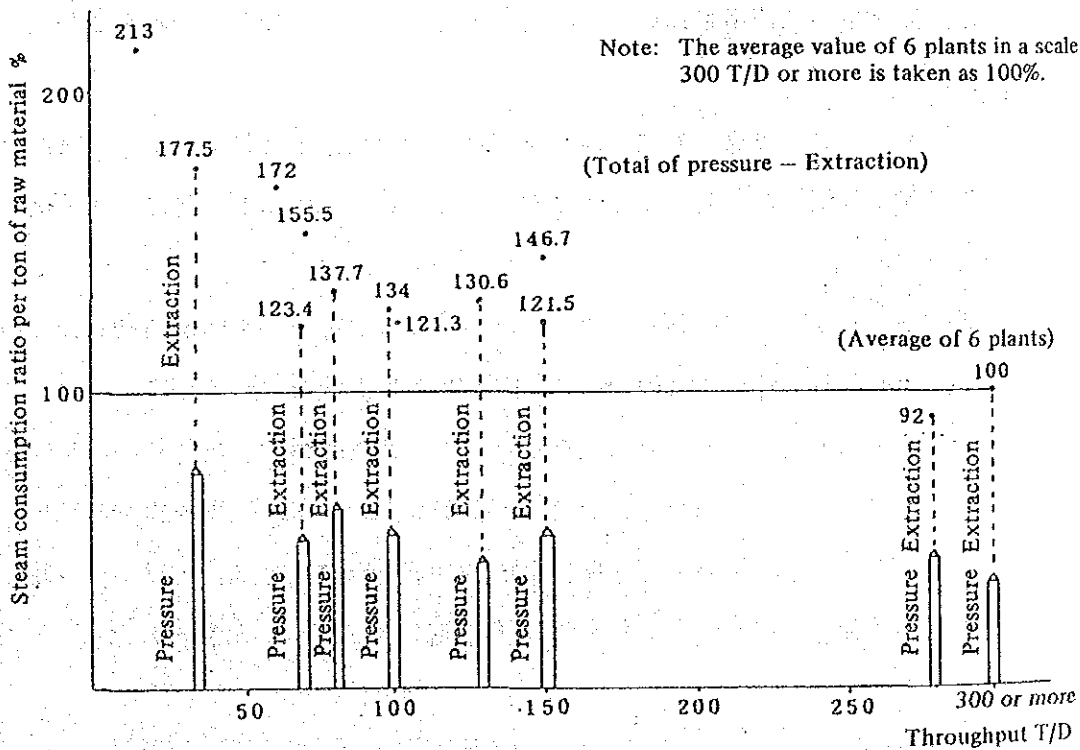


Fig. III-6-8 Comparison of steam consumption per ton of raw material by plant scale

Table III-6-4 Standard energy consumption rate (1979 base)

## 1. Steam · Fuel oil

	Steam		Fuel oil	Remarks
	Expression (Kg/t of raw material)	Refining (Kg/t of crude oil)	Refining (lit./t of oil)	
Soybean	350 ~ 450	400 ~ 580	10 ~ 12	
Rape	400 ~ 500	400 ~ 580	10 ~ 12	
Corn jam	400 ~ 500	400 ~ 580	10 ~ 12	
Rice bran	450 ~ 790	1,400 ~ 2,500	13 ~ 18	
Palm	—	1,500		
Palm core	400	1,400	Include steam for refining	
Coconut	360	1,400		

## 2. Electric power

	Expression (Kwh/t of raw material)	Refining (Kwh/t of crude oil)	Remarks
Soybean	30 ~ 40	30 ~ 40	
Rape	40 ~ 50 * <sup>1</sup>	30 ~ 40	
Corn jam	80 ~ 90	40 ~ 45 * <sup>2</sup>	
Rice bran	Batch 30 ~ 50 Continuous expression 40 ~ 50	80* <sup>3</sup>	*1 Expression and extraction method *2 Dewaxing 30 ~ 45 *3 Include solvent dewaxing
Palm	—	70	
Palm core	90	60	
Coconut	70	60	
Range	From silo taking out to crude oil	From Degum and deoxi- dizing to deodorizing oil	

### 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当た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たっては、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-6-9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。

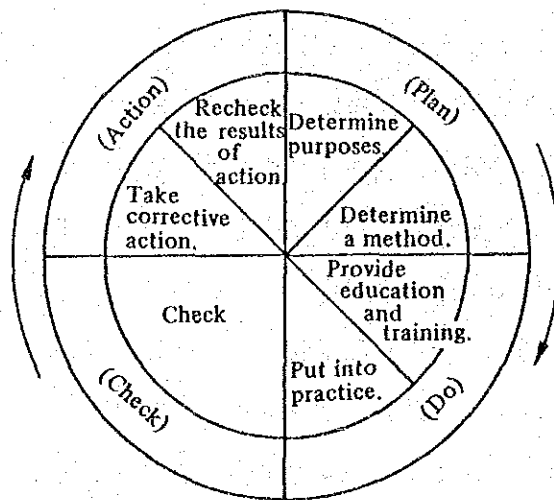


Fig. III-6-9 Deming circle

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。