

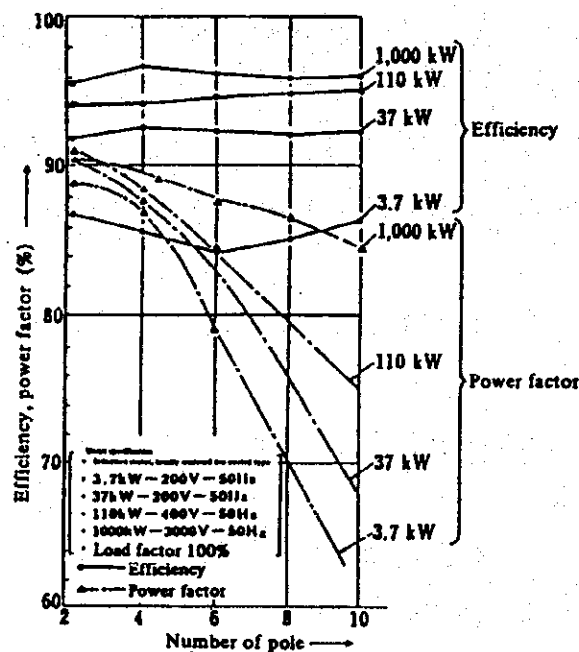
電動機の極数は、所望する相手機械の回転数により選定されるが、一般に同一出力の電動機に対し、極数が大きくなるにつれて容積、重量が大きくなる。

重量は素材の使用量、素材加工の費用と密接な関係があるから、コストの傾向を表すと考えてよい。従って、極数が大きくなると一般にコストは高くなるとみてよいから、理由なく極数を大きくすることは、初期投資額が大きくなり不経済である。

また、電動機は相手負荷の機械に直結される場合はまれであり、この間に通常、変速機が介在することが多い。

変速機の関連で4極機が選定できれば、コスト及び力率の面で問題はないが、極数の大きい電動機を選定する場合、変速機を含めた駆動系の効率メリットと電動機の投資金額増の兼ね合いで決定すべきである。

Fig. 16 Relation between number of pole, efficiency and power factor of Induction motors

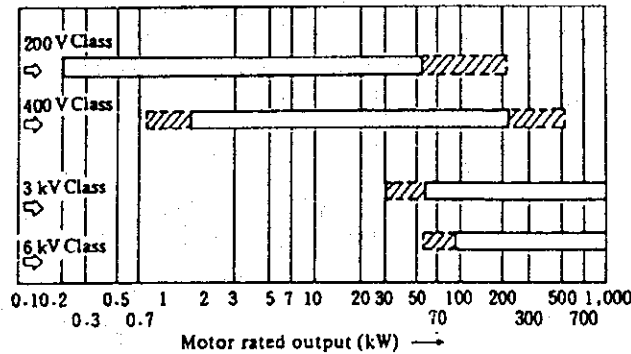


(7) 電動機の電圧の選定

電動機の電圧は、その効率及び経済性と深い関係があるので配電電圧を決定するのは、省エネルギーにとって重要な要素である。小容量の電動機にことさら高い定格電圧を選んだり、あるいは逆に大容量機に低い電圧を選定することは好ましくない。

Figure 17は、電動機の電圧別の容量範囲を技術上の問題と経済性を考慮して表したものである。この図で白枠で示した範囲は比較的経済的な範囲で、かつ製造技術上問題点の少ない範囲であり、斜線で示した範囲はある程度経済性を無視して製作すれば、技術的には製造可能な範囲である。

Figure 17 Optimum output range of motor

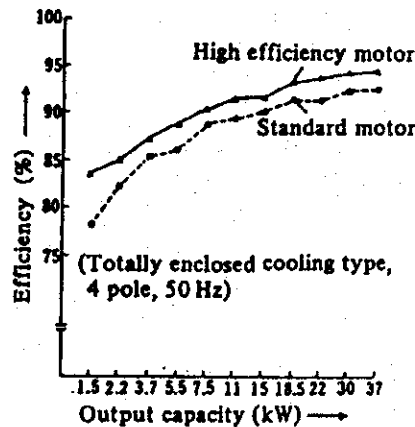


(8) 高効率電動機の採用

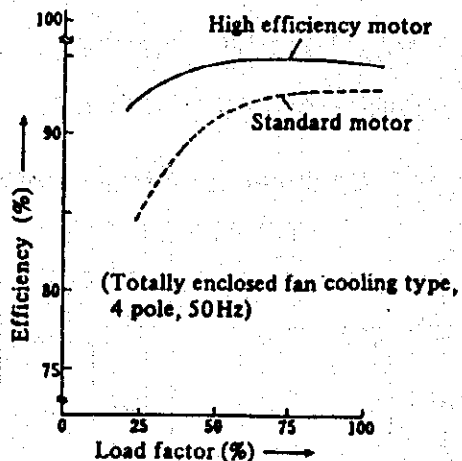
生産設備で広範囲に使われている低圧かご形誘導電動機で、高級鋼板の採用及び設計の適正化により、枠番及び外形寸法を現行の標準機のまま鉄損及び銅損を20～30%減少させた高効率電動機が近年市販されている。多少初期投資は高くなるが、長時間運転する電動機には、採用を検討すべきであろう。

Figure 18及びFigure 19に現在、生産されている高効率機と標準形機の効率の比較を示す。Figure 19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。

Figure 18 Efficiency comparison of 3 phase squirrel cage type Induction motor



**Figure 19 Efficiency comparison of 3 phase squirrel cage type Induction motor**



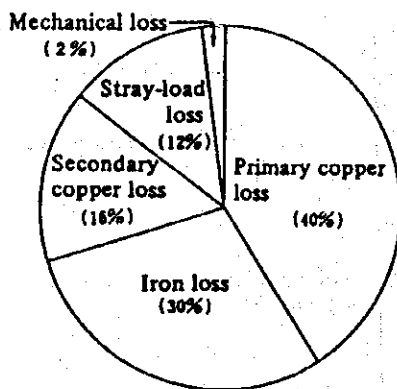
3.2 既設設備の小幅な改造によって省エネルギーを図る場合

(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。

Figure 20 は、比較的容量の小さい三相誘導電動機の損失の1例を示したものである。この図から明らかなように、損失の大部分は銅損と鉄損で全体の 86 % を占めている。従って電源電圧の変動の誘導電動機に対する影響も、この二つを調べることで判明する。

**Figure 20 Loss analysis example of standard 3 phase Induction motor**



さて銅損は、誘導電動機の固定子巻線（1次巻線）と回転子（2次巻線）に電流が流れることにより発生する抵抗損で、負荷電流の2乗に比例するから負荷率の依存性の強い損失成分である。

$$W_c = 3 (r_1 + r_2') I_2^2 \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (8)$$

$W_c$  : 銅損

$r_1$  : 毎相の1次巻線の抵抗  $[\Omega]$

$r_2$  : 毎相の2次巻線の抵抗（1次損算値）  $[\Omega]$

$I_2$  : 負荷電流  $[\text{A}]$

電動機が同期速度近辺の定格速度で運転されている時の2次電流は、誘導電動機の基本式から、

$$I_2 \doteq \frac{\omega_0 T}{3 V_1} \quad (\text{A}) \quad \dots\dots\dots (9)$$

である。ただし、 $\omega_0$  : 同期角速度

$V_1$  : 電源電圧

$T$  : 負荷トルク

(8)式と(9)式から、電源電圧と銅損の関係は

$$W_c \doteq (r_1 + r_2') \frac{\omega_0^2 T^2}{3 V_1^2} \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (10)$$

すなわち、負荷トルクが電源電圧の変動の前と後で変化しないとすると、銅損は電圧の2乗に反比例することとなる。

一方、鉄損  $W_i$  は、回転磁界により鉄心中の磁束が変化するとき発生する損失で、過電流損  $W_e$  とヒステリシス損失  $W_h$  とからなる。渦電流損失は、鉄心の鉄板の厚み  $d$  の2乗、及び磁束密度  $B$  の2乗に比例し、ヒステリシス損失はスタインメッツの研究によれば、周波数  $f$  に比例し磁束密度の1.6乗に比例するといわれている。しかし、最近の鉄板は珪素鋼板が使用されるので、相当高い磁束密度が取られるから、ヒステリシス損失も磁束密度の2乗に比例するとみるのが実際的である。

ここで、 $fB$  は電圧に比例するから、鉄損  $W_i$  は、

$$W_i = W_e + W_h = k_1 (d/fB)^2 + k_2 f B^2 = V_1^2 \left( k_1' + \frac{k_2'}{f} \right) \quad [\text{W}] \quad \dots\dots (11)$$

$k_1, k_1'$  : 渦電流損を表す定数

$k_2, k_2'$  : ヒステリシス損を表す定数

となる。

電動機の損失の大部分が鉄損と銅損であることから、仮に全損失を鉄損  $W_i$  と銅損  $W_c$  の和とすると全損失  $W$  は、式(10)と式(11)から次式となる。

$$W = \left( k'_1 + \frac{k'_2}{f} \right) V^2 + (r_1 + r_2') \frac{\omega_0^2 T^2}{3V^2} (W) \dots\dots\dots (12)$$

全損失  $W$  が最小となる電源の電圧  $V$  は、 $dW/dV_1 = 0$  の条件から求められ次式となる。

$$V = \sqrt[4]{\frac{(r_1 + r_2') \omega_0^2}{3 \left( k'_1 + \frac{k'_2}{f} \right)}} \cdot \sqrt{T} \quad [V] \dots\dots\dots (13)$$

上式から、損失最小となる電源電圧は  $\sqrt{T}$  に比例するから、負荷率が低くなるにつれて低下する。

Figure 21 は、電源電圧に対する銅損と鉄損の特性の概念図を表したものである。トルクは負荷の反抗トルク  $T_i$  と釣り合っているから負荷率とみてよい。従って、銅損曲線  $W_c$  は負荷率と共に上昇し、鉄損は負荷率に無関係な値となる。損失最小点は、鉄損曲線  $W_i$  と銅損曲線  $W_c$  の交点であるから、負荷率が大きい場合は電源電圧を上昇した点になり、逆に負荷率が小さい場合は電圧を低下させた点となる。

Figure 22 は、実際の電動機で電源電圧を変化させた場合の効率曲線の1例である。図に示すように、電圧変動時の効率は負荷率によって異なった傾向を示

Figure 21 Tendency of loss against applied voltage

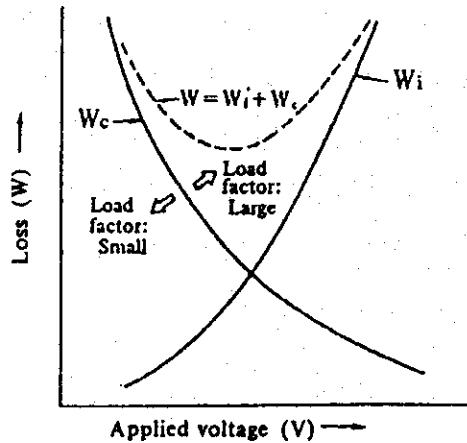


Figure 22 Example of efficiency during voltage fluctuation of induction motor

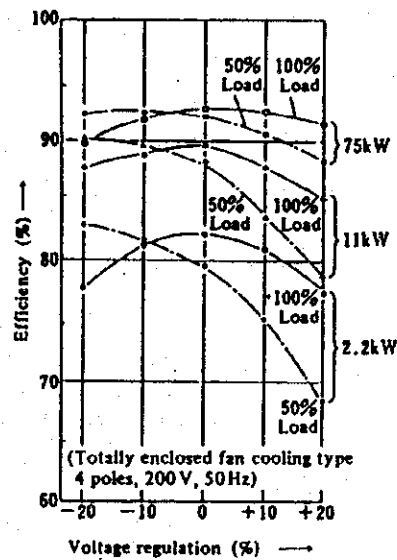
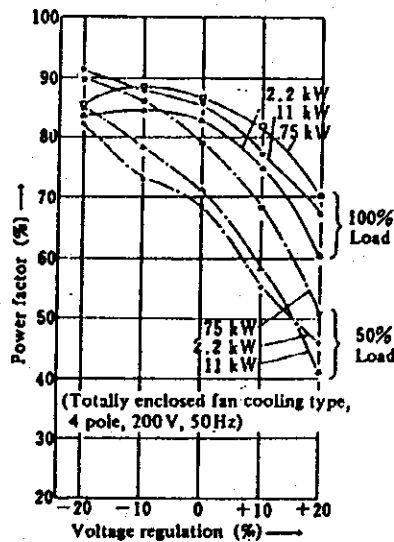


Figure 23 Example of power factor during voltage fluctuation of induction motor



す。負荷率が高い場合は、定格電圧で最高の効率を示し、逆に負荷率が低い場合は、電圧が上昇するにつれて効率が低下する。

Figure 23 は、電源電圧が変動した場合の誘導電動機の力率変化を示したものである。誘導電動機の励磁電流は電源電圧に比例するので、電圧が低下するほど力率は上昇する。

Table 12 は、いままで述べたことを一覧表にまとめたものである。

以上、電源電圧の変動時の効率及び力率に着目して述べてきたが、実際に現場で運転されている電動機に適用するときは、次の点を併せて検討すべきである。

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、Table 12 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及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

Table 12 Effect of voltage fluctuation on Induction machine

		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%	$1/V^2$	-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 ~ 2%	—	-1 ~ 2%
Power factor	Full load	+1%	—	-3%
	3/4 Load	+2 ~ 3%	—	-4%
	1/2 Load	+4 ~ 5%	—	-5 ~ 6%
Full-load current		11%	—	-7%
Starting current		-10 ~ 12%	V	+10 ~ 12%
Full-load temperature rise		+6 ~ 7°C	—	-1 ~ 2°C
Magnetic noise		Slightly decreased	—	Slightly increased

損が増加して巻線の温度上昇、配電線の線路損失の増加等があるので、注意が必要である。このことから、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。また電動機の出力トルクも電圧の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。

c. 設備全体の検討

通常、電動機は同一配電系統に多数接続し運転され、しかも個々の電動機は同じ負荷条件で運転されていることはまれである。ある電動機は定格負荷近辺で運転されており、他の電動機は50%以下の負荷で運転されている場合も有り得る。このような状態では、一義的に電源電圧を決定することはできないので、設備全体の検討が必要である。

- ① 軽負荷で運転されている電動機が圧倒的に多い場合は、配電電圧を下げて、数の少ない重負荷の電動機を1ランク上の容量に取り替える。この場合、遊休電動機があればそれを適用するか、又は設備相互間での入れ替えを検討する。
- ② 重負荷で運転されている電動機が圧倒的に多い場合は、配電電圧は電動機の定格電圧値を保ち、数の少ない軽負荷電動機の出力容量を1ランク下げる。この場合も、遊休電動機の適用、設備相互間での入れ替えを検討する。
- ③ 大容量機が重負荷で運転されていて、他の小容量機が軽負荷で運転されている場合は、大容量機の配電系統を別に分けて、軽負荷電動機群の電源電圧を下げる。

以上の他に、いろいろの組み合わせが考えられるので、ケースバイケースで検討する必要がある。いずれにしても、取り替えの費用、及び一部の電動機の新設を伴う場合は、その投資額と効率改善による省電力料金との兼ね合いで決定すべきである。

なお、電圧管理の面でいま一つ気をつけねばならないのは、電圧の不均衡の問題である。

3相交流電動機に不平衡電圧が加えられると、零相分電流、正相分電流及び逆相分電流の不平衡電流が流れる。このうち、零相分電流はその合成起磁力が零となる



ので、2次巻線には誘起電圧を発生せず、このためトルクも発生しないが、逆相分による磁界は正相分電流による磁界と反対の方向に同期速度で回転する。このため2次巻線には $\omega(2-S)$ の周波数を持つ電圧を誘起し、電流が流れてトルクを発生する。このトルクを逆相分トルクという。

この逆相分トルクは、電動機を逆方向に回転させようとするので、銅損が著しく増加する。この結果、電動機の効率が低下する。

このことから、電源電圧の不均衡率は極力小さくする必要があり、1~2%以内で管理すべきである。不平衡電圧は3相交流の電源で、単相負荷をとるため各相の電流がアンバランスとなり、各相の電圧降下が異なるため発生する。このため、単相負荷は各相がバランスするように、うまく電氣的に配置することが大切である。

## (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。従って、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. 多ひん度始動による電動機の劣化、出力低下があまり問題とならない範囲に限ること。

100 kW以上の大容量機や、大きいGD<sup>2</sup>を負荷に持つ(例えば、送風機等)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。以下、誘導電動機の起動損失とその低減対策について述べる。

### ① 三相誘導電動機の起動損失

滑り $S_1$ の状態から $S_2$ の状態まで加速するときの電動機の内部損失 $W_l$ は、一般に次式で表わされる。

$$W_l = \frac{1}{2} \cdot \frac{GD^2}{4} \omega_0^2 (S_1^2 - S_2^2) \left(1 + \frac{r_1}{r_2'}\right) \frac{T_m}{T_m - T_l} \dots\dots\dots (14)$$

停止の状態から同期速度に達するまでの損失は $S_1 = 1$ ,  $S_2 = 0$ として、

$$W_l = \frac{1}{2} \cdot \frac{GD^2}{4} \omega_0^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2'}\right) \frac{T_m}{T_m - T_l} \dots\dots\dots (15)$$

$r_1$  : 誘導電動機の1次抵抗 ( $\Omega$ )

$r_2'$  : 誘導電動機の2次抵抗 (1次側換算値) ( $\Omega$ )

$T_m$  : 誘導電動機の加速トルク (平均値) ( $N\cdot m$ )

$T_L$  : 加速中の負荷の平均トルク ( $N\cdot m$ )

$\omega_0$  : 同期角速度

## ② 起動損失の低減法

④式から分かることは、次のようにすれば起動損失が低減するということがある。

- 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。

従って、電源の事情の許す限り直入起動を行うことが望ましい。

- 始動時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、回転子側の発熱及び始動電流を抑制することができる。

- 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共に変化させると、始動時の損失を大幅に低減できる。

この  $\omega_0$  を変えるには、極数変換電動機を使用して同期角速度をステップ状に切り換える方法と、電源の周波数を速度と共に連続的に変化させる方法がある。

以下、2段の極数変換誘導電動機を例にとり、これを説明する。まず最初に低速側巻線で始動して低速巻線 (極数:  $P_L$ ) の同期角速度  $\omega_{0L}$  まで加速し、次に高速巻線側に切り換えて高速巻線 (極数:  $P_H$ ) 同期角速度  $\omega_{0H}$  まで加速する。この間の電動機的全損失  $W_{2L}$  を求めてみる。簡単のため④式において、 $r_1 = 0$  ,  $T_L = 0$  とする。

$$W_{2\ell} = \frac{1}{2} \cdot \frac{GD^2}{4} \omega_{OL}^2 (1^2 - 0^2) + \frac{1}{2} \cdot \frac{GD^2}{4} \omega_{OH}^2 \left\{ \left( \frac{\omega_{OH} - \omega_{OL}}{\omega_{OH}} \right) - 0^2 \right\} \quad [J] \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。ここで、極数比  $n = \frac{P_L}{P_H} = \frac{\omega_{OH}}{\omega_{OL}}$  とすると、

$$W_{2\ell} = \frac{1}{2} \cdot \frac{GD^2}{4} \cdot \omega_{OH}^2 \left( 1 + \frac{2}{n^2} - \frac{2}{n} \right) \quad [J] \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる。初めから高速巻線のみで始動した時の損失に対する低減率を  $K_a$  とすると、 $K_a$  は次式で表わされる。

$$K_a = \frac{\text{極数変換で始動した時の損失}}{\text{高速巻線でのみ始動した時の損失}} = 1 + \frac{2}{n^2} - \frac{2}{n} \quad \dots\dots\dots (18)$$

上式で損失が最小となる極数比は、 $dk_a/dn = 0$  の条件で求められ、 $n = 2$  の時に損失が  $1/2$  となる。更に極数切り換えの段数を多くすれば、損失は更に低減する。

空転を防止するためには次のような対策が有効である。

- ・空転警報器設置。
- ・工程、機器の自動化を図る。
- ・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はかる。

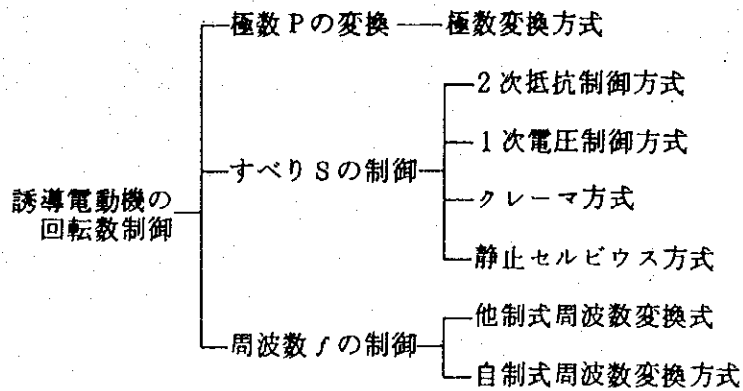
### (3) 誘導電動機の回転数制御

誘導電動機の回転数制御は、ポンプ、ファン、プロア及びクレーン用電動機の省エネルギーに広く採用されている。一般に誘導電動機の回転数は次式で示される。

$$N = \frac{120f}{P} (1 - S) \quad \dots\dots\dots (19)$$

上式で明らかなように、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われる。

この制御要素別に分類した回転数制御方式を記せば次のようになる。



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、これについて説明しておく。

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。

この制御方式は大別すると他制式と自制式があり、このうち他制式は、電動機の回転速度、トルク等の状態変化に無関係に設定器の周波数指令に基づいて変換器の周波数が決定される開ループ制御をいう。一方、自制式は電動機の状態変化に応じて、変換器の周波数が規制される閉ループ制御をいう。

他制式には、電動機の1次電圧  $V$  と周波数  $f$  の比 ( $V/f$ ) を一定とする  $V/f$  一定制御がある。自制式にはすべり周波数制御、あるいはベクトル制御がある。

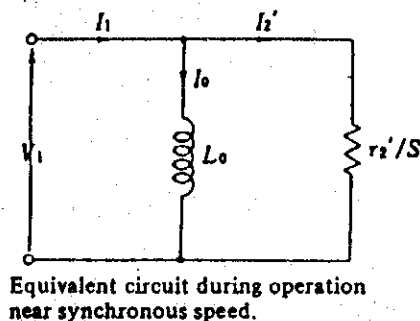
誘導電動機の1次周波数制御時の特性式は、次の点に注目すれば近似式と簡単な等価回路が得られる。

励磁回路は励磁インダクタンス  $L_0$  で代表する。

又この方式では、全回転速度制御領域で同期速度近辺で運転されているから、 $S \approx 0$  の条件で特性式を近似する。

この条件で作成した簡易等価回路を Figure 24 に示す。

Figure 24 Simple equivalent circuit of induction motor at slip = 0



以上のことから、特性式の近似式は次式で表すことができる。

$$I_1 = I_0 + I_2' \quad (\text{A}) \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$I_0 = \frac{V_1}{\omega_0 L} \quad (\text{A}) \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$I_2' = \frac{S V_1}{I_2'} = \frac{S \omega_0}{I_2'} \cdot \frac{V_1}{\omega_0} \quad (\text{A}) \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$T = \frac{3 S V_1^2}{\omega_0 I_2'} = 3 \frac{S \omega_0}{I_2'} \left( \frac{V_1}{\omega_0} \right)^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m/rad}) \quad \dots\dots\dots (23)$$

一方、磁束  $\phi$  は電圧係数を  $K_v$  とすると、

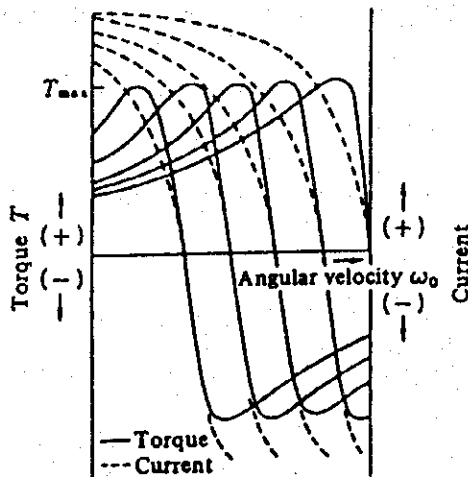
$$\phi = \frac{V_1}{K_v \omega_0} = K_1 I_0 \quad (\text{Wb}) \quad \dots\dots\dots (24)$$

ただし、 $K_1 = \frac{L_0}{K_v}$

の関係となる。

上式の特徴式から電圧  $V_1$  と周波数  $\omega_0$  の比を一定とする制御 ( $V/f$ 一定制御) を行うと、電動機の発生トルク、電流  $I_0, I_2$  及び磁束  $\phi$  は共にすべり周波数  $S \omega_0$ 。一定の基で一定となる。Figure 25 はこの時のトルク速度特性曲線を示したものであり、最大トルク  $T_{max}$  は速度  $\omega_0$  に対し一定となる。

Figure 25 Torque-speed characteristics of V/f constant control



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通りである。

- ① 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。

- ② 広範囲に効率良く無段階の可変速ができる。
- ③ 電源力率が良好で、電動機始動時の電源容量も小さくてよい。
- ④ 電子的に正逆切換え運転ができる。
- ⑤ 高頻度の起動停止ができる。
- ⑥ 電氣的に制動がかけられる。
- ⑦ 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。
- ⑧ 多数台の電動機を一括して回転数制御ができる。
- ⑨ 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・インバータ運転切換えによるトラブルが挙げられる。Table 13 にインバータ導入に伴うトラブルと対策を示す。

**Table 13 Troubles and Measures Accompanied with Introduction of Inverter**

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 or 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.

(4) その他の対策

現在の設備能力の診断を行ってみて、設備能力が生産規模に比べ過大であるときに、回転機や設備出力を落すことも省エネルギーとして重要である。例えば、電動機はそのまま使用して動力伝達機構（プーリの径、あるいはギヤーの変速比等）を変えることにより、負荷を動かす動力を低減することができる。また予備電動機がある場合には、より小形の電動機、あるいは回転数の低い電動機に取り替えることによっても省エネルギーを図ることができる。

4. コンプレッサ

空気圧システムの省エネルギーの対策は、空気圧縮機、配管、空気圧使用機器での対策に大別される。

一般に圧縮機の使用動力は次式で与えられる。

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

- L 所要動力（単位 キロワット）
- $P_s$  吸入空気の絶対圧力（単位 重量キログラム毎平方メートル）
- $P_d$  吐出空気の絶対圧力（単位 重量キログラム毎平方メートル）
- $Q_s$  吸入状態に換算した単位時間当たりの空気量（単位 立方メートル毎分）
- a 中間冷却器の数
- K 空気の断熱指数
- $\eta_c$  圧縮機の全断熱効率
- $\eta_t$  伝達効率

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

従って、コンプレッサの使用動力を減ずるためには、

- (1) 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。
- (2) 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。
- (3) 圧縮機及びシステムに効率のよいものを選ぶこと。
- (4) コンプレッサ本体及び配管等からの空気漏れを防ぐこと。
- (5) 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。以下、それぞれの項目について説明を加える。

#### 4.1 吸い込み空気及び中間冷却器

一般に吸い込み温度が上がると空気密度が小さくなり、同じ動力で吸い込める実風量は減少する。この関係は、吸い込み空気の絶対温度に反比例するので、例えば吸込側温度を 35℃ から 25℃ に変更すれば、3.3% 動力費が減少する。

以上のことから空気の吸い込み口はできるだけ直射日光の当たらない、涼しい場所を選ぶべきである。

また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等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。

#### 4.2 吐出圧力及び使用量

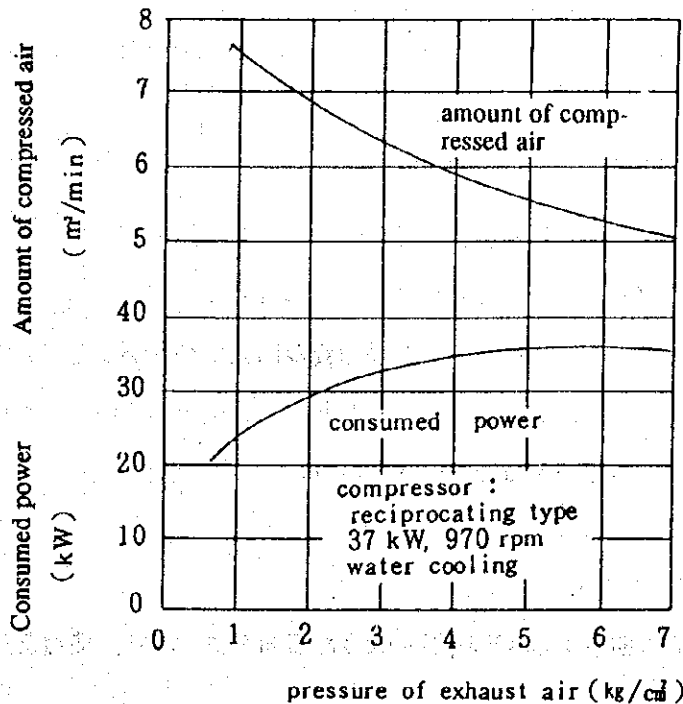
式(1)から、コンプレッサの吐出圧力を低減すれば軸動力は大幅に減少する。

Table 14 は実際には実際に使用されているコンプレッサの実験例を示したものであり、使用圧力を 1 kg/cm<sup>2</sup> 下げることにより、所要動力は約 4% 低減できている。

また、Figure 26 に、37 kW 空気圧縮機の特性格を示す。

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。

Figure 26 Characteristics of 37 kW Air Compressor





**Table 14 Actual measurement example of compressor performance**

(1) Discharge pressure and motor input (kW)

Load (%)	Pressure (kg/cm <sup>2</sup> G)				
	7	6	5	4	3
100	226	216	205	190	166
50	156	150	144	134	120

(2) Load (flow rate) and motor input

Load (%)	0	50	100
Discharge amount (m <sup>3</sup> /min)	0	20	40
Input (kW)	44	132	220

(3) Compressor specification

Discharge pressure (kg/cm <sup>2</sup> G)	7
Discharge amount (m <sup>3</sup> /min)	40
Capacity adjustment (%)	0, 50, 100 3 stage
Motor	3.3 kV 220 kW

工場の中にどうしても高い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（ブースタ）を取り付け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のので、人体冷房や掃除等への圧縮空気の使用はできるだけやめると共に、使用場所のノズル口径の見直し等も行い、使用状況の管理を徹底すべきである。

4.3 機種を選定と運転システム

空気圧縮機を効率の観点からみると、次のような傾向があるので、機種を選定する際

は考慮に入ることが大切である。

- (1) 圧縮機の容量が大きいほど、効率は高くなる。
- (2) 圧縮段数が多いほど、効率は高くなる。
- (3) 負荷率を 100 % に近く運転するほど、効率は高くなる。

従って、休日なども小規模な作業を行う工場では、大容量の圧縮機を運転すると大きな動力損失となるので、休日に 100 % 近くの負荷で稼働できる小容量の圧縮機を別に設けるのがよい。

また圧縮機の設備台数が複数であり、これらを並列に運転している場合は、稼働している圧縮機の負荷率ができるだけ高くなるような台数制御を行うことが大切である。負荷が変動する場合は、回転形の圧縮機をベースロードで運転し、往復動形圧縮機を変動負荷に対応するように運転するのが、両機種の効率の点から省エネルギーになる。

なお、空気圧縮機を圧力範囲で分類すると、Table 15 のようになる。

**Table 15 Classification of air compressor**

Type	Class	Main pressure range (kg/cm <sup>2</sup> )	Applications
Reciprocating compressor	General purpose compressor	7~8.5	2 stage compressor for 100 kW or more Standard type for 1,000 kW or less
	Intermediate pressure compressor	10~100	For petroleum refining, petrochemical and general chemical industry processes
	High pressure compressor	150~1,000	For synthetic chemistry such as ammonia, methanol and hydrogenation. Mostly large scale such as several thousand kW.
	Superhigh pressure compressor	1,500~3,500	Mainly, ethylene compressor for synthesis of polyethylene and ethylene.
	Oilless compressor	7~8.5	Oxygen gas, air for food processing industry and instrumentation, etc.
Rotary compressor	Movable profile compressor	1 Stage 3	Air capacity 2~60 m <sup>3</sup> /min.
		2 Stage 8.5	
	Screw compressor	1 Stage 7 2 Stage 7~8.5	

#### 4.4 隙間、穴等からの空気漏れ

##### (1) 空気漏れ量

$P_1$ の圧力を内部に持つ容器から、圧力 $P_2$ の空間へ空気が流出する場合の流出量は、ベルヌーイの式から、

$$Q = S \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad [\text{m}^3/\text{S}] \quad \dots\dots(2)$$

ただし、 $g$  : 重力の加速度  $9.8 [\text{m}/\text{S}^2]$

$\gamma$  : 空気の比重量  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$S$  : 有効断面積  $[\text{m}^2]$

$P_1, P_2$  : 容器内外の絶対圧力  $[\text{kg}/\text{m}^2 \text{ abs}]$

となる。

実際には、圧縮性や断熱膨脹が問題となり、実用式では、

$$Q = C \cdot S \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad [\text{m}^3/\text{S}] \quad \dots\dots(3)$$

ただし、 $C$  : 流量係数

を用いる。

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 $\sqrt{P_1 - P_2}$ 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。Fig 27に小口径オリフィスからの吹き出し量を示す。

Figure 27 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及び配管がある場合のエアの吹き出し量を求めるもので、タンク及び配管の圧力は吹き出し中変化ないものとし、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、Figure 27 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、0.97 ~ 0.65 の値を選択使用すること (Figure 28 参照)。

Figure 27 Compressed air pressure and blow-off air amount from nozzle

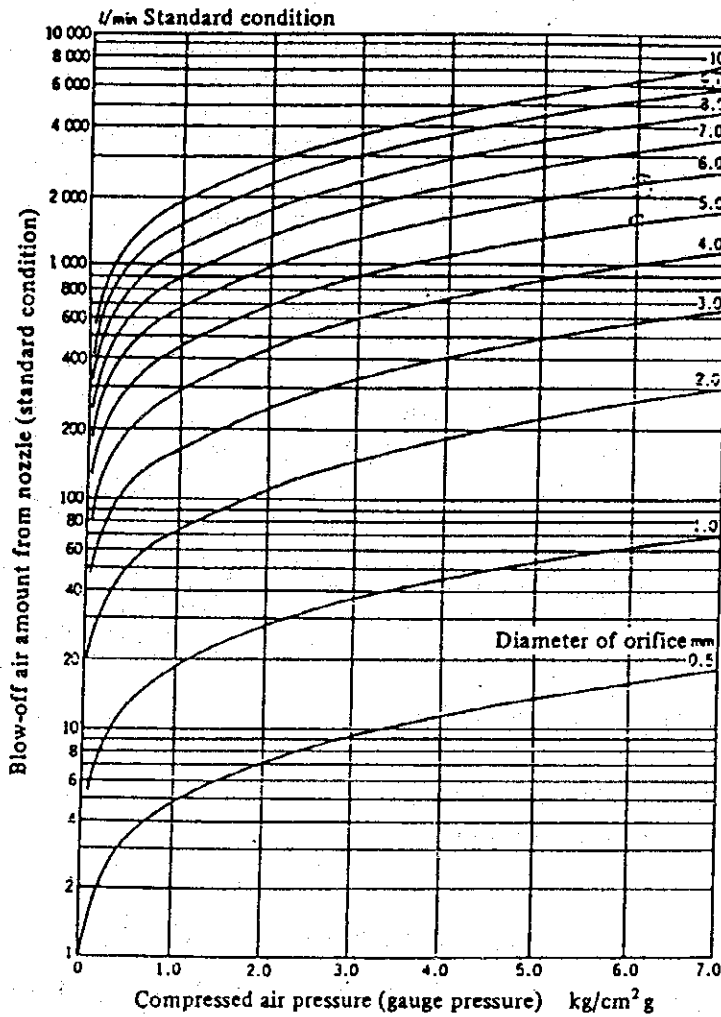
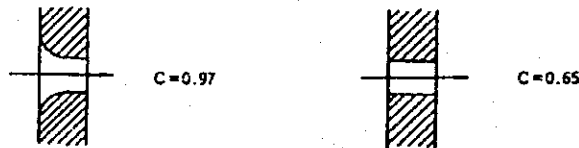


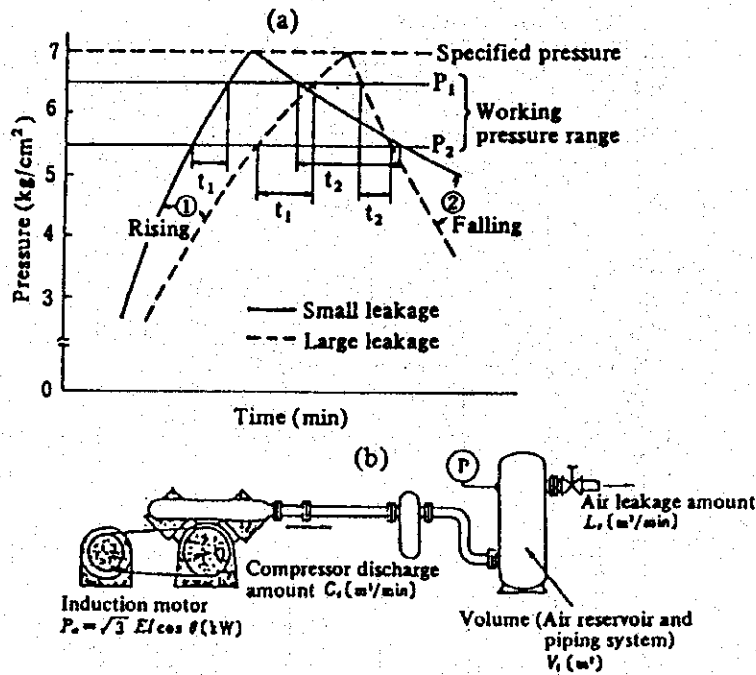
Figure 28 Shape of orifice and value of discharge coefficient



(2) 空気漏れ量の測定

空気漏れ率の測定は次のようにする。まず末端を閉じた状態で圧縮機を稼働させると、Figure 29 (a)の①のように漸次圧力が上昇する。規定圧力で圧縮機を停止させ、そのまま放置すれば、空気漏れのために圧力は②のように下降していく。

Figure 29 Pressure - time curve



- C<sub>a</sub>: Compressor discharge amount
- L<sub>y</sub>: Air leakage amount
- t<sub>1</sub>: Time required for pressurizing
- t<sub>2</sub>: Time required for lowering

(a)の場合は、点線より実線のほうが漏れが少ないことを示している。

ここで、圧力範囲 ( P<sub>1</sub> ~ P<sub>2</sub> ) は実際使用する圧力とし、 0.5 ~ 1 kg/cm²にとり、 t<sub>1</sub>、 t<sub>2</sub> を図のようにすれば、次式が成立する。

圧縮機設備、配管系統などの容積を V<sub>t</sub> とすれば、

$$V_t = t_1 (C_a - L_y) = L_y t_2 \quad (\text{m}^3)$$

空気漏れ量 L<sub>y</sub> を上記式より求めると、

$$L_y = \frac{C_a t_1}{t_1 + t_2} \quad (\text{m}^3/\text{min})$$

空気漏れ率 L<sub>p</sub> (%) は

$$L_p = \frac{L_y}{C_a} \times 100 = \frac{t_1}{t_1 + t_2} \times 100 \quad (\%)$$

空気漏れは、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、石鹼水塗布により測定する。

#### 4.5 圧縮空気設備の管理

圧縮空気システムで管理上注意すべきことは、以下のとおりである。

##### (1) コンプレッサの管理

コンプレッサを常に安定した状態で運転するために、日常チェックする項目は次のとおりである。

- a. コンプレッサ、アフタクーラ等への冷却水は確実に供給されているか。
- b. コンプレッサの発熱は異常に高くなっていないか。
- c. アンローダ用圧力スイッチは正常に作動しているか、また圧力スイッチの設定値は適正か。
- d. コンプレッサが異常音を発していないか。また振動は正常範囲内か。
- e. 潤滑油量は正常か、正規の潤滑油を使用しているか。
- f. 吸い込み側フィルタの目詰まりはないか。
- g. 安全弁は正常に作動するか、安全弁の設定値は正常か。
- h. 圧力計の指示圧力は正常か、また圧力計にくるいはないか。
- i. 空気タンクのドレン排出器は正常に作動しているか。
- j. 中間冷却器は正常に作動しているか。

##### (2) 圧力の管理

圧力を管理する上で、次の点について知っておかねばならない。

- a. ラインの最低必要圧力はどれほどか：安定した制御をするための最低圧力
- b. ラインの最高圧力はどれほどか：安定した制御をするための最高圧力
- c. ラインの耐圧力はどれほどか：これ以上になると制御機器装置の故障をまねく圧力

以上のことを確認した上で圧力スイッチ、安全弁、リリーフ弁を設定することになる。チェック事項を次に示す。

- a. 空気タンク、配管中の圧力スイッチ、安全弁、リリーフ弁の設定値は正しいか、正常に作動するかどうか。
- b. 空気の逆流を防ぐ逆止弁は正常に作動しているかどうか。
- c. レギュレータは正常に作動しているか。
- d. ラインに使用している圧力計は正常か、表示に狂いはないかどうか。

##### (3) ドレンの管理

ドレンのたまる場所に設けられたドレンバルブは、少なくとも1日に1回(できれば装置を運転する朝がよい)、必ずドレンを排出しておく。

〈チェック項目〉

- a. 空気タンク・配管の立下がり部・配管の末端・エアフィルタに付いているドレンバルブでドレンを排出する。
- b. 自動排水器具が正常に働いているかどうか。
- c. エアフィルタ、自動排水器などは定期的に内部エレメントの掃除を行う。

#### (4) パイプの管理

空気漏れはエネルギーの損失と圧力降下をまねくため、できるだけ漏れのないようにしなければならない。

〈チェック項目〉

- a. 継手類のゆるみによる空気漏れはないか。
- b. パイプ、ホース、チューブ類の破れによる空気漏れはないか。
- c. ストップバルブなどは確実に閉じることができるかどうか。

## 5. 送風機 (ファン・ブロウ)

### 5.1 送風機の特徴

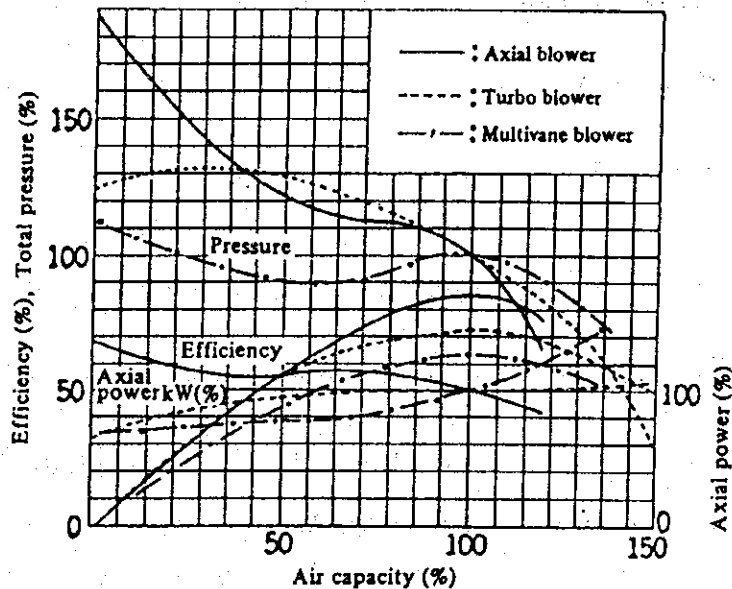
送風機も圧縮機も原理は同じであるが、通常吐出圧力により  $1 \text{ mAq}$  未満をファン、 $1 \text{ mAq}$  以上  $10 \text{ mAq}$  ( $1 \text{ kg/cm}^2$ ) 未満をブロウ、 $10 \text{ mAq}$  以上をコンプレッサという。種別としては、作動原理によりターボ形と容積形とに大別され、ターボ形は更に軸流式と遠心式に分類される。

Table 16 に送風機の特徴を、また Fig 30 にその特徴を示す。

**Table 16 Characteristic comparison of blowers**

Item	System	Axial flow system	Turbo system	Multivane system	Radial system
Range of use	Air capacity	1 - 10,000 m <sup>3</sup> /min	1 - 10,000 m <sup>3</sup> /min	1 - 10,000 m <sup>3</sup> /min	1 - 10,000 m <sup>3</sup> /min
	Static pressure	1 mmAq - 1 kg/cm <sup>2</sup>	1 mmAq - 1 kg/cm <sup>2</sup>	1 mmAq - 1 kg/cm <sup>2</sup>	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 (dB)		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 tunnel ventilation.	For various blow and dust collection for steel mills, for boiler induced draft, exhaust for gas re-circulation, for cement kiln exhaust

**Figure 30 Characteristic curve for various blowers**





(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

一定容積の室に気体を吸い込み、次に吸込口を閉じて、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。

5.2 送風機の所要動力

(1) 空気動力〔L<sub>T</sub>〕

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。

$$L_T = \frac{K}{K-1} \cdot \frac{P_{t_1} \cdot Q}{6,120} \left\{ \left( \frac{P_{t_2}}{P_{t_1}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad [\text{kW}] \dots\dots\dots(1)$$

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

P<sub>t2</sub> : 吐出側絶対圧 (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 以下の場合は、次式で計算してよい。

$$L_T = \frac{QP_T}{6,120} \quad [\text{kW}] \dots\dots\dots(2)$$

ただし、P<sub>T</sub> : 送風機全圧 (mm Aq)

(2) 軸動力〔L〕

軸動力は、空気動力を送風機の効率(η<sub>F</sub>)で除したものである。

$$L = \frac{L_T}{\eta_F} \quad (\text{kW}) \dots\dots\dots(3)$$

効率は Figure 30 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。Table 16 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。

$$L_M = L \times \phi \frac{1}{\eta_t} \quad (\text{kW}) \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 $\phi$  : 余裕率

$\eta_t$  : 伝達効率

$\phi$  及び  $\eta_t$  の値は、Table 17 及び Table 18 による。

Table 17 Value of  $\eta_t$

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						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>V-belt</th> <th>Flat belt</th> <th>Direct-coupled</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.95</td> <td>0.90</td> <td>1.00</td> </tr> </tbody> </table>				V-belt	Flat belt	Direct-coupled	0.95	0.90	1.00
V-belt	Flat belt	Direct-coupled							
0.95	0.90	1.00							

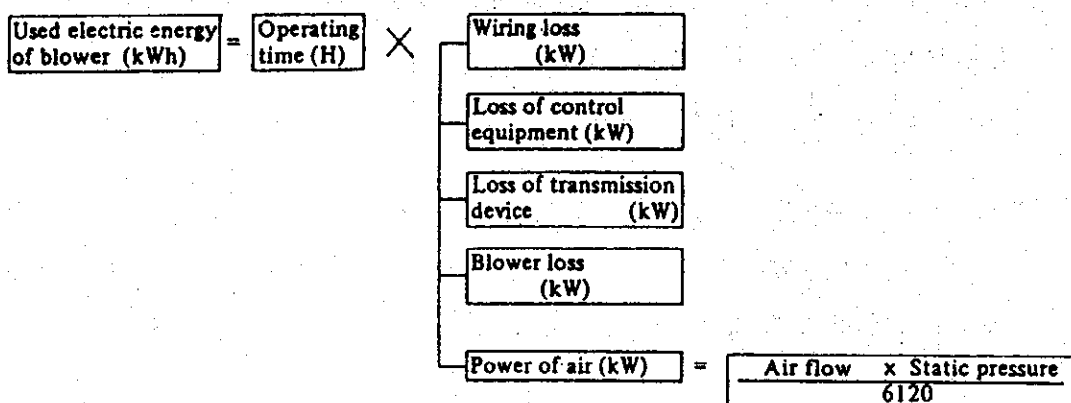
Table 18 Values of  $\phi$

Propeller fan	Disk fan	Multivane fan	Turbo fan	Plate fan	Profile type fan
1.30	1.50	1.30	1.15	1.25	1.15

### 5.3 送風機の省電力

送風機の省電力にかかわる要素を図で示すと、Figure 11.31 のようになる。

Figure 31 Factors for blower electric power conservation



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。
- ・ 効率のよい機器を採用する
- ・ 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

工場の稼働開始から大幅に速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、省エネルギーに関心の低い工場によく見掛ける現象である。また、故障等で工場は停止しているにも拘らず、送風機だけは運転しているということも一般の工場によく見掛けることである。このような送風機のムダ運転は、省エネルギー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えるのが、送風機のオン・オフ運転である。電動機の一般的空転防止の対策及び注意事項については、既に電動機の章で述べてあるが、送風機は一般にGD<sup>2</sup>が大きいので、これからオン・オフ運転をしようとする場合、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

設備を新設する場合には、一日の始動回数を条件として提示し、それに耐える

ような機器を発注すればよいから問題はないが、現在ほぼ連続して運転している送風機をこの方式で運転する場合には、頻繁な起動に伴う電動機の機械的強度、発熱の問題等を慎重に検討する必要がある。

#### B) 電源の電圧降下

今まで、他の負荷が停止している時送風機を起動していたので、その起動電流による電圧降下が問題にならなかった場合でも、他の負荷が運転中にオン・オフを繰り返すとなれば、電源の電圧降下の問題が発生する。

電気機械器具は、普通 10 % 程度の電圧低下でも機能を発揮するように設計されているが、それ以上の電圧低下では問題が発生するおそれがある。従ってこの場合には、リアクトル起動あるいは VVVF を採用する等の適切な対策が必要となる。

#### C) 始動装置の寿命

始動用リアクトルや始動補償器は一般的に短時間定格であり、これをこれから多頻度使用に変更する場合は、これら機器の巻線の温度が上昇し、絶縁劣化や焼損事故にいたる恐れがある。従って、多頻度使用する場合は、温度上昇について予めよく検討しておく必要がある。

#### D) その他

今まで述べてきたこと以外に注意すべきことは、電源ケーブルの発熱、開閉器の寿命の問題等である。

Table 19 に、送風機に誘導電動機を使用した場合の各種始動方式の比較を、また Table 20 に、開閉器の一般的寿命について記す。




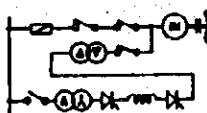

#### (2) 効率のよい機器を採用する

この場合、着目すべき点は、

- 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、羽型が、改良されて効率を高くした製品が開発されている。

**Table 19 Comparison of various starting systems**

Starting system	Composition diagram	Starting current	Starting torque	Voltage when starting	Electromagnetic force	Armature heating capacity	Problems when starting at multi-frequency
Direct starting		100 (6 to 7 times full-load current)	100 (About 150% on rated torque)	100	100 (In proportion to square of current)	$100 \left( \frac{GD^2 \cdot N_0^2}{730} [J] \right)$	Power voltage drop, Motor life, Breaker life
Reactor starting		50, 65, 80	25, 42, 64	50, 65, 80 (Standard tap)	25, 42, 64	100	Reactor heating capacity, motor life, breaker life
Closed circuit transition auto-transformer starting		25, 42, 64	25, 42, 64	50, 65, 80 (Standard tap)	25, 42, 64	100	Starting compensator heating capacity, motor life, breaker life
VVVF Starting		17 or less (Any value below rated current)	70 or less (Any value below rated torque)	0 - 100 (In proportion to speed)	2 - 3 (Large when there is inrush current)	Hardly any	Transient torque (when switched from VVVF to main power source), inrush current (when switched from VVVF to main power source), effects from higher harmonic (motor temperature rise, occurrence of shaft voltage, resonance of pulsating torque and shaft torsion, surging voltage when commutating)
Secondary side resistor starting (limited to wound-rotor type)		18 - 40 (Optional)	80 - 200 (Optional)	100	3 - 16	Hardly any (Consumed by external resistance)	External resistance heating capacity, breaker life, slip ring heating capacity, mechanical life of brush lifting mechanisms, life of motor for brush lifting

(Note) (1) Value at direct starting is regarded as 100%.

(2) Starting torque is generated torque of motor and shall be (Starting torque + Stalling torque)/2.

**Table 20 Life of switch (when not repaired)**

	Mechanical life	Electrical life (rated current opening and closing)
Oil breaker	10,000 times	2,000 - 5,000 times
Vacuum breaker	10,000 times	10,000 times
Gas (SF6) breaker	10,000 times	10,000 times
	Possible also for 50,000 times	
High voltage electromagnetic contactor	5 million times (Class 1)	500 thousand times (Class 1)

### (3) 空気動力を減らす

コンプレッサの章でも述べたように、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。一般的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回したり、冷却用で季節によって風量を下げても問題がないのに、フル運転したりしている例は多い。

すなわち、風量を下げるには、

- a. 適正風量はどれくらいか。
- b. この適正風量を得るのには、どのような方法をとるのが最も効率的か。
- c. 配管及び使用場所で漏風はないか。

等を検討していく必要がある。

風量を下げる方法には、回転数固定式と可変式とがある。

#### A) 固定式

Table 21 に固定式の場合の対策一覧表を示す。以下この内の主な項目について説明する。

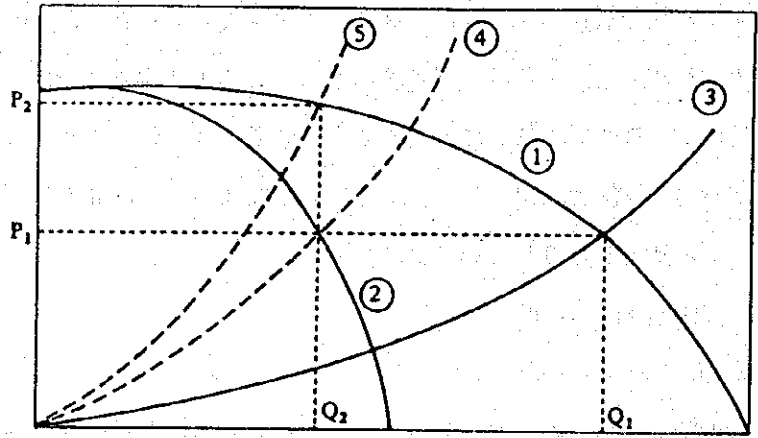
**Table 21 Method to reduce blow air capacity (fixed system)**

Main classification	Sub-classification
Reduction in blowing capacity	When blowers are operated, reduce the number. Replace blower. Blower impellers (replace or cut)
Damper, vane opening adjustment	Reducing damper opening Reducing vane opening
Change in rotating speed	Replace motor. Replace belt-driven pulley. Insert or replace reducer.

#### a. 台数減

同じ仕様の送風機を2台並列運転している場合に、Figure 32 に示すように所要風量を  $Q_1$  から半分の  $Q_2$  に変更する場合、ダンパを含む配管系の抵抗曲線を、③から⑤に変更する必要がある。この時の所要動力は  $P_2 \times Q_2$  に比例する。

Figure 32 Performance curve during parallel operation



- (1) Static pressure curve when two units are operating
- (2) Static pressure curve when one unit is operating
- (3) Resistance curve to obtain required air capacity,  $Q_1$  (When two units are operating)
- (4) Resistance curve to obtain required air capacity,  $Q_2$  (When one unit is operating)
- (5) Resistance curve to obtain required air capacity,  $Q_2$  (When two units are operating)

一方、このとき運転台数を1台に減じ抵抗曲線を④に変更したとすれば、所要動力は  $P_2 \times Q_2$  に比例する。すなわち、2台運転と1台運転の送風動力の差は、 $P_2 \times Q_2 - P_1 Q_2 = Q_2 (P_2 - P_1)$  に比例し、大きな省エネルギー効果を与えることになる。実際には、これに効率の差が加わるので、この効果は更に大きくなる。

b. 羽根車の交換

空気使用量が減った結果送風機の出力が大きくなり過ぎ、ダンパを極端に絞っている場合や、ガス比重が大きくなり、風圧がすぎて、電動機が過負荷になるような場合に行われる。

羽根車の直径を  $D$ 、風量を  $Q$ 、圧力を  $P$ 、軸動力を  $L$  とすれば、一般に次のような関係がある。

$$\begin{aligned}
 Q &\propto D^2 \\
 P &\propto D^2 \dots\dots\dots(5) \\
 L &\propto D^4
 \end{aligned}$$

従って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ルギーになる。この場合加工後のバランス調整はもちろん必要である。多段ブロワの場合で加工量が多い場合は、1段又は2段の羽根を抜いてしまってもよい。ただ、これらの方法で行える送風量の調整は大体20%が限度である。

c. ダンパ、ベーン開度調整

ダンパは風道軸方向に直角に取り付けて開度を変えるもので、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ってくる。

次に、ベーンと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。従って、ベーンを調整すれば、風圧-風量曲線が変わる。

Table 22 にこれらの方法の特徴を示す。比較のために回転数制御の方式も記載してある。

Table 22 Damper, vane opening adjustment

Method	Discharge damper opening adjustment	Intake damper opening adjustment (discharge side piping)	Intake vane control	Changing the rotating speed
Principle	Change blower resistance curve by intentionally increasing resistance of the piping system.	Since damper resistance is provided on intake side, it serves as a negative pressure and pressure curve slightly changes. Axial power curve also changes slightly.	Reduce the impeller work done by intentionally changing gas flowing angle against blower impellers, thus changing the pressure and power curves at the same time.	Air capacity is in proportion to the rotating speed, the pressure to square of the rotating speed, and the axial power to cube of the rotating speed.
Diagram of principle				
	When damper is closed, resistance increases and operating point changes from $(P_1, L_1, Q_1)$ to $(P_2, L_2, Q_2)$ . Note: Operating point is a point of intersection of pressure and resistance curves.	When damper is closed, pressure curve falls and operating point changes from $(P_1, L_1, Q_1)$ to $(P_2, L_2, Q_2)$ .	Reducing vane lowers pressure and axial power curves. Operating point changes from $(P_1, L_1, Q_1)$ to $(P_2, L_2, Q_2)$ . Reduction in axial power is far larger than damper opening adjustment.	Changing the rotating speed from $N_1$ to $N_2$ shifts the pressure and axial power curves from (1) to (2), and the operating point from $(P_1, L_1, Q_1)$ to $(P_2, L_2, Q_2)$ .
Special features	1) Surging area is wide and effective air capacity control cannot be performed. 2) Axial power does not lower much even in low air capacity area.	1) Surging area is narrower than for discharge damper. 2) Axial power lowers almost in proportion to air capacity.	1) Same as at left. 2) Axial power lowers almost in proportion to air capacity and tends to lower much more than the intake damper.	Axial power lowers most and this is the best method for electric power conservation.



d. 回転数の変更（電動機又はプーリ径の変更）

送風機の回転数を  $N$  とすれば、

$$Q \propto N$$

$$P \propto N^2 \dots\dots\dots(6)$$

$$L \propto N^3$$

の関係があるので、回転数の低い電動機に取り替えることが可能な場合、大幅な省エネルギーになる。ただし、この方式の場合、いったん変更してしまえばダンパ調整のように簡単には、元に戻せないで、負荷の抵抗曲線等をよく調査し、取り替えた後風量が不足することのないよう注意すべきである。また、ベルト駆動の場合、プーリ径を変更して回転数を低減させるのも、効果的方法の一つである。

B) 可変式

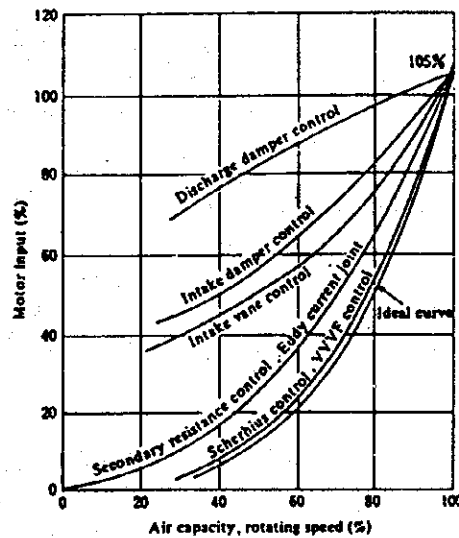
風量の可変制御方式には、Table 23 に示すような方式がある。

**Table 23 Method to control air flow (variable system)**

Discharge damper control (Variable)	Intake damper control (Variable)
Intake vane control (Variable)	Change in number of poles
Eddy current coupling control	Secondary resistance control
VVVF control	Scherbius control
	Others

なお、Table 23 に記載した各種の可変式風量制御方法の電動機入力(%)を示せば Figure 33 のようになる。

Figure 33 Comparison of blower motor's input



## 6. ポンプ

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膨大なものであり、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一つである。従来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た設備をしてきた。また将来の送水量や排水量の増加を見込んで水量的にも余裕を持ったものが多く、弁で流量の調節をしている。

このような場合ポンプ自体の効率が高くてもその運転しているポンプ設備全体の効率は低いものとなり、無駄な電力を消費していることになる。

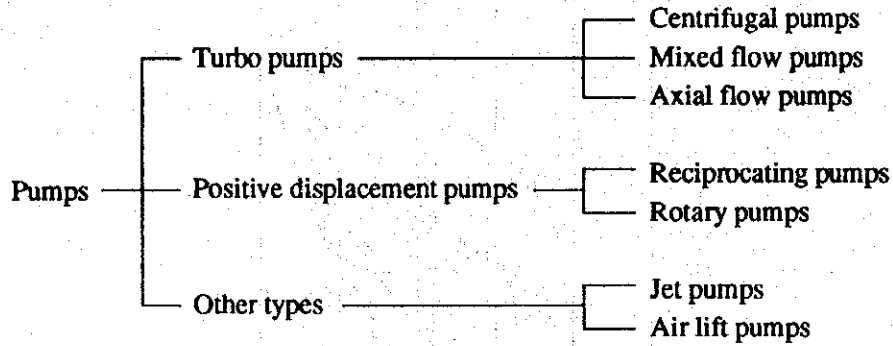
### 6.1 ポンプの種類と構造

ポンプを大別すると Table 24 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、ポンプ内部に羽根車とケーシング間のシールがないため、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み側から吐き出し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。

Table 24 General classification of pumps



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ことにする。

(1) 遠心ポンプ

羽根車から吐出される流れが主として主軸に垂直な面内にあるポンプで、羽根車の遠心力によって水に速度エネルギーを与え、渦巻き室で圧力エネルギーに変換する渦巻ポンプと、ガイドベーン型のディフューザで圧力エネルギーに変換するディフューザポンプとがある。ポンプの比速度  $N_s$  は100~700である。

(2) 斜流ポンプ

羽根車の遠心力及び羽根の揚力によって水に速度エネルギー及び圧力エネルギーを与え、水は軸方向から羽根車に流入し主軸の中心線を軸とする円する面に吐出されるポンプで、一般には羽根車の吐き出し側に案内羽根型ディフューザを持つが、直接渦巻型ケーシングをもつ渦巻斜流ポンプもある。ポンプの比速度  $N_s$  は700~1,200である。

(3) 軸流ポンプ

羽根車はプロペラ形となり羽根の揚力によって水に速度エネルギー及び圧力エネルギーを与え、水は軸方向から羽根車に流入し主軸と同心の円筒内に吐出される。ポンプの比速度は  $N_s$  1,200~2,000である。

各ポンプの形状を Figure 34 に示す。

6.2 ポンプの特性曲線と運転点

(1) 比速度

ポンプの仕様は基本的にポンプ吐出量  $Q(m^3/min)$ 、ポンプ全揚程  $H(m)$ 、ポンプ回転速度  $N(rpm)$  によって決まる。  $Q$  と  $H$  は使用側から、  $N$  は適切な機種を選定するときに決定する。ポンプにおいては一般に比速度が特性分類の目安とされている。比速度  $N_s$  はポンプの

Figure 34 Pump shapes

Type	Shape
Centrifugal pump	<p>Volute pump</p> <p>Discharge opening Impeller Volute chamber</p>
	<p>Diffuser pump</p> <p>Discharge opening guide vane Impeller Volute chamber</p>
Mixed flow pump	<p>Volute pump</p> <p>Impeller Volute chamber</p>
	<p>Mixed flow pump</p> <p>Impeller Guide vane X-X section</p>
Axial flow pump	<p>Impeller Guide vane X-X section</p>

大きさ回転速度の大小にかかわらず相似形の羽根車では同一の値となるように決められた数値でありこの値は羽根車の型番号として利用されている。

比速度  $N_s$  は次式によって求められる。

$$N_s = NQ^{1/2} / H^{3/4} \quad (1)$$

$N$  : 毎分回転数

$Q$  : 最高効率点における吐出量 ( $m^3/min$ ) (但し両吸い込みでは  $1/2 Q$  とする)

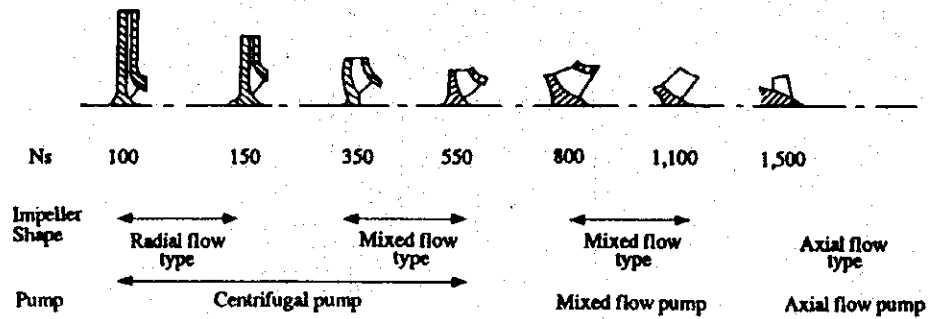
$H$  : 最高効率点に置ける全揚程 ( $m$ ) (但し多段ポンプは各段毎の全揚程とする)

式(1)より明らかなように  $N_s$  が小さいと一般に流量が少なく高揚程のポンプを意味し、 $N_s$  が大きいと流量が多く低揚程のポンプを意味する。Figure 35 に  $N_s$  と羽根車の形状の関係を示す。

(2) ポンプの運転点

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み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弁、吐出弁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

Figure 35  $N_s$  and impeller shape



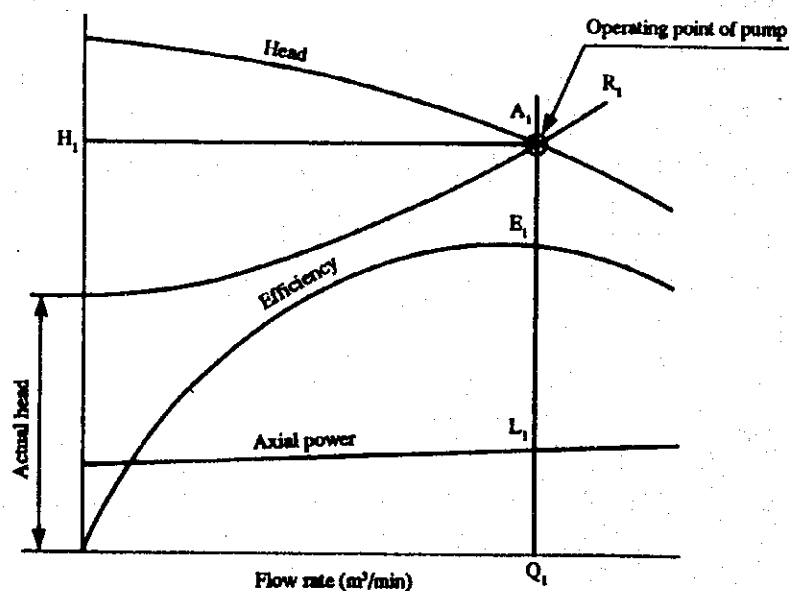
路自身の圧力損失及びその管路中の弁の絞り，給水弁・吐出弁の水位の差などである。

一般に渦巻きポンプの性能は横軸に流量 ( $m^3/min$ )，縦軸に揚程 (m) 効率 (%); 動力 (kW) をとって Figure 36 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。Figure 36 の抵抗曲線  $R_1$  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  $R_1$  とポンプの性能曲線との交点  $A_1$  の流量  $Q_1$  および揚程  $H_1$  でポンプが運転する。またこのときのポンプ動力は  $A_1$  点から垂線を引き動力曲線との交点  $L_1$  であり，ポンプ効率は効率曲線との交点  $E_1$  である。

実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。

Figure 36 Performance curve of pump



### 6.3 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。

$$P = 0.163 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

$\gamma$  : 液体の単位体積当りの重量 (kg/L)

$Q$  : ポンプの吐出量 (m<sup>3</sup>/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。

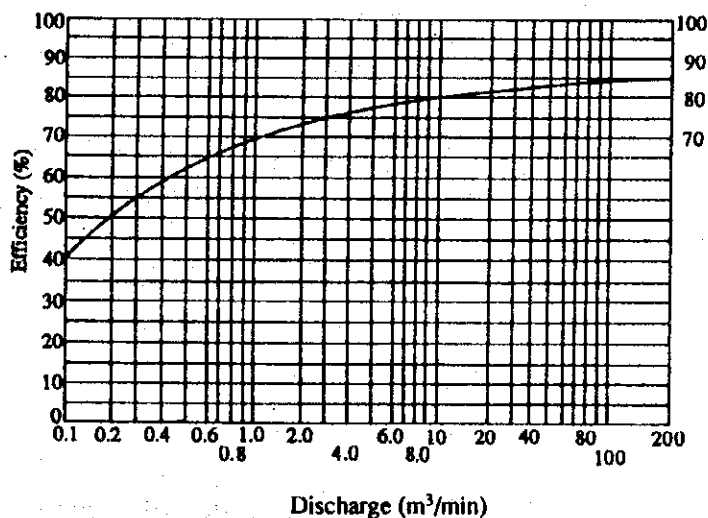
$$p = 0.163 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H \frac{100}{\eta} (1 + \alpha) \quad (3)$$

$\eta$  : ポンプの効率 (%)

$\alpha$  : 裕度

$\eta$  と  $\alpha$  の大略数値を Figure 37 と Table 25 に示す。

**Figure 37 Standard efficiency of general purpose pumps**



**Table 25 Tolerance of pumps**

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

## (2) ポンプ駆動電動機

電動機を選定に当たりポンプの始動・加速時のトルク特性、運転方式を知る必要がある。静止しているポンプを回し始めるには軸受け部の静止摩擦トルクに打ち勝たなければならないが、回転すると静止摩擦より小さな動摩擦になりポンプが加速されるに伴って負荷トルクが現れてくる。

ポンプの回転速度と負荷トルクとの関係はポンプの種類及び吐出弁の開閉状態によって異なる。特に吐出弁の開閉状態によって始動トルク特性が異なることを忘れてはならない。

吐出弁締切状態でのポンプの軸動力は  $N_s$  が 650 以下の機種では最小となり、650 以上の機種では 100% を超え 200% にも達する。遠心ポンプは  $N_s$  が 100~700 くらいであり、始動時弁全閉の方が始動トルクが小さく、斜流ポンプは  $N_s$  が 700~1,200 のため吐出弁全閉の始動トルクは 150~200% になる。

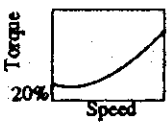
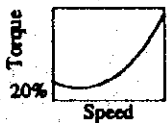
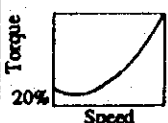
従って遠心ポンプは吐出弁締切状態からの始動が有利であり、斜流・軸流の場合は締切運転不能のため始動には特別の配慮が必要となる。小容量の軸流ポンプでは始動の初めは吐出弁を閉め回転速度の上昇と共に吐出弁を開き定格速度でトルク 100% に達する方法をとる。

大容量軸流ポンプの場合は水量調節をかねて可動翼形を採用し吐出弁を締め切り状態にしてトルク 100% で始動できるようにする場合もある。従って始動時定格速度でのポンプトルクが遠心ポンプでは 40~80%、斜流・軸流ポンプで 100% と考えればよい。

なおポンプでは立形が使用される場合が多いが、立形ポンプはスラスト軸受けによる静止摩擦が大きく、40% トルクに近いものがある。

以上を図示すると Figure 38 のようになる。

Figure 38 Start characteristics of pumps

Pump type		Start torque characteristics	GD <sup>2</sup>
Centrifugal pump	$N_s \leq 300$		Small
	$300 < N_s \leq 450$		Small
Mixed flow pump Axial flow pump			Small

ポンプ駆動用電動機は前述の始動条件を考慮して選択しなければならない。一般にかご形電動機が多く用いられており、直入始動の場合には始動渋滞などの不具合は起きないが電源条件のためリアクトル始動などの減電圧始動をする場合はトルク低下によって加速途中で停留して始動不能になる場合がある。

しかし巻線形誘導電動機を用いる場合は始動不能の状態は生じない。同期電動機の場合100%近い同期引き入れトルクを要求されることがある。

#### 6.4 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ダーン氏公式式(4)を使用して計算する。

$$H_f = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

$H_f$  : 送水管抵抗 (m)

$\lambda$  : 抵抗係数

$L$  : 送水管長 (m)

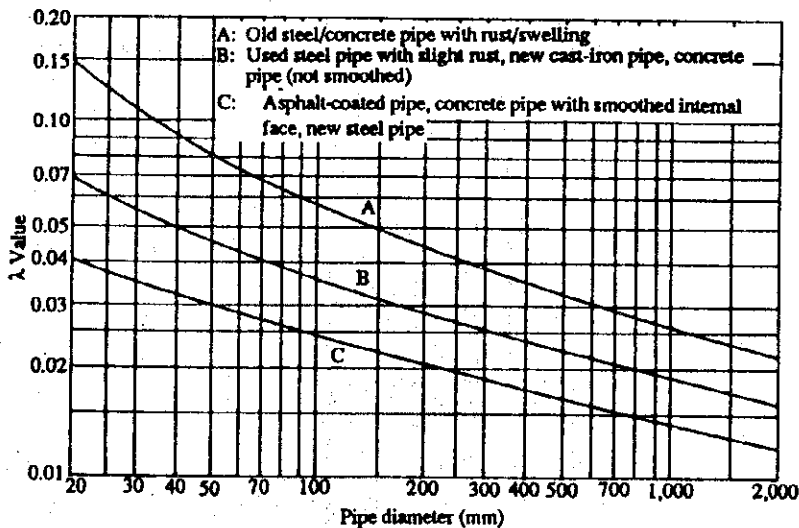
$D$  : 管内径 (m)

$v$  : 管内流速 ( $m^3/s$ )

$g$  : 重力加速度  $9.8 m/s^2$

$\lambda$  の値は通常  $\lambda = 0.02 + 1/2,000D$  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。これには Figure 39 に示すコルブロックの実験式による損失係数を使うと便利である。

Figure 39  $\lambda$  Values by colebrook





### 6.5 羽根車の外径を加工した場合のポンプ性能

渦巻ポンプは電動機の枠番と同様にある流量と揚程の範囲を一個の胴体としポンプの仕様に合わせて羽根車を製作している。従って前述のように将来を見込んで仕様を作成、当面の運転に性能の余裕がありすぎる場合は羽根車を Figure 40 の破線のように製作しておき、将来送水管の抵抗増大によって流量が足りなくなったときに羽根車を新製する方法が経済的である。

また同じ実揚程で現在の送水管での抵抗曲線が  $R_1$  のとき送水管を太くして抵抗曲線を  $R_2$  にし、ポンプ羽根車を改造すれば、ポンプ運転点を  $A_1$  から  $A_3$  にすることができるので ( $L_1-L_3$ ) の電力節減となることを意味する。

稼働中のポンプの羽根車外径  $D_1$  を Figure 41 のように  $D_2$  に加工した場合の性能の変化

Figure 40 Pump performance and resistance curve

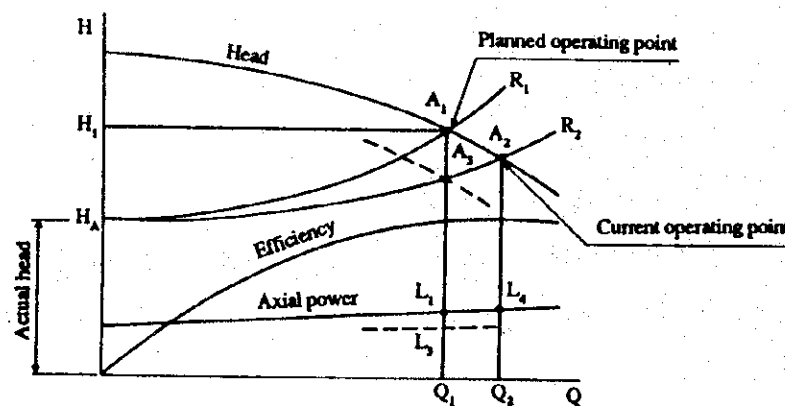
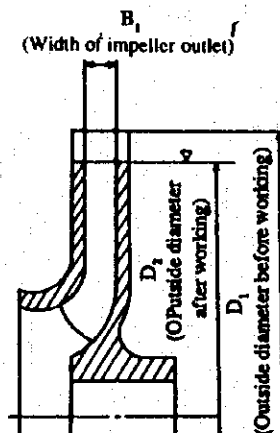


Figure 41 Working the impeller of its outside diameter



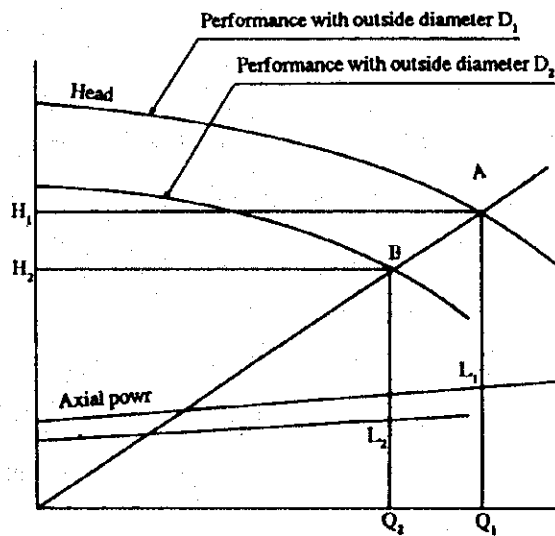
を Figure 42 にしめす。羽根車外径  $D_1$  を  $D_2$  に加工した場合の流量・揚程・動力は次式(5), (6), (7)のようになる。

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (5)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (6)$$

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \quad (7)$$

Figure 42 Change of performance by working on impeller diameter



外径  $D_1$  の  $Q-H$  曲線上の任意の点  $A$  と座標の原点を直線で結び、 $H_2 = (D_2/D_1)^2 \times H_1$ 、あるいは  $Q_2 = (D_2/D_1)^2 \times Q_1$  から直線上に  $B$  点を求める。このような方法で外径  $D_2$  の性能を数点求めこれらを曲線で結び外径  $D_2$  の  $Q-H$  曲線を作成する。

同様に動力も  $L_2 = (D_2/D_1)^4 \times L_1$  で計算し垂直線  $BQ_2$  上に  $L_2$  として記入する。この方法で数点を求め、これらを結んで動力の曲線を作成する。

(羽根車の外径加工で注意すべき点)

- ① 羽根車は製作時に釣り合わせを行っているので加工後再度釣り合わせをしなければならない。
- ② 羽根車外径の加工率  $\{(D_1 - D_2) / D_1 \times 100 (\%)$  が 20% を超えるような大きい値の時は式(5), (6), (7)が適用できなくなり揚水不能となるケースがある。
- ③ 羽根車の材質によっては外径加工できないものがあるので注意を要する。例、ステンレス製プレス品

## 6.6 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ルギー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3.2の(3)項で述べたような種々の方法がある。回転数制御を行う場合，ポンプの回転速度を $N_0, N_1$ ，その時のポンプ流量を $Q_0, Q_1$ ，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。

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{N_1}{N_0} \quad (8)$$

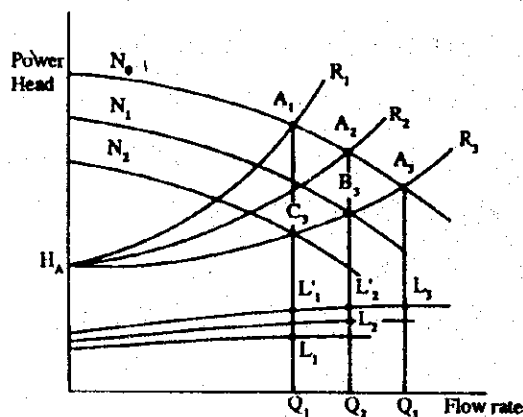
$$\frac{H_1}{H_0} = \left( \frac{N_1}{N_0} \right)^2 \quad (9)$$

$$\frac{L_1}{L_0} = \left( \frac{N_1}{N_0} \right)^3 \quad (10)$$

Figure 43 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，軸動力は回転数の変化に対して式(8)，(9)，(10)の関係で変化している。Figure 43 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 $N_0, N_1, N_2$ と変化され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すれば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 $L_1$ となるので相当量の電力節減が可能である。

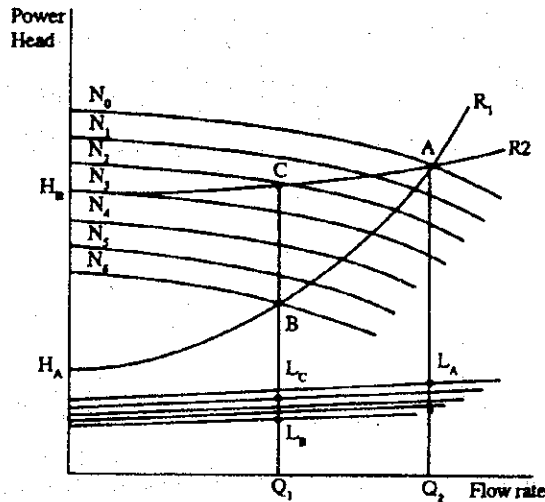
Figure 43 Changes of characteristics by change of rotational speed



ただしここで注意しなければならないことは Figure 44 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ので、送水管抵抗が小さく実揚程が  $H_0$  であるような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。

(流量  $Q_0$  から流量  $Q_2$  に流量変更する場合に回転速度を求める方法)

Figure 44 Difference of axial power by actual head power



現在 Figure 45 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  $H_a$  と全揚程  $H_0$  から求めることが出来る。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

$$a = H_2 / Q_2^2$$

Fig 11-45 の緒元を代入すると

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

となり曲線 CB は

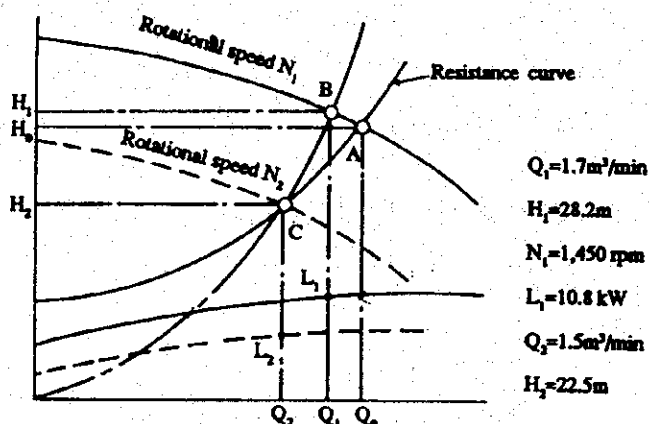
$$H = 10 \times Q^2$$

と表される。この曲線と回転速度  $N_1$  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  $L_1 = 10.8 \text{ kW}$  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(9)より

$$N_2 = \frac{N_1}{(H_1/H_2)^{1/2}} = \frac{1,450}{(28.2/22.5)^{1/2}} = 1,295 \text{ rpm}$$

Figure 45 Change of pump performance by rotational speed



となる。

このときの軸動力は式(10)より

$$L_2 = L_1 \times \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^3 = 10.8 \times \left( \frac{1,295}{1,450} \right)^3 = 7.7 \text{ kW}$$

となる。Figure 45 の A 点に置ける軸動力は 11.0 kW であり回転速度を変えることにより 7.7 kW に低減されることになる。

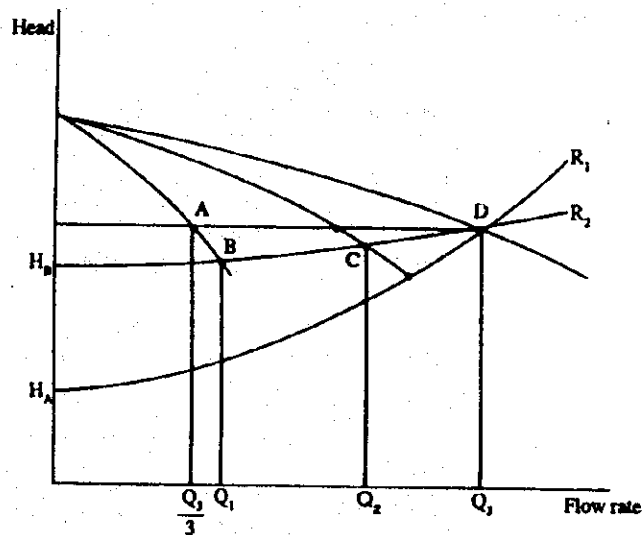
## 6.7 ポンプの台数制御

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しても Figure 36 に示すようにポンプの最高効率点は流量の大きい領域にあり流量が小さい領域では効率が低い。この場合には Figure 46 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出来、電力の節減が出来る。但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 となりそのときの流量は  $Q_1$  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ならないよう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ではポンプ 1 台の運転をしようとするとき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

Figure 46 Parallel operation characteristics of pump



加しなければならない。

### 6.8 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、送風機で述べた方法がそのまま適用できる。但し、弁制御では吸い込み側の弁コントロールは行われず吐き出し側のみである。吐き出し側の弁コントロールは消電力としては最悪の方法であり、むしろ流量制御に主眼をおいた方法である。

ポンプの省電力フローを Figure 47 に示す。

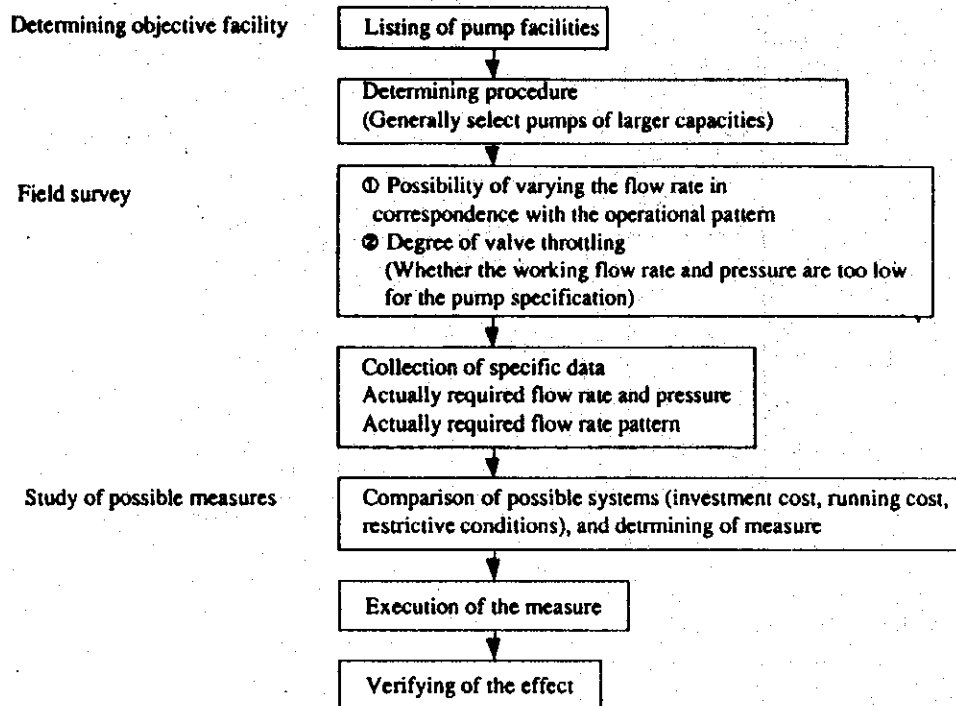
ポンプの電力削減の3要素は①必要流量の低減 ②管路抵抗の減少 ③効率のよい流量制御である。

#### (1) 必要流量の低減

必要流量をまず削減すること、これが第一である。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にあげる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。

- ① 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。
- ② 将来の送水量や排水量の増加を見込んで、水量に余裕をもたせた設備が多い。
- ③ 現在の JIS 試験規格では実際の流量・揚程曲線がポンプ仕様として決めた流量で規定の揚程を下回らないことになっているのでユーザに納入されるポンプはそのほとんどが仕様として決めた流量・揚程以上に水の出るものとなっている。

Figure 47 Electric power saving flow of pumps



(2) 管路抵抗の減少

管路抵抗は設備建設時点では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。

① 直管の摩擦損失

ダーシの式 (式(4)) によれば直管の摩擦損失は、管材の抵抗係数 × (流速)<sup>2</sup> × 管の長さ / 管径 に比例する。

② 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

③ 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、配管に余計なものをできるだけつけないことが抵抗を小さくすることになる。

(3) 効率のよい流量制御

必要流量が低減可能となったとしてポンプの省電力方法を述べる。

① 間欠運転

水利用が必要時と不必要時に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。簡単な方法ではあるが水撃作用があるのであまり短周期の入り切りは避けるべきである。

## ② 台数制御

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に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出来るが、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。

## ③ 回転数制御

初期投資費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出来る特長があり、大容量ポンプの場合、揚程の変動範囲が大きい場合等に有効である。

## ④ 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出来ず、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の取り替えのみを行う場合もある。

## ⑤ 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よいポンプ性能変更が可能である。但しポンプの分解、組立が必要である。

# 7. 照 明

## 7.1 工場照明

### (1) 工場照明の目的

よい照明は、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

作業並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) 作業者士気の上昇

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) よい工場照明

工場照明の良否には、次の要素があげられる。

- 適正な照度及び照度分布であること。
- ちらつき、まぶしさの無いこと。
- 光源の演色性が極端に悪くないこと。
- 経済性がよいこと。

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。日本では照度の基準値として、Table 26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。

7.2 照明の省エネルギー

工場や事務所などの全般照明の式として、次の式がよく知られている。

$$E = \frac{N \times F \times U \times M}{A} \quad (\text{l x}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、E ; 照度 (lx)

A ; 室の面積 (m<sup>2</sup>)

N ; ランプ数

F ; 1個のランプの発する光束 (lm)

U ; 照明率 (注1参照)

M ; 保守率 (注2参照)

(注1) 照明率U ランプから出る全光束に対し作業面に入る光束の比で、器具の配光、取り付け位置、室の条件などによって違ってくる。

(注2) 保守率 使用時間の経過と共に初期照度が低下する割合を予測した数字で、これは設備の保守をどの程度に実施するかによって変わるので、設計段階において定める。

**Table 26 Illumination Standard**

Illumination [lx]	Place	Operation
3,000	Instrument panel and control panel in control room, etc.	Exceedingly fine visual operation in manufacture of precision machines and electronic parts, printing factory, etc., such as ◦ assembly a, ◦ inspection a, ◦ test a, ◦ selection a, ◦ design, ◦ drawing.
2,000		
1,500	Design and drawing rooms	Fine visual operation in selection and inspection in textile mills, typesetting and proofreading in printing factory, analysis, etc. in chemical industry, such as ◦ assembly b, ◦ inspection b, ◦ test b, ◦ selection b.
1,000		
750	Control room	Ordinary visual operation in general manufacturing processes, etc., such as ◦ assembly c, ◦ inspection c, ◦ test c, ◦ selection c, ◦ packing a, ◦ desk work in warehouses.
500		
300		
200	Electricity room and air conditioning machine room	Rough visual operation such as ◦ packing a, ◦ wrapping b, ◦ restricted operation
150		
100	Entrance/exit, corridor, passage, warehouses involving operation, staircases, lavatories	Very rough visual operation such as ◦ wrapping c, ◦ packing b, ◦ restricted operation
75		
50	Indoor emergency staircases, warehouses, outdoor power equipment	Operation such as ◦ loading, unloading, load transfer, etc.
30		
20	Outdoor (for passage and safety guard within compound)	
10		

**(Remarks)**

1. Similar operations are divided into the following three according to the object to view and nature of the operation:
  - (1) a in the above table indicates fine, dark colored, weak-contrasted, specially expensive, hygiene-related ones and when high precision is required or when long working hours are required, etc.
  - (2) b in the above table indicates an intermediate between (1) and (3).
  - (3) c in the above table indicates coarse, light-colored, strong-contrasted, robust, not so expensive ones.
2. For dangerous operation, double above shall be required.
3. For places for operation marked ◦, this illumination may be obtained by local lighting. It is desirable that illumination for general lighting in this case is more than 1/10 of illumination by local lighting.

(1)式を変形して、照明に要する消費電力量を求めれば、

$$W \cdot H = \frac{N \times F}{\eta} \times t = \frac{A \times E \times t}{U \times M \times \eta} \quad (\text{Wh}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

W・H；Watt-Hour

η；ランプ効率

t；点灯時間（時間）

となる。実際に消費される照明用電力は、この(2)式に照明用配電線の損失を加えたものになるので、照明の省エネルギーとは次のように考えることができる。

- ・点灯時間を減らす。
- ・配電線の損失を減らす。
- ・照度を適正に保つ。
- ・効率の高い器具を使用する。
- ・照明率を上げる。
- ・保守率を上げる。

### 7.3 省エネルギーと具体策

#### (1) 点灯時間を減らすこと

具体策としては、次のことがとりあげられる。

- 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

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所が大きいので、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の差異があるので（Table 27 参照）、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。

この他、配電電圧の格上げ、力率の改善等も検討すべき項目である。

Table 27 Comparison of loss by wiring system

Wiring system	Connection	Loss calculation	Loss ratio
Single phase two wire system		$P = EI \times 10^{-3} [\text{kVA}]$ $\text{Loss } W = I^2 \times 2LR_1 = \left( \frac{P}{E} \times 10^3 \right)^2 \times 2LR_1 = \frac{2P^2 LR_1}{E^2} \times 10^6 [\text{W}]$	100%
Single phase three wire system		$\frac{P}{2} = EI \times 10^{-3} [\text{kVA}]$ $W = 2I^2 LR_1 = \left( \frac{P}{2E} \times 10^3 \right)^2 \times 2LR_1 = \frac{P^2 LR_1}{2E^2} \times 10^6 [\text{W}]$	25%
Three phase three wire system		$\frac{P}{3} = E \times \frac{I}{\sqrt{3}} \times 10^{-3} [\text{kVA}]$ $W = 3I^2 LR_1 = \left( \frac{P \times 10^3}{\sqrt{3}E} \right)^2 \times 3LR_1 = \frac{P^2 LR_1}{E^2} \times 10^6 [\text{W}]$	50%
Three phase four wire system		$\frac{P}{3} = EI \times 10^{-3} [\text{kW}]$ $W = 3I^2 LR_1 = 3 \left( \frac{P \times 10^3}{3E} \right)^2 \times LR_1 = \frac{P^2 LR_1}{3E^2} \times 10^6 [\text{W}]$	16.7%

NOTE: Each cable size is same.

(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、屋外照明等は照明レベルの見直しや、局所化を行うことが、省エネルギー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、ランプ及び反射笠についてである。

Table 28 は安定器の特性の1例を示したものである。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。

Table 29 及び Table 30 は各種ランプの特徴と用途を示したものである。

**Table 28 Example of stabilizer characteristic (for 400W mercury lamp)**

	Non-dimming type			Dimming type			
	Low power factor type	High power factor type	Constant power type	Constant power type		General type	
Input voltage (V)	200	200	200	200		200	
Voltage tap (V)	200, 220	200, 220	200	200		200, 220	
Input current (A)				Normal	Dimmed	Normal	Dimmed
	When starting	5.7	4.0	2.3	2.3	—	3.8
When stabilized	3.3	2.3	2.3	2.3	1.3	2.4	1.3
Input power (W)	425	425	435	435	255	432	255
Power factor (%)	64	90	95	95	95	90	95
Weight (kg)	4.6	5.2	10.0	13.5		7.0	
Volume ratio (%)	100	160	270	340		220	
Price ratio (%)	100	150	240	310		260	

**Table 29 Special features and applications of various lamps**

Class of lamps	Special features	Scope of size (W)	Main performance of standard quality				Applications
			Efficiency (lm/w)	Color temperature (K)	Color rendering index (Ra)	Life	
Incandescent lamp	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stable light color</li> <li>• Possible to light as-is.</li> <li>• Instantaneous lighting high luminance</li> </ul>	Several W ~ Several kW	100 W				Residence, store, office
			15	2,850	100	1,000	
Tungsten halogen lamp	Small-size, high efficiency and long life lamp	Several 10 W ~ Several kW	For general use 500 W				For floodlamp, for automobiles, for projection, for photography, for copying machine, studio
			21	3,000	100	2,000	
Fluorescent lamp	<ul style="list-style-type: none"> <li>• High efficiency and long life</li> <li>• A wide variety of light colors</li> <li>• Little glare</li> </ul>	4 ~ 220 W	White 40 W				Residence, office, store
			82	4,500	69	10,000	
Mercury lamp	High efficiency, long life, high luminance lamp	40 ~ 2 kW	400 W				For floodlamp (baseball ground, golf course)
			51	5,800	23	12,000	
Fluorescent mercury lamp	Mercury lamp with luster improved	40 ~ 1 kW	400 W				Roads, factory, street lighting, arcade lighting
			56	4,100	44	12,000	
Choreless mercury lamp	Mercury lamp requiring no stabilizer	160, 250, 500 W	500 W				For works, stores
			27	3,000	42	6,000	
Halide lamp	Higher efficiency and lustrous lamp than mercury lamp	250 ~ 1 kW	400 W				Gymnasium, factory, shopping street, open space, park
			80	4,500	65	9,000	
High lustrous halide lamp	High lustrous, high luminous lamp	250 ~ 400 W	400 W				Gymnasium, lobby, hall
			50	5,000	92	6,000	
Low pressure sodium lamp	Highest efficiency, yellow, luminous lamp	35 ~ 180 W	180 W				Tunnel, high-way, switch-yard
			175	—	—	9,000	
High pressure sodium lamp	Highest efficiency, luminous lamp for general lighting	150 ~ 1,000 W	180 W				Gymnasium, high-ceiling factory, warehouse, roads, open space
			120	2,100	29	12,000	

Note: Efficiency of fluorescent and mercury lamps is of 100 hrs value.

**Table 30 Selection of lamps from standpoint of typical applications**

Class of lamps		Incandescent lamp			Fluorescent lamp			Mercury lamp			Halide lamp		Sodium lamp		Xenon lamp
		General lamp	Reflector lamp	Halogen lamp	General fluorescent lamp	High color rendering properties	High output type	Transparent mercury lamp	Fluorescent mercury lamp	Reflector mercury lamp	Stabilizer built-in type	General type	High lustrous type	High pressure	
Residence		⊙	○	△	⊙	○	×	×	×	×	×	×	×	×	×
Office	General office	△	△	△	⊙	△	○	×	×	×	×	△	△	×	×
	High-ceiling office, lobby	○	○	○	○	△	○	×	○	○	△	⊙	○	×	△
	Single room, drawing room	○	○	△	⊙	○	×	×	△	×	×	△	△	×	×
Store	General stores	⊙	⊙	○	⊙	⊙	○	×	○	△	△	△	△	×	×
	High-ceiling stores	○	○	○	○	⊙	×	○	○	○	⊙	○	△	×	△
	Exhibits, showcase	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	○	×	△	△	○	○	○	×	△
Factory	Low-ceiling factory	△	△	○	⊙	○	×	△	△	△	△	△	△	×	×
	High-ceiling factory	△	△	○	△	△	⊙	×	⊙	○	⊙	○	○	×	△
	Warehouse	○	△	○	⊙	△	○	△	⊙	○	○	△	○	×	×
School	Class room	△	△	△	⊙	○	△	×	△	×	×	△	△	×	×
Hospital	Operating room	○	○	△	⊙	⊙	△	×	×	×	×	×	×	×	×
Theater, hall	Spectator's seats	⊙	⊙	⊙	⊙	○	△	×	△	△	△	○	○	×	△
	Stage	⊙	⊙	⊙	⊙	○	○	×	△	△	△	△	△	×	△
Art museum, museum	General	⊙	⊙	○	○	⊙	△	×	△	△	△	○	○	×	△
	Exhibits	⊙	⊙	○	○	⊙	△	×	×	×	×	○	○	×	△
Roads	Automobiles exclusive roads	×	×	×	△	×	×	△	⊙	×	×	△	×	○	△
	Automobiles exclusive tunnel	×	×	×	△	×	×	△	○	×	×	△	×	⊙	×
	Streets	△	×	×	○	×	×	△	⊙	△	△	△	○	△	×
	Shopping streets	○	×	○	○	△	⊙	×	⊙	△	△	⊙	△	○	×
	Roads in resident area	○	×	×	○	×	×	△	⊙	△	×	△	×	○	×
Parking zone	Indoor	△	△	△	⊙	×	○	×	○	△	△	△	○	×	×
	Outdoor	△	△	△	○	×	×	△	⊙	○	△	△	○	△	△
Open space, park, garden		○	△	△	○	△	×	△	⊙	△	△	○	△	○	△
		○	△	△	○	△	×	△	⊙	△	△	○	△	○	△
Floodlight lighting	Structure	○	○	○	×	×	×	△	⊙	⊙	○	○	○	△	○
	Advertisement, signboards	○	⊙	⊙	○	○	○	△	⊙	⊙	△	○	○	△	×
Sports	Indoor	○	○	⊙	○	○	○	△	⊙	○	△	⊙	○	△	×
	Outdoor	○	○	○	×	×	×	△	⊙	○	△	⊙	○	⊙	×

(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、器具の配光取り付け位置、室の条件などによって違って来る。Table 31に照明率表の例を示す。この表における室指数 RI は次式で算出する。

Table 31 Example of utilization factor

Ceiling	80%						50%											
Wall	60%		30%		10%		60%		30%		10%							
Floor surface	40%	20%	10%	40%	20%	10%	40%	20%	10%	40%	20%	10%	40%	20%	10%	40%	20%	10%
Room index	Utilization factor																	
0.60	.45	.42	.40	.31	.30	.30	.26	.25	.25	.41	.39	.38	.30	.29	.29	.25	.25	.25
0.80	.56	.51	.49	.41	.39	.38	.35	.34	.33	.51	.48	.47	.39	.38	.37	.34	.33	.33
1.00	.63	.57	.55	.47	.45	.44	.41	.40	.35	.57	.53	.52	.45	.44	.43	.40	.39	.38
1.25	.71	.63	.60	.55	.52	.50	.48	.46	.45	.64	.59	.57	.52	.50	.49	.46	.45	.44
1.50	.76	.66	.64	.61	.56	.54	.54	.51	.50	.68	.63	.61	.57	.54	.53	.52	.50	.49
2.00	.85	.75	.70	.71	.65	.62	.64	.59	.57	.76	.70	.67	.66	.62	.60	.60	.58	.56
2.50	.91	.79	.74	.78	.70	.66	.71	.65	.62	.80	.73	.70	.71	.67	.65	.66	.63	.61
3.00	.95	.82	.76	.83	.74	.70	.77	.69	.66	.84	.76	.73	.76	.70	.68	.71	.67	.65
4.00	1.01	.86	.80	.91	.79	.75	.85	.76	.71	.88	.80	.77	.78	.75	.72	.78	.72	.70
5.00	1.09	.88	.82	.96	.83	.77	.91	.79	.78	.91	.82	.79	.88	.78	.78	.82	.76	.73
10.00	1.13	.93	.86	1.08	.90	.84	1.05	.89	.82	.97	.87	.83	.94	.85	.81	.92	.84	.80

Light output ratio: 83% Light source: FL 40 SW 3,400 lm Fluorescent lamp reflector used

$$R. I = \frac{W \times L}{H (W + L)} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、W ; 室の間口 ( m )

L ; 室の奥行 ( m )

H ; 作業面からの光源高さ ( m )

室指数は四角い室ほど大きな値となる。また照明率は内壁及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、使用時間の経過と共に器具の汚れ等により初期照度が低下する割合を予測した数字である。

従って保守率を向上させるためには、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、工場の実情をいうと人件費の上昇もあって球切れのときに、ランプの交換と器具の清掃を行うのがやむを得ぬ現実であろう。従って、器具効率の経年低下割合の少ない器具を使用するのが第一の対策となる。

Figure 48 に、ランプ自体の光束の減少傾向を、また Figure 49 に器具にはこりが累積した場合の光束の低下状態を示す。

Figure 48 Lumen maintenance characteristic of various light sources

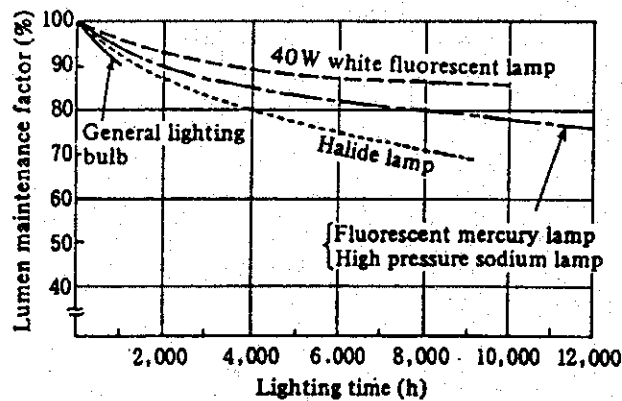
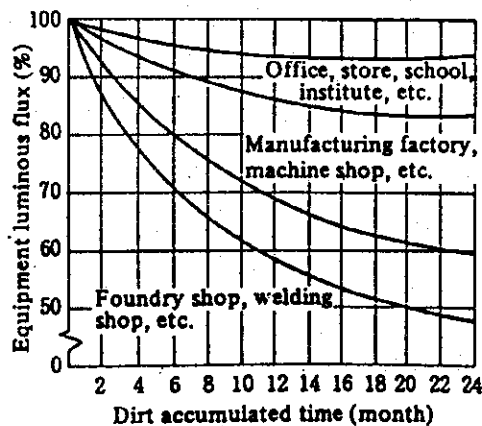


Figure 49 Lowered lumen when dirt accumulated on lamp and lighting equipment



(7) その他

照明に関してその他注意すべきことは、電源電圧を変動させないことである。

電動機などは±10%の変動でも支障なく運転できるが、ランプは定格電圧でその機能が最高度に発揮され、また寿命も最も長くなるように作られている。従って照明回路は、一般の動力回路とは分離し、かつ±5%以内の電圧変動に押えるようにすることが望ましい。

また周囲温度に関しても、メーカーの指定値を外れないように、注意することが大切である。

## 8. 電気加熱

### 8.1 電気加熱方式の種類

電気加熱方式を分類すると Table 32 のようである。

一般的な特徴としては次のような点が挙げられる。

#### a. 高温度が得られる

アーク加熱や直接通電によれば2000℃以上の高温に加熱することも可能である。

#### b. 加熱効率が低い

被加熱物自体が発熱する場合があることや排ガス損失が無いことから、加熱効率が低い。ただし、発電段階での熱損失や入力の変換効率を含めて、総合的に判断する必要がある。

#### c. 急速加熱が可能である

被加熱物内で直接電力を熱に転換でき、電力密度を高めることにより急速加熱ができ

#### d. 温度制御が容易である

自動制御、遠隔操作が容易で、精密な制御が行える。

#### e. 雰囲気制御が容易である

燃焼を伴わないので、雰囲気制御が容易である

### 8.2 電熱システムの省エネルギーの方法

#### (1) 熱源の転換

電熱の場合発電までさかのぼって考えると熱エネルギーを電気エネルギーに変換する火力発電、原子力発電の場合送配電のロスを含め、エネルギー効率は約35%であり他の熱源に比較し極めて不利である。極端な言い方をすれば前述の電熱を使用すべき理由がなければ他の熱源（石油、石炭、ガス、蒸気など）を使用すべきである。

また同じ電熱であっても加熱方式の転換（例えば 間接加熱→直接加熱）が可能であれば熱効率の工場が期待できる。

#### (2) 設備容量の適正化

電熱設備の運転としては連続かつ一定負荷の運転が望ましい。断続的な運転は加熱冷却

**Table 32 Type and Main Applications of Electric Heating Systems**

Heating method	System for converting electric energy to heat		Main applications and examples of units
	Conversion system	Heating system	
Utilization of Joule heat and arc heat	Resistance heating	Indirect resistance heating (50/50 Hz)	Various types of heat treatment furnaces using resistance heating means, sintering furnace, diffusion furnace, brazing furnace, salt bath furnace, and fluid bed heating
		Direct resistance heating (50/60 Hz) (DC)	Direct energizing heating of metal, graphitizing furnace, glass melting furnace, and ESR furnace
	Infrared ray heating	Proximate infrared ray heating (0.76 - 2.5 m)	Baking of painted surface, drying, and molding and processing of plastics
		Remote infrared ray heating (2.5 - 2.5 m)	Heating at 650°C or less, drying of painting, braking, resin hardening and processing, bread baking, heating, plant rearing
	Arc heating	Arc heating (50/60 Hz)	Steel making, dissolution of fire resisting materials, and dissolution of vacuum arc
Plasma arc heating (DC)		Dissolution of heat resisting steel, Ni alloy steel, high melting point metal and alloy, dissolution of high melting point compound, production of single crystal, and high temperature thermochemical processing of other materials	
Utilization of electromagnetic induction	Surface leather heating	High frequency induction heating (50/60 Hz - 450 kHz)	Dissolution of metal and alloy, heating for thermal processing, heat treatment of metal, welding, and brazing
		Low frequency induction heating	Dissolution of cast steel and heating of large-sized steel
	Transverse flux heating		Heating of sheets such as non-ferrous metal and stainless steel
	Short-circuit heating	For metal dissolution	Groove-shaped blast furnace and temperature rise of molten bath
		For metal heating	Interference of metal parts
Utilization of high frequency electric field	Induction heating (3 - 40 MHz)		Drying of lumber, drying and heat treatment of food, leather, textile, chemicals and synthetic resin, bonding of lumber, and welding of synthetic resin
Heat developed by the impact of electronic and ion flow	Electron beam heating		Evaporation of metal, dissolution of high melting point metal, and fine processing of metal
	Ion and ion beam heating and processing		Ion carburizing, heat treatment such as nitriding, surface coat treatment, etching of semiconductor, implantation, and other surface treatment
	Glow discharge heating		Surface heat treatment of metal and metal heating
Utilization of electromagnetic wave	Laser heating and processing (1 - 11mm)		Drilling processing of process-resistant material, welding, heat treatment and cutting of metal material, welding and processing of electronic parts, etc.
	Microwave heating (915, 2,450 MHz)		Preparation (electronic oven), drying and thawing of food, heating and vulcanization of rubber, and sterilization of food and chemicals
Utilization of electric mechanical power	Heat pump system	For household use	Air conditioning, hot water supply, and building air conditioning
		For industrial use	Drying of food, lumber and leather, effective utilization of exhaust heat, and others

を繰り返すので、電力を無駄に消費することが多く連続運転に比較して熱効率に相当の開きがでてくる。生産工程や作業方法を再検討し連続操作になりうる設備容量を選定する必要がある。

とくに電熱設備は大は小を兼ねる式の使い方に陥りやすく、1回の処理電力量も大きいので十分消費電力量を計算し、最小の損失で運転できるような方法を見出すことが必要である。

### (3) 保温の強化

電熱設備は電動機や変圧器などと比べて各種の熱損失が多くその保温性能の如何によって熱効率に違いがでてくる。設備各部の温度測定、熱流計などで熱損失を測定し、熱損失の多い部分の保温強化によって熱効率を高める必要がある。

## 9. Heat pump

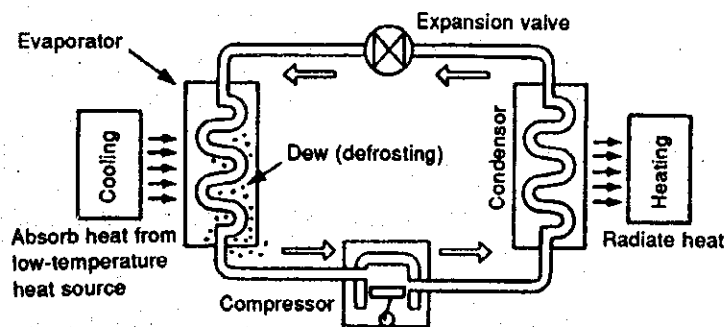
### 9.1 Heat pump system

ヒートポンプシステムにおいて電気は直接熱に変換するものではなく、熱を運ぶ動力源として使用するものである。したがって、常に熱源が必要となる。

本来、熱は高いところから低いところへ移動する。同様に水も高いところから低いところへ移動するが、ポンプを利用することによって低いところから高いところへ汲み上げることができる。このポンプの役目をするところからヒートポンプと呼ばれる。

ヒートポンプシステムには、Figure 50 示すように圧縮機・凝縮器・蒸発器・膨脹弁が必要であり、このシステムは凝縮器の加熱作用により空気や水を温めて、加熱運転を行う。

Figure 50 Configuration of heat pump system



また、冷媒回路を切り替えて蒸発器の冷却作用により空気や水を冷やし、冷却運転を行うことが可能である。つまり放熱側と吸熱側の使い分けにより加温及び冷却を行うことができるシステムである。

吸収ヒートポンプは熱エネルギーを駆動源とするもので、作動媒体の蒸発と凝縮を利用する点では蒸気圧縮式と同じで蒸気を高圧にするのに吸収液を用い、これに蒸気を吸収させて高圧部に送り、ここで外から熱を加えて再び蒸気の形に戻す方法をとる。吸収液は再び低圧部に戻し循環使用する。したがって、基本的には吸収ヒートポンプは圧縮機の代わりに吸収器と溶液ポンプおよび発生器が加わったものである。

## 9.2 ヒートポンプシステムの特長

### (1) ヒートポンプシステムの特長

- 1台の機械で加温、冷却などが可能である。
- エネルギーの利用効率が非常に高く効率的である。
- 制御しやすく取り扱い操作が簡単で省力化できる。
- 燃焼を伴わないため安全性が高く、クリーンである。
- ボイラーのように付帯設備（煙突、貯油槽など）が不要なため、設置スペースも小さくてすむ。
- ユーティリティーとしてのエネルギーは電力だけでよい。

### (2) 成績係数 (COP) について

ヒートポンプの熱出力とヒートポンプの所要動力の関係を表すのに成績係数または COP (Coefficient of Performance) と呼ばれる数値を用いる。

$$\text{成績係数 } (\varepsilon) = \frac{\text{熱出力 (kcal/h)}}{\text{所要動力 (kWh/h)} \times 860 \text{ (kcal/kWh)}} \quad (\text{COP})$$

これはヒートポンプの効率の良否の判断、また必要な熱量を得るためのヒートポンプの所要動力を求めるのに用いられる。

ヒートポンプ運転のための電力を発電するのに必要な燃料消費熱量は、直接燃焼の場合より大きくては意味がない、1 kWh の発電のための燃料消費量、一般に2,250 kcal となっている。

成績係数  $\varepsilon$  のヒートポンプの熱出力は所要動力 1 kWh について考えると  $860\varepsilon$  (kcal/kWh) となる。ここで数値860は1 kWh の電熱器の熱出力である。

ヒートポンプが省エネルギーになるには、少なくとも以下の式が成立する必要がある。

860 ε > 2,250

ε > 2.62

(財)ヒートポンプ技術開発センターによる産業用ヒートポンプ運転実態調査 (S 63.3) の報告書によれば実際に運転されているヒートポンプの成績係数は3~20の範囲にあり、すべて2.62を越えており、省エネルギーに役立っていることになる。

### 9.3 ヒートポンプの利用分野

#### (1) 蓄熱式ヒートポンプによるビルの冷暖房

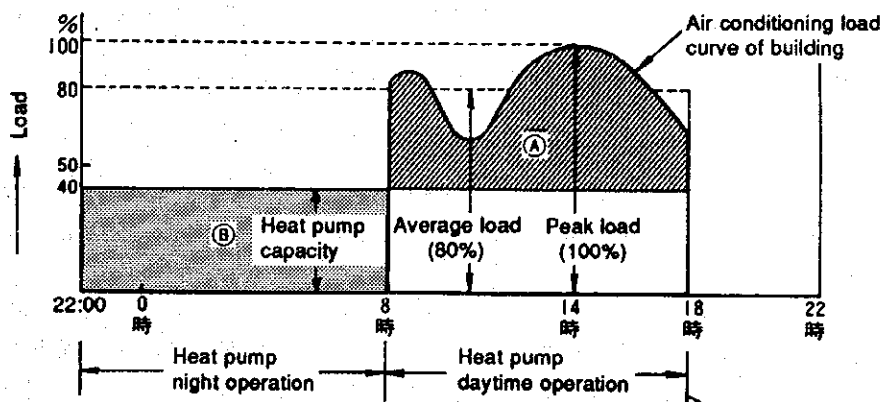
1日の冷暖房の負荷が Figure 51 の太線部分で囲まれる形であったとする。これまでのビル冷暖房における設備容量は、最も負荷の大きい時間 (図の場合14時) に合わせて決められてきた。しかし蓄熱式の場合、例えば冷暖房負荷の約50%を夜間に蓄えて昼間活用することにより、設備容量を小さくするとともに設備を常に高負荷域で運転できるため効率が良い。

Figure 51 に示すとおり、22時~翌朝8時の間にヒートポンプを運転し、熱負荷の約50% (図④部分) に相当する温水・冷水を蓄熱槽に蓄え、昼間はヒートポンプを運転すると同時に蓄熱槽に蓄えられている温水または冷水 (図⑤部分) を汲み上げて空調機に送り、温風または冷風をつくり、暖房及び冷房を行う。

このようにするとヒートポンプ容量は縮小でき、設備費が軽減できるとともに、設備稼働率が向上し、より効果的な運転ができる。また主なメリットとしては、

- 設備容量の縮小に伴い契約電力が減少でき基本料金が低減される。また安価な夜間電力が利用できるため運転費も低減できる。
- 屋上等に設置することができ、建物面積を有効利用できる。

Figure 51 Cooling load characteristics curve



- 自動化が容易であり省力化が図れる。
- 燃料を伴わず安全・防災面に優れ、環境保全上も有効である。

## (2) ヒートポンプによる地域冷暖房

都市部に存在する未利用エネルギー源（都市排熱）は年々増加の傾向にある。これは都市に供給されるエネルギーの大半が最終的には排熱となるからである。その大部分は50℃以下の低温排熱であり、その発生源は地下鉄、下水処理場、ごみ焼却場、発電施設、住宅、工場等さまざまな都市施設から発生する。

これからの排熱をヒートポンプの熱源として利用することにより、多くのメリットを得ることができる。

### (2)-1 地域冷暖房の利点

- 燃焼設備による大気汚染や排熱による熱汚染の低減が図れ、環境の改善に寄与する。
- ヒートポンプの熱源に都市排熱や大気、河川、海水等の保有する熱をリサイクル利用することにより、省エネルギー効果の大きい利用システムの構築が可能である。また、蓄熱システムの導入や熱負荷の合成による熱源設備容量の合理化やコストの低減が可能となる。
- 石油燃料等の危険物の取扱いや貯蔵が不要となり、集中管理化により設備の安全性が高められる。

### (2)-2 地域冷暖房システムの方式

#### ① 集中式

Figure 52 (a)に示すように、需要サイドの利用温度に近い温度の熱を中央プラントで作って各需要地に送る方式で、負荷密度が高く、地域配管が比較的短い都心部に適した方式である。

#### ② 分散式

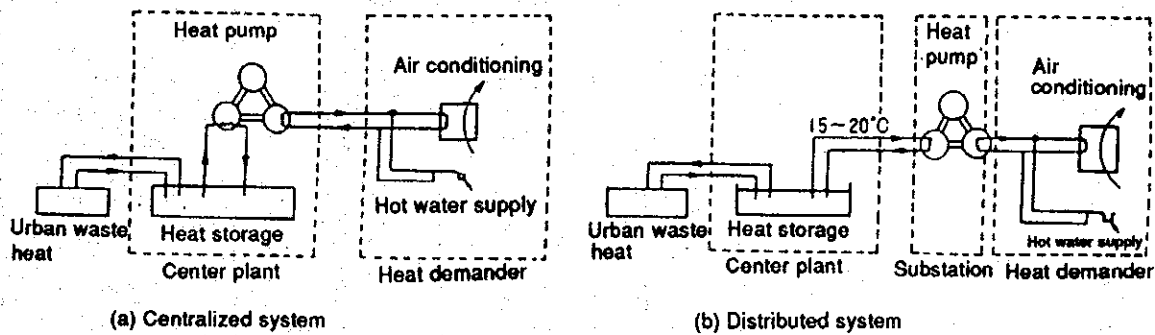
Figure 11.52(b)に示すようにヒートポンプの熱源水の温度を低く（15～20℃程度）して供給熱源水の熱損失の低減を図ることによる断熱工事費の低減が可能となる。この方式は熱負荷密度が低く、需要箇所が広域にわたる地域に適した方式である。

#### ③ 集中式+分散式

集中式の区域内に高い温度を必要とする需要家がある場合に、そうした需要家内のサブステーションで熱源水から昇温する。また需要箇所が近い場合はセンタープラントから直接専用ラインを設けて熱を送る。

以上、述べたヒートポンプ式地域冷暖房システムは、大量に発生する都市部の排熱リサイクルに大きく貢献できるものである。

Figure 52 Heat-pump-type local air conditioning system



(3) 産業分野へのヒートポンプ応用

生産プロセスおよびその周辺へのヒートポンプの適用に際して、既存プロセスのどのようなところに適用することが望ましいか、あるいはまた、プロセスの計画・設計に際して、いろいろな機能をもつヒートポンプを必要不可欠な要素システムとして組み入れるか、など同じプロセスでも導入のスタンスで期待できる効果に大きな違いがある。

民生用の場合には、空調、給湯などでの利用温度はほぼ一定の決まった値であることから、ヒートポンプのシステム構成も比較的シンプルとなる。それに反して産業用のヒートポンプは、主として生産プロセスに対応したシステムとして、いろいろなところに適応させる必要があり、業種や生産工程の違いによりヒートポンプシステムの計画・設計も千差万別である。

したがって、産業分野における業種別の熱エネルギー利用動向を知ることも大切であるが、実際のヒートポンプシステムの導入に際しては、生産工程における具体的な適用箇所を見つけ出し、工程全体のバランスの上にエネルギーおよび生産にかかわる物質収支（ユーティリティの経済的配分など）の見直し、およびエネルギーの品質管理精度の向上による製品の質の向上メリットなどを含む綿密な計画を立てなくてはならない。

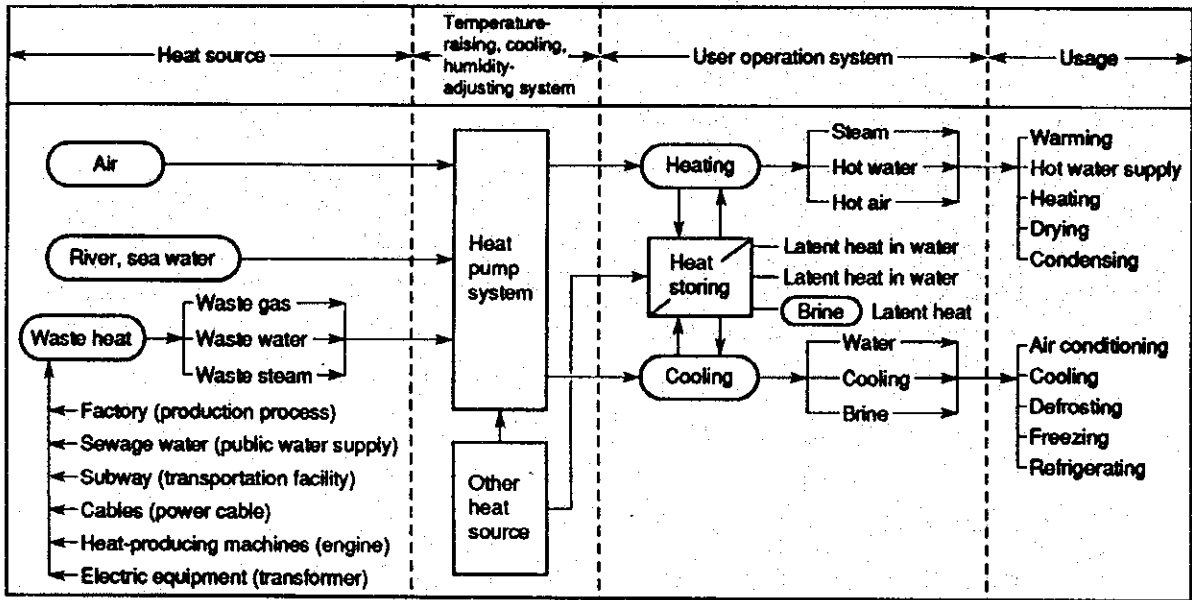
Figure 53 に、ヒートポンプシステムを中心とした熱利用のフローを示す。

ヒートポンプの使われ方の特徴としては、一般空調のように室内空気の温度、湿度制御を主とするものから、産業用に用いられる潜熱再利用型ヒートポンプにみられるように、溶液類の蒸発分離に用いてエネルギー利用効率を著しく高めて経済効果を発揮しているシステム、また、燃焼加熱からヒートポンプ加熱に置き換えて環境の改善に資するものなど、多様な用途に対応できるものが出現している。

Table 33 に「ヒートポンプシステムの性能」の概略を示す。システムのかなめとなる圧



Figure 53 Flow diagram of heat using a heat pump system



縮機についてみると、小型の空調用には、ロータリー型やレシプロ型が、大型のものにはターボ型、スクリー型などが用いられている。

熱媒体は、フロン系が一般的であるが、高温（100℃以上）の領域では、特殊な物質（水、炭化水素系物質など）も使われる。

Table 34 は、ヒートポンプシステムの利用分野と適用箇所の主なものを具体的に、利用技術別に整理したものである。

Figure 54 は、業種別排熱利用温度分布を示したもので、排熱の温度は、40～100℃前後の工程が多く、その性状は、水蒸気、温水、空気、ガス（溶剤やゴミなどを含んだ気体など）等で、工程排出物を混入しているものなどさまざまである。

利用温度についても、50～60℃から160℃の工程が多い。石油化学工業と鉄鋼業は、特に500～1,500℃の高温域にも排熱源をもち、これらの有効利用は、今後の技術開発課題である。

Table 35 に、一部の業種について、各温度レベルと熱需要比率を示した。表からわかるように、化学工業とゴム製品製造を除くほとんどの業種は、100℃～150℃レベルの熱が用いられていることがわかる。

Table 36 に、現在使われ始めている各種ヒートポンプの適用例とその省エネルギー効果、システムの熱効率（COP）、適用箇所、利用温度などを示す。

表から明らかなように、特に潜熱を熱源として利用するVRCシステムでは、COPが4.5から、26という非常に高い値を示し、大きな省エネルギー効果が得られる。

**Table 33 Performance of heat pump**

Type of heat pump	General-purpose heat pump			Latent heat recycling heat pump		Super-heat pump
				Direct	Indirect	
Heat source	Air (sensible heat)	Air (sensible heat)	Waste heat, etc.	Waste heat (latent heat)	Waste heat (latent heat)	Waste heat, etc.
Application	Air conditioning, hot water supply, etc.	Air conditioning, hot water supply, etc.	Warming, hot water supply, drying, heating	Food, chemical factory	Food, medicine, photos, plating factory	Various factories, local heat supply
Heat media	Freon (R-22, R-12, etc.)	Freon (R-22, R-12, etc.)	Freon (R-22, R-114, etc.)	Water, etc.	Water, hydrocarbon, freon, etc.	Non-azerotropic mixture
Applied temperature	20 ~ 60°C	20 ~ 60°C	60 ~ 110°C	80 ~ 120°C	15 ~ 185°C	150 ~ 300°C
COP	About 3	About 4	About 4 - 5	About 10 - 20	About 2.5 - 6	About 6 - 8
Compressors	Rotary, reciprocating, screw, turbo, etc.	Reciprocating, screw, turbo, etc.	Reciprocating, screw, turbo, etc.	Turbo, roots, screw, etc.	Turbo, screw, reciprocating, etc.	Multi-stage turbo, etc.
Characteristics	For air conditioning use		For high temperature and heat recovery	High temperature, high efficiency, evaporation separation, concentration.	High temperature, high efficiency, heat recovery, low-temperature concentration, etc.	Under development

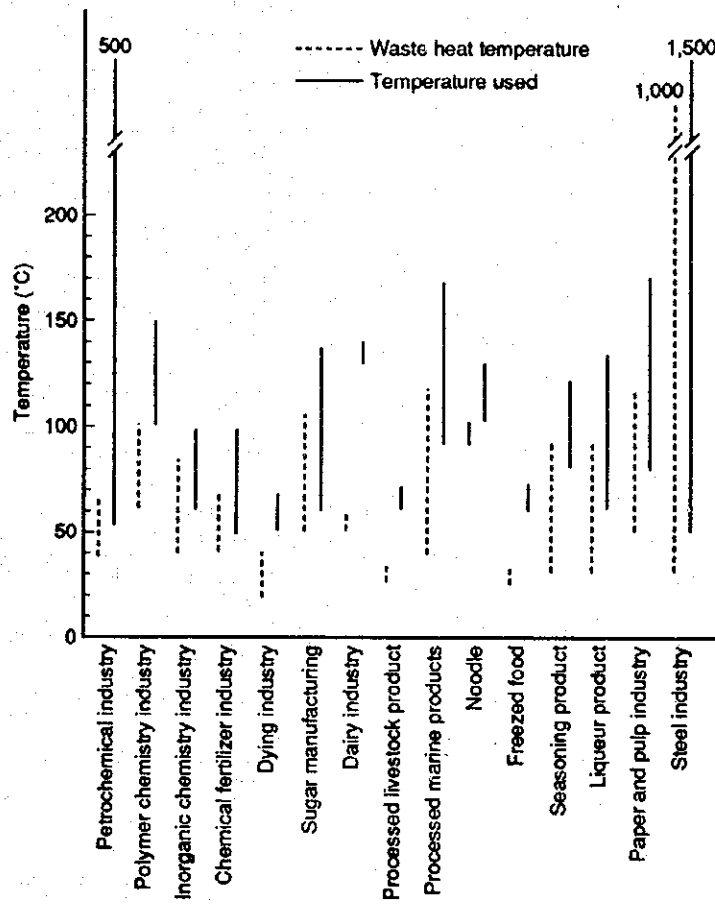
**Table 34. Application and Installation fields**

Technology	Application field
Air conditioning	Houses, buildings, housing complex (department store, school, hospital, public facilities), factories, clean room, public plantation, plant farming facility, etc.
Hot water supply	Pool, public bath, hotel, golf field, dying factory, ham factory, broiler factory, road heating, snow melting, etc.
Heating, cooling	Wine production, plantation facility, fish breeding, dairy farming, chemicals production, food, plating, etc.
Drying, humidity adjustment	Wood, fish, vegetables, fibers, gelatine, printed matters, peat, sewage, rubber products coating, etc.
Condensing, vaporization separation	Saccharated liquid, milk, glycerine, amino acid, antibiotic substance, agricultural chemicals, pulp, beat sugar, rayon fiber liquid, various waste liquid, etc.
Heat recycle	Organic solvent distillation, inorganic chemicals distillation, ethanol distillation, propylene, propane distillation

生産工程に導入されるこれらのヒートポンプシステムは、一般に熱源として用いられる石油（重・原油、ナフサ、軽油など）やガス（LPG、LNG）などの価格により投資効率に差を生ずるので、ヒートポンプシステム導入によるメリットを最大にするための投資タイミングを選ぶことが重要とされている。

また加温、冷却に用いられるヒートポンプシステムは、高温蓄熱（温水蓄熱、水和化合物蓄熱）や低温蓄熱（氷蓄熱、無機塩類と水など）のシステムと組み合わせて総合システム化することにより、エネルギー利用率の合理化が一層高められ、イニシャルコスト、ランニングコストの低減、省力化、省スペース化など、いろいろと有利な使い方が可能となる。また、エネルギー利用面でのメリットより大きな効果として、製品の品質面の向上や歩留まりの改善、生産スピードの向上、排熱や排出物のリサイクル化による環境の改善など、利用面での範囲はますます増大の方向にある。

**Figure 54 Heat utilization temperature distribution by sector**



**Table 35 Temperature level used by sector (%)**

Sector	Temperature	Less than 100°C	~ 150°C	~ 183°C	More than 183°C
Food, tabaco industry		2.5	62.3	16.6	18.6
Fiber industry		0.4	50.3	49.3	0
Wood, wooden product manufacturing		1.1	9.3	6.6	83.0
Pulb paper processing industry		0	85.9	4.1	0
Chemical industry		4.8	26.9	50.0	18.8
Rubber product manufacturing		0	26.3	53.4	20.4
Leather product		0	100.0	0	0
Ceramic and stone manufacturing		0	85.6	14.4	0

**Table 36 Heat pump system application and advantages of energy conservation effect**

	Applied place	Type	Temperature used (°C)	COP	Energy conservation effect	Comments
Drying and concentration	Drying of peat	VRC	130-180	4.5	About 75% reduction	4-stage turbo: Water content 60% → 10%, 3 → 14kg/cm <sup>2</sup> g
	Drying of gelatin	C	30-40	—	About 50% reduction	Quality: Water content 67% → 13%
	Drying of laminated processed paper	C	40-50	About 4	About 50% reduction	Improved controllability of capacity
	Drying of golf balls	C	H40 C15	6.24 (2.56/3.68)	About 50% reduction	Quality
	Drying of fruits and vegetables	VRC	100		About 56% reduction	Quality: Water content 90% → 12%
	Drying of seaweed	C	20-30		About 14% reduction	Quality: Safety
	Calcination of beer malt	C	65-	4	About 58% reduction	Quality
	Concentration of oil raw materials	VRC	100	15	About 93% reduction	Density: 10% → 50%
	Concentration of pulp	VRC	100	21	About 90% reduction	Density: 8% → 40% (3EF 40% → 70%)
	Concentration of wheat juice	VRC	100	7	About 50% reduction	About 10% vaporized
	Concentration of waste whisky	VRC	100	20		Density: 3% → 35% 1 Æ 1.23kg/cm <sup>3</sup> g
	Concentration of amino acid	VRC	88-90	21-25	About 90% reduction	Density: 35%wt → 60%wt
	Concentration of gelatin	VRC	60-70	19		
	Concentration of anti-biotic substance	IVRC	25-30	18		Improvement of controllability and productivity
	Concentration of coarse phosphoric acid	IVRC	20	6	About 50% reduction	Density: 25% → 48%
Concentration of sugar liquid	VRC	93	21-26	About 66-75% reduction	Density: 7% → 48%	
Distillation	Ethyl alcohol purification	VRC	73-105	5.6	About 66% reduction	
	Organic solvent purification	VRC	100	15	About 90% reduction	
	BTX purification	VRC	145	6		Demonstration plant
Heating and cooling	Preprocess before coating	C	52	5	About 30% reduction	Closing, quality
	Tofu production process	C	0			Ice heat storage, quality
	Eel breeding pond heating	C	3		About 33% reduction	Use of nighttime power service
	Dying hot water supply	C	50		About 60% reduction	Production speed: 4 times/day → 5 times/day
	Hot water supply for broiler	C	65	4.8	About 56% reduction	Refrigerating waste heat recycling

**Note:** VRC: Vapour recompression, C: compress-type, IVRC: Indirect type, Quality: quality improvment, 3EF: Mie-type can

## 10. 空 調

### 10.1 はじめに

空気調和とは室内の空気条件をその部屋あるいは工場の用途，目的に応じて最も適した状態に制御することを言う。このような室内環境の良否を判定する他の指標として，音感，視感，解放感などがあるが，空調調和はその設備要素がこれらに悪影響を与えない限り関連はしない。

制御すべき室内の空気条件には次の4つの要素がある。

#### (1) 温度

室内の空気を冷却または加熱してその乾球温度を所定の値に制御する。

#### (2) 湿度

室内の空気を所定の快適な相対湿度に制御する。

#### (3) 清浄度

空気中の塵埃を除き粉塵濃度を許容濃度以下にするとともに煙，炭酸ガス，臭気，有毒ガスなどが許容濃度を越えないように維持する。

#### (4) 分布

調整された空気が室内に分布されるように適度の気流を作り室内各所の温湿条件を一定にする。

この空気調和の目的は

A) 保健空調 B) プロセス空調の二つに大別される。

#### A) 保健空調

保健空調とは人体の保健的環境を維持しかつ快適感を与える，すなわち在室者あるいは室内で作業する人に適した空気状態に室内空気を保持することであり，最適な空気状態を左右する二大要素は温度と湿度である。Figure 55 は日本の夏季，冬季における快感帯を示したものである。

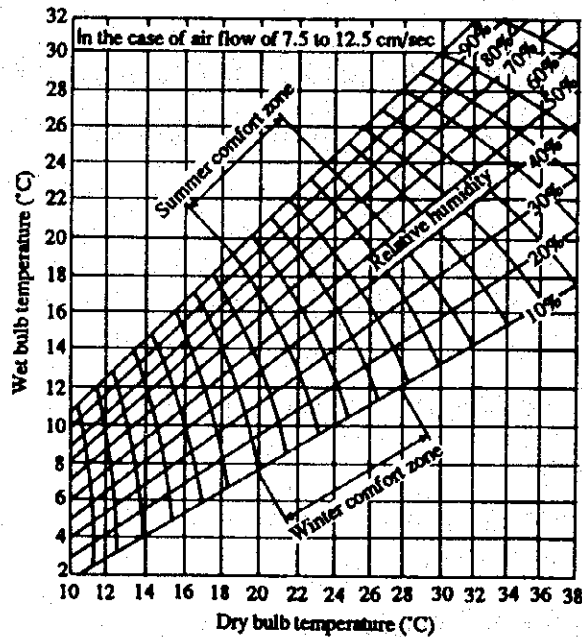
またこの図とは別に冷房ショックをなくするためには室内外の温度差をあまり大きくせず，湿度を低くするのがよいと言われており，室内外の温度差としては5～7℃が適当とされている。

一般の事務作業の場合は暖房時18～22℃，30～50% (R.H) を，冷房時25～28℃，50～60% (R.H) を設計条件としている。省エネルギーを重視するときは上記の下限値付近すなわち冬季18℃，40%，夏季28℃，50%などを採用する。

#### B) プロセス空調

各種工場生産プロセスでは，原料から製品の完成貯蔵に至までの各工程で周囲空気の

Figure 55 Comfort zone



温湿度や清浄度について、施設保持、品質保持のためそれぞれ独自の条件を必要とするものが多い。プロセス空調においても作業者が併存する場合が多く、保健空調要素をも考慮する必要がある。一般にはプロセス空調を優先し、人体のためには局所的な空調その他の方法で保健性を保証している。

Table 37 は各種工業プロセスの代表的な設計空調条件を示したものである。ただし、この表の値は一応の目安に過ぎず、個々の設計に当たっては十分に調査をした上で決定する必要がある。

## 10.2 空調システムの構成

空調を行う手段は、最終的には空気であり一般には吹き出し口から適当な温度、湿度、清浄度を持った空気を室内に吹き出すことにより空調を行っている。従ってこれを達成するための方式としてはいろいろなものがあるが、Figure 56 に比較的大規模な空調システムの構成例を示した。以下これを基に冷房を主眼として説明する。

冷房時には熱負荷が室外より室内に流入し、空気調和機において空気から冷却に移換されて熱源装置（冷凍機）まで搬送され、冷凍機で組み上げられ冷却塔を経由して大気に放出される。

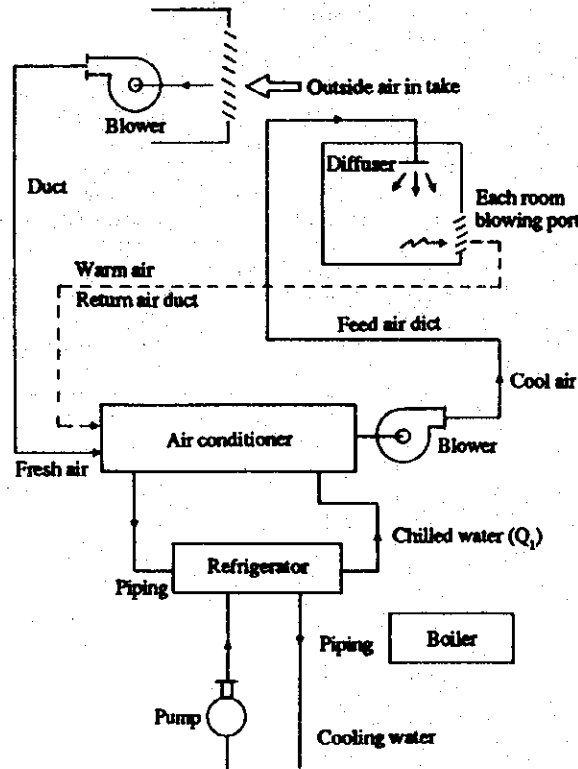
暖房時はボイラで油・ガスなどを燃焼し、この温熱を温水に移換、空気調和機まで搬送し、空気調和機により室に送り込む。

**Table 37 Example of process air conditioning**

Classification	Process	Temperature (°C)	Relative humidity (%)	Classification	Process	Temperature (°C)	Relative humidity (%)		
Color printing	Bronze plating room	24-27	45-50	Food	Manufacture of butter	16	60		
	Plate preparation	24	45-50		Coffee substitute	24-27	40-45		
	Printing room	24-27	45-50		Milling	—	60		
Printing	Book binding	21-24	45		Macaroni	21-27	38		
	Form	24-27	45-50		Mayonnaise	24	40-50		
	Printing room	24-27	45-50		Mushroom growing room	14-27	75		
	Web press	24-27	50-55	Brewing	Storage of grains	16	35-40		
	Paper storage	20-23	50-60		General manufacture	16-24	45-65		
	Photographic printing	21-23	40-50		Aging room	18-22	50-60		
Optics	Melting room	24	45		Beer fermentation room	3-4	50-70		
	Abrading room	27	80		Beer malthouse	10-15	80-85		
Plywood	Manufacture	—	55-60	Confectionery	Chewing gum	Cooling	22	50	
	Gluing	—	55-60			Drying	49-60	50	
Rubber	Storage	14-24	40-50		Wrapping and storage	21-24	45-60		
	Cementing	27	25-30			Candy	Manufacture	18-27	35-50
	Dipping	24-27	25-30		Cooling		24-27	40-45	
	Manufacture	32	—		Product storage	16-24	45-55		
	Sulfurization	26-28	25-30		Dry fruits storage	10-13	50		
	Laboratory	Animal laboratory	24-27		40	Chocolate	Bar manufacture	18	45-50
Central analysis room		23	50		Center cream manufacture		24-29	50	
Photograph		Manufacture of ordinary film	23-24		24-40	Nougats	18	50	
	Printing	23-24	65-70		Starch room	24-29	50		
	Finished product storage	16-27	45-50		Wrapping	18	50		
	Developing	21-24	60		Product storage	16-24	40-50		
Bakery	Base mixing	24-27	45-55		Tobacco	Cigarette	Raw material storage	27	75-78
	Base fermentation	27	70-80				Cutting	24-27	80
	Bread cooling	21	70-80			Cut tobacco storage	27-29	60-65	
	Bread wrapping	18-24	50-65			Manufacturing room	21-27	55-65	
	Powder storage	21-27	50-60			Wrapping room	27-29	50	
	Cake freezing	21-27	45-50	Truck removing room		27	70-75		
Precision machinery	Gear cutting	24-27	45-55	Sweating	49	80			
	Precision parts	24	45-55	Cotton spinning	Roving	21-24	50-55		
	Precision assembly	20-24	40-50		Spinning	21-24	55-65		
	Precision test room	24	45-50		Drawing	21-24	55		
Pharmacy	Capsuling	24-27	25-40		Picker	21-24	45-50		
	Colloid	21	30-50		Roving	21-24	50-60		
	Deliquescent salt	27-32	15-40		Warp spinning	24-27	50-65		
	Gelatin capsule	26	40-50		Wet spinning	24-27	50-65		
	Powder product	24-27	5-35		Cotton reel	24-27	60-70		
	Tablet forming	21-27	35-40		Twister	21-24	65		
	Tablet furbish coating	24-27	35-40		Woven textile	24-27	70-85		
	Serum	23-26	45-50		Fabric storage	24-27	65-75		
	Powder material drying	24-71	20	Jute spinning	Fabric conditioning room	24-27	90-95		
General pharmacy room	21-27	10-50	Spinning		24-27	60			
Electricity	Manufacture of thermostat	24	50-55		Woven textile	26-27	80		
	Manufacture of insulating material	24	65-70		Preparation	18-20	80		
	Assembly of electron tubes	20	40	Roving and spinning	24-27	60			
	Cable insulation	40	5	Match	Manufacture	22-27	45-50		
	Transformer coil winding	16-24	15-35		Storage	15	50		



Figure 56 Composition example of large scale air conditioning system (during cooling)



(1) 熱源装置

空気調和機 (Air conditioner) に温水 (熱媒) や冷水 (冷媒) を供給するもので、熱媒を作る熱源装置としてはボイラ、蓄熱槽、ヒートポンプなどがあり、冷媒を供給する熱源装置としては冷凍機がある。その他熱交換器や付属装置としてポンプおよび送風機、配管類がある。

(2) 空気調和機

室内への送風空気を室内条件に適した温度、湿度及び清浄度にする装置を言う。従って空気調和機内には空気の浄化、冷却、減温、加熱、加湿、送風などの機能を果たす各種の機器を内蔵している。

(3) 輸送装置

液体や気体の輸送を行うものであり、送風機、ポンプ、ダクト、配管設備などからなる。すなわち、空気調和機で調和された給気は送風機でダクトを経由して冷房しようとする室に送られる。また室内の暖められた空気は送風機の負圧によって吸い込まれ空気調和機へと送られる。

(4) 空気分布装置

輸送装置の出口や入口に設けられるもので、吹き出し口、吸い込み口、消音器、ダンパなどがある。

(5) 配電盤、制御盤、監視盤

空調システムを運転、制御、監視するための電気設備である。

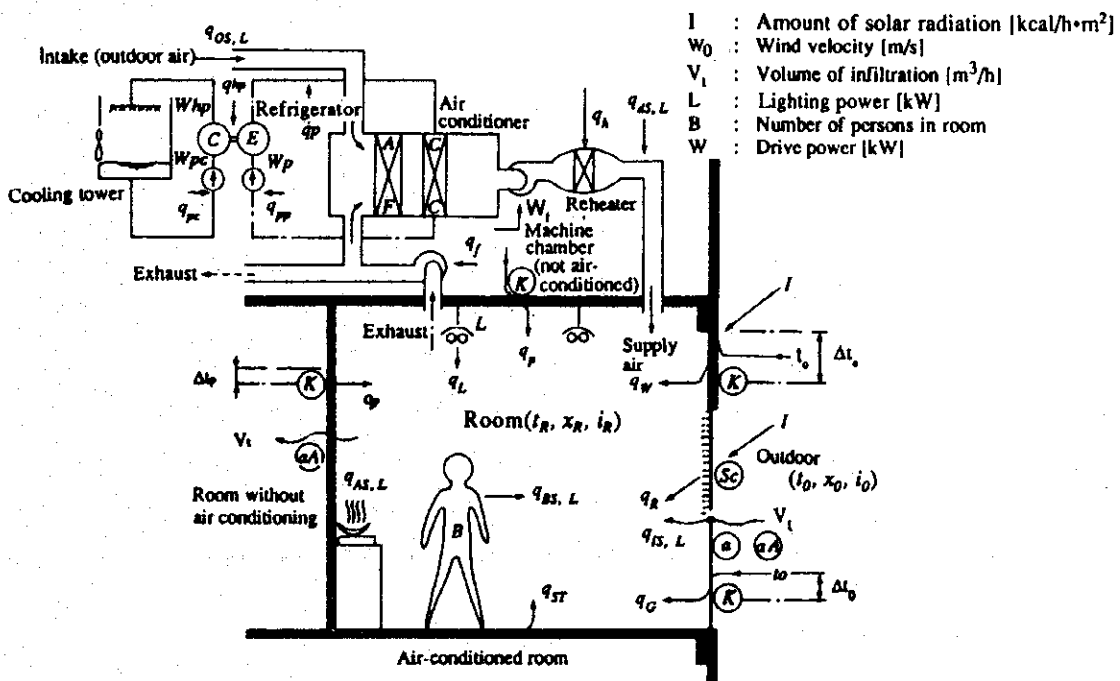
以上の装置は必ずしも別個に設置されるわけではない。空調装置の規模によって数個が1ユニットになっている場合や、パッケージ型空気調和機のように全てで1ユニットを構成している場合もある。

10.3 空調システムの熱負荷及び計算法

Figure 57 に対する熱負荷の流入部位を示す。

Table 38 は Figure 57 に対応する熱負荷の種類と構成、並びに計算式を列記したものである。なお蓄熱負荷は通常の間欠運転において発生する負荷で、夜間など運転中止中に外界から侵入した熱量が建物躯体に蓄熱され、運転再開後に徐々に負荷として流失するものである。夜間運転中止に伴っては暖房負荷が、昼間運転停止に伴っては冷房負荷が、蓄熱の影響を大きく受ける。

Figure 57 Type of heat load and inflow sections (cooling)



**Table 38 Types and composition of air conditioning heat loads, and calculation formulas**

Type of load	Symbol	Calculation formula		Remarks
		Sensible heat load	Latent heat load	
Glass-transmitted solar radiation	$q_k$	$S_e \cdot A \cdot I$		$S_e$ : Shield modulus, A: Area, I: Standard solar radiation gain
Transfer through external wall and roof	$q_w$	$K \cdot A \cdot \Delta t_c$		K: Heat transfer coefficient $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{d_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}$
Transfer through external wall glass	$q_g$	$K \cdot A \cdot \Delta t_c$		$\alpha_i$ : Indoor heat transfer rate = 8 kcal/h·m <sup>2</sup> ·°C $\alpha_e$ : Outdoor heat transfer rate = 20 (summer), 30 (winter) kcal/h·m <sup>2</sup> ·°C
Infiltration	$q_{s,i}, q_{l,i}$	$0.28V_i \cdot \Delta t_c$	$715V_i \cdot \Delta c_p$	d: Thickness of j-layer of component member; $\lambda_j$ : Thermal conductivity [kcal/m·h·°C]
Accumulated heat load	$q_{ST}$			For all-day air conditioning $ST=0$ $\Delta t_e$ : Effective temperature difference (°C)
Lighting	$q_L$	$860b \cdot L$		b: Ballast coefficient, incandescent lamp b=1.0, fluorescent lamp b=1.2, L: Lighting power [kW]
Human body	$q_{s,h}, q_{l,h}$	$h_s \cdot B$	$h_l \cdot B$	$h_s, h_l$ : Sensible heat and latent heat generated from a human body, B: Number of persons
Equipment	$q_{s,e}, q_{l,e}$	$q_{s,e}$	$q_{l,e}$	Use measured value (facility capacity & load factor)
External air load	$q_{s,o}, q_{l,o}$	$0.28V_o \cdot \Delta t_c$	$715V_o \cdot \Delta c_p$	$V_o$ : Amount of air intake $\Delta t_c = t_i - t_e, \Delta c_p = c_{p,i} - c_{p,e}$
Duct heat reception and leakage	$q_{s,d}, q_{l,d}$	$(K \cdot A \cdot \Delta t)$ $(0.28V_d \cdot \Delta t_c)$	$(715V_d \cdot \Delta c_p)$	$V_d$ : Amount of leaked air
Fan heat	$q_f$	$860W_f$		$W_f$ : Fan drive power [kW] 5-20% of RL
Reheat load	$q_h$	$q_h$		Use measured value of reheat quantity
Piping heat reception	$q_p$	$(K \cdot A \cdot \Delta t)$		$\Delta t$ : Difference between water temperature and ambient temperature 2-5% of ACL
Pump heat	$q_{p,p}$	$860W_p$		$W_p$ : Pump drive power
Accumulator tank loss	$q_{h,a}$	$(K \cdot A \cdot \Delta t)$		5-15% of HACL (Total 1-day value)
Refrigerator drive power	$q_{h,r}$	$860W_{r,p}$		For heat pump, it is included as part of heat source (during heating)
Cooling water pump heat	$q_{p,c}$	$860W_{p,c}$		$W_{p,c}$ : Pump drive power [kW]
Boiler waste heat	$q_b$	$\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \text{ HACL}$		$\eta$ : Boiler efficiency

Heat source (oil, etc.) and heat sink (cooling tower-atmospheric air) load

Heat source unit (boiler, refrigerator, etc.) load HACL

Air conditioner load ACL

Room load RL

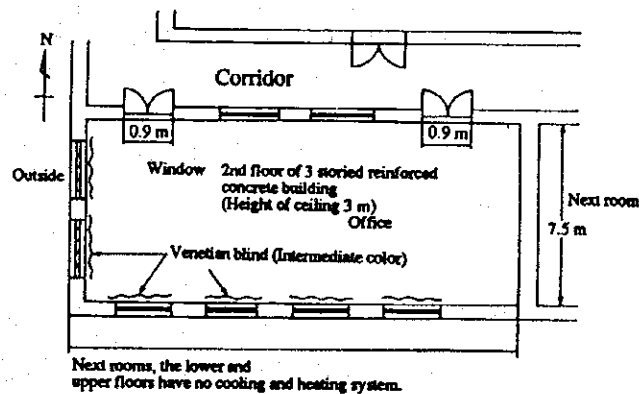
Outdoor load

Figure 58 に工場事務室の冷房負荷の例を示す。この建物構造は Figure 59 の通りである。これを見ると熱伝導による負荷が最も大きく、ついで照明、外気、日射、人間の順となっている。

**Figure 58 Example of air conditioning load in factory office (during cooling)**

Load due to human body	11%	
Load due to sunlight	15%	
Load due to outside air	15%	
Load due to lighting	16%	
Load due to heat transfer	43%	Total 17,045 kcal/h

**Figure 59 Example of office**



#### 10.4 空調設備の省エネルギー

空調機ではまず空調すべき負荷を決定する。次にこの負荷に対して適当な空調システムを選定する。従って空調設備の省エネルギーを考える場合、第1ステップとして冷房負荷をまず軽減すること、第2ステップとして残った冷房負荷に対して省エネルギー的な空調機あるいはシステムを選定することが大切である。以下に主として既設の建物を対象として対策を考える。

##### (1) 断熱化

貫流熱負荷は  $K \cdot A \cdot \Delta t_e$  で示される。面積  $A$  と実効温度差  $\Delta t_e$  は建物の形、気象条件、

熱容量により決まるものでこれが変えられないときは熱貫流率Kを変えるすなわち断熱することが最も容易である。断熱の方法としては次の3つがある。

① 壁や窓まわりの改造，断熱化

外断熱か，内断熱かが問題になるが外断熱は障害物無しで外からすっぽりと断熱できる利点を持ち，内断熱の場合は家具の制約あるいは部屋の面積が減るなどの欠点がある。

② 屋根や床の改造，断熱化

③ 窓ガラスの断熱化

窓ガラスの断熱化はガラスの複層化とサッシュそのものの複数化とがある。熱貫流率そのものではガラス枚数が同一であればその差はあまりない。

(2) 遮光

ガラス透過日射負荷は  $Sc \cdot A \cdot I$  で示される。標準日射熱取得は気象条件，建物の配置により決まり，遮へい係数，窓面積を変える方法が行われる。

① ブラインドやカーテンの取り付け

遮へい効果はその前提となっているブラインド等の開閉の確実な実行が守られた場合にあるということに注意しなければならない。また昼光利用との関連があり，冷暖房エネルギーと照明エネルギーの合計が最小になるような方法を求めることが必要である。

② ルーバや庇の取り付け

夏季の日射の遮へいを行い，しかも冬季には日射を遮らないように工夫して固定の庇，ルーバなどを窓外に設ける。

③ 窓ガラスの改修

サッシュを取り替えずに熱線吸収ガラスや反射ガラスへの取り替え，日照調整フィルム接着などにより窓ガラスの日射透過量を減らし冷房負荷を軽減する。

(3) 隙間風の防止

隙間風による負荷  $q_i$  kcal/h は自然換気によるもので窓，扉の隙間や開閉により外部の空気が侵入するもので次式で表される。

$$\begin{aligned} q_i &= 0.28 V_i \cdot \Delta t_0 + 715 V_i \cdot \Delta x_0 \\ &= 0.28 n \cdot V \cdot \Delta t_0 + 715 n \cdot V \cdot \Delta x_0 \end{aligned}$$

ここで  $n$  : 自然換気回数 (Table 11-39 参照)

$V$  : 部屋容積 (m<sup>3</sup>)

隙間負荷を軽減するには窓，扉の密閉化を行い，またできるだけ自動扉を採用して開閉回数を少なくするのがよい。しかし夜間に屋外の気温が室温より下がった場合は  $\Delta t_0$  は

Table 39 Number of times for natural ventilation (n)

Class of room	n
1 wall surface facing outside air and having window or door	1
2 walls surface facing outside air and having window or door	1.5
3 walls surface facing outside air and having window or door	2
4 walls surface facing outside air and having window or door	2
Room without window facing the outside air or door	1/2 - 3/4

負となり、これは冷房負荷軽減を意味するのでこのような場合は窓や扉を開いて外気を導入するほうが冷房効果は良くなる。

(4) 室内機械器具発熱量の減少

必要やむを得ない場合を除いて、発熱を伴う機械器具は空調室内に置かないことが望ましい。照明についても局部照明の実施、高効率ランプの採用、灯具の改造などによる照明の高効率化を図るほか、照明器具の発熱部分をまとめて別系統で換気する方式をとるなどの対策が望ましい。

(5) 外気負荷

外気負荷  $q_0$  は強制換気によるもので次式で表される。

$$q_0 = 0.28 V_0 \cdot \Delta t_0 + 715 V_0 \cdot \Delta x_0$$

換気量  $V_0$  は主として人間の安全、衛生上から規定されるが、許容炭酸ガス濃度を0.1%とすると在室人員1人当りの必要外気量は約30 m<sup>3</sup>/hとなる。

いずれにしろ外気負荷を軽減するために炭酸ガス濃度が0.1%をこえない範囲で極力換気量を減らすことが大切である。

また Figure 60 のような還気系がある場合は、極力還気系の再循環を図り外気導入を少なくする。具体的には還気系のダンパを大きくし還気量を大きくすると共に外気取り入れ系のダンパ開度を小さくし、外気取り入れ量を小さくする。

このとき注意すべきことは換気量を大きくし過ぎると室内が室外に対して負圧となり、塵埃が侵入しやすくなるので室内圧は屋外に対して0.1mm Aq ~ 1 mm Aq 程度正圧にするのが望ましい。

(6) 室内設定温度の緩和

冷房時、設定温度を上げることにより、室内外温度差に比例する壁面からの熱伝導による冷房負荷が大幅に軽減される。Figure 61の例では設定温度を26℃から27℃に上げることにより、冷房負荷が約100 kcal/h 減となった。

Figure 60 Air conditioning system when return air is available

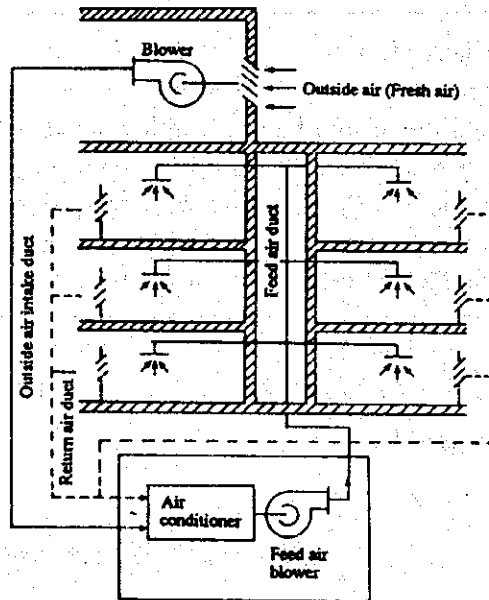
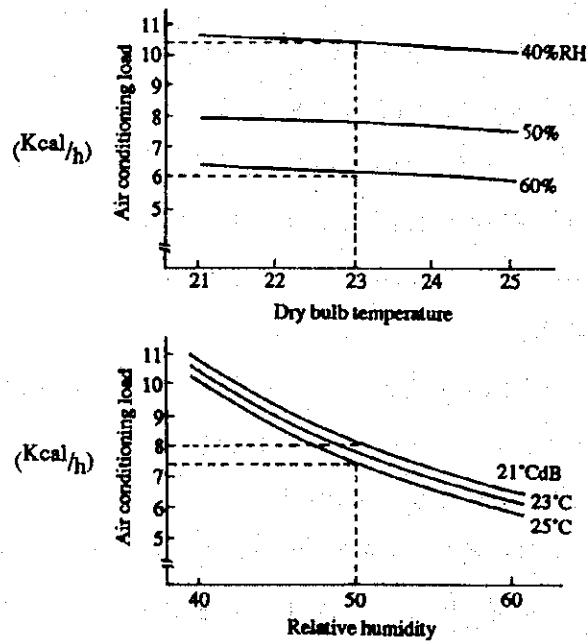


Figure 61 Energies required for temperature and humidity changes



(7) 室内湿度の見直し

除湿能力のある空調機においては湿度条件を緩和することが有効な省エネルギーとなる。試算例では湿度を変えた場合と、温度を変えた場合の空調負荷の変化は Figure 61 のとおりである。

これによれば温度を23℃で湿度を40% RHから60% RHに緩和した場合約4.2 Kcal/hの負荷軽減になるが、相対湿度50% RHで温度を21℃から25℃に緩和した場合には、約0.7 Kcal/hの負荷軽減となるに過ぎず、湿度緩和の方がエネルギー節減としては約6倍効果が大きい。しかし余り湿度を高くすると人間に不快感を与えたり、製品の品質に影響を与えたりするので注意が必要である。

#### (8) 制御方法の改善

先に述べたように熱負荷を制御する場合流量を変える方法と流量一定で設定温度を変える方法があるが、前者の方が送風機やポンプ動力の軽減が大きくより省エネルギーとなる。

流量の制御方法としてはすでに述べたようにダイバ制御やベーン制御、各種の可変速制御があるが消費電力は吐出ダンパ制御>入口ベーン制御>可変速制御の順になる。従って許される範囲で極力効率のよい方式を選定すべきである。とくにVVVFによる可変速度制御は既設の電動機設備に容易に取り付けられ効果も大きいのでまず第一に検討の対象にするとよい。

#### (9) 定期的保守管理

##### a. 冷却水配管

配管系のスケール、スラッジの付着は抵抗増大を招き、同じ流量を送るのにポンプ出力の増大をきたす。水質が悪い場合は当然スケール、スラッジの付着がひどくなる。従って水質管理が必要である。その管理基準の参考値を Table 40 に示す。

##### b. 熱交換器

蒸発器や凝縮機では冷却水によりスケールやスラッジ、微生物が発生し、これらが付着堆積し、熱交換効率が低下すると共に冷凍 t 当りの消費電力が増大する。従って定期的に洗浄することが必要である。

##### c. 送風ダクト

空気浄化のためにフィルタを用いている場合は定期的清浄が必要である。言うまでもなくフィルタの目づまりは圧力損失を増大させ、風量が減少して冷却能力を低下させる。環境条件の悪い場所のエアコンは汚れの進行度が早いので1週間に1度くらいの清掃が必要となる。

##### d. その他

各室の過冷、過熱のアンバランスの検討による空調ゾーン見直し、廊下などの空調レベルの見直しなどを季節的に行い、極力空調負荷の低減に努めることが望ましい。

また新たに空調システムを設けるときには、蓄熱槽設置の可否、排熱利用の可否、最



も効率的な空調ダクトシステムの選定など、運転コストの低減を主眼において慎重に検討する必要がある。

**Table 40 Quality Standard of Cooling Water**  
(Japan Refrigeration and Air Conditioning Industrial Association Standard)

Item	Standard value for makeup water	Standard value for cooling water *1	Tendency *3	
			Corrosion	Scale
Standard item	PH (25°C)	6.0 ~ 8.0	○	○
	Conductivity (mv/m)	200 or less	○	
	Chlorine ion Cl (ppm)	50 or less	○	
	Sulfuric acid ion SO <sub>4</sub> (ppm)	50 or less	○	
	Total iron Fe (ppm)	0.3 or less	○	○
	M Alkalinity CaCO <sub>3</sub> (ppm)	50 or less		○
	Total hardness CaCO <sub>3</sub> (ppm)	50 or less		○
Reference item	Sulfur ion S (ppm)	Not be detected	○	
	Ammonium ion NH <sub>4</sub> (ppm)	detected	○	
	Silicon oxide SiO <sub>2</sub> (ppm)			○

\*1 Cooling water means water passing through condenser for both once through and circulation systems.

\*2 Standard value for plastic piping shall be 0.5 ppm or below.

\*3 Mark ○ in "Tendency" column indicates a factor concerning either corrosion or scale tendency.