

### 3. 特定工業と商業ビルにおける省エネ診断ガイドライン

#### 3.1 共通技術

##### 3.1.1 照明の省エネ

###### (1) 照明用語と単位

###### 1) 光束

光源からは、いろいろな波長のエネルギーが放射されるが、このうち 380～780nm の波長範囲だけが光として人間の目に感じる。単位時間にある面を通過する放射エネルギーの量を放射束という。放射束を目の感度のフィルタ（視感度）にかけてみた量を光束といい、単位はルーメン[lm]である。

###### 2) 光度

光源から光が四方にでていても、方向により光の強さが異なることが多い。このような各方向への光の強さを表すのに光度が使用され、ある方向への単位立体角当たりの光束で与えられる。単位はカンデラ[cd]である。

###### 3) 照度

光源によって照らされている面の明るさの程度を表すのに照度が使用され、単位面積当たりに入射する光束で与えられる。単位はルクス[lx]である。

###### 4) 輝度

光源などをみた場合、強く輝いているものとそうでないものがある。これは各部分から目に入ってくる光束量が異なっているため、このように人間がものをみたときに感じる明るさに対応した量として輝度が使用される。発光面上のある一点における与えられた方向への輝度は、その点を含む微小面積の与えられた方向の光度を、微小面積のその方向への見かけの面積で除したものであり、単位はカンデラ/平方メートル[cd/m<sup>2</sup>]である。

###### 5) 光束発散度

ある面の明るさは照度で表されるが、人間の目に感じられる明るさの程度として光束発散度が使用され、単位面積から発散する光束で与えられる。単位はルーメン/平方メートル[lm/m<sup>2</sup>]である。

###### 6) 配光

光源あるいは照明器具の各方向に対する光度の分布を配光という。また、光源の中心あるいは照明器具の測光中心から、空間のあらゆる方向へ放射される光の光度分布を表した曲線を配光曲線という。

###### (2) 光源の色温度と演色性

###### 1) 色温度

黒体（完全放射体）を加熱し、温度を上げていくと、光を発するようになる。この光は、

黒体の表面温度に依存し、温度とともに輝きを増す。色も赤からだんだんと白みを増し、赤→黄赤→白→青みの白に変化する。光源の色温度は、黒体の光の色とある光源の見かけの光の色とが等しくなったときの黒体の絶対温度（K：ケルビン）で表す。

## 2) 演色性

照明する光の組成が異なっていると、同一物体から反射される光の組成が異なるため、色の見え方が異なってしまう。このように照明光が物体の色の見え方に及ぼす影響を演色といい、光源の演色がよいか悪いかを知る尺度として演色評価数を使用する。演色評価数は 15 種類の試験色をあるランプで照明した時の色の見え方と、そのランプの色温度と等しい色温度の基準光源で照明したときの色の見え方を比較し、その色ずれの大きさを数値で示したものである。平均演色評価数 Ra は 15 種類の試験色のうち、中程度の鮮やかさで、明るさが等しい 8 種類の色相を持つ個々の試験色のずれの平均値で表わされる。

## (3) 光源

### 1) 光源の性能要素

一般照明用の光源には、白熱電球、蛍光ランプおよび HID.ランプ(High Intensity Discharge Lamp)の略で、高圧水銀ランプ、メタルハライドランプおよび高圧ナトリウムランプの総称である)が使用されている。これらの光源の性能を表 3.1.1-1 に示す。

#### a) 白熱電球

ガラス球内のフィラメントに電流を流すことにより、2,000℃以上に加熱し、熱放射による発光を利用したランプである。

#### b) 蛍光ランプ

低圧(0.6~0.8Pa)の水銀蒸気中の放電により放射される紫外線(主に 253.7nm と 185nm の波長)が蛍光体を励起して、可視光に変換した光を主として利用するランプである。

商用周波数 50Hz または 60Hz でグロースタータによる蛍光灯の他に、トランジスタインバータ回路により商用周波数を 30-70Hz の高周波電力に変換する電子安定器を持つ Hf 蛍光灯、高周波点灯電子安定器と一体化した電球形蛍光灯(CFL)がある(図 3.1.1-1 参照)。

#### c) 高圧水銀ランプ

10kPa 以上の水銀蒸気中のアーク放電により放射される光を利用する高輝度放電ランプである。

#### d) メタルハライドランプ

金属のハロゲン化合物(ナトリウム、タリウム、インジウム、スカンジウム、ジスプロシウム、錫などの沃化物の単体または組み合わせ)の蒸気中のアーク放電により放射される金属特有の光を利用する高輝度放電ランプである。

## e) 高圧ナトリウムランプ

10kPa 以上のナトリウム蒸気圧中のアーク放電により放射される光を利用する高輝度放電ランプである。

## f) 低圧ナトリウムランプ

0.5Pa 程度のナトリウム蒸気圧中のアーク放電から放射される、主として黄橙色の D 線 (589.0nm および 589.6nm) の発光を利用する熱陰極放電ランプである。ランプ効率は実用光源の中でもっとも高いが、黄橙色の単光色のため演色性は極めて悪く、色別は不可能である。

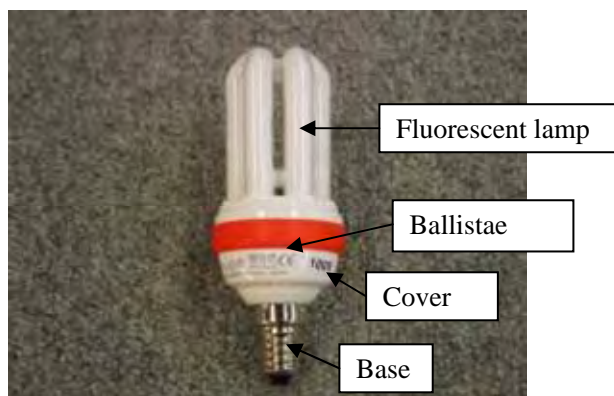


図 3.1.1-1 電球形蛍光灯 (CFL)

表 3.1.1-1 光源の性能要素

Element	Description
1. Total luminous flux	The amount of light radiated from a light source per unit time. Unit: lm
2. Lamp efficiency	Value obtained by dividing the total luminous flux of a light source (lamp) by the input power of a lamp. Unit: lm/W
3. Overall efficiency	Value obtained by dividing the total luminous flux of a light source (lamp) by the input power of a lamp and a lighting circuit. Unit: lm/W The loss of input power is 5 to 20% depending on the type of lighting circuit.
4. Light color	The color temperature (K) serves as a guide. The color of an incandescent lamp is approximately 2,850K, and that of a daylight is approximately 6,500K.
5. Color rendering properties	Expressed by the color rendering index Ra. A lamp whose Ra value is closer to 100 has better color rendering properties.
6. Luminance	When a lamp has high luminance, it will affect glare. Unit: cd/m <sup>2</sup>
7. Life	The period until the life of a light ends or until the luminous flux drops below the specified value, whichever comes first. The rated life indicated by a manufacturer means average life when a number of light sources are used under normal conditions.
8. Lumen maintenance factor	A value (%) obtained by dividing the luminous flux value of the rated life period by the initial luminous flux value.
9. Starting characteristics	Indicated the initial startup state of lighting. The luminous flux of an incandescent lamp and fluorescent lamp stabilizes comparatively fast. However, it takes several minutes or more until the luminous flux of a HID lamp becomes stable.
10. Dimming	Dimming may be necessary for power saving. Incandescent and fluorescent lamps can be dimmed in a continuous dimming operation. A mercury lamp and high-pressure sodium lamp can be dimmed stepwise only.

2) 各種光源の特性比較

一般照明用として、白熱電球、蛍光ランプ、高圧水銀ランプ、メタルハライドランプおよび高圧ナトリウムランプが使用されている。これらの光源はそれぞれ特徴があり、照明の目的、用途を考慮して光源を選択することが大切である。そのための参考として各種光源の比較表を表 3.1.1-2 に示す。

また各種光源の寿命特性である残存率特性および光束維持特性を図 3.1.1-2 に示す。

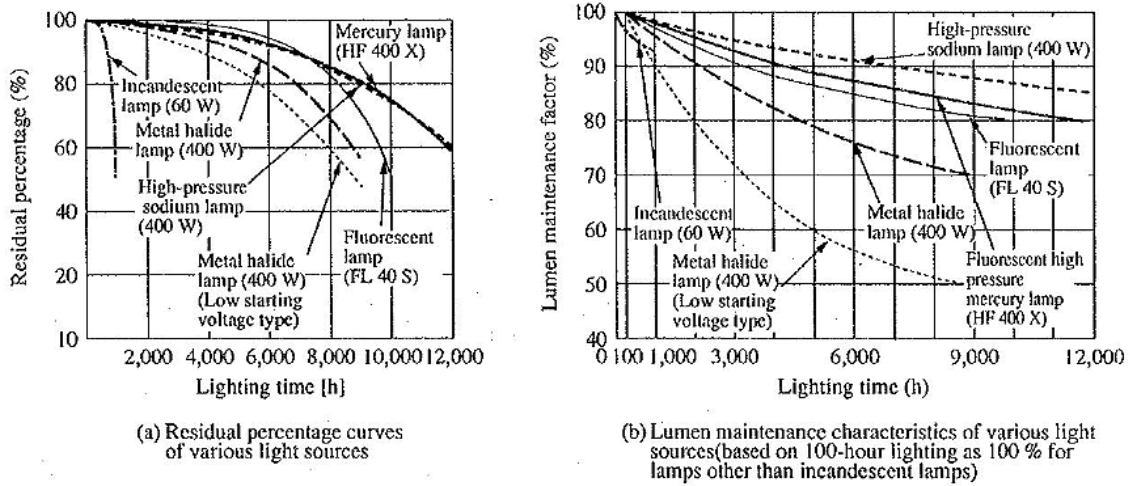


図 3.1.1-2 各種光源の寿命特性

表 3.1.1-2 各種光源の特性比較

Type of light source		Lamp Power (W)	Total luminous flux <sup>1</sup> (lm)	Lamp efficiency (lm/W)	Overall efficiency <sup>2</sup> (lm/W)	Color temperature (K)	Average color rendering index (Ra)	Life (h)	
Incandescent lamps	White coated lamp	100	1,520	15.2	15.2	2,850	100	1,000	
	White thin film coated lamp*	95	1,520	16.0	16.0	2,850	100	1,000	
	White coated ball lamp	100	1,370	13.7	13.7	2,850	100	2,000	
	Floodlighting tungsten halogen lamp	500	10,500	21.0	21.0	3,000	100	2,000	
	Small tungsten halogen lamp	500	9,500	19.0	19.0	3,000	100	2,000	
Fluorescent lamps	Fluorescent lamp White	40	3,100	78	61	4,200	64	12,000	
	Fluorescent lamp High color rendering	40	2,400	60	47	5,000	92	12,000	
	Fluorescent lamp* White	37	3,100	84	67	4,200	64	12,000	
	Fluorescent lamp* 3 wavelength zone luminescence type	37	3,350	91	73	5,000	84	12,000	
	Rapid start fluorescent lamp White	40	3,000	75	59	4,200	64	12,000	
	Rapid start fluorescent lamp High color rendering	40	2,380	60	47	5,000	92	12,000	
	Rapid start fluorescent lamp 3 wavelength zone luminescence type	40	3,450	79	68	5,000	88	12,000	
	Rapid start fluorescent lamp* White	36	3,000	83	65	4,200	64	12,000	
	Compact type fluorescent lamp (Dual-tube type) 3 wavelength zone luminescence type	36	2,900	81	67	5,000	88	7,500	
	Bulb type fluorescent lamp (ball shape) Bulb color	17	760	45	45	2,800	82	6,000	
	Hf-fluorescent lamp (Dedicated lamp for high frequency lighting)	32	3,200	100	84	5,000	88	12,000	
	HID lamp	Mercury lamp Transparent	400	20,500	51	48	5,800	23	12,000
		Fluorescent mercury lamp	400	22,000	55	52	4,100	44	12,000
Mercury lamp with built-in ballast stabilizer		500	14,000	28	28	4,200	57	9,000	
Metal halide lamp Diffusion type		400	32,000	80	76	5,000	65	9,000	
Metal halide lamp, lower starting voltage type Diffusion type		400	38,000	95	87	3,800	70	9,000	
Metal halide lamp High color rendering		400	19,000	48	41	5,000	92	6,000	
High-pressure sodium lamp Diffusion type		400	50,000	125	111	2,100	25	12,000	
High-pressure sodium lamp, high color rendering type Diffusion type		400	21,500	54	48	2,500	85	9,000	
High-pressure sodium lamp, with built-in starter* Diffusion type		360	48,500	135	121	2,100	25	12,000	
High-pressure sodium lamp, improved color rendering type* Diffusion type		360	36,000	100	90	2,100	60	12,000	
Lower-pressure sodium lamp	180	31,500	175	140	-	-	9,000		

Lamps marked with an asterisk (\*) have a power-saving design.

\*1: The total luminous flux for an incandescent lamp indicates a zero-hour value; that for other lamps indicates a 100-hour value.

\*2: Indicates the efficiency including the ballast stabilizer loss. The calculation is performed assuming that the ballast stabilizer is a 200 V single-lamp high-power-factor model.

#### (4) 工場照明

##### 1) 工場照明の目的

良い照明は、各種の視作業を容易にし、次のような効果がある。

##### a) 作業能率の向上

適正な照度は神経の疲労を少くし、不良品を減少させ、作業能率が向上する。

##### b) 作業安全の向上

物がはっきり見え、視界が広くなり、作業に対する注意が行きとどき、誤認などによる災害を防止することができる。

##### c) 職場管理の徹底

作業ならびに職場内の欠陥が指摘しやすくなり・整理整頓と環境衛生の気風が高まり、作業・設備などの管理の徹底ができる。

##### d) 作業士気向上

照明をはじめ、作業環境の整った職場は、従業員の誇りと使命感を高め、働く意欲を喚起する。

##### 2) 良い工場照明

工場照明の良否は、以下の要素で決まる。

- 適正照度および照度分布であること
- ちらつき、まぶしさのないこと
- 光源の演色性が極端に悪くないこと
- 経済性が良いこと

このうち適正な照度とは、作業の内容、対象物の大小、色彩などによって必要な値が決まってくる。「イ」国の照度の基準値として SNI 03-6197-2000 で、表 3.1.1-3 の値が推奨されている。なお高年齢者に対しては、この基準値は若干増加させる必要がある。

また、ちらつき、まぶしさは目の疲労の原因となり、作業に支障をきたし能率を低下させる。演色性についても、作業の内容によっては支障をきたすことがある。

表 3.1.1-3 工場・事務所の照度基準（「イ」国 国家規格 NI 03-6197-2000）

Function of room	Intensity of Light (Lux)	Function of room	Intensity of Light (Lux)
<b>Offices:</b>		<b>Shops/ showrooms</b>	
Director's office	350	Showrooms showing large objects (such as cars)	500
Work space	350	Bakery and food shop	250
Computer room	350	Flower shop	250
Meeting room	300	Book and stationery store	300
Drawing room	750	Jewelry and watch store	500
File storage	150	Leather goods and shoe store	500
Active file room	300	Clothing store	500
<b>Hotels and Restaurants</b>		<b>Supermarket</b>	
Lobby, corridors	100	Toy store	500
All purpose room	200	Electronic goods store (TV, Radio/tape, washing machine etc.)	250
Dining room	250	Music and sport store	250
Cafeteria	200	<b>Industry (General)</b>	
Bedroom	150	Warehouse	100
Kitchen	300	Rough works	100 ~ 200
<b>Hospital/ clinic</b>		Medium works	200 ~ 500
Treatment room	250	Delicate works	500 ~ 1000
Operating room, maternity ward	300	Extra delicate works	1000 ~ 2000
Laboratory	500	Colour inspection	750
Recreation and rehabilitation room	250		

Source: Indonesia National Standard SNI03-6197-2000

### (5) 省エネの具体策

#### 1) 点灯時間を減らすこと

具体策は以下のとおり。

- a) 昼休みを含め、不用時の消灯
- b) 窓際照明の個別消灯
- c) こまめに消灯できるようスイッチを多く設ける
- d) 人通りの少ない地帯の消灯
- e) 屋外灯に自動点滅器あるいはタイマスイッチの採用
- f) 無人の倉庫などでは、入退場する車両を検知し、自動的に点灯・消灯する

などであるが、いずれにしろこれらの対策は従業員の節電意識によるところが大きいため、その高揚に努める必要がある。



## 2) 配電線の損失を減らすこと

配線方式によって、配電線の損失には相当差異があるので、設備新設時にはよく比較検討して決定することが望ましい。

## 3) 照度を適正に保つ

作業上必要な照度の確保はもちろん大切なことであるが、通路やあまり人の立ち入らない所、屋外照明などは照明レベルの見直しや、局所化を行うことが、省エネのために大切である。また工場新設時には、自然採光の取り入れも積極的に考えるべきである。

## 4) 効率の高い器具を使用する

ここでいう器具とは、安定器、ランプおよび反射笠である。

配電線のサイズを小さくするためには始動時の電流が小さい方がよく、配電線の損失軽減のためには力率がよい方がよい。しかし、これに反比例して重量・価格が増加していくので、機種を選定には経済性の検討が必要である。

電子技術の進歩により安定器としてインバータを使用し、蛍光ランプを 10～50[kHz]の高周波で点灯することにより、蛍光ランプの発光効率を高め、ちらつきを減らした Hf 蛍光灯が最近普及しつつある。調光が容易に行えるほか、安定器の小型・軽量化、損失減少などの特長がある。

## 5) 照明率の向上

照明率とは、ランプから出る全光束に対し作業面に入る光束の比で、器具の取り付け位置、室の条件などによって違ってくる。

室係数(Room Index)は次式で求められる。

$$RI = \frac{(W \times L)}{H(W + L)}$$

W：室の間口(m)、L：室の奥行(m)、H：作業面からの光源の高さ(m)

照明率は内壁および床の反射率の高いほど、また室指数が大きいほど高い値となる。

## 6) 保守率の向上

保守率とは、所用時間の経過とともに器具の汚れなどにより、初期照度が低下する割合を予測した数字である。

保守率を向上させる方策は、まず第一に経年的な器具効率の低下割合の少ない器具を採用することであり、第二に器具の定期清掃とランプの定期交換である。しかし、工場の実情では、球切れのときに、ランプの交換と器具の清掃を行うことが現実的な対応策と考える。

図 3.1.1-3 に、ランプ自体の光束の減少傾向を、また図 3.1.1-4 に器具にほこりが堆積した場合の光束の低下状態を示す。

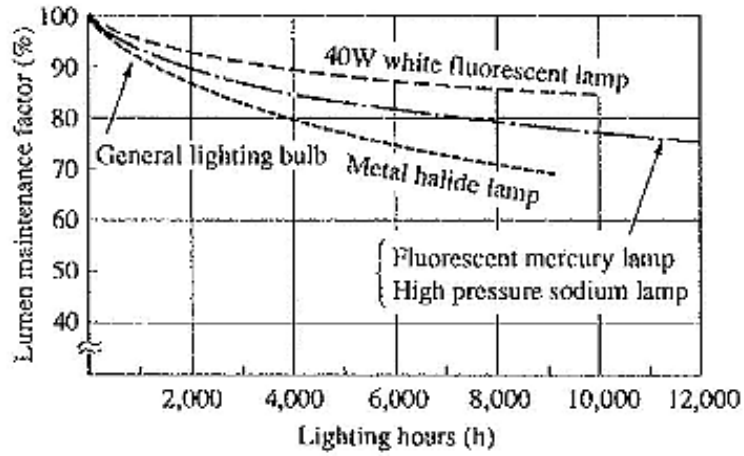


図 3.1.1-3 各種光源の光束経年特性

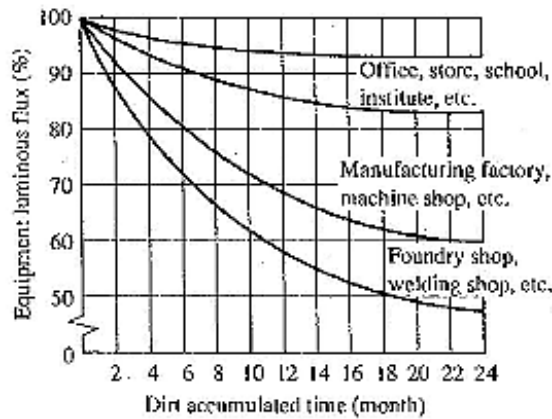


図 3.1.1-4 ランプと照明器具にダスト堆積による光束低下

### 3.1.2 エアコンプレッサの省エネ

#### (1) 空気圧システム

##### 1) 空気圧システムの構成

空気圧システムは、圧縮機により得られた圧縮空気を配管により輸送し、各種制御弁により制御調整し、アクチュエータに供給することにより、その出力を負荷側の要求に適合した機械動力として取り出す一つの動力伝達システムである。図 3.1.2-1 に代表的な空気圧システムの構成を示す。

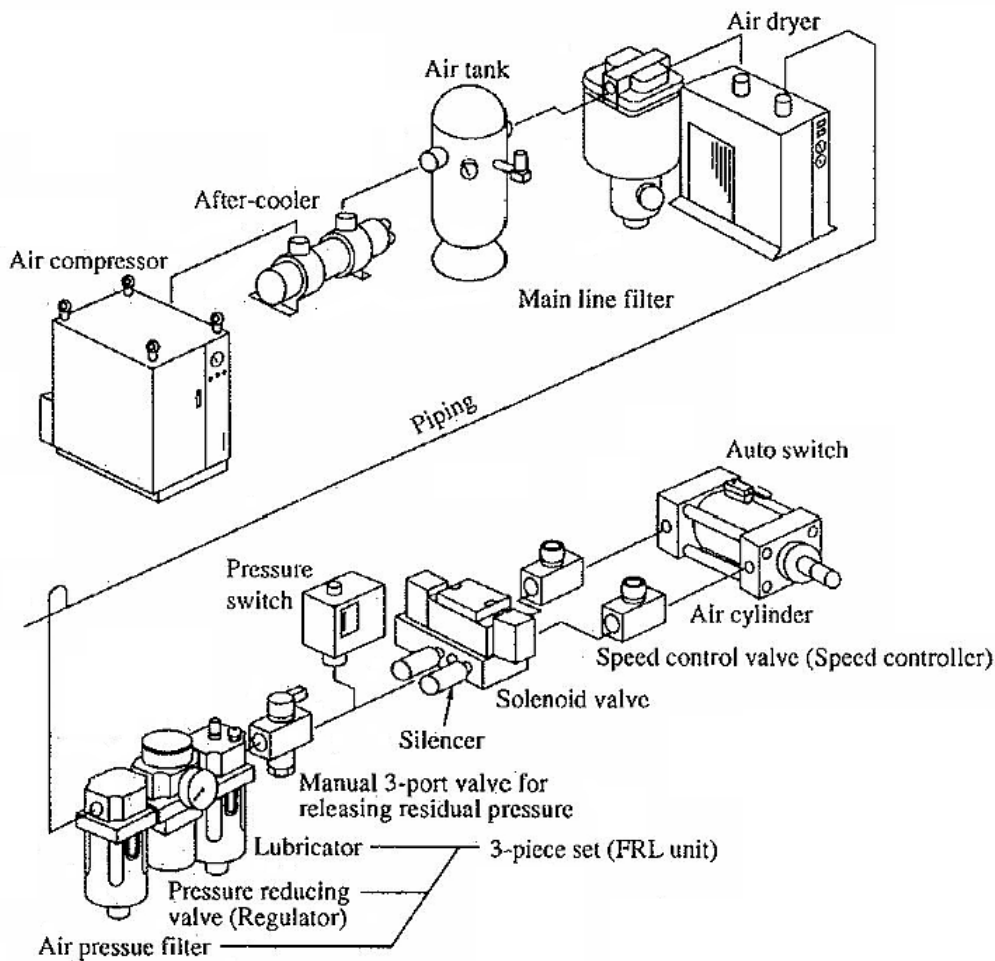


図 3.1.2-1 空気圧システムの構成

(2) 空気圧縮機

1) 機種および特性

日本における空気圧縮機の市場シェアは図 3.1.2-2 に示すように小型は往復形・中型はスクリー形、大型はターボ形が主力となっている。

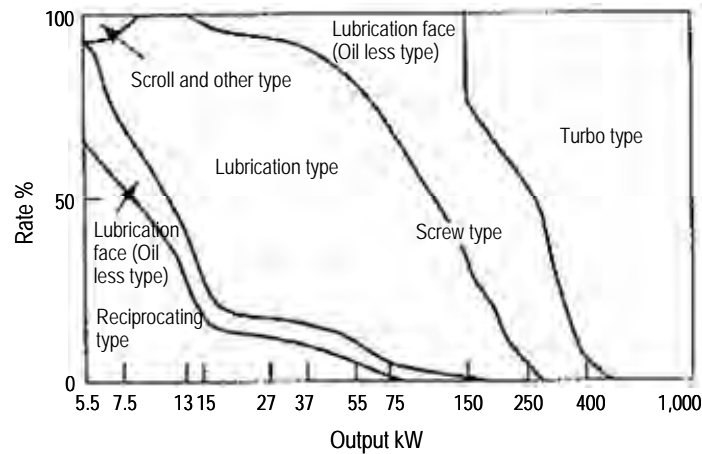


図 3.1.2-2 エアコンプレッサーの型式別マーケットシェア

a) 圧縮機の所要動力

一般に圧縮機の使用動力は次式で与えられる。

$$L = \frac{(a+1)K}{K-1} \cdot \frac{P_s Q_s}{6120} \cdot \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{K-1}{K(a+1)}} - 1 \right\} \cdot \frac{1}{\eta_c \eta_t}$$

- L : 所要動力
- $P_s$  : 吸入空気の絶対圧力 (kg/cm<sup>2</sup>・abs)
- $P_d$  : 吐出空気の絶対圧力 (kg/cm<sup>2</sup>・abs)
- $Q_s$  : 吸入状態に換算した単位時間当たりの空気量 (m/min)
- a : 中間冷却器の数
- K : 空気の断熱係数
- $\eta_c$  : 圧縮機の全断熱効率
- $\eta_t$  : 伝達効率

$\eta_c$  および  $\eta_t$  の値は、製作者から提示された値とする。

$\eta_c \times \eta_t = 1$  のときの動力を理論動力といい、1 段圧縮と 2 段圧縮について理論動力を表 3.1.2-1 に示す。

表 3.1.2-1 空気圧縮機の理論動力(kW)

Compression pressure	One-stage compression	Two-stage compression
0.1	1.261	
0.2	2.129	
0.3	2.811	
0.4	3.380	2.999
0.5	3.874	3.390
0.6	4.312	3.725
0.7	4.707	4.023
0.8	5.069	4.290
0.9	5.404	4.534
1.0	5.715	4.757
1.2		5.163
1.4		5.506
1.6		5.818
1.8		6.100
2.0		6.357

コンプレッサの使用動力を減ずるためには

- 圧縮機およびシステムに効率の良いものを選ぶこと
- 吸込空気の温度を低下させること.また中間冷却器での冷却効果を上げること
- 吐出圧力を低減すること。また空気の使用量を削減すること
- コンプレッサ本体および配管などからの空気漏れを防ぐこと
- 圧縮空気のシステム全体の管理を強化すること
- が大切である。

#### b) 圧縮段数

多段圧縮形は、圧縮行程において段毎にインタークーラにより圧縮空気を冷却することにより、軸動力を小さくしている。1段圧縮を2段圧縮にすると吐出圧力0.7MPaの場合で約15%の動力削減となる。

#### c) 負荷特性

空気圧縮機の負荷特性の例を図3.1.2-3に示す。100%より小さい負荷率では動力も小さくなるが、正比例ではなく、往復形でも約10%以上の無負荷軸動力が存在する。したがって負荷率を100%近くで運転することがもっとも効率的である。

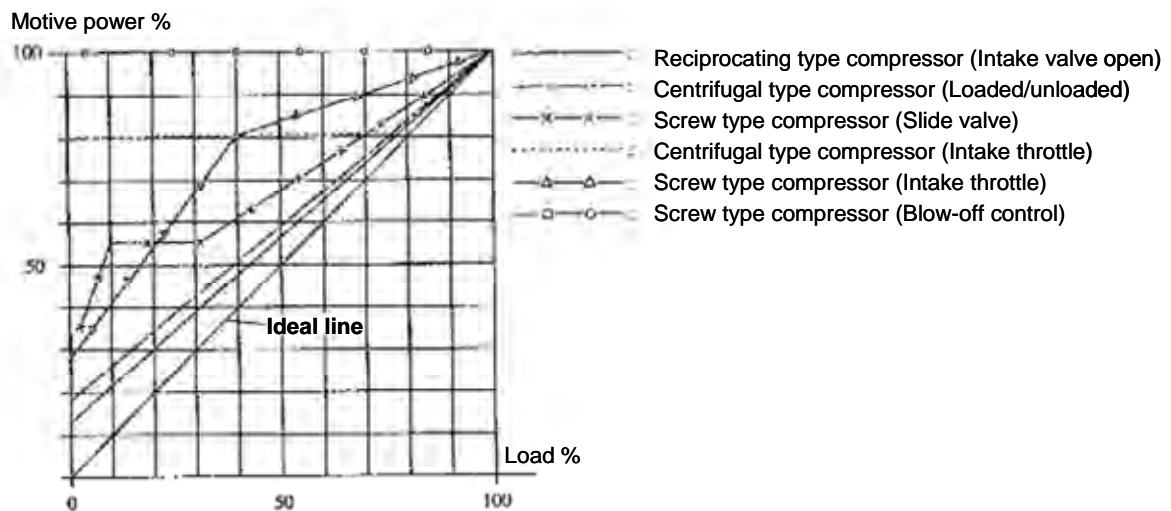


図 3.1.2-3 空気圧縮機の負荷特性

d) 台数と設置方法

圧縮機の設置場所を中央の動力室に集中設置する方法と使用場所近くに分散設置する方法とがある。いずれにしても工場全体の負荷変動、危険分散、将来計画などを考慮して配置を決定すべきである。

集中設置の場合は、少ない台数で大型の機種を選択するため、圧縮機の 100% 負荷時の効率は良くなるが、工場内設備に要求される最高圧力で全工場に供給する必要があり、また末端空気使用点までの配管路が長くなり、配管の送気圧損が増加する。さらに、休日等の最小使用量時の効率率および部分負荷効率を考慮する必要がある。分散設置の場合は、小型の機種を 1 台または少数台選定するため、圧縮機の 100% 負荷時の効率は悪くなるが、配管圧損が少ないというメリットがある。

部分負荷時の効率を向上させるため容量制御の採用を検討する必要がある。また、事故時のバックアップを考慮する必要がある。

2) 容量制御

a) 圧力開閉式

空気消費量が減少して吐出ラインの圧力が設定値を超えると圧力スイッチにより圧縮機を自動停止させ、圧力が所定の値以下になると圧縮機を自動起動させる自動発停制御方式である。空気消費が間欠的な場合に適用され、圧力変動は大きい。電動機が停止している間の電力消費はないが、起動発停の頻度の問題から小型圧縮機に限定される方式である。

b) 吐出圧力一定制御

吐出圧力を一定範囲内に維持制御する方式で、圧縮機の形式により異なる。

往復形では空気圧縮量が減少して、吐出ラインの圧力が設定値を超えると、アンロードピストン弁が吸入弁を開放して空気を圧縮しない状態で運転する。空気消費量が変動する

場合に適用し、吐出圧力の変動は大きいですが、省エネ効果は大きい。

給油スクリー形式では空気消費量が減少し、吐出圧力が増加すると、吸入絞り弁を閉じるとともに、吐出圧力調整弁を開き、圧縮空気を放出し、吸入空気量を消費量に適合させる。逆に空気使用量が増加して吐出圧力が低下すると、圧力調整弁が閉じていき、吸入絞り弁を開き、負荷運転に戻る。この方式は連続的な空気消費で負荷変動が小さい場合に適用され、吐出圧力の変動は少ないが、省エネ効果は少ない。

空気消費量が減少したとき吸入圧力を低下させないで、スクリー・ロータの有効部分を短くするスライド弁を使用すると、圧力上昇分がなくなり、省エネ効果が大きくなる。

ドライスクリー式では吸入絞り制御方式は、上記の省エネ効果が小さいことと、吐出温度が上昇するためほとんど実施されない。スライド弁方式は有効ではあるが、弁の作動に微量の油を要するため、油が混入するという問題がある。

ターボ形では吐出圧力上昇を吸入絞りで制御する。バタフライ弁による絞りが安価であるが、減量したとき吸入圧力が低下する。

減量する時に吸入圧力を低下させないで、吸入空気に旋回を与え、初段のインペラの仕事を減少させるインレットガイドベーン(IGV)方式がある。インレットガイドベーン方式とバタフライ絞り方式の比較を図 3.1.2-4 に示す。

吐出側のデフューザを絞る方式もあるが、吐出圧力の低い一段圧縮機で使用されているだけである。

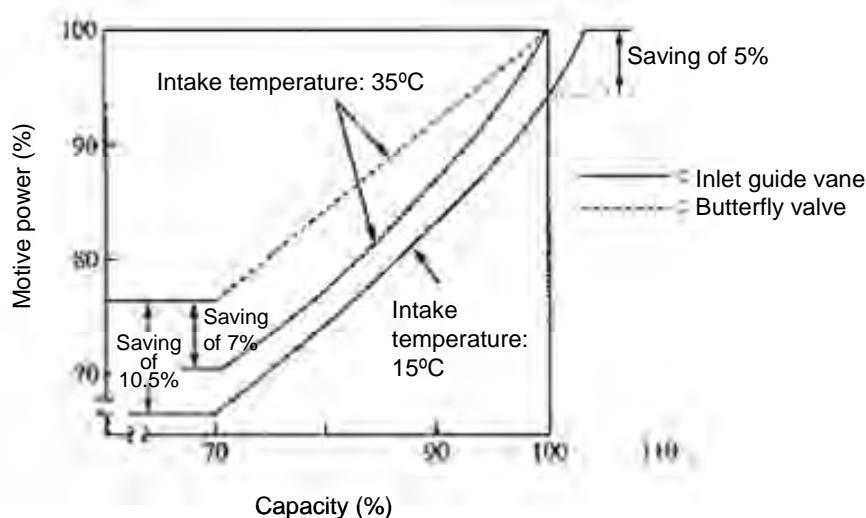


図 3.1.2-4 ターボ圧縮機のバタフライ弁方式と IGV 方式の比較

c) インバータ（回転数制御）方式

吐出ラインの圧力センサからの信号により負荷に応じた回転数を演算し、最適な回転数で圧縮機を運転し、常に吐出圧力一定の空気供給を行う。空気消費量の変動に柔軟に対応し、吐出圧力の変動も小さく、省エネ効果も大きい。

ただし、ターボ形では回転数を低下すると吐出圧力も低下し、必要な圧力が得られなくなるため、回転数制御は適用できない。

### 3) 台数制御

圧縮機が複数台設置されている場合、負荷変動に対応して次の目的で台数制御を行う。

- 運転台数を最小とし、空転損失を減らす
- 吐出圧力を最小とし、適正圧力で運転する
- 手動運転による対応遅れを防止する
- 集中管理により保守工数を削減する

空気消費量に対応する圧縮機の運転台数を最小限に押さえ、かつ、運転される圧縮機は1台を除き100%運転とし、1台のみをアンロード運転とする。図3.1.2-5に台数制御による負荷特性を示すが、できるだけ広い負荷範囲で理想的な負荷特性に近づけることが必要である。

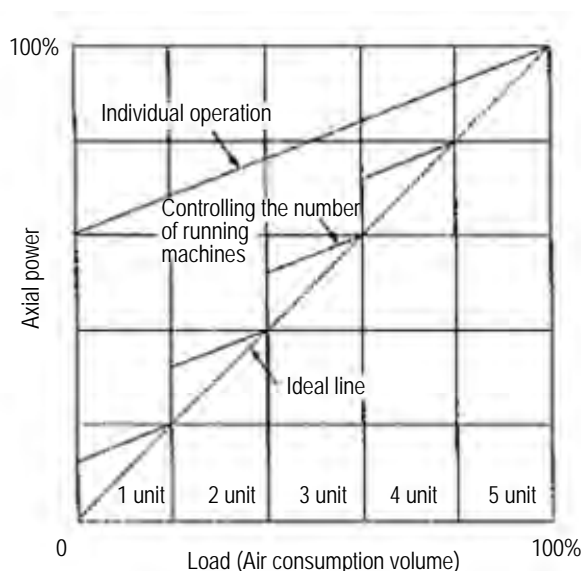


図 3.1.2-5 台数制御による負荷特性

## (3) 圧縮空気設備の省エネ対策

### 1) 吸入温度の低下

容積形の例では吸入温度が20℃の低下で軸動力は3%上昇する。一方、実吐出量は理論的には、吸入空気の絶対温度に反比例して増加するので6.8%増加する。この結果、20℃の低下で合計3.8%の省エネになる。

ターボ形では、理論的には吐出圧力や吸入体積流量が変わらなければ、軸動力は変化しないため、吸入温度が下がると重量流量が増加した分省エネになるはずである。しかし、吸入温度が下がると、空気の比重が大きくなり、吐出圧力が増加しようとするが、吐出圧力は負荷側で決まるため、結果として吐出圧力は変わらず吸入体積流量のみが増加する。結果として設計点と異なる運転となり、効率が下がり、実際には20℃の温度低下で約2~3%の省エネ



となる。

屋内吸入の場合は、室内の発熱を抑え、換気により室内温度をいかに下げるかが問題になる。電動機の排熱を直接屋外に排気するとか、電動機を水冷すると室内の発熱量を大幅に低減することができる。

屋外吸入の場合は、吸入口として直射日光の当たらない涼しい場所を選ぶと同時に吸入管の圧力損失の減少、消音器の設置などを検討すべきである。

## 2) 中間冷却器の冷却効果

中間冷却器での冷却不足は、空気の圧縮がより断熱圧縮に近づき、2段目以降の圧縮動力を増加させる。中間冷却器の効率低下の原因には、スケールやスライムの付着などによる伝熱効率の低下、あるいは冷却水量の不足が考えられるので、冷却器の洗浄、その他の適切な対策を立てる必要がある。

## 3) 吐出圧力および使用量の低減

表 3.1.2-1 に示したように、吐出圧力を下げると省エネになる。例えば吐出圧力 0.7MPa を 0.6MPa に下げると、動力は1段圧縮の場合約 8%の削減となる。

一般に同じ作業をする際、同一能力を持ちながら必要とする空気の圧力が異なる機械や工具は多いので、十分に検討してできるだけ工場全体の機械や工具の使用圧力を低い方に統一し、所要電力の減少を図ることが大切である。

工場の中に高い圧力の圧縮空気を必要とするプレス機のような設備がある場合は、専用の昇圧機を設置するのが経済的である。

また、使用空気量の削減はほぼ比例して動力費の削減につながる所以、人体冷房や掃除などへの圧縮空気の使用はできるだけやめ、使用場所のノズル口径の見直しなどを行い、使用状況の管理を徹底すべきである。

## 4) 隙間・穴等からの空気漏れ

### a) 空気漏れ量

P1 の圧力を内部に持つ容器から、圧力 P2 の空間へ空気が流失する場合の流出量は Bernoulli の式から

$$Q=C * S \sqrt{2 * g * (P1 - P2) / \gamma} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

ここで

g : 重力加速度 9.8[m/s<sup>2</sup>]

γ : 空気の比重量[kg/m<sup>3</sup>]

S : 有効断面積[m<sup>2</sup>]

P1、P2 : 容器内外の絶対圧力[kg/ m<sup>2</sup>・abs]

C : 流量係数

この漏れ空気による損失は非常に大きいので配管や漏れ箇所を調査し、空気漏れがある場合は、直ちに修理補修する必要がある。また(3)式から漏れ量は $\sqrt{(P1-P2)}$ に比例するので、使用圧力を低減すれば漏れ量は確実に減少する。図 3.1.2-6 に小口径オリフィスからの吹き出し量を示す。

図 3.1.2-6 は、吹き出しノズルの大きさに比較して、十分大きな容量のレシーバータンクおよび配管がある場合のエアの吹き出し量を求めるもので、タンクおよび配管の圧力は吹き出し中変化しないものとし、温度は常温とする。また吹き出しエア量は、標準状態(20℃、1気圧)に換算したものである。

なお、図 3.1.2-6 の値は、流量係数  $C = 1$  の場合であるから、実際に使用する場合は、 $C$  として 0.97 ~ 0.65 (抵抗を考慮) の値を選択使用する必要がある。

#### b) 空気漏れ量の測定

圧縮空気配管系統の空気漏れ量の測定には、次の方法がある。

- 空気漏れ音の検知、石鹼水による空気漏れの箇所の検知
  - 超音波漏れ検知器による方法
  - 設備機器停止時に、空気元弁を閉鎖して空気圧力低下速度を測定する方法
- 一般的な方法は、空気漏れ箇所は圧縮機設備(圧縮機本体・中間冷却器・空気槽など)、配管系統、空気機械、制御回路などを群単位で音、石鹼水塗布により検査して見つけることである。

音による空気漏れ測定結果の一例を表 3.1.2-2 に示す。工場における空気漏れの総件数は 81 件であったが、継ぎ手面がもっとも多く、その他、補機類が続き、以上で全体の 70% を占めた。ただし、これには機械装置のシリンダ等駆動機器まわりは含まれていない。

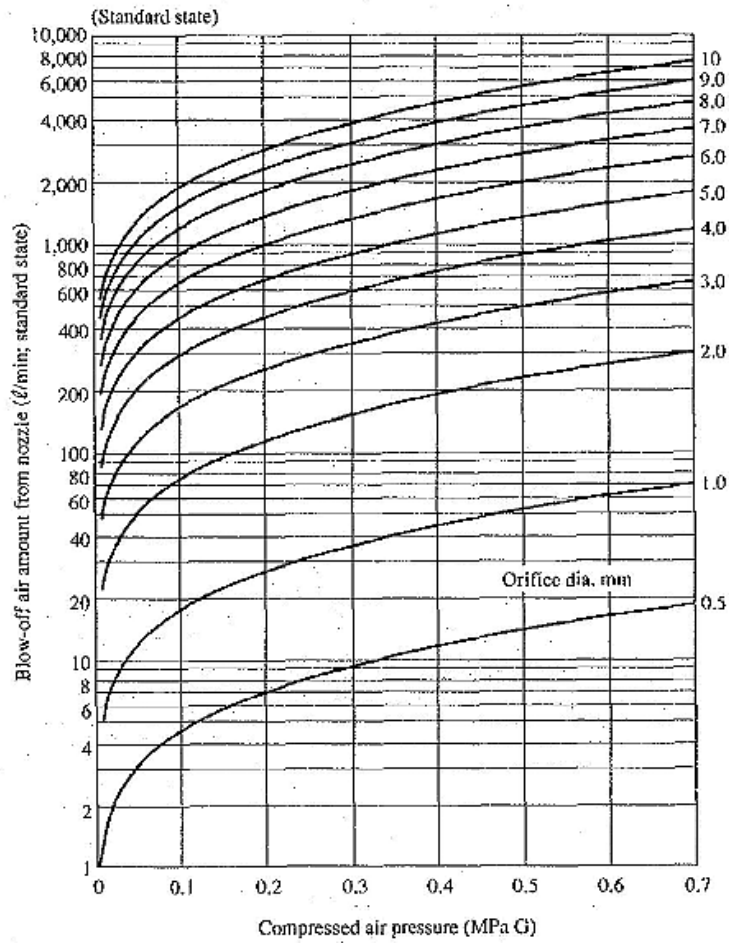


図 3.1.2-6 小口径ノズルからの空気吹き出し量

表 3.1.2-2 空気漏れ測定結果

Machine category		No. of leakages			Total (%)
		Leak amount			
		Large	Medium	Small	
1.	Pipings	0	4	1	5 (6.2)
2.	Joints	0	14	8	22 (27.2)
3.	Auxiliary machines	0	9	6	15 (18.5)
4.	Direction controller	0	3	7	10 (12.4)
5.	Drives	1	0	0	1 (1.0)
6.	Pneumatic tools	0	6	2	8 (10.0)
7.	Others	0	16	4	20 (24.7)
Total		1	52	28	81 (100.0)
Estimated amount of leak (L/min)		@200	@50	@10	3.080
		200	2,600	280	

### 3.1.3 電動機の省エネ

#### (1) 電動機の種類と効率、力率

代表的な直流電動機、誘導電動機および同期電動機の効率、力率について、一番多く使用されている誘導電動機と比較してみることにする。

##### 1) 直流機と誘導機

直流電動機の効率は誘導電動機に比べて、100kW以下の小容量機で5~8%程度低く、300~1,000kWで2~3%程度低い。この直流電動機は他力通風形であるため、本来は冷却用の送風機の損失を含めて評価しなければならないが、この値が省略してあるので、実際はさらに効率が低下する傾向がある。

直流電動機は、励磁の方式によって種々の特性が簡単に得られ、負荷の特性に適合した運転ができるとともに、回転速度またはトルクを容易に制御できる特徴がある。反面、効率が誘導電動機、同期電動機などの交流電動機に比較して低いこと、整流子・ブラシによる機械的集電機構を有するので保守面、耐環境性に難点がある。

##### 2) 同期機と誘導機

一般に同期電動機の効率は誘導電動機より良く、しかもその傾向は極数の大きい低速機において顕著である。例えば10MWクラスの場合、4極同期電動機と誘導電動機では効率が約0.5%程度の差に対し、10極の場合は同期電動機の効率が約1~1.5%程度も高い例がある。

また、同期電動機の最大の特徴は力率を自由に選定できることで、力率1.0あるいは進み力率にすることも可能であり、この点が誘導電動機と最も異なる点である。しかも、同期電動機を界磁制御により進み運転にしてシステムの力率一定制御を行ったり、または端子電圧一定制御を行うことによって、システムの電圧変動を抑制することも可能である。誘導電動機は大容量機でも極数の大きい低速機では力率が相当低下するので、この面でも同期電動機に比して不利である。

しかし、同期電動機は界磁の励磁電源装置を含めてコスト的に高価となるので、一般的には次の点を目安に選定を検討すべきである。

- a) 10MW以上は、効率の面で同期電動機を採用することを検討する。
- b) 10MW以下でも極数の大きい低速機では、同期電動機の採用を検討する。
- c) システムの力率制御、電圧制御を行う必要がある場合は同期電動機の採用を検討する。ただし、電動機の容量がシステムの無効電力〔Var〕を供給できる程度の大きい場合に限る。
- d) 一般には5MW以下は、始動および電源の構成の簡単な誘導電動機が有効である。

一般に突極形の同期電動機は誘導電動機に比較してあまり大きな始動トルクをとれないので、慣性モーメントの大きい負荷、あるいはトルクの大きい負荷では始動が困難であるので注意が必要である。

3) 高効率電動機の採用

生産設備で広範囲に使われている低圧かご形誘導電動機で、高級電磁鋼板の採用および設計の適正化により、枠番および外形寸法を現行の標準機のまま鉄損および銅損を 20~30% 減少させた高効率電動機が市販されている。多少初期投資は高くなるが、長時間運転する電動機には、採用を検討すべきである。

図 3.1.3-1 および図 3.1.3-2 に現在、生産されている高効率機と標準機の効率の比較を示す。図 3.1.3-2 で注目すべき点は、高効率機は軽負荷時の効率の改善が著しいということである。

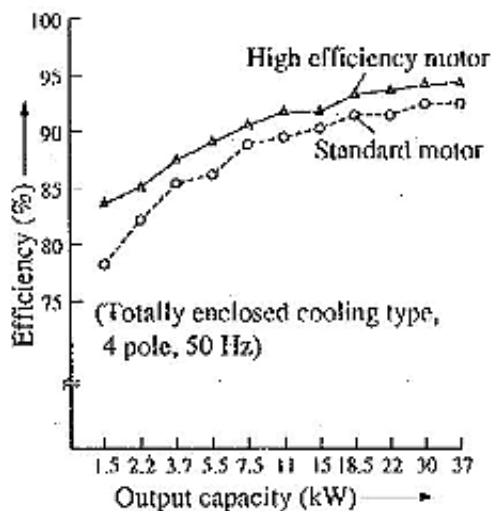


図 3.1.3-1 三相籠形誘導電動機の出力による効率比較

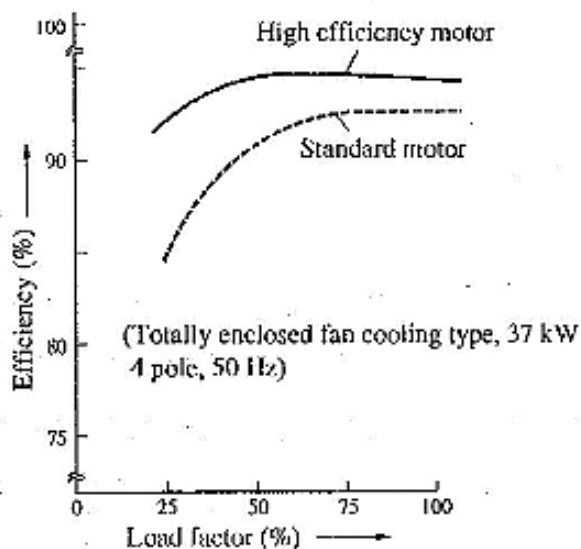


図 3.1.3-2 三相籠形誘導電動機の負荷率による効率比較

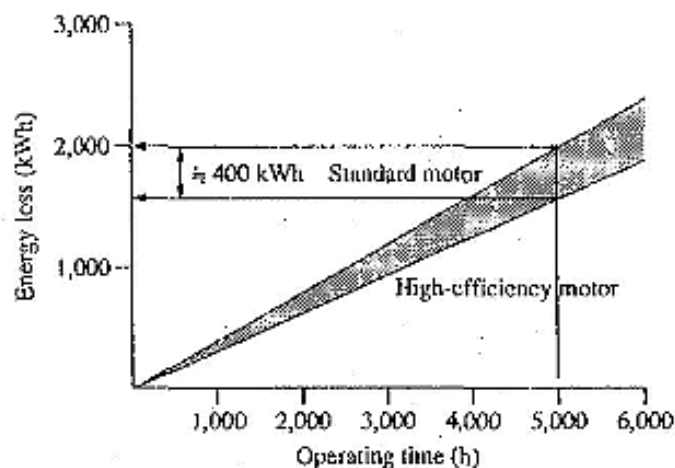


図 3.1.3-3 高効率電動機の省エネ効果

この図 3.1.3-3 からこの電動機で、例えば年間 5,000 時間の稼働で年間約 400kWh の省エネが図れることが判る。

4) 誘導電動機の回転数制御

電動機の負荷としては定トルク負荷、低減トルク負荷、定出力負荷の 3 種類がある。このうち流体機械の負荷は低減トルク負荷に属し、トルクは角速度の関数となり、回転速度の 2 乗に比例するので動力は回転速度の 3 乗に比例する。また流量は回転速度に比例するから、流体機械において流量が低減した場合、回転数制御により回転速度を低減すれば、動力は回転数の 3 乗に比例して低減するため、大幅な省エネが期待できる。このほか回転数制御はクレーンなどの定トルク負荷でも使用されている。

一般に誘導電動機の回転速度は次式で示される。

$$N = 120f / P * (1-S) \dots\dots\dots (1)$$

上式でも明らかのように、誘導電動機の回転数制御は、極数 P を変えるか、すべり S を変えるか、電源周波数 f を変えるかのいずれかの要素により行なわれる。この制御要素別に分類した回転数制御方式を図 3.1.3-4 示す。

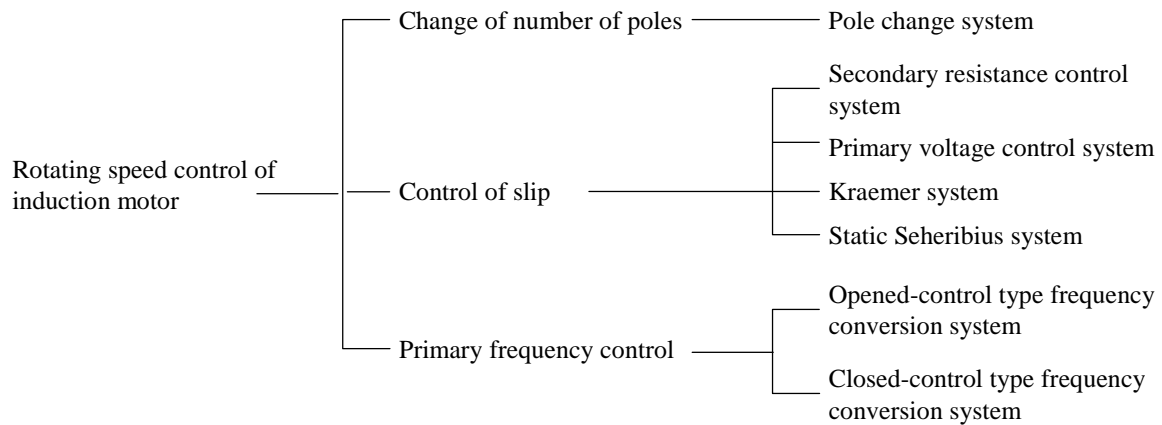


図 3.1.3-4 回転数制御の分類

a) 極数変換

式(1)で電動機の極数  $P$  を段階的に切り替える速度制御方式で、極数を 2 段 ~ 5 段に変化させて回転速度を変化させる。変速範囲は 1 : 1.5 ~ 1:8 程度で、段階的に速度制御する場合に使用される。

b) 二次抵抗制御

巻線型誘導電動機で、二次抵抗を変化させると比例推移によりトルク特性が変化する。これを利用して、負荷トルクとの平衡点を変化させて速度制御するものである。この方式では回転速度を連続的に変化できるが、二次抵抗を増加して回転速度を低減していくと、二次抵抗による発熱損失が増大し効率が低下する。

c) 一次電圧制御

誘導電動機をサイリスタと組み合わせて電動機の一次電圧を変化させることによる速度制御方式で、トルクの大きさが電圧の 2 乗に比例する性質を利用して回転速度を連続的に変化させる。低速での安定運転が可能であるが、その反面効率、力率が低下する。

d) クレーマ式

誘導電動機の二次出力をシリコン整流器などで直流に変換し、誘導電動機に結合した直流電動機を駆動することにより機械的出力として変換する方式である。制御による損失がないため、効率は良い。可変範囲は 1 : 2 以下で狭い範囲の定出力運転に適している。

e) 静止セルビウス方式

誘導電動機の二次出力をインバータで逆変換し、電源に電力として返還する制御方式で、インバータの位相制御により速度制御する。制御による損失が無いため、効率は良い。可変速範囲は 1 : 2 で、経済的といわれており、狭い範囲の可変速制御に使用される。

f) 一次周波数制御

誘導電動機の電源周波数  $f$  を変化させる速度制御方式で、インバータあるいはサイクロコンバータを使用して周波数を変化させ、回転速度を連続的に変化させるものである。特

にパワーデバイスの高性能化とともに産業用大容量機から一般家庭用の小容量機に至るまで、インバータを使用した可変速システムが広く用いられている。本システムは特に既設設備の改造に有効である。

## (2) 既設設備の小幅な改造によって省エネを図る場合

### 1) 誘導電動機と電圧管理

誘導電動機は取り扱いが簡単でコストも安いことから、最も多く使用されているが、一方では、電源電圧の影響を最も大きく受ける電動機であるため注意が必要である。誘導電動機に対する電圧変動の影響を表 3.1.3-1 に示す。

表 3.1.3-1 誘導電動機に対する電圧変動の影響

		Voltage fluctuation		
		90 % Voltage	Proportional relation	110 % Voltage
Starting torque		-19 %	$V^2$	+21%
Stalling torque				
Synchronous speed		Remain unchanged	Constant	Remain unchanged
% slip		+23 %	$I/V^2$	-17 %
Full-load speed		-1.5 %	-	+1 %
Efficiency	Full load	-2 %	-	Slightly increased
	3/4 load	Actually no change	-	Actually no change
	1/2 load	+1 to 2%	-	-1 to -2 %
Power factor	Full load	+1 %	-	-3 %
	3/4 load	+2 to 3 %	-	-4 %
	1/2 load	+4 to 5 %	-	-5 to -6 %
Full-load current		11 %	-	-7 %
Starting current		-10 to -12 %	$V$	+10 to 12 %
Full-load temperature rise		+6 to 7 C	-	-1 to -2 %
Magnetic noise		Slightly decreased	-	Slightly increased

#### a) 電源電圧を下げる場合の検討

電源電圧を定格電圧より下げて運転する場合は、表 3.1.3-1 に示すとおり、始動トルク、最大トルクも電圧の 2 乗で減少するので、始動時の加速トルクおよびピーク負荷の値をチェックする必要がある。

負荷電流は全損失が減少しても、電圧に反比例して増加するから、電動機の銅損が増加して巻線の温度上昇、配電線の線路損失の増加などがあるので、注意が必要である。電源電圧の下限は電動機の定格電流を超えない範囲で決定すべきである。

#### b) 電源電圧を上げる場合の検討

一方、電源電圧を定格電圧より上げて運転すると、磁束の飽和により励磁電流が著しく増大し、力率悪化、磁気騒音の異常発生と鉄損の増加による鉄心の異常加熱が発生するなどの問題がある。また電動機の出カトルクも電圧の 2 乗で増加するので、過大トルクで機械が壊れないかチェックする必要がある。



## 2) 空転の防止と起動損失の低減

電動機は必ず相手機械と連絡されているので、空運転で消費される電力は電動機単体の場合の約2～3倍になる。したがって、不要時電動機を停止することは省電力のため、重要なことである。またこの場合、電動機の冷却ファンや直流機の界磁なども止めるのが望ましい。この際注意すべきことは以下のとおりである。

## a) 多頻度始動による電動機の劣化、出力低下があまり問題とされない範囲に限ること

100kW以上の大容量機や、大きいGD2を負荷に持つ(例えば送風機など)電動機の場合は、電動機のメーカーに相談した方がよい。

## b) 始動時の電力量が、空転時の電力量を上まわらないこと

一般に電動機を再始動する際には、始動方法によっては、相当大きな損失を発生するので注意が必要である。

## 3) 起動損失の低減法

次のようにすれば起動損失が低減する。

## a) 電動機の発生トルクを大きくして始動する

運転効率の面からみた場合は、電動機の発生トルクをできるだけ大きくして始動することが望ましい。始動電流を抑制するために減電圧始動、あるいは減電流始動を行うと、発生トルクが低下してかえって損失が増大する。したがって、電源の事情の許す限り直入起動を行うことが望ましい。

## b) 始動2次抵抗を大きくする

巻線形誘導電動機を使用して、始動時に大きな外部抵抗を挿入すると、外部抵抗を含む電動機全体の損失が大幅に低減されるだけでなく、回転子側の発熱および始動電流を抑制することができる。

c) 同期角速度 $\omega_0$ を変化させる

誘導電動機の同期角速度 $\omega_0$ を電動機の速度の上昇とともに変化させると、始動時の損失は大幅に低減できる。

空転を防止するためには次のような対策が有効である。

- 空転警報器を設置する
- 工程、機鋸の自動化を図る
- 機器のレイアウト、治工具を改善し、処理物取扱いの待ち時間の減少を図る

## 4) 誘導電動機の回転数制御

回転数制御方式には図3.1.3-4に示すものがある。

このうち、既設設備の改造という観点からみた場合、実現性のあるのは、1次周波数制御方式(VVVF)であるので、これについて説明する。

1次周波数制御方式は・周波数変換器(インバータ)を使用して電動機の1次電圧と周波数

を同時に制御し、同期速度を変える方式である。

VVVF システムとして通常インバータが用いられるが、インバータによる回転数制御の特徴を挙げると次のとおりである。

- a) 既設のかご形誘導電動機をそのまま簡単に回転数制御できる
- b) 広範囲に効率良く無段階の可変速ができる
- c) 電源力率が良好で、電動機始動時の電源容量も小さくて良い
- d) 電子的に正逆切り換え運転ができる
- e) 高頻度の起動停止ができる
- f) 電氣的に制動がかけられる
- g) 環境の悪い場所に設置された電動機の回転数制御に最適である
- h) 多数台の電動機を一括して回転数制御ができる
- i) 簡単に定トルク特性、定出力特性が得られる

インバータ導入に伴う問題点は、高調波によるトラブル、汎用電動機を速度制御することによるトラブル、商用・インバータ運転切り換えによるトラブルが挙げられる。表 3.1.3.2 にインバータ導入に伴うトラブルと対策を示す。

表 3.1.3-2 インバータ導入に伴うトラブルと対策

No.	Trouble	Measures
<b>I Trouble by harmonic waves</b>		
1	• Metallic sound is generated from motor.	• Insert an AC reactor between inverter and motor.
2	• Condensive capacitor of fluorescent lamp is heated.	• Insert an AC reactor to the receiving side.
3	• Input transformer generates heat or causes vibration.	
4	• AM broadcast on radio cannot be heard due to noise.	• Install a noise filter.
5	• Electronic devices such as measuring instruments cause error.	• Place an inverter in an iron case and earth the case. • Earth the motor frames. • Place input/output cables in an iron pipe and earth the pipe.
6	• Earth leakage breaker operates erroneously.	• Shorten connecting wire between inverter and motor. • Use breaker dedicated to inverters.
<b>II Troubles by speed control of general purpose motors</b>		
7	• Resonance occurs between motor and the other machine. As a result vibration and noise are generated.	• Use tire-type coupling between motor and the other machine.
8	• Self-cooling efficiency of motor lowers. Temperature rises.	• Fit a forced cooling fan.
<b>III Troubles by operation switch between direct and inverter operations</b>		
9	• Life of relay shortens due to frequent switching.	• Review control method.
10	• The device stops due to instantaneous power cut when switching.	• Check sequence control circuit.
11	• Adjust time of motor after switching is too long.	• Increase the capacity of inverter.

5) 回転数制御の計算例

実際の計算例として、吐出量 10.3m<sup>3</sup>/min、揚程 62m、電動機出力 230kW のポンプについて、吐出量 9.3m<sup>3</sup>/min で運転しているものを 42m<sup>3</sup>/min まで絞るのに、吐出弁制御で行なった場合と一時周波数制御で行なった場合の省電力効果を比較した例を、表 3.1.3-3 に示す。

表 3.1.3-3 省エネ効果計算例

Method	Discharge volume [m <sup>3</sup> /min]	Pump head [m]	Rotating speed [rpm]	Pump efficiency [%]	Shaft power [kW]	Power consumption [kW]	Power saving [kW]
Actual state	9.3	67	1,485	61	167	175	
Discharge valve control	4.2	75	1,485	39	132	139	-36
Primary frequency control	4.2	47	1,114	47	61	68	-107

この例では、吐出量の削減が同一量であっても省電力効果は一時周波数制御の方が吐出弁制御の3倍になっている。このように、省電力効果を比較すると回転数制御が格段に優れているが、投資金額は吐出弁制御の方が大幅に少ないのが一般的である。

これらを総合的に考えた上で費用対効果を試算し、最良の省電力方法を選択する。

### 3.1.4 電気設備の管理

#### (1) 受変電設備

受変電設備および配電設備への電気の供給管理(電力管理)は、図 3.1.4-1 のように電力の使用実態の把握からはじまって、負荷管理、電圧管理、力率管理、配電損失管理および需要率管理に分類することができる。

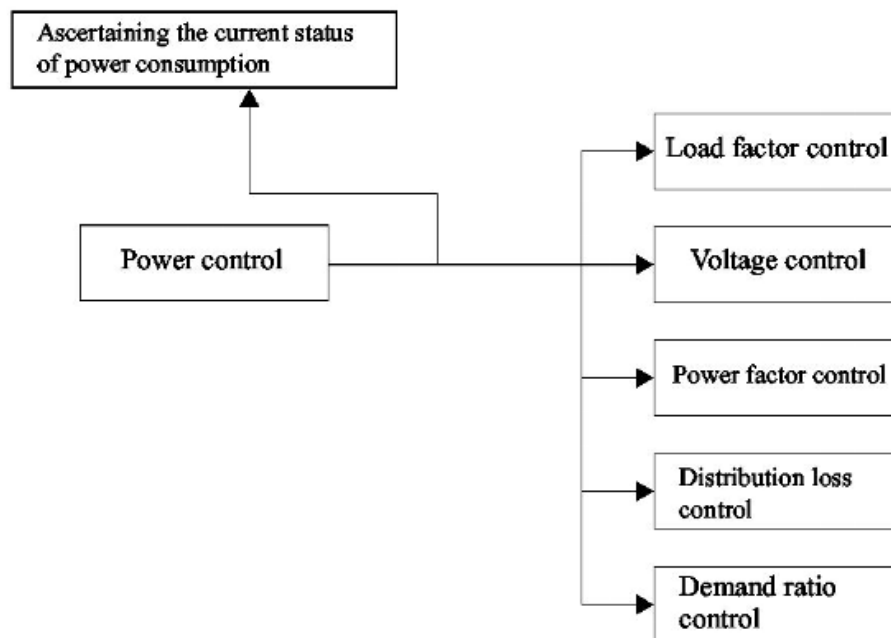


図 3.1.4-1 電力管理の分類

#### 1) 電力の使用実態の把握

省電力を図るためには、現状における電力の使用実態を把握することが基本である。

##### a) 測定項目

測定項目は電力量(kWh)、電力(kW)、電圧(V)、電流(A)、力率(%)である。最近では、これらを一括測定できる電子式携帯用計器が市販されている。

##### b) 測定箇所と測定間隔

どの程度の密度で測定するかは、工場またはビルの規模・省電力の目標などにより判断する。測定には、専門的知識・技能が必要なため、専門家に相談の上、実施する。

c) 測定結果の分析

- トレンドデータのうち省エネに必要な部分を抽出し、わかりやすい形にまとめる。図 3.1.4-2 のようにグラフ化し、これらを目標設定、対策立案のための基礎データとする。

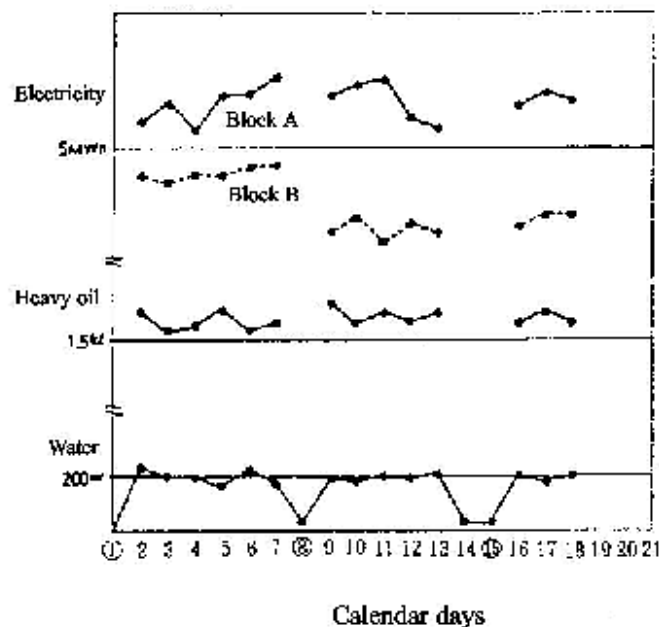


図 3.1.4-2 電力、重油、水の使用量の日別変化

- 負荷曲線

電気の基本料金は最大電力によってきまるから、電力の時間変動をとらえた、いわゆる負荷曲線(図 3.1.4-3)による分析が必要となる。

電力の月別変動、年別変動から、同様に月負荷曲線、年負荷曲線を得ることができる。

2) 負荷率管理

負荷曲線より算出した〔平均電力(kW)/最大電力(kW)] ×100(%)を負荷率といい、図 3.1.4-3 の例では日負荷率 49.6%である。期間のとり方により月負荷率、年負荷率を算出する。

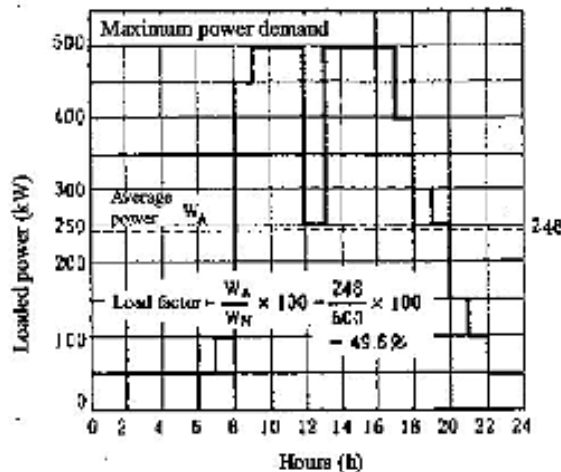


図 3.1.4-3 日負荷曲線の例

負荷率 = 平均電力 kW/最大電力 kW\*100[%]

あるいは

負荷率 = 一定期間内の使用電力 kWh/(最大電力 kW\*期間(日・時間))\*100[%]

負荷率は電気設備の稼働率を意味するから、負荷率が低い場合とは、例えば昼間は契約電力一杯まで使用しているが、夜間は余裕が大きい状態である。

### 3) 電圧管理

電気機器には、必ず定格電圧(例えば 100V、200V)が定められており、その電圧で使用するときに最も効率がよくなるように設計されている。

従って、受電設備から末端の負荷に至るまで配電系統各部の電圧をチェックし、各設備の端子電圧を定格電圧に近づけるよう電圧を調整する。

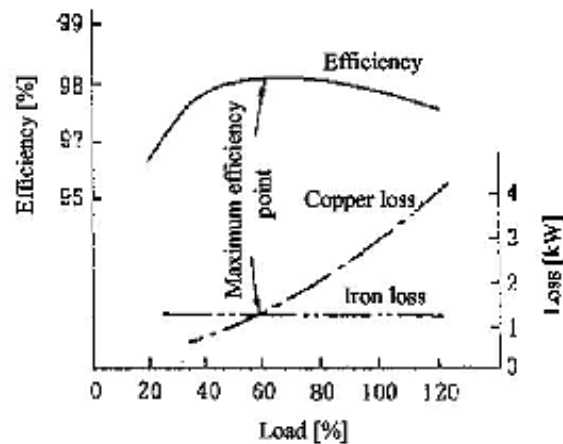
通常、電圧調整は変圧器のタップ調整によるが、その場合、電圧は工場またはビルの負荷状況により多少変化するので、フルに稼働しているときに測定した電圧値を用いて変圧器のタップを調整するのが重要である。

なお、電動機などの電気機器は負荷のかけ具合によって、電圧-効率の特性が変わってくる。例えば、誘導電動機の効率は、100%負荷では定格電圧で最大となり、50%負荷では定格電圧より低い点で最大となる。

a) 変圧器の選定最近の変圧器は定格の 50 ~ 70%負荷が最高効率となるように設計されている。

(図 3.1.4-4)。変圧器の選び方は次のとおり。

- 効率の高いものを選ぶ
- 同一容量では油入風冷式より自冷式の方が効率が良い
- 負荷曲線に応じたものを選ぶ



( 3 φ 200KVA, 6600V/210V, 50Hz )

図 3.1.4-4 変圧器の負荷と効率、損失の関係

4) 力率管理

誘導電動機など交流機器で消費される電力には、有効に働く部分と無効の部分があり、使用電力に占める有効電力の割合を力率と呼ぶ。

力率の意味するところは、力率が 100%に近いほどムダが少なく、電力が有効に使用されていることになる。汎用モータの力率は普通 85%程度である。

日本の省エネ法の判断基準によれば、受電端の力率は 90%以上(目標値は 95%以上)とすることを基準として、指定容量を越えるものは進相コンデンサの設置により力率を向上させることとしている。

a) 力率改善の効果

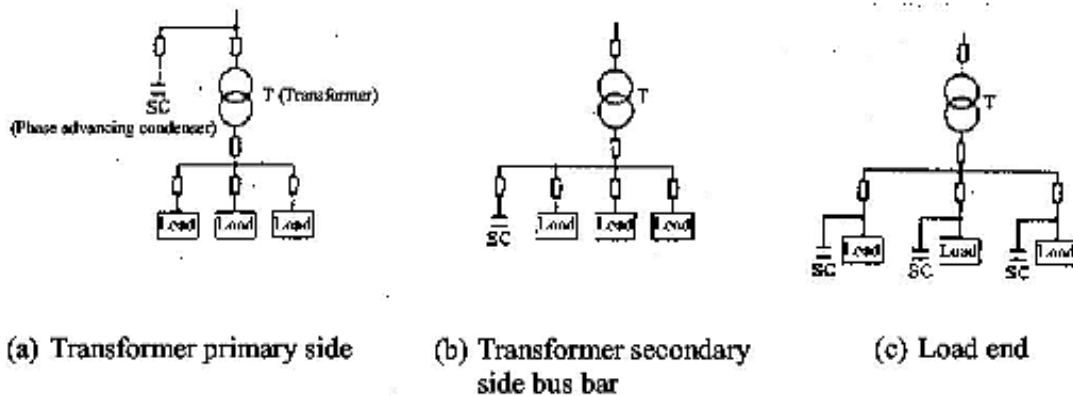
- 負荷電流の減少による変圧器および配電経路の配電損失( $=I^2R$ )の低減
- 負荷電流の減少による変圧器および配電経路の電圧降下の低減
- 変圧器など電気設備の容量の実質的増加(皮相電力の減少により供給余力が生じる)
- 電気料金の割引: 日本では負荷が最大のときの力率を協定力率といい、その力率が 85%を上回る場合は 1%につき基本料金の 1%割引、逆に 85%を下回る場合は 1%につき基本料金が 1%割増される。

b) 力率改善の手法

コンデンサを図 3.1.4-5 のように設置することで力率が改善される。コンデンサの設置位置により効果・費用などが異なる。

設備費 : (a) < (b) ≤ (c)

制御追従性 : (a) < (b) < (c)



Source: "Power Factor Adjustment Techniques"; Denkishoin Publishers

図 3.1.4-5 コンデンサ設置場所

5) 配電損失管理

配電損失は電線路に流れる電流の大きさ、電線路の抵抗に起因して発生する。

配電損失軽減のポイント：

- a) 大容量の負荷設備は可能な限り電源変圧器の近くに配置する。
- b) 高い電圧を(例えば 400V)採用する。
- c) 負荷の力率を改善し、負荷電流の減少による損失の減少を図る。
- d) 電線路の抵抗は、電線の長さに比例し断面積に反比例するので、適正な電線サイズの選定により、抵抗損失の減少を図る。
- e) 変圧器をなるべく負荷中心点に近く配置する(敷地の広い超高層ビル)

6) 需要率管理

需要率とは最大需要電力(kW)の設備容量(kW)に対する比のことであり、機器にかかる負荷の大きさの程度を表す。工場またはビル全体の稼働状況を勘案して、需要の種別等に応じて適正な需要率の管理標準を設定して管理を行うことが望ましい。

$$\text{需要率} = \text{最大需要電力 kW} / \text{設備容量 kW} \times 100[\%]$$

電気設備機器単体でいう場合と、工場またはビル全体でいう場合がある。

業種によって異なるがおよそ 65 ~ 85%である。

7) 日常管理のポイント

- a) 負荷を見直し、システムを整理することによって負荷バランスを平準化させるとともに、常時または夜間、休日に休止できるトランスがあるかを検討して実施する。
- b) 真夏の日負荷曲線を作成し、ピークが尖っていれば電力使用設備の運転を工夫することによって最大電力を下げるので検討、実施して契約電力低減に繋げる。
- c) 受電端の力率が 100%になるよう設備(進相コンデンサ)とその運転方法を工夫する。



- d) 電気室の保安冷却が過剰にならないように注意する。
- e) 電気室の保安冷却が空調機による冷房と外気取り入れによる換気冷却のどちらが有利か、季節要因も考慮して見直し、有利な方法を実施する。

### 3.1.5 変圧器の省エネ

変圧器の省エネを図るには、以下に留意することが必要である。

- 1) 変圧器の効率
- 2) 変圧器が複数基ある場合、その効率的運転基数
- 3) 変圧器のタップ選定

#### (1) 変圧器の選択

- 1) 変圧器の効率は、次式で表わされる。

$$\eta = \frac{n \times p \times \cos \theta}{n \times p \times \cos \theta - W_i + n^2 W_c} \times 100 [\%]$$

- $\eta$  : 効率 (%)
- $n$  : 負荷率
- $p$  : 定格容量 (kVA)
- $\cos \theta$  : 負荷力率
- $W_i$  : 鉄損
- $W_c$  : 銅損

なお、変圧器には上記鉄損と銅損のほかに、誘電体損や漂遊負荷損があるが、測定困難であり、また微少であるので無視する。

また、定格負荷時の銅損  $W_c$  と鉄損  $W_i$  の比を損失比  $\alpha$  と呼ぶ。

$$a = W_c / W_i$$

損失比は表 3.1.5-1 に示すように、一般に 2 ~ 5 である。ただし省電力形変圧器では 10 を超えるものもある。

また変圧器の効率は、図 3.1.5-1 に示すように 50 ~ 70% 負荷で最高になり、また負荷の力率によっても変わり、力率が悪くなると効率は低下する。この 1 例を図 3.1.5-2 に示す。

表 3.1.5-1 三相高圧変圧器の効率

Rated capacity kVA	Company A				Company B			
	Efficiency (%)	Iron loss (kW)	Copper loss (kW)	Loss ratio	Efficiency (%)	Iron loss (kW)	Copper loss (kW)	Loss ratio
300	98.2	0.9	4.6	5.1	97.9	2.2	4.2	1.9
500	98.27	1.3	7.5	5.8	98.1	2.7	7.0	2.6
750	98.36	2.0	10.5	5.3	98.2	3.2	10.6	3.3
1,000	98.52	2.5	12.5	5.0	98.2	3.5	14.8	4.2
1,500	98.62	4.5	16.5	3.7	-	-	-	-
2,000	98.69	6.0	20.5	3.4	98.3	7.3	27.3	3.7

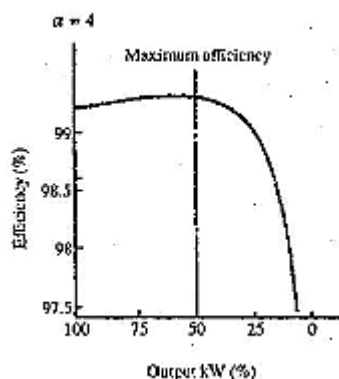
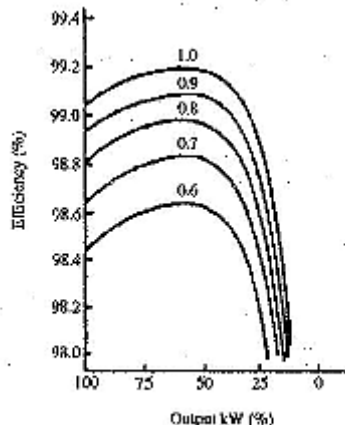


図 3.1.5-1 変圧器の効率例



Note: Figure indicates power factor.

図 3.1.5-2 変圧器の効率と力率の関係

2) 変圧器の全日効率

変圧器の最高効率点を考えて変圧器を購入したり、運用することももちろん大切であるが、変圧器の負荷は時々刻々変化するので、1日当たりの効率も無視してはいけない。次式に示すものを全日効率と呼ぶ。

$$\text{全日効率} = \frac{\text{1日の出力電力量[kWh]}}{\text{1日の出力電力量[kWh]} + \text{1日の出力電力量[kWh]}} \times 100[\%]$$

毎日の負荷変動のパターンがほぼ同じならば、全日効率が最高となるような運転方法を考えれば、損失電力量は少なくなる。

## 3) 省エネ形変圧器

## a) 低損失形電磁鋼板変圧器

従来の珪素鋼板に比較して鉄損の小さい、レーザー照射により磁区を細分化した電磁鋼板を使用し、更に電流密度を低くすることにより付加損を低減した変圧器である。表 3.1.5-2 に従来の汎用変圧器との損失などの比較例を示す。負荷率が特に低くない限り、固定費と運転費の合計費用で考えるとアモルファス鉄心変圧器と競合可能で、中型以上の変圧器として採用されている。

最近の研究結果では鉄損についてもアモルファス磁性体とほぼ同程度の電磁鋼板が開発されており、将来の工業化が期待されている。

表 3.1.5-2 低損失形変圧器と汎用変圧器の比較

Item	Unit	Low-loss type transformer	General-purpose transformer
No-load loss	W	750	1,090
Load loss	W	5,540	7,000
Efficiency	%	98.75	98.40
Outside dimensions	mm	1,250 × 800 × 1,360	1,280 × 810 × 1,365
Oil amount	L	360	290
Weight	kg	1,540	1,210

## 4) アモルファス鉄心変圧器

アモルファス磁性材は、1980 年代に電力用変圧器の鉄心とし性能試験が実施され、従来の珪素鋼板変圧器より低損失で同等の信頼性を持つことが確認された。アモルファス磁性体を変圧器鉄心に使用する場合の特徴は次のとおりである。

## (長所)

- 鉄損がけい素鋼板変圧器の約 6 分の 1 と小さい
- 無負荷電流が小さい
- 透磁率が高い
- 高周波特性が優れている

## (短所)

- 飽和磁束密度が低い
- 占積率が珪素鋼板の約 10 分の 1 と悪い
- 焼鈍条件が複雑さ、しかも焼鈍すると脆くなる

以上の特徴から珪素鋼板変圧器に比較して、鉄損は小さいが、材料費が高く、加工費もかかるため、アモルファス変圧器は小型大量生産の変圧器に限定されて製作されている。

同一仕様（単相、50Hz、30kVA、415V / 210 - 105V）の珪素鋼板変圧器との損失比較例を表 3.1.5-3 に示す。図 3.1.5-3 と図 3.1.5-4 にそれぞれの変圧器の負荷率と損失・効率との関係を示す。

表 3.1.5-3 鉄心材質による損失比較

	Amorphous iron core transformer	Silicon steel plate iron core transformer
No-load loss (W)	21	124
Load loss (W)	427	440
Total loss (W)	448	564

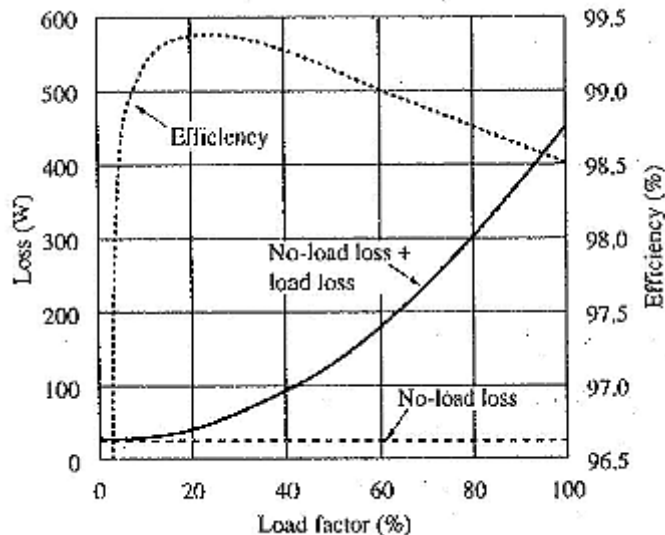


図 3.1.5-3 アモルファス鉄心変圧器の負荷率と効率

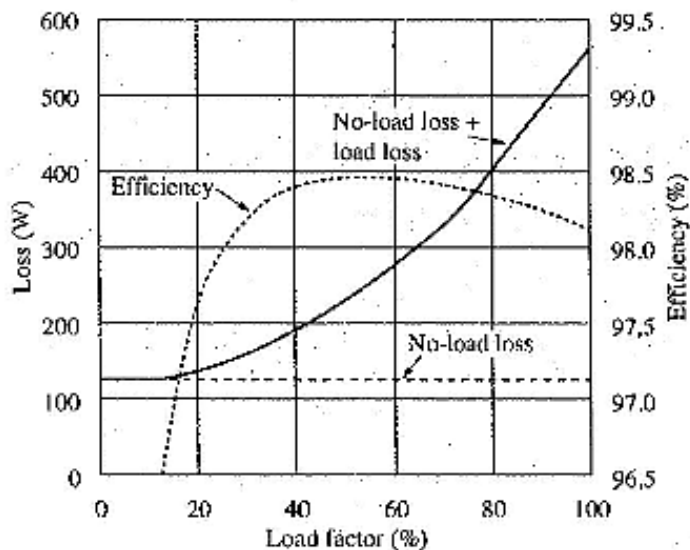


図 3.1.5-4 珪素鋼板変圧器の負荷率と効率

(2) 変圧器の効率的運転

1) 軽負荷変圧器の停止

複数の変圧器があり、おのこの負荷率が低い場合は負荷率の低い変圧器を停止し、負荷を統合する方が省電力となる。

ただし場合によっては、停止した変圧器の損失減よりも負荷が増えた方の変圧器の損失が増えて、逆効果となる場合があるので、その都度、次の(例)に示すような計算をして、確かめる必要がある。

〈例〉500kVA の変圧器が 2 台ある場合

図 3.1.5-5 のような電源設備において、それぞれの変圧器の負荷率が 40% の場合、1 台の変圧器を停止した場合のメリットを計算する。特性は表 3.1.5-1 の A 社の値を使う。

現状では No.1 変圧器、No.2 変圧器とも、

$$\text{鉄損} = 1.3[\text{kW}]$$

$$\text{銅損} = \text{全負荷銅損} \times (\text{負荷率}/100)^2 = 7.5 \times (40/100)^2 = 1.2[\text{kW}]$$

したがって

$$\text{全損失} = 2 \times (1.3 + 1.2) = 5[\text{kW}]$$

No.1 変圧器停止後では

$$\text{No.2 変圧器の鉄損} = 1.3[\text{kW}]$$

$$\text{No.2 変圧器の銅損} = \text{全負荷銅損} \times (\text{負荷率}/100)^2 = 7.5 \times (80/100)^2 = 4.8[\text{kW}]$$

$$\text{全損失} = 1.3 + 4.8 = 6.1[\text{kW}]$$

となり、1 台の変圧器を停止したほうが 1.1kW 損失が多くなる。

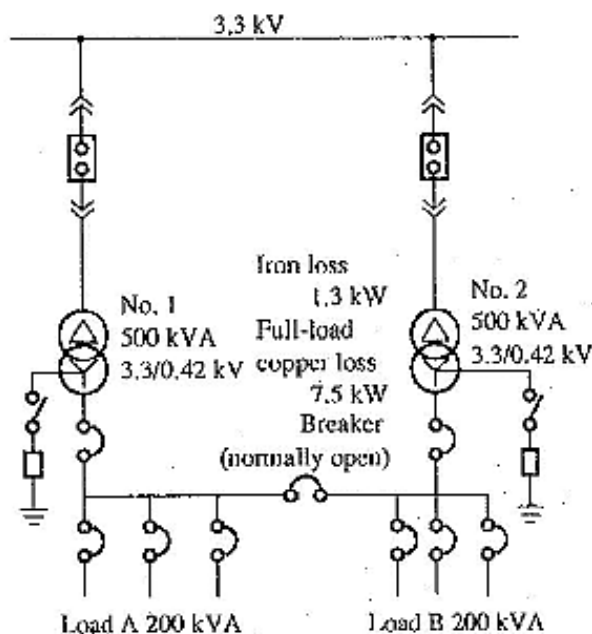


図 3.1.5-5 2 台の変圧器の使用例

## 2) 変圧器の台数制御

同じ定格の変圧器を並列運転している場合には、負荷の大小によって運転台数を増減することにより、総損失を軽減することができる。

N台の変圧器を並列運転した時の総合損失と(N-1)台の変圧器を並列運転した時の総合損失を比較して、(N-1)台の変圧器の並列運転の損失が少ない負荷を計算する。

例えば、損失比  $\alpha=3$  の 500kVA の変圧器 3 台を運転している場合、

$$\sqrt{(N \times (N-1) / \alpha) \times Q} = \sqrt{(3 \times 2) / 3} \times 500 = 707 \text{ kVA}$$

即ち、負荷が 707kVA 以下になったら、変圧器の運転台数を 1 台減らして、2 台にした方が省エネになる。

### 3) 夜間、休日の変圧器の停止

夜間や休日に操業しない設備や工場などでは、夜間や休日でも停電できない負荷だけをある変圧器にまとめ、不要の変圧器を停止することにより省電力を図ることができる。しかし、昼間と夜間の電力差があまりない場合にはメリットはない。

### 3.1.6 送風機(ファン、ブロウ)の省エネ

#### (1) 送風機の特徴

送風機も圧縮機も原理は同じであるが、通常吐出圧力により、1mAq未満をファン 1mAq以上 10mAq(1kg/cm<sup>2</sup>(G))未満をブロウ、10mAq以上をコンプレッサという。

種別としては、作動原理によりターボ形と容積形とに大別され、ターボ形はさらに軸流式と遠心式に分類される。

表 3.1.6-1 に送風機の特徴を、また図 3.1.6-1 にその特徴を示す。

#### 1) ターボ形

ケーシング内に納められた羽根車の回転に伴う遠心力によって、気体に速度のエネルギーを与える遠心式と、翼断面を持つ羽根を直管内で回転させ、気体を回転方向に流動させながら、圧力と速度のエネルギーを与える軸流式とがあり、これを総称してターボ形送風機という。

#### 2) 容積形

一定容量の室に気体を吸い込み、次に吸い込み口を閉じて、その室を押し縮めて圧縮しながら、別に設けられている吐出口へ押し出すことを繰り返し行う形式であり、押し出す方法にはピストンの往復運動によるものや、まゆ形(ルーツ形)ロータの回転運動によるものなどがある。

表 3.1.6-1 送風機の特徴比較

System	Axiat flow system	Turbo system	Multilane system	Radial system
<b>Item</b>				
Range of use	Air capacity 1 – 10,000 m <sup>3</sup> /min Static pressure 1 mmAq – 1 kg/cm <sup>2</sup>	Air capacity 1 – 10,000 m <sup>3</sup> /min Static pressure 1 mmAq – 1 kg/cm <sup>2</sup>	Air capacity 1 – 10,000 m <sup>3</sup> /min Static pressure 1 mmAq – 1 kg/cm <sup>2</sup>	Air capacity 1 – 10,000 m <sup>3</sup> /min Static pressure 1 mmAq – 1 kg/cm <sup>2</sup>
Efficiency (%)	80 – 92	70 – 85	50 – 60	60 – 70
Efficiency curve	When varied from the planned air capacity, rapidly decreases	Shows no rapid decrease	Comparatively smooth	Shows no rapid decrease
Starting	Fully open damper	Fully close damper	Fully close damper	Fully close damper
Noise (JB)	39 – 55	32 – 44	22 – 41	28 – 42
Limit surging air capacity (%) (against air capacity at maximum efficiency point)	70 – 80	30 – 60	60 – 80	50 – 70
Applications example	For ventilation fan (buildings, architecture, tunnel), for boiler forced draft, for induced exhaust, for mine blower.	For various blowers for steel mills, for dust collecting tunnel ventilation, for boiler forced draft, for induced exhaust, for cement kiln exhaust.	For various blow and exhaust for steel mills, for boiler forced draft, for building and runnel ventilation	For various blow and dust collection for steel mills, for boiler induced draft, exhaust for gas re-circulation, for cement kiln exhaust.

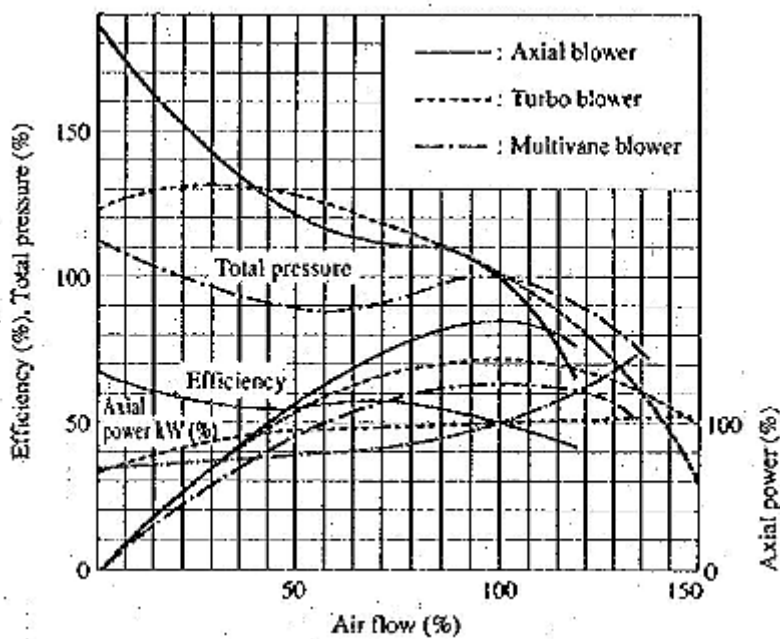


図 3.1.6-1 各種送風機の特性能曲線

(2) 送風機の所要動力

1) 空気動力(Lt)

空気動力とは、送風機が単位時間に空気を与える有効エネルギーをいう。

$$L_t = \frac{K-1}{K} \cdot \frac{P_{t2} \cdot Q}{6,120} \left\{ \left( \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right\} [\text{kW}]$$

ただし、

P<sub>t1</sub> : 吸込側絶対圧力 (kg/m<sup>2</sup> abs)

P<sub>t2</sub> : 吐出側絶対圧力 (kg/m<sup>2</sup> abs)

Q : 風量 (m<sup>3</sup>/min)

K : 比熱比(空気の場合 1.4)

圧力比が 1.03 以下の場合、次式で計算してよい。

$$L_t = Q \cdot P_t / 6,120 [\text{kW}]$$

ただし、

P<sub>t</sub> : 送風機全圧 [mmAq]



2) 軸動力(L)

軸動力は、空気動力を送風機の効率( $\eta_r$ )で除したものである。

$$L = L_t / \eta_r$$

効率は図 3.1.6-1 に示すように風量によって変わるが、表示するときには一般に定格風量時のそれをいう。表 3.1.6-1 に示す値はその概数である。

3) 電動機出力

送風機に使用される電動機は、一般に構造が簡単で安価な誘導電動機が多く用いられる。比較的小容量のものには、かご形誘導電動機が使用されるが、この場合、送風機の羽根車の慣性( $GD^2$ )が大きいので、十分注意して選定する必要がある。

電動機の出力( $L_m$ )は、次式による。

$$L_m = L \times \phi / \eta_t$$

ただし、

$\phi$  = 余裕率

$\eta_t$  = 伝達効率

$\phi$ および $\eta_t$ の値は、表 3.1.6-2 および表 3.1.6-3 による。

表 3.1.6-2 伝達効率( $\eta_t$ )の値

1 stage parallel shaft type gear reducer with transfer power of 55 kW or less	1 stage parallel shaft type gear reducer with transfer power of 55 kW or more	Constant speed type fluid coupling with transfer power of 100 kW or less	Constant speed type fluid coupling with transfer power of 100 kW or more
0.95	0.96	0.94	0.95
	<b>V-belt</b>	<b>Flat belt</b>	<b>Direct-coupled</b>
	0.95	0.90	1.00

表 3.1.6-3 余裕率( $\phi$ )の値

Propeller fan	Disk fan	Mull vane fan	Turbo fan	Plate fan	Profile type fan
1.30	1.50	1.30	1.15	1.25	1.15

(3) 送風機の省電力

送風機（ブロー）の省電力にかかわる要素を図 3.1.6-2 に示す。

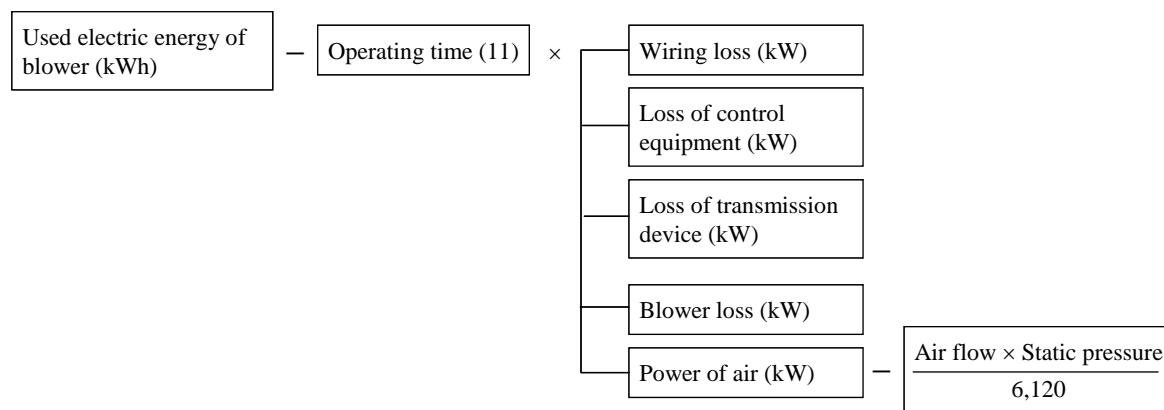


図 3.1.6-2 ブロアの省電力要素

すなわち、省電力の基本的な考え方としては

- 運転時間を減らす
- 効率の良い機器を採用する
- 空気動力を減らす

となる。以下これらについて述べる。

1) 運転時間を減らす

工場の稼働開始前から大幅に早い送風機のスタート、あるいは稼働終了から大幅に遅い送風機のストップは、省エネに関心の低い工場によく見かける現象である。また、故障などで工場は停止しているにもかかわらず、送風機だけは運転しているということも一般の工場で見かけることである。このような送風機の無駄運転は、省エネにとって大きなマイナス要因であるので、工場の管理者は特に注意を払う必要がある。

さて、この送風機の無駄運転をなくすために最も直接的に行なえるのが、送風機のオン・オフ運転である。送風機は一般  $GD^2$  が大きいので、オン・オフ運転をする場合に、特に注意を要する項目は以下のとおりである。

- a) 電動機の機械的、電氣的寿命のチェック
- b) 電源の電圧降下
- c) 始動装置の寿命
- d) 電源ケーブルの発熱、開閉器の寿命の問題など

2) 効率の良い機器を採用する。

この場合注目すべき点は

- a) 送風機の効率
- b) 動力伝達装置の効率
- c) 電動機の効率

である。特に送風機については、風量、圧力、温度の変動範囲をよく認識した上で、最適の形式のものを選定する必要がある。また、最近は同じ型式のものでも羽根型が、改良されて効率を高くした製品が開発されている。

### 3) 空気動力を減らす

コンプレッサーと同様に、風量、圧力、吸い込み温度を下げれば、所要の空気動力は減少する。一般に送風機の場合でみると、過風量で使っているものが多い。例えば、集塵機では風量を下げても集塵効果は十分であるのに、適正風量が分からないから全能力で運転したり、冷却用で季節によって風量を下げても問題ないのに、フル運転したりしている例が多い。

すなわち、風量を下げるには、

- 適正風量はどれくらいか
- この訂正風量を得るには、どのような方法をとるのが最も効果的か
- 配管および使用場所で漏風はないか

などを検討していく必要がある。

風量を下げるには、次の方法がある。

#### a) 送風機の運転台数を減らす。

同じ仕様の2台の送風機を並列運転している場合に、所要風量を減らす場合は過負荷にならないことを確認して、1台運転に変更する。

#### b) 羽根車の交換またはインペラカット

ダンパーを極端に絞って運転している場合は、羽根車の直径を必要に応じて小さくすることは、非常に大きな省エネになる。

#### c) ダンパー、ベーン開度調整

ダンパーは風道軸方向に直角に取り付けて角度をかえるもので、出口側に設けた場合はその開度により抵抗曲線が、また入口側に設けた場合は静圧曲線が変わってくる。

次に、ベーンは可動静翼のことであり、これは送風機の入口に取り付けられて、送風機の羽根車に入る気体に回転方向の旋回を与える。したがって、ベーンを調整すれば風圧-風量曲線が変わる。

#### d) 回転数の変更

送風機の回転数を  $N$  とすると、

$$Q \propto N$$

$$P \propto N^2$$

$$L \propto N^3$$

の関係があるので、回転数を下げることは、大きな省エネになる。

回転数を変える方法は次のとおりである。

- ベルト駆動の時は、プーリー径を変える。
- 回転数の低い電動機に取り替える。
- インバータによる可変速制御する。

電動機回転数変更による性能の変化は 3.1.7 項の「ポンプの省エネ」に説明している。

風量制御方法の電動機入力(%)と風量の関係を図 3.1.6-3 に示す。

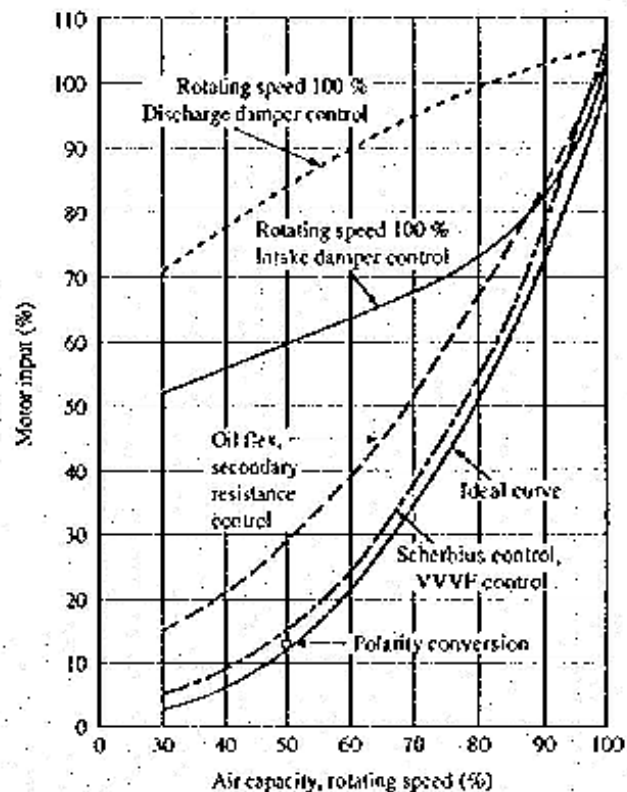


図 3.1.6-3 送風機電動機入力の比較

### 3.1.7 ポンプの省エネ

各種設備に使用されている遠心ポンプ、斜流ポンプ、軸流ポンプなどの消費する電力は大きく、電力節減にはこれらポンプの運転効率の向上が最も重要な項目の1つとなる。一般にポンプの揚程は、配管設備の経年による管路抵抗の増大を見込んで相当量の余裕を持って設定されている。また将来の送水量や排水量の増加を見込んで処理対象水量想定にも余裕を持ち、弁で流量の調節をしているケースが多い。

このような場合ポンプ自体の効率が高くても運転しているポンプ設備全体の効率は低くなり、無駄な電力の消費につながる。

#### (1) ポンプの種類と構造

ポンプを大別すると図 3.1.7-1 に示すようにターボポンプ、容積式ポンプ、その他ポンプに分類される。ターボポンプは羽根車をケーシング内で回転させ、液体にエネルギーを与えるポンプで、遠心ポンプ、斜流ポンプ、軸流ポンプがこれに属し、ポンプ内部の羽根車とケーシング間にシールがないため、吐出量が圧力によって大幅に変化する。

これに対し容積式ポンプは、ケーシングとそれに内接する可動部材などとの間に生ずる密閉空間の移動または変化によって液体を吸込側から吐出側に押し出すポンプで、往復ポンプとロータリポンプがこれに属し、ケーシングと可動部材間に漏洩を最小に保つシールラインがあり、このため吐出圧力が変わっても吐出量は殆ど影響を受けない。

その他のポンプとしてはジェットポンプとエアリフトポンプがあり何れも揚水装置に用いられる。

しかし、ポンプとしてはターボポンプが圧倒的に多く使用され、以下の説明も主としてターボポンプについて述べる。

各ポンプの形状を図 3.1.7-2 に示す。

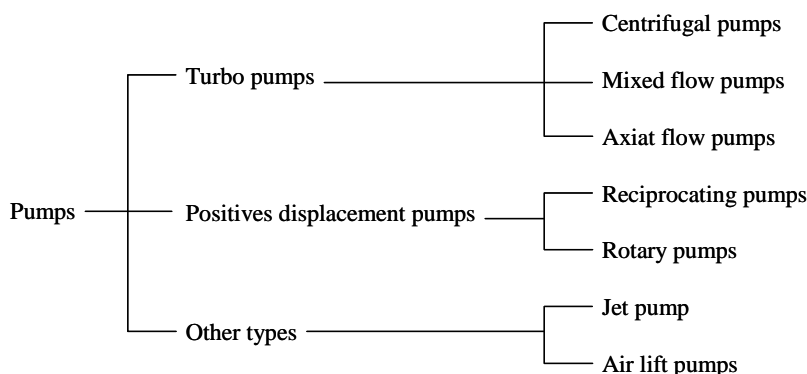


図 3.1.7-1 ポンプの分類

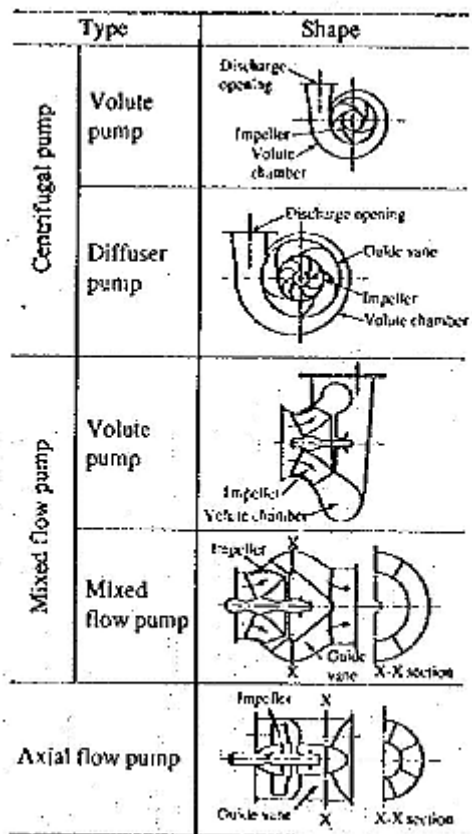


図 3.1.7-2 ポンプの形状

(2) ポンプの特性曲線と運転点

ポンプは常に一定の条件のもとで運転されるとは限らない。しかし、どの運転状態を見てもその時点においては安定した運転がなされている。これはポンプの前後に接続された配管状態や給水側、吐出側の水位の状態を含めたポンプ系の全ての状態があるバランスのとれた状態になっていることを示す。運転点を決定する要素はポンプの特性には無関係な管路自身の圧力損失およびその管路中の弁の絞り、給水側、吐出側の水位の差などである。一般に渦巻ポンプの性能は横軸の流量( $m^3/min$ )、縦軸に揚程(m)、効率(%)、動力(kW)をとって図 3.1.7-3 のように示す。

ポンプは水を送るのに送水管を使用するが、この抵抗はほぼ管内流速の2乗に比例して増大する。図 3.1.7-3 の抵抗曲線 R1 はポンプの実揚程と送水管の末端で必要な圧力に送水管の管路抵抗を加えたものであるが、この抵抗曲線 R1 とポンプの性能曲線との交点 A1 の流量  $Q_1$  および揚程  $H_1$  でポンプが運転する。またこの時のポンプ動力は A1 点から垂線を引き動力曲線と交わる点 L1 であり、ポンプ効率は効率曲線との交点 E1 である。

実用揚程と送水管末端での圧力は必要なものとして、送水管の抵抗をできるだけ小さくすれば、それだけポンプの全揚程も  $H_1$  より小さくできるので電力を節減できる。

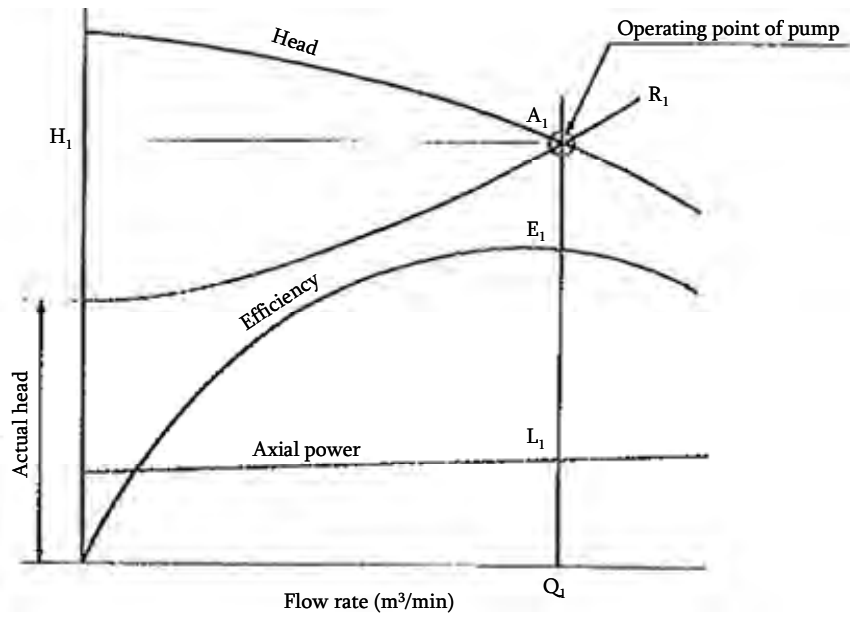


図 3.1.7-3 ポンプの特性曲線

(3) ポンプ所要動力と電動機

1) 所要動力

ポンプの理論動力は次式で示される。

$$P = 0.163 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H \text{ [kW]} \dots\dots\dots (1)$$

- γ : 液体の単位体積当りの重量 (kg/L)
- Q : ポンプの吐出量 (m³/min)
- H : ポンプの全揚程 (m)

実際に電動機に要求される出力（軸動力）は機械の効率と裕度とを見て次式となる。

$$P = 0.163 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H / \eta \cdot (1 + \alpha) \text{ [kW]} \dots\dots\dots (2)$$

- η : ポンプの効率 (%)
- α : 裕度

η と α の大略数値を図 3.1.7-4 と表 3.1.7-1 に示す。

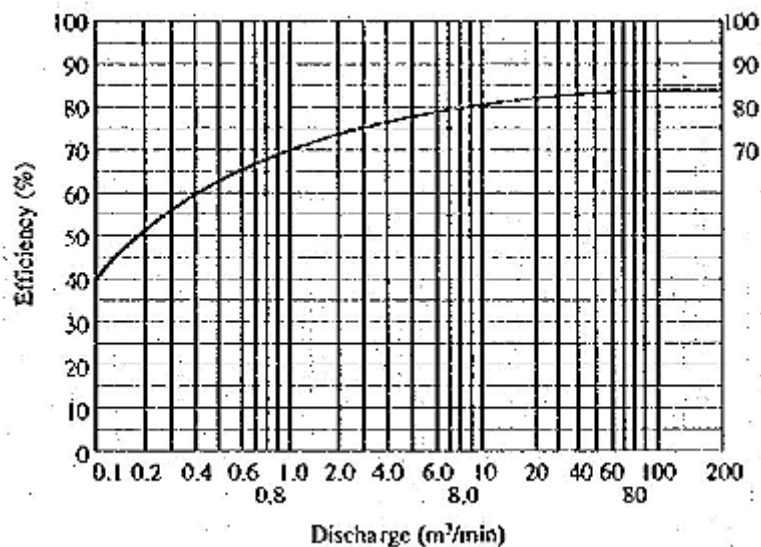


図 3.1.7-4 汎用ポンプの効率

表 3.1.7-1 ポンプの裕度

Pump type		Tolerance (%)	
		Fluctuation of head is relatively small.	Fluctuation of head is relatively large.
Volute pump	High head	15	20
	Medium, low head	10	15
Mixed flow pump		15	20
Axial flow pump		20	25

(4) 送水管の抵抗

一般に送水管の抵抗は送水管が短い場合には、Darcy 公式(式(3))を使用して計算する。

$$H_f = \lambda * L / D * v^2 / (2g) \dots\dots\dots (3)$$

ここで

- H<sub>f</sub> : 送水管抵抗 (m)
- λ : 抵抗係数
- L : 送水管長 (m)
- D : 管内径 (m)
- V : 管内流速・(m<sup>3</sup>/s)
- G : 重力加速度 9.8m/s<sup>2</sup>

λ の値は通常 λ = 0.02+1/2,000\*D とし、これに送水管内面の平滑の程度によって決まる係数を乗ずる。これは図 3.1.7-5 に示す Colebrook の実験式による損失係数を使うと便利である。



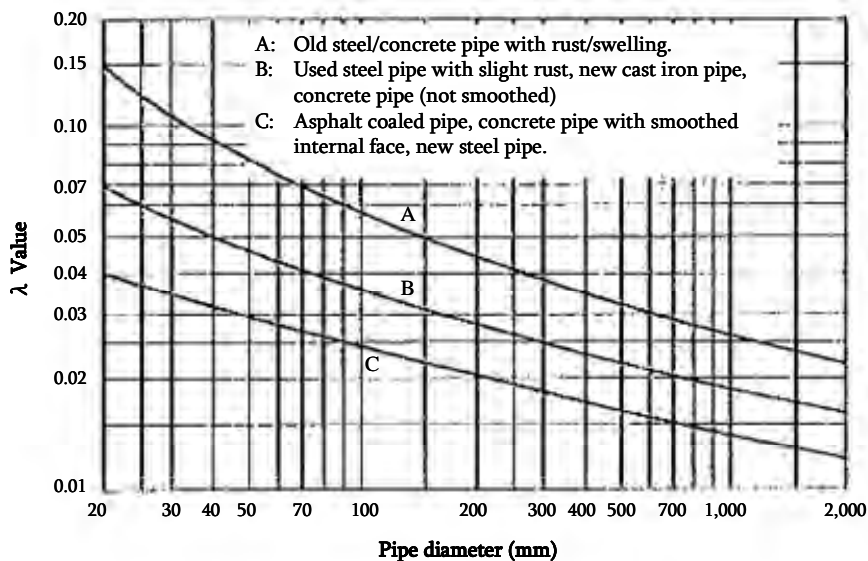


図 3.1.7-5 Colebrook による  $\lambda$  値

(5) ポンプの回転数制御

プロセス制御、ポンプの流量制御あるいは省エネの目的などで回転数制御が採用される場合がある。ポンプ駆動用電動機を回転数制御する方法としては種々の方法がある。回転数制御を行う場合、ポンプの回転速度を  $N_0$ 、 $N_1$ 、そのときのポンプ流量を  $Q_0$ 、 $Q_1$ 、ポンプ揚程を  $H_0$ 、 $H_1$ 、ポンプの軸動力を  $L_0$ 、 $L_1$ 、とすると次式の関係が成立する。

$$Q_1/Q_0 = N_1/N_0 \dots\dots\dots (4)$$

$$H_1/H_0 = (N_1/N_0)^2 \dots\dots\dots (5)$$

$$L_1/L_0 = (N_1/N_0)^3 \dots\dots\dots (6)$$

図 3.1.7-6 はポンプの回転速度を変えた場合の特性の変化を示したもので、流量、揚程、軸動力、回転数の変化に対して式(4)、(5)、(6)の関係で変化している。

図 3.1.7-6 で送水管の抵抗曲線が  $R_3$  であったとき、ポンプの回転速度を  $N_0$ 、 $N_1$ 、 $N_2$  と変化させるとポンプの運転点は  $A_3$ 、 $B_3$ 、 $C_3$ 、と変わり、流量が  $Q_3$ 、 $Q_2$ 、 $Q_1$  となる。

必要とする流量が  $Q_1$  の場合にポンプの回転速度を  $N_1$  のままにしておくとしたら、弁で絞り抵抗曲線を  $R_3$  から  $R_1$  にしなければならず、このときのポンプの運転点は  $A_1$ 、軸動力は  $L_1$  である。ポンプの回転速度を  $N_2$  にすれば抵抗曲線が  $R_3$  のままで運転点が  $C_3$ 、軸動力が  $L_3$  となるので相当量の電力削減が可能である。

ただし、図 3.1.7-7 の  $H_A$  のように実揚程が小さく送水管抵抗が大きい場合には上記のことが言えるが、送水管抵抗が小さく実揚程が  $H_B$  のように大きい場合には回転数制御を行ってもあまり電力の削減にはならないことに注意を要する。

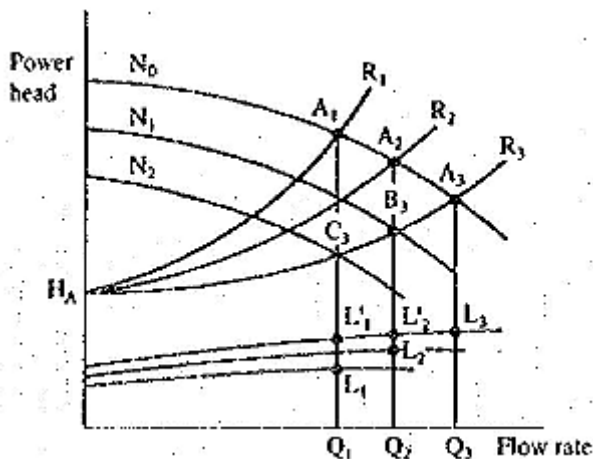


図 3.1.7-6 回転数変更による変化

(例：流量変更する場合に回転速度を求める方法)

現在、図 3.1.7-8 上の運転点 A で(流量  $Q_0$ 、全揚程  $H_0$ ) ポンプが運転しているとする。抵抗曲線は実揚程  $H_3$  と全揚程  $H_0$  から求めることができる。抵抗曲線上で吐出量  $Q_2$  時の全揚程を  $H_2$  とし、運転点を C とする。

曲線 CB は原点を通る 2 次曲線であり、この曲線は次のように求める。

2 次曲線を

$$H = a \times Q^2$$

とすると C 点より係数 a は

$$a = H_2 / Q_2^2$$

図 3.1.7-8 の諸元を代入すると

$$a = 22.5 / (1.5)^2 = 10$$

となり曲線 CB は

$$H = 10 \times Q^2$$

と表される。この曲線と回転速度  $N_2$  時のポンプ性能曲線との交点が B 点となる。

図より B 点の吐出量  $Q_1 = 1.7\text{m}^3/\text{min}$ 、全揚程  $H_1 = 28.2\text{m}$ 、軸動力  $L_i = 10.8\text{kW}$  と読み取れたとする。

設備が要求する運転点 C にするためのポンプ回転速度を求めると、式(5)より

$$N_2 = N_1 / (H_1 / H_2)^{0.5} = 1,450 / (28.2 / 22.5)^{0.5} = 1,295\text{rpm} \text{ となる。}$$

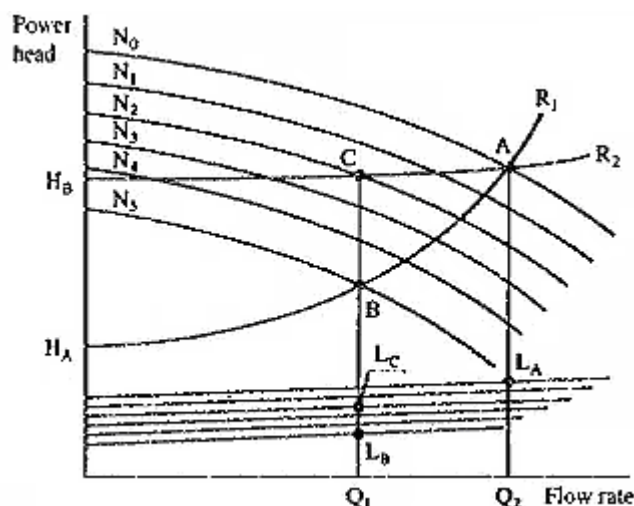
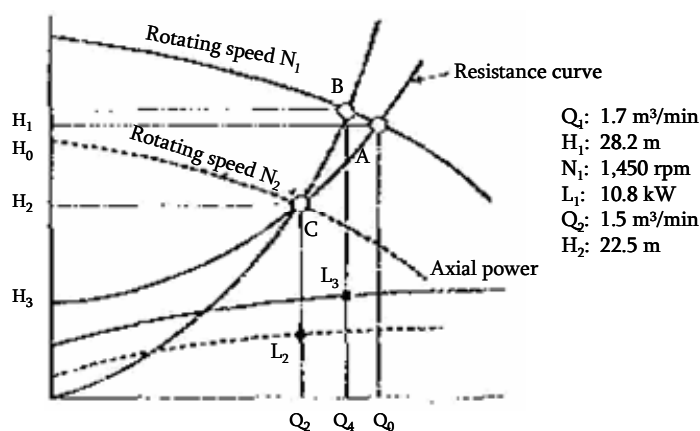


図 3.1.7-7 揚程変更による軸動力の差

この時軸動力は式(6)より

$$L_2 = L_1 \times (N_2/N_1)^2 = 10.8 \times (1,295/1,450)^2 = 7.7\text{kW}$$

となる。図 3.1.7-8 の A 点における軸動力は 11.0kW であり、回転速度を変えることにより 7.7kW に低減される。



Q<sub>1</sub>: 1.7 m<sup>3</sup>/min  
 H<sub>1</sub>: 28.2 m  
 N<sub>1</sub>: 1,450 rpm  
 L<sub>1</sub>: 10.8 kW  
 Q<sub>2</sub>: 1.5 m<sup>3</sup>/min  
 H<sub>2</sub>: 22.5 m

図 3.1.7-8 回転数によるポンプ性能変化

(6) ポンプの台数制御

必要水量が年間で時期により変動する場合や、あるいは1日の内でも日中と夜間というように時刻で変化する場合に、大容量のポンプ1台を弁で流量制御したり、可変速電動機で回転数制御することは、流量が小さい領域ではポンプ効率が低いので効率的ではない。この場合には図 3.1.7-9 のようにポンプを数台に分割して大水量を必要とするときは並行運転を行い。小水量でよいときは1台のポンプを運転するようにすれば、常時ポンプ効率のよい領域での運転ができ、電力の節減ができる。ただし小水量時に電動機が過負荷になることがあるので運転点を確認する必要がある。

実揚程が  $H_B$ 、送水管の抵抗曲線が  $R_2$  であれば、ポンプが 3 台運転で流量  $Q_3$  であるから、1 台のポンプは流量  $Q_3/3$  で運転されなければならない。しかし、ポンプ 1 台運転では流量が少ないため送水管の抵抗も小さくポンプの運転点が  $B$  となり、その時の流量は  $Q_1$  で  $Q_3/3$  よりも多くなる。従って、流量  $Q_1$  で運転した場合でも電動機が過負荷に成らない様に検討しておく必要がある。

また、実揚程が  $H_A$ 、送水管の抵抗曲線が  $R_1$  のように実揚程が小さいものまでは、ポンプ 1 台の運転をしようとするするとポンプの最大流量以上になってしまうので、吐出弁を絞って抵抗を付加しなければならない。

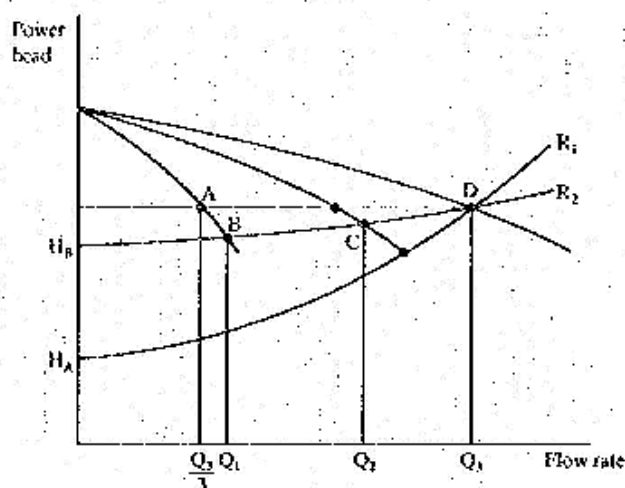


図 3.1.7-9 ポンプの並列運転性能曲線

#### (7) ポンプの電力削減対策

気体も液体も流体であり、基本理論は同じであるから、送風機と同じ理論が適用できる。ただし、弁制御では吸い込み側の弁コントロールは行われず、吐出し側のみである。吐出し側の弁コントロールは流量制御に主眼をおいた方法で、省電力の効果は少ない。

ポンプの電力削減の 3 要素は次のとおりである。

- 必要流量の低減
- 管路抵抗の減少
- 効率の良い流量制御

##### 1) 必要流量の低減

必要流量を削減することが第 1 である。各種設備に使用されているポンプは需要水量に見合ったポンプ設備になっているはずであるが、現実には以下の理由により実際に必要とする揚程、水量よりもポンプの持つ性能の方が大きい場合が大半である。

- a) 配管設備の経年による管路損失の増大を見込んで、全揚程に相当量の余裕を持ったポンプを設置している場合が多い。

- b) 将来の送水量や排水量の増加を見込んで、水量に余裕を持たせた設備が多い。
- 2) 管路抵抗の減少。
- 管路抵抗は設備建設時点でほぼ決まってしまうものであり、既設改造は難しいが抵抗となるものを以下に列挙する。
- a) 直管の摩擦損失
- Darcy の式(式(3))によれば直管の摩擦損失は、管材の抵抗係数 $\times$ (流速) $^2 \times$ 管の長さ/管径に比例する。
- b) 配管要素の損失
- 吸い込み口、曲がり部、急拡大部、急収縮部、オリフィス部、分流部、合流部、放流部など。
- c) バルブ類の損失
- 単純に言えば配管を極力直管に近くし、径を大きく、長さを短く、配管に余計なもののできるだけ付けないことが抵抗を小さくなることになる。
- 3) 効率の良い流量制御
- 必要流量が低減可能な場合に有効なポンプの省電力方法を以下に述べる。
- a) 間欠運転
- 水利用が必要時と不必要時とはっきり分かれる場合、不必要時にポンプ停止を行う。すなわちポンプを断続運転する。簡単な方法であるが、水撃作用があるのであまり短周期のON-OFF 運転は避けるべきである。
- b) 台数卸御
- 使用水量の変化に応じてポンプの運転台数を増減する方法で、ポンプ性能を設備の水量変化範囲に合わせてポンプ効率が比較的良好な部分で運転できるようポンプの台数を分割しポンプの軸動力を低減させる。
- 制御方式が簡単で台数を増やすことにより危険分散ができるが、吐出量が段階的变化になる。抵抗曲線が急勾配の場合には、台数を増やしても吐出量の増加が少ないなどの問題がある。
- c) 回転数制御
- 初期投資額が高いという欠点はあるが電力費の低減効果が大きく、低流量でもポンプに無理のない運転ができる特長があり、大容量ポンプの場合、揚程の変動範囲が大きい場合などに有効である。最近インバータによる回転数制御が普及している。
- d) ポンプの取り替え
- 定流量負荷で流量が以前より低下した場合、あるいは流量に季節的変動がある場合など

にポンプを必要流量にあったものに変更する方法で、簡単ではあるが流量制御はできず、取り替えに時間を要するといった問題がある。

また、回転数を変更し流量を低減することを目的として電動機を取り替えのみを行う場合もある。

e) 羽根車の交換.

渦巻きポンプで定流量負荷に適用でき、効率の良いポンプ性能変更が可能である。ただしポンプの分解、組み立てが必要である。

### 3.1.8 ボイラの省エネ

#### (1) ボイラの種類

現在、広く使用されているボイラを構造によって分類すると、表 3.1.8-1 のようになる。

表 3.1.8-1 ボイラの種類

Type	Model
Cylindrical boiler	Vertical boiler
	Flue boiler
	Smoke tube boiler
	Flue smoke tube boiler
Water-tube boiler	Natural circulation water boiler
	Forced circulation water tube boiler
Compact once through steam boiler	
Once-through boiler	

#### 1) 炉筒煙管ボイラ

図 3.1.8-1 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もあり、広く使われている。圧力 15MPa (15kg/cm<sup>2</sup>(G)) 程度、容量 25t/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。

炉筒煙管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。

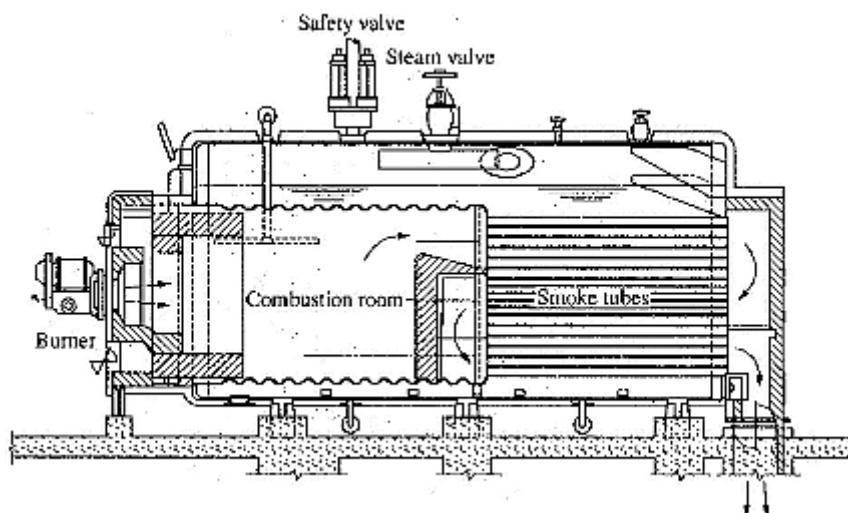


図 3.1.8-1 炉筒煙管ボイラ

#### 2) 水管ボイラ

図 3.1.8-2 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) 給水およ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。

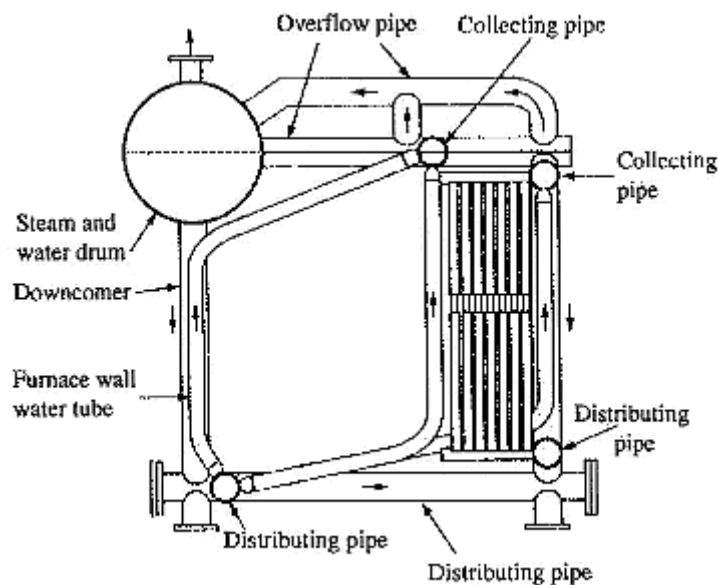


図 3.1.8-2 水管ボイラ

石炭燃焼の水管ボイラは、石炭事前処理設備および高性能集塵が必要である。石炭の燃焼装置は移床式ストーカ式とスプレッダー・ストーカ式がある。

スプレッダー・ストーカ燃焼では、石炭は供給量調節機能を有するフィーダで供給され、回転するロータの羽根（散布機）ではね飛ばされて火格子上全面に均等に散布される。火格子は逆送式移床ストーカであり、散布された石炭はその重力加速度作用により大粒径のものは火格子後部に、燃焼時間を要しない小粒径のものは前部に散布され、微粉は浮遊燃焼する。移床式ストーカ燃焼と微粉炭燃焼の中間の燃焼となる。

図 3.1.8-3 に石炭燃焼水管ボイラの設備フローを示し、図 3.1.8-4 にスプレッダー・ストーカ燃焼装置を示す。



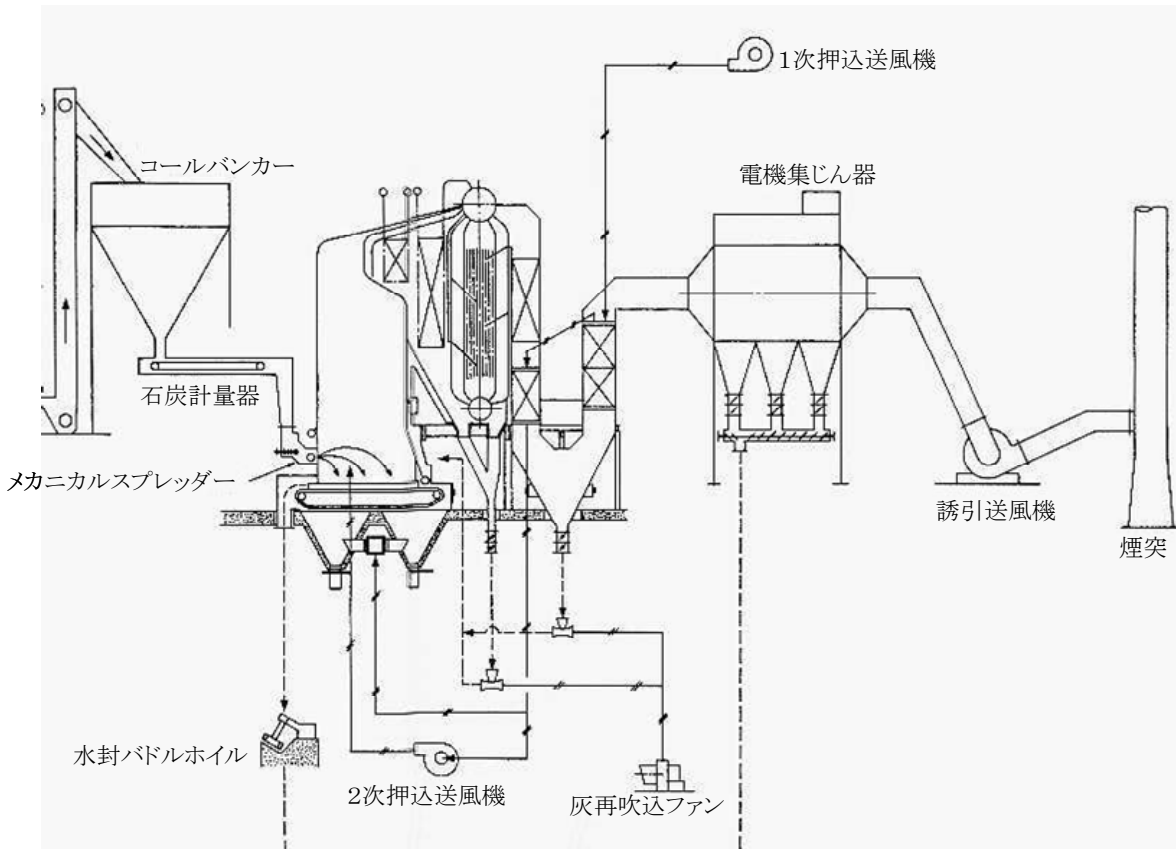


図 3.1.8-3 石炭燃焼水管ボイラの設備フロー

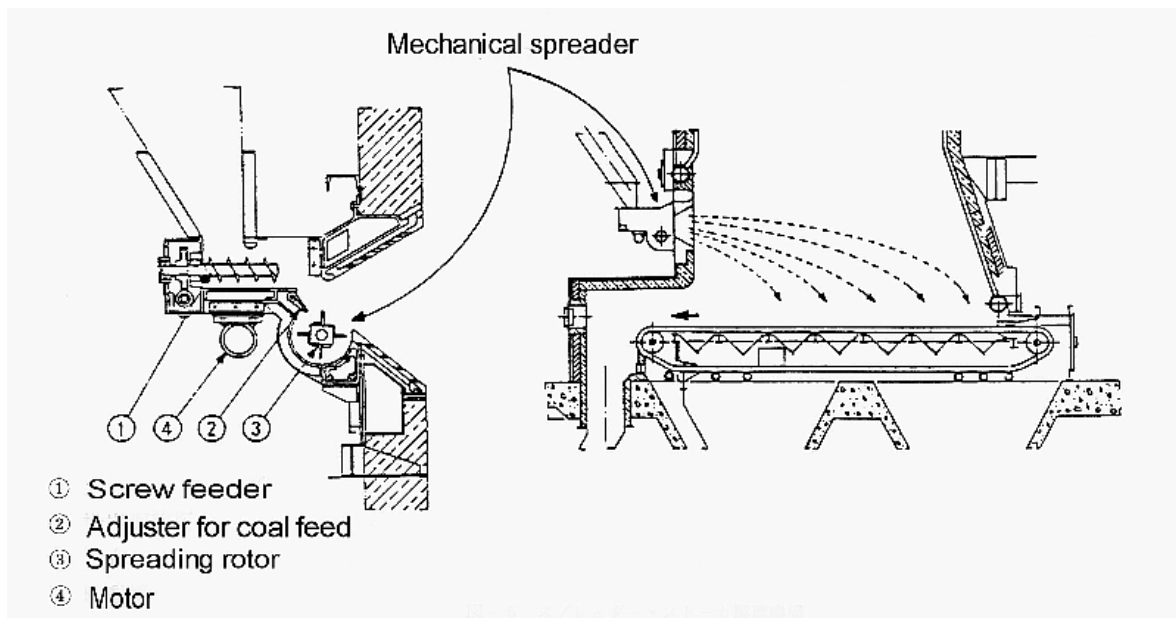


図 3.1.8-4 スプレッダー・ストーカ燃焼装置

### 3) 小型貫流ボイラ

図 3.1.8-5 に示すように、小型貫流ボイラは上部管寄せと下部管寄せとの間を複数の垂直な水管で結んだ構造である。下部管寄せへ給水を行い、水が水管を上昇する間に気水混合状態とし、これを気水分離器または上部管寄せへ送り込み、分離して蒸気を得る。ボイラの小型化、高効率化が図られ設置スペース上有利である。最大容量は 2t/h であるが、複数の小型貫流ボイラを設置して、負荷に応じた運転台数制御を行うことができる。

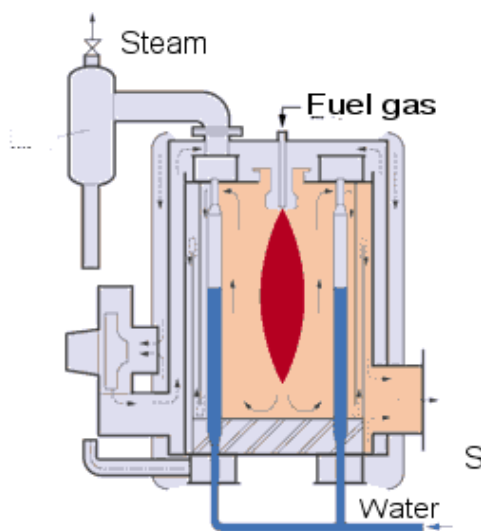


図 3.1.8-5 小型貫流ボイラ

#### (2) ボイラの熱勘定

我国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タートブローは行わない。

最初に、図 3.1.8-6 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の調査を行い、所要の事項について運転記録をとる。熱勘定の結果は、表 3.1.8-2 の様式にまとめる。

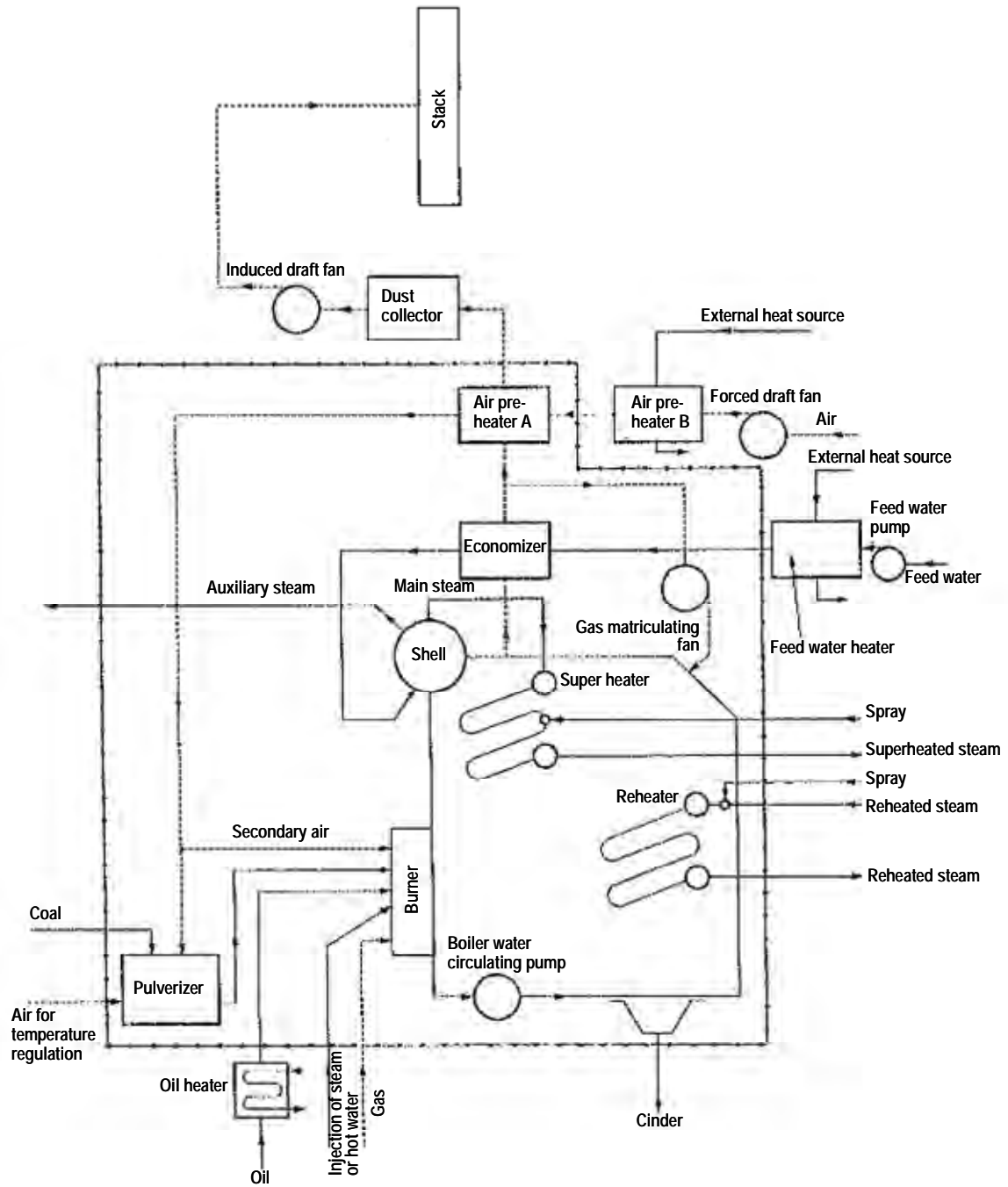


図 3.1.8-6 ボイラ熱勘定の標準範囲

表 3.1.8-2 ボイラの熱勘定表

		Heat input	kJ/kg (m <sup>3</sup> N)	%
(1)		Calorific value of fuel	H <sub>f</sub> <sup>(2)</sup>	
(2)( <sup>1</sup> )		Sensible heat of fuel	Q <sub>1</sub>	
(3)( <sup>1</sup> )		Sensible heat of air	Q <sub>2</sub>	
(4)( <sup>1</sup> )		Carrying heat of furnace injection steam	Q <sub>3</sub>	
(5)( <sup>1</sup> )		Heat corresponding to the work of auxiliary devices	Q <sub>4</sub>	
		<b>Total</b>	<b>H<sub>f</sub><sup>(2)</sup>+Q</b>	<b>100</b>
		Heat input	kJ/kg (m <sup>3</sup> N)	%
Effective heat input	(1)	Heat of generated steam	Q <sub>s</sub>	
	(2)	Heat of blow water	(Q <sub>d</sub> )	
	(3)	Others		
		<b>Subtotal</b>	<b>Q<sub>s</sub></b>	
Heat loss	(1)	Heat loss in exhaust gas	L <sub>H</sub> <sup>(3)</sup>	
	(2)	Heat loss due to furnace injection steam	L <sub>2</sub>	
	(3)	Heat loss due to incomplete burning exhaust gas	L <sub>3</sub>	
	(4)	Heat loss due to combustible in refuse	L <sub>4</sub>	
	(5)	Heat loss due to dissipation	L <sub>5</sub>	
	(6)	Heat loss due to others	L <sub>6</sub>	
		<b>Subtotal</b>	<b>L<sub>1</sub><sup>(3)</sup></b>	
		<b>Total</b>		<b>100</b>
			Boiler efficiency	%
(1)	Input and output heat method			
	$\eta_1 = \frac{Q_s}{H_f + Q} \times 100$			
(2)	Heat loss method			
	$\eta_2 = (1 - \frac{L_1}{H_f + Q}) \times 100$			
Note <sup>(1)</sup> (2), (3) and (4) are due to the external heat source,				
<sup>(2)</sup> In case of a high heating value basis, it shall be taken as H <sub>h</sub> .				
<sup>(3)</sup> In case of a high heating value basis L <sub>1</sub> shall be taken as L <sub>1h</sub> and L <sub>1</sub> be taken as shall be taken as L <sub>h</sub> .				

以下に計算のための参考事項および要点を示す。

1) 排ガス損失

燃焼排ガスの平均比熱(C<sub>p</sub>)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(1.38kJ/m<sup>3</sup>N℃)(0.33kcal/m<sup>3</sup>N℃)となっている。

蒸気を含む理論燃焼排ガス量(G<sub>1</sub>)は理論空気量と同じく、物質収支から計算するか、または、Boieの近似式により、燃料発熱量(H<sub>f</sub>)から求めることができる。

- 石炭の場合

$$G_1 = 0.216 * H_f / 1,000 + 1.67 [m^3 N / kg - fuel]$$

- 重油の場合

$$G_1 = 3.762 * H_f / 10,000 - 3.91 [m^3 N / kg - fuel]$$

- 気体燃料の場合

$$G_1 = 2.926 * H_f / 10,000 [m^3 N / m^3 N - fuel]$$

ここで、

$H_f$  : 燃料の発熱量(kJ/kg)または(kJ/m<sup>3</sup>N)

実際排ガス量は次式のようになる。

$G = G_1 + (m - 1)A_0 +$  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。

ここで、

$m$  : 空気比、

$A_0$  : 理論空気量(m<sup>3</sup>N/kg-fuel)または(m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N-fuel)

排ガス損失は次式により求められる。

$L_H = G * C_p * (t_g - t_a)$  [kJ/kg-fuel] or [kJ/m<sup>3</sup>N-fuel]

ここで、

$C_p$  : 排ガスの平均比熱[1.38kJ/m<sup>3</sup>N°C]

$t_g$  : 排ガス温度(°C)

$t_a$  : 室内温度、周囲温度(°C)

### (3) ボイラの省エネ対策

ボイラの省エネルギー項目は図 3.1.8-7 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。

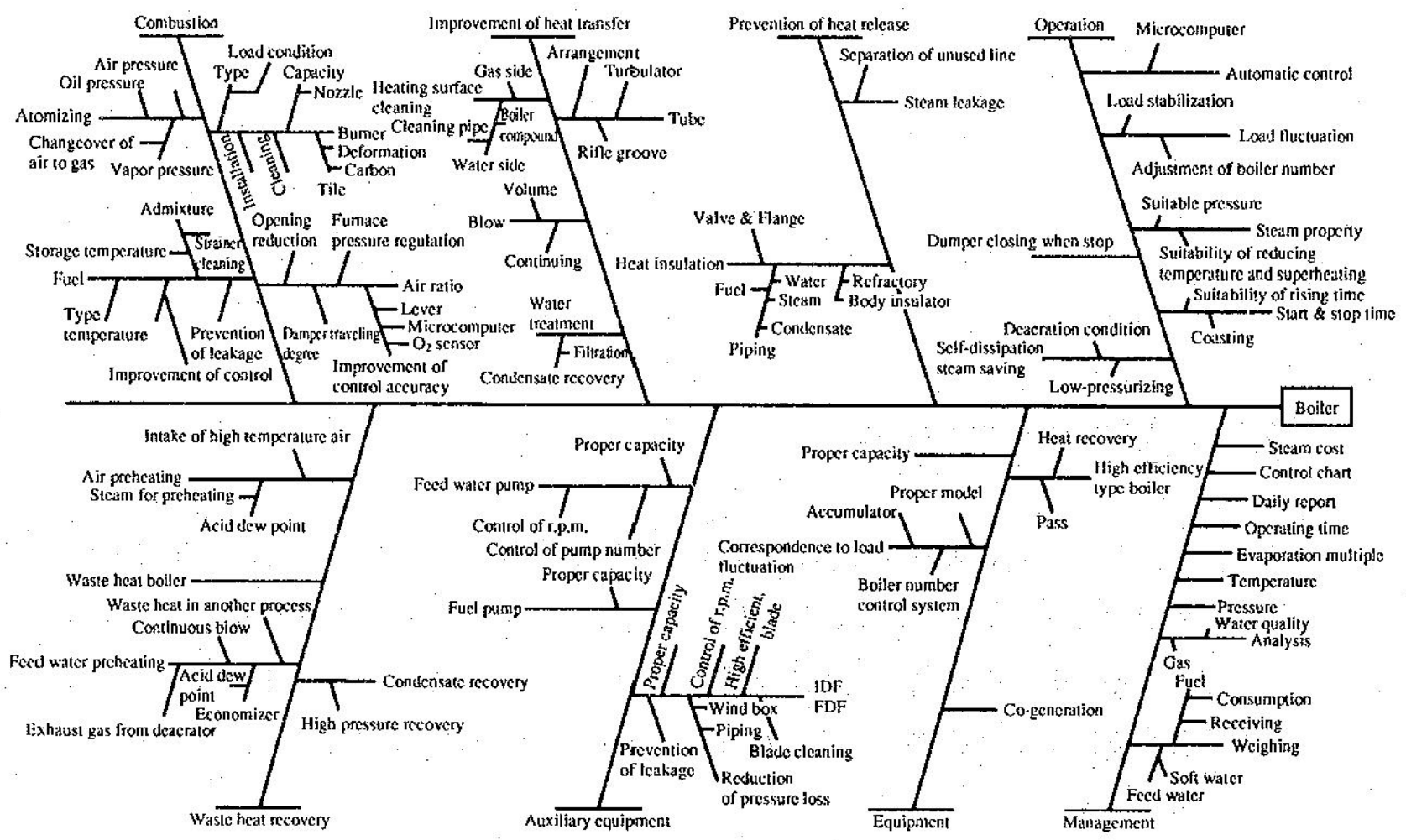


図 3.1.8-7 ボイラの省エネ特性要因図

表 3.1.8-3 ボイラにおける省エネ項目ボイラにおける省エネ項目

No.	Category	Energy conservation measures	Energy saving effects	Investment cost	Remarks
1	Combustion	Improvement of air ratio	Exhaust gas 600°C, Base temp 20°C, heavy oil firing, Air ratio 1.6 to 1.2, Waste heat loss: 37% ⇒ 28% Improvement of fuel saving: 9%	Installation cost of oxygen analyzer for exhaust gas	
2	Combustion	Keeping of fuel oil temperature Preheated temperature is 80 to 100°C		No investment cost	
3	Combustion	Inspection and maintenance of burner: Oil strainer, Burner chip, Burner direction, Burner tile, Oil leakage of valves and piping		No investment cost	
4	Combustion	Keeping of steam pressure for atomizing at the value indicated by manufacturer		No investment cost	
5	Combustion	Preventions of infiltrating air: Keeping of inner pressure of combustion chamber, Closing of opening area		No investment cost	
6	Combustion	Adjustment of combustion air volume: Monitoring of combustion flame and smoke;		No investment cost	
7	Combustion	Introduction of automatic combustion control unit: Damper control of combustion air fan by feedback of oxygen content in exhaust gas		Installation cost of oxygen analyzer for exhaust gas and automatic control unit	
8	Heat transfer	Removal of heat transfer surface and water tube: Soot blow work, Periodical cleaning every 1 to 3 months	Remove thickness of soot 2 mm to 0.5 mm, Fuel consumption: 30% ⇒ 5% Fuel saving effects: 25%		
9	Heat transfer	Removal and prevention of scale in water tube: Water treatment, Boiler water blowing, Periodical cleaning or acid cleaning a year,	Remove scale of thickness of 1 mm, Fuel saving: 2%	Installation cost of economizer, Insulation cost of feed water piping	
10	Heat transfer	Removal of dissolved oxygen in feed water: Introduction of membrane unit	Saving of agent of deoxygenize	Installation cost of deoxygenize unit with membrane type	

No.	Category	Energy conservation measures	Energy saving effects	Investment cost	Remarks
11	Waste heat recovery	Preheating of combustion air by waste heat recovery	Air ratio: 1.2, Exhaust gas temp.: 900°C, Preheated air temp.:200°C, Fuel saving: 12%。	Installation cost of air preheater, Insulation cost of air piping	
12	Waste heat recovery	Preheating of feed water by waste heat recovery	Base feed water: 20°C, Boiler pressure: 1MPa, Feed water temp.:20°C to 80°C preheated, Fuel saving: 9%	Installation cost of economizer, Insulation cost of feed water piping	
13	Waste heat recovery	Recovery of steam condensate	At boiler efficiency: 85%, Recovery of condensate: 80%, Apparent boiler efficiency: 95% Efficiency improvement: 10%	Installation cost of condensate tank, piping and steam trap	
14	Heat dispersing	Prevention of steam leakage from steam piping		No investment cost	
15	Heat dispersing	Repairing of insulation material of boiler body		No investment cost	
16	Heat dispersing	Reinforcement of insulation of steam piping and steam valve	Steam pressure: 4 MPa, Steam temperature: 250°C, No-insulated piping of diameter: 5inch (125A) and length: 10 m, After insulation of 30 mm thick, dispersion heat from surface of piping: 20,000 kcal/h ⇒1,690 kcal/h Heat saving: 18,310 kcal/h	Insulation cost of piping	
17	Anxiety equipment	Variable speed control of induced draft fan Rotating speed control by inverter due to load		Insulation cost of inverter control unit	
18	Operation	Preparation of graph of steam evaporation volume and fuel consumption: Check the trend of data	Prevention of damage and loss by early finding of extraordinary	No investment cost	
19	Operation	Preparation of daily operation record: Evaporation volume, fuel consumption, Feed temperature, Exhaust gas temperature, Oxygen content in exhaust gas, Record every 1 hour	Prevention of damage and loss by early finding of extraordinary.	No investment cost	



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(図 3.1.8-8 参照)。

その排ガス損失は排ガス量と排ガス温度で決まるが、排ガス量を最小にするためには適正な空気比に保つ必要がある。

空気比を適正化するために留意すべき点は以下のとおりである。

a) 燃料油温度の適正維持

燃料油の粘度が 20 ~ 45cSt の範囲に入るよう、重油では 80 ~ 100℃に予熱する。

b) 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

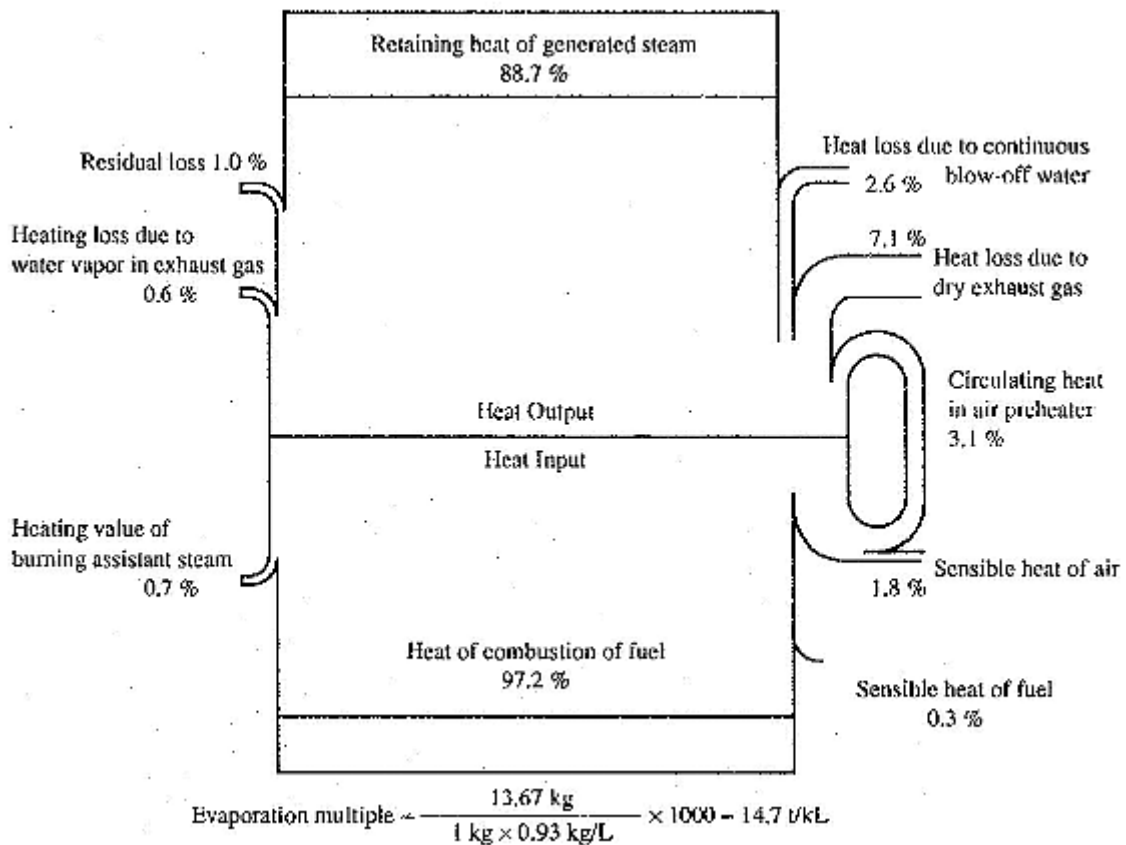


図 3.1.8-8 ボイラ (20t/h) の熱勘定例

## c) 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、空気圧または油圧をメーカー指示値に維持する。

## d) 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。

## e) 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濃度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。固体燃料の場合は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に適正空気比に近い。

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。

## f) 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。

図 3.1.8-9 に示す例は、リンク機構の中に比率設定器を組み込み、排ガス中の酸素濃度分析値をフィードバックし、空気ダンパを微調整して酸素濃度設定値に合わせるようにしている。

ボイラ容量が大きいものでは、燃料およ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図 3.1.8-10 に示すように並列または直列カスケード制御を行う。

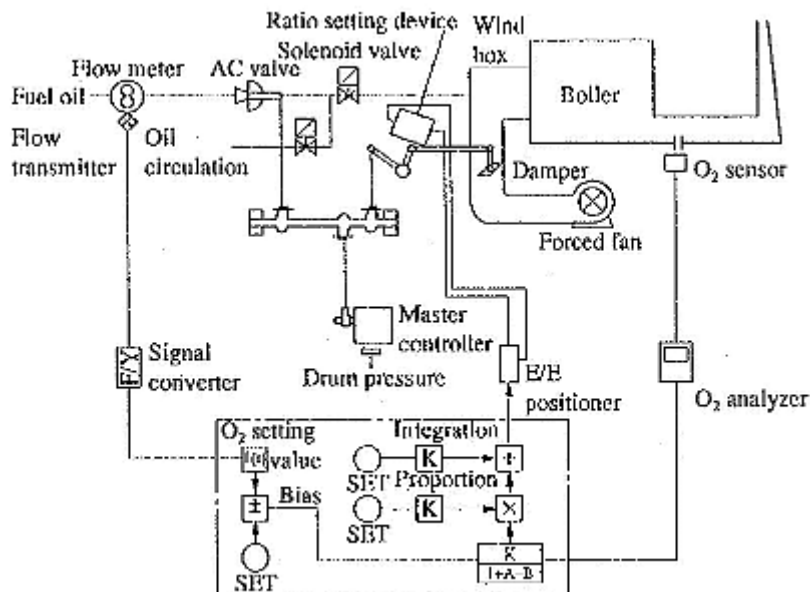


図 3.1.8-9 ボイラの空気比制御装置

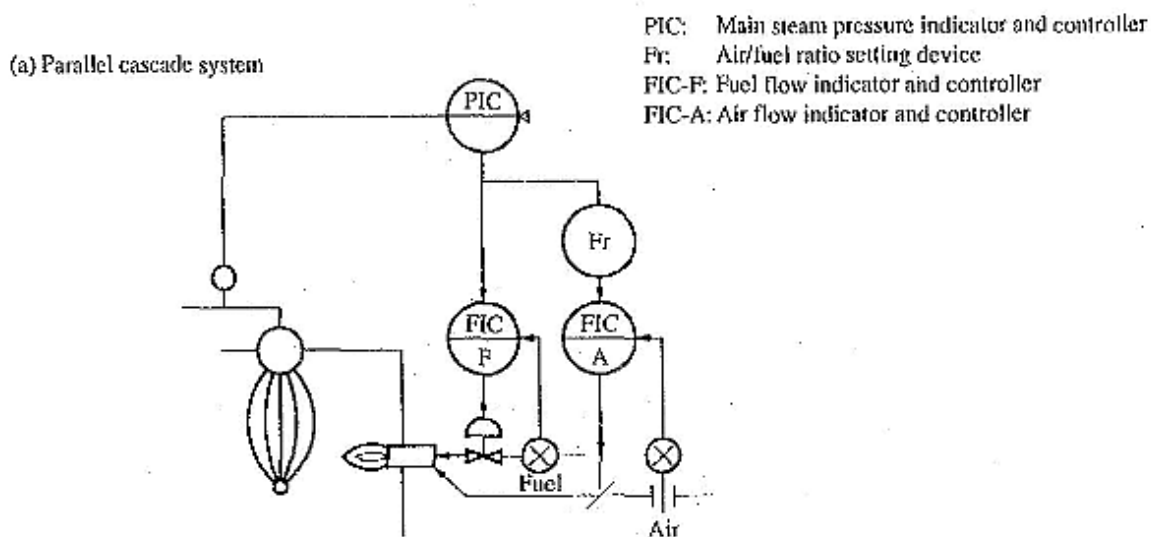


図 3.1.8-10 基本的な燃焼制御装置

g) 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。参考までに日本のボイラの目標空気比判断基準の値を表 3.1.8-4 に示す。また、日本の工業炉の目標空気比判断基準を表 3.1.8-5 に示す。

表 3.1.8-4 ボイラの目標空気比標準(日本の省エネ法)

Classification	Load factor (%)	Solid fuel			Liquid fuel	Gas fuel	Blast furnace gas and other by-product gases
		Fixed bed		Fluidized bed			
		Coal	Pulverized coal				
Large-sized boiler for electric utilities	75 - 100	-	1.15-1.25	-	1.05 - 1.1	1.05 - 1.1	1.15 - 1.2
Other boilers							
30 t/h or more	50 - 100	1.2 - 1.3	1.2-1.25	1.2- 1.25	1.05 - 1.15	1.05 - 1.15	1.2 - 1.3
10 to 30 t/h	50 - 100	1.2 - 1.3	1.2-1.25	1.2- 1.25	1.15 - 1.25	1.15 - 1.25	-
5 to 10 t/h	50 - 100	-	-	-	1.15 - 1.3	1.15 - 1.25	-
<10 t/h	50 - 100	-	-	-	1.15 - 1.3	1.15 - 1.25	-

表 3.1.8-5 工業炉の目標空気比標準(日本の省エネ法)

適用範囲：定格容量が原油換算 20 liter/h 以上の工業炉

Item	Gas fuel		Liquid fuel	
	Continuous type	Intermittent type	Continuous type	Intermittent type
Metal melting furnace for casting	1.05-1.20	1.05-1.25	1.05-1.25	1.05-1.30
Continuous billet reheating furnace	1.05-1.15	-	1.05-1.20	-
Metal heating furnace other than the above	1.05-1.20	1.05-1.30	1.05-1.20	1.05-1.30
Metal heat treatment furnace	1.05-1.15	1.05-1.25	1.05-1.20	1.05-1.30
Petroleum heating furnace	1.05-1.20	-	1.05-1.25	-
Thermal cracking furnace and reforming furnace	1.05-1.20	-	1.05-1.25	-
Cement kiln (*1)	1.05-1.25	-	1.05-1.25	-
Lime kiln (*1)	1.05-1.25	1.05-1.35	1.05-1.25	1.05-1.35
Drying oven (only the combustion chamber)	1.05-1.25	1.05-1.45	1.05-1.30	1.05-1.50

Note: (\*1) value of liquid fuel in case pulverized coal firing

## 2) 排ガス温度

## a) 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  $\text{SO}_2$  が生成し、その一部は  $\text{SO}_3$  に転化する。したがって、燃焼排ガスが熱交換器などの低温壁に接触して露点以下になると、この  $\text{SO}_3$  と水とが反応して高濃度の硫酸 ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) を生成し、熱交換器やダクトを腐食するようになる。

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	kJ/kg-fuel (kcal/kg-fuel)
P :	予熱空気の持ち込む熱量	kJ/kg-fuel (kcal/kg-fuel)
F :	燃料の発熱量	kJ/kg-fuel (kcal/kg-fuel)
H :	有効熱および固定的に必要な熱量 = F - Q	kJ/kg-fuel (kcal/kg-fuel)

とすると、空気を予熱しないときは、

$$HA = F - Q$$

空気を予熱するときは、

$$HB = F - Q + P = HA + P$$

炉の所要熱量を X kJ/h とすれば、燃料消費量は空気を予熱しないときは

$$X/HA \text{ [kg-fuel/h]}$$

空気を予熱するときは、

$$X/HB = X/(HA+P) \text{ [kg-fuel/h]}$$

したがって燃料節約率は、次のようになる。

$$\frac{X/HA - H/(HA+P)}{X/HA} = \frac{P}{HA+P}$$

空気比 1.2 の場合の燃料節約率を図 3.1.8-11 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効果に加えて、着火性や保炎性の向上、燃焼速度の上昇などの効果により空気比の低減が図れ、さらに火炎温度も上昇するので、これらによる省エネ効果も期待できる。

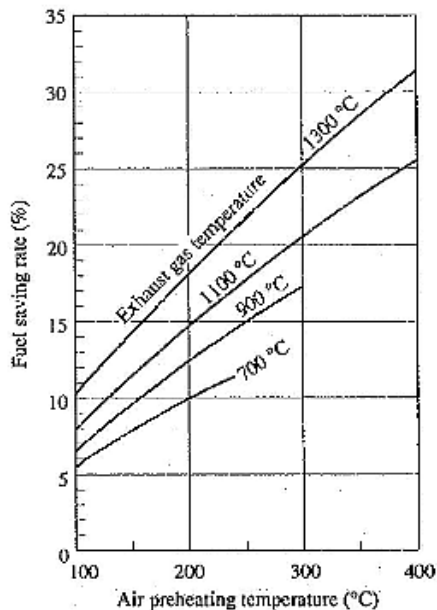


図 3.1.8-11 空気予熱による燃料節約率

一方、空気予熱を行う場合は火炎温度の上昇による NOx 発生の増加、バーナの耐熱性に注意しなければならない。

また、エコマイザの設置を計画する際は、コンデンセート回収、連続ブローからの熱回収、太陽熱やほか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、エコマイザの終済性が低くなる場合もあり得る。

b) 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、大型ボイラにお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。

我国の排ガス温度判断基準では、これらの点を勘案して表 3.1.8-6 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。

この標準値は、定期整備後、外気温度 20°C、負荷率 100%の条件での温度である。

表 3.1.8-6 ボイラの排ガス温度基準

外気温 20°C の時、負荷率 100%

Class	Target exhaust gas temperature (°C)				
	Solid fuel		Liquid fuel	Gas fuel	BF gas and other by-product gas
	Fixed bed	Fluedized bed			
Large-sized boiler for electric utilities	—	—	135	110	190
Others					
30 t/h or more	180	170	160	140	190
10 to 30 t/h	180	170	160	140	—
5 to 10 t/h	—	300	180	160	—
Below 10 t/h	—	320	200	180	—

表 3.1.8-7 工業炉の目標排熱回収率

Waste gas temperature (°C)	Capacity category	Target waste heat recovery ratio (%)	Reference	
			Waste gas temperature (°C)	Preheated air temperature (°C)
below 500	A・B	35	275	190
500 to 600	A・B	35	335	230
600 to 700	A	40	365	305
	B	35	400	270
	C	30	435	230
700 to 800	A	40	420	350
	B	35	460	310
	C	30	505	265
800 to 900	A	45	435	440
	B	40	480	395
	C	35	525	345
900 to 1,000	A	55	385	595
	B	45	485	490
	C	40	535	440
1,000 and over	A	55		
	B	45	—	—
	C	40		

Note: Capacity category A, B and C

Category A: Furnace with rated capacity of 84,000 MJ/h or more

Category B: Furnace with rated capacity of 21,000 to 84,000 MJ/h

Category C: Furnace with rated capacity of 840 to 21,000 MJ/h

## 3) 放熱防止

ボイラでは放熱面の大部分を水または蒸気部分として、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、フランジなど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、せっ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。

我国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(JISA9501)に従うこととしている。

我国の判断基準で規定している工業炉の表面温度を表 3.1.8-8 に示す。

表 3.1.8-8 工業炉の表面温度基準

Furnace temperature (°C)	Target furnace wall outer surface temperature (°C)		
	Roof	Side wall	Bottom in contact with open air
1,300 and over	120	110	160
1,100 to 1,300	110	100	135
900 to 1,100	100	90	110
below 900	80	70	90

#### 4) ボイラの省エネ改善事例

##### a) 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°C で 1,500t/h 排出されている。この水は、クーリングタワーで 35°C に冷して再び冷却用に用いていた。

一方・隣接するほか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°C 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 13t/h を節約することができた。設備投資 70 百万円、燃料節減額 330 百万円/年。投資回収期間 3 ヶ月であった。

##### b) 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(30t/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 87%
- 排ガス損失 8%
- 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、従来酸素濃度の限界が 5% だったのが 3% 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、



- 負荷変動比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
- 時間遅れの少ないジルコニア式酸素濃度計の採用を行い、酸素濃度を 3%まで低下させた。

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

以上の結果、重油 37.5kL/y の減少、電力 145,000kWh/y の減少となり、メリットは 515 万円/年、設備費は約 1 年で回収できた。