

12. ガラス

12 ガラス

12.1 エネルギー使用の特徴

12.1.1 製造工程と主要設備

診断対象となったビン、ガラス食器製造業の製造工程は、比較的簡単でFig 12.1に示すとおりである。

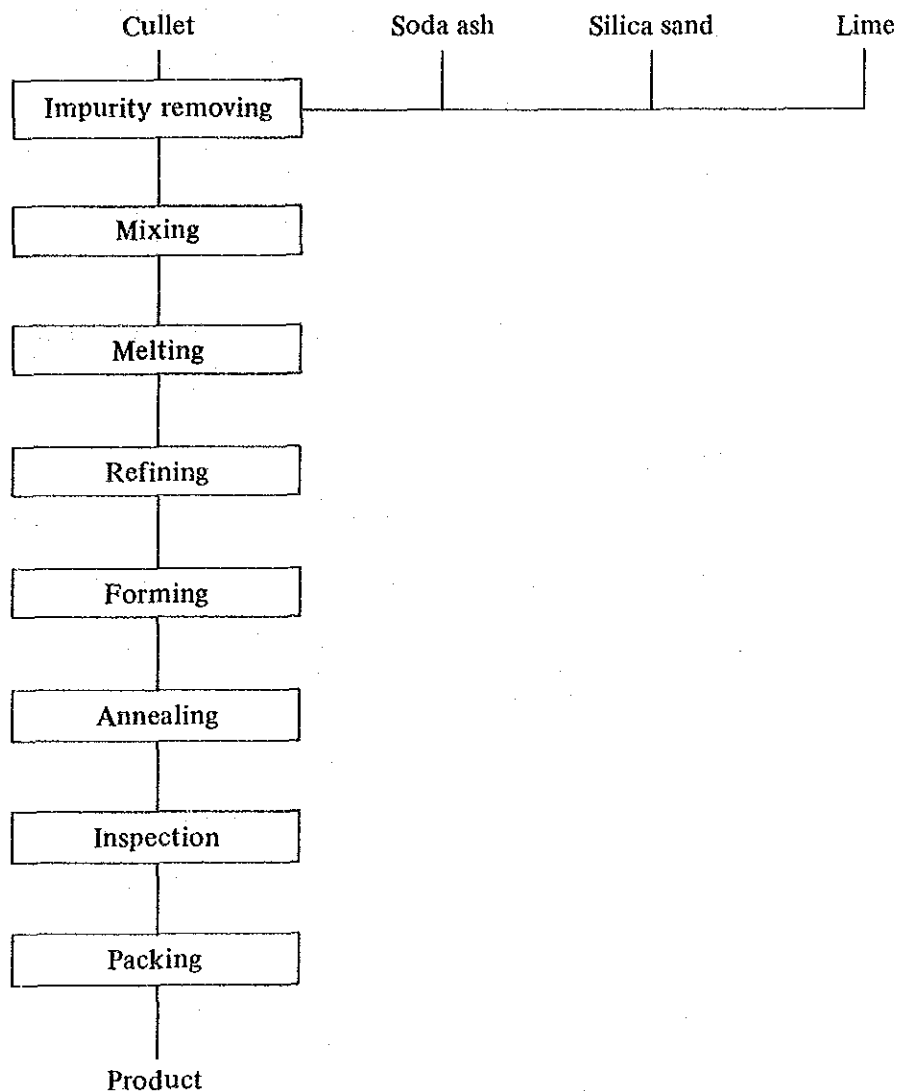


Figure 12-1 Manufacturing Process

ガラスの組成は用途により異なるが、ビン・食器用はTable 12.1に示すような組成のソーダ石灰ガラスである。

Table 12-1 Composition of Glass for Vessel

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

(1) 製造工程

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

調合原料は、1,500℃程度に保たれている熔融炉(Figure 12.2 参照)に投入され、上部空間の火炎の輻射熱により加熱されて熔融し、更に清澄が行われて泡が分離される。この時、炉内の未熔融ないし低温の材料が作業槽に流入しないように、中央部が高温になるような温度分布を保つ。

熔融・清澄を終えたガラスはスロートを経て作業槽に入り、ついでフォハースから成型機に供給される。作業槽及びフォハースでは、成型品の重量・形状に応じて成型に適した温度に、ガラスの温度が調節される。この部分では、多数の小型バーナあるいは直接通電により加熱される。

成型は手吹きによる場合もあるが、大量生産の場合は、一般にIndividual Section Machineで行われる。

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

徐冷炉を出た製品は検査を受け梱包される。

(2) 主要設備

熔融に使われる炉は、大量連続操業に適したタンク炉と多品種少量生産用のルツボ

炉に分けられるが、以下タンク炉について記述する。Figure 12.2 は代表的な中型タンク炉の図である。

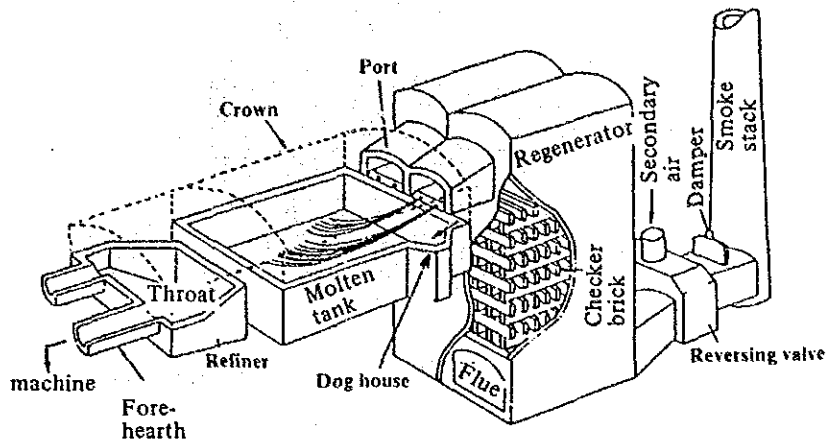


Figure 12-2 Outline Sketch for Middle-Size Tank Furnace (End Port Type)

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

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

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

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

12.1.2 エネルギーの使用状況

ガラス工場では、エネルギーは次のような形で用いられている。

幾つかのガラスびん工場の目的別のエネルギー使用割合を平均したものを示すと Figure 12.3 Figure 12.4 のとおりである。この図からみても、熔融炉及びその他の炉の省エネルギー対策が重要であることがわかる。

参考までに、日本の中程度のタンク炉について行った熱勘定図を Figure 12.5 に示す。この炉の熱効率約40%であり、燃焼排ガスに約20%の熱が逃げているほかは

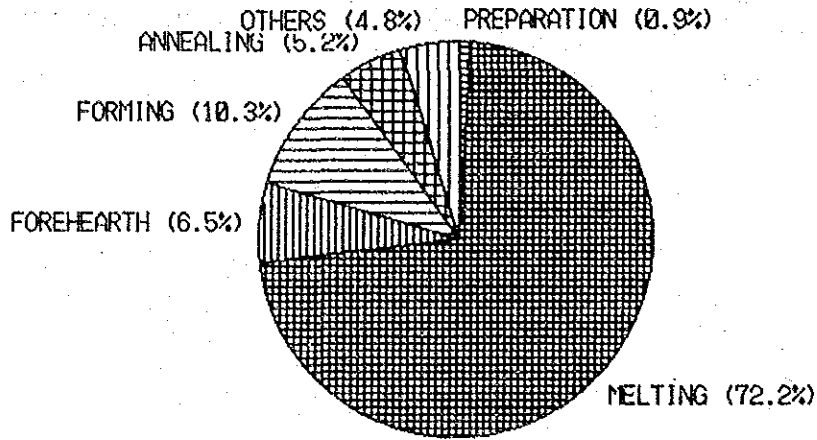


Figure 12-3 Share of Total Energy Consumption

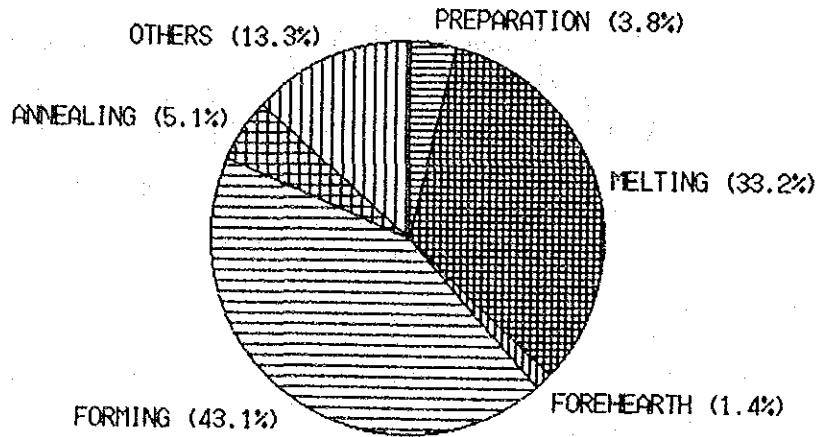


Figure 12-4 Share of Electricity Consumption

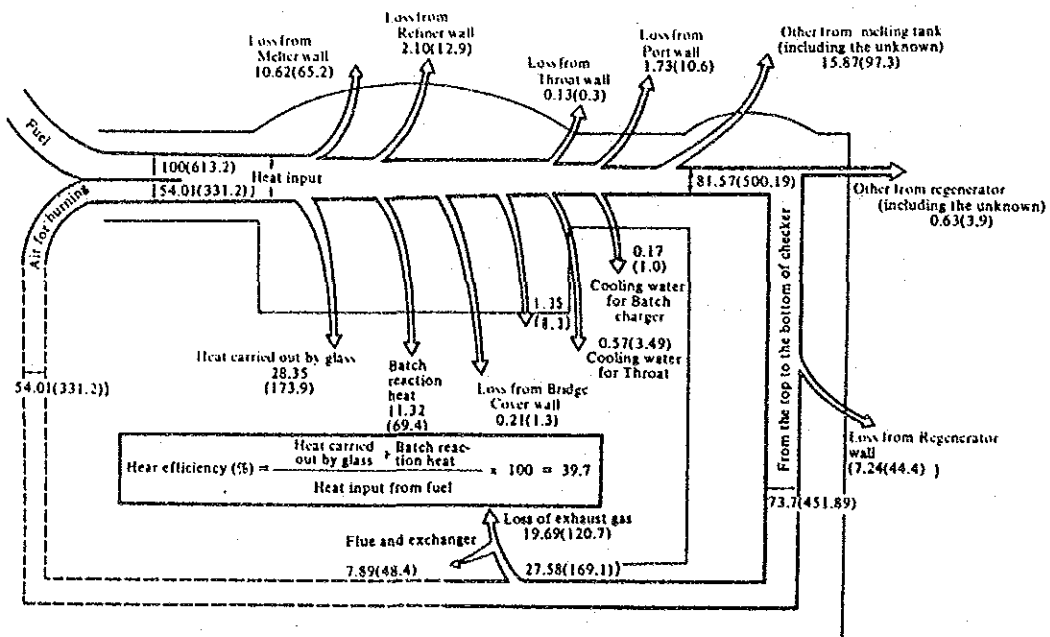


Figure 12-5 Heat Balance Chart for Glass Melting Tank

炉壁等からの損失となっている。

電力エネルギーも含めたガラス・ビン製造の全エネルギー消費原単位は、ガラスの種類、印刷工程の有無などの要素も加わるので、単純に比較することはできないが、参考として日本の例を示すと、Figure 12.6 のように、1975年を基準にして1986年までに約26%原単位が改善されている。

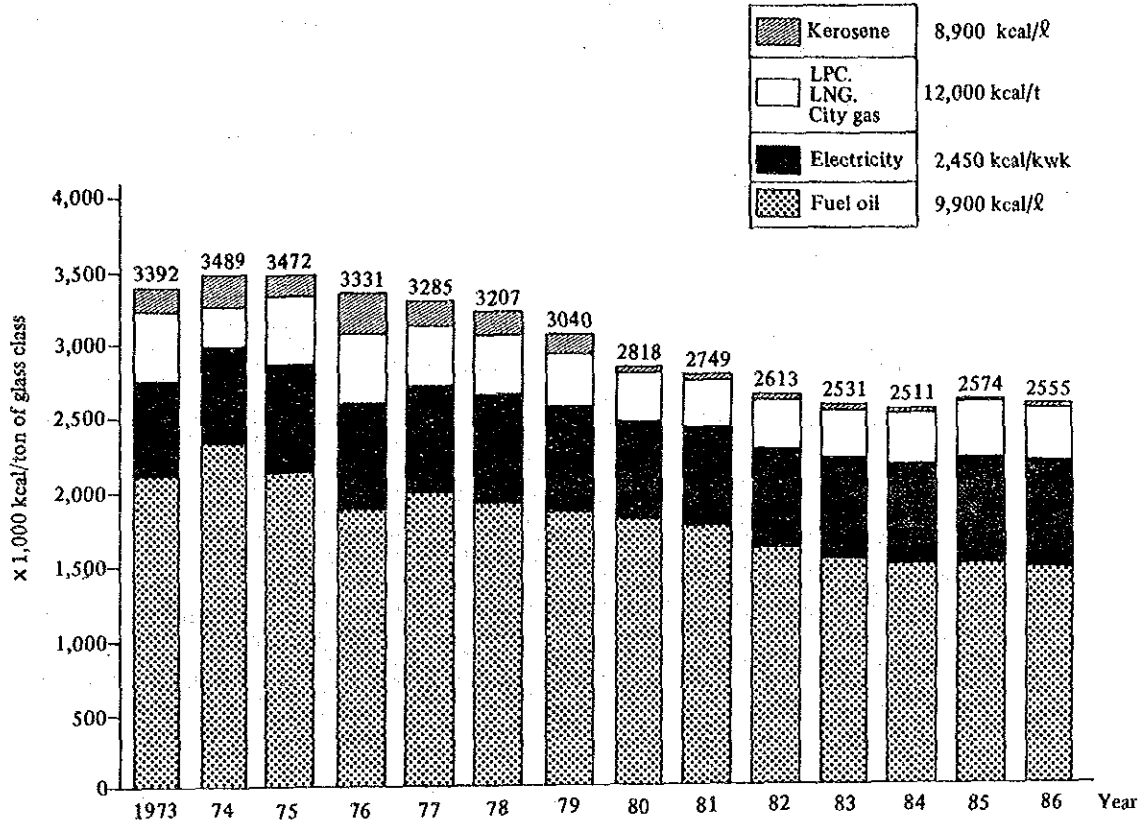


Figure 12-6 Manufacturing Energy Consumption Rate for Glass Bottle

規模別の数字は発表されていないが、業界平均値は1986年において 256万kcal/t製品、新設の最も効率の良い炉(200t/d)では 182万kcal/t (うち熔融エネルギー原単位 95万kcal/t。エネルギー源別に燃料 131万kcal/t, 電力51万kcal/t) となっている。電力消費の内訳は、日本の某社の例では次のようになっている。

Facilities	Purpose	Ratio
Large-size fan	Cooling of kiln wall, feeding of air for burning	28%
Compressor	Drive and cooling of bottle manufacturing machine	27%
Electric booster	Melting	21%
Other motors		21%
Illumination		3%

12.2 熱エネルギー使用の合理化

12.2.1 熔融炉

(1) 空気比適正化

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

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

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

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

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

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

となり、空気比の減少は排ガス量の減少に役立つ。ここに G_0 、 A の値は燃料の組成から計算すべきであるが、近似的には、燃料の低位発熱量から Table 12.2 の式 (Rosin の式) で求めることができる。

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

$$\text{燃料節減率} = \frac{100R \left(1 - \frac{G_2}{G_1} \right)}{100 - RG_2/G_1}$$

(ただし、 R は改善前の排ガス損失割合 (%))

Table 12-2 Relationship Between Low Calorific Value H_l and G₀, A₀ (By Rosin)

Fuel	G ₀	A ₀
Solid fuel (H _l : kcal/kg fuel)	$\frac{0.89 H_l}{1,000} + 1.65 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$	$\frac{1.01 H_l}{1,000} + 0.5 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$
Liquid fuel (H _l : kcal/kg fuel)	$\frac{1.11 H_l}{1,000} \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$	$\frac{0.85 H_l}{1,000} + 2.0 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}$
Low calorific value gaseous fuel (H _l = 500 to 3,000 kcal/Nm ³ fuel)	$\frac{0.725 H_l}{1,000} + 1.0 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ fuel}$	$\frac{0.875 H_l}{1,000} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ fuel}$
High calorific value gaseous fuel (H _l = 4,000 to 7,000 kcal/Nm ³ fuel)	$\frac{1.14 H_l}{1,000} + 0.25 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ fuel}$	$\frac{1.09 H_l}{1,000} - 0.25 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ fuel}$

日本のあるタンク炉で実測したところでは、 $m=1.07\sim 1.16$ の範囲で、燃料消費量が最も少ないという結果がえられている。日本の政府告示による判断基準では連続式のガラス溶解炉の空気比管理の目安を 1.3と定めている。

燃焼用空気は、燃焼用の予熱空気の他に開口部から侵入する空気があり、直接計量することができないので、排ガス中の酸素濃度またはCO₂濃度を測定し、物質収支を計算して求める。燃料中の窒素分が少なく、完全燃焼し、かつ燃焼用空気中の窒素分が79%の場合は、次式のようになる。

$$m = \frac{21}{21 - (O_2) + 0.5(CO)}$$

(O₂) ……排ガス中酸素濃度%、(CO) ……排ガス中CO濃度%

または、

$$m = \frac{1 - (CO_2) - 1.5(CO)}{\frac{1 - (CO_2)_{\max}}{0.79} \times \frac{(CO_2) + (CO)}{(CO_2)_{\max}}} + 0.21$$

(CO₂) ……排ガス中炭酸ガス濃度%

(CO₂)_{max} ……理論乾き排ガス中の最高炭酸ガス濃度%

$$(CO_2)_{\max} = \frac{1,867 \cdot C}{G_0} \times 100 \% \quad (\text{固体・液体燃料})$$

$$G_0' = G_0 - (11.2h + 1.244W) \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

ここに、hは燃料1kg中の水素のkg

wは燃料1kg中の水分のkg

cは燃料1kg中の炭素のkg

気体燃料の場合は成分分析値から計算により求める。

(CO₂)_{max} の値は次の数値を使ってもよい。

石炭18.5%、重油15.7%、天然ガス12%、LPG 14.5%。

空気比を適正に保つためには、以下のような事項に注意しなければならない。

a. 液体燃料については次の点に注意する。

a-1 適正な粘度になるよう予熱する。

a-2 燃料油中固形物をフィルタで除く。

a-3 バーナチップを清浄な状態に保つ。

a-4 噴霧スチーム、空気の圧力を適正にする。

なお、噴霧用空気を天然ガスに変え、2～3%燃料原単位を改善した例がある。

b. 侵入空気防止

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

侵入空気を最小限に抑えるためには、次の措置が必要である。

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

c. 制御

2次空気量は燃料量に応じて比例制御する。さらにコンピュータを組み込み、Crown 温度、排ガス中O₂濃度、2次空気温度変化の補正、切替時間の短縮等も含めてより精密に制御することも行われる。

(2) 火炎放射率の改善

ガス燃焼の場合の伝熱は主として透明な無輝炎からの放射によるもので、高温度の炭酸ガス、水蒸気その他の3原子ガスの放射による。

一方、重油燃焼の場合は輝炎放射であって、燃焼過程に炎の中に形成される浮遊炭素粒子からの固体放射の役割が大きい。

前項の放射伝熱の中の放射率 ϵ の値は燃焼の初期に重油で0.5～0.6、ガスで0.1～0.2と差がある。実際の炉では炎からの放射のみでなく、炉壁からの再放射もあるため影響は緩和されるが、放射伝熱量はガスの方が少なくなる。

このためFigure 12.7のようにポートの途中にBaffleを設け、その後部に燃料ガス

を吹き込み、やゝ空気不足の状態で燃焼させて微小な炭素粒子を生成させ、炉内でそれを二次燃焼して輝炎としている例がある。

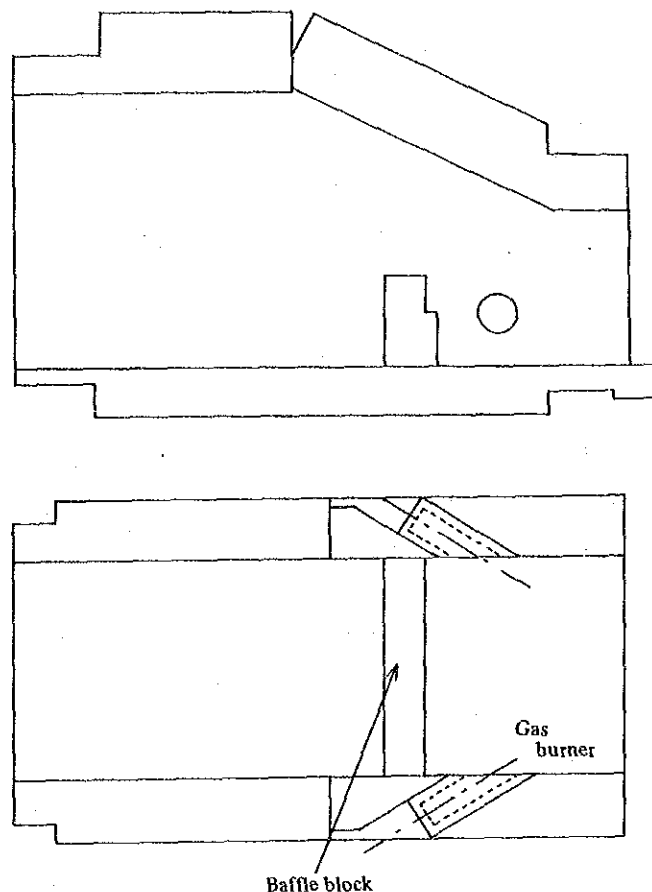


Figure 12-7 Baffle Block in the Port

(3) 断熱強化

熔融炉の耐火物は温度の点でも、内容物による侵食の点でも極めて苛酷な条件にあり、従来十分な保温がなされず、ガラス液面部の外面は空気冷却も行っていた。しかし、熱勘定図からもあきらかなように炉壁からの放熱は損失の大きな部分を占めているので、高級耐火物を用いて断熱を強化する方向にある。すなわち、天井部ではアルカリやアルミナ含有量の少ないSuper Duty珪石レンガ、側壁、炉床ではアルミナ・ジルコニア・シリカ系の電鍍レンガを内側に張り、その外を耐火レンガ断熱レンガ又はセラミックファイバで覆っている。

Figure 12.8 からFigure 12.16に新旧の炉の各部レンガ構成と放熱量の差を示した

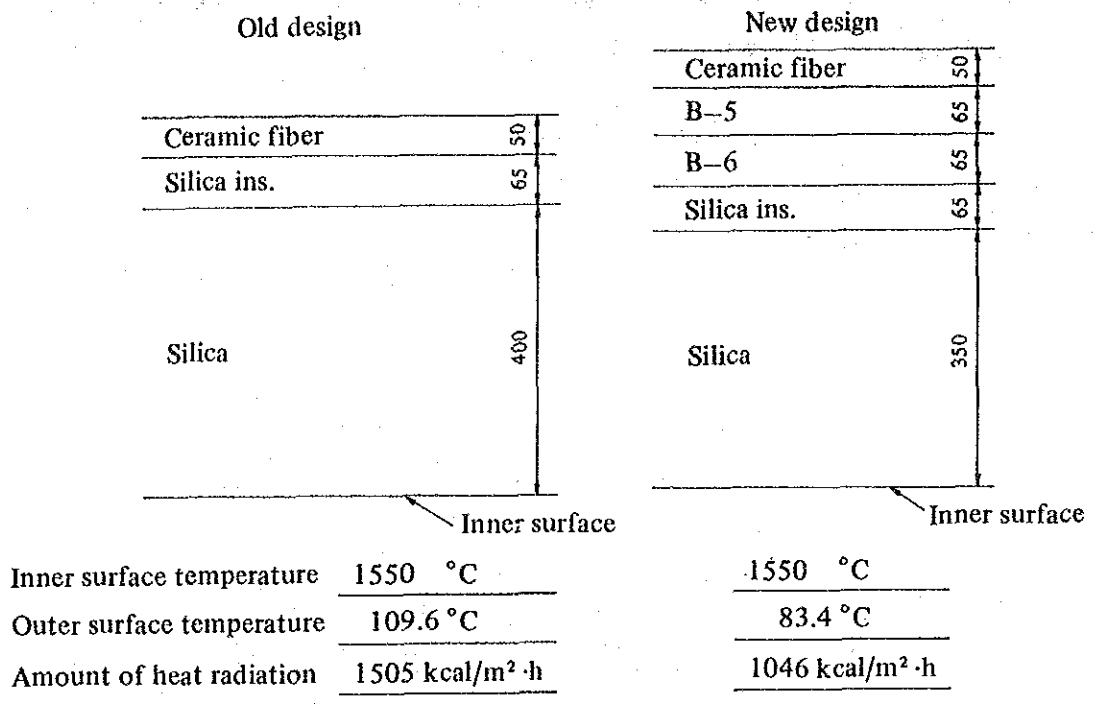


Figure 12-8 Heat Insulation of Melting Furnace Crown

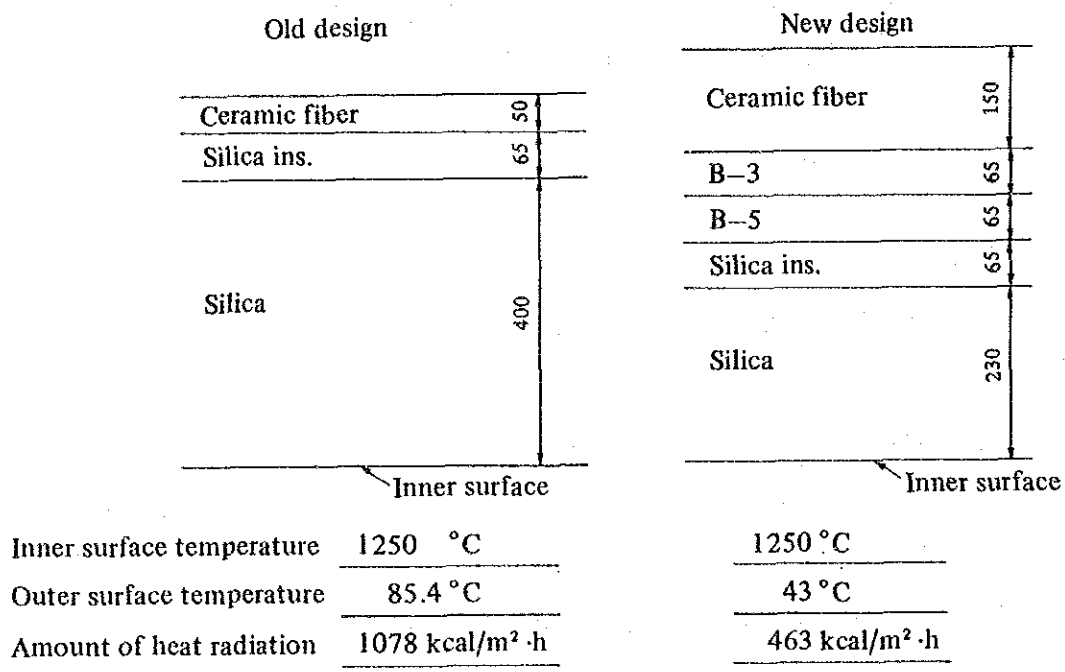


Figure 12-9 Heat Insulation of Working Hearth Crown

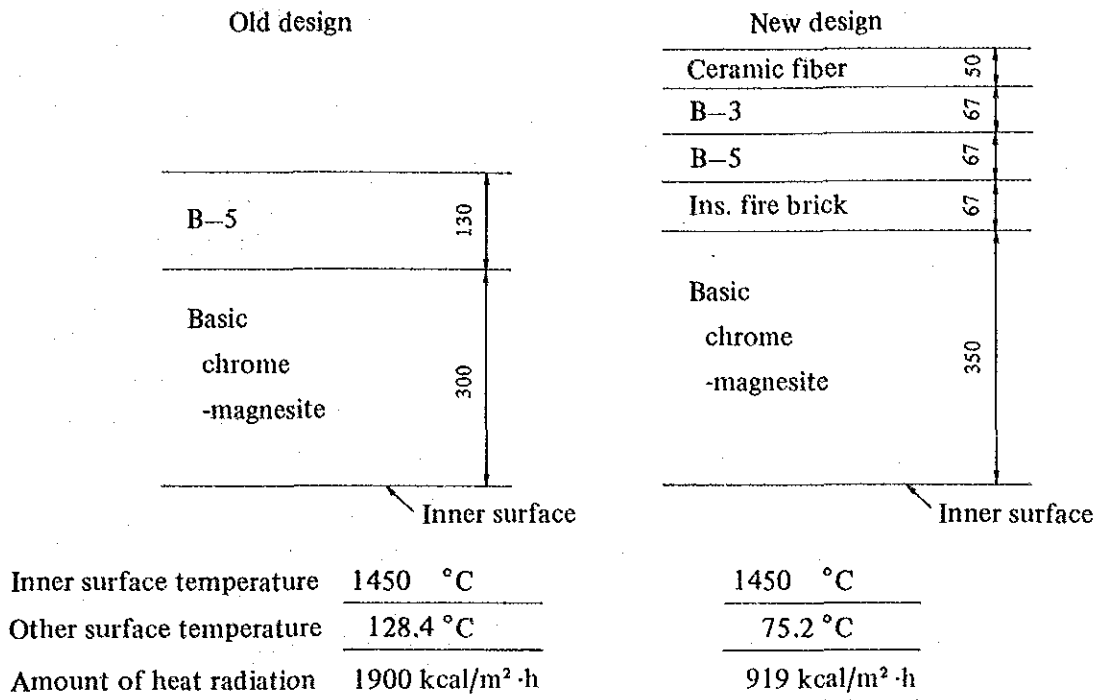


Figure 12-10 Heat Insulation of Regenerator Crown

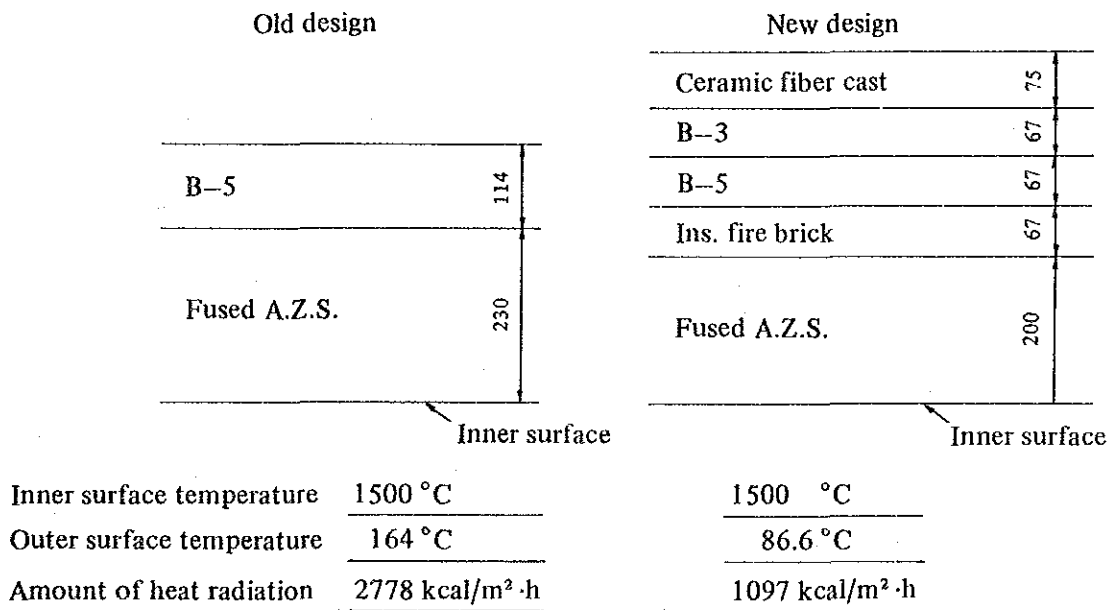


Figure 12-11 Heat Insulation of Port Crown

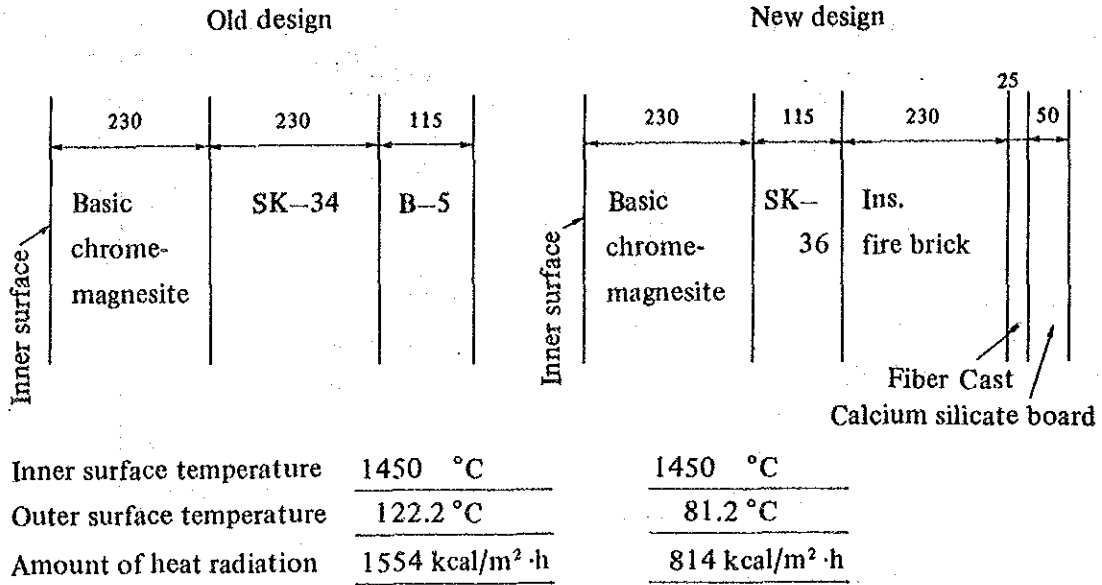


Figure 12-12 Heat Insulation of Regenerator Sidewalls (Upper Part)

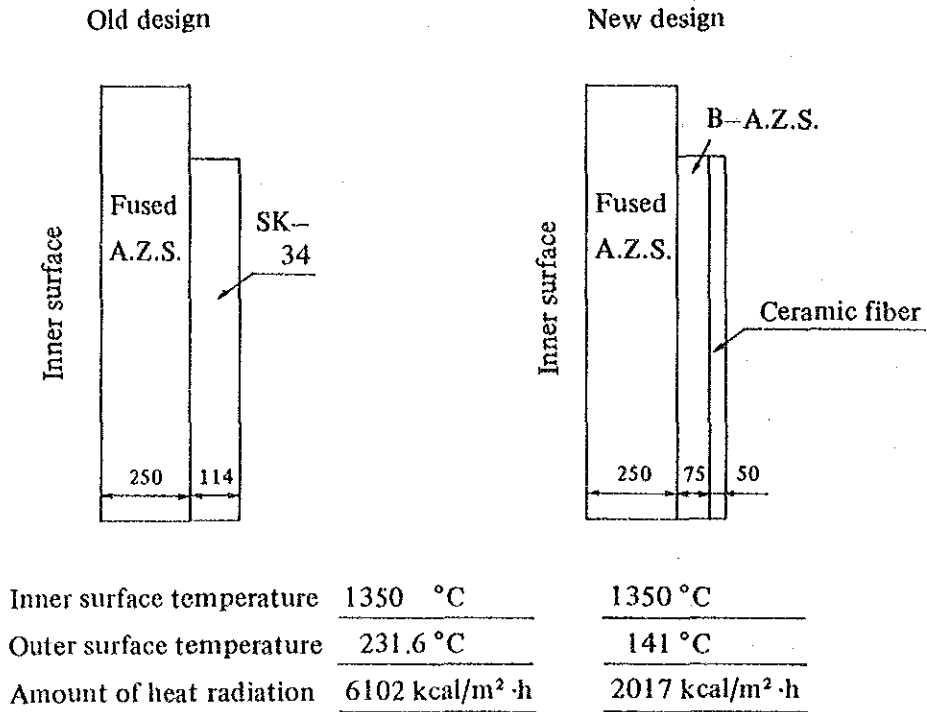
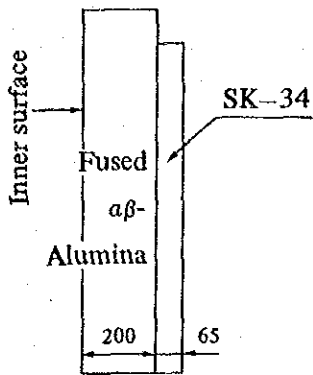
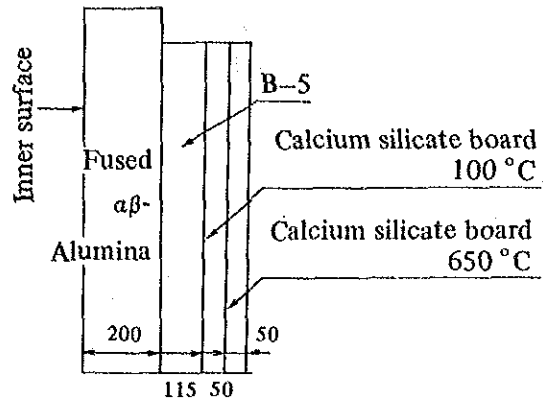


Figure 12-13 Heat Insulation of Melting Tank Block

Old design



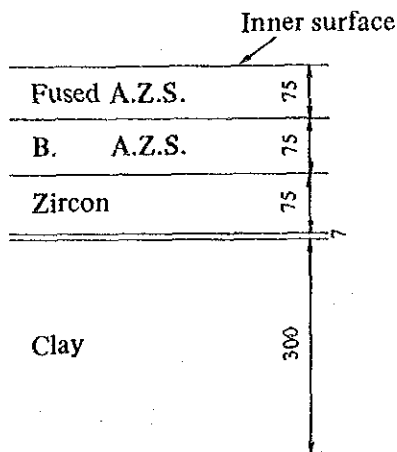
New design



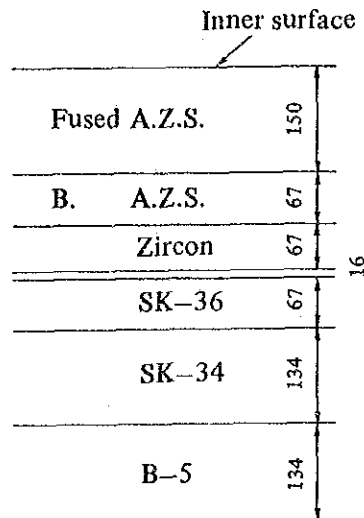
Inner surface temperature	1200 °C	1200 °C
Outer surface temperature	251.6 °C	74.2 °C
Amount of heat radiation	7624 kcal/m ² ·h	717 kcal/m ² ·h

Figure 12-14 Heat Insulation of Working Hearth Tank Block

Old design



New design



Inner surface temperature	1350 °C	1350 °C
Outer surface temperature	187 °C	114 °C
Amount of heat radiation	3240 kcal/m ² ·h	1381 kcal/m ² ·h

Figure 12-15 Heat Insulation of Melting Tank Bottom

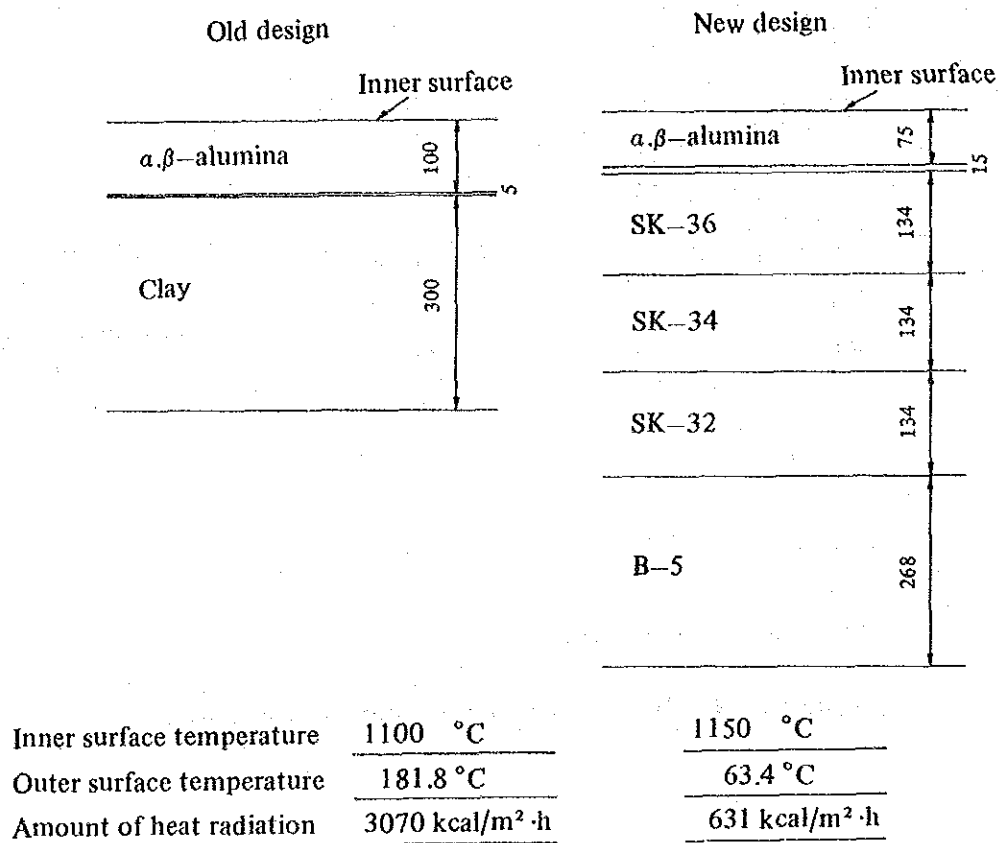


Figure 12-16 Heat Insulation of Working Hearth Bottom

(4) 排熱回収

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

蓄熱室での熱回収率はチェックレンガの肉厚を薄くすること、チェックレンガの間を流れる排ガスの流速を高めること、蓄熱室の高さを高くし、チェック量を増加することにより向上する。(Fig. 12.17, Fig. 12.18参照)。通常は1,250~1,300 °C程度に2次空気が予熱される。チェックレンガは、長年使用すると排ガス中ダストとの反応によって崩壊し、空隙を詰まらせて熱交換面積を減少させる。このため熔融炉の寿命とマッチするよう、耐食性の良い高級レンガも使われるようになっている。

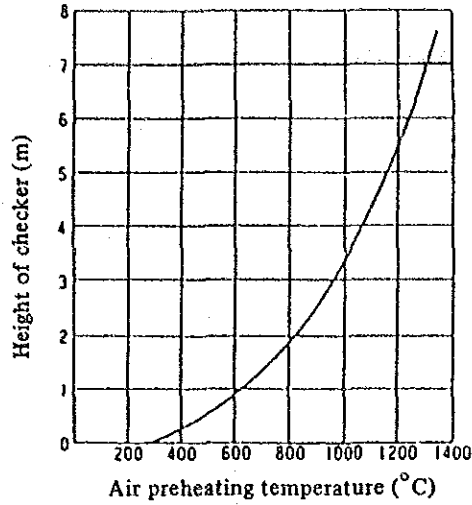


Figure 12-17 Relationship Between Height of Checker and Air Preheating Temperature

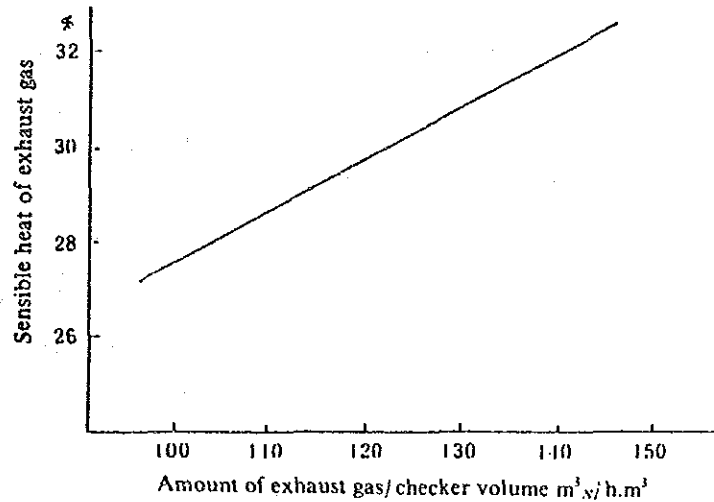


Figure 12-18 Relationship Between Amount of Exhaust Gas/Checker Volume and Sensible Heat of Exhaust Gas

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

なお、予熱空気を最大限に利用できるよう、常温の 1 次空気量や開口部からの侵入空気量をできるだけ抑える必要がある。

(5) 原料配合

製品品質に悪影響を与えない範囲で、カレットや石灰の配合割合を多くすれば、熔融エネルギーを減らすことができる。カレット添加率と所要熱量の関係をTable 12.3 Fig. 12.19 に示す。

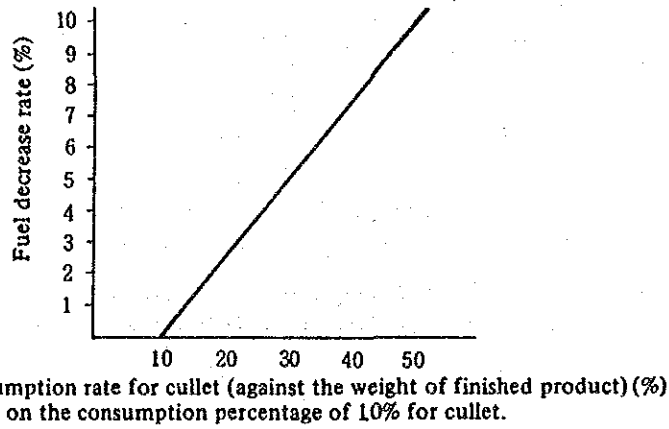


Figure 12-19 Consumption Rate for Cullet and Fuel Saving Rate

Table 12-3 Heat Required for Production of Various Kinds of Glass at 1,400°C and Pull Temperatures (Theoretical Value)

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

なお参考までに、日本の製ビン業界におけるカレットの使用比率は1987年で54%であった。ガラス溶解炉では不純物を除くことができないので、事前にカレット中の不純物を除く必要がある。カレットの品質規格、処理方法はRayen Cura工場調査の項目に記載した。

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

(6) 電気溶融

ガラスは 800℃前後で導体となるので溶融炉に電極を挿入し、ガラスに通電して直接加熱する方法である。燃料加熱の炉において補助的に使用して引上量の増加や炉内温度の調整を行う場合、これをブースタと称する。この電力は 3 t/日引上量を増加させるのに、100kw程度必要とされる。重油から電力への転換効率を35%とすると、燃料原単位が 175 l/t以上ならば、ブースタ使用は省エネルギーになる。

Table 12.4に電気溶融炉の出熱割合の例を示す。エネルギー価格、付帯設備を考えたも小型炉の場合では電気溶融の方が経済的となる場合がある。また大気汚染が少なく、温度管理が容易で高品質のものが得やすいという特徴がある。

Table 12-4 Heat Output ratio of Electric Melting Furnace

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

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

(Pull quantity 60 t/day)

12.2.2 フォアハース

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

電気加熱の採用も省エネルギーに有効とされている。

12.2.3 徐冷炉

(1) 持ち込み熱の増加

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

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

ようにしなければならない。

(2) 放熱防止

高温の間は徐冷する必要があるので、次のような点に留意する。

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

(3) 直接加熱方式の採用

重油を燃料とする場合は、燃焼ガスが直接製品に接触することにより表面に曇を生じる等の悪影響を及ぼすことをおそれ、マッフルやラジアントチューブを用いた間接加熱方式が採られる。

しかし、徐冷炉では加熱温度域が 600℃以下で、間接加熱による放射伝熱では効率が悪い。このため、ガス燃料を使う場合は直火加熱方式とすることが多い。

(4) メッシュベルトの熱容量低下

メッシュベルト加熱に要する熱量が意外に大きいという 1 例を次に示す。

製品の処理量 : 630 kg/h

製品の平均比熱 : 0.252

製品が徐冷炉に入る温度 : 400℃

徐冷温度 : 550℃

この場合、製品を加熱するのに要する熱量 Q_1 は、

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

上記製品を 1,500m/m のベルトで炉内搬送するものとし、

ベルトの重量 : 20 kg/m²

ベルトの走行速度 : 380 mm/min

炉に入る前の温度 : 常温15℃

炉内での最高加熱温度 : 550℃

平均比熱 : 0.132

この場合、ベルトを加熱するのに要する熱量 Q_2 は、

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

となり、製品を加熱する熱量の倍以上がベルトを加熱するために消費される。この熱

量を節約するためには、なるべくベルトの線径を細くしたり、ピッチを疎にしたりして、単位面積当たりのベルト重量を軽くすることが考えられる。

その他、排ガスにより復路のメッシュベルトを予熱することも行われる。

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

12.2.4 製品の軽量化

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

12.2.5 生産性向上

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

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

12.2.6 不良品発生防止

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

13. ボイラ・スチーム

13. ボイラ

13.1.1. 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 13-1のようになる。

Table 13-1 Classification of Boiler

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

13.1.1.1. 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さない。主として10 kg/cm²以下、蒸発量8 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、反面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 13-1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 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。

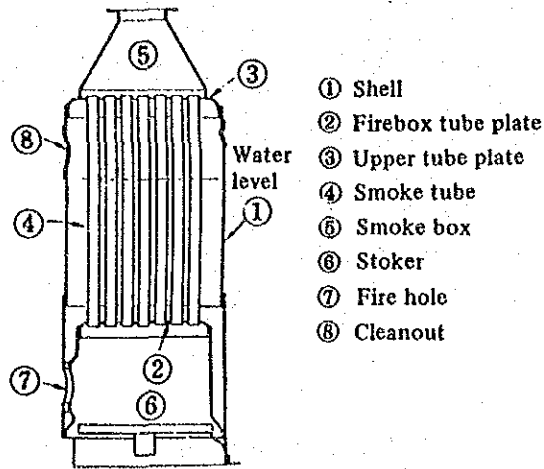


Figure 13-1 Vertical boiler (multitubular type)

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本のをランカンシャボイラと呼ぶ。伝熱面積が小さく効率が悪いので、最近ほとんど作られていない。

c. 煙管ボイラ

Fig 13-2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ため、燃焼室を炉筒の一部に設けた形式のものもある。

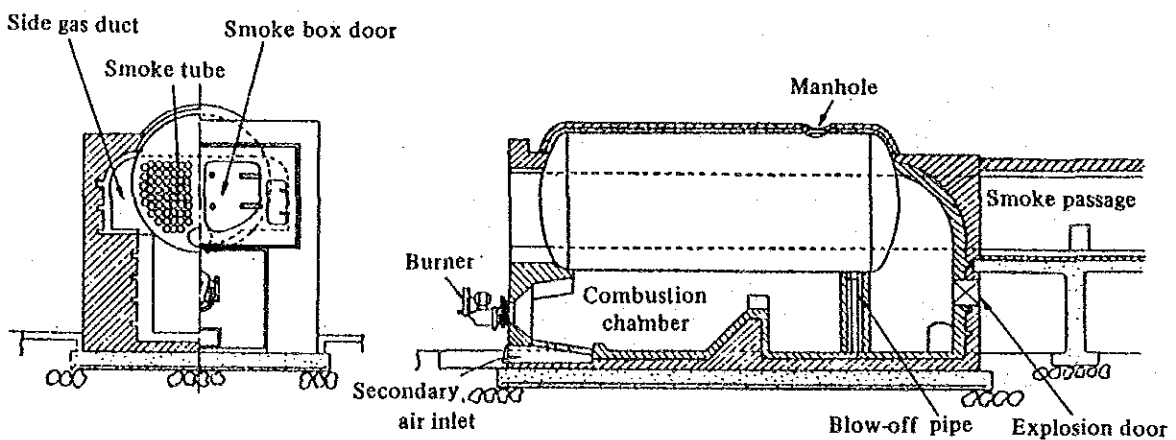


Figure 13-2 Externally Fired Horizontal Smoke Tube Boiler

d. 炉筒煙管ボイラ

Fig 13-3 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/cm²程度、容量 25 t/h 程度までであり、85～92%の効率が得られる。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。

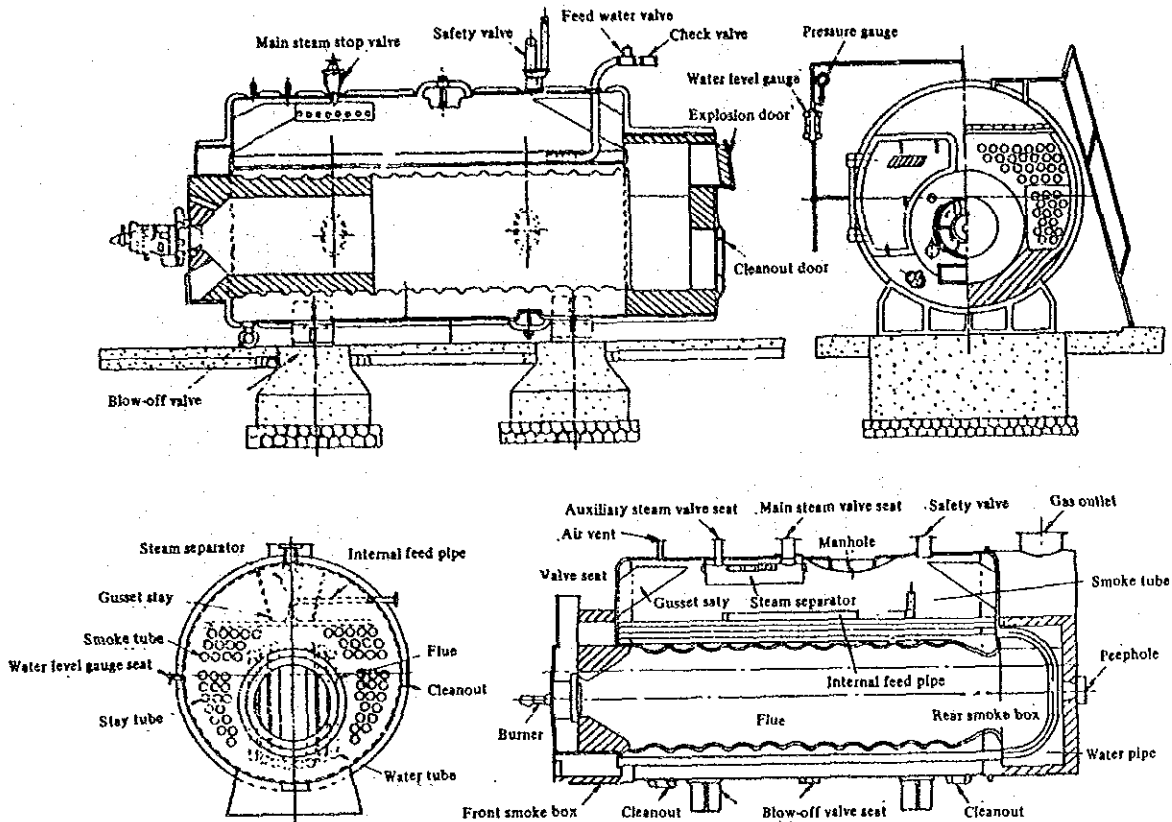


Figure 13-3 Flue Smoke Tube Boiler

13.1.1.2. 水管ボイラ

Fig 13-4 に示すように水管ボイラは、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 13 - 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。

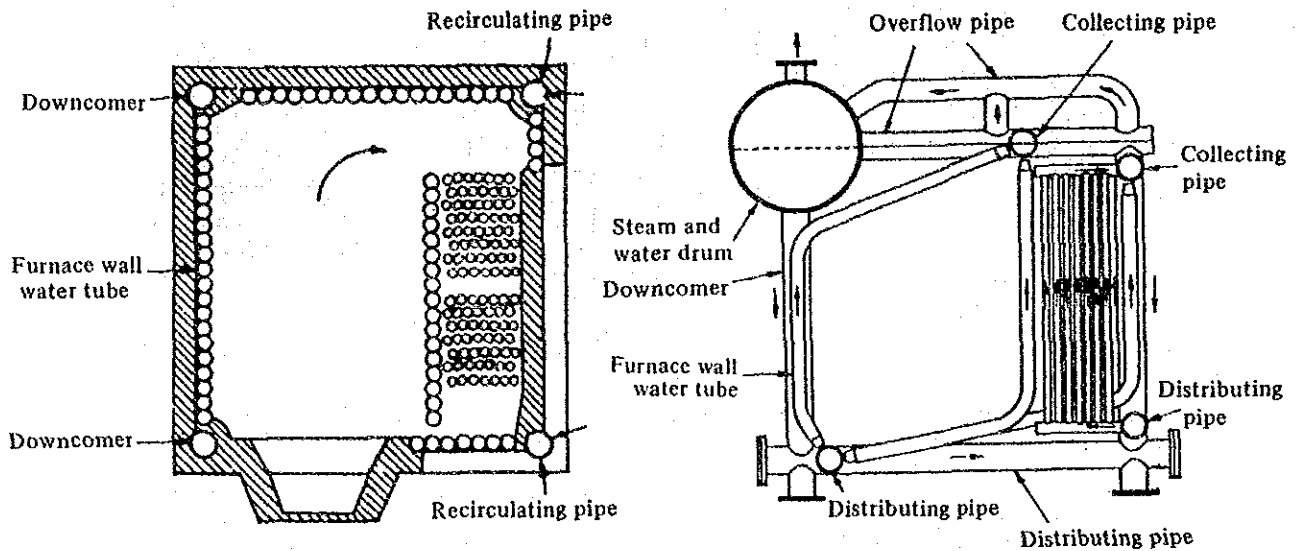


Figure 13-4 Bending Water Tube Boiler

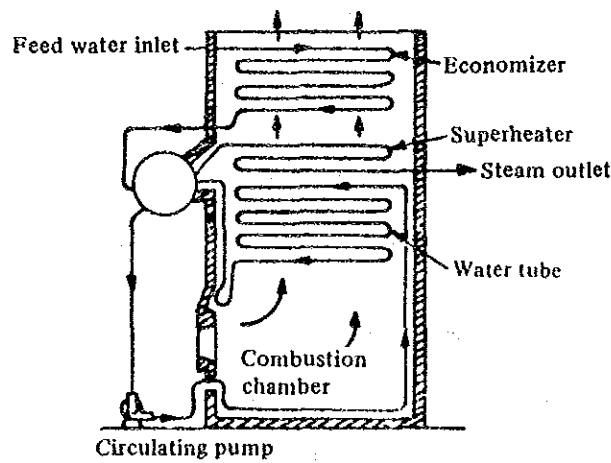


Figure 13-5 Forced Circulation Boiler

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 13-6 参照）

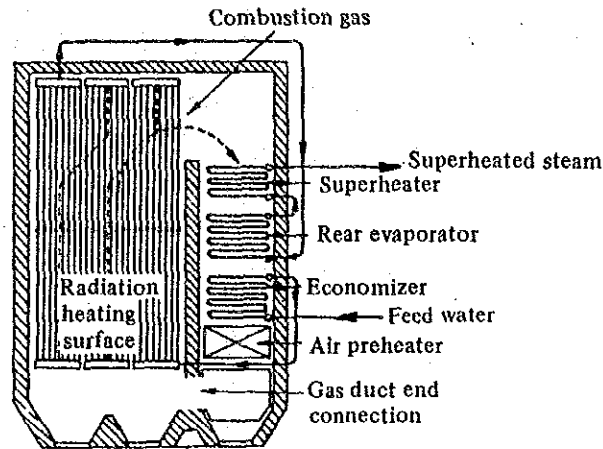


Figure 13-6 Schematic Flow Diagram of Benson Boiler

この貫流ボイラの特徴は、次のとおりである。

- 気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。

13.1.1.3. その他

低圧ボイラ、又は温水ボイラとして使用される鑄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。

13.1.2. 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、その他鑄鉄製ボイラの割れ、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。

13.1.2.1. 運転及び点検のマニアル設定と教育

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。

13.1.2.2. 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 13-2 にボイラの日常点検項目を示す。

Table 13-2 Daily Inspection of Boiler 1 ~ 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		
常 時 点 検	1. ボイラの圧力	○		○	○	1. 圧力計の指度 指針の動き 2. 圧力計は手で触ってあつく いか、洩れはないか。 3. 圧力制限器の発停圧力は正 常か 4. 安全弁吹き出し圧力	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. 3ヶ以上の圧力計と比較し指 示に狂いがなければ点検
	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は 正常か 3. 低水、高水作動時特に注意	1. 水位は少し動いているのが正 常、穴がつかると動きがにぶる。 高さが変わる2ヶの水面計の水 位を比較すること。 2. ベロー検出は圧力の高低によ りレベル、動作中は少し異なる。 圧力高くなるとレベルは下がり 中は広くなる。平均圧力で作動 レベル、中の点検 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	1. たき始め、低一高移行中異音 に注意 2. 炉壁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 クを閉じ缶水を充分に吹かす。次 にウォーターコックを閉じ蒸気コ ックを開け、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、洩れ 2. ガラス上下よりの洩れ、上下 コック取付芯狂い、ガラス長さ 3. ガラス掃除又は取替え、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。

Table 13-2 ②

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 常 機 器 （ 本 体 附 属 ） 点 検		5.水柱管		○			1. コラム内の排水、スラッジスケール除去 2. 水位検出器 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—電極保持器配線をはずして電極とアース間100 MΩ以上 電極の掃除 電極保持器の汚れ、割れ、点検、取替
	自動機器	6.自動給水加減器		○			1. チャンバー内連絡配管内のスケール、スラッジの排出	1. 連絡通路の開閉状態の確認と内部掃除。なるべく圧力が低いときに行う。
		低水位遮断器		○			2. ボイラ水の水位を、実際に下げて作動の確認	2. ブローしながら作動確認。
		高低水位警報器				○	3. 内部水銀スイッチ、ペローズの点検。 4. 電気配線の点検	3. 水銀の飛散、バランスの点検。ペローズよりの洩れ点検。 4. 熱による損傷点検。耐熱電線の使用。
	7.自動給水加減器(単要素式)			○		5. 振動による誤動作がないか。 6. 電極保持器、汚れ、割れ、洩れ、点検。	5. ステイ取付 6. 碍子割れ、洩れ修理、電極棒の掃除、絶縁100 MΩ以上。	
					○		1. サーモスタット連絡配管内のスケールスラッジの排出 2. 各連結箇所の確認 3. ボイラ負荷による水位調整	1. 連絡管のバルブ開閉状態と内部掃除。 2. スライド・スプロケット・ウェイトの規定位置確認。 3. 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。
		8.火炎検出装置			○		1. 不着火、バーナカットの確認。	1. 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。
						○	2. 検出器の疲労度点検	2. 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。
						○	3. 配線の不良 動力の誘導電流の影響	3. シールド配線、単独配線に変更

Table 13 - 2 ③

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				○	○ 4. 擬似火災の検出 自己放電がないか パージばかりで点検、着火に 移らない。 ○ 5. レンズ、ガラスチューブの汚 れ、取付位置 ○ 6. 電気配線⊕⊖相の違い、結線 のゆるみ ○ 7. 増巾器。フレイムリレーの点 検。	4. 赤熱した耐火材をみていない か チューブ不良、取替 5. 掃除 6. 配線の入れかえ、増縮 7. 不良品取替 電流正常だが不着火になると きは増巾器かフレイムリレーの 不良。	
	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、取付方向が適正か ○ 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. サイフォンパイプ、メートル コック、ベローズ検出部の掃除 点検 動作隙間の設定変更 4. 点検、取替	
	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. 比例帯巾の変更 2. 点検掃除、取替	
	11. 風圧スイッチ				○ 1. 設定値との狂い ○ 2. 導管のつまり、洩れ	1. 適正值に設定 2. 分解、点検、掃除	
	12. 油温スイッチ				○ 1. 設定値との狂い ○ 2. 感熱筒、検出部の汚れ、取付 寸法 ○ 3. 検出部の損傷	1. 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	
	13. ラッチスイッチ インターロック				○ 1. 各ラッチスイッチの設定 ○ 2. 取付位置、設定のゆるみ ○ 3. インターロック作動	1. 適正位置に設定 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 ○ 3. ポテンシオメーターの汚れ接 触不良	2. アークがでていないか 振動の影響をうけないよう取 付位置の検討 3. 点検、掃除	

Table 13 - 2 ④

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 常 燃 装 置 点 検	15. 点火バーナー			○	○ ○ ○ ○ ○	1. ガス圧力 2. イグニッショントランスの劣化 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	2. 電極とアース間のスパークの点検、大気中で7~8mm 3. ノズルと電極間カーボン掃除、絶縁碍子の掃除 4. 適正な低燃焼の空燃比の設定 5. 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、赤色がか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
	17. バーナ			○ ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	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. ガイ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. バーナタイトルの点検補修 3. スラッジ、オイルの除去 4. グリス注入 5. 掃除、補修隙間調整 6. 分解掃除 チップ孔大きくなっていないか 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
	18. 燃料遮断弁 (メインバルブ)			○ ○	○ ○	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 3. 熱による損傷点検
	19. 噴燃ポンプ			○	○ ○ ○	1. 油圧の点検 2. ストレーナーの掃除 3. オイル洩れ点検 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. ベアリング取替

Table 13-2 ⑤

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		
	20. オイル プレヒーター			○	○ ○ ○	1. 油温 2. ドレン抜き 3. オイル洩れ点検 4. シースヒータの点検	1. サーモスタットの調整 エア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. スラッジ除去
	21. サービス タンク ストレージ タンク			○	○ ○ ○ ○ ○	1. 油面制御の確認 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、記録 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 2. 洩れ、作動点検
	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. 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。
	23. 油量調節器			○	○	1. 調節器リンク機構の点検 2. 各負荷毎油量の点検	1. リンク機構の調整、ゆるみ、 ガタの点検 2. 動作、油圧チェックにより補 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の予備分 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	
	25. 押込送風機			○	○ ○	1. 異音、過電流点検 2. 吸込口点検 3. 振動点検 ベルトの点検、取替	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			○	○ ○	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. ボイラ出口ドラフト調整 4. ダンパの洩れ、作動不良	1. スローに開くよう調整 2. 狂い、ゆるみがないか点検 3. 加圧燃焼で0～±2mm A q
	27. 炉内圧計			○		1. 炉内圧指針の確認	1. 導圧管内つまり点検 バルブコック開閉点検 腐蝕による洩れ点検修理

Table 13-2 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. 指示と煙の濃度の狂い 2. 零点調整	1. ガラスの掃除 投光、受光器の調整 コンプレッサーエアーの吹き 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	1. 導管つまり、洩れの点検、戸 過器の掃除、導管の気密試験 2. 吸引器水量の調整 空気によるチェック 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
	31. 硬水軟化装置			○	○ ○ ○ ○	1. 軟化装置水圧は適正か 1.5 ~ 2 kg/cm ² 2. 硬度チェック 二次側で適宜点検 3. 弁よりの洩れ 4. ポンプ停止中のリーク	2. サイクルの70~80%位から点 検を怠らないように点検 3. バッキン摺合せ部よりの洩れ に注意
	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	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. 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. 給水ポンプとの運動は良いか 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. 過電流となっていないか 2. グランドよりの洩れ 3. 注油点検 4. カップリングにガタがないか	1. バルブ調整 2. バッキンの入替、増締 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. 逆止弁作動、スケール附着	1. 蒸気圧低下、給水温度上昇、 エアー吸込、給水圧高すぎ 2. 点検分解掃除
	36. 水メーター ストレーナー		○		○	1. 動きが正常か 2. ストレーナーにつまりはないか	1. 記録、点検 2. 分解掃除
	37. 給水逆止弁				○	1. 逆流はないか	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

Table 13-2 ㊦

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		
	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、ガ スケット取替
	39. 安 全 弁			○	○ ○	1. 蒸気洩れはないか 2. 作動時吹出し圧力、吹き止り 圧力適正か 3. 吹き出し容量良好か	1. 洩れの修理、分解整備 3. 定格燃焼で作動させ圧力上昇 6%以上は不可
	40. 吹 出 弁			○ ○		1. 洩れはないか 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. 分解整備、取替 2. 10kg/cm以上は2個 3. ピ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 2. グラファイトをぬり取替やす くする
	42. 保 温					1. ガス洩れの点検 2. 変色箇所点検	1. 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、熱によるスプリングの 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. リレー接点接触不良点検 2. ターミナルのゆるみ点検	1. 接点の取替、リレーの取替 2. ターミナル増締
	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

Table 13-2 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 週は 1日	随 時		
	50. プロテクト リレー			○		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 できれば廻り止めベンキ 2. 掃除機で吸いとる
	52. 絶 縁 抵 抗				○	1. 500 Vメガーにて測定 測定時低圧機器はとりはずし て点検	1. 二次側を入れて 5 MΩ以下なれば、点検補修 必要
	53. 電 気 配 線				○ ○ ○	1. 過熱してないか 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	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

13.1.2.3. 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、最初のペ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 13-3及びTable 13-4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/m³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O₂、CO₂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器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 13-4 Quality of Feed Water for Once-Through Boiler

区分	最高使用 川圧力 [MPa]	kg/cm ²	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 ⁽¹⁾	8.5～9.5 ⁽¹⁾	8.5～9.5 ⁽¹⁾	8.5～9.5 ⁽¹⁾	9.0～9.5
	硬度 (mgCaCO ₃ /l)		1 以下*	0	0	0	0	0
	溶存酸素 (mgO ₂ /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 ⁽²⁾	0.03 以下 ⁽²⁾	0.02 以下 ⁽²⁾	0.02 以下 ⁽²⁾	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
	ヒドラジオン ⁽³⁾ (mgN ₂ /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 ₂ /l)		—	0.04 以下 ⁽⁴⁾ 0.02 以下 ⁽⁴⁾	0.04 以下 ⁽⁴⁾ 0.02 以下 ⁽⁴⁾	0.03 以下 ⁽⁴⁾ 0.02 以下 ⁽⁴⁾	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 ⁽⁵⁾	0.3 以下 ⁽⁵⁾	0.3 以下 ⁽⁵⁾	0.3 以下 ⁽⁵⁾	0.25 以下 ⁽⁵⁾
	リン酸イオン (mgPO ₄ ³⁻ /l)		20 ～40	—	—	—	—	—

注 (1) ヒドラジオンの濃度は、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) 試料を水素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 kg/cm² (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 13-3, 13-4 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

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

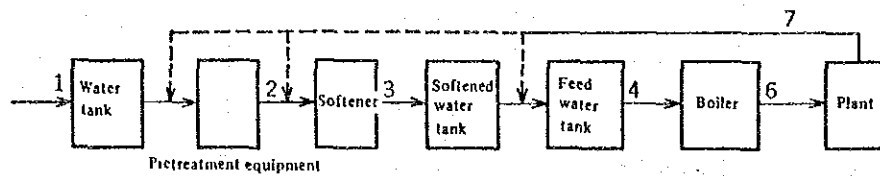
$$\therefore y = \frac{a}{b-a} x$$

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

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 13-5 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 13-5 Standard for Water Quality Measuring Frequency



Item	1		2		3		4		5		6		7	
	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular intervals	Periodical intervals	Irregular 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

13.1.3. 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。

13.1.3.1. 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。

13.1.3.2. 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^2) 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/in² 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。

13.1.4. 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 13-7 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 13-6 に示す項目に従って調査し、Table 13-7 の事項について運転記録をとる。熱勘定の結果は、Table 13-8 の様式にまとめる。

以下に計算のための参考事項を示す。

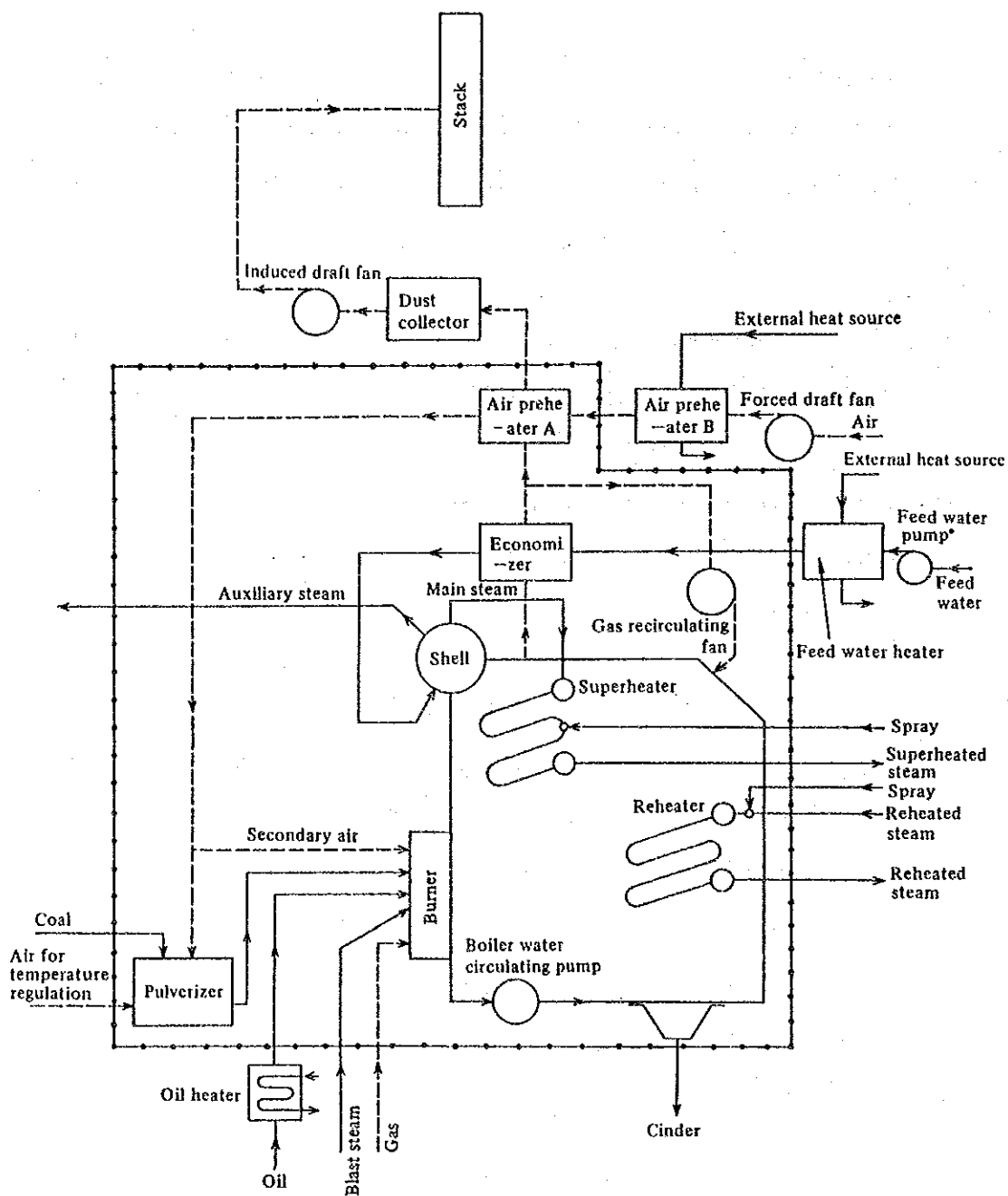


Figure 13-7 Standard Range of Boiler Heat Balance

Table 13-6 Oneline of Equipment

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 ²	
	常用圧力(1)	kg/cm ²	
	過熱(再熱)温度	℃	
	標準燃料の発熱量	kcal/kg(m ³){kJ/kg(m ³)}	
	伝熱面積		
	ボイラ	m ²	
	水冷壁	m ²	
	計	m ²	
過熱器	形式		
	伝熱面積	m ²	
再熱器	形式		
	伝熱面積	m ²	
節炭器	形式		
	伝熱面積	m ²	
空予熱器	形式		
	伝熱面積	m ²	
燃焼装置	形式		
	バーナ容量, 個数, 火格子面積	kg(m ³)/h, m ²	
燃焼室	燃焼室容積	m ³	
	燃焼室標準熱発生率	kcal/m ³ 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 ³ /min(℃) mmAq
	吸出ファン	形式 容量 風圧	m ³ /min(℃) mmAq
	その他のファン	形式 容量 風圧	m ³ /min(℃) 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 13-7 Results of Measurement

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		%		
燃料	燃料種類, 銘柄			
	混合比			
	使用温度		°C	
	水分又は全水分		%	
	工分 業析	分析値	%	水分による補正を行う。
		使用時	%	
	元分 素析	分析値	%	水分による補正を行う。
使用時		%		
低 高 発 熱 量	試験値	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。	
	使用時	kcal/kg(m _n ³)		
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 ³ 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				
給水	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)	
	篩炭器入口温度		°C	
	ボイラ本体入口温度 (ドレン回収率 %)		°C	
発 生 蒸 気	圧 力	ボイラ胴	kg/cm ²	
		過熱器出口	kg/cm ²	
		再熱器入口	kg/cm ²	
		再熱器出口	kg/cm ²	
温 度	過熱器出口	°C		
	再熱器入口	°C		
	再熱器出口	°C		
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 発 量	全量(補正值)		kg	
	1時間当たり 毎時換算		kg/h	
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。				
炉吹込蒸気内気	蒸気源			
	蒸気量		kg/h	
	圧力, 温度		kg/cm ² , °C	
測定できない時は概算値を用いる。				
燃 焼 用 空 気	燃料単位量当たり空気量		m _n ³ /kg(m _n ³)	
	温 度 及 び 力	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	
燃料及び燃焼ガスの組成から算出する。				

Table 13-7 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	
排 (燃焼) ガス	燃料単位量当たり排ガス量 $m_n^3/kg(m_n^3)$		
	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 ₁ , O ₁ , CO)	%	
	節炭器出口 (CO ₁ , O ₁ , CO)	%	
	空気予熱器出口 (CO ₁ , O ₁ , 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, 炭層の厚さ, ダンパ開度など

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

重油だき—油圧及びパーナ稼働台数及び状態など

ガスだき—ガス圧及びパーナ稼働台数及び状態など

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—ポンプの稼働台数, 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 13-8. Heat Balance Table

入	熱	kcal/kg(m_n^3)	%
(1) 燃料の発熱量	H_1 (*)		
(2) (*) 燃料の顕熱	Q_1		
(3) (*) 空気の顕熱	Q_2		
(4) (*) 炉内吹込蒸気の持込熱	Q_3		
合計	H_1 (*) + 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) ボイラ本体で吸収された熱	Q_b	
	(b) 節炭器で吸収された熱	Q_{ec}	
	(c) 過熱器で吸収された熱	Q_{th}	
	(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} (*)	
	(2) 炉内吹込蒸気による熱損失	L_1	
	(3) 不完全燃焼ガスによる熱損失	L_2	
	(4) 燃えがら中の未燃分による熱損失	L_3	
	(5) 放散熱損失	L_4	
	(6) その他の熱損失	L_5	
小計	L_1 (*)		
合計			100

注 (*) 高発熱量基準の場合は L_{11} { L_{11}' } は L_{11} { L_{11}' }, L_1 { L_1' } は L_h { L_h' } とする。

ボイラ効率	%
(1) 入出熱法	
$\eta = \frac{Q_s}{H_1 + Q} \times 100,$	
(2) 熱損失法	
$\eta = \left(1 - \frac{L_1}{H_1 + Q}\right) \times 100,$	

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： $Hl = Hh - 6(9h + w)$ 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。(Fig13-8 参照)。 t ℃で測定した比重が d_t のとき、15℃の比重 d_{15} を求めるのは次式による。

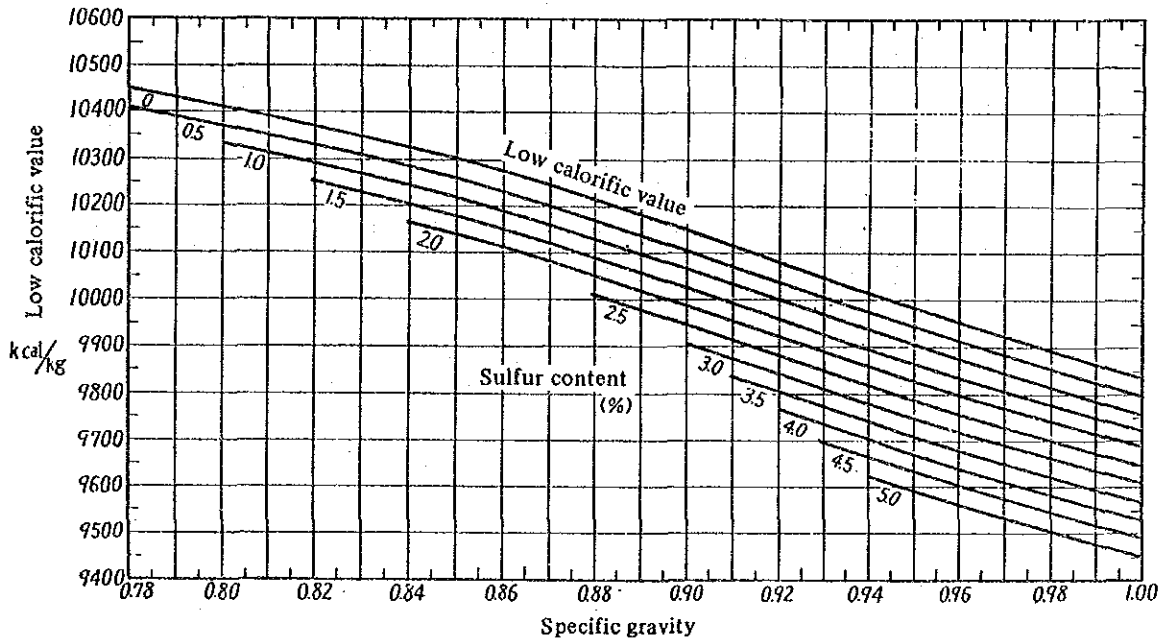


Figure 13-8 Relation between Calorific Value (Low) and Specific Gravity of Petroleum Fuel

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

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

$$\begin{aligned} \text{気体燃料： } Hl = & 25.7 (H_2) + 30.2 (CO) + 85.5 (CH_4) + 143 (C_2H_4) \\ & + 154 (C_2H_6) + 211 (C_3H_6) + 224 (C_3H_8) + 272 (C_4H_8) \\ & + 295 (C_4H_{10}) \text{ Kcal / m}^3_N\text{-Fuel} \end{aligned}$$

ここで (H_2) 等は、各成分の容積％とする。

Table 13-9 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/m³_N・℃

LPG 0.7 ~ 1.0 kcal/m³_N・℃

空気 0.31 kcal/m³_N・℃ (空気中の湿度の影響は無視できる)

c. 空気量

理論空気量 (A₀) 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、A₀ は次式で表わされる。

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

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 A₀ 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

$$A_0 = 1.01 \frac{H\ell + 550}{1,000} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg Fuel}$$

・重油の場合

$$A_0 = 12.38 \frac{H\ell - 1,100}{10,000} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg Fuel}$$

・気体燃料の場合

$$A_0 = 11.20 \frac{H\ell}{10,000} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg Fuel}$$

(炭化水素混合ガスのとき)

実際投入空気量(A)は、次式によって求める。

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

m : 空気比

z : 外気の絶対湿度 kg / kg乾燥空気

zの値は Fig 13-9 から求められる。

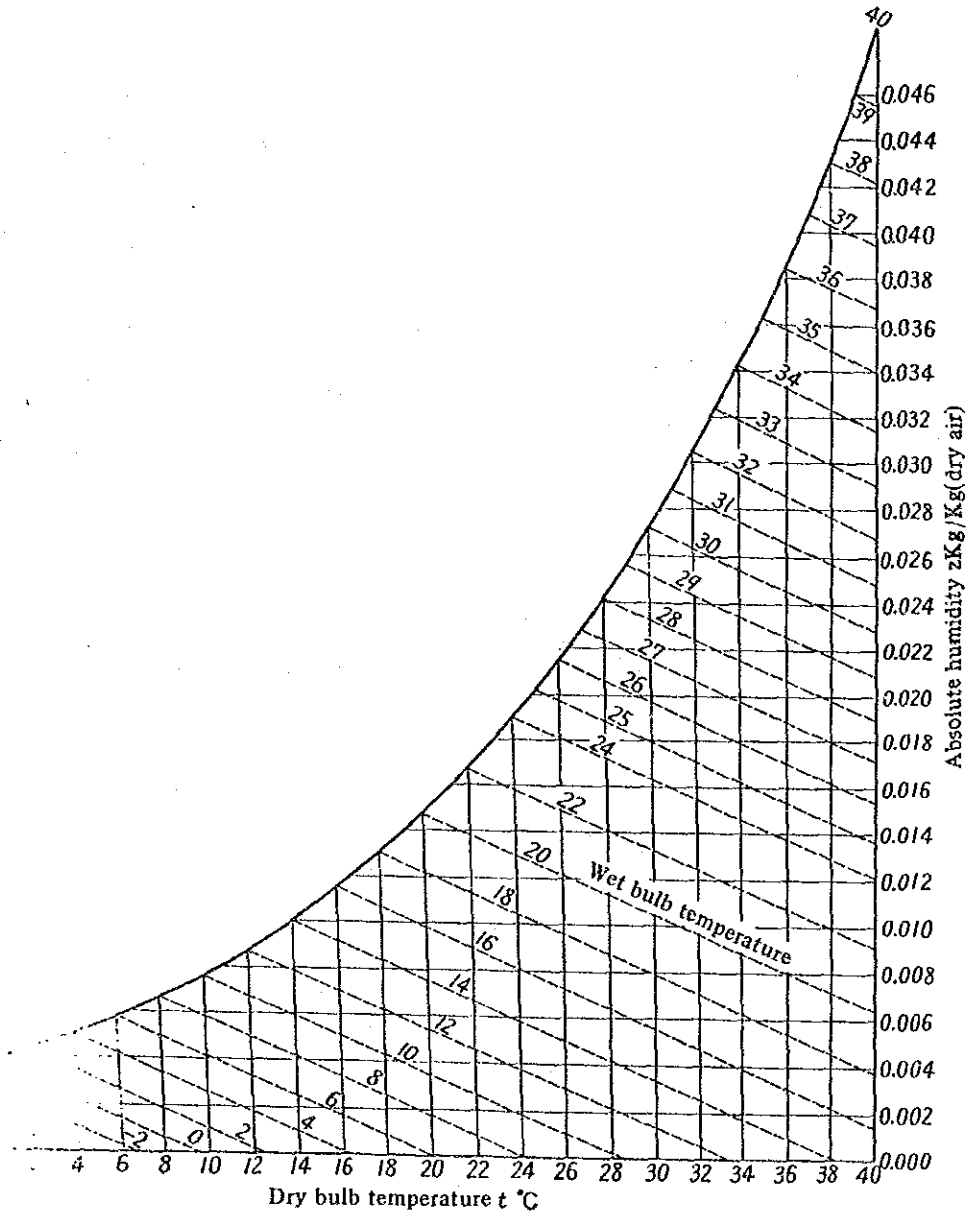


Figure 13-9 Absolute Humidity of Air

空気比は排ガス中の酸素濃度又はCO₂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。

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

(O₂) 排ガス中酸素濃度%

(CO₂) 排ガス中炭酸ガス濃度%

(CO₂)_{max} 理論乾き排ガス中の最高炭酸ガス濃度

(CO₂)_{max}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 13-10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/m³N℃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

$$G_o = \frac{0.904 H \ell}{1,000} + 1.67 m^3_N / \text{kg Fuel}$$

• 重油の場合

$$G_o = \frac{15.75 H \ell}{10,000} - 3.91 m^3_N / \text{kg Fuel}$$

• 気体燃料の場合

$$G_o = \frac{12.25 H \ell}{10,000} m^3_N / m^3_N \text{ Fuel}$$

(炭化水素混合ガスのとき)

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 13-10 Thermodynamic Properties of Saturated Water and Saturated Steam (Temperature Reference)

Temperature		Saturation pressure	Specific volume (m ³ /kg)		Specific enthalpy (kJ/kg)			Specific entropy (kJ/(kg·K))	
t (°C)	T (K)	P _s (MPa)	v' [*]	v ^o	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	0.0010606	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/cm²

1 kJ=0.2389 kcal

Table 13-11 Thermodynamic Properties of Saturated Water and Saturated Steam (Pressure Reference)

Pressure <i>P</i> (MPa)	Saturation temperature		Specific volume (m ³ /kg)		Specific enthalpy (kJ/kg)			Specific entropy (kJ/(kg·K))	
	<i>t_s</i> (°C)	<i>t_s</i> (K)	<i>v^l</i>	<i>v^g</i>	<i>h^l</i>	<i>h^g</i>	<i>r = h^g - h^l</i>	<i>s^l</i>	<i>s^g</i>
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	7.3598
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	742.64	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	198.29	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	537.66	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	5.6198
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	5.3803
15	342.13	615.28	0.0016579	0.01034	1611.0	2615.0	1004.0	3.6859	5.3178
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	0.0018359	0.007498	1734.8	2513.9	779.1	3.8765	5.1128
19	361.43	634.58	0.0019068	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	4.2947	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。

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

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

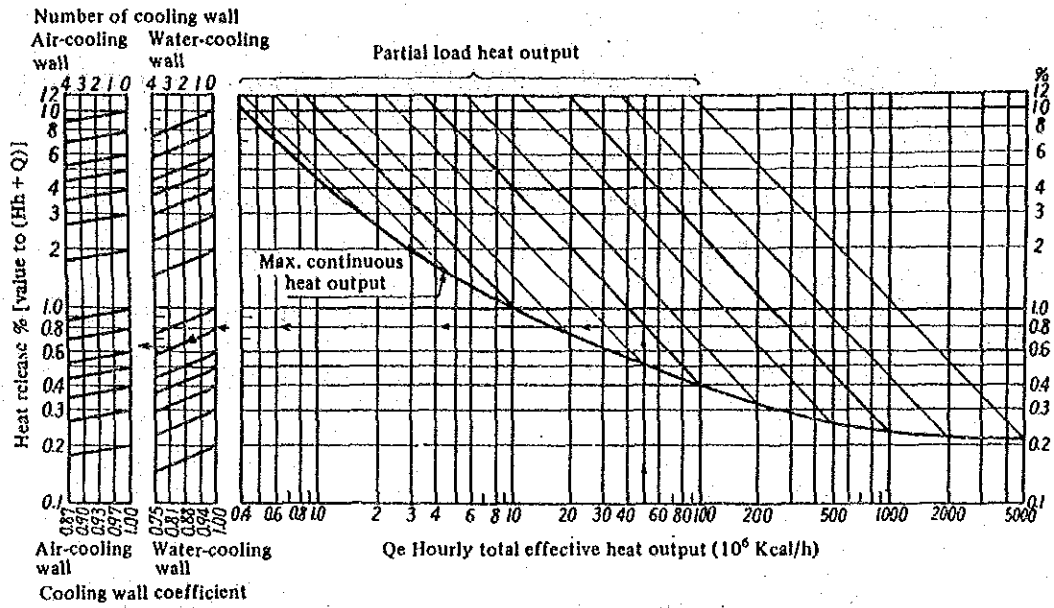
各部の放散熱を実測して求めてもよいが、日本工業規格では燃料発熱量に放散熱損失%を乗じて熱損失としている。

熱損失率の目安としては、次の数字が示されている。

Table 13-12 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 13-10 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 13-11 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 1/10 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 100×10^6 Kcal/h, when the partial load is 5×10^6 Kcal/h and the number of water-cooling wall is 3, the heat loss rate results in 0.65%.

Figure 13-10 Heat Loss Chart (From ABMA Chart in Power Test Code of ASME)

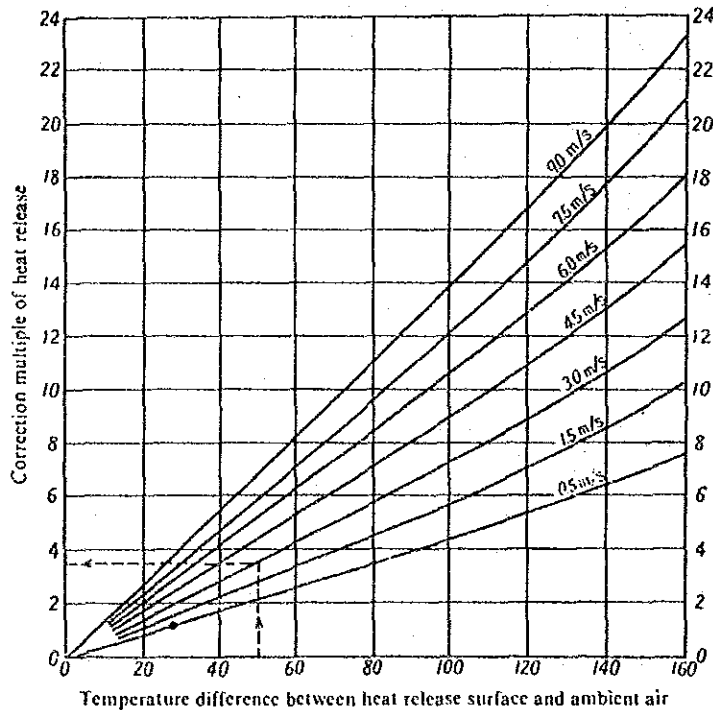


Figure 13-11 Correction Multiple of Temperature Difference and Air Velocity to Figure III-7-10

j. その他の熱損失

誤差項である。

13.1.5. ボイラの性能表示

ボイラ効率の表わし方は、Table 13 - 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に蒸発倍数を求め、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/m²h）、又は全入熱量を燃焼室容積で除した燃焼室熱発生率（kcal/m³h）で性能を示す場合もある。

13.1.6. 設備段階での配慮

13.1.6.1. コージェネレーション

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T₁Kで熱を受け、低温熱源に温度T₂K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、T₁を高くとるほど効率が高くなる。

コージェネレーションは、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 13-12 参照）、次のようないろいろな方式が考えられる。

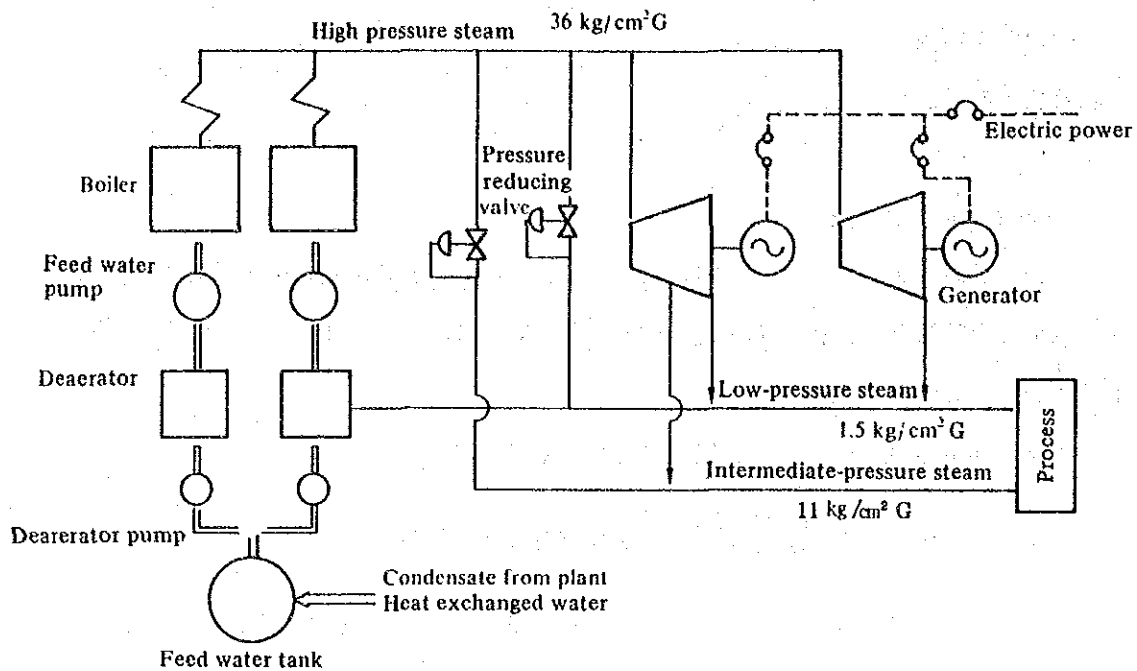


Figure 13-12

- (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 kg/cm^2 以上が望ましく、 100 kg/cm^2 級がほとんどであり、容量も 50 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わりに発電機を挿入する例が増えている。

13.1.6.2. 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 13-13 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。

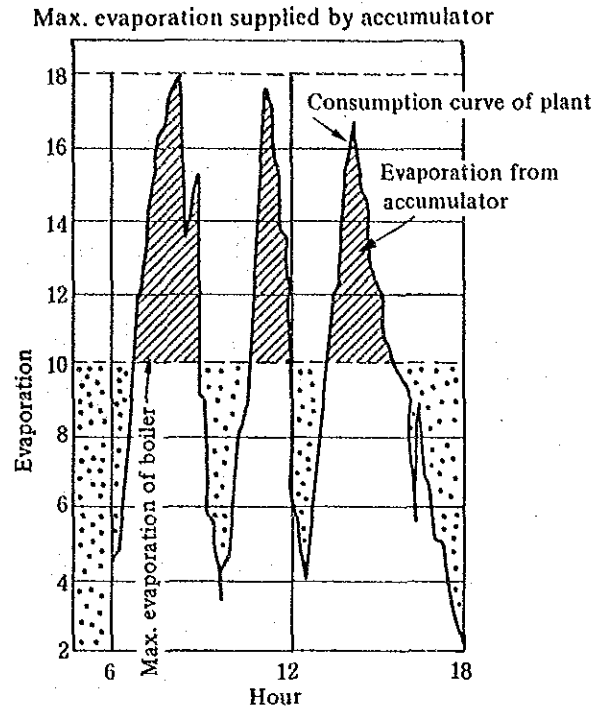


Figure 13-13

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 13 - 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。

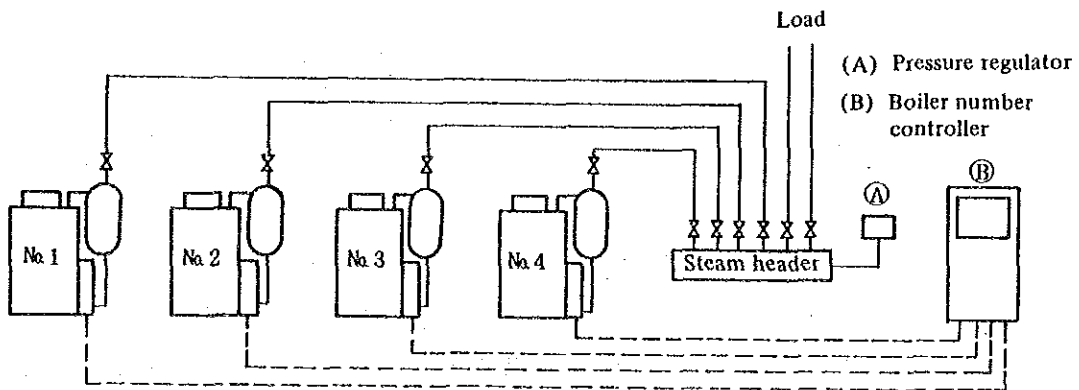


Figure 13-14

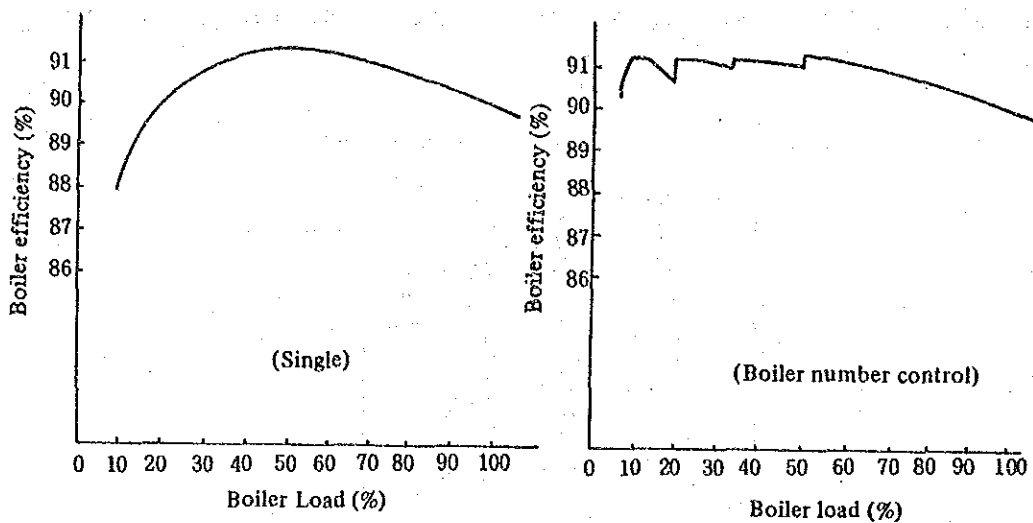


Figure 13-15

13.1.6.3. 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の回数が増えると、その際のバース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った上で、適正容量のボイラ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。

13.1.7. 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 13-16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。

13.1.7.1. 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 13-17参照)。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。一般的にはガス、油、石炭の順に多い空気比でも完全燃焼することができる。

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。

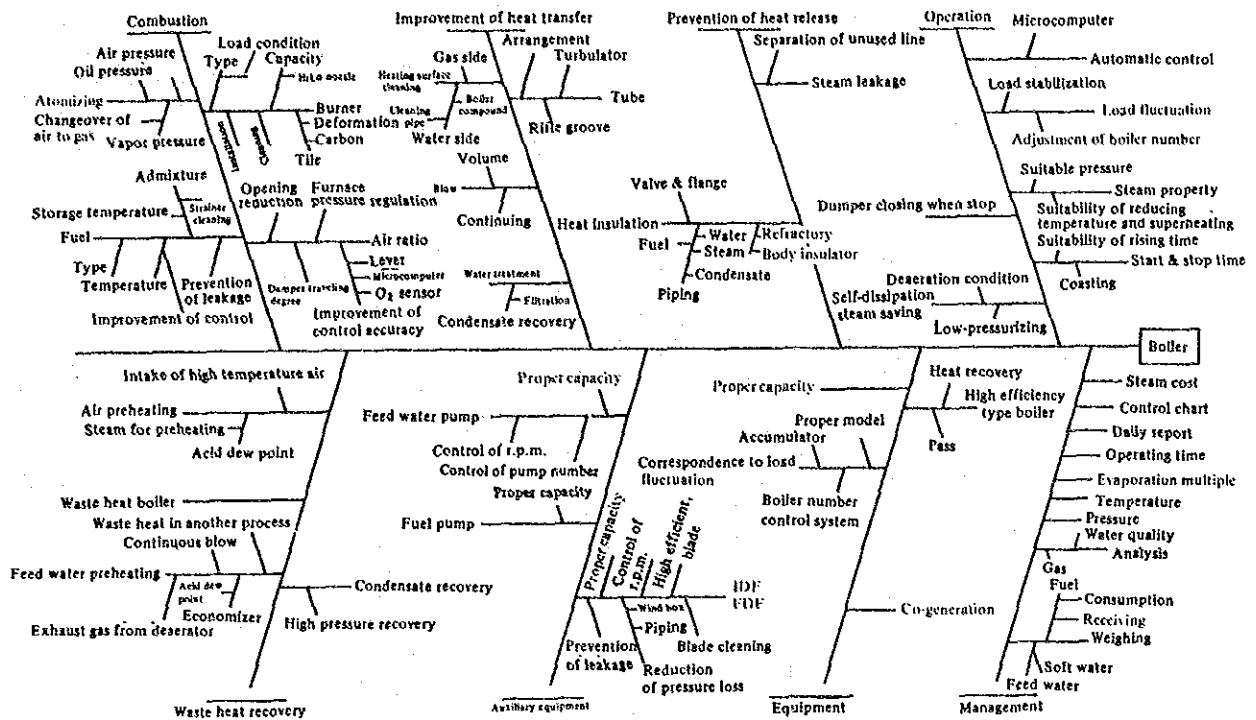


Figure 13-16 Energy Conservation Items of Boiler

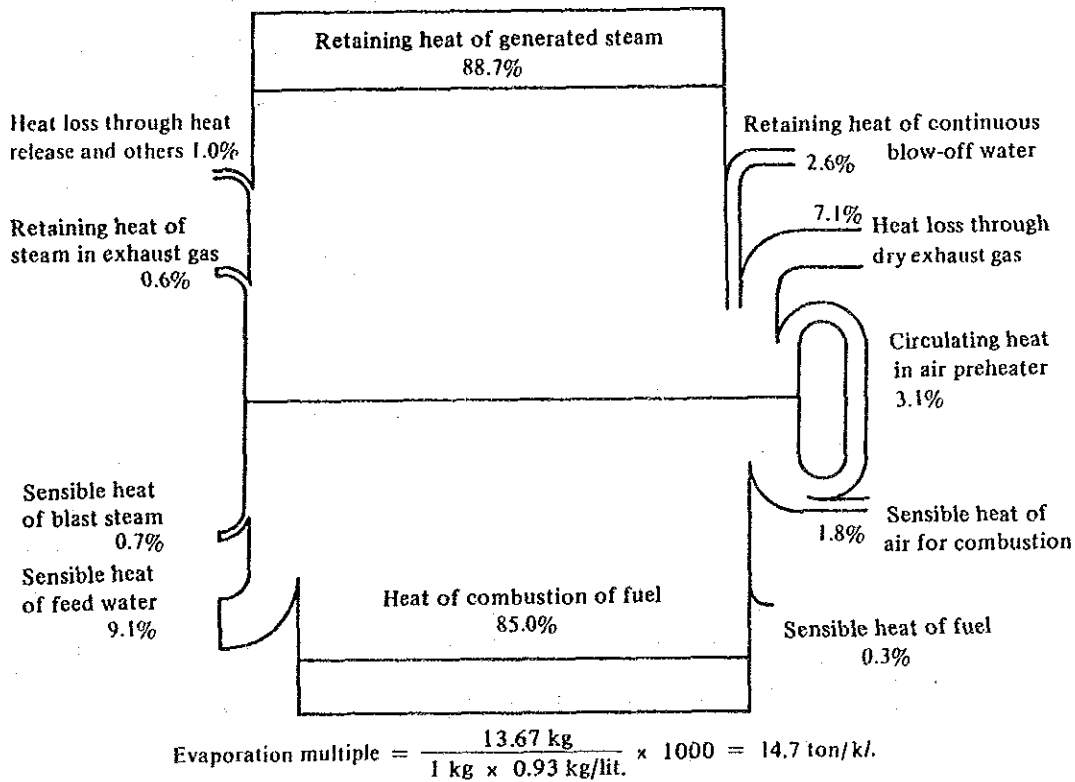


Figure 13-17 Example of 20 T/H Boiler Heat Balance

(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 13 - 18 参照)。

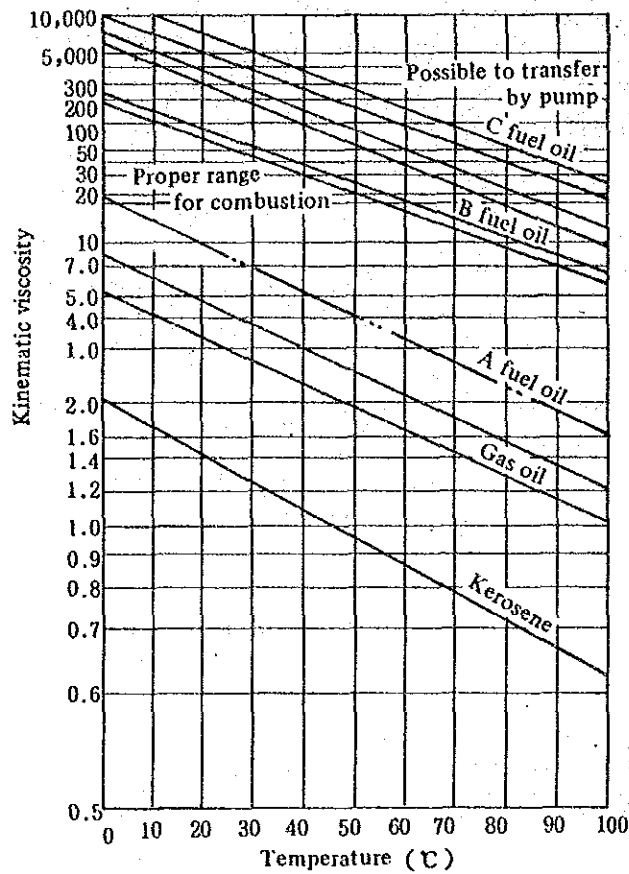


Figure 13-18

(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。オイルバーナの特徴は Table 13 - 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 13-13 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 ²	0.4~1	0.1~0.3	2~9	0.2~1	5~40	5~70	0.5~10
Atomizing pressure	kg/cm ² (mmH ₂ O)	mmH ₂ O (400~2,000)	mmH ₂ O (400~2,000)	3~10kg/cm ²	2~8kg/cm ²	--	--	1~3 kg/cm ²
Atomizing medium amount	(A Nm ³ /kg S kg/kg)	2~3m ³ , kg	1~3m ³ , kg	A 0.2m ³ , kg S 0.25 kg/kg	A 0.26m ³ , kg S 0.33 kg/kg	--	--	
Atomizing medium		Air	Air	Air or steam	Air or steam			Air, rotation of cup
Combustion air pressure	mmH ₂ 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、正面のノゾ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 13 - 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_2 分析値をフィードバックし、空気ダンパを微調整して O_2 設定値に合わせるようにしている。

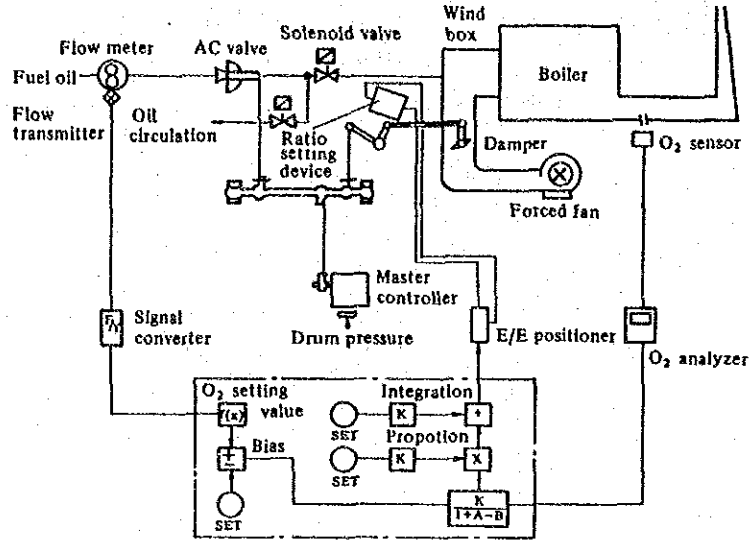


Figure 13-19

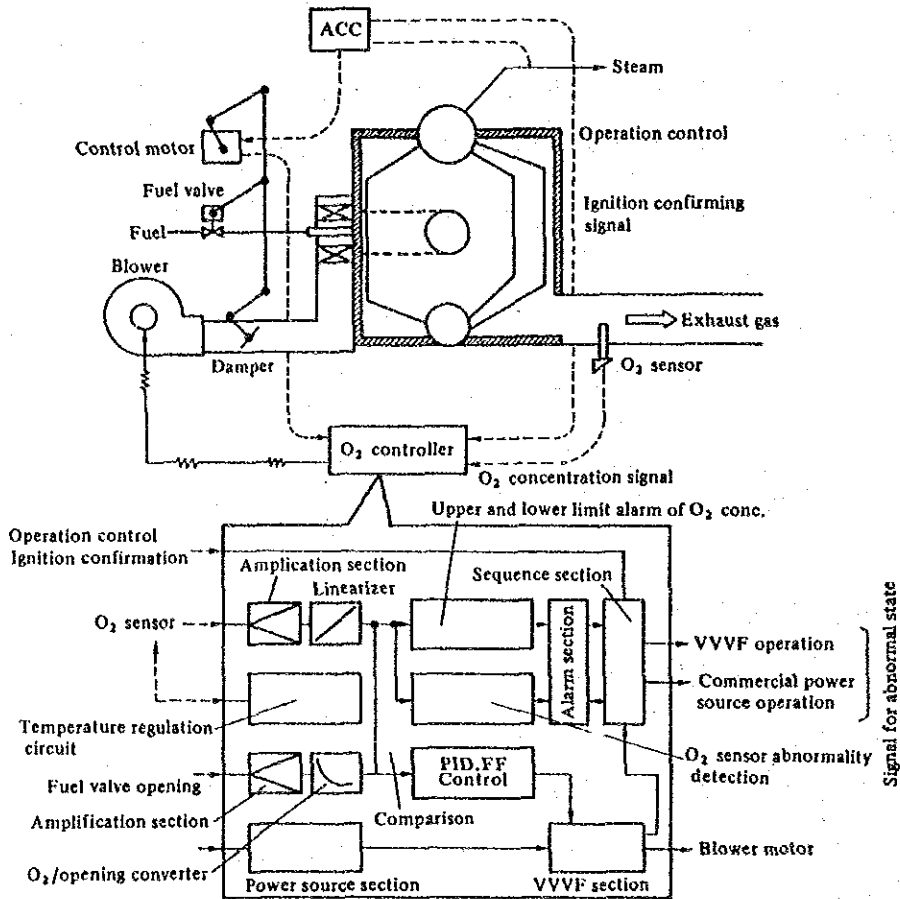


Figure 13-20

Fig 13 - 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 13 - 21 に示すように並列、又は直列カスケード制御を行う。

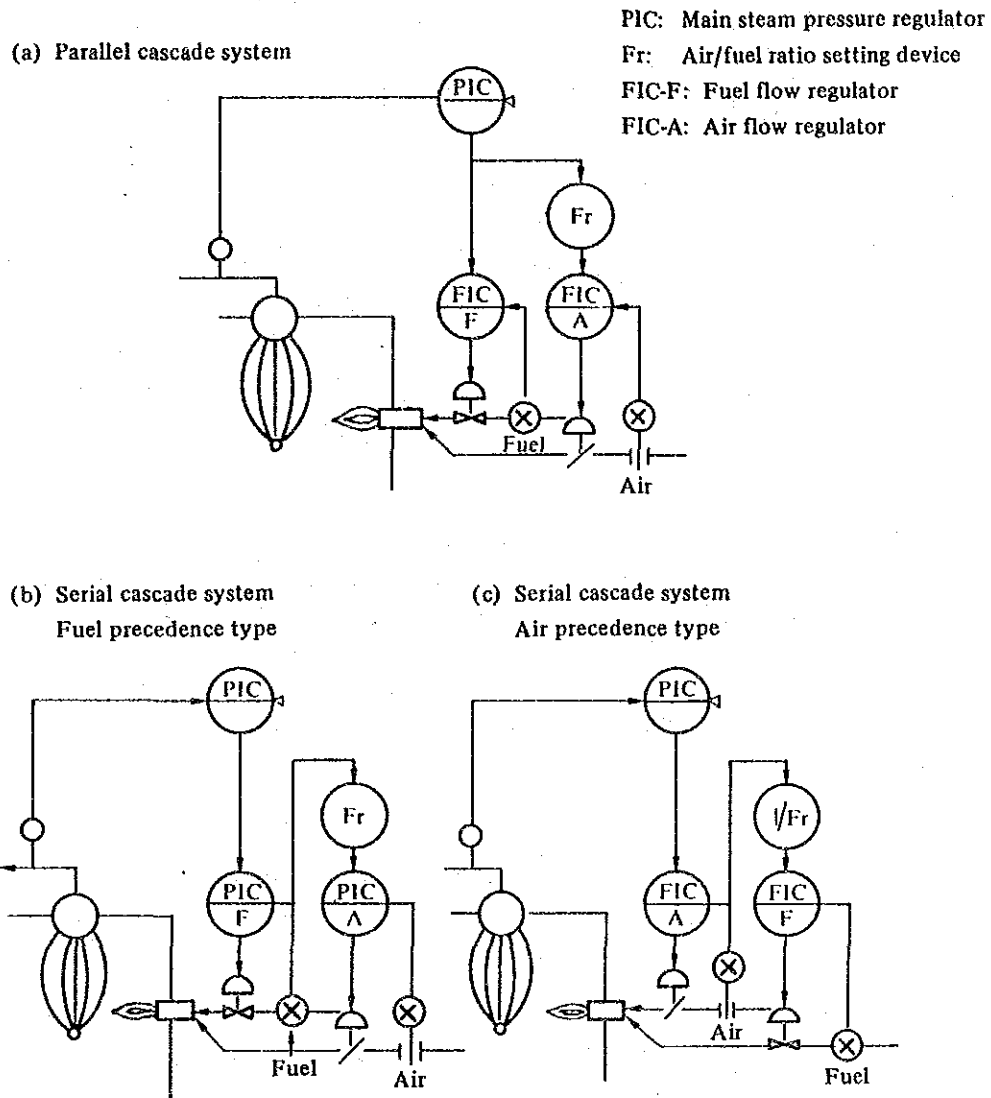


Figure 13-21 Basic Combustion Control System

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。

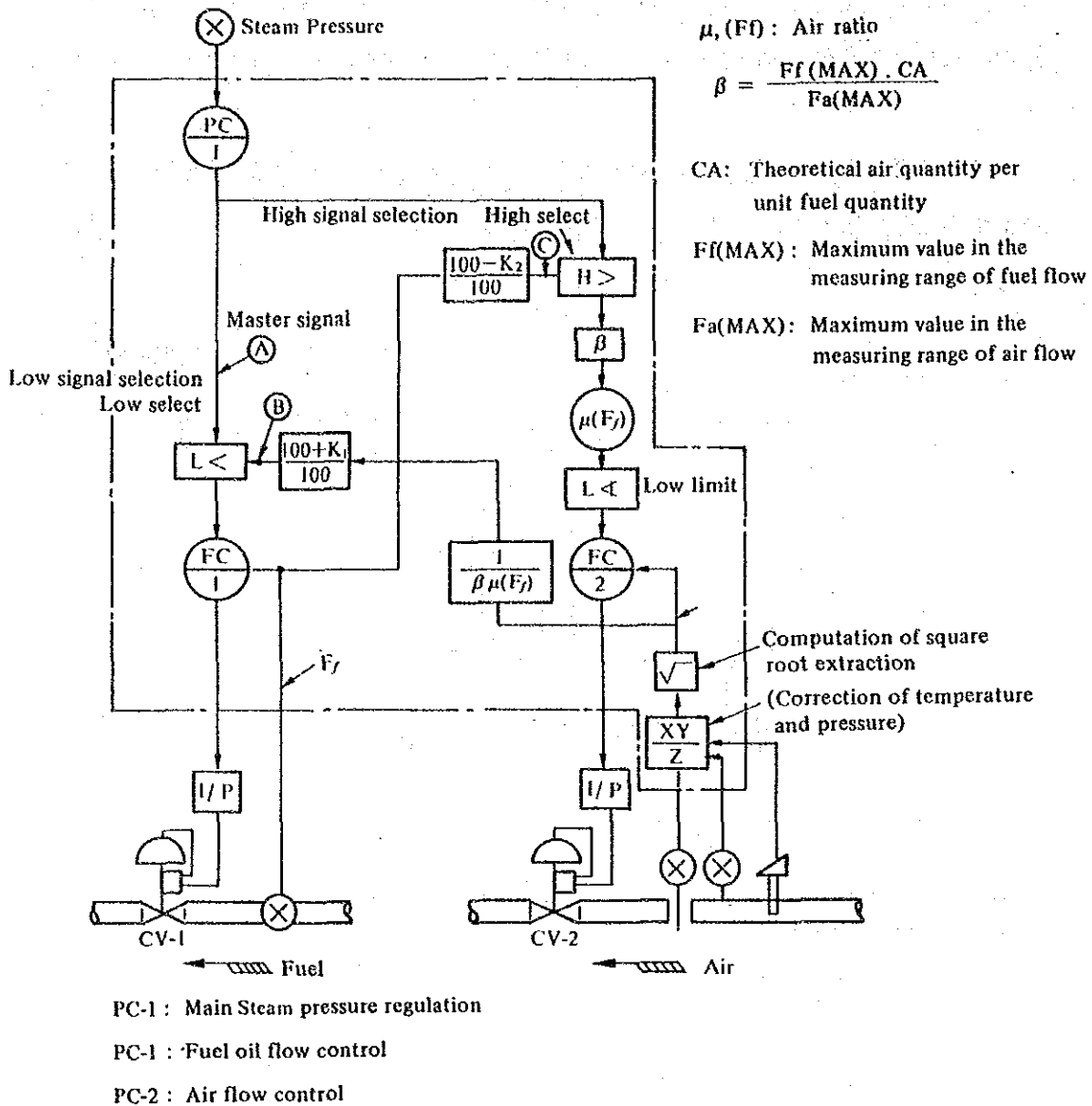


Figure 13-22 Block Diagram of Single Cross Limit Combustion Control System

Fig 13-22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_2 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 13-14 に示す。

Table 13-14 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作を行っているときの測定値について定めたものである。また、固体燃料については $HV \geq 5,000$ kcal/kg の微粉炭の場合としている。

Fig 13-23 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。

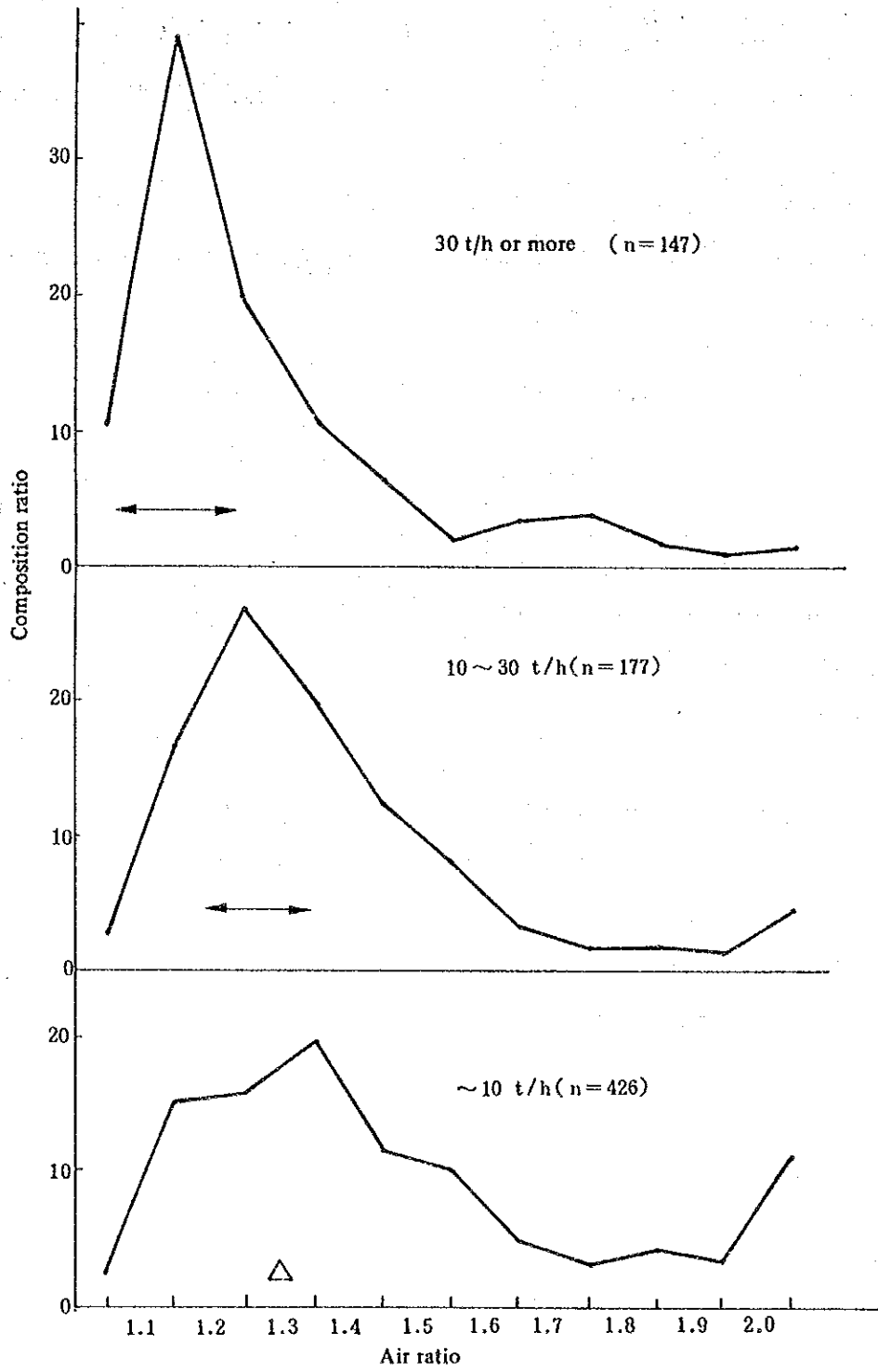


Figure 13-23 Boiler Air Ratio Distribution Example

13.1.7.2. 排ガス温度

(1) 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 13-15 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 13-24 及び Fig 13-25 参照)。

Table 13-15 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(8)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カ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(13.1.7.7(3)参照)。

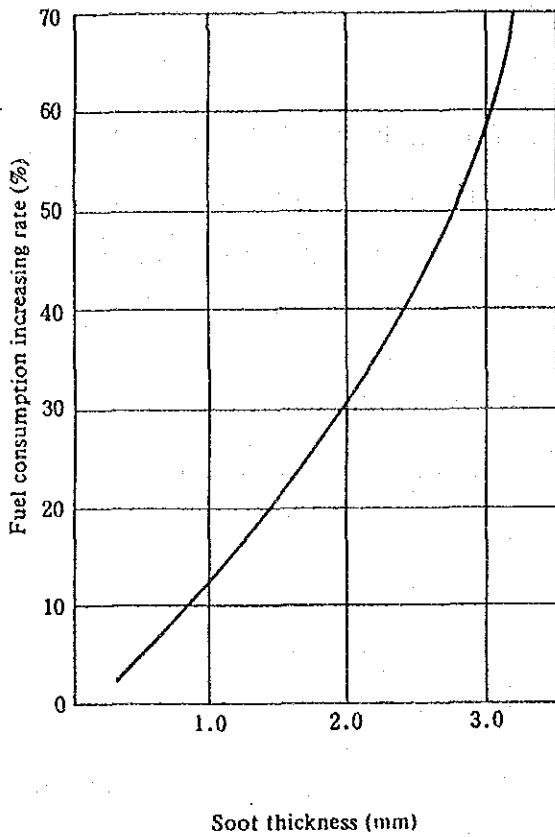


Figure 13-24
Example of Fuel Loss Due to Soot on:
Heating Surface

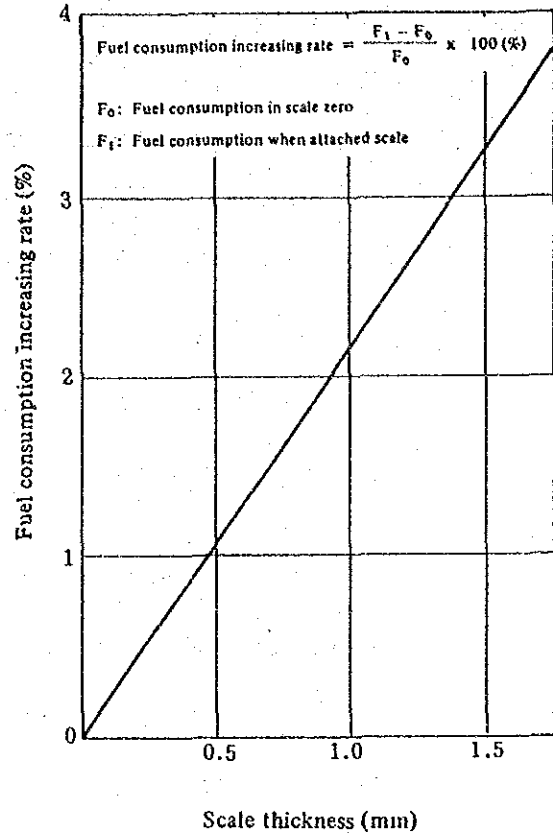


Figure 13-25
Example of Relation between Scale
Thickness and Fuel Loss

(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_2 が生成し、その一部は SO_3 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_3 と水とが反応して高濃度の硫酸 (H_2SO_4) を生成し、熱交換器やダクトを腐食する

よくなる。

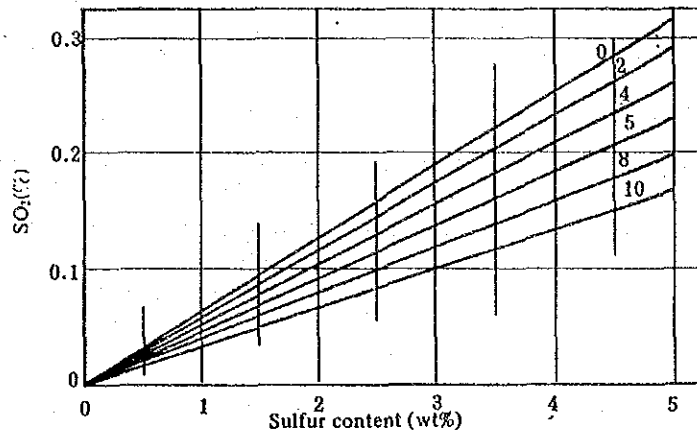


Figure 13-26 Relation between Sulfur Content in Fuel and SO_2 Content in Fuel Gas

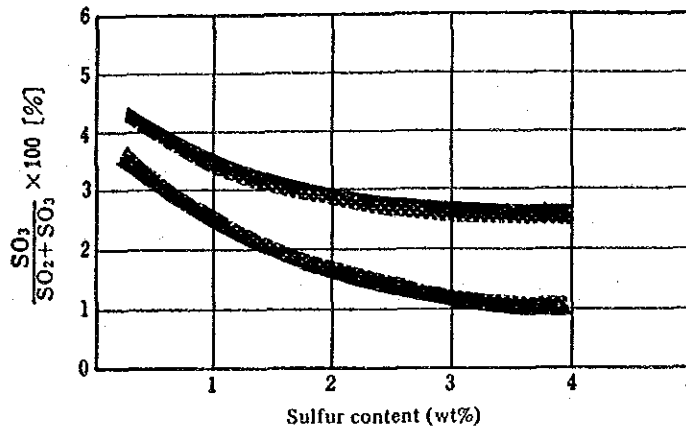


Figure 13-27 Relation between Sulfur Content in Fuel and Conversion Ratio from SO_2 to SO_3

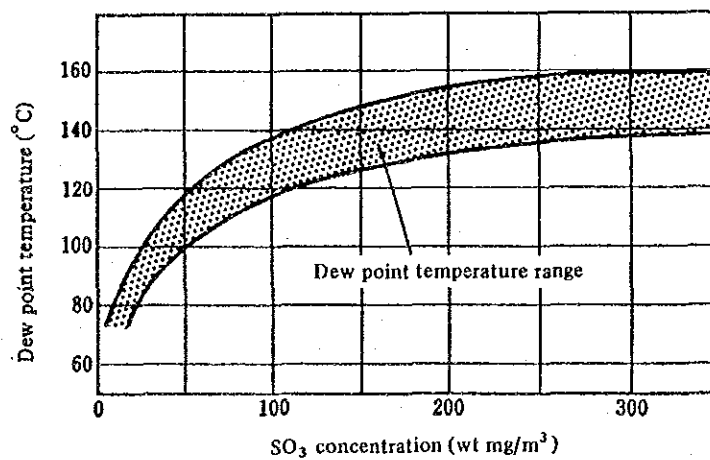


Figure 13-28 Relation between SO_3 Concentration in Exhaust Gas and Dew Point Temperature

Fig 13 - 26に燃料中硫黄含有量と排ガス中SO₂%の関係を、Fig 13 - 27に、このSO₂からSO₃へ転化する割合を、Fig 13 - 28にSO₃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 13 - 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 13-29 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。

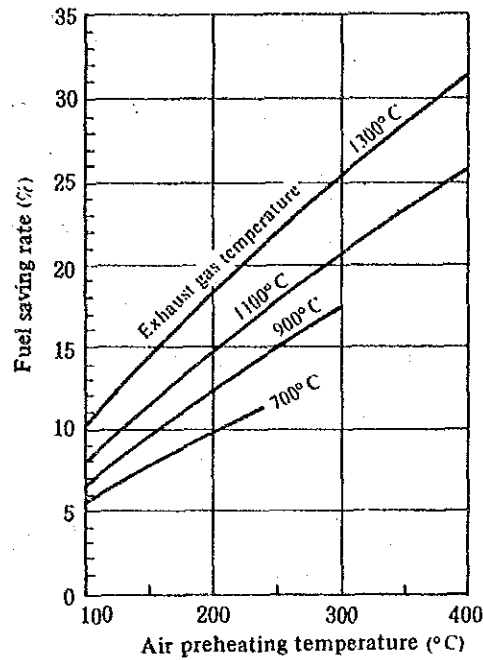


Figure 13-29 Fuel Saving Rate Due to Air Preheating

一方、空気予熱を行う場合は火炎温度の上昇によるNO_x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、コンデンサート回収、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 13-16 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 13-16 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℃、負荷率 100% の条件での温度である。

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 13 - 30 に示すようになっている。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。

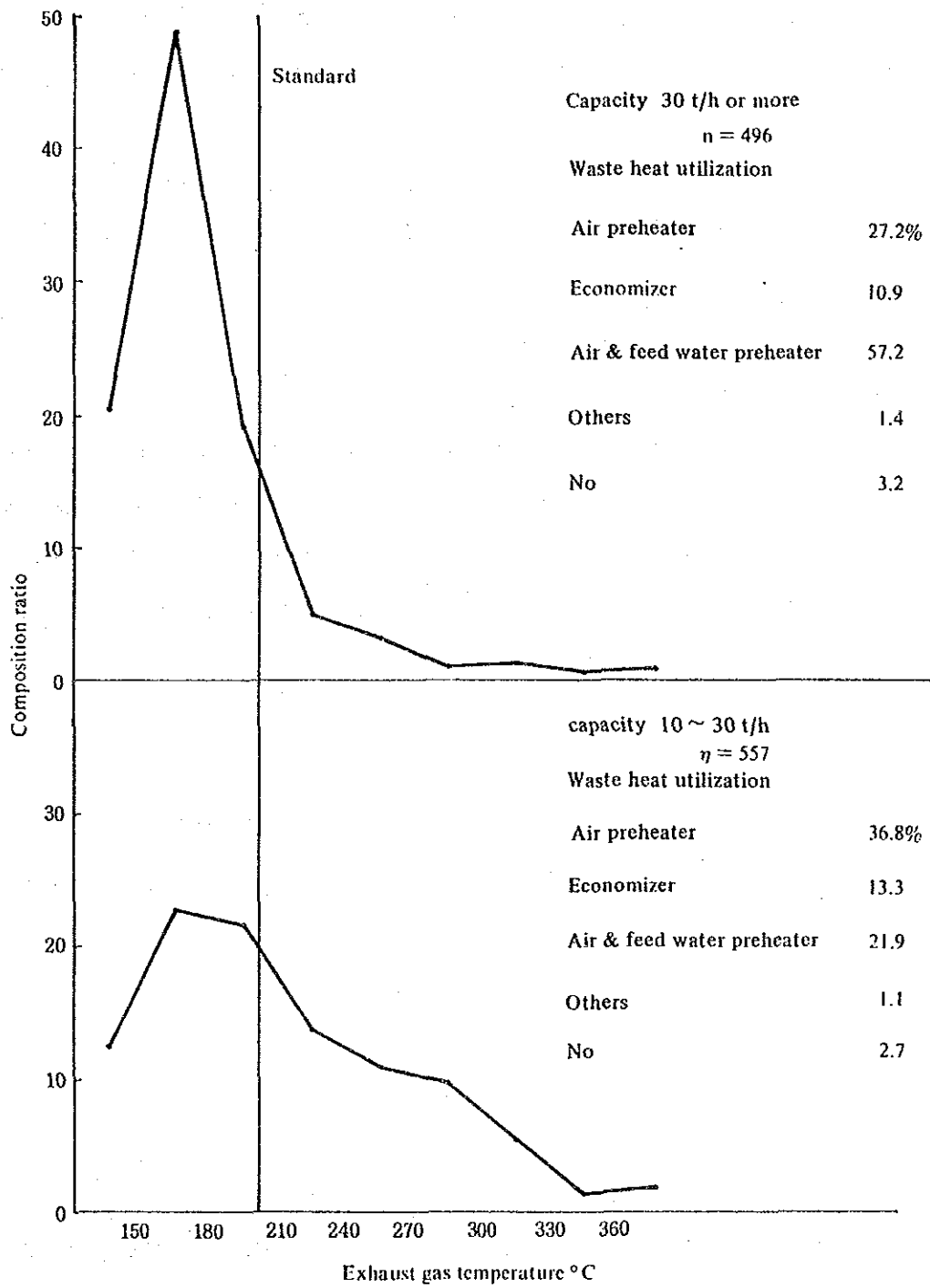


Figure 13-30 Boiler Exhaust Gas Temperature Distribution

13.1.7.3. 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 A9501）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べばよいことになっている。（スチームの章参照のこと）

13.1.7.4. 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。

13.1.7.5. 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ざし、炉の冷えるのを防ぐ。

13.1.7.6. 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 13-17 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。

Table 13-17 Daily Report of Boiler Operation

昭和 年 月 日 () 天候		管内 外		℃													
時間	圧力 kg/cm ²	給水 ℃	給水量 m ³ /h	給水量 t/h	燃油量 kg/h	燃油量 t/h	燃油温度 ℃	一次 kg/h	二次 kg/h	排ガス %	排ガス %	管内 mmHg	出口 mmHg	項目	結果 良否	点検者	備考
<p>在時間測定事項 (時間は下欄より上に向かって記入)</p> <p>ボイラ効率 $G_s \frac{(i'' - i')}{L_f \cdot F \cdot H_f} \times 100$</p> <p>$G_s$ = 蒸気量 t/h \Rightarrow 給水量 t/h \times 日 L_f = プロロー量は減ずる。 i'' = 発生蒸気のエントナル比 kcal/kg i' = 給水の比エントナル比 kcal/kg L_f = 燃油量 t/h \times 日 F = モータ通過比 H_f = $Hh - 6 \times 9 \times h$ kcal/kg Hh 分析表による</p> <p>h: 灯油、軽油、A重油 B重油 12% C重油 11% \odot 係数 $\alpha = \frac{i'' - i'}{H_f} \times 100$ 平均圧力、給水温度、重油温度 重油比重、燃焼熱量から 係数を出す。</p> <p>\odot 蒸気倍率 $= \frac{G_s}{L_f} \times \alpha \%$ 給水量 t/h \times 日 \odot ボイラ効率 $= \frac{G_s}{L_f} \times \alpha \%$ 給水量 t/h \times 日 \odot 蒸気単価 $= \frac{G_s}{L_f} \times \alpha \%$ 燃料消費量 t/h \times 日</p>																	
<p>日常点検</p> <p>安全弁</p> <p>水面計吹出し</p> <p>自動給水</p> <p>別減</p> <p>低水位</p> <p>二段</p> <p>通断器</p> <p>三段</p> <p>火災検出器</p> <p>燃焼状態</p> <p>燃焼装置</p> <p>給水装置</p> <p>自動制御装置</p> <p>コントローラ</p> <p>運動機器</p> <p>給水量 (A)</p> <p>燃油量 (B)</p> <p>蒸気倍率</p> <p>ボイラ効率</p> <p>稼働時間</p> <p>燃料消費量</p>																	
<p>計</p> <p>水質試験</p> <p>給水</p> <p>ボイラ水</p> <p>PH</p> <p>電導度</p> <p>塩素イオン</p> <p>硬度</p> <p>PH</p> <p>電導度</p> <p>塩素イオン</p> <p>硬度</p> <p>リンイオン</p>																	
<p>前日のよみ</p> <p>前日(再生)メータ</p> <p>硬水軟水</p> <p>軟水</p> <p>化学工業</p> <p>基礎本サイクル</p> <p>NaCl使用量</p> <p>濃度分析</p> <p>採取</p> <p>ボイラ水</p> <p>前日</p> <p>本日</p> <p>投入時間</p> <p>投入量</p> <p>投入量</p> <p>注</p>																	

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。

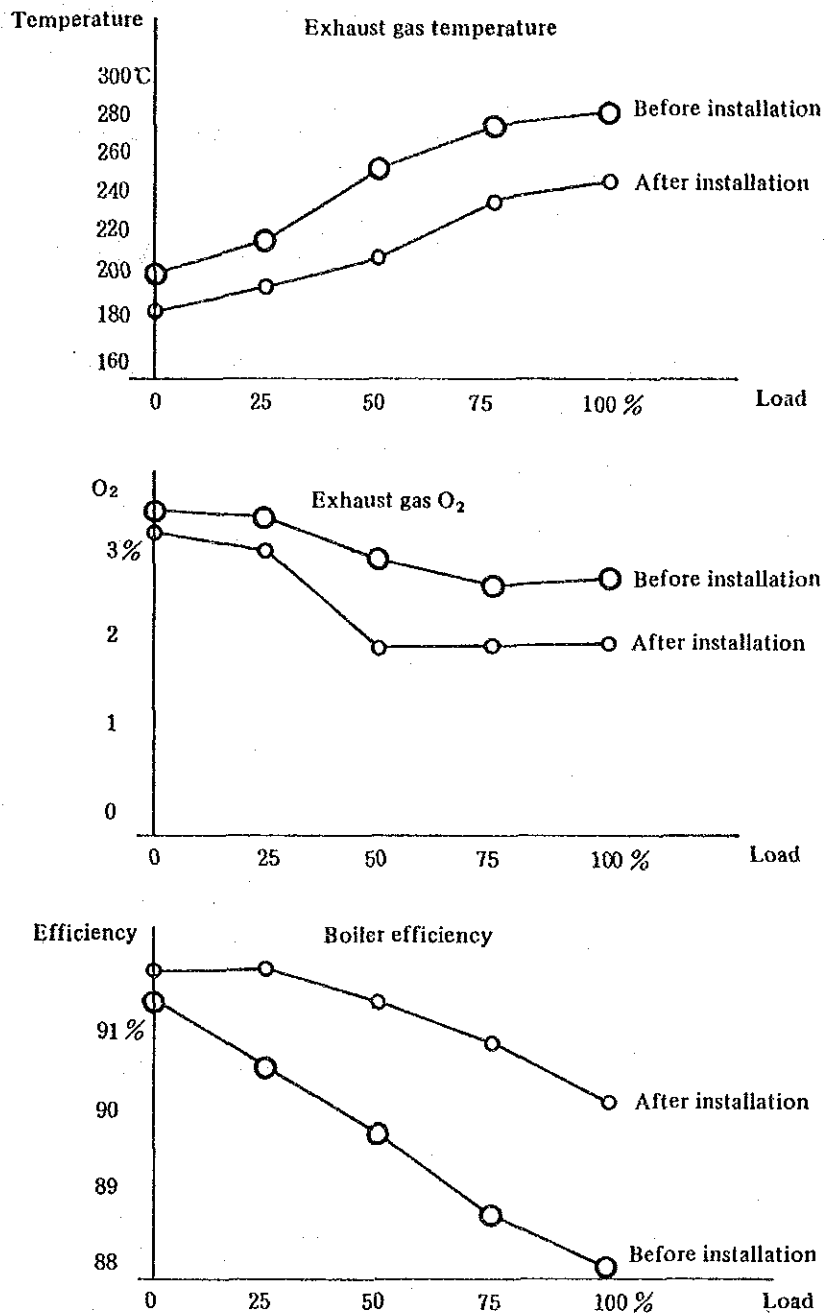


Figure 13-31 Comparison of before and after Improvement

13.1.7.7. 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 カ月。

(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、種々テストをした。その結果、従来 O₂% 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 O₂ 分析計の採用

を行い、O₂ 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 37.5 kl/年減、電力 145 × 10³ 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 13-31 参照）

重油を燃料とする炉筒煙管式ボイラ（6 kg/cm², 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。

13, スチームの利用

13.2.1. スチームの利用

スチームが工場・ビル等で、エネルギー源として広く使用されるのは、物理的にも化学的にも優れた性質を持っているからである。このスチームの持つ特性をよく理解して、有効に利用することが、効果的な省エネルギーにつながる。

スチームの一般的な特性を列举すると、次のとおりである。

- (1) 飽和スチームは、その圧力と温度とが常に一定の関係にあり、スチーム圧力を一定に保つことにより、温度を一定に設定できる (Fig 13-32 参照)。
- (2) スチームは大きな蒸発潜熱を持ち、その蒸発中 (凝縮中) は温度が一定に保たれる。

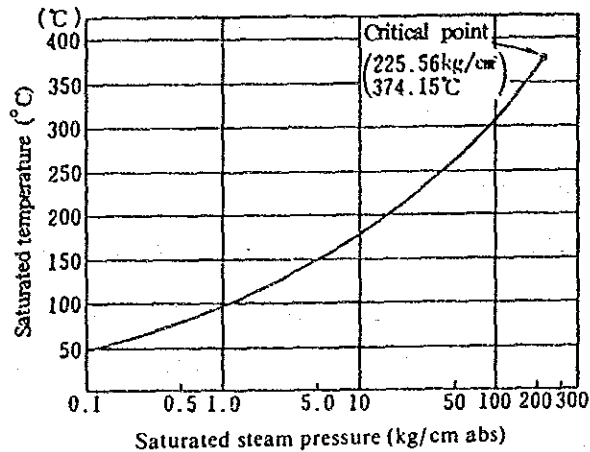


Figure 13-32
Relation between the Saturated Steam Pressure
and the Saturated Temperature

- (3) スチームの蒸発潜熱は低圧スチームになればなるほど大きく、圧力の上昇に伴い減少する (Fig 13-33 参照)。
- (4) スチームの凝縮伝熱における熱伝達係数は非常に大きく、伝熱媒体として特に優れている。
- (5) スチームは凝縮後の容積変化率が大きく、凝縮したコンデンセートの比容積は非常に小さくなり、取り扱いが容易である。
- (6) 化学的に安定で無害な物質である。

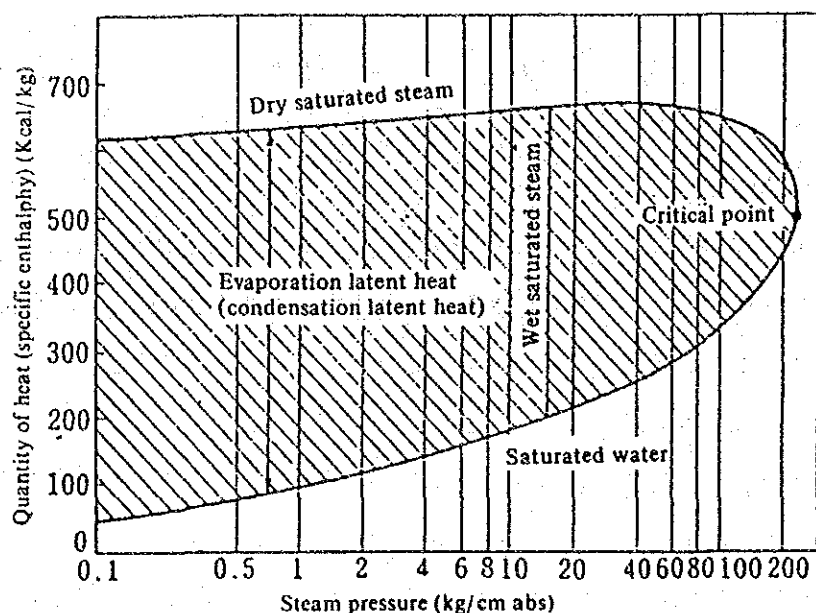


Figure 13-33 Relation between the Saturated Steam Pressure and the Quantity of Heat

13.2.2. スチーム設定圧力の適正化

(1) ボイラスチーム圧力の適正化

スチームを間接加熱用として使用する場合、スチームの特性で述べたとおり、スチーム圧力の低いほどスチームが凝縮するとき放出する熱量（凝縮潜熱）が大きいため燃料の節約となる。従って、加熱熱源として必要な温度に相当する圧力まで、ボイラの設定圧力を下げることが必要である。

しかし、既設ボイラのスチーム圧力を下げる場合には、ボイラの最低運転圧力による制限、スチーム配管の圧力損失、スチーム使用装置の能力などを考慮して、適正圧力を設定することが重要である。

ボイラスチーム圧力の見直しにより、どの位の燃料が節約できるか1例を示すと、Table 13-18 のようになる。

Table 13-18

Steam pressure (kg/cm ² G)	Saturation temperature (°C)	Specific enthalpy of steam (kcal/kg)	Condensation latent heat (kcal/kg)
7	169.6	660.8	489.5
5	158.1	657.9	498.6

スチーム圧力を 7 kg/cm²G から 5 kg/cm²G まで下げることができたとすると、Table 13-18 から凝縮潜熱が約 9 kcal/kg 上昇する。いま、月平均のスチーム使用量を 5,400t とすると、スチーム圧力を下げることによりスチーム使用量は、

$$5,400 \times \frac{489.5}{498.6} = 5,300 \text{ t / 月}$$

となる。燃料の発熱量を 10,000 kcal/kg、給水温度を 20℃、ボイラ効率を 85% とすると、スチーム圧力を下げることによる燃料の節約量は、次のようになる。

$$\frac{5,400 \times 10^3 \times (660.8 - 20)}{10,000 \times 0.85} - \frac{5,300 \times 10^3 \times (657.9 - 20)}{10,000 \times 0.85} = 9,347 \text{ kg / 月}$$

また、スチーム圧力を下げることによってボイラ本体からの放散熱量の減少、ブローによる損失熱の減少による省エネルギー上のメリットもある。

(2) スチームの減圧効果

ボイラの最低運転圧力による制限がある場合や、又はスチーム使用設備側で一部高圧スチームを必要とする場合には、低圧スチーム使用設備の直前で、高圧スチームを減圧弁により低圧スチームにすることが多い。

減圧弁によるスチームの減圧は、絞り膨張の一種であるから、絞りによってスチームのエンタルピーの変化はない。従って、高圧スチームを減圧弁で減圧すると乾き度が上昇し、単位重量当たりのエネルギー、つまり、潜熱が増加して有効利用できる熱量が増加し、結果的にスチーム使用量が節減できる。

減圧することにより、どの位熱量が増加するかの 1 例を示すと次のようになる。

スチーム圧力 9 kg/cm²G、乾き度 0.95 のスチームを 2 kg/cm²G に減圧すると、減圧前の飽和スチームの潜熱量は、

$$481.65 \times 0.95 = 457.57 \text{ kcal / kg}$$

であり、湿りスチームのエンタルピーは、

$$181.25 + 457.57 = 638.82 \text{ kcal / kg}$$

となる。減圧後の潜熱量は、

$$638.82 - 133.41 = 505.41 \text{ kcal / kg}$$

となる。従って、減圧することにより、熱量は、

$$505.41 - 457.57 = 47.84 \text{ kcal / kg}$$

増加する。つまり減圧により $(47.84 / 457.57) \times 100 = 10.5\%$ だけ余分に熱量が利用できる。また、減圧後の乾き度 (x) は、

$$638.82 = 133.41 + x \times 517.9 \quad x = 0.98$$

となる。

13.2.3. スチーム輸送

ボイラから消費設備までのスチーム配管は、事情の許すかぎり最短距離、最小管径、最小熱損失でかつ最小圧力降下になるような条件を満足させる必要がある。

(1) 配管計画

消費設備でのスチーム使用条件に関し、次の事項を明確にしておく。

- a. 使用時刻と使用時間
- b. バッチ使用か、連続使用か。
- c. 使用圧力と量（平均量、ピーク使用量）。

次に、配管の構想図を画き、ヤード配管とプラント配管の関係を明確にする。

ヤード配管系統図の例を Fig 13-34 に示す。例1、例2のいずれにするかは工場の広さ、ヤード配管の長さ、管径、増設の時期、各プラントの稼働方法、設備費、熱損失を勘案して決めるとよい。同時に、昼間、夜間専用配管、高圧、低圧系の分離についても検討の必要がある。

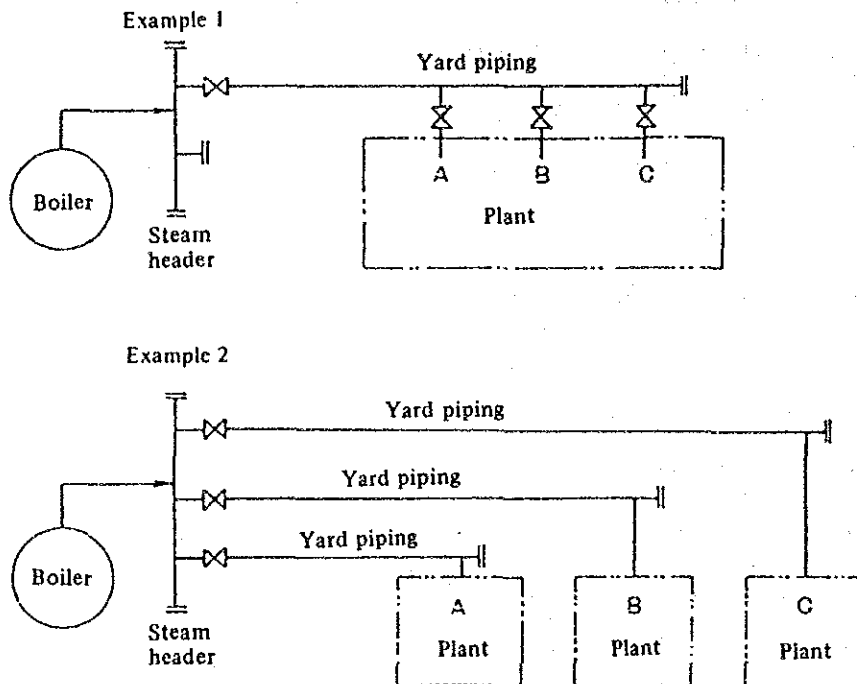


Figure 13-34 Yard Piping System Diagram

ヤード配管からプラント内に配管を取り出す場合は、Fig 13-35 に示すように必ず元弁を付け、増設時の影響を少なくしたり、休止時は元弁を閉めスチームロスを防ぐ。圧力計、流量計は管理上必須のものであり、必ず設置する。またヘッダの端末は、将来のことを考え、盲フランジにすることも一つの方法である。

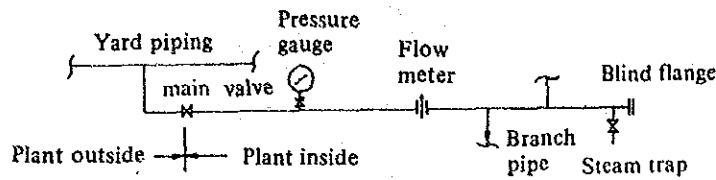


Figure 13-35 Plant Battery Limit Schematic Flow Diagram

(2) スチーム配管の保温

スチーム輸送において、管からの熱放散により一部のスチームがスチーム使用装置での消費に寄与することなく、コンデンセートとして排出され、大きなエネルギー損失を生ずる。従って、スチーム配管には適切な保温を行い、放熱損失の低減を図る必要がある。

A) 保温材の種類と選定

a. 保温材に要求される性質

保温材は有機質、無機質等に大別される。有機質、無機質の保温材は材質自体の持つスポンジ構造によって空隙中に空気泡を含むので、保温効果を発揮する。

また、保温材の熱伝導率は、

- ① 一般に保温材の密度と共に増加する。
- ② 水分を吸収すると増加する。
- ③ 温度の上昇と共に増加する。

b. 保温材の種類

スチーム配管に用いられる保温材は、多くは無機質である。Table 13-19 に無機質保温材の種類と特徴を示す。

c. 保温材の選定

蒸気配管システムの保温材としては、最近では珪酸カルシウム、パーライト、ロックウール、石棉等の保温材が広く使用されているが、その選定に際しての重要な特性は、以下の点である。

- ① 熱伝導率が小さいこと。

Table 13-19 Heat Insulator Type and Its Feature

Heat insulator	Raw material and manufacturing process	Product	Property	Safety service temp.
Asbestos insulator	<ul style="list-style-type: none"> Fiber shape formation of serpentine or amphibole by subterranean heat and underground water. Chrysotile asbestos of serpentine is a thin white silklike and toughness fiber and is a good quality. Amocite asbestos (brownish color) of amophibole is a longer, thick and brittle fiber and is unsuitable to yarn and fabric. There is blue asbestos in the same series. 	<ul style="list-style-type: none"> Long fiber is suitable to asbestos yarn and seat packing. Short fiber is for asbestos paper, asbestos plate and slate. Asbestos insulation plate Asbestos insulation cylinder Asbestos insulation yarn Asbestos mat Plate and cylinder are molded by an inorganic adhesive. 	Density: 0.23g/cm ³ or less Thermal conductivity: 0.048~0.065 Kcal/m.h. ^{°C}	350~550°C
Diatom earth insulator	<ul style="list-style-type: none"> Aqueous rock formed by a heap of diatom remains. Recently not much use due to the development of an excellent insulator. Diatom earth powder + reinforced binder (amocite asbestos fiber 3~5%) 	<ul style="list-style-type: none"> Water kneading insulator. Give a tackiness by addition of water in 160 to 200%. Coat it on reinforcement of a wire net. Slow drying. 	Density (after drying): 0.45 to 0.55 g/cm ³ Thermal conductivity (70°C): 0.08 to 0.09 Kcal/m.h. ^{°C}	Asbestos fiber: 500°C or less Reinforcement of fibers for plastering: 250°C or less
Rock wool insulator	<ul style="list-style-type: none"> Andesite, basalt, igneous rock, serpentine, peridotite, chrolite-schist, slag of nikkel ore and manganese ore and limestone Compound the above materials in a proper ratio, melt in a temperature of 1,500~1,600°C and form it to a thin fiber shape by blowing of compressed air/steam. SiO₂: 40~50%, Al₂O₃: 10~20%, CaO: 20~30%, MgO: 3~7%, Fe₂O₃: 2~5% 	<ul style="list-style-type: none"> Attacked by weak acid but not weathered. Various shape products such as plate, cylinder, band and bracket. Blanket is formed by set metal on both sides of the stratified rock wool and sew up with a wire. Good acoustic absorption effect. 	Density: 0.10~0.38 g/cm ³ Thermal conductivity (70°C): 0.039~0.048 Kcal/m.h. ^{°C}	Less 400~600°C
Glass wool insulator	<ul style="list-style-type: none"> Manufactured by the similar manner to the rock wool. 	<ul style="list-style-type: none"> Plate, cylinder, bracket and band 	Density: 0.008~0.096 g/cm ³ Thermal conductivity (70°C): <0.042 Kcal/m.h. ^{°C}	Less 300~350°C
Calcium silicate insulator	<ul style="list-style-type: none"> Add asbestos fiber into silicate power (mainly diatom earth) and slaked lime to reinforce, allow it to swell enough and mold in a metal mold to allow produce calcium silicate by steaming. 	<ul style="list-style-type: none"> Put on the market for a high temperature from 1952 and standardized in JIS in 1955. Low price, good workability and durability. Typical insulator used not only piping but a general machine. 	Density: 1st class; less 0.22 g/cm ³ 2nd class; less 0.35 g/cm ³ Thermal conductivity (70°C): 1st class; <0.058 Kcal/m.h. ^{°C} 2nd class; <0.053 Kcal/m.h. ^{°C}	Ca. 650°C
Perlite insulator	<ul style="list-style-type: none"> Calcinate ignition rock such as perlite or obsidian at 800~1,200°C in kiln. White or gray white color fine particle and verly light particle having fine bubble. Not change in quality and not fade the color. Not absorb moisture in atmosphere. 	<ul style="list-style-type: none"> Less 1 mm for moulding insulator Blend asbestos fiber and inorganic adhesive, mold by press and dry. Classified to 1st class and 2nd class. One of many excellent insulators. 	Density: 1st class; less 0.2 g/cm ³ 2nd class; less 0.3 g/cm ³ Thermal conductivity: 1st class; <0.053 Kcal/m.h. ^{°C} 2nd class; <0.065 Kcal/m.h. ^{°C}	Ca. 650°C
Basic magnesium carbonate insulator (magnesium carbonate insulator)	<ul style="list-style-type: none"> The conventional basic magnesium carbonate insulator has been compounded with basic magnesium carbonate of 85% and asbestos of 15%. The thermal conductivity is influenced by this ratio. The present insulator is blended with asbestos of 8% or more. 	<ul style="list-style-type: none"> Classified to magnesium carbonate water kneading insulator, plate and cylinder. Convert to magnesium oxide by heating in a temperature of 300°C or more and shrinke extremely Almost same properties as it of calcium silicate except for heat resistance. As present not used too much. 		Less 250°C

- ② 比重量が小さいこと。
- ③ 吸水性が小さいこと。
- ④ 強度が大きく、耐久性があること。
- ⑤ 使用温度に十分耐えること（安全使用温度以下で使用すること）。
- ⑥ 施工性が良いこと。

B) 保温施工

優れた保温材を使用しても、施工が完全でないと雨水の浸入により保温材が劣化するほか、放熱によるエネルギーの損失が無視できないので、施工に当たっては十分な注意が必要である。

a. 施工方法

- ① 極力成型品を使用する。
- ② 配管の熱膨張と保温材の収縮を考慮する。

配管の熱膨張と保温材の収縮のため、保温筒間に隙間を生ずるので、2層以上の場合（所定の厚さが75mm以上の場合は、なるべく2層に分けて施工する）は、各層の縦横の継目を同一箇所にならないように、ずらして取り付けるか、又は継目に石綿繊維を圧縮して詰め込む（Fig 13-36）。

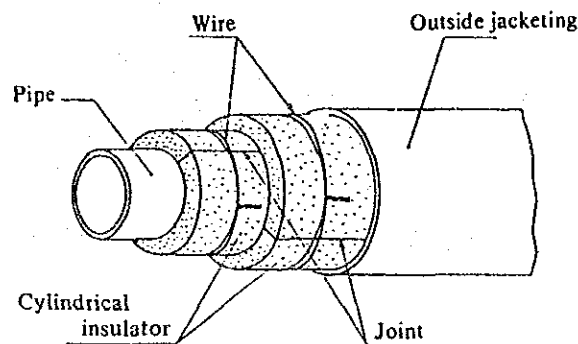


Figure 13-36 Case of Cylindrical Insulator

- ③ バルブ、フランジ、管の吊手も必ず保温する。

バルブ、フランジ部は保守点検のため、また施工の複雑さから保温されていない場合が多いが、これらも保温する必要がある。Fig 13-37 にバルブの保温、Fig 13-18 にフランジ部の保温、Fig 13-39 に吊手の保温施工を示す。

- ④ 振動に対する考慮

振動する機械に付属する配管の保温には、耐振動性の保温材を選定する。織

維質保温材が振動吸収の点で適している。

⑤ 耐雨水性, 耐薬品性の考慮

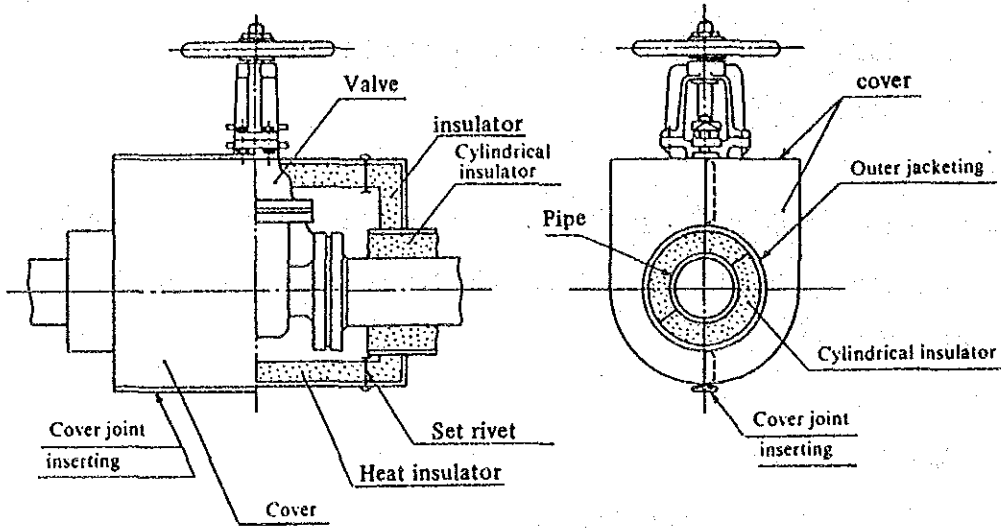


Figure 13-37 Insulation Work of Valve

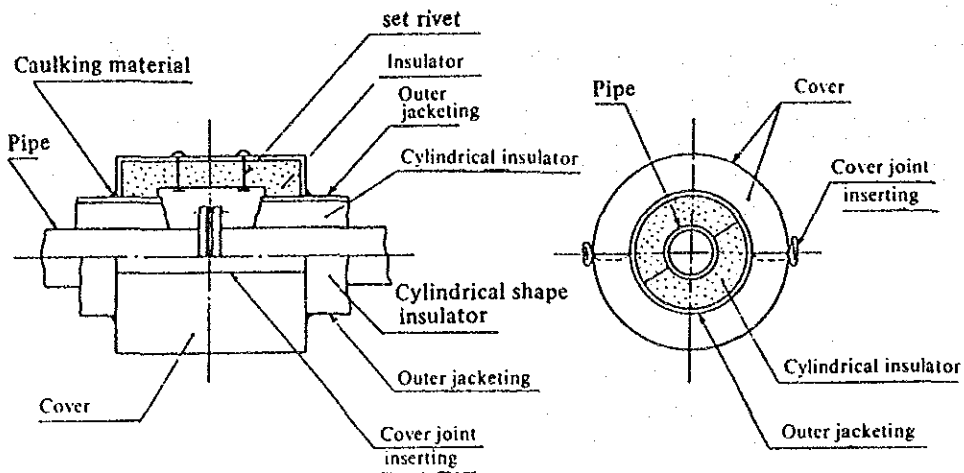


Figure 13-38 Insulation Work of Flange

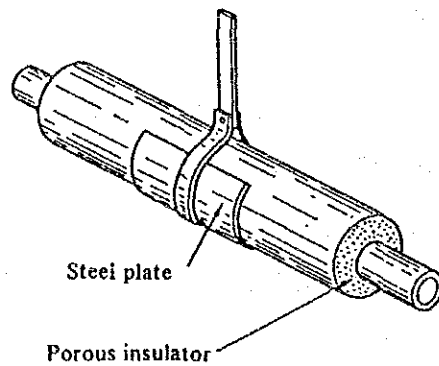


Figure 13-39 Installation Work of Hanger

保温材を雨水や腐食性の薬品から保護するため、保温材は必ず鉄板、アルミ板、マスチック材で外装する必要がある。

特に、保温材が水分を吸収すると、水の熱伝導率は約 $0.5 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ と保温材の約 10 倍も大きく、熱損失が増加するので注意が必要である。

マスチック材は、アスファルトやプラスチックを主材とした液状、またはペースト状のもので施工性、耐雨水性、耐薬品性の点で優れている。

b. 保温材の保守点検

保温材施工箇所は、年月と共に劣化、破損を生ずるので点検を行う必要がある。この点検は目視による外観点検で十分であり、日常、工場を巡視している時でも、そのつもりになればいつでも行うことができる。次に注意すべき点を挙げる。

- ① 外装が変形したり、破損したりしていないか。
- ② 外装材が変色したり、塗装が剥げていないか。
- ③ スチームが出てたり、またしずくが垂れた跡はないか。
- ④ 外装板の重ね目がずれたり、コーキング材などが脱落していないか。
- ⑤ 吊り金物、サポート金物などと、保温材外装部との間に隙間を生じていないか。

以上のような点に異常が見つからなければ、断熱性能は十分保たれていると見てよい。

異常を見つけた場合は、速かに補修が必要である。

c. 保温された管からの熱放散

Fig 13-40 に示すような保温された管の熱移動を Table 13-20 に示した。

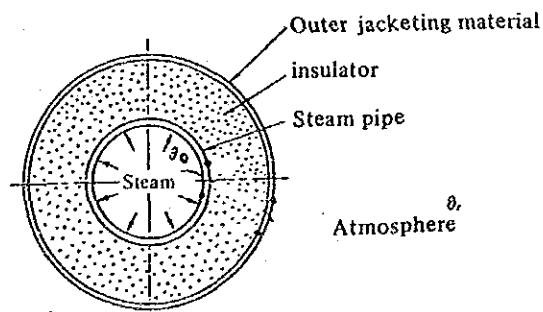


Figure 13-40 Insulated Pipe

Table 13-20 Heat Transfer from Steam in Tube

NO.	Place	Heat transfer way
1	From steam to steam tube	A part of steam heat transfers to steam tube by convection.
2	In steam tube	Transfer from tube inside to tube outside by thermal conduction.
3	From steam tube to insulator	The heat reached to the outside surface of steam tube transfers immediately to the inside surface of insulator because of absence of fluid (water or air etc.).
4	In insulator	Transfer from the inside surface of insulator to the outside by thermal conduction. The transferred heat is influenced substantially by the property and thickness of insulator.
5	From insulator to outerjacketing	Heat reached to the outside surface of insulator transfers immediately to the inside surface of outerjacket.
6	In outerjacket	Transfer the heat from the inside surface of outerjacket to the outside surface through thermal conduction.
7	From outerjacket to atmosphere	Transfer the heat by convection and radiation (convective heat transfer through updraft or wind and radiant heat transfer to wall or object around the steam tube)

これらの熱移動による熱量は、次式で表わされる。

$$Q = \frac{1}{R} (\theta_o - \theta_r)$$

$$R = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{2}{d_1 \alpha} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_1}{d_o} \right)$$

ここに、R : 熱抵抗 (mh²C/kcal)

θ_o, θ_r : 蒸気温度, 外気温度 (°C)

d_o, d_1 : 保温材内径 (スチーム管外径), 保温材外径 (m)

α : 表面の熱伝達率 (kcal/m²h °C)

λ : 保温材の熱伝導率 (kcal/mh °C)

Q : 放散熱量 (kcal/mh)

d. 保温材の経済的厚さ

保温は省エネルギーの第1歩であるが、保温によって回収されるエネルギーの利得と保温に費すコストとの兼合いから、経済性の最適化の判断が必要である。

保温材の経済的厚さは、保温材表面からの放散熱量による年間損失(A)と、保温施工の年平均コスト(B)との和(C)が、最小となるような厚さを求めることで得られる。この関係を Fig 13-41 に示す。

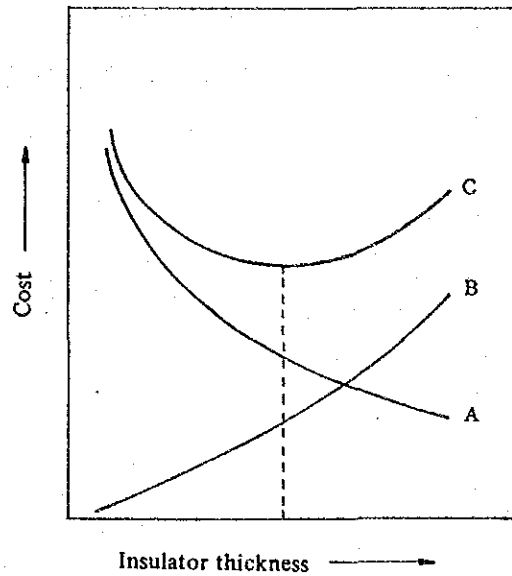


Figure 13-41

Relation between the Insulation Thickness and the Cost

保温材の経済的厚さの計算式を示すと、次のとおりである。

$$\frac{d_1}{2} \ln \frac{d_1}{d_0} + \frac{\lambda}{\alpha} = 10^{-3} \sqrt{\frac{b \cdot h \cdot \lambda (\theta_0 - \theta_r)}{a N}}$$

ここに、

$$N = \frac{n(1+n)^m}{(1+n)^m - 1}$$

ここに、 d_1 : 保温材の外径 (m)

d_0 : 保温材の内径 (m)

λ : 保温材の熱伝導率 (kcal/mh $^{\circ}$ C)

α : 表面の熱伝達率 (kcal/m 2 h $^{\circ}$ C)

b : 熱量価格 (\$/1,000kcal)

a : 保温材施工価格 (1,000 \$/m 2)

h : 年間使用時間 (h)

θ_0 : 内部温度 ($^{\circ}$ C)

θ_r : 室内温度 ($^{\circ}$ C)

n : 年 利 率

m : 使用年数 (年)

ln : 自然対数

e. スチーム配管の保温の厚さと放熱損失及び保温効率

裸配管の放熱熱量に対して、保温施工後の放熱熱量の保温効率を Fig 13-42

Fig 13-47 に示す。

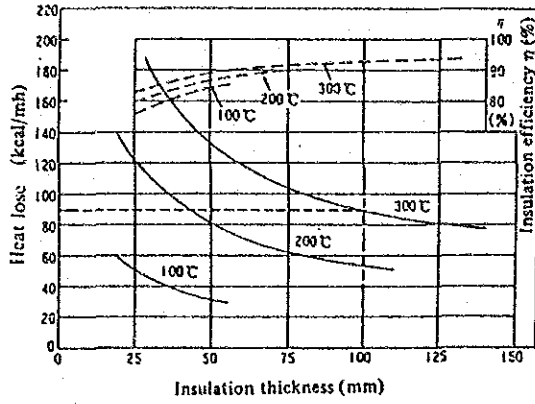


Figure 13-42 3" Piping

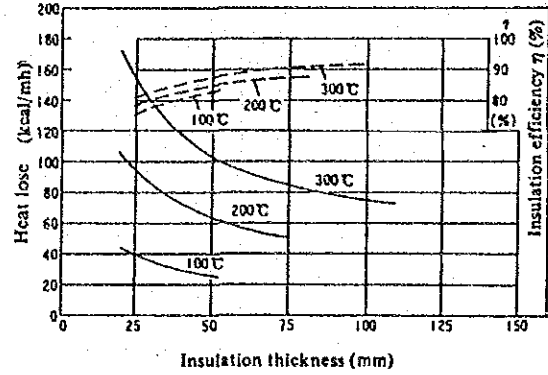


Figure 13-43 2" Piping

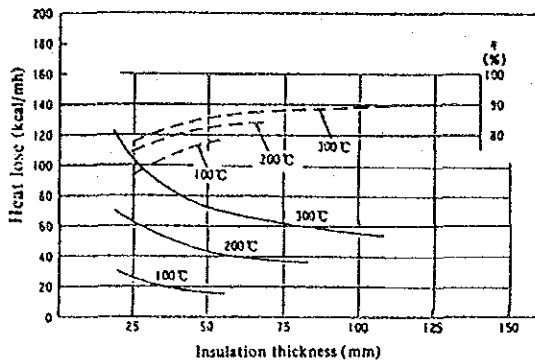


Figure 13-44 1" Piping

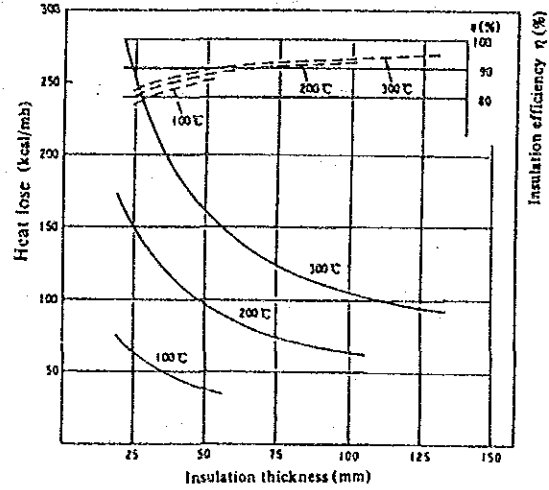


Figure 13-45 4" Piping

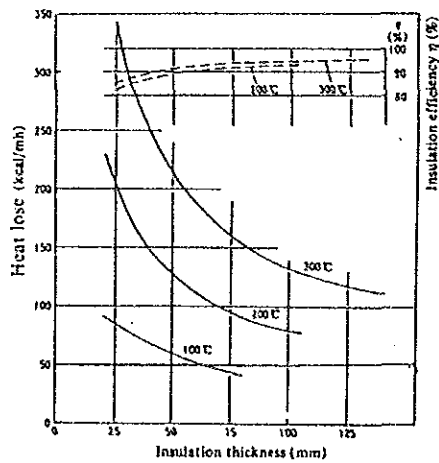


Figure 13-46 6" Piping

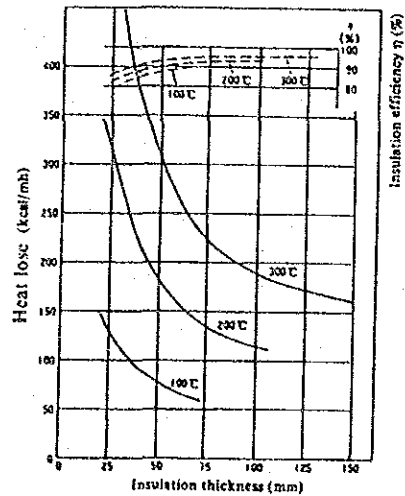


Figure 13-47 10" Piping

$$\text{保温効率} = (Q_0 - Q) / Q_0$$

Q_0 : 裸管の放散熱量

Q : 保温施工後の放散熱量

〈Fig 13-42 の使い方の例〉

スチーム温度 300℃ の 3" 配管において 100mm の保温を施工した場合の放散熱量と保温効率はいくらか。

(答) 300℃ の曲線の交点から、水平線を引き縦軸の放散熱量を求める (90kcal/mh)。保温効率は、300℃ の交点を更に垂直に引き、300℃ の点曲線との交点から右に水平線を引き縦軸効率目盛を読む (93%)。

13.2.4. スチームトラップ

スチームがスチーム使用装置に入ると、スチームの保有熱は被加熱物に伝えられ、その装置の主目的である加熱操作が行れる。その結果として、スチームの全量が凝縮してコンデンセートとなる。スチーム使用装置は、スチームスペースが完全にスチームで満たされているとき最大の加熱効果を発揮し、スチームスペースにコンデンセートが滞留するにつれて有効伝熱面積が減少し、装置の加熱効果が低下する。従って、装置の能力を最高に維持するためには、発生したコンデンセートをできるだけ速やかに排出しなければならない。この目的に使用されるのがスチームトラップである。

(1) 分類と特徴

スチームトラップの最も重要な機能として、次の三つをあげることができる。

- ・発生したコンデンセートを速やかに排除する。
- ・スチームを漏らさない。
- ・空気などの不凝縮ガスを排除する。

この機能を果たすために現在、多数のスチームトラップが作られている。これらは作動原理によって、次の三種類に大別できる。

- A) メカニカル・スチームトラップ
- B) サーモスタチック・スチームトラップ
- C) サーモダイナミック・スチームトラップ

それぞれについて、また多数の型式のものがあるが、Table 13-21 に分類と特性を示す。

Table 13-21 Classification and Characteristic of Steam Trap

Large classification	Operation principle	Middle classification	Characteristic
Mechanical	Utilize the density difference between the steam and the condensate.	Lever float type Free float type Open bucket type Inverted bucket type Free ball bucket type	The presence of condensate drives directly a trap valve. It is not necessary to wait a temperature drop of the condensate for actuation. The actuation is quick and secure and has a high reliability.
Thermostat check	Utilize the temperature difference between the steam and the condensate	Bimetal type Bellows type (steam expansion type)	Actuation does not depend on directly the presence of condensate. Since actuation is done through the medium of temperature, response is slow. Accordingly the actuation cycle is longer. A large air exhaust capacity.
Thermodynamic	Utilize the difference of thermodynamic property between the steam and the condensate.	Impulse type (orifice type) Disc type	The configuration is small and the reliability is next to the mechanical. The trap back pressure is limited to less 50% of the inlet pressure.

A) メカニカル・スチームトラップ

スチームとコンデンセートの密度差により、バケット、又はフロートを動かして弁を開閉するトラップである。

a. レバーフロート型トラップ

密閉フロートの浮力を利用し、レバーを介して弁を開閉するトラップである (Fig 13-48 参照)。レバー機構の摩耗あるいは衝撃に基づく変形によって弁着座の狂い、又は不能を生じることがある。

b. フリーフロート型トラップ

フロート自体が弁として作用し、弁口を開閉するトラップである (Fig 13-49 参照)。このトラップは、機械的故障がほとんど起こらないため信頼性が高い。また、コンデンセートの連続排出特性を持っている。

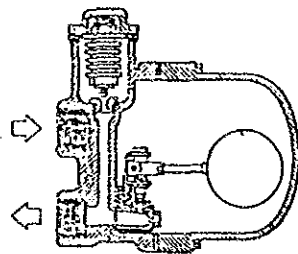


Figure 13-48
Float with Lever Type Trap

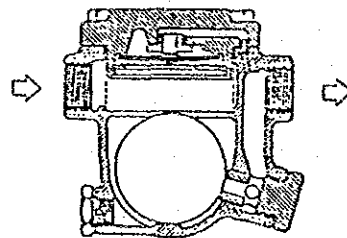


Figure 13-49
Free Float Type Trap

c. 上向きバケット型トラップ

上方が開放されたバケットの中央に固定した弁棒の頂上に、弁を備えている
(Fig 13-50 参照)

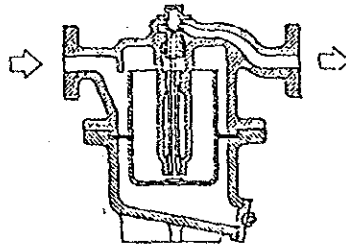


Figure 13-50 Open Bucket Type Trap

d. 逆上バケット型トラップ

下方が開放されたバケットをレバーで吊り下げた構造で、レバーに取り付けられた弁で上部にあるオリフィスの開閉をする (Fig 13-51 参照)。レバーの変形、摩耗が故障の原因となることがある。

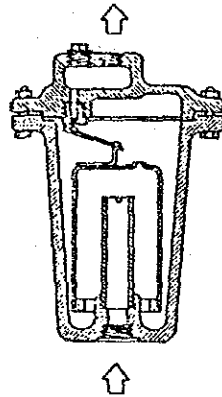


Figure 13-51 Inverted Bucket Type Trap

e. フリーボールバケット型トラップ

逆バケット型トラップのレバーを無くしたもので、作動原理は逆バケット型トラップと同じである (Fig 13-52 参照)。バケットは球形で、その外表面が弁として作用する。このトラップは、コンデンセートの量が少ない場合は断続作動であるが、量が多い場合は連続排出になる。

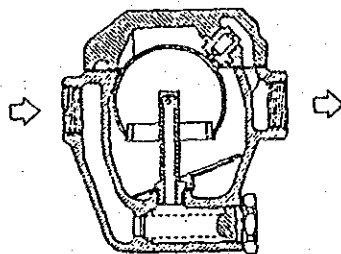


Figure 13-52 Free Ball Bucket Type Trap

B) サーモスタチック・スチームトラップ

コンデンセートは、発生直後はそのスチームの飽和温度であるが、その後の放熱によって温度降下が起こり温度差を生ずる。この温度差を利用して弁を開閉するトラップである。

a. バイメタル型トラップ

バイメタルが生ずる力は温度と直線関係にある。この関係を利用して弁の開閉をするトラップである。しかし、スチーム圧力と温度は直線関係でないため、このトラップの使用圧力範囲は制限される (Fig 13-53 参照)。

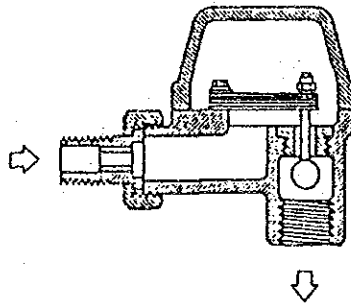


Figure 13-53 Bimetal Type Trap (Strip Type)

b. ベローズ型トラップ

伸縮可能な密封容器内に沸点の低い液体を封入し、温度変化による液体の Vapor 圧力の変化に基づく容器の伸縮を利用して、弁を開閉するトラップである (Fig 13-54 参照)。

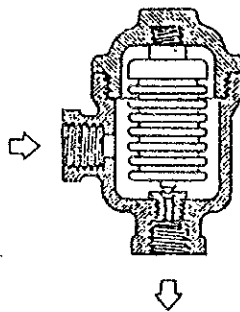


Figure 13-54 Bellows Type Trap

C) サーモダイナミック・スチームトラップ

コンデンセートとスチームの熱力学的性質の差を利用して、弁を開閉するトラップである。

このトラップは、圧力に関して使用制限があり、トラップ背圧は入口圧力の 50% 以下に制限される。50% 以上になると「吹き放し」状態となり、正常に作動ができ

なくなる。

a. インパルス型トラップ

流体特性（コンデンセートがオリフィスを通過するとき圧力降下を生ずる）を利用したトラップである（Fig 13-55 参照）。他のトラップに比べて著しく小形である長所があるが、閉弁中でもスチームを漏らす構造であること、精密に作られた摺動部品を持っているため、故障を起こしやすい欠点がある。

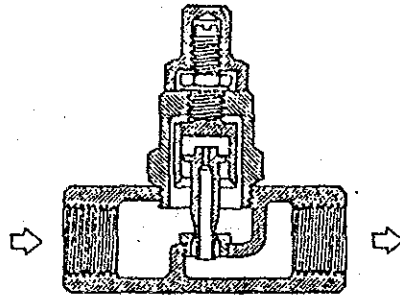


Figure 13-55 Impulse Type Trap

b. ディスク型トラップ

トラップの入口と出口の間にディスク弁を有する変圧室を設け、変圧室の圧力変化によってディスク弁を開閉するトラップである（Fig 13-56 参照）。

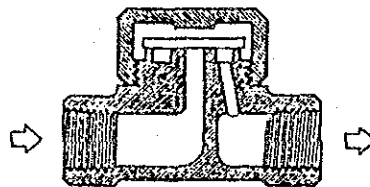


Figure 13-56 Disc Type Trap

このトラップは、可動部分がディスク弁だけで構造が簡単で、広い圧力範囲を無調整で使用できる長所があるが、作動がコンデンセートの存在によるのではなく、外気に依存するため、雨天等の場合にドレンがたまっていないのに作動し、スチーム損失を招く欠点がある。

(2) スチームトラップの選定

スチームトラップの選定に当たって検討すべき事項は、次のとおりである。

- a. スチーム使用装置のコンデンセート負荷と負荷特性
- b. スチーム条件：圧力。温度。飽和スチームか過熱スチームか。
- c. 背圧条件：大気排出コンデンセート回収か。
- d. 保守条件：故障が少なく長寿命であるか。分解、点検が容易であるか。

e. 本体材質

上記のうち、aが特に重点である。装置が連続使用の場合は、運転中の負荷変動は一般に少ない。しかし、装置がバッチ方式で使用する場合は、日に数回始動し、始動のたびに多量の空気とコンデンセートを排出しなければならない。しかも、生産性の観点から始動時間はできるだけ短くする必要がある。一方、プロセスの進行につれてスチーム圧力は上昇し、コンデンセートの量は減少する。

従って、トラップとしては負荷変動があってもコンデンセートを速やかに排出し、かつ十分な排出能力を持っていなければならない。

次に重要な問題は、トラップの故障である。トラップが吹きっ放しとなれば、正常時に比べて比較にならない多量のスチーム損失となる。また、閉塞故障を起こすとバ

ス弁を開放して運転することで、莫大なスチーム損失を生ずることがある。トラップの故障は、構造が簡単なトラップほど少ないので、トラップはできるだけ構造の簡単なものを選ぶ必要がある。

また、コンデンセートを回収する場合には、必ずトラップに背圧がかかるので、トラップの作動が背圧によって影響されないメカカルトラップを使用すべきである。

(3) スチームトラップの取り付け方法

スチームトラップの取り付けに当たっては、次の点を忘れてはならない。

- a. スチームトラップは、ポンプのようにコンデンセートを押し出す能力を持っていない。スチーム圧力でコンデンセートが押し出される。
- b. コンデンセートがスチームトラップに入ることができなければ、スチームトラップは作動しない。従って、装置の排水点からスチームトラップまでの配管は、自然流下できるように設置する。

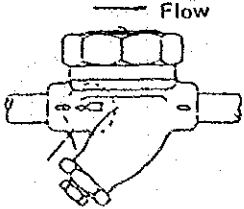
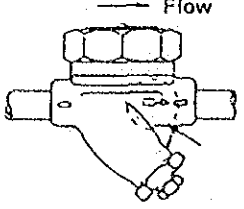
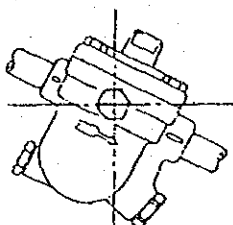
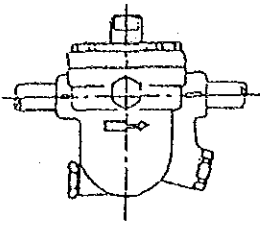
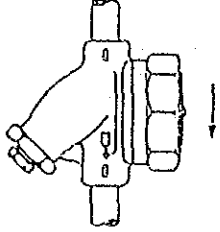
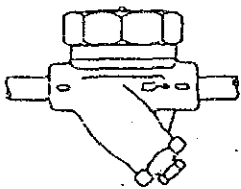
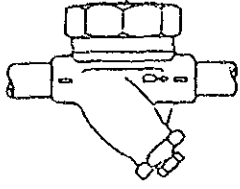
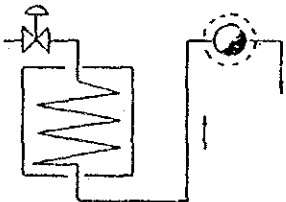
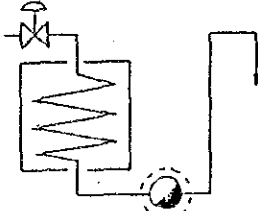
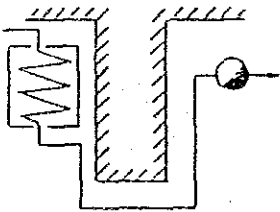
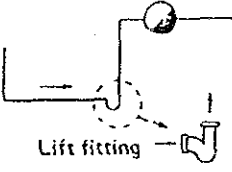
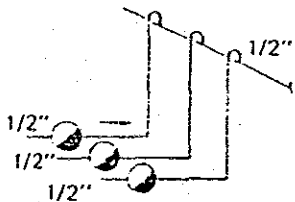
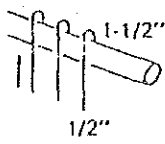
これらは、スチームトラップ取り付けの重要な原則である。この原則に基づいて取り付けの良い例と悪い例を Fig 13-57 に示す。

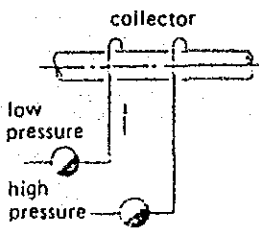
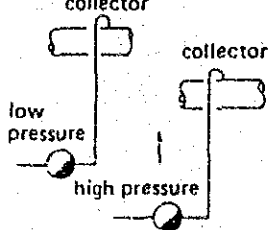
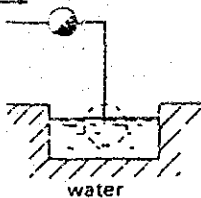
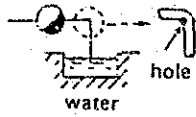
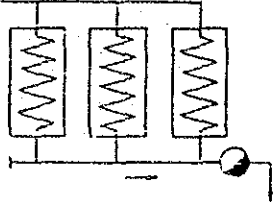
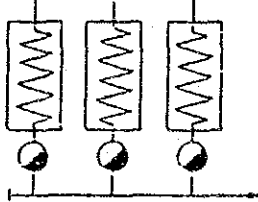
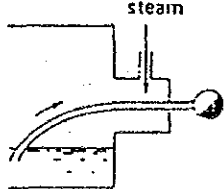
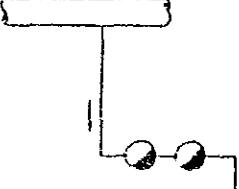
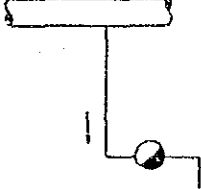
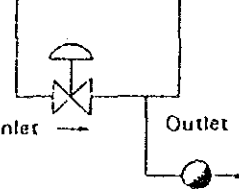
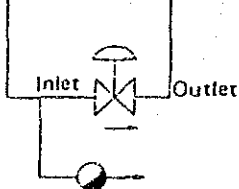
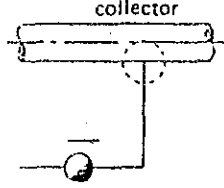
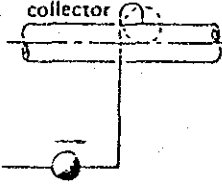
(4) スチームトラップのメンテナンス

A) 点検

スチームトラップは消耗品であり、ある期間使用すると機能が低下し、使用に耐えなくなる。またスチームトラップの寿命は不確定値である。従って、常に注意して点検し故障を発見した場合は、取り替えるか、修理して良好な状態に維持しなければならない。

点検には、定期点検と日常点検がある。

WRONG INSTALLATION	DESCRIPTION	CORRECT INSTALLATION
	<p>Steam trap should be fitted in the direction of flow. All steam traps bear on the body stamp or mark showing flow direction.</p>	
	<p>Free float type steam trap should be fitted horizontally.</p>	
	<p>Thermodynamic steam traps have no limitation as to position. It can be fitted vertically.</p>	
	<p>Never use an inlet pipe smaller than trap size. Steam locking and air binding are apt to occur when inlet pipe is too small.</p>	
	<p>Never install steam trap at a higher level than the drainage point. The inlet pipe should be one that allows water to flow into the trap by gravity.</p>	
	<p>If the trap has to be installed at level higher than the draining point, use a lift fitting.</p>	 <p>Lift fitting</p>
	<p>Size of collector must be larger than trap size. The collector should have a sectional area above sum of those for all traps connected to it.</p>	

WRONG INSTALLATION	DESCRIPTION	CORRECT INSTALLATION
	<p>Condensate discharged through two traps which operate at different pressures should not be collected to a common collector.</p>	
	<p>Outlet pipe should not be submerged into trenches. Provide small hole to break vacuum.</p>	
	<p>Each steam unit should always have individual steam trap. (Individual trapping) To fit one trap to several steam equipment is a bad practice. (Group trapping)</p>	
	<p>In siphon type cylinder, steam locking is liable to occur.</p>	
	<p>Double trapping is a bad practice. An efficient one trap is enough.</p>	
	<p>Steam trap must be fitted at the inlet side to discharge condensate before the regulating valve.</p>	
	<p>To collect condensate, the trap outlet pipe must not be connected to the bottom of collector.</p>	

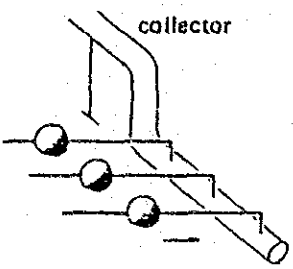
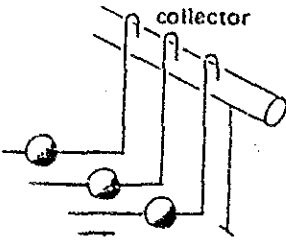
WRONG INSTALLATION	DESCRIPTION	CORRECT INSTALLATION
	<p>Collector should not have a riser. The head of condensate in the collector exerts on the traps as a back pressure.</p>	

Figure 13-57 Good Example and Worse Example of Installation .

定期点検を実施するに当たっては、

- a. スチームトラップ配置図
- b. スチームトラップ管理台帳
- c. スチームトラップチェックリストを整備する必要がある (Table 13-22 参照)。

日常点検では、定期点検終了時の状態をできるだけ維持し、スチーム原単位が悪化しないように努める。

B) 点検の方法

a. 視覚による方法

点検しようとするスチームトラップが、その近くで大気に排出される場合や、スチームトラップ出口にサイトグラスが取り付けられている場合には、直接目視で調べる。

b. 聴覚による方法

聴診器を用いて作動音を聴取する方法であるが、経験を必要とする。

c. 触覚による方法

手袋をつけた手で、スチームトラップの入口管、出口管をつかみ、温度差によって作動を確認する。

d. 測定器を用いる方法

作動音を超音波測定器で調べる方法で、経験を必要とせず簡単に点検できる。

Table 13-22 List of Check Results of Steam Traps

	Block		Applications
	Trap No.		
	Main		
	Boiler		
	Heater		
	Dryer		
	General heating		
	Tracing		
	Heating		
	Others		
	Pressure		
	Recovery		
	Indoor		
	Manufacturer		
	Model		
	Size		
	Installation Date		
	Working hrs/day		Conditions
	Good	0	
	Blowing	1	
	Leaky Valve	2	
	Leakage thru packing	3	
	Leakage thru body	4	
	Capacity shortage	5	
	Blockage	6	
	Shut-down	7	
	Worn valve		Cause
	Defective body		
	Foreign material caught		
	Incorrect selection		
	Wrong Installation		
	Air binding		
	Steam locking		
	Incorrect adjustment		
	Others		
	Remedy		Former Conditions
	Last Inspection		
	Before-last Inspection		
	Violation		
	Replaced trap		

Plant:

Date

① スチームトラップの故障

スチームトラップの故障は、次の四つのグループに分類することができる。これを手掛りとして、スチームトラップのどの部分の故障であるかを判断する。

a. 閉塞

トラップの開弁不能の状態である。トラップはコンデンセートも空気も排出しない。この場合トラップは通常冷たく、またトラップ排出管出口が目視できるときは容易に確認できる。

b. 吹きっ放し

トラップの開弁不能の状態である。トラップはコンデンセートと共に多量のスチームを排出し続ける。この場合、スチーム装置は全出力で運転し、生産には支障をきたさないので放置されがちであるが、多量のスチームが浪費されるので、日常点検に当たっては特にこの故障の発見に重点をおく必要がある。

c. スチーム漏れ

トラップは作動はするが、正常作動の場合に比べてスチーム漏れが著しく大きい状態である。省エネルギーの観点から吹きっ放しに次いで重要な故障である。

d. 排出量不十分

トラップは作動はするが、排出能力不足のため装置内にコンデンセートが滞留する状態である。

13.2.5. コンデンセート回収

(1) コンデンセート回収の意義

スチーム使用装置で実際に有効利用されているのは、スチームの全熱量のうち潜熱のみであり、スチームの顕熱、すなわち、コンデンセートの熱量はほとんどが棄却されている。このコンデンセートの持つ熱量は、Fig 13-58 に示すようにスチームの全熱量の約20～30%にも達する。このコンデンセートの持つ熱量を100%回収し、有効利用することができれば、燃料の使用量を約20～30%節約でき、大きな省エネルギーになる。

(2) 回収コンデンセートの利用方法

回収コンデンセートの熱量と水をボイラ給水に使用する方法が、最も一般的な利用方法であるが、圧力や量などのコンデンセートの状態、工場スチーム設備の配置等を考慮することが、より効果的なコンデンセート回収を実施するために必要である。

コンデンセートの利用方法を大別すると、次の三方法に分類される。

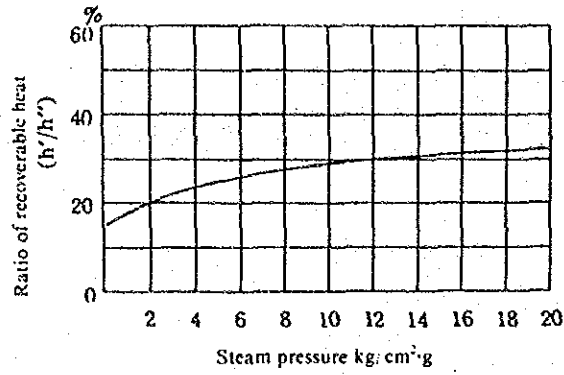


Figure 13-58
Ratio of Recoverable Heat (Enthalpy of Condensate/Enthalpy of Saturated Steam)

A) 直接利用

スチームトラップから排出されたコンデンセートを、コンデンセート回収ポンプによりボイラ、又は給水タンクへ直接回収する（Fig 13-59 参照）。

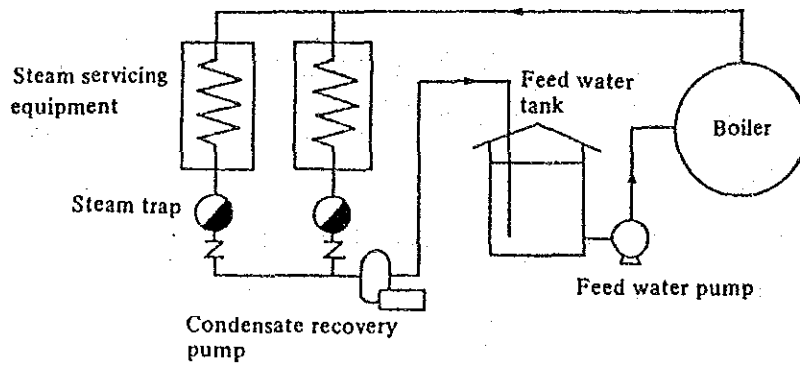


Figure 13-59 Direct Utilization to Feed Water Tank

B) 間接利用

コンデンセートの汚染の著しい場合は、熱交換器を使用し、他の流体と熱交換しコンデンセートの保有熱のみを回収する（Fig 13-60 参照）。

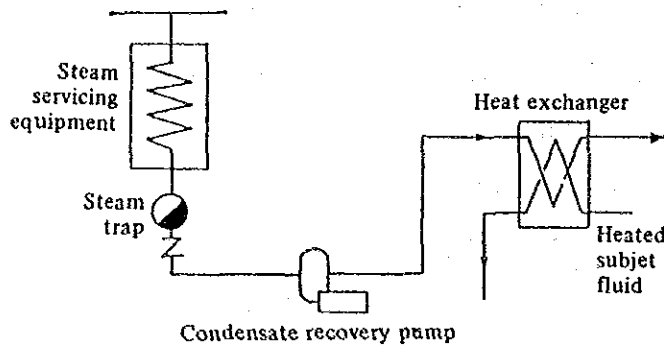


Figure 13-60 Indirect Utilization through Heat Exchanger

0) フラッシュスチームの利用

コンデンセートの圧力が高い場合は、フラッシュタンクに回収し、コンデンセートの一部を低圧蒸気として利用するのが効果的である (Fig 13-61 参照)。

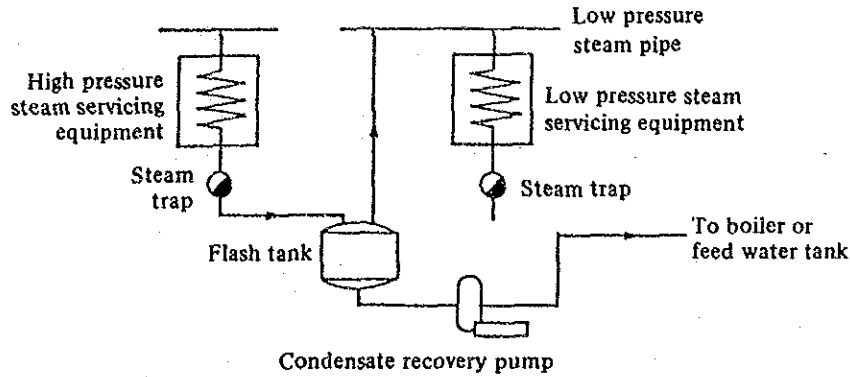


Figure 13-61 Flash Steam Utilization

(3) コンデンセート回収方法

コンデンセートを発生源から再利用先まで回収する方法には、コンデンセートの圧力や回収距離などにより、次の三つの方法があり、それぞれ特徴を持っている。

A) スチームトラップのみによる方法

スチームトラップに作用するスチーム圧力で、コンデンセートをフラッシュタンクやコンデンセートタンクへ回収する方法で、コンデンセートの発生場所と使用場所が比較的近い場合に適用される (Fig 13-62 参照)。

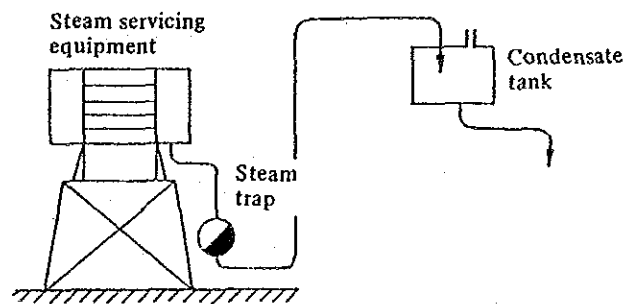


Figure 13-62 Recovery by Steam Trap Only

B) 渦巻ポンプによる方法

スチームトラップから排出されたコンデンセートをいったんコンデンセートタンクに集め、渦巻ポンプで更に圧送する方法で、スチームトラップが広範囲に散在する場合に適用される。すなわち、地域別、工程別など各ブロックに分け、それぞれ

コンデンセートタンクを設置し、中央のタンクへポンプで圧送回収する方法である (Fig 13 - 63 参照)。

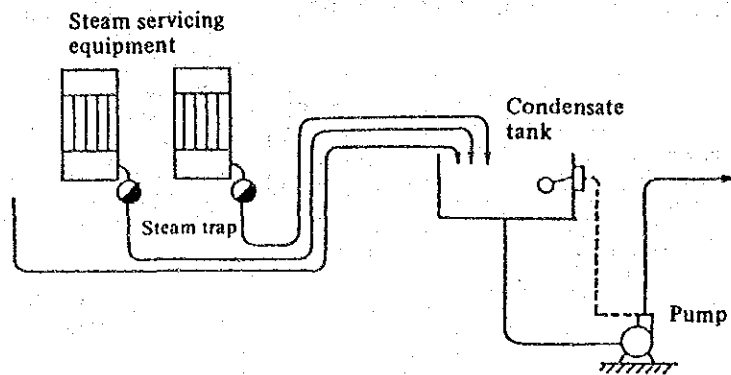


Figure 13-63 Recovery by Centrifugal Pump

この場合、スチームトラップの背圧制限のほか、ポンプへの押し込み水頭の確保、コンデンセートのレベル制御、ポンプ容量について注意が必要である。特にタンク内温度が 80℃ 以上のときは、ポンプのキャビテーション防止のため 4 ~ 5 m の押し込み水頭を必要とする。

0) コンデンセート回収ポンプによる方法

最近では、渦巻ポンプの欠点をカバーしたエジェクターとポンプを組み合わせたコンデンセート回収ポンプが使用されている。このポンプは吸い込み側が加圧状態で運転されるので、キャビテーションを起こさず、1 m 程度の押し込み水頭があれば十分である。コンデンセート回収ラインを密閉系としたクローズド方式の場合、温度が 180℃ 位のコンデンセートでも圧送可能で、省エネルギー効果は非常に大きい (Fig 13 - 64 参照)。

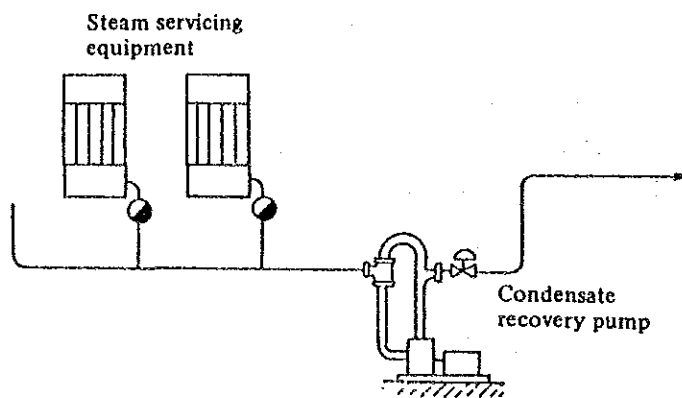


Figure 13-64 Recovery by Condensate Recovery Pump

この方法には、メカニカルスチームトラップの採用が必要である。

(4) コンデンセート回収に際しての留意事項

A) スチームトラップの選定

スチームトラップに背圧が作用し、しかも変動する条件下ではメカニカルスチームトラップで故障の少ないものを選定する。

B) コンデンセートの水処理

回収したコンデンセートは清浄な蒸留水と考えがちであるが、実際には種々の微量成分が溶解している。従って回収したコンデンセートがそのままボイラ給水として使用可能か否か、そのまま使用不可能の場合、どのような水処理をすればよいか、また汚染度が大きい場合に熱のみ回収するか等、十分調査検討が必要である。

・コンデンセートのpH維持

一般にコンデンセートのpHは炭酸ガスの溶解によって低下する傾向があり、その結果、コンデンセート中の全鉄濃度を高める。コンデンセート回収時には、溶存酸素、pHを調整するための薬注を行う必要がある。

C) コンデンセート回収管の適正化

スチーム圧力の異なる配管系統がある場合は、圧力系統別にコンデンセート回収管を設置しなければならない。

また、フラッシュスチームの伴う回収管は、スチームとコンデンセートとの二相流であり、最大15m/s以内の流速で設計し、過大圧損、ウォーターハンマを防止する必要がある。

D) トータルシステムとしての設計

コンデンセート回収システムは、ボイラからスチーム使用装置を経て、再びボイラに戻すまでの一連のクローズドシステムであり、各装置毎に考えることなく、全体的な設計を行うことが、特に必要である。

(5) フラッシュスチームの利用

コンデンセート利用方法で、高圧のコンデンセートをフラッシュタンクへ回収し、コンデンセートの一部を低圧スチームとして利用する方法を述べたが、実施に当っては種々の問題があり、経済効果を十分検討する必要がある。

a. スチームトラップからのコンデンセート排出量が極めて少ないときには、フラッシュスチームも少量であり、ほとんど利用価値が無い。工場内には少量のコンデンセー

トを排出するスチームトラップは多数あるから、これらを集計すると、かなりの量になる。しかし、この場合、少量のコンデンセートをできるだけ少ない経費で集める方法を考える必要がある。

- b. コンデンセート発生場所とフラッシュスチームの使用場所との距離は、短いことが望ましい。フラッシュスチームは圧力が低いため、配管の圧損を最小にする必要があり、距離が長いと配管径が大きくなり、配管経費が割高となってメリットが相殺され易い。この場合は、フラッシュスチームの利用を断念しなければならない。

Table 13-23. Flash Steam Generating Rate (wt. %)

Pressure in high pressure side (kg/cm ² G)	Low pressure side (kg/cm ² G)															
	0	0.3	0.5	1	1.5	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
1	3.7	2.5	1.7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	6.2	5.0	4.2	2.6	1.2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	8.1	6.9	6.1	4.5	3.2	2.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	9.7	8.5	7.7	6.1	4.8	3.6	1.6	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	11.0	9.8	9.1	7.5	6.2	5.0	3.1	1.4	-	-	-	-	-	-	-	-
6	12.2	11.0	10.3	8.7	7.4	6.2	4.3	3.0	1.3	-	-	-	-	-	-	-
8	14.2	13.1	12.3	10.8	9.5	8.3	6.4	4.8	3.4	2.2	-	-	-	-	-	-
10	15.9	14.8	14.2	12.5	11.2	10.1	8.2	6.6	5.3	4.0	1.9	-	-	-	-	-
12	17.4	16.3	15.5	14.0	12.7	11.6	9.8	8.2	6.9	5.7	3.5	1.7	-	-	-	-
14	18.7	17.6	16.9	15.4	14.1	13.0	11.2	9.6	8.3	7.1	5.0	3.2	1.5	-	-	-
16	19.0	18.8	18.1	16.6	15.3	14.3	12.4	10.9	9.6	8.4	6.3	4.5	2.9	1.4	-	-
18	21.0	19.9	19.2	17.7	16.5	15.4	13.6	12.1	10.8	9.6	7.5	5.7	4.1	2.7	1.3	-
20	22.0	20.9	20.2	18.8	17.5	16.5	14.7	13.2	11.9	10.7	8.7	6.9	5.3	3.8	2.5	1.2

Fig 13-65 にフラッシュスチームの使用例を示す。8 kg/cm²G のスチームを使用して、そのフラッシュスチームを前 1 段に使用した例である。

8 kg/cm²G のスチームを 2,500 kg/h 使用としたとき、内圧 0.5 kg/cm²G のフラッシュタンクにコンデンセートを放出することにより、Table 13-23 よりフラッシュスチーム量は 12.3% (重量) 発生するので、307.5 kg/h のスチームが得られることになる。

フラッシュタンクは、コンデンセートからフラッシュスチームを回収するための圧力容器である。この大きさはフラッシュスチーム発生量 [m/s] に基づいて決められる。フラッシュ蒸気がタンク内で上昇するとき、内部流速を適正に設計しないとフラッシュスチームがコンデンセートを巻き込む可能性があり、スチームの上昇速度を 1~2m/s になるようタンクの内径を決める。しかし、運転条件の変

動により大きな水滴を持ち出す恐れがあり、スチーム出口管にセパレーターを取り付けるのがよい。

Fig 13-66 にフラッシュタンクの内径を決定するためのチャートを示す。

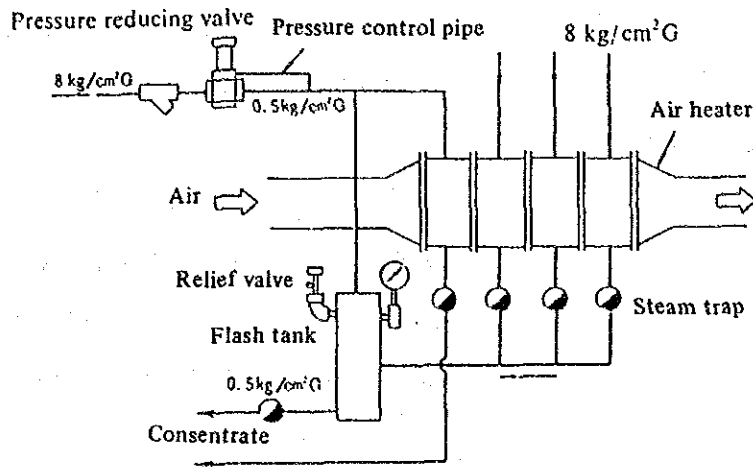


Figure 13-65 Example of Flash Steam Use in Air Heater

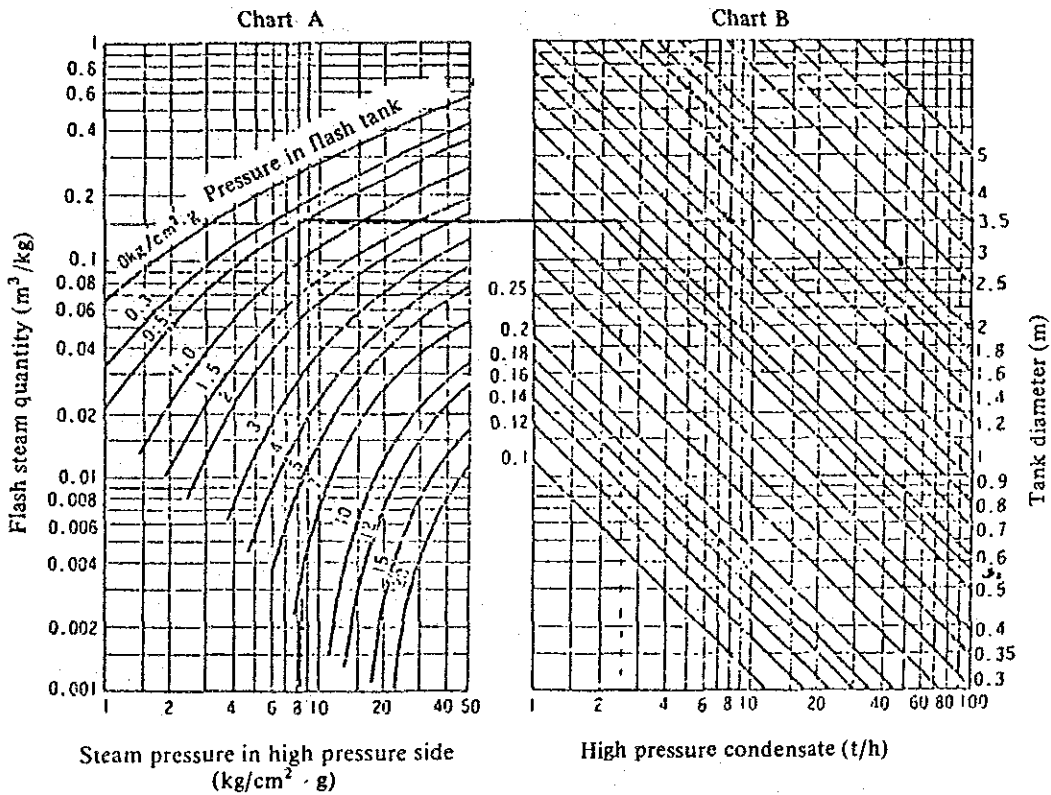


Figure 13-66 Chart of Flash Tank Diameter

Fig. 13-65 に示した使用例で、タンクの内径を求めてみる。

高圧側の蒸気圧力 $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ とフラッシュタンク内圧力 $0.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ の交点をチャートAから求め、水平にチャートBに移行し、高圧コンデンセート量 2.5 t/h との交点を求めると、タンクの直径は 0.55 m と得られる。また、内容積が 40 ㍓ 以上の場合、供給コンデンセート量とフラッシュスチーム需要量の変動のため、タンク内の圧力が過大とならないよう安全弁を設けなければならない。

(6) サーマコンプレッサの利用

サーモコンプレッサの構造は、Fig 13-67 に示すようにボディ、スチームノズル及びディフューザの三つの基本部分からなる。スチームノズルを通して駆動スチームを膨張させると、極めて低い静圧を持つ超音速噴流を生ずる。これをディフューザで減速すると圧力が回復する。すなわち、低圧のスチームをベンチュリ咽喉部に吸引すると、これを高圧スチームにする能力を持っている。

Fig 13-68 に化学工場での使用例を示す。ストリッピングタワーの塔底液をフラッシュタンクへ導入し、発生する低圧フラッシュスチームをサーモコンプレッサで適正圧力に昇圧させて使用することで、生スチームの削減を図っている。

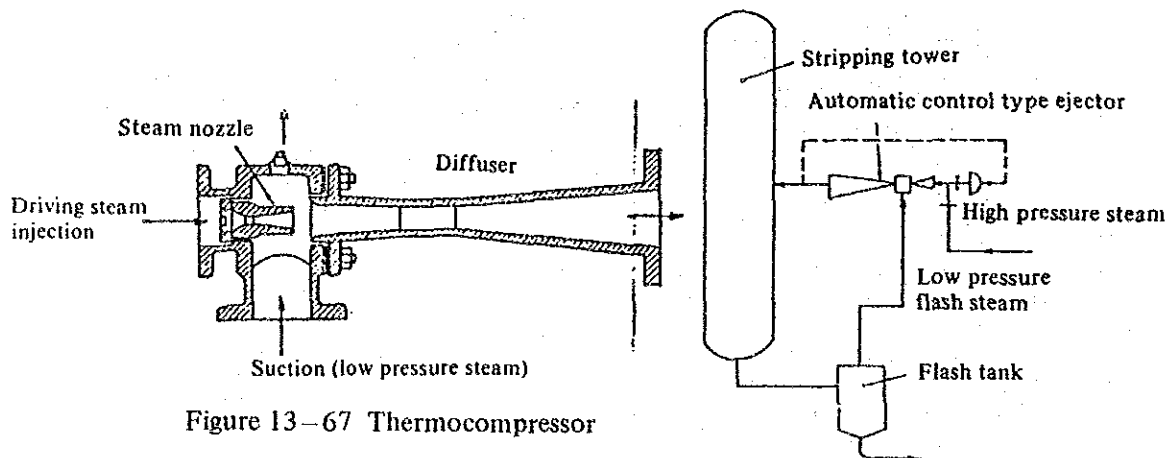


Figure 13-67 Thermocompressor

Figure 13-68 Example of Thermocompressor Use for Stripping Tower

13.2.6. スチームの直接加熱利用

スチームの直接加熱利用の方法は、次の二つの方法がある。

- (1) 密閉容器内で品物を直接加熱する。
- (2) 液体に直接スチームを吹き込んで加熱する。

この蒸気加熱方法は、設備の構造が簡単で安価であること、作業が迅速で正確に一定の温度が得られるなどの利点がある。

(1) 密閉容器内での直接加熱方法

オートクレーブ、蒸し器等のスチーム直接加熱器は気密扉を持った容器からなり、一定量の品物をバッチで処理するプロセスがほとんどである。

スチームの直接加熱の場合は、スチーム圧力を調整することにより正確に一定の温度が得られる。従って、ある温度以上では製品の品質を悪化させる場合の加熱、極めて小さい温度範囲が要求されるプロセスなどに適した方法である。

しかし、スチーム圧力によって温度が定まるのは、スチームが空気を含まない場合のみである。空気を含む場合は、その混合物のスチーム分圧に対する飽和温度となり、のみの時の飽和温度よりも低くなる。従って始動時に十分な空気排除が必要である。参考として、空気混合比とスチーム温度の関係を Table 13-24 に示す。

Table 13-24 Relation between the Air Mixing Ratio and Steam Temperature

Steam Pressure kg/cm ² \ Air mixing ratio %	2	3	5	9
0	119.6	132.9	151.1	174.5
10	116.3	129.3	147.2	169.6
20	112.7	125.5	142.9	165.3
40	104.3	116.3	132.9	154.0

(2) スチーム直接吹き込み加熱方法

製造プロセスで、温水を必要とする場合、原材料溶液を加熱する場合、直接スチームを吹き込む操作がよく行われる。このスチーム吹き込み方法にはいろいろあるが、スチーム配管の先端にサイレンサを取り付ける方法、小さい穴を多数あけたスチーム噴射管を使う方法が一般的である (Fig 13-69, Fig 13-70 参照)。

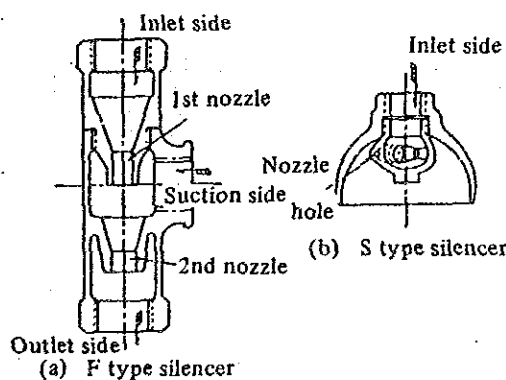


Figure 13-69 Silencer

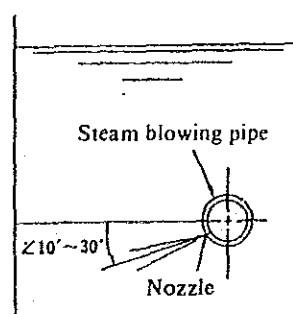


Figure 13-70

Steam Blowing Angle from Nozzle

いずれの方法も効率よくスチームを液中で凝縮させ、未凝縮のまま大気へ漏れることが無いようにすることが重要で、細かい配慮が必要となる。

- a. 液体中に噴射するスチーム泡の速度を小さくする。
- b. スチーム泡の凝縮にできるだけ長い時間を与える。このためには適当な水深と位置を選び、噴射ノズルを水平に対し $10^{\circ}\sim 30^{\circ}$ の角度に下向きに設置する（Fig 13-70 参照）。
- c. 噴射ノズルにおける水頭圧力を大きくとる。
- d. スチーム泡と液体の熱交換は接触する表面で行われるので、スチーム泡の表面積を大きくするため小さい気泡を多く作るよう噴射ノズルの大きさを決める。
- e. スチームの噴射圧を低くする。圧力を小さくすれば、スチーム泡も小さくなり有利である。また、スチーム吹き込み配管は常に溶液槽内に挿入されているため、スチームの供給が停止した場合、管内が真空状態になり、溶液が逆流現象を起こすので、その防止対策が必要である。装置的には、Fig 13-71 に示すよう極めて低い圧力で作動する逆止弁を取り付ける。スチーム側が真空状態になると大気圧の差で弁が開放され、真空状態が破壊されて溶液の逆流が防止できる。

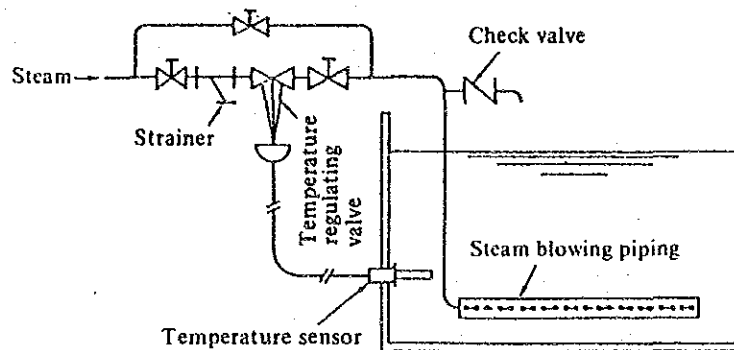


Figure 13-71 Steam Direct Blow-In Heater