

10. スチーム取扱の省エネルギー

10. スチームの利用

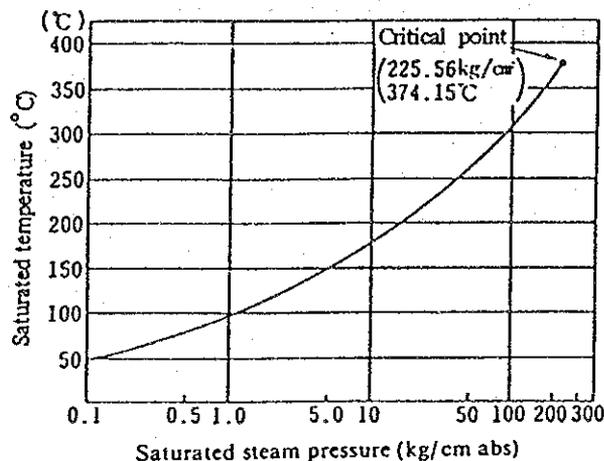
10.1. スチームの利用

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

スチームの一般的な特性を列挙すると、次のとおりである。

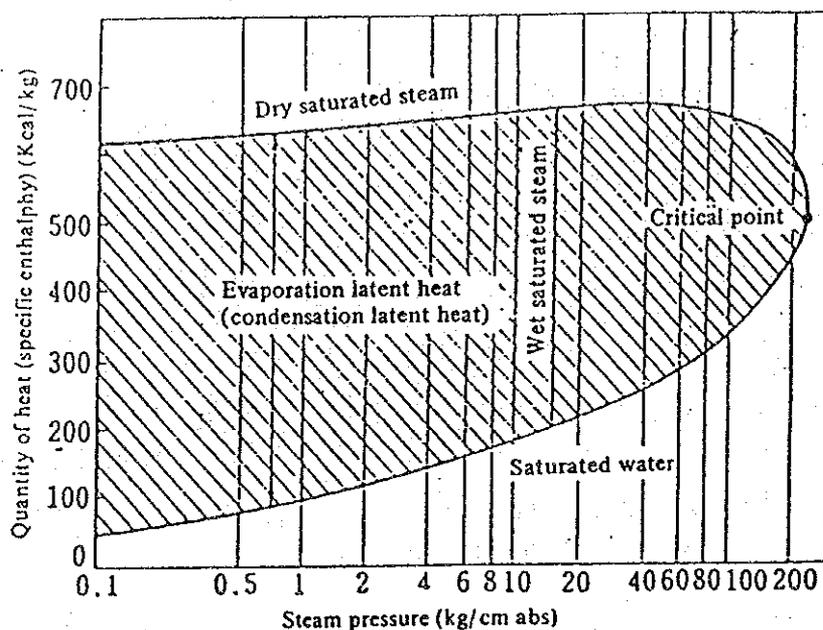
- (1) 飽和スチームは、その圧力と温度とが常に一定の関係にあり、スチーム圧力を一定に保つことにより、温度を一定に設定できる (Figure 10. 1 参照)。
- (2) スチームは大きな蒸発潜熱を持ち、その蒸発中 (凝縮中) は温度が一定に保たれる。

Figure 10.1 Relation between the saturated steam pressure and the saturated temperature



- (3) スチームの蒸発潜熱は低圧スチームになればなるほど大きく、圧力の上昇に伴い減少する (Figure 10. 2 参照)。
- (4) スチームの凝縮伝熱における熱伝達係数は非常に大きく、伝熱媒体として特に優れている。
- (5) スチームは凝縮後の容積変化率が大きく、凝縮したコンデンセートの比容積は非常に小さくなり、取り扱いが容易である。
- (6) 化学的に安定で無害な物質である。

Figure 10.2 Relation between the saturated steam pressure and the quantity of heat



10.2. スチーム設定圧力の適正化

(1) ボイラスチーム圧力の適正化

スチームを間接加熱用として使用する場合、スチームの特性で述べたとおり、スチーム圧力が低いほどスチームが凝縮するとき放出する熱量（凝縮潜熱）が大きいため、スチーム圧力を下げれば燃料の節約となる。

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

ボイラスチーム圧力の見直しにより、どの位の燃料が節約できるか1例を示す。

Table 10.1 Difference of Steam Effective Heat by Pressure

Steam pressure (bar G)	Saturation temperature (°C)	Specific enthalpy of steam (kcal/kg)	Condensation latent heat (kcal/kg)
7	170	660.8	489.5
5	159	657.9	498.6

スチーム圧力を7 bar(G)から5 bar(G)まで下げることができたとすると、Table 10.1から凝縮潜熱が約9 kcal/kg上昇する。いま、月平均のスチーム使用量を5,400tとすると、スチーム圧力を下げることによりスチーム使用量は、

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

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

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

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

(2) スチームの減圧効果

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

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

減圧することにより、どの位熱量が増加するかの1例を示すと次のようになる。

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

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

であり、湿りスチームのエンタルピーは、

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

となる。減圧後の潜熱量は、

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

となる。従って、減圧することにより、熱量は、

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

増加する。つまり減圧により $(47.84/457.57 \times 100 = 10.6\%)$ だけ余分に熱量が利用できる。また、減圧後の乾き度(x)は、

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

$$x = 0.98$$

となる。

10.3 スチーム輸送

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

(1) 配管計画

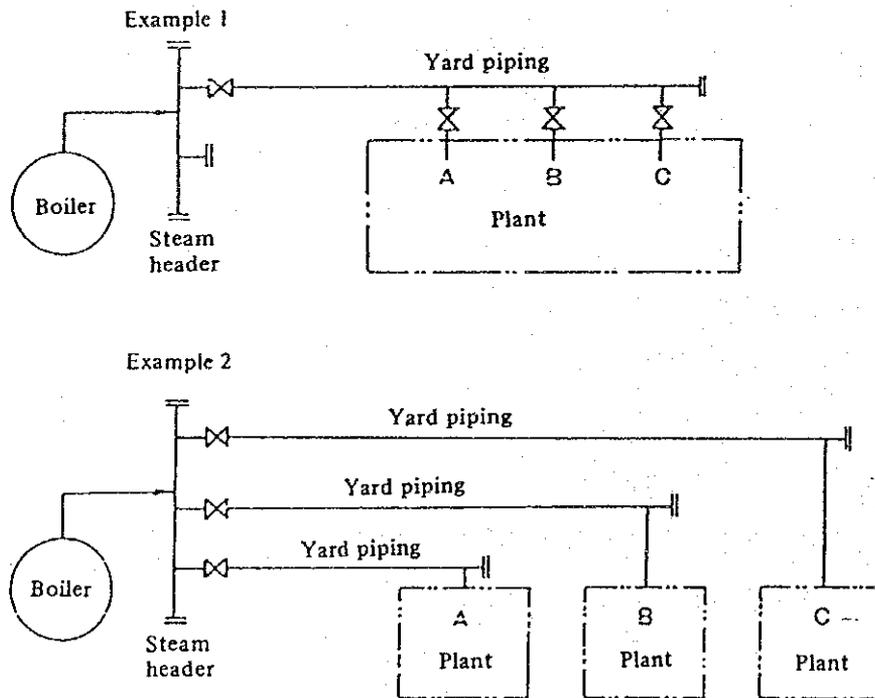
消費設備でのスチーム使用条件に関し，次の事項を明確にしておく。

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

次に，配管の構想図を画き，ヤード配管とプラント配管の関係を明確にする。

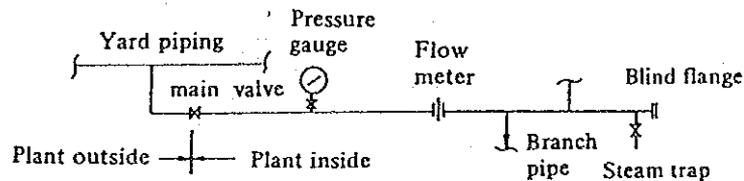
ヤード配管系統図の例を Figure 10.3 に示す。例1，例2のいずれにするかは工場の広さ，ヤード配管の長さ，管径，増設の時期，各プラントの稼働方法，設備費，熱損失を勘案して決めるとよい。同時に，昼間，夜間専用配管，高圧，低圧系の分離についても検討の必要がある。

Figure 10.3 Yard piping system diagram



ヤード配管からプラント内に配管を取り出す場合は、Figure 10.4 に示すように必ず元弁を付け、増設時の影響を少なくしたり、休止時は元弁を閉めスチームロスを防ぐ。圧力計、流量計は管理上必須のものであり、必ず設置する。またヘッダの末端は、将来のことを考え、盲フランジにすることも一つの方法である。

Figure 10.4 Plant battery limit schematic flow diagram



(2) スチーム配管の保温

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

A) 保温材の種類と選定

a. 保温材に要求される性質

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

また、保温材の熱伝導率は、

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

b. 保温材の種類

スチーム配管に用いられる保温材は、多くは無機質である。Table 10.2 に無機質保温材の種類と特徴を示す。

c. 保温材の選択

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

- ① 熱伝導率が小さいこと。

Table 10.2 Heat Insulator Type and Its Feature

Heat insulator	Raw material and manufacturing process	Product	Property	Safety service temp.
Rock wool insulator	<ul style="list-style-type: none"> • Andesite, basalt, igneous rock, serpentinite, peridotite, chlorite-schist, slag of nickel ore and manganese ore and limestone • Compound the above materials in a proper ratio, melt in a temperature of 1,500 ~ 1,600 °C and form it to a thin fiber shape by blowing of compressed air/steam. <p>SiO₂ : 40-50 % Al₂O₃ : 10-20 % CaO : 20-30 % MgO : 3-7 % Fe₂O₃ : 2-5 %</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Attacked by weak acid but not weathered. • Various shape products such as plate, cylinder, band and bracket. • Bracket is formed by set metal on both sides of the stratified rock wool and sew up with a wire. Good acoustic absorption effect. 	<p>Density: < 0.3 g/cm³ Thermal conductivity (70 °C): < 0.042 kcal/m. h. °C</p>	600 °C or less
Glass wool insulator	<ul style="list-style-type: none"> • Manufactured by the similar manner to the rock wool. 	<ul style="list-style-type: none"> • Plate, cylinder, bracket and band 	<p>Density: < 0.1 g/cm³ Thermal conductivity (70 °C): < 0.042 kcal/m. h. °C</p>	400 °C or less
Calcium silicate insulator	<ul style="list-style-type: none"> • Add asbestos fiber into silicate power (mainly diatom earth) and slaked lime to reinforce, allow it to swell enough and mold in a metal mold to allow produce calcium silicate by steaming. 	<ul style="list-style-type: none"> • Put on the market for a high temperature from 1952 and standardized in JIS in 1955. • Low price, good workability and durability. • Typical insulator used not only piping but a general machine. 	<p>Density: less 0.22 g/cm³ Thermal conductivity (70 °C): < 0.053 kcal/m. h. °C</p>	1000 °C or less
Perlite insulator	<ul style="list-style-type: none"> • Calcinate ignition rock such as perlite or obsidian at 800 ~ 1,200 °C in kiln. • White or gray white color fine particle and very light particle having fine bubble. Not change in quality and not fade in the color. Not absorb moisture in atmosphere. 	<ul style="list-style-type: none"> • Less 1 mm for moulding insulator • Blend asbestos fiber and inorganic adhesive, mold by press and dry. • Classified to 1st class and 2nd class. One of many excellent insulators. 	<p>Density: less 0.2 g/cm³ Thermal conductivity: < 0.065 kcal/m. h. °C</p>	900 °C or less
Basic magnesium carbonate insulator (magnesium carbonate insulator)	<ul style="list-style-type: none"> • The conventional basic magnesium carbonate insulator has been compounded with basic magnesium carbonate of 85 % and asbestos of 15 %. The thermal conductivity is influenced by this ratio. The present insulator is blended with asbestos of 8 % or more. 	<ul style="list-style-type: none"> • Classified to magnesium carbonate water kneading insulator, plate and cylinder. • Convert to magnesium oxide by heating in a temperature of 300 °C or more and shrink extremely • Almost same properties as those of calcium silicate except for heat resistance. As present not used too much. 	<p>Density: less 0.3 g/cm³ Thermal conductivity: < 0.065 kcal/m. h. °C</p>	250 °C or less

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

B) 保温施工

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

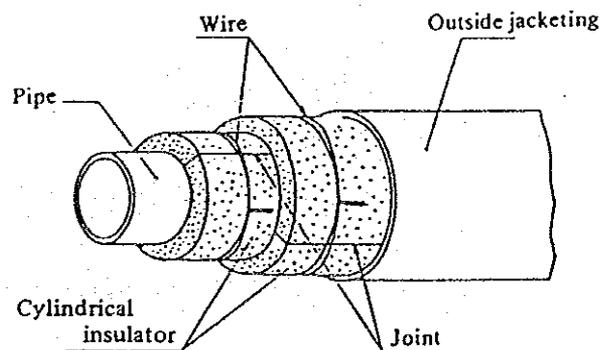
保温材を通しての熱の放散量，経済的な保温厚みについては12章を参照すること。

a. 施工方法

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

配管の熱膨張と保温材の収縮のため、保温筒間に隙間を生ずるので、2層以上の場合（所定の厚さが75 mm以上の場合は、なるべく2層に分けて施工する）は、各層の縦横の継目を同一箇所にならないように、ずらして取り付けるか、又は継目に繊維を圧縮して詰め込む（Figure 10. 5）。

Figure 10.5 Case of cylindrical insulator



- ③ バルブ，フランジ，管の吊手も必ず保温する。

バルブ，フランジ部は保守点検のため，また施工の複雑さから保温されていない場合が多いが，これらも保温する必要がある。 Figure 10. 6にバルブの保温，

Figure 10. 7にフランジ部の保温， Figure 10. 8に吊手の保温施工を示す。

- ④ 振動に対する考慮

振動する機械に付属する配管の保温には，耐振動性の保温材を選定する。織

維質保温材が振動吸収の点で適している。

⑤ 耐雨水性，耐薬品性の考慮

Figure 10.6 Insulation work of valve

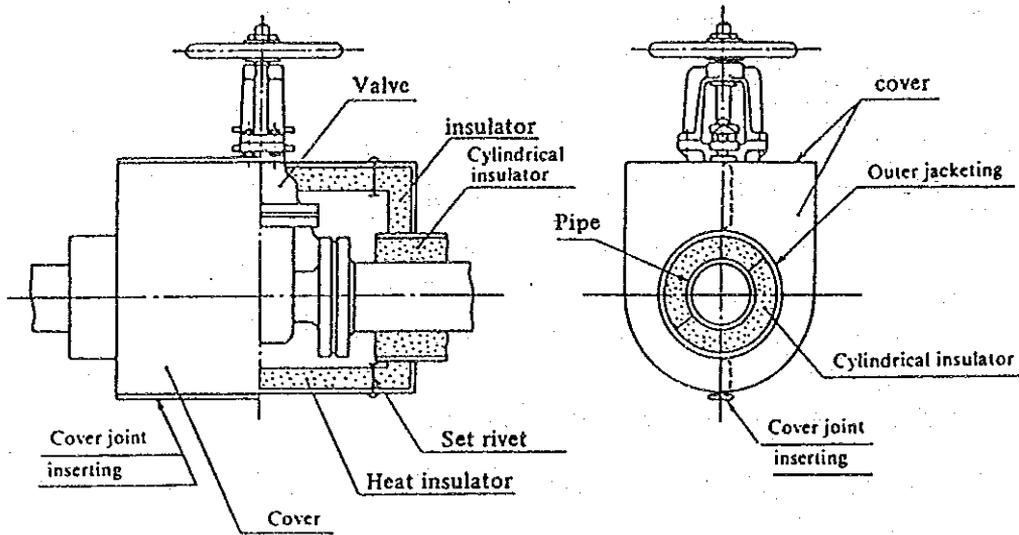


Figure 10.7 Insulation work of flange

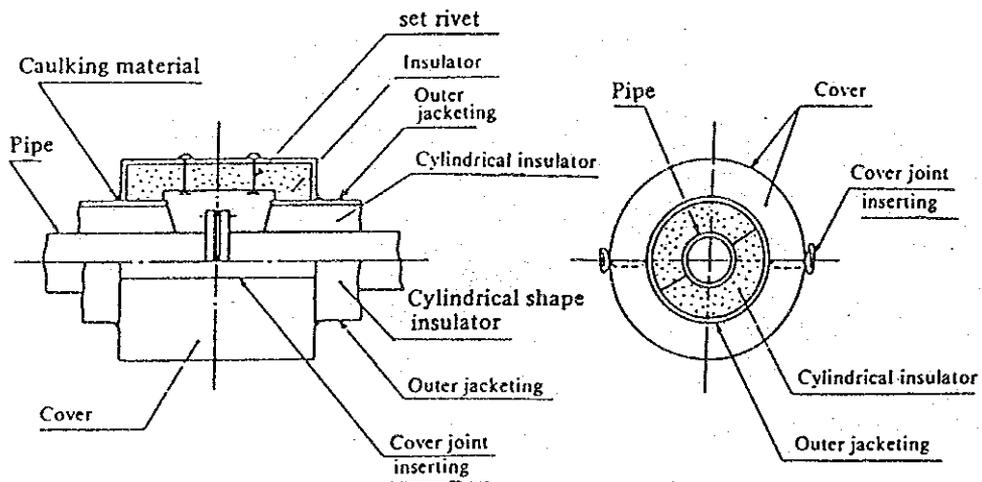
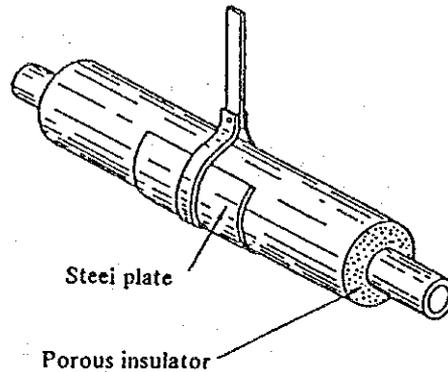


Figure 10.8 Installation work of hanger



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

特に、保温材が水分を吸収すると、水の熱伝導率は約 $2 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C}$ と保温材の約 10 倍も大きく、熱損失が増加するので注意が必要である。

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

b. 保温材の保守点検

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

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

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

異常を見つけた場合は、速かに補修が必要である。

c. スチーム配管の保温の厚さと放熱損失及び保温効率

保温施工後の放熱熱量と保温効率を Figure 10. 9 ~ Figure 10. 14 に示す。

Figure 10.9 3" Piping

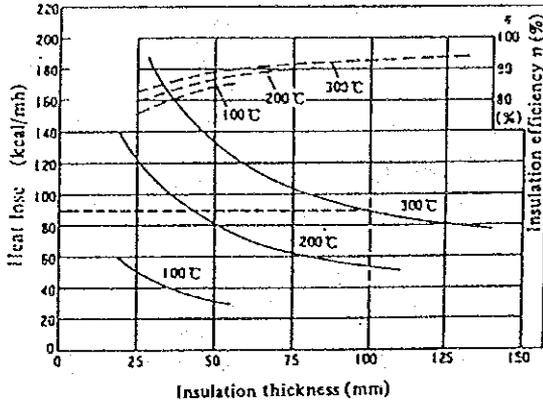


Figure 10.10 2" Piping

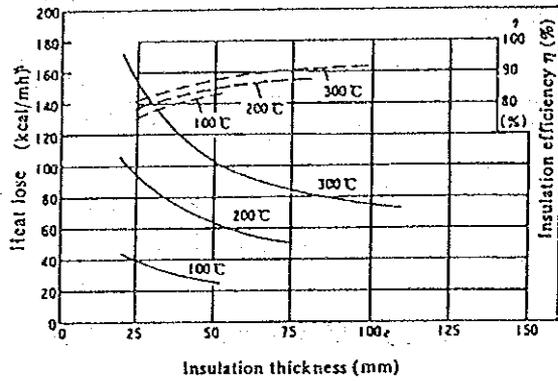


Figure 10.11 1" Piping

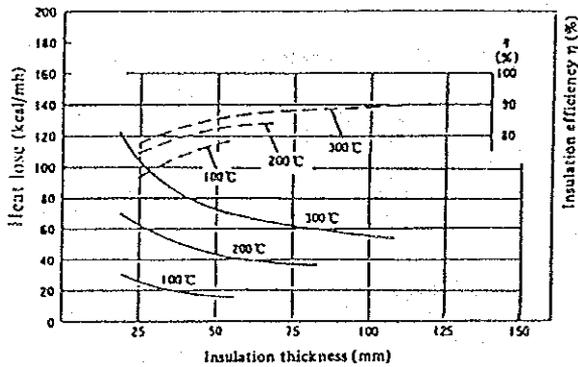


Figure 10.12 4" Piping

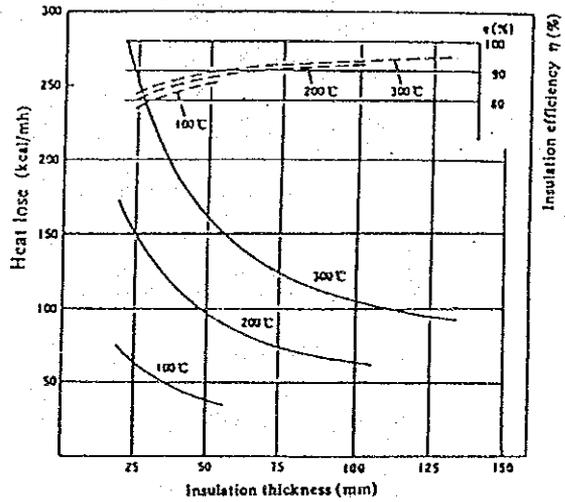


Figure 10.13 6" Piping

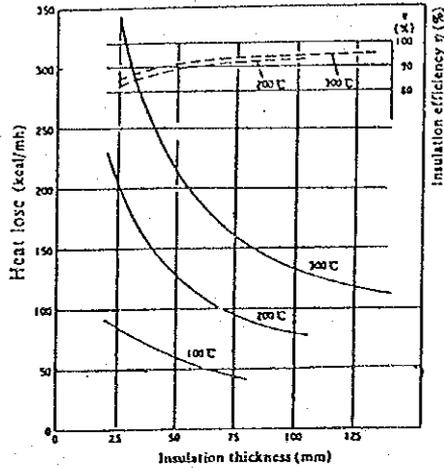
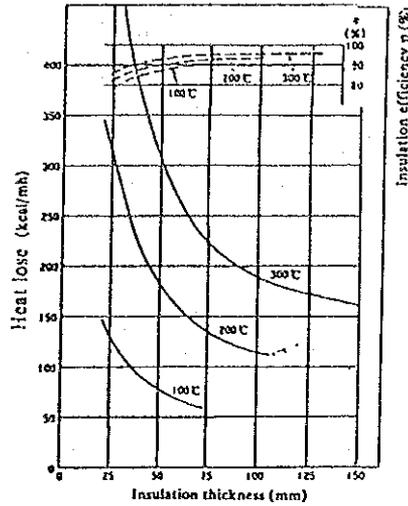


Figure 10.14 10" Piping



$$\text{保温効率} = (Q_0 - Q) / Q_0$$

Q_0 : 裸管の放散熱量

Q : 保温施工後の放散熱量

〈Figure 10-9 の使い方の例〉

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

(答) 300 °C の曲線の交点から、水平線を引き縦軸の放散熱量を求める

(90kcal/mh)。保温効率は、300 °C の交点を更に垂直に引き、300°C の点曲線との交点から右に水平線を引き縦軸効率目盛を読む(93%)。

10.4 スチームトラップ

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

(1) 分類と特徴

スチームトラップの最も重要な機能として、次の三つをあげることができる。

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

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

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

それぞれについて、また多数の型式のものがあるが、Table 10.3 に分類と特性を示す。

Table 10.3 Classification and Characteristic of Steam Trap

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

A) メカニカル・スチームトラップ

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

a. レバーフロート型トラップ

密閉フロートの浮力を利用し、レバーを介して弁を開閉するトラップである (Figure 10. 15 参照)。レバー機構の摩耗あるいは衝撃に基づく変形によって弁着座の狂い、又は不能を生じることがある。

b. フリーフロート型トラップ

フロート自体が弁として作用し、弁口を開閉するトラップである (Figure 10. 16 参照)。このトラップは、機械的故障がほとんど起こらないため信頼性が高い。また、コンデンセートの連続排出特性を持っている。

Figure 10.15 Float with lever type trap

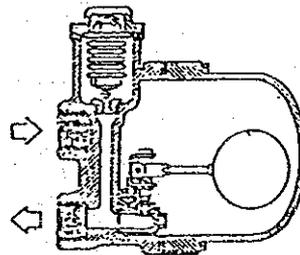
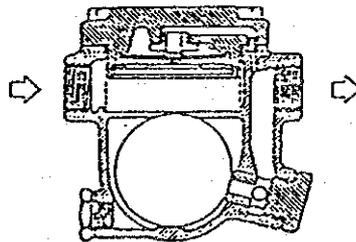


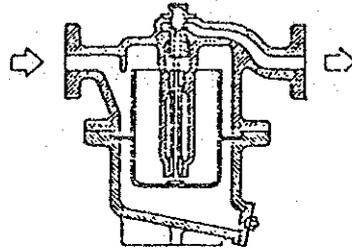
Figure 10.16 Free float type trap



c. 上向きバケット型トラップ

上方が開放されたバケットの中央に固定した弁棒の頂上に、弁を備えている
(Figure 10.17 参照)

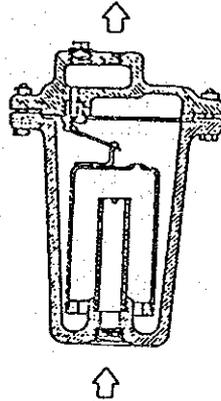
Figure 10.17 Open bucket type trap



d. 逆バケット型トラップ

下方が開放されたバケットをレバーで吊り下げた構造で、レバーに取り付けられた弁で上部にあるオリフィスの開閉をする (Figure 10.18 参照)。レバーの変形、摩耗が故障の原因となることがある。

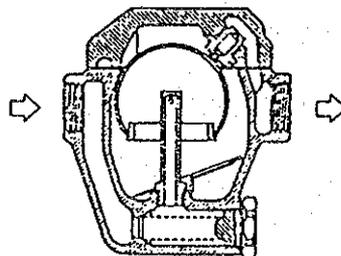
Figure 10.18 Inverted bucket type trap



e. フリーボールバケット型トラップ

逆バケット型トラップのレバーを無くしたもので、作動原理は逆バケット型トラップと同じである (Figure 10.19 参照)。バケットは球形で、その外表面が弁として作用する。このトラップは、コンデンセートの量が少ない場合は断続作動であるが、量が多い場合は連続排出になる。

Figure 10.19 Free ball bucket type trap



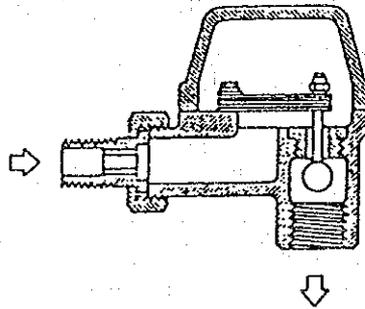
B) サーモスタチック・スチームトラップ

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

a. バイメタル型トラップ

バイメタルが生ずる力は温度と直線関係にある。この関係を利用して弁の開閉をするトラップである。しかし、スチーム圧力と温度は直線関係でないため、このトラップの使用圧力範囲は制限される (Figure 10. 20 参照)。

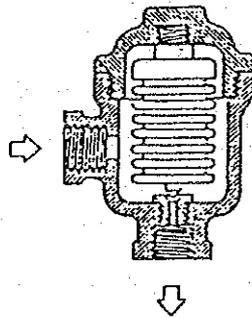
Figure 10.20 Bimetal type trap (Strip Type)



b. ベローズ型トラップ

伸縮可能な密封容器内に沸点の低い液体を封入し、温度変化による液体の Vapor 圧力の変化に基づく容器の伸縮を利用して、弁を開閉するトラップである (Figure 10. 21 参照)。

Figure 10.21 Bellows type trap



C) サーモダイナミック・スチームトラップ

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

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

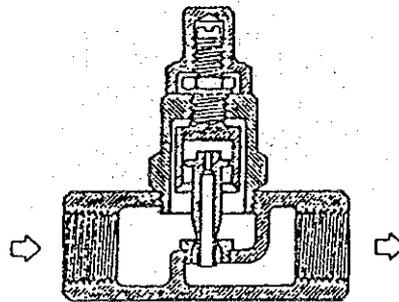
なくなる。

また、スチームトラップ入口にエア－及びスチームがある場合、エア－ロッキング、スチームロッキング現象が起りやすく、コンデンセートの排出が阻害される場合が発生するので注意を要する。

a. インパルス型トラップ

流体特性（コンデンセートがオリフィスを通過するとき圧力降下を生ずる）を利用したトラップである（Figure 10. 22 参照）。他のトラップに比べて著しく小形である長所があるが、閉弁中でもスチームを漏らす構造であること、精密に作られた摺動部品を持っているため、故障を起こしやすい欠点がある。

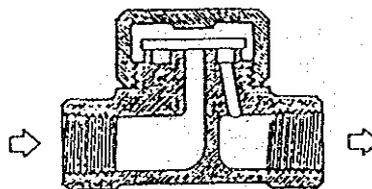
Figure 10.22 Impulse type trap



b. ディスク型トラップ

トラップの入口と出口の間にディスク弁を有する変圧室を設け、変圧室の圧力変化によってディスク弁を開閉するトラップである（Figure 10. 23 参照）。

Figure 10.23 Disc type trap



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

(2) スチームトラップの選定

スチームトラップの選定に当たって検討すべき事項は、次の通りである。

a. スチーム使用装置のコンデンセート負荷と負荷特性

スチームトラップのサイズを決めるには、コンデンセート量を調べてスチームトラップ管径を決める必要がある。

コンデンセート量の簡易的な算出は次式による。

$$W_p = \frac{C \times G \times (T_2 - T_1)}{r}$$

ここで	W_p : コンデンセート発生量	kg/h
	C : 加熱される流体の比熱	kcal/(kg · °C)
	G : 加熱される流体の重量	kg/h
	$(T_2 - T_1)$: 温度上昇	°C
	r : スチームの潜熱	kcal/kg

この他に配管ラインよりの持込み量及び機器からの放熱量などのコンデンセート発生量を加味して、計算値の1.5～2倍を発生コンデンセート量とする。

装置が連続運転の場合は、一般的に負荷変動は少ない。しかし、バッチプロセスの場合は、日に数回始動し、始動のたびに多量の空気とコンデンセートを排出しなければならない。しかも、生産性の観点から始動時間はできるだけ短くする必要があるので、十分な排出能力があるトラップを選ばなければならない。口径1"、作動圧力差1.5～16 barの場合、コンデンセート排出量はメカニカルトラップで概略100～200kg/h、サーモダイナミックトラップで300～700kg/h、サーモスタチックトラップで100kg/h前後である。

b. スチーム条件 (圧力, 温度, 乾き度)

コンデンセートを円滑に排出させるには、スチームトラップの前後に次の圧力差が必要である。

- ・ メカニカルトラップ or サーモスタチックトラップ 0.1bar (G) 以上
- ・ サーモダイナミックトラップ 0.3bar (G) 以上

一方、トラップの最高使用圧力を上回る圧力で使用すると、閉塞現象を起こすことがある。

c. 背圧条件

コンデンセート回収を行なっている場合は、コンデンセートが再蒸発を起こし、トラップに背圧がかかる。

$$\text{背圧許容度} = \frac{\text{スチームトラップ出口圧力}}{\text{スチームトラップ入口スチーム圧力}} \times 100\%$$

上式により背圧許容度を定義すると、背圧許容度はトラップにより異なる。

メカニカルトラップ	90%以下
-----------	-------

d. 保守条件：故障が少なく，長寿命であるか。分解，点検が容易であるか。

スチームトラップの故障には次のようなものがある。

吹放し ：差圧不良及びメカニカル不良によって起こる。トラップの閉弁不能になった状態である。トラップはコンデンセートとともに多量のスチームを排出し続ける。この場合，生産には支障を来さないので放置されがちであるが，スチームの損失は大きい。

閉塞 ：サビ，スケール等によりストレーナが詰ったり，弁が固着して開弁不能になった状態で，コンデンセートも空気も排出しない。トラップは冷たくなっているのが容易に確認できる。

この状態になると生産を維持するためバイパス弁を開放して運転することになり，莫大なスチーム損失を生ずることがある。

スチーム洩れ：弁，弁座，フロートのキズによって起こる。トラップは作動するが，正常作動の場合に比べてスチーム漏れが著しく多い状態である。

トラップの故障は構造が簡単なトラップほど少ないので，できるだけそのようなものを選ぶべきである。

e. 本体材質

使用スチーム圧力によって適正な材質のスチームトラップを選ぶ。

- ・ 16 bar (G) ・ 220℃まで 鋳鉄 (FC)
- ・ 20 bar (G) ・ 350℃まで 黒心可鍛鋳鉄 (FCMB)
- ・ 45 bar (G) ・ 425℃まで 鋳鋼 (SCPH)

Table 10. 4 に，スチームトラップ選定に当たっての一般的な注意事項を示す。

Table 10-4 Steam trap selection

○ Appropriate △ Some problems × Problematic

	Control method		Processing method		Backpressure conditions	Air trouble	Pressure fluctuations	Others
	2-position control (ON/OFF)	Continuous control (P,PI, PID)	Continuous processing	Batch processing				
Downward bucket type	○ However, there is the problem of steam locking by reevaporation of drain in the trap at the time of control valve closing.	○ This is an intermittent discharge method, but as the inflowing drain is discharged quickly, there is little drain stoppage and the equipment efficiency is high. The permissible back pressure is high, and discharge is possible even at low pressure.	○ Structurally, the steam consumption amount is small, and the leakage steam amount also is small.	△ The drain discharge capacity is slightly low, so that the trap becomes large in order to maintain the equipment capacity. Large equipment expenses.	○ Permissible back pressure about 90%	○	△ The valve seat use pressure is divided, and when the use pressure range is exceeded, drain discharge becomes impossible.	• Large size → Large radiation • Strictly horizontal installation
Float type	× Float deformation damage from drain water hammer can occur at the time of control valve opening.	○ As this is a continuous discharge method, there is no drain stoppage and the equipment efficiency becomes high. The permissible back pressure is high.	○ As the discharge valve is below the water level, water sealing takes place, and the steam leakage amount principally is zero. However, the lever float type has loss from valve closing delay.	△ Same as above. There is the problem of air trouble at the time of start-up.	○ Same as above.	× However, there is no trouble when air blow equipment is installed.	△ Same as above.	Same as above.
Disk type	△ As the control valve opening/closing timing and the trap opening/closing timing are not the same, the control accuracy is bad.	× As this is an intermittent discharge method, drain stoppage increases, the equipment efficiency drops. The permissible back pressure is low, and blow-out occurs when the control valve is throttled.	× In many cases, steam leakage occurs at the time of steady operation (little drain generation).	△ The drain discharge capacity is high and the equipment start-up time becomes short, but steam entrainment occurs at the time of start-up, and in many cases, steam leakage occurs at the time of steady operation.	△ Permissible back pressure: 30 to 50% (Spouting occurs when the backpressure becomes high.)	×	○	• Small size and light weight • Vertical installation is possible.

(3) スチームトラップの取り付け方法

取付場所としては立ち上がり管の最下部、減圧弁その他自動制御弁の手前及びドレンセパレータ部などがある。

スチーム輸送管におけるスチームの流速は20~30m/sもあるので、コンデンセートが分離しやすいよう取り出し部には配管下部に短管を接続する。

スチーム加熱装置からのコンデンセートが円滑にトラップに自然流下できるようにすること、トラップから出たコンデンセートがスチーム圧で集合場所まで送られることがスチームトラップ取付の原則である。取付の良い例と悪い例を Figure 10. 24 に示す。

(4) スチームトラップのメンテナンス

A) 点 検

スチームトラップは長期間使用していると、内部メカニカル部の弁、弁座等が摩耗して機能が低下し使用に耐えなくなる。また、スチームトラップの寿命は不確定である。

したがって、常に注意して点検を行ない、故障を発見した場合は交換するか修理して良好な状態を保ち、スチーム使用設備の高効率運転を維持しなければならない。

点検には定期点検と日常点検がある。

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (1/4)

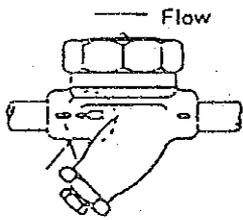
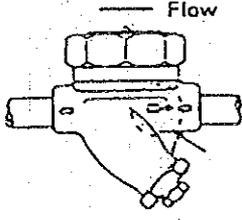
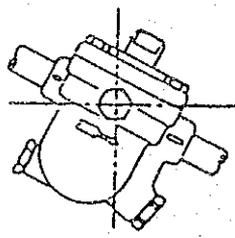
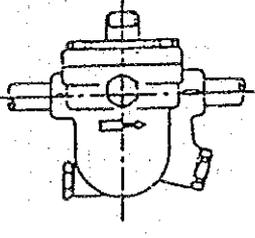
Wrong installation	Description	Correct installation
	<p>Steam trap should be fitted in the direction of flow. All steam traps bear on the body stamp or mark showing flow direction.</p>	
	<p>Free float type steam trap should be fitted horizontally.</p>	

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (2/4)

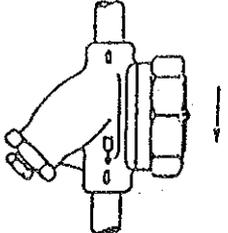
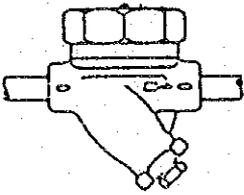
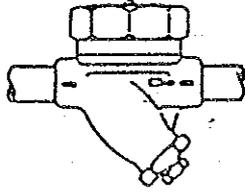
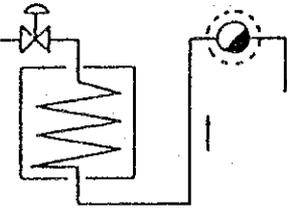
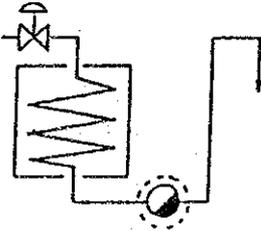
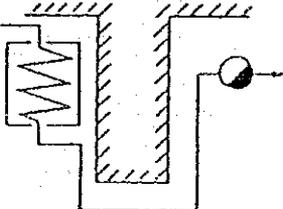
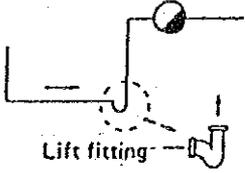
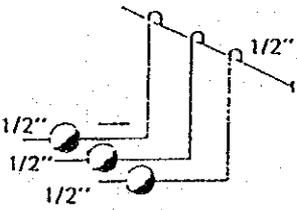
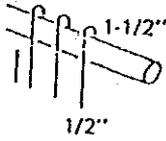
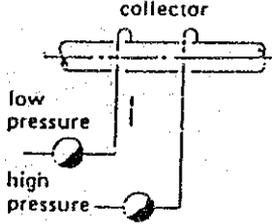
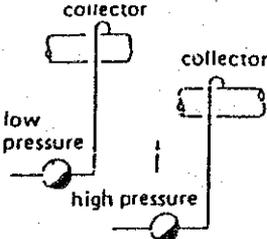
Wrong installation	Description	Correct installation
	<p>Thermodynamic steam traps have no limitation as to position. It can be fitted vertically.</p>	
	<p>Never use an inlet pipe smaller than trap size. Steam locking and air binding are apt to occur when inlet pipe is too small.</p>	
	<p>Never install steam trap at a higher level than the drainage point. The inlet pipe should be one that allows water to flow into the trap by gravity.</p>	
	<p>If the trap has to be installed at level higher than the draining point, use a lift-fitting.</p>	 <p style="text-align: center;">Lift fitting</p>
	<p>Size of collector must be larger than trap size. The collector should have a sectional area above sum of those for all traps connected to it.</p>	
	<p>Condensate discharged through two traps which operate at different pressures should not be collected to a common collector.</p>	

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (3/4)

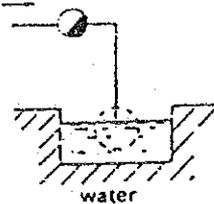
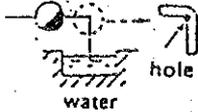
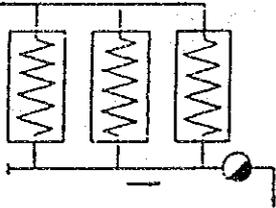
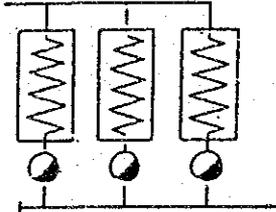
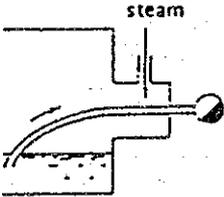
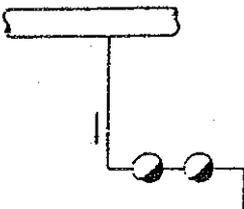
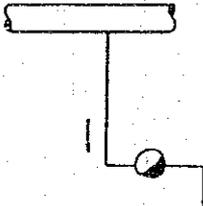
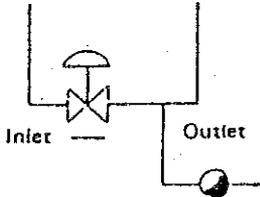
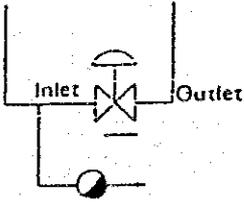
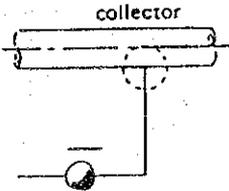
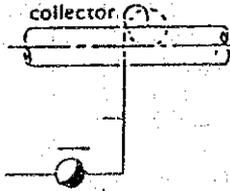
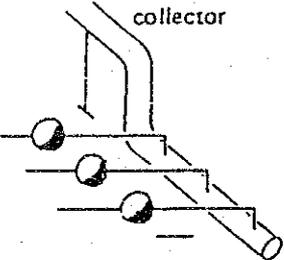
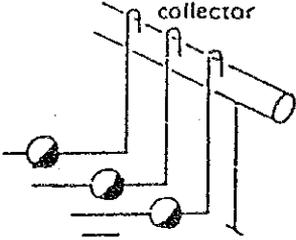
Wrong installation	Description	Correct installation
	<p>Outlet pipe should not be submerged into trenches. Provide small hole to break vacuum.</p>	
	<p>Each steam unit should always have individual steam trap. (Individual trapping) To fit one trap to several steam equipment is a bad practice. (Group trapping)</p>	
	<p>In siphon type cylinder, steam locking is liable to occur.</p>	
	<p>Double trapping is a bad practice. An efficient one trap is enough.</p>	
	<p>Steam trap must be fitted at the inlet side to discharge condensate before the regulating valve.</p>	
	<p>To collect condensate, the trap outlet pipe must not be connected to the bottom of collector.</p>	

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (4/4)

Wrong installation	Description	Correct installation
	<p>Collector should not have a riser. The head of condensate in the collector exerts on the traps as a back pressure.</p>	

定期点検を実施するに当たっては、

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

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

B) 点検の方法

a. 視覚による方法

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

b. 聴覚による方法

聴診器を用いて作動音を聴取する方法であるが、経験を必要とする。

c. 触覚による方法

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

d. 測定器を用いる方法

作動音を超音波測定器で調べる方法で、経験を必要とせず簡単に点検できる。

10.5 コンデンセート回収

(1) コンデンセート回収の意義

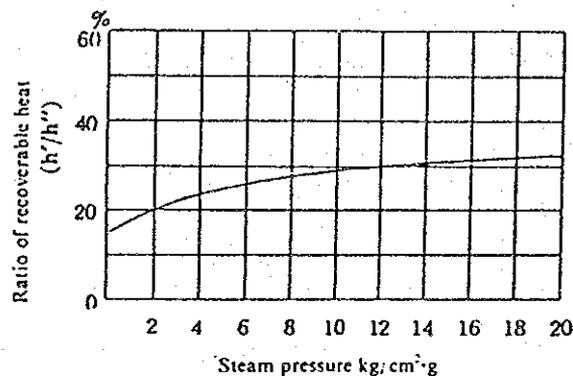
スチーム使用装置で実際に有効利用されているのは、スチームの全熱量のうち潜熱のみであり、スチームの顕熱、すなわち、コンデンセートの熱量はほとんどが棄却されている。このコンデンセートの持つ熱量は、Figure 10.25 に示すようにスチームの全熱量の約 20～30 % にも達する。このコンデンセートの持つ熱量を 100 % 回収し、有効利用することができれば、燃料の使用量を約 10～13 % 節約でき、大きな省エネルギーになる。

(2) 回収コンデンセートの利用方法

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

コンデンセートの利用方法を大別すると、次の三方法に分類される。

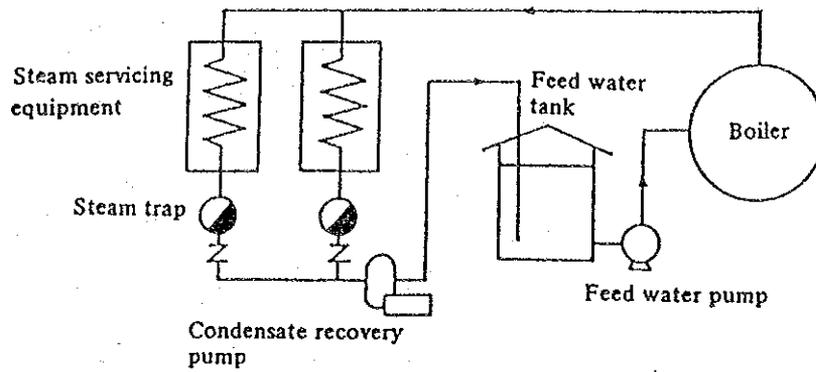
**Figure 10.25 Ratio of recoverable heat
(enthalpy of condensate/enthalpy of saturated steam)**



A) 直接利用

スチームトラップから排出されたコンデンセートを、コンデンセート回収ポンプによりボイラ、又は給水タンクへ直接回収する (Figure 10.26 参照)。この場合、高圧のコンデンセートが大気圧に解放されるためフラッシュスチームが発生するので、細かく分散して水に吸収させるようにしないと、そのまま大気に逃げて損失となるので注意を要する。

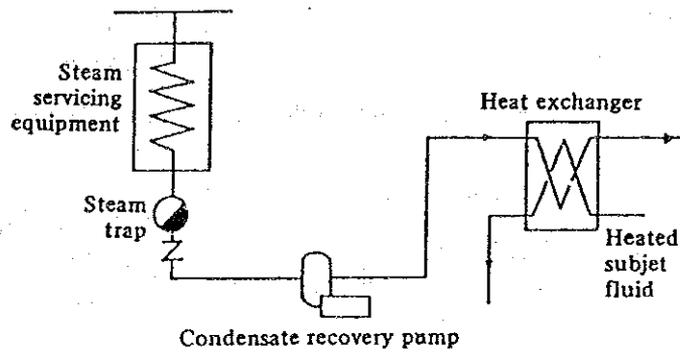
Figure 10.26 Direct utilization to feed water



B) 間接利用

コンデンセートの汚染の著しい場合は、熱交換器を使用し、他の流体と熱交換し、コンデンセートの保有熱のみを回収する (Figure 10. 27 参照)。

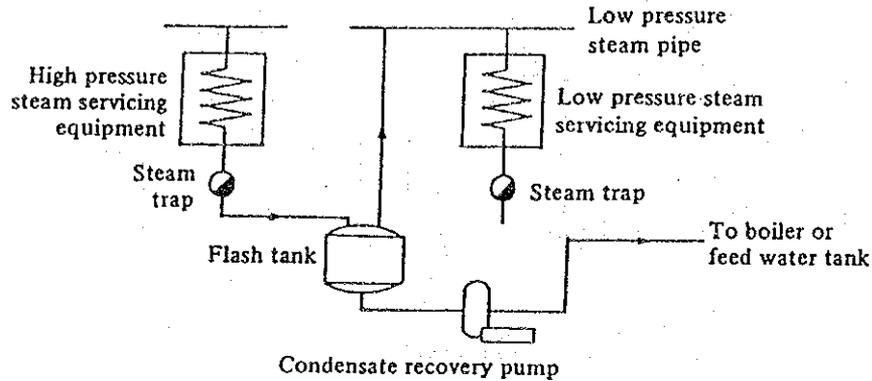
Figure 10.27 Indirect utilization through heat exchanger



C) フラッシュスチームの利用

コンデンセートの圧力が高い場合は、フラッシュタンクに回収し、コンデンセートの一部を低圧蒸気として利用するのが効果的である (Figure 10. 28 参照)。

Figure 10.28 Flash steam utilization



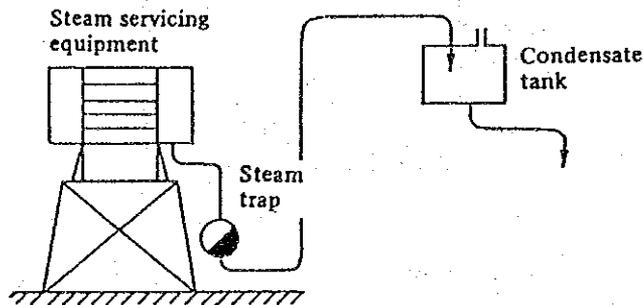
(3) コンデンセート回収方法

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

A) スチームトラップのみによる方法

スチームトラップに作用するスチーム圧力で、コンデンセートをフラッシュタンクやコンデンセートタンクへ回収する方法で、コンデンセートの発生場所と使用場所が比較的近い場合に適用される (Figure 10. 29 参照)。

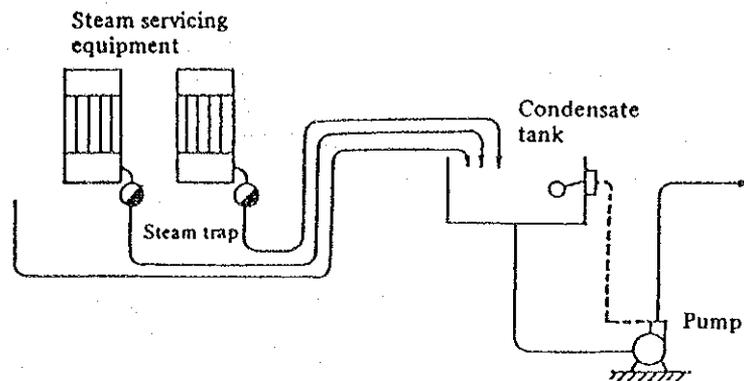
Figure 10.29 Recovery by steam trap only



B) 渦巻ポンプによる方法

スチームトラップから排出されたコンデンセートをいったんコンデンセートタンクに集め、渦巻ポンプで更に圧送する方法で、スチームトラップが広範囲に散在する場合に適用される。すなわち、地域別、工程別など各ブロックに分け、それぞれコンデンセートタンクを設置し、中央のタンクへポンプで圧送回収する方法である (Figure 10. 30 参照)。

Figure 10.30 Recovery by centrifugal pump

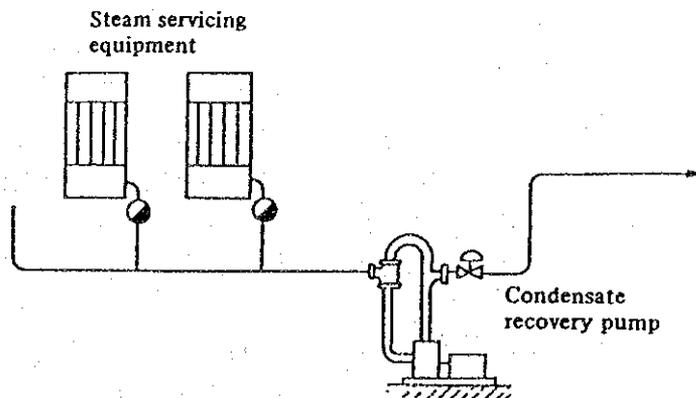


この場合、スチームトラップの背圧制限のほか、ポンプへの押し込み水頭の確保、コンデンセートタンクのレベル制御、ポンプ容量について注意が必要である。特にタンク内温度が80℃以上のときは、ポンプのキャビテーション防止のため4～5 mの押し込み水頭を必要とする。

C) コンデンセート回収ポンプによる方法

最近では、渦巻ポンプの欠点をカバーしたエジェクターとポンプを組み合わせたコンデンセート回収ポンプが使用されている。このポンプは吸い込み側が加圧状態で運転されるので、キャビテーションを起こさず、1 m程度の押し込み水頭があれば十分である。コンデンセート回収ラインを密閉系としたクローズド方式の場合、温度が180℃位のコンデンセートでも圧送可能で、省エネルギー効果は非常に大きい (Figure 10. 31 参照)。

Figure 10.31 Recovery by condensate recovery pump



この方法には、メカニカルスチームトラップの採用が必要である。

(4) コンデンセート回収に際しての留意事項

A) スチームトラップの背圧制限

スチームトラップに背圧が作用し、しかも変動する条件下ではメカニカルトラップで故障の少ないものを選定する。回収配管の背圧は使用スチーム最低圧力の40~45%以下とする。

B) コンデンセートの水処理

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

・コンデンセートのpH維持

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

C) コンデンセート回収管の適正化

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

また、フラッシュスチームを伴う場合は2相流になるので、最大15m/S以内の流速になるよう管径を設定し、過大圧損、ウォーターハンマを防止する必要がある。

回収配管の管径は次式で求めることができる。

$$d^2 = \frac{3.53 \times W \times v_e}{V}$$

ここで d : 配管内径 cm

W : コンデンセート量 kg/h

V : 管内流速 m/s

オープン回収 10~15/s, クローズ回収 5~10m/s

v_e : 等価比容積

$$v_e = v' (1 - f) + v'' f$$

v' : 回収管内圧力における飽和水の比容積 m^3/kg

v'' : 回収管内圧力における飽和スチームの比容積 m^3/kg

f : 再蒸発率

$$f = \frac{h_1 - h_2}{r}$$

h_1 : トラップ入口側のコンデンセートエンタルピ kcal/kg

h_2 : 回収管内圧力におけるコンデンセートエンタルピ kcal/kg

r : 回収管内圧力における蒸発潜熱 kcal/kg

回収管が長いと圧力損失が大きくなるので、特に自圧回収を行なう場合は圧力損失も加味して回収管内圧力を決めなければならない。

(管経算出計算例)

$$W = 300 \text{ kg/h}$$

$$V = 10 \text{ m/s}$$

$$h_1 = 160.2/\text{kg} \text{ (6 bar)}$$

$$h_2 = 111.1 \text{ kcal/kg (1.5 bar)}$$

$$r = 531.8/\text{kg} \text{ (1.5 bar)}$$

$$v' = 0.00105 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v'' = 1.159 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$f = \frac{160.2 - 111.1}{531.8} = 0.091$$

$$v_e = 0.00105 \times (1 - 0.091) + (1.159 \times 0.091) = 0.1065 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$d = (3.53 \times 300 \times 0.1065 / 10)^{1/2} = 3.4 \text{ cm}$$

したがって1½" 管を採用する。

D) 保温

回収配管は保温する。また、水で濡れにくい場所に配管する。

E) フラッシュ損失の防止

コンデンセートが大気圧に減圧される時に発生するフラッシュスチームが、放散しないようにする。回収タンクの液中に導く場合、回収タンク内が90℃以上にならないように冷却したり、水を補給する。

また、タンク内が80℃以上になると振動と音が発生するので、小穴を多く設けてコンデンセートを広く分散させるようにする。

コンデンセートを減圧せず、直接ボイラに回収する方法はこの損失の防止に最も有効である。

F) サイトグラスの設置

回収配管にはサイトグラスを設けて、トラップのスチーム洩れを監視する。

G) トータルシステムとしての設計

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

(5) フラッシュスチームの利用

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

a. スチームトラップからのコンデンセート排出量が極めて少ないときには、フラッシュスチームも少量であり、ほとんど利用価値が無い。工場内には少量のコンデンセートを排出するスチームトラップは多数あるから、これらを集計すると、かなりの量になる。しかし、この場合、少量のコンデンセートをできるだけ少ない経費で集める方法を考える必要がある。

Table 10.5 Flash Steam Generating Rate (wt.%)

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

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

Figure 10. 32 にフラッシュスチームの使用例を示す。8 kg/cm²Gのスチームを使用して、そのフラッシュスチームを前1段に使用した例である。

8 kg/cm²Gのスチームを2,500 kg/h使用としたとき、内圧0.5 kg/cm²Gのフラッシュタンクにコンデンセートを放出することにより、Table 10-4 よりフラッシュスチーム量は12.3% (重量) 発生するので、307.5 kg/hのスチームが得られることになる。

フラッシュタンクは、コンデンセートからフラッシュスチームを回収するための圧力容器である。この大きさはフラッシュスチーム発生量 [m³/s] に基づいて決められる。フラッシュ蒸気がタンク内で上昇するとき、内部流速を適正に設計しないとフラッシュスチームがコンデンセートを巻き込む可能性があり、スチームの上昇速度を1~2 m/sになるようタンクの内径を決める。しかし、運転条件の変動により大きな水滴を持ち出す恐れがあり、スチーム出口管にセパレーターを取り付けるのがよい。

Figure 10. 33 にフラッシュタンクの内径を決定するためのチャートを示す。

Figure 10.32 Example of flash steam use in air heater

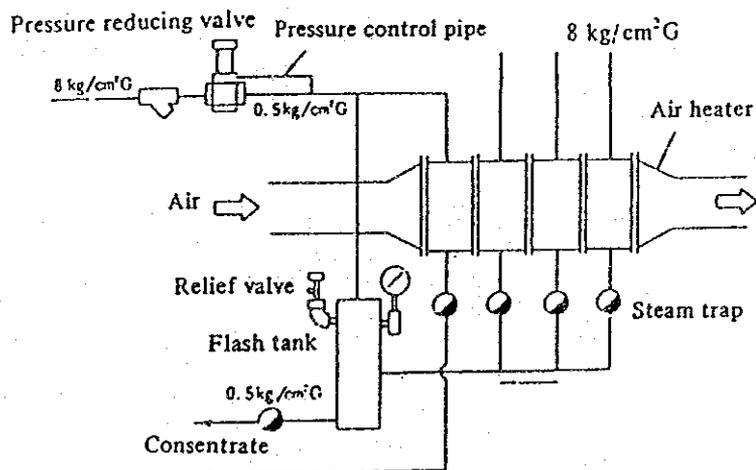


Figure 10.33 Chart of flash tank diameter

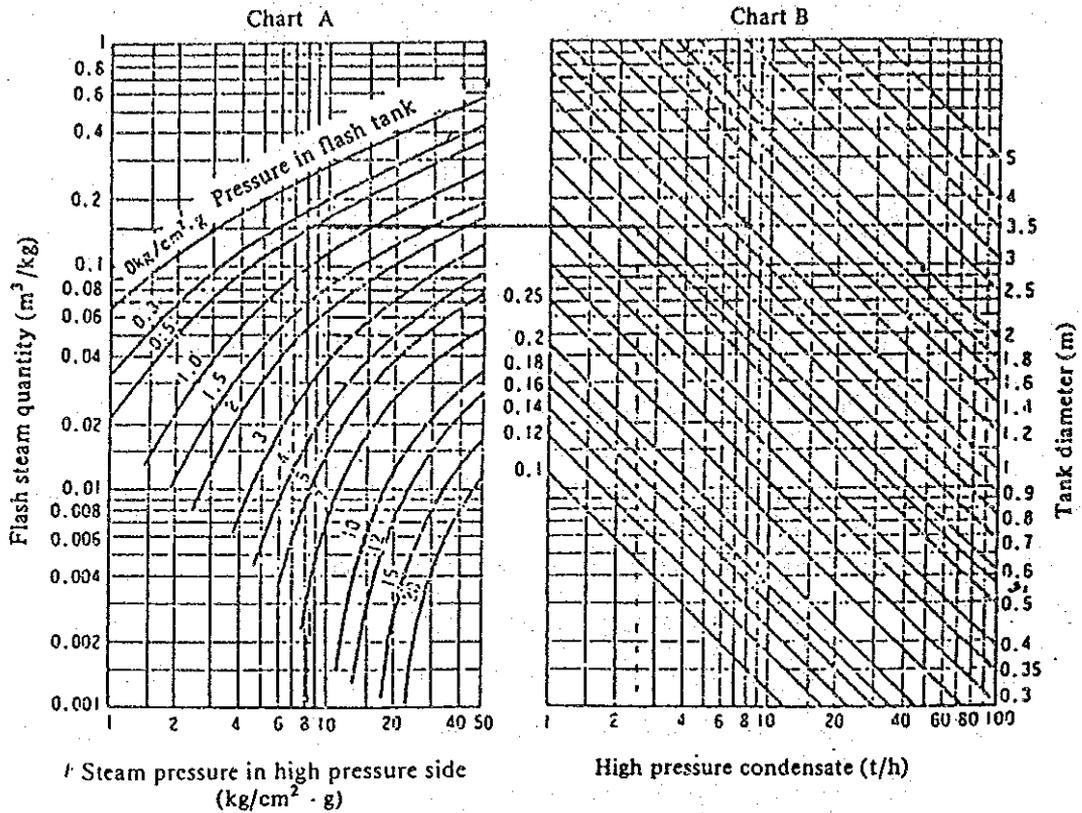


Figure 10-32 に示した使用例で、タンクの内径を求めてみる。

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

(6) サーモコンプレッサの利用

サーモコンプレッサの構造は、Figure 10.34 に示すようにボディ、スチームノズル及びディフューザの三つの基本部分からなる。スチームノズルを通して駆動スチームを膨張させると、極めて低い静圧を持つ超音速噴流を生ずる。これをディフューザで減速すると圧力が回復する。すなわち、低圧のスチームをベンチュリ咽喉部に吸引すると、これを高圧スチームにする能力を持っている。

Figure 10-35 に化学工場での使用例を示す。ストリップングタワーの塔底液をフラッシュタンクへ導入し、発生する低圧フラッシュスチームをサーモコンプレッサで適正圧力に昇圧させて使用することで、生スチームの削減を図っている。

Figure 10.34 Thermocompressor

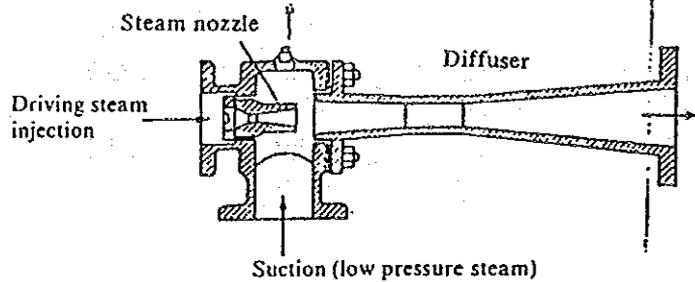
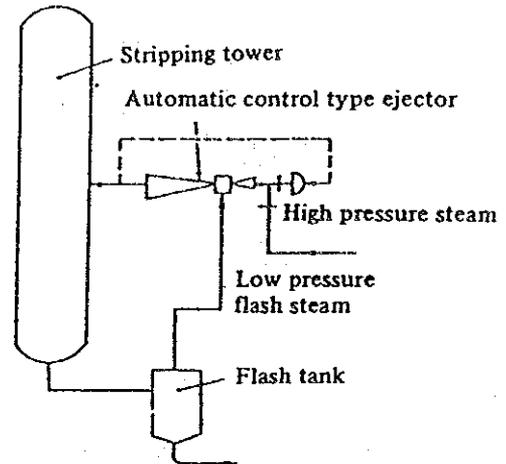


Figure 10.35 Example of thermocompressor use for stripping tower



10.6 スチームの直接加熱利用

スチームの直接加熱利用の方法は、次の二つの方法がある。

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

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

(1) 密閉容器内での直接加熱方法

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

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

しかし、スチーム圧力によって温度が定まるのは、スチームが空気を含まない場合のみである。空気を含む場合は、その混合物のスチーム分圧に対する飽和温度となり、スチームのみの時の飽和温度よりも低くなる。従って始動時に十分な空気排除が必要である。参考として、空気混合比とスチーム温度の関係を Table 10.6 に示す。

Table 10.6 Relation between the Air Mixing Ratio and Steam Temperature

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

(2) スチーム直接吹き込み加熱方法

製造プロセスで、温水を必要とする場合、原材料溶液を加熱する場合、直接スチームを吹き込む操作がよく行われる。このスチーム吹き込み方法にはいろいろあるが、スチーム配管の先端にサイレンサを取り付ける方法、小さい穴を多数あけたスチーム噴射管を使う方法が一般的である (Figure 10.36, Figure 10.37 参照)。

Figure 10.36 Silencer

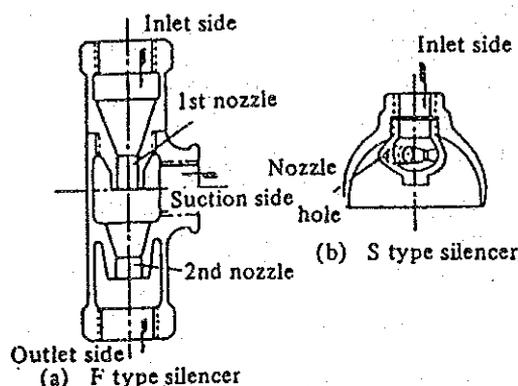
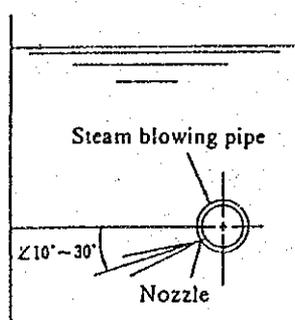


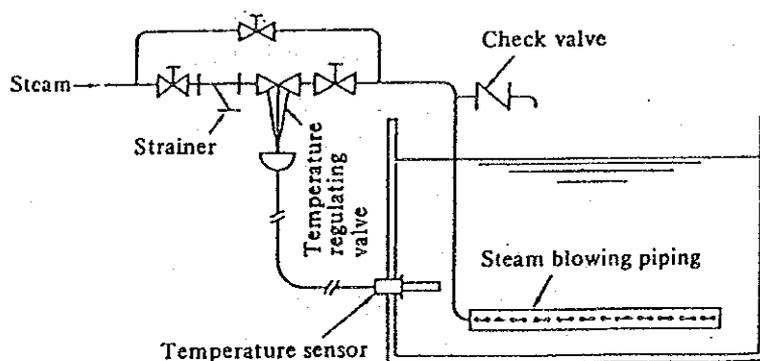
Figure 13.37 Steam blowing angle from nozzle



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

- a. 液体中に噴射するスチーム泡の速度を小さくする。
- b. スチーム泡の凝縮にできるだけ長い時間を与える。このためには適当な水深と位置を選び、噴射ノズルを水平に対し $10^{\circ}\sim 30^{\circ}$ の角度に下向きに設置する（Figure 10.37 参照）。
- c. 噴射ノズルにおける水頭圧力を大きくとる。
- d. スチーム泡と液体の熱交換は接触する表面で行われるので、スチーム泡の表面積を大きくするため小さい気泡を多く作るよう噴射ノズルの大きさを決める。
- e. スチームの噴射圧を低くする。圧力を小さくすれば、スチーム泡も小さくなり有利である。また、スチーム吹き込み配管は常に溶液槽内に挿入されているため、スチームの供給が停止した場合、管内が真空状態になり、溶液が逆流現象を起こすので、その防止対策が必要である。装置的には、Figure 10.38 に示すよう極めて低い圧力で作動する逆止弁を取り付ける。スチーム側が真空状態になると大気圧の差で弁が開放され、真空状態が破壊されて溶液の逆流が防止できる。

Figure 10.38 Steam direct blow/in heater



11. 電気取扱の省エネルギー

11. 電 気

11.1 電力管理

省電力を考える場合、電力量と最大電力の両面から電力管理することが必要である。
このうち電力量については、

- (1) 電力原単位の改善
- (2) 力率の改善

という二つの面から、また最大電力については負荷率の向上という観点から、管理することが大切である。

11.1.1 電力原単位の改善

一般に電力原単位を改善しようとするとき大切なことは、この原単位の推移を十分に把握し、これを生産工程別、原材料別に分類すると共に、加工方法の変化や技術的改善の状況と関連づけて検討することである。また生産工程別に電力原単位の目標値を定め、改善できる部分から計画を立てて進めていくことも肝要である。

電力原単位を改善するのに重要な事項を具体的に述べれば、次のとおりである。

(1) 測定計器の充実

要所要所に測定計器を置き、毎時間、電力使用量を測定する。その結果から日負荷状況、最大電力量、電力原単位を把握し、問題があれば速やかに処置を行う。

(2) 電力管理

各配電線の電圧、容量の適正化を図り、高効率電力機器の導入に努め、その効率的運用及び故障の低減に努める。

(3) 設備管理面

生産設備容量の適正化、高効率生産設備の導入及び運用に心掛け、保全管理の充実による故障の防止に努める。電気設備の故障は運転休止、設備破損、人身事故につながる危険性があり、特に注意を要する。

(4) 工程管理面

作業工程を合理化し、レイアウトの改善を図る。

(5) 品質管理面

品質管理についての全社的協力体制を確立し、不良品発生率の減少に努める。

(6) 従業員意識面

生産性向上意識，コスト意識の高揚を図り，提案制度，サークル活動の充実等を積極的におし進める。

11.1.2 力率の改善

交流電力を負荷に供給する場合，そのときの電力は一般に電圧と電流の積よりも小さい値になる。この場合に，両者の比を力率という。これを式で表わすと次のようになる。

$$\text{力率} = \frac{P}{E \cdot I} \times 100 \% \dots\dots\dots(1)$$

P：電力(W)

E：電圧(V)

I：電流(A)

$$P = E \cdot I \cdot \cos \phi \dots\dots\dots(2)$$

ϕ ：電圧と電流の位相差

$$I = \frac{P}{E \cdot \cos \phi} \dots\dots\dots(3)$$

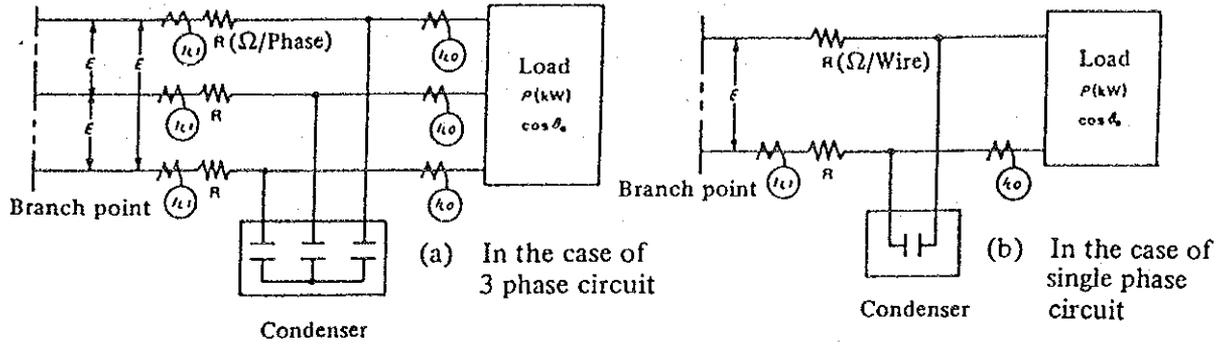
すなわち，一定の出力を得るためには，力率低下分だけ余分に電流を供給しなければならぬ。この力率を改善するには，一般に進相コンデンサを取り付けるが，このことによる省エネルギー効果は，すべてこの余分の電流を減らし，配電線又は変圧器の抵抗損が減少するために得られるものである。

以下，力率の改善によって得られる効果について述べる。

(1) 配電線損失の低減効果

配電線における電力損失は，(線路電流)²×(線路抵抗)で与えられるため，Figure 11.1 において，進相コンデンサを設置し，力率を改善することによって得られる配電線損失の低減量(P_L)は，次の各式で求められる。

Figure 11.1 Reduction effect of distribution loss



A) 三相回路のときの計算式

$$P_L = 3 \times (I_{L0}^2 - I_{L1}^2) \times R \times 10^3 \quad (\text{kW}) \quad \dots\dots\dots(4)$$

ここで

改善前 $I_{L0}^2 = \left(\frac{P}{\sqrt{3} \times E \times \cos \theta_0} \right)^2 = \frac{P^2}{3 E^2} \cdot \frac{1}{\cos^2 \theta_0}$

改善後 $I_{L1}^2 = \left(\frac{P}{\sqrt{3} \times E \times \cos \theta_1} \right)^2 = \frac{P^2}{3 E^2} \cdot \frac{1}{\cos^2 \theta_1}$

$$I_{L0}^2 - I_{L1}^2 = \frac{P^2}{3 E^2} \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1} \right)$$

従って、

$$P_L = \frac{P^2}{E^2} \times \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1} \right) \times R \times 10^3 \quad (\text{kW}) \quad \dots\dots\dots(5)$$

(5)式において、

$$\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1} = k_1$$

とおけば、

$$P_L = \frac{P^2}{E^2} \times k_1 \times R \times 10^3 \quad (\text{kW}) \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで、

$$\frac{P^2}{E^2} = 3 \cos^2 \theta_0 \cdot I_{L0}^2$$

であるから、

$$P_L = 3 \times (I_{LO} \times \cos \theta_0)^2 \times k_1 \times R \times 10^{-3} \text{ (kW)} \dots\dots\dots(7)$$

B) 単相回路のときの計算式

$$P_L = 2 \times (I_{LO}^2 - I_{LI}^2) \times R \times 10^{-3} \text{ (kW)} \dots\dots\dots(8)$$

ここで、

改善前 $I_{LO}^2 = \left(\frac{P}{E \cos \theta_0}\right)^2$

改善後 $I_{LI}^2 = \left(\frac{P}{E \cos \theta_1}\right)^2$

$$I_{LO}^2 - I_{LI}^2 = \frac{P^2}{E^2} \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1}\right)$$

従って、

$$P_L = 2 \times \frac{P^2}{E^2} \times \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1}\right) \times R \times 10^{-3} \text{ (kW)} \dots\dots\dots(9)$$

$$= 2 \times \frac{P^2}{E^2} \times k_1 \times R \times 10^{-3} \text{ (kW)} \dots\dots\dots(10)$$

$$= 2 \times (I_{LO} \times \cos \theta_0)^2 \times k_1 \times R \times 10^{-3} \text{ (kW)} \dots\dots\dots(11)$$

ただし、

P (kW) : 負荷電力

I_{LO} (A) : 現在の負荷電流

I_{LI} (A) : 改善後の負荷電流

E (kV) : 線間電圧

cos θ₀ : 現在の力率

cos θ₁ : 改善後の力率

C) 計算例

前出の(7)式を用いて計算した、三相配電線モデル系統における損失低減量を

Table 11. 1に示す。

Table 11.1 Calculation example of reduction effect of loss in 3 phase distribution line due to power factor improvement

Resistance value of distribution line and cable R: (Size of electric wire)	Length of wiring l	Present power factor (cos θ_0)	Present load current	Load current after improvement		Reduction of loss in wiring	
				cos $\theta_1 = 0.90$	cos $\theta_1 = 0.95$	cos $\theta_1 = 0.90$	cos $\theta_1 = 0.95$
Ω/km 0.20 (100sq or equivalent)	500 m	0.60	131A	87.3A	82.7A	2.87 kW	3.10 kW
		0.70	131	102	96.5	2.04	2.30
0.13 (150sq) or equivalent	500	0.60	219	146	138	5.18	5.61
		0.70	219	170	161	3.68	4.26
0.10 (200sq) or equivalent	500	0.60	262	175	165	5.74	6.21
		0.70	262	104	193	4.08	4.72
0.08 (250sq) or equivalent	500	0.60	306	204	193	6.25	6.76
		0.70	306	238	225	4.44	5.14
0.06 (325sq) or equivalent	500	0.60	350	233	221	6.12	6.62
		0.70	350	272	258	4.35	5.04

(2) 変圧器損失の低減効果

変圧器における電力損失のほとんどが鉄心内に生じる「鉄損」と、コイルに生じる「銅損」であるが、このうちの「銅損」が、力率に大きく影響を受ける。

A) 計算式

Figure 11. 2 のように 変圧器 2 次側において、進相コンデンサで力率を改善した場合の変圧器損失の低減量 (P_t) は、次の各式で求められる。

ただし、変圧器の全負荷損：銅損 = 1 : 0.8 とする。また単相、三相共に同一の式となる。

$$P_t = \left(\frac{100}{\eta} - 1 \right) \times \frac{4}{5} \times \left(\frac{P}{L_0} \right)^2 \times \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_0} - \frac{1}{\cos^2 \theta_1} \right) \times L_0 (\text{kW}) \dots (12)$$

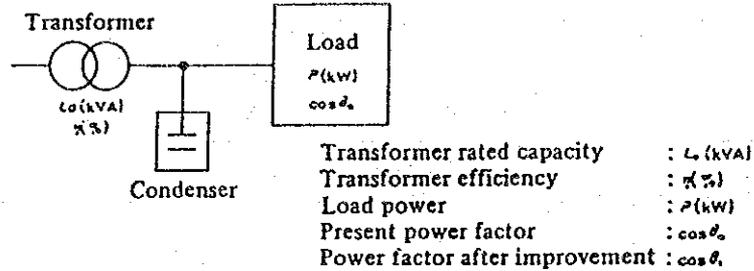
$$= \left(\frac{100}{\eta} - 1 \right) \times \frac{4}{5} \times \left(\frac{P}{L_0} \right)^2 \times k_1 \times L_0 (\text{kW}) \dots (13)$$

$$= k_2 \times k_1 \times L_0 (\text{kW}) \dots (14)$$

ただし、

$$k_2 = \left(\frac{100}{\eta} - 1 \right) \times \frac{4}{5} \times \left(\frac{P}{L_0} \right)^2$$

Figure 11.2 Reduction effect of transformer loss



B) 計算例

前出の(4)式を用いた、変圧器損失低減量の計算例を Table 11. 2 に示す。

(3) 母線電圧降下の軽減効果

A) 母線電圧降下と省エネルギー

力率を改善すると、線路電流が減少するため配電線路中の電圧降下を軽減できるが、これも大きな意味での省エネルギー効果といえる。

すなわち、電圧降下により発生する次のような諸問題が、力率改善により解消されるからである。

- a. けい光灯、水銀灯などの寿命低下や明るさの低下をきたす。
- b. ジュール熱を利用する電気加熱装置においては、電圧の2乗に比例して熱量が低減するため、運転効率の低下をきたす。
- c. 誘導電動機においては、電圧の2乗に比例して発生トルクが減少するため、定負荷状態では負荷電流が増大し、効率が悪くなり、かつ配電線損失も増大する。

Table 11.2 Calculation example of reduction effect of transformer loss

Transformer specification	L ₀ =300kVA η=98%			L ₀ =500kVA η=98.5%			L ₀ =1,000kVA η=99%		
P/L ₀	0.5	0.6	0.7	0.5	0.6	0.7	0.5	0.6	0.7
cosθ ₀ → cosθ ₁	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
0.60 → 0.90	1.89	2.72	3.70	2.35	3.39	4.61	3.12	4.49	6.11
0.60 → 0.95	2.04	2.95	4.01	2.55	3.67	4.99	3.37	4.86	6.61
0.70 → 0.90	0.99	1.42	1.93	1.23	1.77	2.41	1.63	2.35	3.19
0.70 → 0.95	1.14	1.65	2.24	1.42	2.05	2.79	1.88	2.72	3.69

Note: 1. P : Load power (kW)

L₀: Transformer rated capacity (kVA)

2. Loss reduction (P_l) is determined from equation (14).

注意すべきことは休日、夜間などの軽負荷時間帯に必要以上の進相コンデンサが運転されていると、逆に母線電圧が上昇し過ぎるため、コンデンサ自身のみならず電動機、照明器具など電気機器全体の寿命低下につながるため、後述の自動制御方式などにより、不要なコンデンサを開放することを忘れてはならない。

B) 計算式

進相コンデンサによる電圧降下軽減値(すなわち電圧上昇値) ΔVは、概略次式で求められる。

$$\Delta V = \frac{Q_c}{R.C.} \times 100 (\%) \dots\dots\dots (15)$$

R.C.: コンデンサ接続母線の短絡容量 (kVA)

Q_c: コンデンサ容量 (kVA)

C) 計算例

短絡容量 125 MVA の母線に、500 kVA の進相コンデンサを接続したときの母線電圧上昇値 ΔV を求めてみる。

$$\Delta V = \frac{500 (kVA)}{125 \times 10^3 (kVA)} \times 100 = 0.4 (\%)$$

(4) 配電設備容量の余裕増加

力率改善により線路電流が減少し、変圧器や配電線の配電設備が軽くなる。すなわち、設備に余裕が生じることになる。このため、

- a. 既存設備においては、配電線の張り替えや変圧器増量などの設備増強を伴うことなく、負荷増設が可能となる。
- b. 新規設備については、電気設備の小容量化によるコストダウンが図れる。などの利益を得ることができる。

力率改善により、現有の配電設備において負荷をどれだけ増やせるかは、改善前力率 ($\cos \theta_0$)、改善後力率 ($\cos \theta_1$) の他、増設負荷の力率によって異なる。

一例として、増設負荷の力率がコンデンサ設置後の負荷力率と同一とした場合の増設可能負荷容量 P_1 (kW) と、現有負荷容量 P_0 (kW) の比 K_3 を求める。

$$k_3 = \frac{P_1}{P_0}$$

とする、ここで、

$$\frac{P_0}{\cos \theta_0} = \frac{P_0 + P_1}{\cos \theta_1} = \frac{P_0 + k_3 \cdot P_0}{\cos \theta_1}$$

従って、

$$P_0 (1 + k_3) = P_0 \cdot \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_0}$$

$$\therefore k_3 = \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_0} - 1 \quad \dots\dots\dots 00$$

<例>

100 kW、力率 70% の負荷を 90% に力率改善すると、 $K_3 = 0.36$ となる。すなわち、 $100 \text{ kW} \times 0.36 = 36 \text{ kW}$ (力率 95%) の負荷を現有設備のままで増やせることになる。

(5) 電気料金の軽減

一般に電力料金制度には受電力率に対するボーナス、ペナルティ制度が含まれている。

従って、力率が悪い工場では、力率を改善することが電気料金の軽減につながる。

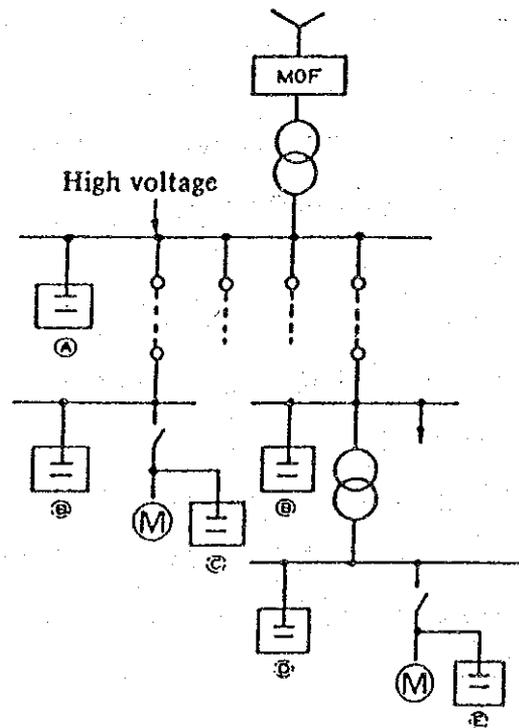
以上、(1)から(5)まではコンデンサの設置による効果を述べてきたが、以下にコンデンサ接続箇所の選定上の問題及び自動開閉制御について述べる。

(6) コンデンサ接続箇所の選定

A) 接続箇所と効果

Figure 11.3 に示すように、進相コンデンサを接続する箇所は種々考えられる。

Figure 11.3 Connection points of condenser



- (A) Incoming high voltage bus
- (B) Sub s/s high voltage bus
- (C) High voltage load direct
- (D) Low voltage bus lump
- (E) Low voltage load direct

a. 受電力率改善効果

これは進相コンデンサの接続箇所にはほとんど無関係である。

b. 所要コンデンサ容量

一般的に、進相コンデンサを分散するほどその使用率（運転時間）は少なくなるため、所要コンデンサの総容量が大きくなる。これは Figure 11.3 において、(A)に一括する場合、構内全負荷の平準化されたものに対して所要コンデ

ンサ容量を算出すればよいが、㉑～㉒に分散すれば、それぞれに限定された範囲の負荷に見合ったコンデンサ容量とする必要が出てくるからである。

c. 電力損失低減効果

当然のことながら、配電線の末端にコンデンサを取り付けるほど効果は大きいし、またその効果は、線路亘長が長いほど大きくなる。

d. 設備余力の増加

進相コンデンサ設置による設備余力の増加は、コンデンサ接続箇所から受電点までの直列に挿入された配電線やケーブル、変圧器に生じる。このため、効果そのものは末端に接続するほど大であるといえる。しかし、例えば工場のスペースや、将来とも負荷増設の予定のないところで余力を増してもあまり意味がないので、広い視野で考える必要がある。

e. 電圧降下軽減効果

進相コンデンサによる電圧降下軽減の効果は、接続点からみた電源インピーダンスによって決まるので、末端に接続する方が効果は大となる。

B) コンデンサ接続箇所の決定

省エネルギー効果を最大とするには、進相コンデンサをすべての末端に接続すればよいが、投資効果などの他の条件を考慮すると、実際上の決め方としては、

- a. 比較的大容量の負荷には直結する（ Fig 11-3 , ㉑, ㉒参照）。
- b. 小容量負荷の集合箇所には、とりまとめて一括設置する（Fig 11-3 , ㉓, ㉔参照）。
- c. 総合的な受電力率改善用コンデンサは、受電高圧母線に接続する（ Fig 11-3 , ㉕）。

などの方法が考えられ、これを参考にして、各需要家の状況に応じて決定すべきである。

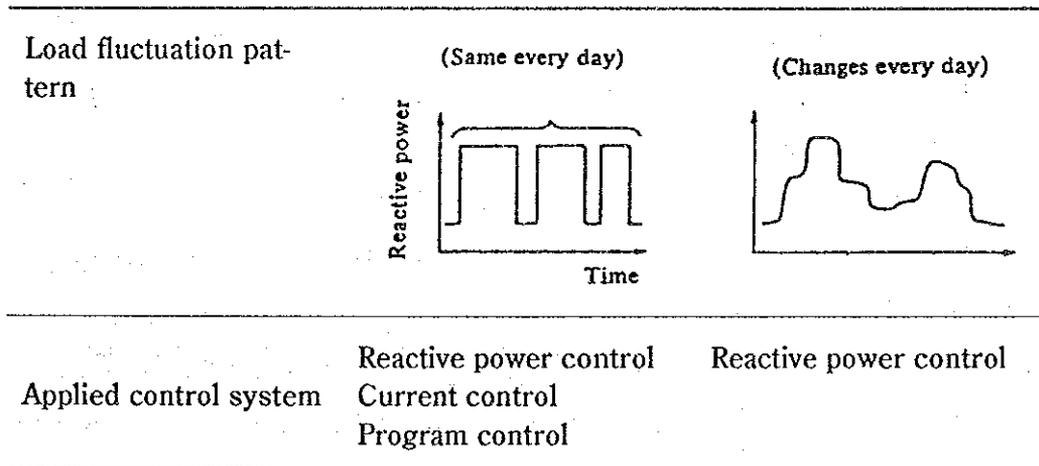
(7) コンデンサの自動開閉制御

不必要なコンデンサを運転すると、母線電圧の上昇による問題点の他に、コンデンサ電流による配電線や変圧器の損失が発生し、せっかくの省エネルギー効果を相殺することになるため、開閉制御が必要となる。特に工場末端におかれたコンデンサは、手動制御は困難と考えられ、自動開閉制御の採用を奨めたい。

自動開閉制御には、

- a. 負荷の開閉信号に同期して開閉する方式
 - b. 負荷電流の増減により開閉する方式（電流制御）
 - c. 線路無効電力の増減により開閉する方式（無効電力制御）
 - d. タイムスイッチにより開閉する方式（プログラム制御）
- 等があるが、各制御方式の選定に関しては、負荷の変動パターンにより適したものを採用することが必要である。選定の1例を Figure 11.4 に示す。

Figure 11.4 Capacitor control system



11.1.3 負荷率の改善

負荷率は(11)式のように定義されるので、これを改善するには、適切な工場運営あるいは操業の管理により、特定の時間帯に生産が集中しないようにして最大電力を抑制する。

$$\text{負荷率} = \frac{\text{平均電力 (kW)}}{\text{最大電力 (kW)}} \times 100 (\%) \quad \dots\dots\dots (11)$$

負荷率の改善により、次のような利益を得ることができる。

- (1) 受電設備、配線設備等の容量が有効に使用でき、設備投資が少なくすむ。
- (2) 負荷曲線及び負荷率をチェックすることにより、工場・機械設備の稼働状態を知り無駄を省くことができる。
- (3) 最大電力の引き下げにより、デマンド料金の低減を図ることができる。

負荷率の向上方法は次の通り

- (1) 日負荷曲線の作成、検討
 - 使用電力量の時間ごとの移り変わりをグラフにかいて日負荷曲線をもとめ、1日の負荷

が出来るだけ平均化するような負荷移行を検討する。

(2) 操業時間の延長

設備の機械化、自動化などにより、設備稼働時間の延長をはかり、1日中平均的に稼働するよう工夫する。

(3) 深夜など軽負荷時への負荷移行

蓄熱槽の設置による冷暖房機器の深夜運転、深夜電力機器の使用などのほか、大容量設備や試験用機器などの運転を軽負荷時に移行したり、時差運転することによりピークを抑制する。

(4) 適切な設備保全の実施

設備故障を出来るだけなくすとともに、負荷の平準化を図るため、適切な予防保全、生産保全を推進する必要がある。

(5) 運搬、準備作業などの改善

手待ち時間、空転時間の減少を図り、作業が円滑に運ぶように、運搬、準備作業、レイアウトなどの改善を図るとともに適切な作業管理を行なうことが必要である。

(6) 負荷管理、負荷制御装置の導入

デマンドコントローラや、各種負荷制御装置の採用により、最大電力の抑制や負荷管理を行なうことも一方法である。

デマンドコントローラは通常、監視部と制御部からなり、監視部は電力量計から送られてくる計量パルスを受けてデマンド管理に必要な演算、判定を行うほか、現在のデマンド値、予想デマンド値の表示、響報、制御指令、記録等を行う。また制御部は監視部からの指令を受けて、予め定めてあった負荷の停止、復帰などを行うものである。

11.1.4 高調波の発生とその制御方法

(1) 発生原因

- a. パワーエレクトロニクス技術の進歩により、サイリスタはOA機器から産業機器まで広く利用されるようになった。サイリスタの制御は容易で応答が早いですが、点弧角を加減して波形をカットするため、波形に歪を生じて高調波が発生する。
- b. 製鋼用アーク炉の溶解初期に、電極用が屑鉄で短絡する度に電圧フリッカが生じて電圧波形がくずれ高調波が発生する。
- c. リアクトルおよび回転機など磁気回路をもつ機器は、鉄芯のヒステリシス現象によって励磁電流の波形がくずれ、磁気飽和によって高調波が発生する。

(2) 高調波の影響

- a. 高調波による電流実効値の増大によりコンデンサが過熱し、焼損の原因となる。
- b. 高調波電磁力によってコンデンサ用直列リアクトルなどに異音を生じる。
- c. 誘導電動機では高調波電流により振動トルクが発生し、振動や異音の原因となる。
- d. 高調波電磁誘導ノイズが増大し、調光器付き蛍光灯のチラツキが生じる。
- e. 波形歪による商用電力周波数の周期ずれが発生し、制御回路の位相ずれにより下記のような誤動作を起こす原因になる。
 - ・コンピュータの停止
 - ・NC機器の停止
 - ・圧延機などの回転機の停止

(3) 高調波の制御対策

高調波をコンピュータの許容歪率以下に抑えるためには次のような対策がとられる。

a. アクティブフィルタ

方形波電流の場合、基本波と各種高調波により合成された方形波電流と基本正弦波電流との差が高調波電流となる。アクティブフィルタはこの高調波電流と極性が反対の電流を外部から瞬時に供給することによって、高調波成分を打ち消す働きをする。

b. 交流フィルタ

5～13次の高調波発生源に対してR, C, Lの直列単一分路フィルタを用いる。さらに、高次の周波数に対応する分路フィルタとしては、L, Rの並列回路をCと直列にして用いる。

c. 電力変換機器の多相化

例えば、相数を3相から12相にすると、リップが小さくなり、高調波を抑制する効果がある。

11.2 変圧器

変圧器の省エネルギーを図るには、次のこと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

11.2.1 変圧器の選択

- (1) 変圧器の効率は、次式で表わされる。

$$\eta = \frac{n p \cos \phi}{n p \cos \phi + W_i + n^2 W_c} \times 100 (\%) \quad \dots\dots\dots (1)$$

η ; 効率 (%)

n ; 負荷率

P ; 定格容量 (kVA)

$\cos \phi$; 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 α と呼ぶ。

$$\alpha = \frac{W_c}{W_i} \quad \dots\dots\dots (2)$$

損失比は Table 11.3 に示すように、一般に 2 ~ 5 である。ただし、後述の省電力形変圧器では10を超えるものである。

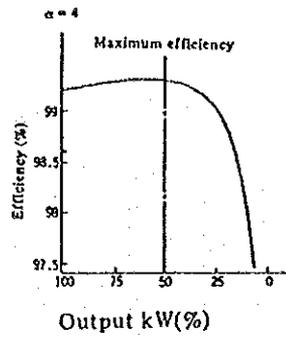
Table 11.3 Efficiency of 3 phase high voltage medium capacity transformer

Primary 6.6/3.3 kV, Secondary 400/200 V

	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

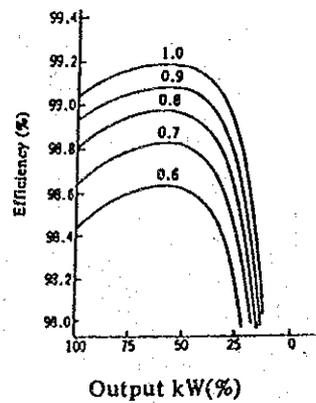
(1)式から、変圧器の効率が最大となるのは、 $n = \sqrt{W_i/W_c}$ のとき、すなわち、鉄損とその時の銅損が等しくなるときの出力である。出力に対する効率の変化の一例を図示すれば Figure 11. 5 のようである。

Figure 11.5 Transformer efficiency (Example)



また変圧器の効率は、(1)式から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。この一例を Figure 11. 6 に示す。

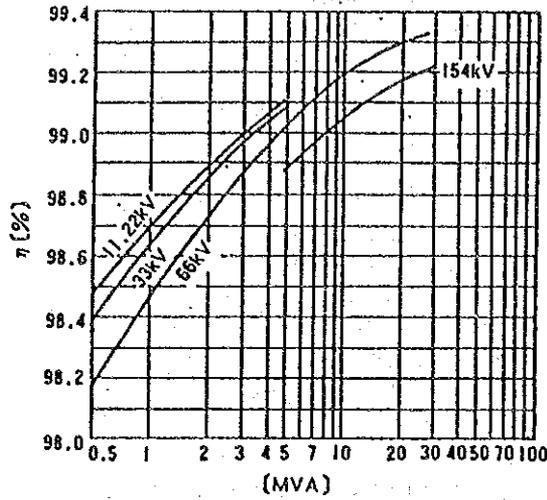
Figure 11.6 Relation between power factor and efficiency



Note: Figure indicates power factor.

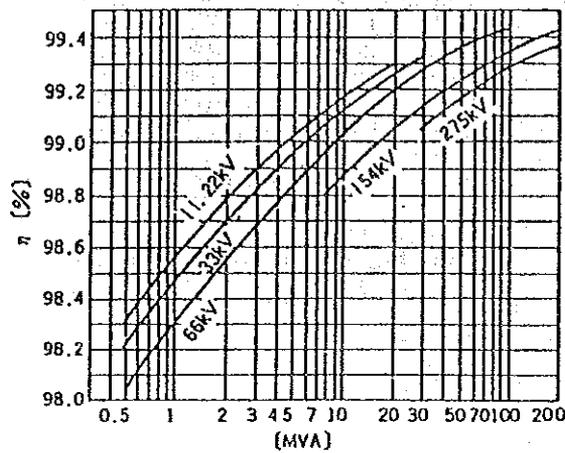
変圧器の容量による効率の差を Figure 11.7 に示す。

Figure 11.7 Example of efficiency of 50 Hz transformer (1/2)



Example of efficiency of 50 Hz single oil immersed transformer

Figure 11.7 Example of efficiency of 50 Hz transformer (2/2)



Example of efficiency of 50 Hz 3 phase oil immersed transformer

(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、一日当たりの効率も無視してはいけない。(3)式に示すものを全日効率と呼ぶ。

$$\text{全日効率} = \frac{1 \text{ 日の出力電力量 (kWh)} \times 100 \%}{1 \text{ 日の出力電力量 (kWh)} + 1 \text{ 日の損失電力量 (kWh)} \dots\dots (3)}$$

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) 省エネルギー形変圧器

変圧器の、鉄心材料にレーザー処理した薄板珪素鋼帯などを使用し、巻鉄心構造として鉄損を従来の40%程度とした省エネルギー形変圧器が製造されている。変圧器を購入する際には参考とすべきである。

11.2.2 変圧器の効率的運転

(1) 軽負荷変圧器の停止

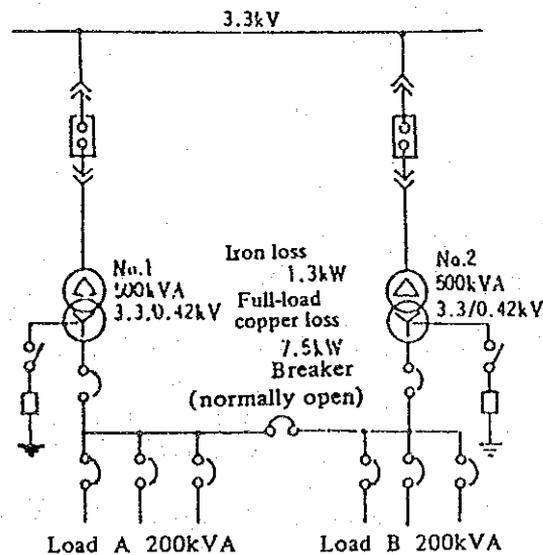
複数の変圧器があり、おのおのの負荷率が低い場合は負荷率の低い変圧器を停止し、負荷を統合する方が省電力となる。

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、確める必要がある。

(例) 500 kVA の変圧器が 2 台ある場合

Figure 11.8 のような電源設備において、おのお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 Table 11-3 の A 社を使う。

Figure 11.8 Method to use two 50 kVA transformer



現状ではNo 1 変圧器, No 2 変圧器とも,

$$\text{鉄損} = 1.3 \text{ (kW)}$$

$$\text{銅損} = \text{全負荷銅損} \times \left(\frac{\text{負荷率}}{100}\right)^2 = 7.5 \times \left(\frac{40}{100}\right)^2 = 1.2 \text{ (kW)}$$

従って,

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

No 1 変圧器停止後では,

$$\text{No 2 変圧器の鉄損} = 1.3 \text{ (kW)}$$

$$\text{No 2 変圧器の銅損} = \text{全負荷銅損} \times \left(\frac{\text{負荷率}}{100}\right)^2 = 7.5 \times \left(\frac{80}{100}\right)^2 = 4.8 \text{ (kW)}$$

$$\text{全損失} = 1.3 + 4.8 = 6.1 \text{ (kW)}$$

となり, 1 台の変圧器を停止したほうが 1.1 kW 損失が多くなる。

(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。

いま, N 台の変圧器を並列運転したときの総合損失は, 次の式で表わされる。

$$W_N = N \left\{ W_i + \left(\frac{P_L}{NQ}\right)^2 W_c \right\} \text{ (kW)}$$

W_N : 総合損失 (kW)

W_i : 1 台の変圧器の鉄損 (kW)

W_c : 1 台の変圧器の銅損 (kW)

P_L : 負荷容量 (kVA)

N : 台数

Q : 1 台の変圧器容量 (kVA)

(N-1) 台の変圧器を並列運転したときの総合損失は, 次の式で表わされる。

$$W_{(N-1)} = (N-1) \left\{ W_i + \left(\frac{P_L}{(N-1)Q}\right)^2 W_c \right\} \text{ (kW)}$$

(N-1) 台の変圧器の並列運転の方が損失が少ない条件は, $W_N > W_{(N-1)}$ である。

ゆえに P_L は次の式で表わされる。

$$P_L < \sqrt{\frac{N(N-1)}{\alpha}} \times Q \text{ (kVA)}$$

ただし、

$$\alpha = \frac{W_c}{W_i}$$

α : 損失比

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

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

すなわち、負荷が 707 kVA 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ルギーになる。

(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のある変圧器にまとめ、不用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はメリットはない。

11.2.3 変圧器のタップの選定

低圧用変圧器及び幹線には多くの負荷があり、負荷のいずれにも定格に近い電圧を供給することは容易ではないが、変圧器のタップの適正化を図って、これにできるだけ近づくよう努力することが大切である。

また工場において電動機が使われている状態をみると、全負荷運転の場合は少なくおおむね 50 % から 80 % 負荷程度のものが多い。電圧変動と誘導電動機の負荷状態との関係は Table 11.4, Table 11.5 に示すとおりである。変圧器の負荷がすべて電動機である場合、これらを参考にしてタップを選定するのが望ましい。

Table 11.4 Effect of Voltage Fluctuation on Induction Motor

	Voltage fluctuation	
	90% Voltage	110% Voltage
Starting torque, Maximum torque	-19%	+21%
Synchronous speed	Remain unchanged	Remain unchanged
% Slip	+23%	-17%
Full-load speed	-15%	+1%
Efficiency (Full-load)	-2%	Slightly increased
Power factor (Full-load)	+1%	-3%
Full-load current	+11%	-7%
Starting current	-10 ~ -12%	+10 ~ +12%
Full-load temperature rise	+6 ~ +7°C	-1 ~ -2°C
Magnetic noise	Slightly decreased	Slightly increased

Table 11.5 Relation between Voltage Fluctuation and Loading State of Induction Motor

		Voltage fluctuation	
		90% Voltage	110% Voltage
Efficiency	Full load	-2%	Slightly increased
	3/4 Load	Remain unchanged	Remain unchanged
	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%

11.3 電動機

電動機の省エネルギーは、その対応する方法として次の二つのケースが考えられる。

- (1) 負荷及び電動機設備を新設あるいは大幅に改造して、省エネルギーを図る場合。
- (2) 既設設備の管理面の強化あるいは小幅な改造によって、省エネルギーを図る場合。

以下、それぞれの場合について述べる。

11.3.1 負荷及び電動機設備を新設する場合

電動機の応用設備に限らず一般の設備全般にいえることであるが、エネルギーの使

用量は設備の計画段階である程度決まるといってよい。設備容量が過大であったり、負荷設備に不適合である場合は、合理的なエネルギーの使い方はできない。そこで、新設設備の計画、あるいは導入段階で考えなくてはならない事項をあげると、次のとおりである。

(1) 電動力応用に関する基本式

電動機の省エネルギーを考える場合、まず理解しなければならない基本式を

Table 11.6 に示す。紙幅の都合上、説明は省略するが、詳細については専門書を参考にされたい。

Table 11.6 Basic and Practical Expressions Relating to Motor Application

Formulation Item	Basic expression	Practical expression	Description of symbols
1 Power and torque	$P = \omega T$	$\begin{cases} Pk[kW] = P \times 10^{-3} \\ N[rpm] = \frac{60}{2\pi} \omega \\ Tg[kg-m] = \frac{T}{g} = \frac{T}{9.81} \end{cases}$ $Pk[kW] = \frac{N[rpm]}{973} \times Tg[kg-m]$	P : Power (watt) Pk: Power (Kilo watt) T : Torque (N-m) Tg: Torque (Gravity unit Kg-m) W : Angular velocity (rad/sec) N : Rotating speed (rpm)
2 Moment of inertia and acceleration torque	$J \frac{d\omega}{dt} = T$	$GD^2 = 4J$ $Tg[kg-m] = \frac{1}{375} GD^2 \cdot \frac{dN}{dt}$	J : Moment of inertia (kg m ²) GD ² : Flywheel effect
3 Acceleration time	$t = \int_0^{\omega_0} \frac{J}{Ta} d\omega [sec]$	$\bar{Ta} = \frac{\int_0^{\omega_0} Ta(\omega) d\omega}{\omega_0}$ $ta[sec] = \frac{1}{365} \frac{GD^2 N_0^2 [rpm]}{P[W]}$	t : Time required for acceleration (sec) ta : Time required for completion of acceleration (sec) Ta: Acceleration torque (Kg-m) \bar{Ta} : Mean acceleration torque (Kg-m)

(2) 電動機選定上の負荷条件

最適な電動機を選ぶためには、まず負荷の条件を知る必要がある。

Table 11.7 に示したのは、負荷の種々の条件によって、電動機はいかにあるべきか、あるいは許される条件は何であるのかをまとめたものである。ここで示したような条件が明確になって、はじめて電動機の選定が可能となり、それに伴う制御装置の選定も可能となる。

Table 11.7では、電動機システムとして直流機、誘導機及び同期機として分類してあるが、ここでの誘導機と同期機については、商用電源による定速駆動系を考えている。同期機を用いたサイリスタモータとか、誘導機を用いた周波数制御法などを考える場合、これらはシステムとしては直流機に類似する。

Table 11.7 Conditions for motor selection

Conditions of load	Motor system		
	DC machine	Induction machine	Synchronous machine
Starting conditions	Necessary frequency for starting		
	Study heat capacity of motor		
	Necessary starting torque • Moment of inertia of load • Possibility of no-load starting	Application of series motor	Application of wound-rotor type IM Study starting current and time according to the above items
	Necessity of smooth starting	Acceleration restriction	Reactor starting, soft starter, etc. Low frequency starting, etc.
Stop conditions	Necessity and its degree of emergency stop (quick stop)	Regeneration system, dynamic braking, etc.	Reversing-phase braking Brake, etc.
	Necessity of precise stop position	Position control	Difficulty
	Necessity of holding the stop position	Presence of brake	
Operating conditions	Necessity and its conditions of reverse rotation	Field switching Armature switching	Main circuit switching
	Rating of load (Continuous, time)	Possibility of reducing frame No. for hourly rating	
	Special function	Restriction is comparatively small	Restriction is large.
Speed control	Constant speed or variable speed?	For variable speed	For constant speed Variable speed in conjunction with control equipment
	Speed control range	Scope of application is large.	Study combination with control equipment.
	Necessity of speed control	Suitable	Change by amount of slip Synchronize with the power source frequency.
Ambient conditions, etc.	Temperature and humidity conditions	Study motor construction.	
	Necessity of explosion-proof construction	Possible, but difficult	Possible
	Whether good atmosphere or not	Problem on brush commutator	Squirrel cage type is for improper circumstance. Brushless exciting is possible.
	Problem on personnel for maintenance	Maintenance is important.	In the case of brushless, easy maintenance.
	Power source condition	Problem on higher harmonics and power factor	Starting current large, Delay power factor

第(3)項以下に、電動機選定のための主な項目について記す。

(3) 負荷のトルク特性

電動機はほとんどの場合、負荷と結合された状態で零速度から始動し、所定の速度まで加速して一定速度運転に入る。負荷は固有のトルク特性を持っているので、電動機は全速度範囲にわたって、負荷の必要とするトルク以上のトルクを発生できるものでなければならない。

一般に負荷と電動機のトルク特性が似ているほど、電動機は経済的な設計ができる。

代表的なトルク速度特性の例としては、速度にかかわらずトルクが一定な定トルク負荷、トルクが速度の1乗、2乗、3乗に比例するトルク漸増負荷、速度と必要トルクとが逆比例し、トルク×速度が一定な定出力負荷などがある。Table 11. 8は、これらの関係をまとめたものである。

Table 11.8 Class of load and torque speed characteristic

Load characteristic	Typical load
Constant torque load	Gravity load, Friction load [Example] Crane, Winding machine, Conveyor, Paper machine, Mixer
<p>A graph showing Torque (T) and Power (P) versus Rotating speed (n). The vertical axis is labeled 'T: Torque' and 'P: Power'. The horizontal axis is labeled 'Rotating speed n'. A horizontal line represents Torque (T) with the label 'T = Constant'. A diagonal line starting from the origin represents Power (P) with the label 'P ∝ n'.</p>	
Increasing torque load	Fluid load [Example] Blower, Pump
<p>A graph showing Torque (T) and Power (P) versus Rotating speed (n). The vertical axis is labeled 'T: Torque' and 'P: Power'. The horizontal axis is labeled 'Rotating speed n'. Two curves start from the origin: a steeper curve for Torque (T) labeled 'T ∝ n²' and a curve for Power (P) labeled 'P ∝ n³'.</p>	
Constant output load	Special load [Example] Winder, Constant cutting machine, Log barker
<p>A graph showing Torque (T) and Power (P) versus Rotating speed (n). The vertical axis is labeled 'T: Torque' and 'P: Power'. The horizontal axis is labeled 'Rotating speed n'. A horizontal line represents Power (P) with the label 'P = Constant'. A curve starting from a high torque at low speed and decreasing as speed increases represents Torque (T) with the label 'T ∝ 1/n'.</p>	

一般に三相誘導電動機や、同期電動機のような定速度電動機では始動時のトルク、最大負荷がかかったときのトルク、それに同期電動機では、同期引き込み時のトルクが負荷の要求するトルク以上あるかどうかが必要となる。

(4) 負荷の $G D^2$

負荷の慣性 $G D^2$ (はずみ車効果) の大小は始動時間の大小、始動時の発熱の大小に関係し、電動機選定上重要な要素である。

負荷トルクを T_L (kg · m), 電動機トルクを T_M (kg · m), 負荷と電動機のはずみ車効果の和を $G D^2$ (kg · m²) とすれば,

$$T_M = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dN}{dt} + T_L \quad \dots\dots\dots(1)$$

従って始動時間は、

$$t = \int_0^{N_0} \frac{GD^2 \cdot dN}{375 (T_M - T_L)} \quad (\text{秒}) \quad \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 N_0 ; 全負荷回転数

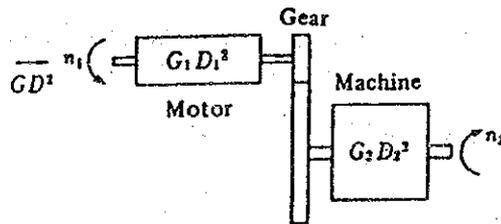
となり、 GD^2 に比例する。 t が長いと電動機が異常加熱するので、どの電動機にも負荷の許容 GD^2 が定めてある。逆に GD^2 が大きい場合には、それに合った電動機を選定する必要がある。

なお、Figure 11.9に示すように、電動機の GD^2 ; $G_1 D_1^2$ 、機械の GD^2 ; $G_2 D_2^2$ 、減速比 ; $n_1 / n_2 = n$ 、のとき電動機側に換算した GD^2 は、次のようになる。

$$GD^2 = G_1 D_1^2 + \frac{1}{n^2} G_2 D_2^2 \quad \dots\dots\dots(3)$$

産業用の負荷には減速機を使用することが多いため、上式の結果は重要である。

Figure 11.9 Conversion of flywheel effect



(5) 負荷の時間特性

電動機の使用状況には、連続使用、短時間使用、断続使用など各種の使用方法があり、このような時間的な使用責務を Duty という。

電気機器は一定の使用条件で使用された場合、許容最高温度を超えないように設計されており、これを機器の定格という。

定格には定格出力、定格回転数、定格電圧、定格電流、定格周波数などがあり、使用時間に対しては連続定格、短時間定格、反復定格などの種類がある。

A) 連続定格

24 時間連続運転の場合はもちろん連続定格の電動機を選定する。また容量にもよるが、一般に 2 ~ 3 時間以上連続使用する場合には、価格的にほとんど差が

なくなるため、連続定格のものが採用されることが多い。

連続使用状態において電動機は、銅損、鉄損などにより内部から発熱する一方、表面からの放熱によって冷却され、両者のバランスした値で運転される。

いま毎秒の発熱量： Q ，電動機と周囲温度との差（温度上昇値）： θ ，電動機の熱容量： C ，熱放散係数： A ，とすれば，

$$C \frac{d\theta}{dt} + A\theta = Q \quad \dots\dots\dots(3)$$

$t = 0$ で $\theta = 0$ とすると，

$$\theta = \frac{Q}{A} (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad \dots\dots\dots(4)$$

ただし， $T = \frac{C}{A}$

上式の T を熱時定数という。また(4)式で $t = \infty$ とすれば $\theta = \frac{Q}{A}$ となり，最終温度上昇が求まる。

Figure 11. 10 は，これをグラフにしたものである。また熱時定数は，おおよそ Table 11. 9 のようになる。

Figure 11.10 Temperature rise curve of motor

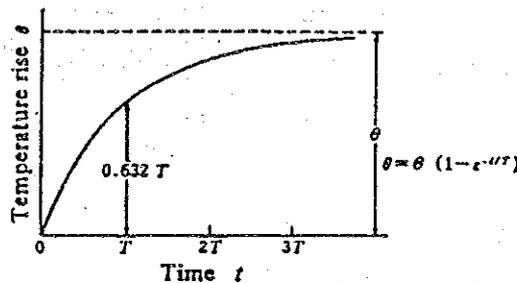


Table 11.9 Example of thermal time constant

Type	Thermal time constant (minute)
Open type	20 - 40
Totally enclosed fan cooling type	50 - 150
Totally enclosed self cooling type	90 - 180

次に、電動機を電源から切り離して停止させるときは、(3)式において、 $Q=0$ 、
また、 $t=0$ において $\theta=\theta_0$ とおけば、

$$\theta = \theta_0 e^{-\frac{t}{T'}}$$

ただし、 $T' = \frac{C}{A'}$

T' ：冷却時の熱時定数

A' ：冷却時の放熱係数

θ_0 ：冷却開始時の温度

となる。

他力通風電動機では、停止時も冷却風の量は変化しないから熱時定数は運転時と同じであるが、自己通風形電動機では運転時の約3倍程度になる。

B) 短時間定格

短時間定格には標準の時間として5分、10分、15分、30分、60分、120分などがあるので、その中から実際の負荷状況に最も近いものを選べばよい。

C) 反復定格

反復負荷とは、一定の負荷と休止の期間が周期的に繰り返されるような負荷をいう。この代表的なものがクレーンであり、クレーン用電動機には、%ED表示された定格の電動機が使用される (Table 11. 10 参照)。

40 % EDとは、10分間に平均して4分間だけ定格容量で使用され、残りの時間は停止しているような使用状態をいう。

Table 11.10 Frame number application table

Frame number	Load time factor	15%ED	25%ED	40%ED	60%ED	100%ED	Number of poles
	Output	kW	kW	kW	kW	kW	
132M		3	2.5	2.2	1.8	1.5	6
		5	4	3.7	3	2.8	6
160M		7.5	6.3	5.5	4.5	4	6
		10	8.5	7.5	6.3	5.5	6
160L		15	13	11	9	7.5	6
180L		20	17	15	13	11	6
200L		30	25	22	18.5	15	6
225M		40	33	30	25	22	6
250M		50	40	37	30	25	6
		63	50	45	37	33	6
280M		75	63	55	45	37	8
315M		100	85	75	63	50	8
		125	100	90	75	63	8
355L		150	125	110	90	75	10
		185	150	132	110	90	10
400L		220	185	160	132	110	10
		280	220	220	160	132	10

D) 二乗平均法による出力の算出

電動機の定格出力は、負荷の時間的特性から選ばれるが、負荷が不規則に変化したり、不規則な使用を行う場合には、電動機出力の決定がかなり困難となる。しかし、負荷が連続して周期的に変化する場合は、簡略な出力算出法として、二乗平均法がよく使用される。

誘導電動機や、直流分巻電動機では端子電圧が一定ならば出力は近似的に負荷

電流に比例する。電動機の発熱源としては、銅損と鉄損があるが、鉄損に比べて銅損はずっと大きい。また銅損は負荷電流の二乗に比例するので、結局、損失は出力の二乗にほぼ比例するといえる。

負荷電流を $I(t)$ 、そのときの出力を $P(t)$ とおけば、

$$\{ I(t) \}^2 R = k \{ P(t) \}^2$$

一周期に P_1, P_2, \dots, P_n の負荷がそれぞれ t_1, t_2, \dots, t_n 時間だけかかったとすると、このときの等価負荷を P_a として損失が等しいとおけば、

$$k \{ P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \dots + P_n^2 t_n \} = k P_a^2 \cdot T$$

ただし、 $T = t_1 + t_2 + \dots + t_n$

$$\text{ゆえに、 } P_a = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \dots + P_n^2 t_n}{T}} \dots \dots \dots (6)$$

この P_a が、周期的に変動する負荷 P の損失と同一の損失を生じる、等価な連続負荷である。

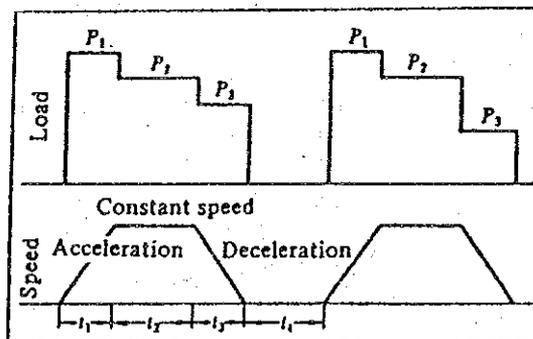
また断続負荷の場合は、始動がひんぱんであるので始動、停止時の発熱、冷却も考慮して等価負荷を決定する必要がある。

例えば、Figure 11.11 のような、断続負荷に連続定格の電動機を使用する場合の等価出力は、次のようにして求める。

$$P_a = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + P_3 t_3}{t_1 \alpha_1 + A_2 \alpha_2 + t_3 \alpha_3 + t_4 \alpha_4}} \dots \dots \dots (7)$$

ただし、 α は冷却係数であり、おおよそ Table 11.11 のような値をとる。

Figure 11.11 Example of periodic load



また、

$$T = t_1 \alpha_1 + t_2 \alpha_2 + t_3 \alpha_3 + t_4 \alpha_4$$

の T は、冷却係数を考慮した等価周期である。

Table 11.11 Example of cooling coefficient values

Type of motor	During stop	During acceleration	During operation	During deceleration
Open type AC motor	0.2	0.5	1	0.5
Enclosed type AC motor	0.3	0.6	1	0.6
Totally enclosed fan cooling type AC motor	0.5	0.75	1	0.75
Separately-cooling AC motor	1	1	1	1

E) 電動機容量の決定

電動機の定格出力を算定する場合、最大負荷で決めている場合が意外と多いが、前項で述べたように、等価負荷を算定して決定すべきである。

例えば、Figure 11.12 のような連続運転において、

$$P_1 = 100 \text{ kW} \quad t_1 = 10 \text{ 分}$$

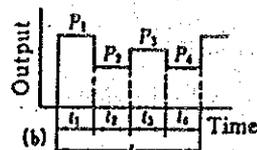
$$P_2 = 50 \text{ kW} \quad t_2 = 15 \text{ 分}$$

$$P_3 = 80 \text{ kW} \quad t_3 = 10 \text{ 分}$$

$$P_4 = 50 \text{ kW} \quad t_4 = 20 \text{ 分}$$

とすると、(6)式から所要の電動機出力 P は、

Figure 11.12 Example of load curve (1)



$$P = \sqrt{\frac{100^2 \times 10 + 50^2 \times 15 + 80^2 \times 10 + 50^2 \times 20}{10 + 15 + 10 + 20}} = 67.6 \text{ kW} \approx 70 \text{ kW}$$

となる。従って電動機としては 75 kW を選定すればよい。この場合最大負荷では $\frac{100}{75} = 1.33$ 。すなわち、133% の過負荷となるが、電動機の最大トルクは 200% 以上あり問題はない。これを最大出力 100 kW で電動機を選定した場合は、省エネルギーにとって大きなマイナス要因となる。

また Figure 11. 13 のような反復使用のクレーン電動機では、

$$P_1 = 50 \text{ kW} \quad 1.5 \text{ 分}$$

$$P_2 = 30 \text{ kW} \quad 1.5 \text{ 分}$$

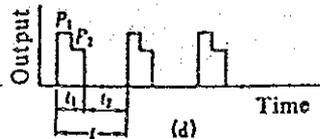
$$t_1 = 1.5 + 1.5 = 3 \text{ 分} \quad t_2 = 7 \text{ 分}$$

の場合、運転中の 2 乗平均負荷は、

$$P = \sqrt{\frac{50^2 \times 1.5 + 30^2 \times 1.5}{3}} = 41.2 \text{ kW}$$

従って電動機としては、Table 11. 10 の枠番号適用表から選んで 40% ED、45 kW のものを採用すればよい。

Figure 11.13 Example of load curve (2)



(6) 電動機の種類と効率、力率

代表的な直流電動機、誘導電動機及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。

A) 直流機と誘導機

まず、Figure 11. 14 は、直流電動機と誘導電動機との効率の比較を示したものである。図から明らかなように、直流電動機の効率は誘導電動機に比べて、100 kW 以下の小容量機で 5~8% 程度低く、300~1000 kW 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、実際は更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共に、回転速度又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。

Figure 11.14 Comparative example of efficiency for Induction and DC motor

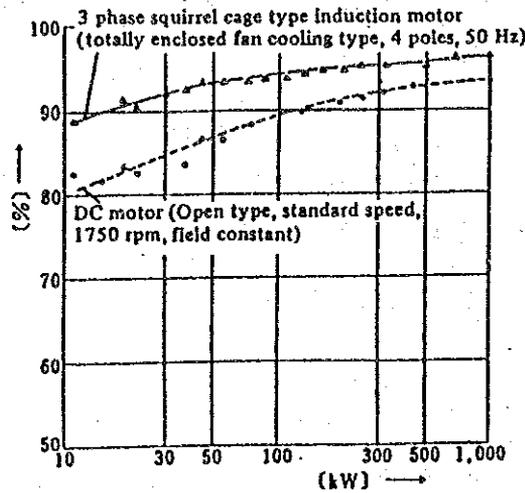
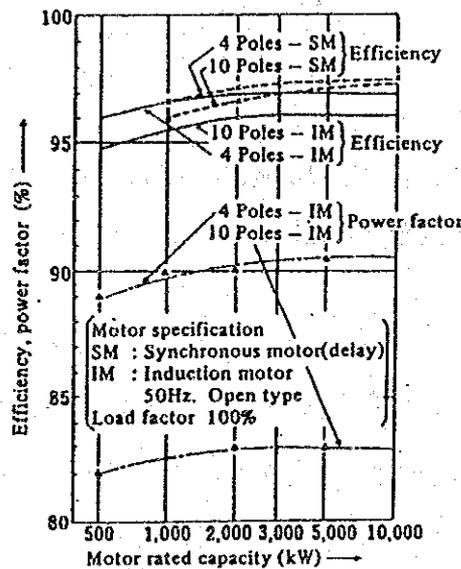


Figure 11.15 Comparative example of efficiency and power factor between synchronous and induction motors



B) 同期機と誘導機

同期機と誘導機の効率の比較を Figure 11. 15 に示す。

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 10 MW 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も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系統の力率一定制御を行ったり、又は端子電圧一定制御を行うことによって、系統の電圧変動を抑制することも可能である。図から明らかなように、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. 10 MW 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. 10 MW 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. 系統の力率制御、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、電動機の容量が系統の無効電力 (Var) を供給できる程度の大きい場合に限る。
- d. 一般には 5 MW 以下は、始動及び電源の構成の簡単な誘導電動機が有効である。
- e. 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。

C) 誘導電動機とその極数

Figure 11. 16 に全閉外扇形の三相かご形誘導電動機を例に出力容量をパラメータとして、極数と効率及び力率の関係を示した。図において、効率は極数に対しあまり大きな差は見られない。これは、各出力容量において、極数が変わっても効率があまり変化しないように設計が図られているためである。

ただし、力率については励磁電流が極数に比例するので、極数が大きくなるにつれて著しく悪化する。その傾向は負荷電流成分に比べて、励磁電流成分の大きい小容量機ほど顕著である。

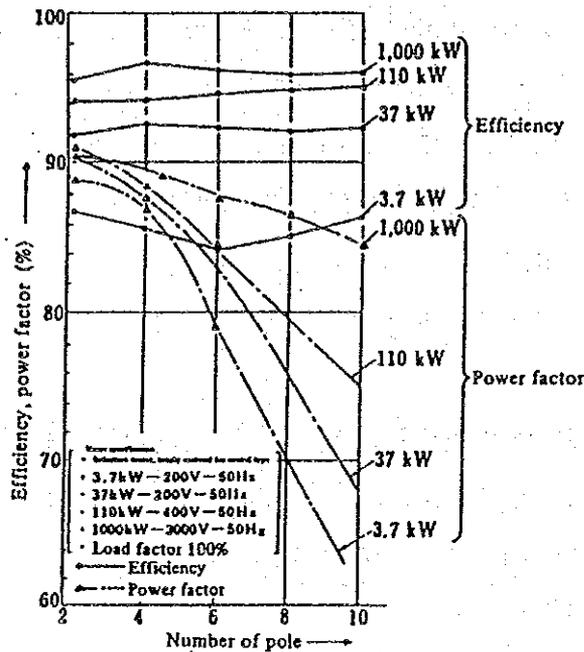
電動機の極数は、所望する相手機械の回転数により選定されるが、一般に同一出力の電動機に対し、極数が大きくなるにつれて容積、重量が大きくなる。

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。

変速機に関連で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. 11.16 Relation between number of pole, efficiency and power factor of Induction motors

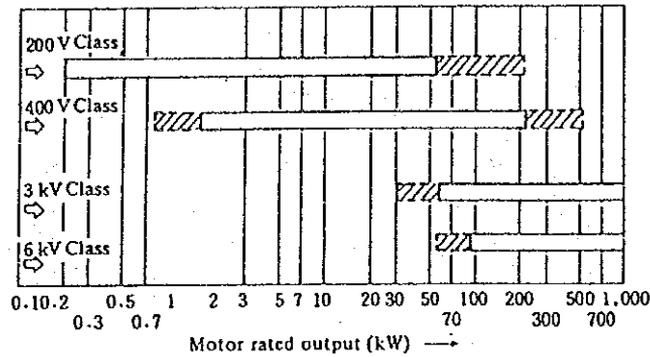


(7) 電動機の電圧の選定

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 11.17 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に経済的な範囲で、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 11.17 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で鉄損及び銅損を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 11.18 及び Figure 11.19 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 11.19 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 11.18 Efficiency comparison of 3 phase squirrel cage type induction motor

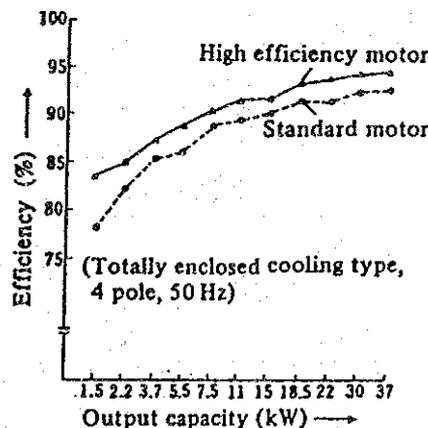
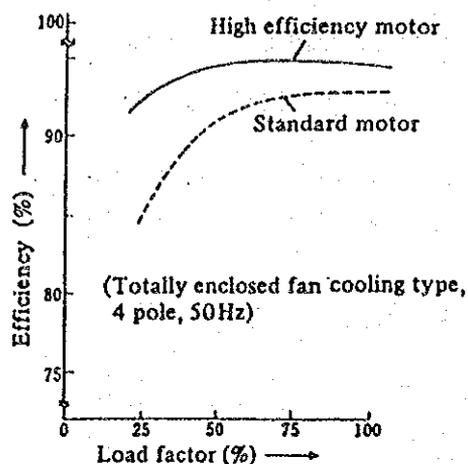


Figure 11.19 Efficiency comparison of 3 phase squirrel cage type Induction motor



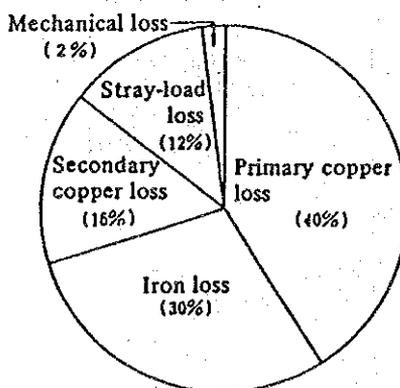
11.3.2 既設設備の小幅な改造によって省エネルギーを図る場合

(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 11. 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 11.20 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。

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

W_c : 銅損

r_1 : 毎相の1次巻線の抵抗 [Ω]

r_2' : 毎相の2次巻線の抵抗（1次損算値）[Ω]

I_2' : 負荷電流 [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、

$$I_2' \doteq \frac{\omega_0 T}{3 V_1} \text{ (A)} \dots\dots\dots(9)$$

である。ただし、
 ω_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

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

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实际的である。

ここで、 fB は電圧に比例するから、鉄損 W_i は、

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

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。

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

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

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

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 11. 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 11. 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 11.21 Tendency of loss against applied voltage

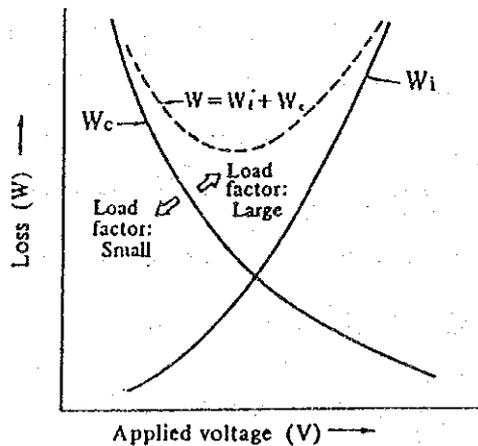


Figure 11.22 Example of efficiency during voltage fluctuation of Induction motor

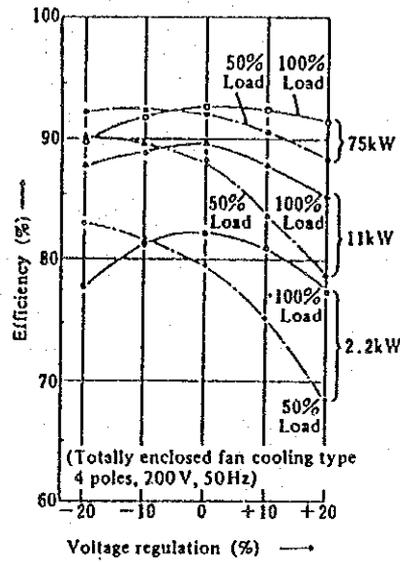
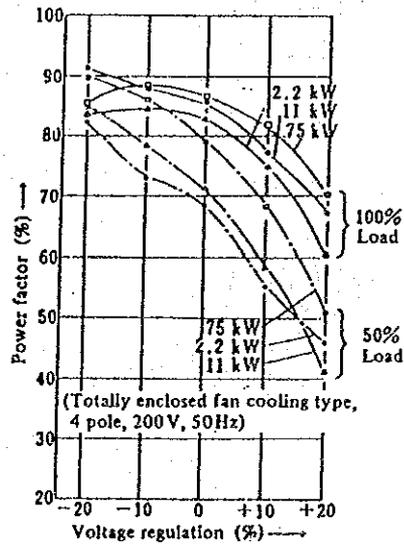


Figure 11.23 Example of power factor during voltage fluctuation of Induction motor



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 11. 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 11.12 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 11.12 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 11.12 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。また電動機の実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実出力容量を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 $\omega_0(2-s)$ 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されない範囲に限ること。

100 kW以上の大容量機や、大きいGD²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 (Ω)

r_2' : 誘導電導機の2次抵抗 (1次側換算値) (Ω)

T_m : 誘導電導機の加速トルク (平均値) ($N\cdot m$)

T_L : 加速中の負荷の平均トルク ($N\cdot m$)

ω_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 ω_0 を変化させる。

誘導電動機の同期角速度 ω_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 ω_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 ω_{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 ω_{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。

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

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

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

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 $\frac{1}{2}$ 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。

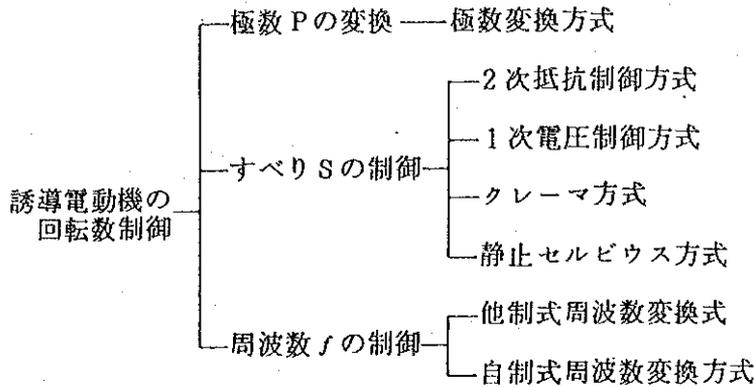
(3) 誘導電動機の回転数制御

誘導電動機の回転数制御は、ポンプ、ファン、フ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。

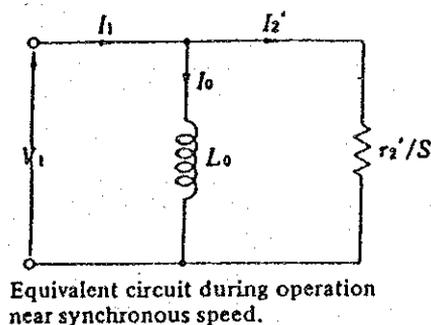
誘導電動機の1次周波数制御時の特性式は、次の点に注目すれば近似式と簡単な等価回路が得られる。

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 11. 24 に示す。

Figure 11.24 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。

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

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

$$I_2' = \frac{S V_1}{r_2'} = \frac{S \omega_0}{r_2'} \frac{V_1}{\omega_0} \quad [\text{A}] \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$T = \frac{3 S V_1^2}{\omega_0 r_2'} = 3 \frac{S \omega_0}{r_2'} \left(\frac{V_1}{\omega_0} \right)^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}) \quad \dots\dots\dots (23)$$

一方、磁束 ϕ は電圧係数を K_v とすると、

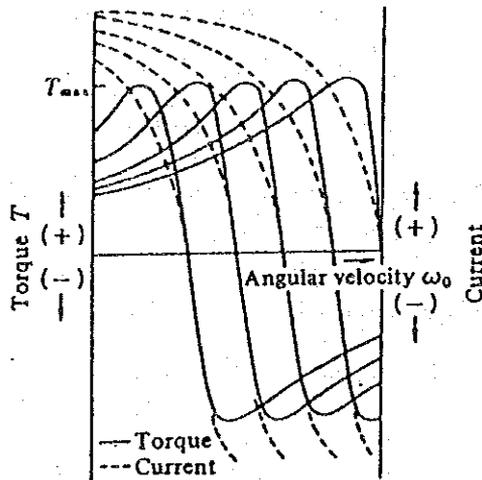
$$\phi = \frac{V_1}{K_v \omega_0} = K_1 I_0 \quad [\text{Wb}] \quad \dots\dots\dots (24)$$

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 ω_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 ϕ は共にすべり周波数 $S \omega_0$ 一定の基で一定となる。Figure 11.25 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 ω_0 に対し一定となる。

Figure 11.25 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 11.13 にインバータ導入に伴うトラブルと対策を示す。

Table 11.13 Troubles and Measures Accompanied with Introduction of Inverter

No.	Trouble	Measures
I Trouble by harmonic waves		
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.
II Troubles by speed control of general purpose motors		
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.
III Troubles by operation switch between direct and inverter operations		
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。

11.4 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。

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

- 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
- η_c 圧縮機の全断熱効率
- η_t 伝達効率

η_c 及び η_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。

11.4.1 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。

11.4.2 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 11. 14 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^2 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 11. 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 11.26 Characteristics of 37 kW Air Compressor

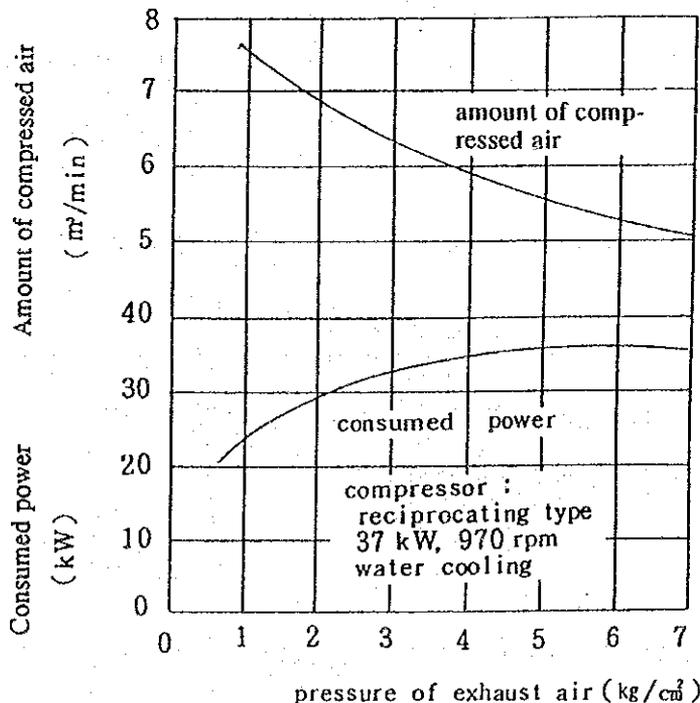


Table 11.14 Actual measurement example of compressor performance

(1) Discharge pressure and motor input (kW)

Load (%)	Pressure (kg/cm ² 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 ³ /min)	0	20	40
Input (kW)	44	132	220

(3) Compressor specification

Discharge pressure (kg/cm ² G)	7
Discharge amount (m ³ /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。

11.4.3 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 11.15 のようになる。

Table 11.15 Classification of air compressor

Type	Class	Main pressure range (kg/cm ²)	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	Air capacity 2~60 m ³ /min.	
		2 Stage		3
	Screw compressor	1 Stage		7
		2 Stage		7~8.5

11.4.4 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、

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

ただし、 g : 重力の加速度 9.8 [m/S²]

γ : 空気の比重量 [kg/m³]

S : 有効断面積 [m²]

P_1, P_2 : 容器内外の絶対圧力 [kg/m² 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、

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

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 11-27に小口径オリフィスからの吹き出し量を示す。

Figure 11. 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 11. 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 11. 28 参照)。(参照)。

Figure 11.27 Compressed air pressure and blow-off air amount from nozzle

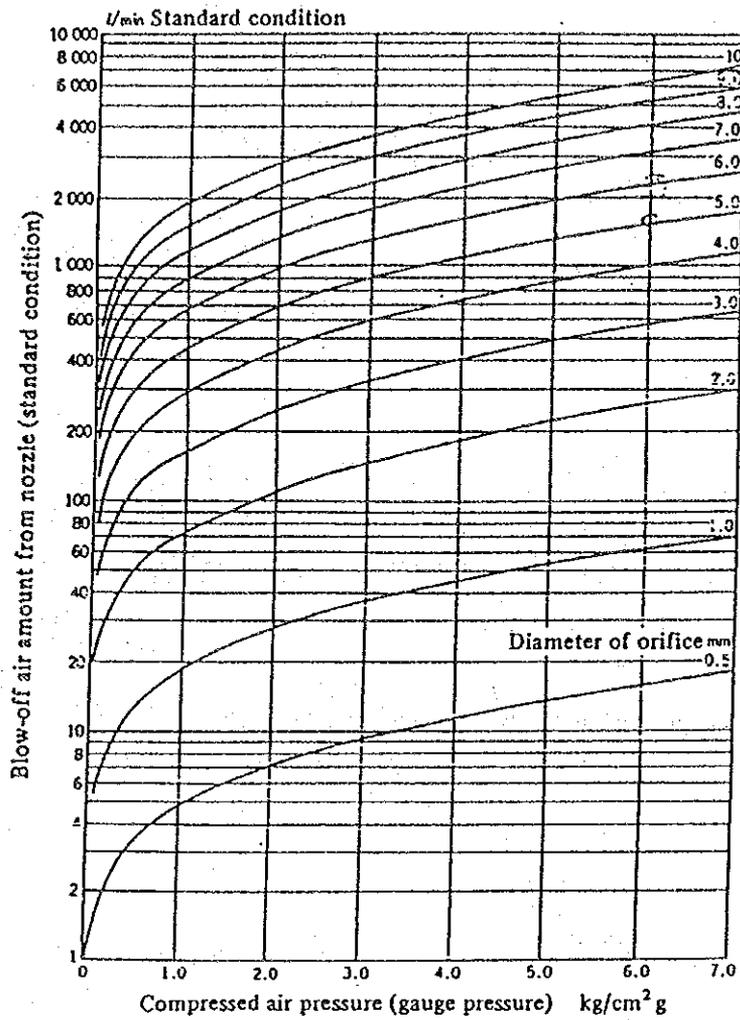


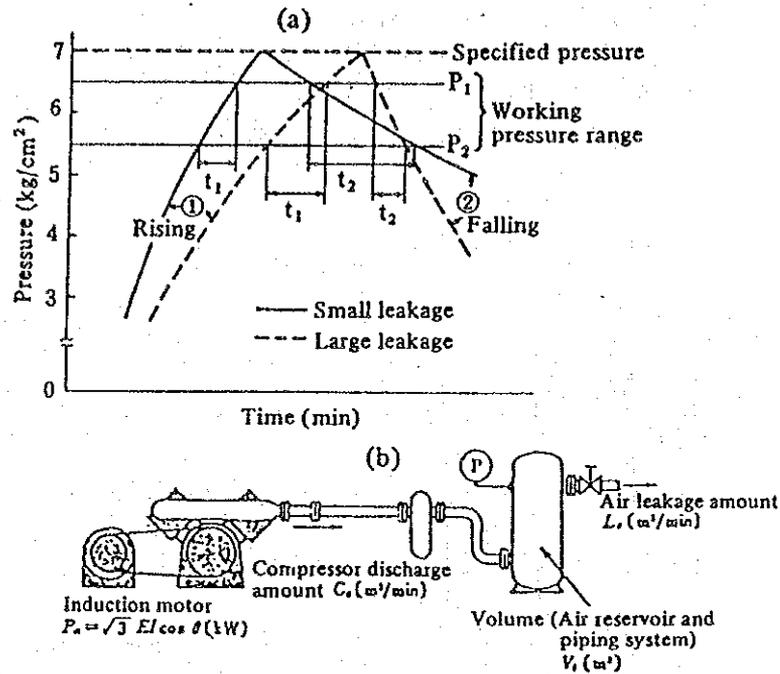
Figure 11.28 Shape of orifice and value of discharge coefficient



(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 11. 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 11.29 Pressure - time curve



- C_a : Compressor discharge amount
- L_y : Air leakage amount
- t_1 : Time required for pressurizing
- t_2 : 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 ($P_1 \sim P_2$) は実際使用する圧力とし、 $0.5 \sim 1 \text{ kg/cm}^2$ にとり、 t_1 、 t_2 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_r とすれば、

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

空気漏れ量 L_y 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_p (%) 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。

11.4.5 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。

11.5 送風機 (ファン・ブロワ)

11.5.1 送風機の特徴

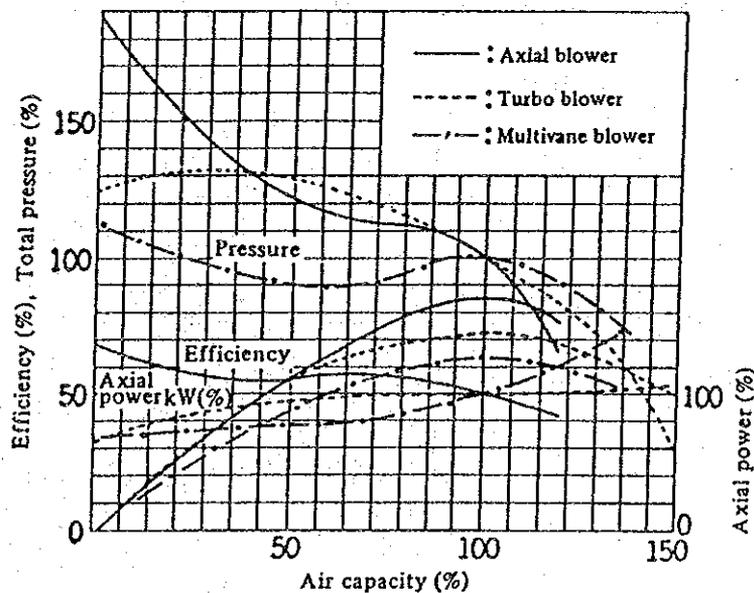
送風機も圧縮機も原理は同じであるが、通常吐出圧力により $1 \text{ m}\Delta\text{q}$ 未満をファン、 $1 \text{ m}\Delta\text{q}$ 以上 $10 \text{ m}\Delta\text{q}$ (1 kg/cm^2) 未満をブロワ、 $10 \text{ m}\Delta\text{q}$ 以上をコンプレッサという。種別としては、作動原理によりターボ形と容積形とに大別され、ターボ形は更に軸流式と遠心式に分類される。

Table 11. 16 に送風機の特徴を、また Fig 11-30 にその特性図を示す。

Table 11.16 Characteristic comparison of blowers

Item	System	Axial flow system	Turbo system	Multivane system	Radial system
Range of use	Air capacity	1 - 10,000 m ³ /min	1 - 10,000 m ³ /min	1 - 10,000 m ³ /min	1 - 10,000 m ³ /min
	Static pressure	1 mmAq - 1 kg/cm ²	1 mmAq - 1 kg/cm ²	1 mmAq - 1 kg/cm ²	1 mmAq - 1 kg/cm ²
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 recirculation, for cement kiln exhaust

Figure 11.30 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て行う形式であり、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。

11.5.2 送風機の所要動力

(1) 空気動力〔L_T〕

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_{t1} : 吸込側絶対圧 (kg/m² abs)

P_{t2} : 吐出側絶対圧 (kg/m² abs)

Q : 風量 (m³/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。

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

ただし、P_T : 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(η_F)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 11. 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 11. 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、 ϕ : 余裕率

η_t : 伝達効率

ϕ 及び η_t の値は、Table 11. 17 及び Table 11. 18 による。

Table 11.17 Value of η_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
V-belt		Flat belt	
0.95		0.90	
		Direct-coupled	
		1.00	

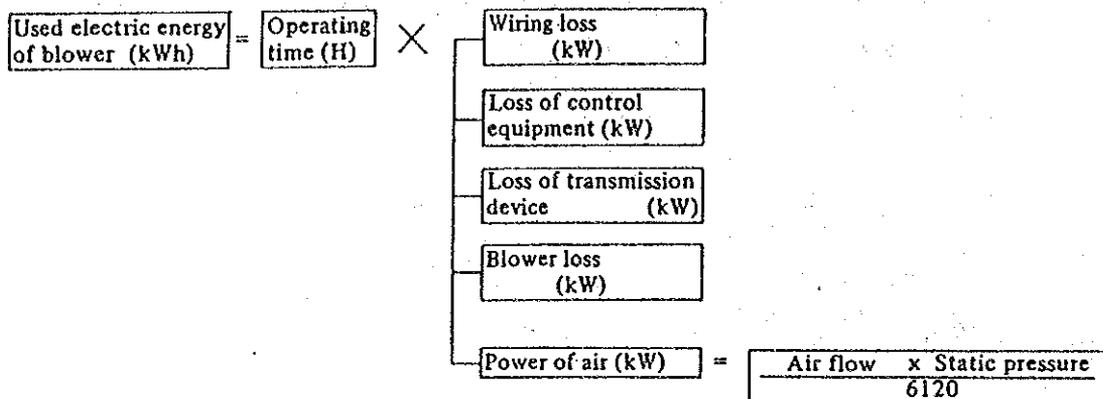
Table 11-18 Values of ϕ

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

11.5.3 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 11.31 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GD²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、電気的寿命のチェック

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 11. 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 11. 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 11.19 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 11.20 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 electro-magnetic 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が多い。

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 11. 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。

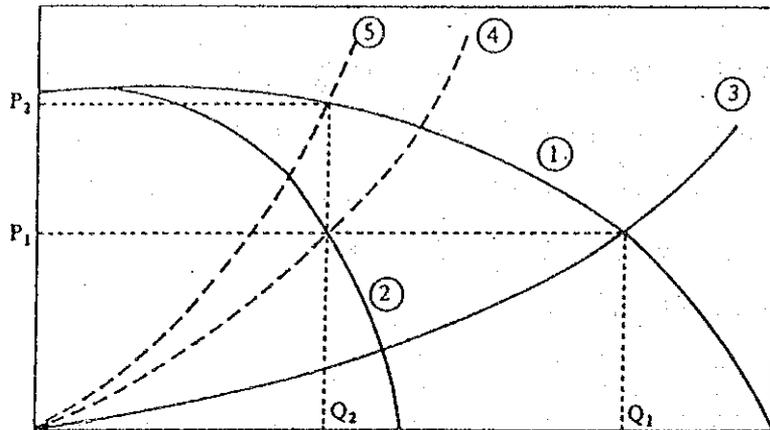
Table 11.21 Method to reduce blow air capacity (fixed system)

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 11. 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④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 11.32 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、風圧がですぎて、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。

$$Q \propto D^2$$

$$P \propto D^2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$L \propto D^4$$

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わってくる。

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 11.22 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 11.22 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	<ol style="list-style-type: none"> 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. 	<ol style="list-style-type: none"> 1) Surging area is narrower than for discharge damper. 2) Axial power lowers almost in proportion to air capacity. 	<ol style="list-style-type: none"> 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、

$$Q \propto N$$

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

$$L \propto N^3$$

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。

e. 可変式

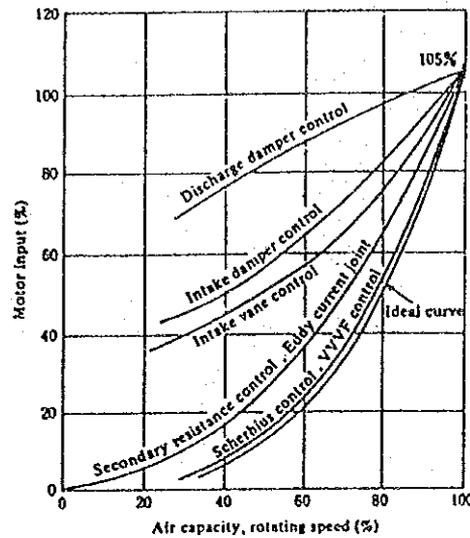
風量の可変制御方式には、Table 11. 23 に示すような方式がある。

Table 11.23 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 11. 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 11. 33 のようになる。

Figure 11.33 Comparison of blower motor's Input



11.6 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。

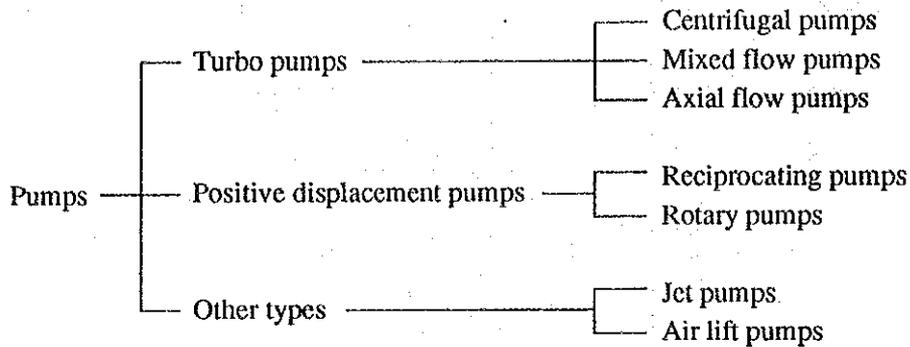
11.6.1 ポンプの種類と構造

ポンプを大別すると Table 11.24 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ーフットポンプがあり何れも揚水装置に用いられる。

Table 11.24 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 11. 34 に示す。

11.6.2 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 11.34 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)

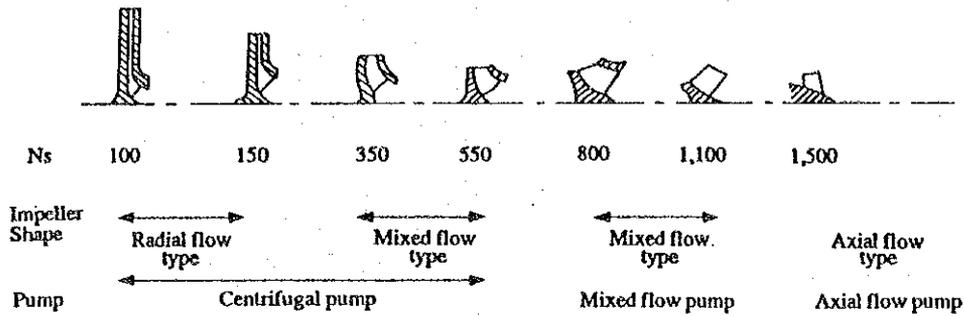
H : 最高効率点に置ける全揚程 (m) (但し多段ポンプは各段毎の全揚程とする)

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 11.35 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 11.35 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 11. 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 11. 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 11.36 Performance curve of pump

