

冷凍機用密閉形圧縮機の特性

Characteristics of Refrigerating Hermetic Compressors

金子信三* 松島正年* 金森勲*
Shinzô Kaneko Masatoshi Matsushima Isao Kanamori

内 容 梗 概

冷蔵庫およびルームクーラなどの小形冷凍装置に使用される冷凍機用密閉形圧縮機は、小形軽量で騒音振動が小さく、容積効率と成績係数がよく、しかも信頼度の高いものが要求される。

本論文では、これらの性能に関する特性のうち特に冷凍機用密閉形圧縮機に重要な、圧縮機のトルク特性、運転特性、騒音振動特性、給油特性およびモートルの保護特性をとりあげて述べている。

1. 緒 言

冷凍機用圧縮機には、圧縮機を駆動するモートルが外気中で運転する開放形とモートルが冷媒中で運転する密閉形とがある。

密閉形圧縮機は冷媒の漏えいを起こしやすい軸封装置が不必要であるので、冷媒の漏えいがなく、また騒音と振動を小さくすることもできるので、冷蔵庫やルームクーラのような小形の冷凍装置には、この種の圧縮機が使用される。

また、密閉形圧縮機は蒸発温度の使用範囲により、低温用と高温用に大別される。低温用圧縮機は冷蔵庫、ショーケースなどに使用されており、高温用圧縮機はルームクーラ、ウォータクーラ、除湿機などに使用されている。最近これらの製品が急速に普及するにともない、密閉形圧縮機はすぐれた性能をもつことがますます要求されている。

本論文では、冷凍機用密閉形圧縮機の性能に関する特性として、圧縮機のトルク特性、運転特性、騒音振動特性、給油特性およびモートルの保護特性について述べる。

冷凍機用密閉形圧縮機は、第1図および第2図に示すように、圧縮機とモートルがクランクシャフトにより直結されており、密閉したチャンバの中に内蔵されているものである。

2. 圧縮機のトルク特性

圧縮機のトルクを明らかにし、圧縮機のトルクとモートルのトルクとの関係を求めれば、圧縮機の負荷トルクにマッチし、できるだけ小形のモートルを設計することができる。

2.1 圧縮機のトルクについて

第3図に示すようなピストンとクランクの機構による往復動圧縮機のトルク T_l は近似的に次のようにして求めることができる。

$$T_l = F' r$$

$$= p_g \left(\sin \theta - \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) r \dots\dots\dots (1)$$

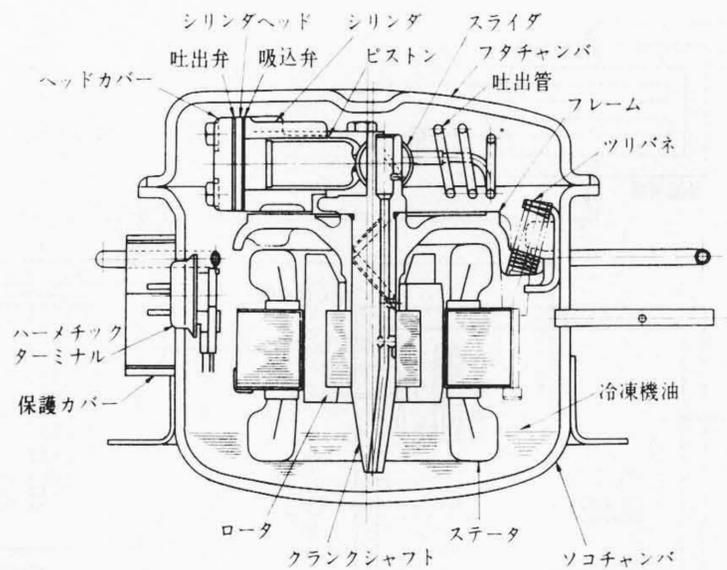
$$p_g = \frac{\pi}{4} d^2 (p - p_s) \dots\dots\dots (2)$$

圧力が変化しない部分では、ピストンの頭部に加わる差圧力 p_g は一定である。すなわち吸込行程 (D-A) 間では $p_g = 0$ 、そして吐出行程 (B-C) 間では $p_g = p_a - p_s$ である。

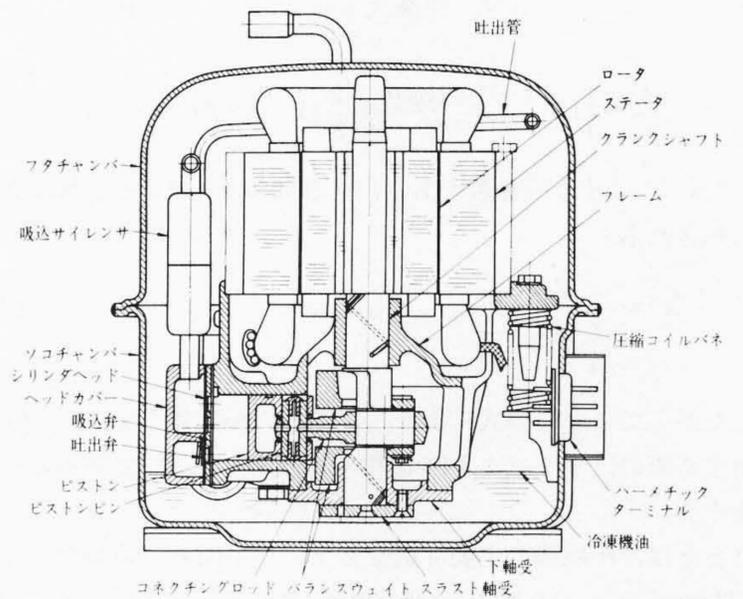
圧縮行程 (A-B) 間の任意の回転角 θ における圧力 p は近似的に次式であらわされる。

$$\frac{p}{p_s} = \left\{ \frac{1}{(1+c)} \left[\frac{1+\cos\theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1-\cos 2\theta) + c \right] \right\}^{-\gamma} \dots\dots (3)$$

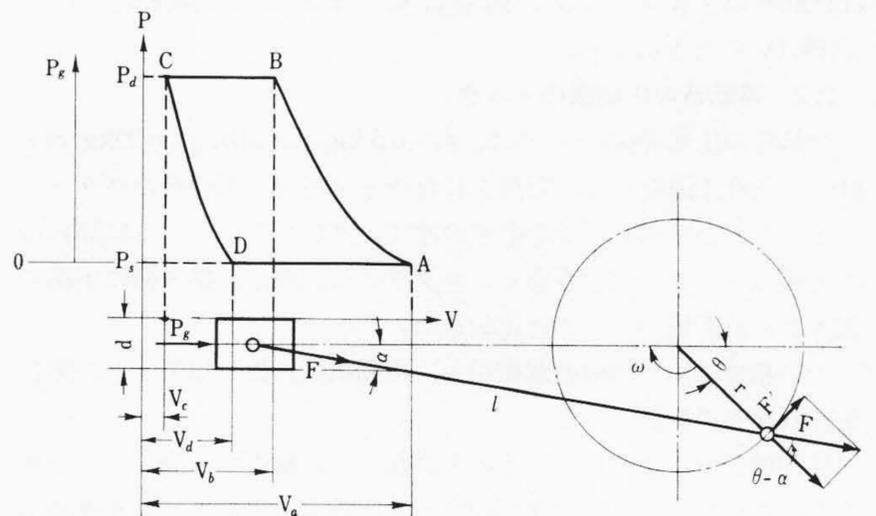
膨張行程 (C-D) 間では圧力 p は近似的に次式であらわされる。



第1図 日立低温用密閉形圧縮機の構造

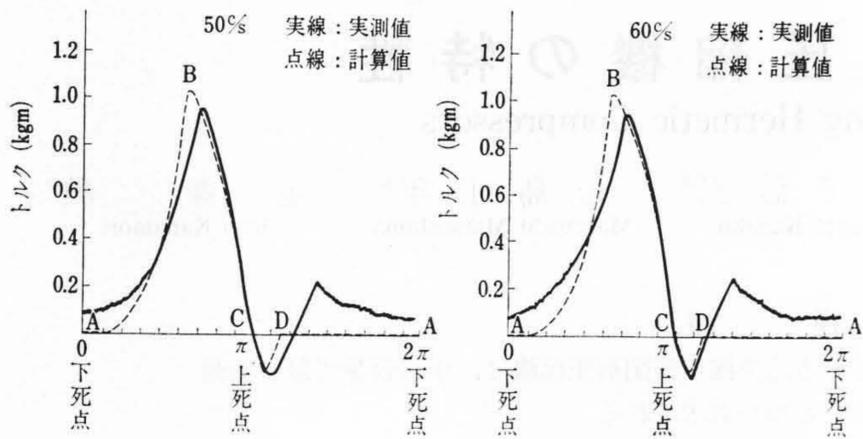


第2図 日立高温用密閉形圧縮機の構造

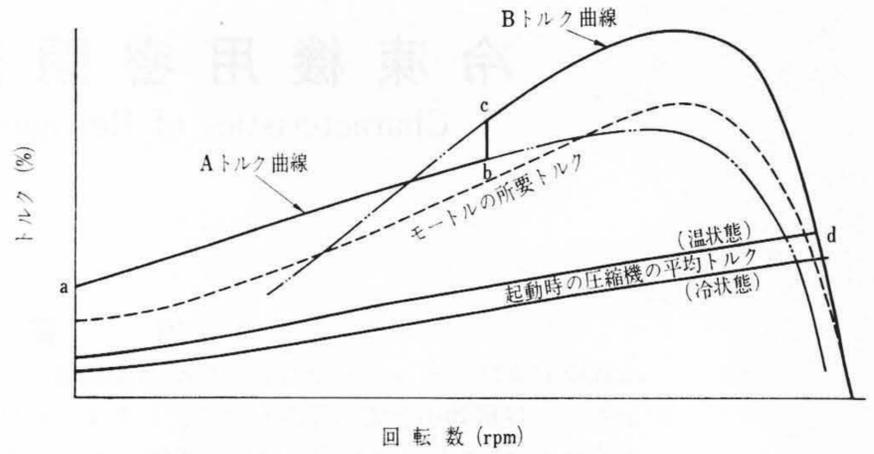


第3図 ピストンとクランクの機構図

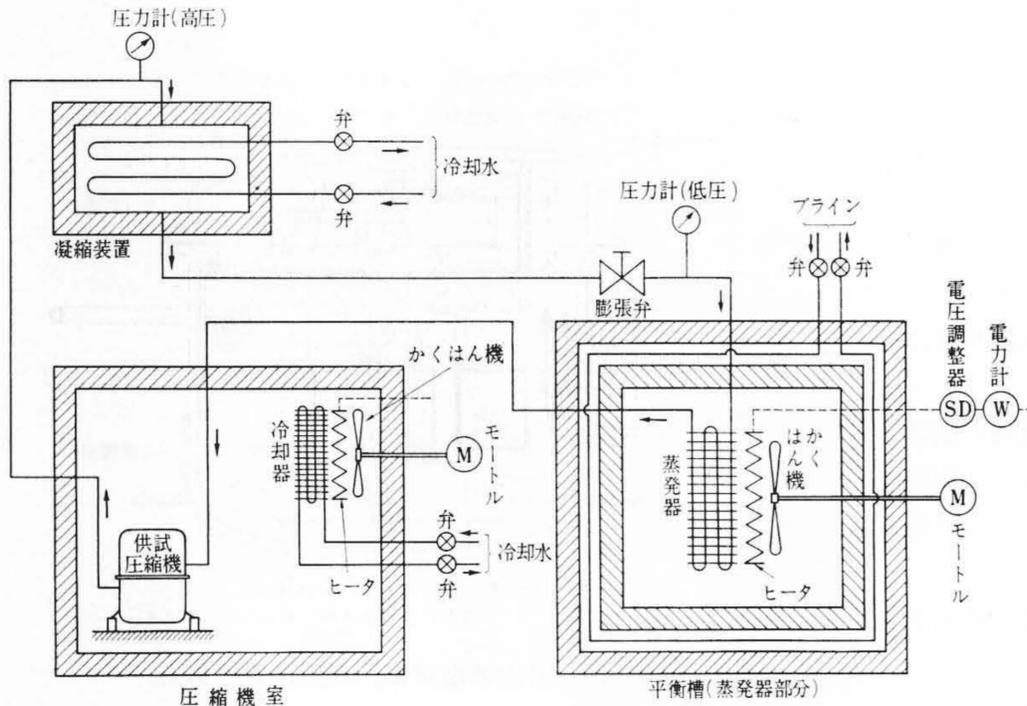
* 日立製作所栃木工場



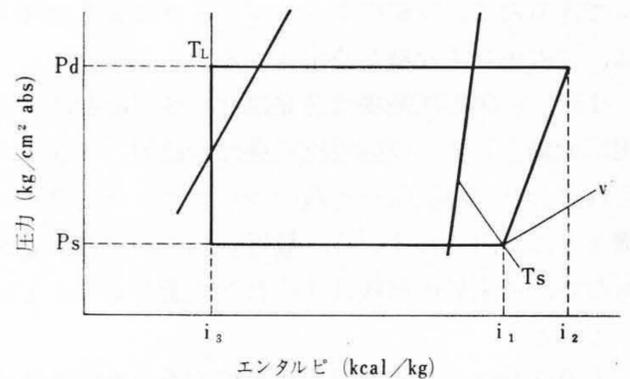
第4図 計算トルクと実測トルクの比較



第5図 起動時の圧縮機の平均トルクとモータのトルクとの関係



第6図 平衡式カロリメータの系統図



第7図 モリエル線図上の冷凍サイクル

$$\frac{p}{p_s} = \left\{ 1 + \frac{1}{c} \left[\frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) \right] \right\}^{-\gamma} \dots\dots (4)$$

ただし c はすき間係数であり、すき間体積を V_c とすれば次式であらわされる。

$$c = \frac{V_c}{\frac{\pi}{4} d^2 2r} \dots\dots (5)$$

したがってこれらの式により、ピストンが気体を p_s から p_d まで圧縮する際の、クランク1回転中のトルクの変化を知ることができる⁽¹⁾⁽³⁾。

たとえば、圧縮機の主要寸法をクランク半径 $r=9.5$ mm, 気筒径 $d=32$ mm, ロッドの長さ $l=46.5$ mm, クリアランス係数 $c=0.0568$, 冷媒は R-22 で $\gamma=1.184$ として, $p_s=6.5$ kg/cm² abs, $p_d=20$ kg/cm² abs のときのトルクの値を計算で求めれば, 第4図の点線(ABCD)のようになる。

2.2 運転時の圧縮機のトルク

運転時の圧縮機のトルクは, $p_s=6.5$ kg/cm² abs, $p_d=20$ kg/cm² abs の条件で運転して, 密閉されたチャンバ内の圧縮機のクランクシャフトにひずみゲージを張りつけて, クランクシャフトに加わる圧縮機のトルクの大きさをオシログラムに記録し, 第4図に実線で記入し, 計算値のトルクと比較した。

その相異は, 圧縮機の摩擦損失, 流動抵抗による損失, 弁の閉じおくれなどの影響である。

圧縮機のトルクはこのように1回転ごとに繰返す脈動トルクであるが, これを1回転につき平均すると圧縮機の平均トルクを求めることができ, モータの特性から求めたトルクと一致する。

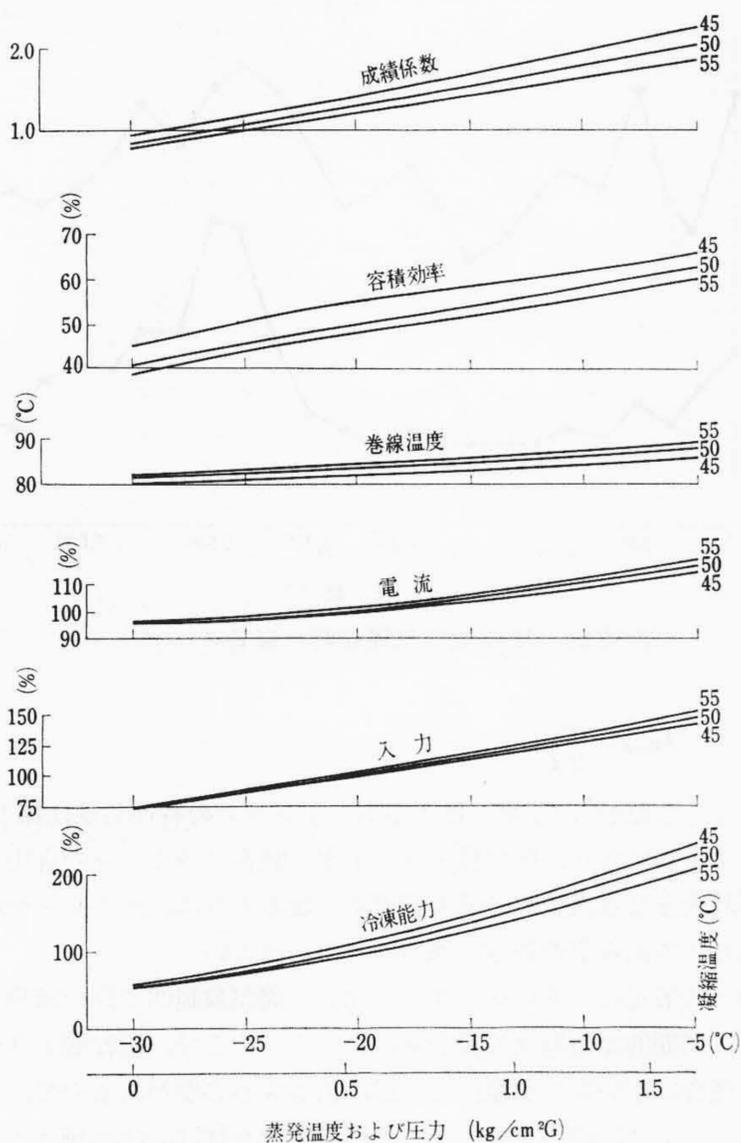
2.3 起動時の圧縮機のトルク

圧縮機用モータに電流を通じると回転をはじめ, すぐに回転数が上昇し, 定常回転にいたる。この間がいわゆる起動時である。起動条件には温状態と冷状態とがある。温状態とは, 圧縮機各部の温度が平衡状態になるまで運転して停止し, 3分後に再起動する場合であり, 冷状態とは圧縮機各部の温度が周囲温度になった後に起動させる場合である。一般に温状態に比較して冷状態は冷媒が油中に溶けこんでいるために, バランス時の圧力が低いので, 起動時の吸込圧力, 吐出圧力も低く, 起動時の圧縮機のトルクは冷状態のほうが小さく起動しやすい。

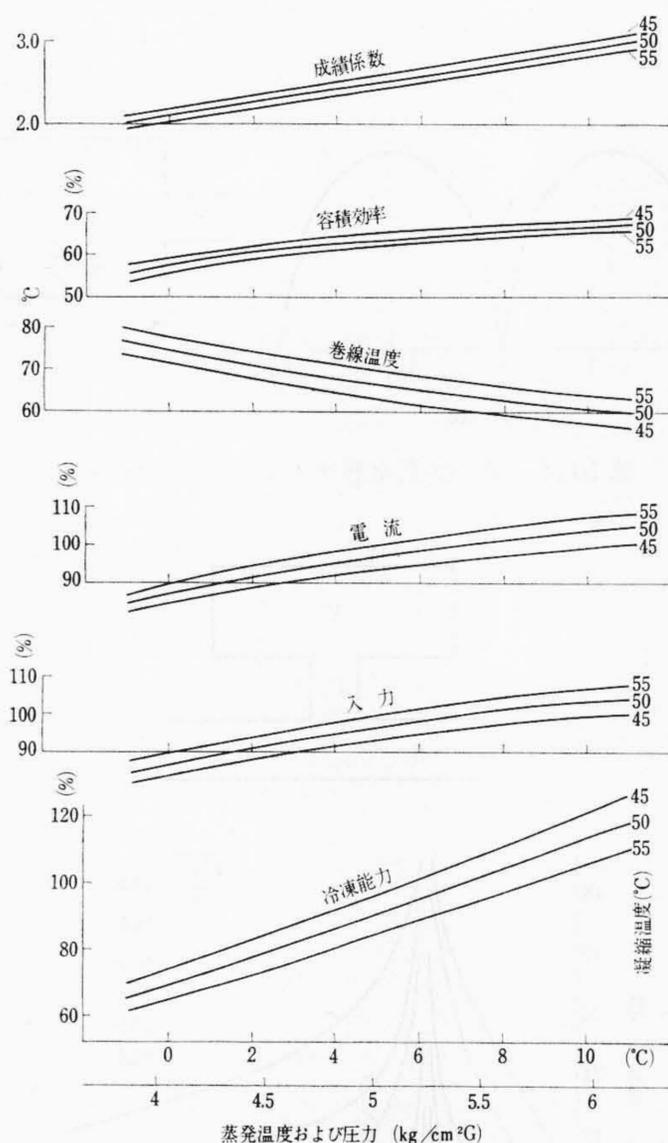
またルームクーラなどの冷凍サイクルは停止後3分以内で圧力がバランスするので, 温状態起動時には吸込圧力と吐出圧力との圧力差はない。しかし冷蔵庫などの低温用の冷凍サイクルは停止後3分以内で圧力はバランスしないので, 温状態起動時には吸込圧力と吐出圧力との圧力差があり, 起動時の圧縮機のトルクは比較的大きい。

第5図は起動時の圧縮機の平均トルクとモータのトルクとの関係を示す。起動時のモータのトルクは第5図に示すように, a点においてモータは一次起動し, 回転数の上昇とともにAトルク曲線に沿ってb点に達し, 起動リレーの動作によりモータの回路が切り替わり(これを二次起動と呼ぶ) b点からc点にいたる。圧縮機はさらに加速して, モータのBトルク曲線と圧縮機の平均トルク曲線とが交さる点dにおいて定常運転する⁽²⁾。

起動時の圧縮機の平均トルクを実測して求め, それからモータの所要トルクを求め,⁽³⁾ 実際のモータのトルクは所要トルクを上まわったものであれば, 規定の電圧で圧縮機は必ず起動する。



第 8 図 低温用圧縮機の運転特性



第 9 図 高温用圧縮機の運転特性

3. 運 転 特 性

冷凍機用圧縮機の容量は冷凍能力であらわされ、運転性能の良否は容積効率、成績係数、モートルの巻線温度などにより比較することができる。

圧縮機の冷凍能力、容積効率、成績係数、モートルの巻線温度などの性能は、平衡式カロリメータにより測定することができる。平衡式カロリメータは第 6 図に示すように、平衡槽(蒸発器部)、圧縮機室、凝縮装置およびこれらの温度、圧力の制御装置から成っている。この装置による冷凍能力の測定は、冷凍サイクルの蒸発器部にヒータを併設して、そのヒータ電力と圧縮機の冷凍能力を平衡させて、その時のヒータ電力から算出する。すなわち、設定する蒸発温度および凝縮温度になるように、装置の冷凍サイクルの吸込圧力、吐出圧力、吸込ガス温度、膨張弁直前温度および圧縮機の周囲温度を調整して、平衡槽が安定状態に至るまで圧縮機を運転し、このときのヒータ電力、モートルの電流、入力および巻線温度を測定するもので、冷凍能力 Q (kcal/h) は (6) 式で与えられる。

$$Q = 860 \times Q_h + Q' \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 Q_h : ヒータ電力 (kW)

Q' : 平衡槽周囲温度と平衡槽温度との温度差により補正する熱量 (kcal/h)

冷凍サイクルをモリエル線図上に示すと第 7 図に示すようになり、容積効率 η_v は (7) 式で与えられる。

$$\eta_v = \frac{Q \cdot v}{(i_1 - i_3) V} \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 i_1 : 冷媒ガスの圧縮機吸入前のエンタルピ (kcal/kg)

i_3 : 冷媒ガスの凝縮後のエンタルピ (kcal/kg)

v : 冷媒ガスの圧縮機吸入前の比体積 (m³/kg)

V : 押し除け量 (m³/h)

(7) 式から押し除け量が一定であれば、容積効率が良いほど、冷凍能力は大きいことがわかる。

圧縮機の容積効率に影響を与える要因として考えられるおもなものは、トップクリアランス、サイドクリアランス、吸込弁および吐出弁の閉じ遅れ、吸込弁、吐出弁、サイレンサなどの圧力損失である。

これらの要因がそれぞれ容積効率におよぼす影響については、理論的に検討されて報告されている⁽⁴⁾。

圧縮機の成績係数 ϵ は (8) 式で計算される。

$$\epsilon = \frac{Q}{860 \times P} \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 P : 圧縮機入力 (kW)

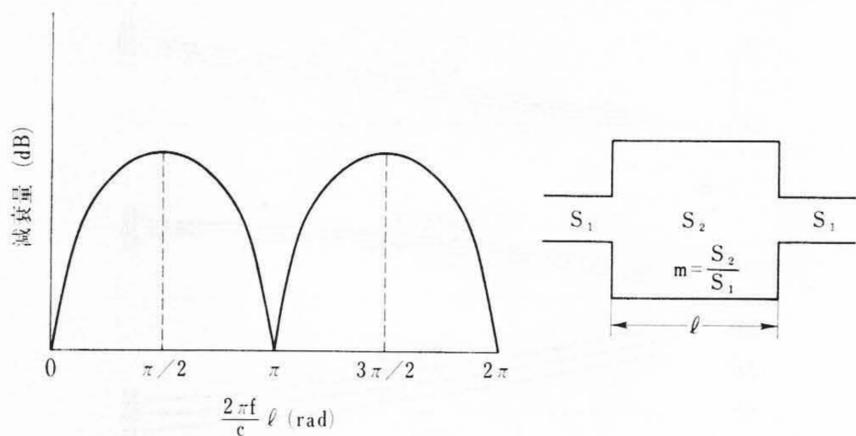
成績係数は冷凍能力と圧縮機入力を熱量に換算した値との比であらわされるから、成績係数のよい圧縮機であるほど、入力は小さくてすむわけである。すなわち、しゅう動部分の仕上げの高度化、吸込弁、吐出弁の改良などを行なって機械効率を良くし、また効率と力率の良いモートルを使用すれば、電流と入力が小さくなり、成績係数が良くなるとともに、モートルの巻線温度も低くなる。

蒸発温度および凝縮温度を種々に変えた場合の、低温用圧縮機の運転特性を第 8 図に、高温用圧縮機の運転特性を第 9 図に示す。

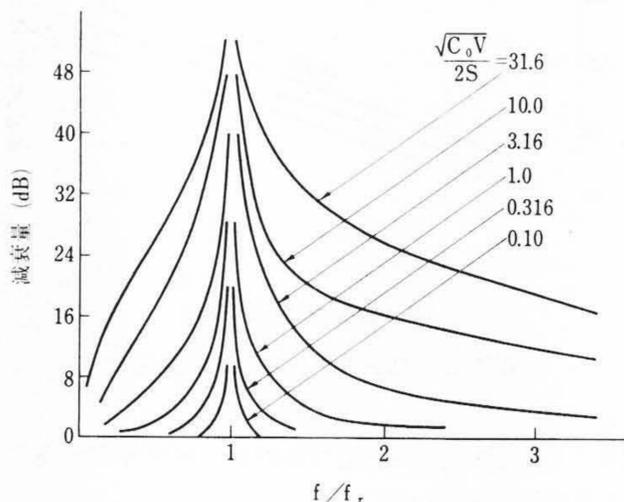
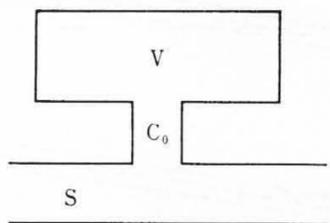
冷凍能力は、蒸発温度が高くなるに従い増加し、同じ蒸発温度では凝縮温度が低いほど大きい。また、電流、入力も蒸発温度が高くなるに従い増加するが、冷凍能力より増加する割合は小さい。

容積効率は圧縮比が小さいほど大きいので、蒸発温度が低く圧縮比の比較的大きいところで使用される低温用圧縮機よりも、蒸発温度が高く圧縮比の小さいところで使用される高温用圧縮機のほうが容積効率は大きい。

成績係数も容積効率と同様に圧縮比が小さいほど大きくなる傾向があり、低温用圧縮機よりも高温用圧縮機のほうが成績係数は大きい。



第10図 単一拡張室形サイレンサの特性曲線



第11図 共振室形サイレンサの特性曲線

4. 騒音振動特性

圧縮機の騒音には弁の開閉によって生ずる振動音、衝撃音およびガス音、モータの電磁音、圧縮機の振動がチャンバに伝達されて生ずる騒音などいくつかの原因によるものである。

チャンバの表面より放射される騒音は、サイレンサの減衰特性、チャンバの遮音特性により大きく影響を受ける。

4.1 サイレンサの減衰特性

往復動圧縮機では冷媒ガスの吸入、吐出は断続的に行なわれ、冷媒ガスは脈動流となって管内を流れる。この脈動流によって発生する騒音と弁機構から発生する騒音を低減するために、吸込側と吐出側にサイレンサを使用している。

サイレンサには管の一部の断面積を大きくして反射波の干渉を利用する拡張室形サイレンサと音の共振現象を利用する共振室形サイレンサとがある。

単一拡張室形サイレンサの減衰特性は、拡張比および拡張室の長さによってきまり、音速 c (m/s)、周波数 f (c/s) の理論減衰量 D (dB) は (9) 式によって与えられる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

$$D = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi f l}{c} \right] \dots\dots\dots (9)$$

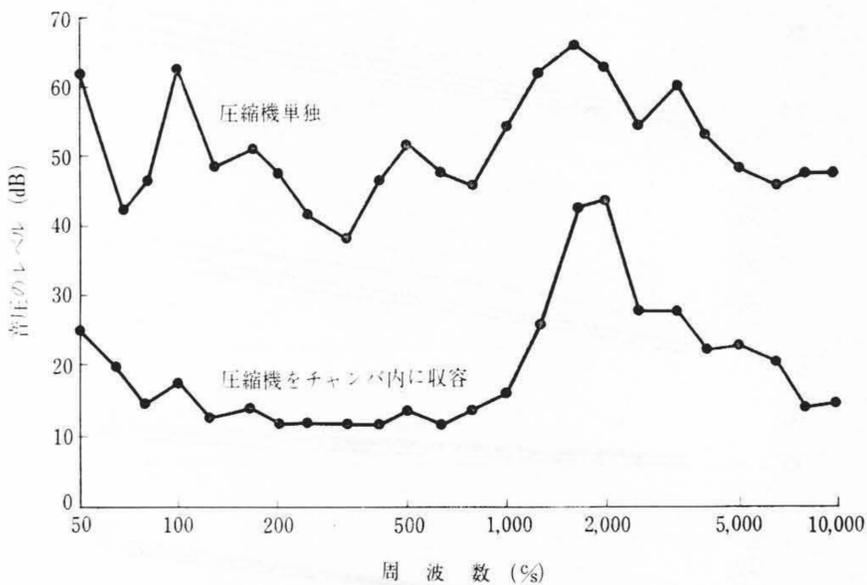
ここに、 m : 拡張比

l : 拡張室の長さ (m)

(9) 式から、理論減衰量が最大となる周波数

$$f_{D=\max} = \frac{2n+1}{4l} c$$

であり、理論減衰量が0になる通過周波数



第12図 圧縮機空気運転時の騒音スペクトル

$$f_{D=0} = \frac{n}{2l} c$$

である。したがって、単一拡張室形サイレンサの特性曲線は第10図に示すようになり、圧縮機より発生する騒音スペクトルの音圧レベルが最大となる周波数で最大減衰量になるように、サイレンサの拡張比および拡張室の長さを適当にきめればよい。

単一拡張室形サイレンサは比較的広い周波数範囲で良い減衰を示すが、周期的な通過周波数があらわれる。そこで、圧縮機より発生する騒音は広い周波数範囲で一様に消音する必要があるので、吸込側サイレンサに使用する場合には尾管を取り付け、吐出側サイレンサに使用する場合には多段拡張室形サイレンサにより消音効果を上げている。

共振室形サイレンサの共振周波数 f_r (c/s) は (10) 式で、理論減衰量 D (dB) は (11) 式でそれぞれ求められる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{V}} \dots\dots\dots (10)$$

$$D = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{\frac{\sqrt{c_0 V}}{2S}}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (11)$$

- ここに、 c : 音速 (m/s)
- c_0 : 音響伝ば率 (m)
- V : 共振室体積 (m³)
- S : 接続管断面積 (m²)

(10) 式から、 $\sqrt{c_0/V}$ は共振周波数に比例するので、共振周波数の目安を与えており、高い周波数へ共振点をもってゆくには c_0 を大きくするか V を小さくする必要があり、低い周波数へは逆である。

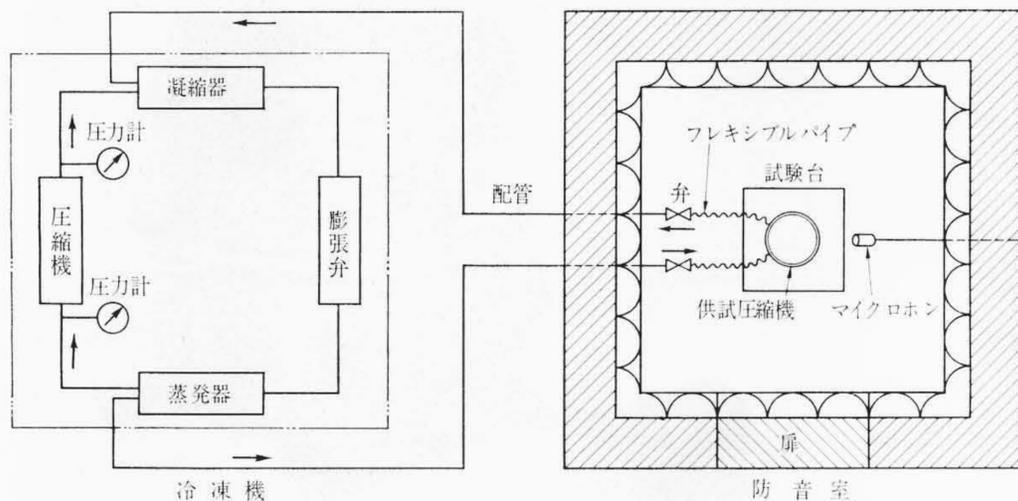
共振室形サイレンサの特性曲線は第11図に示すように、共振周波数で最大減衰量となり、また $\sqrt{c_0 V/2S}$ が大きくなれば減衰量も大きくなる。したがって減衰量を大きくするには、騒音周波数とサイレンサの共振周波数を一致させ、 $\sqrt{c_0 V/2S}$ をできるだけ大きくすればよい。

共振室形サイレンサは狭い範囲の周波数に対して大きな減衰効果があるので、狭い範囲の周波数をもつ騒音の低減に有効である。

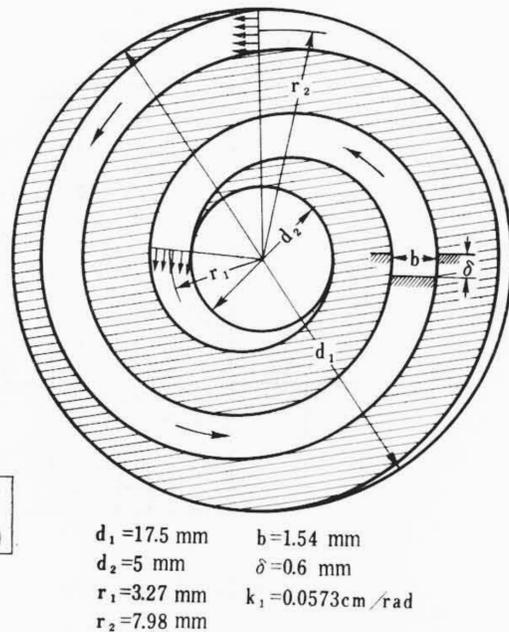
4.2 チャンバの遮音特性

圧縮機より発生した騒音と振動は、冷媒ガスおよび支持接続部を介してチャンバに伝達するが、大部分はチャンバで遮音され一部が外部に放射される。したがって、圧縮機の騒音はチャンバの遮音特性により大きな影響を受ける。

そして、チャンバの遮音特性は、チャンバの固有振動数および板厚に大きな関係をもっている⁽⁷⁾。

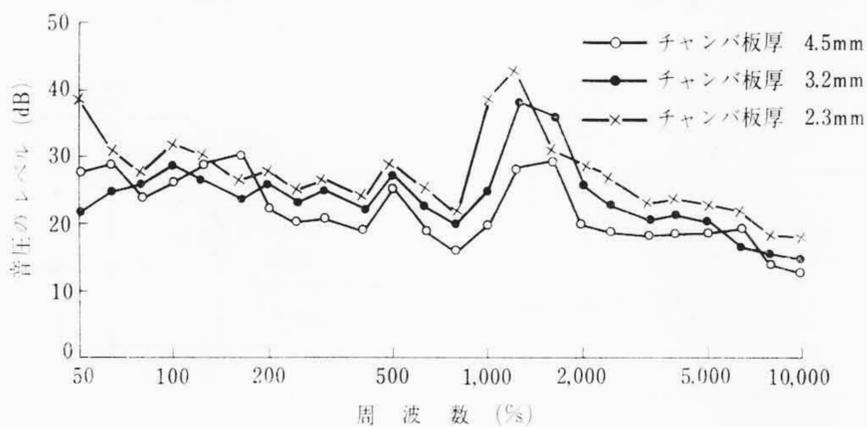


第13図 騒音測定装置の系統図



第15図 アルキメデススパイラルみぞ

$d_1=17.5\text{ mm}$ $b=1.54\text{ mm}$
 $d_2=5\text{ mm}$ $\delta=0.6\text{ mm}$
 $r_1=3.27\text{ mm}$ $k_1=0.0573\text{ cm/rad}$
 $r_2=7.98\text{ mm}$



第14図 チャンバ板厚と騒音スペクトル

そこで、圧縮機をチャンバに收容した場合と、圧縮機単独の場合の、空気運転における騒音スペクトルを比較すると第12図に示すように、圧縮機をチャンバに收容した場合は、1,600 c/s 帯域に音圧のピークが出ており、圧縮機単独では全体に平坦なレベルを有している。このように圧縮機をチャンバに收容すると 1,600 c/s 帯域の音が強調されるのは、チャンバの固有振動数が大きく影響しているからである。すなわち、このチャンバの固有振動数が 1,600 c/s なのでチャンバが 1,600 c/s で共振をおこし、1,600 c/s 帯域の遮音効果が悪くなるからである。

圧縮機を冷媒運転した場合の騒音の測定は第13図に示すようにして行なった。すなわち、防音室内に供試圧縮機を入れ、配管を通して室外の冷凍機との間に冷媒が循環するようにして、供試圧縮機が冷凍サイクルと同じ条件で運転できるようにして測定した。

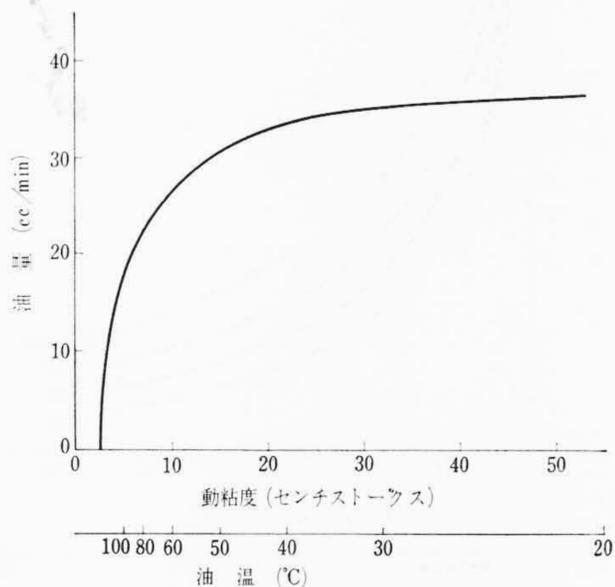
第14図は、チャンバの板厚を 2.3, 3.2, 4.5 mm に変えた場合の圧縮機の冷媒運転時の騒音スペクトルである。

この図から板厚が薄くなるにつれて、音圧のピークを示す周波数が、チャンバの固有振動数と同様に小さくなり、また減衰量も小さくなって、板厚が薄いほうが音圧のレベルは大きくなっている。

5. 給油特性

圧縮機は第1図および第2図に示したように密閉構造であり、チャンバの底部にある冷凍機油を一様に連続して吸上げ、上部のしゅう動部に適量の給油を行なう必要がある。

圧縮機に採用されている給油方式には、油の粘性により生ずる圧力を利用した粘性ポンプと回転するクランクシャフトに設けた油穴の偏心により生ずる遠心力で油に圧力を与える偏心ポンプとがある。



第16図 粘性ポンプの油量と粘度との関係

5.1 粘性ポンプの特性

第15図に示すようなアルキメデススパイラル形に切った長方形断面のみぞを有する粘性ポンプの特性式は(12)式で与えられる。⁽⁸⁾

$$Q = \frac{1}{6} \frac{k_1 K b \delta^3 g}{\nu (r^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{2\nu\omega^2}{k_1 g \delta^2} (r^3 - r_1^3) - H \right\} \dots\dots\dots (12)$$

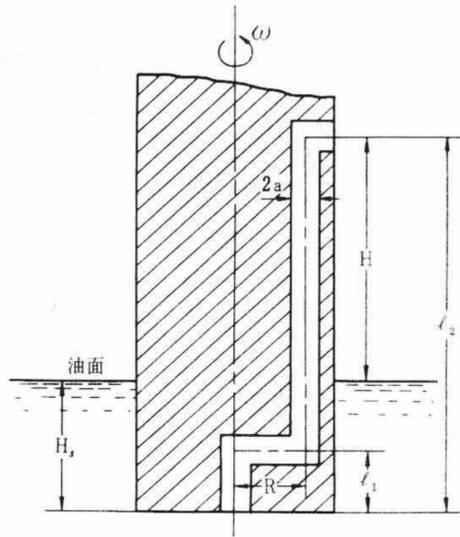
- ここに、 Q : 油 量 (cc/s)
 ν : 動粘度(センチストークス) $\left(\frac{\text{cm}^2}{\text{s}}\right)$
 ω : 角 速 度 (rad/s)
 g : 重力加速度 (cm/s²)
 H : 揚 程 (cm)
 k : みぞのピッチの $\frac{1}{2\pi}$ (cm/rad)
 K : みぞの断面形、作用面とみぞのギャップによって定まる定数
 b : み ぞ の 幅 (cm)
 δ : み ぞ の 高 さ (cm)
 r : みぞの入口の半径 (cm)
 r_1 : みぞの出口の半径 (cm)

そして、内径 $2a$ (cm)、長さ l_1 (cm) の給油孔中の水頭損失を考えると、特性式は(13)式で与えられる。

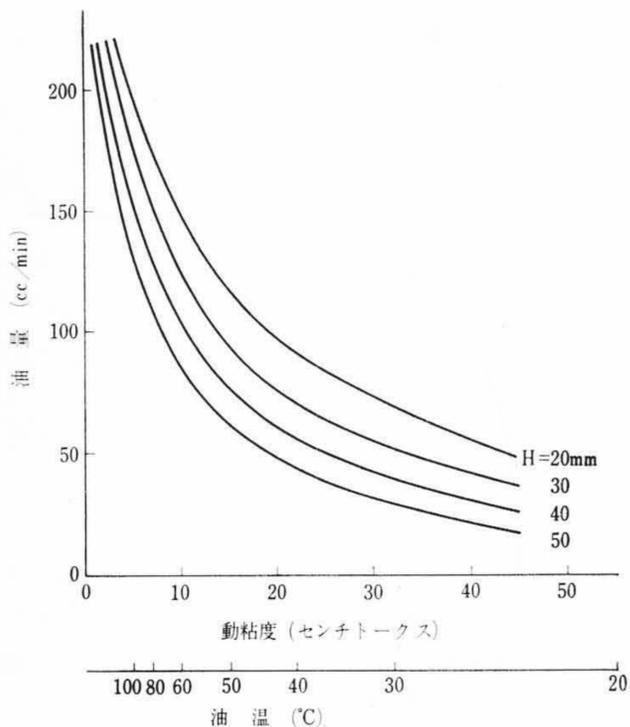
$$\left(1 + B \frac{8l_1}{\pi a^4 g}\right) Q = A - B \frac{H}{\nu} \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 $A = \frac{1}{3} K \omega b \delta \frac{r^3 - r_1^3}{r^2 - r_1^2}$

$$B = \frac{1}{6} K k_1 g \delta^3 b \frac{1}{r^2 - r_1^2}$$



第17図 偏心ポンプ



第18図 偏心ポンプの油量と粘度との関係

第15図に示したアルキメデススパイラル形の長方形みぞを使用した粘性ポンプで $H=50\text{ mm}$, $2a=3\text{ mm}$, $l_1=70\text{ mm}$ とした場合の油量と粘度との関係を第16図に示した。

粘性ポンプの油量は粘度の上昇とともに双曲線関数的に増加する。

粘性ポンプは構造が簡単で可動部分がないうえに、大きな油量さえ望まなければかなりの高揚程が得られ、そのうえ揚程は粘度に比例して増大するから粘度の大きい低温で使用し、しかも比較的高揚程の必要なものに適合する。

5.2 偏心ポンプの特性

第17図に示すように、 ω (rad/s) なる角速度で回転する偏心量 R (cm) なる偏心ポンプの油量 Q (cc/s) は (14) 式で与えられる。

$$Q = \frac{\pi a^4}{8\nu} \left(\frac{1}{2} R \omega^2 - \frac{g}{R} H \right) \dots\dots\dots (14)$$

- ここに、 ν : 動粘度(センチストークス) (cm^2/s)
- a : 給油孔の半径 (cm)
- g : 重力加速度 (cm/s^2)
- H : 揚程 (cm)

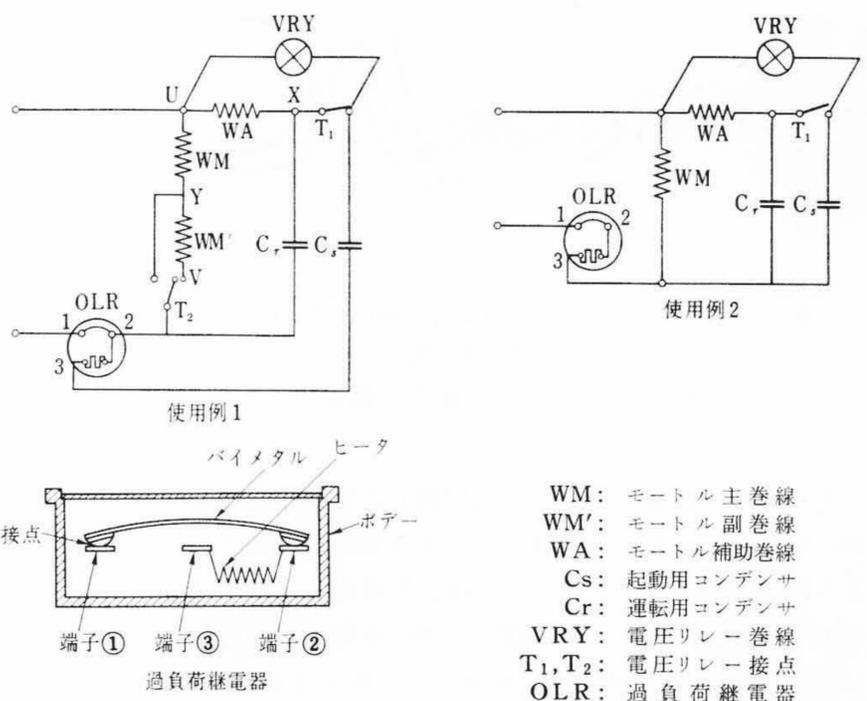
次に、給油孔中の水頭損失を考えると、第17図に示す偏心ポンプの特性式は (15) 式で与えられる。

$$(1 + \zeta_1 + \zeta_2) Q^2 + 16\pi\nu(l_2 + R) Q - \pi^2 a^4 (R^2 \omega^2 - 2gH) = 0 \dots\dots\dots (15)$$

- ここに、 ζ_1, ζ_2 : 給油孔が曲がるための損失係数
- l_2 : 給油孔の長さ (cm)



第19図 過負荷継電器の圧縮機取付状態



第20図 過負荷継電器をモートルに組み込んだ場合の電気結線図

第18図は $R=10\text{ mm}$, $2a=3\text{ mm}$ の偏心ポンプで $H=20, 30, 40, 50\text{ mm}$ とした場合の油量と粘度との関係を示したものである。

偏心ポンプの油量は粘度の低下とともに双曲線関数的に増加しており、粘性ポンプとは逆な傾向をもっている。すなわち、偏心ポンプの油量は粘度が小さくなるにつれて多くなり、揚程が大きくなるにつれて減少する。

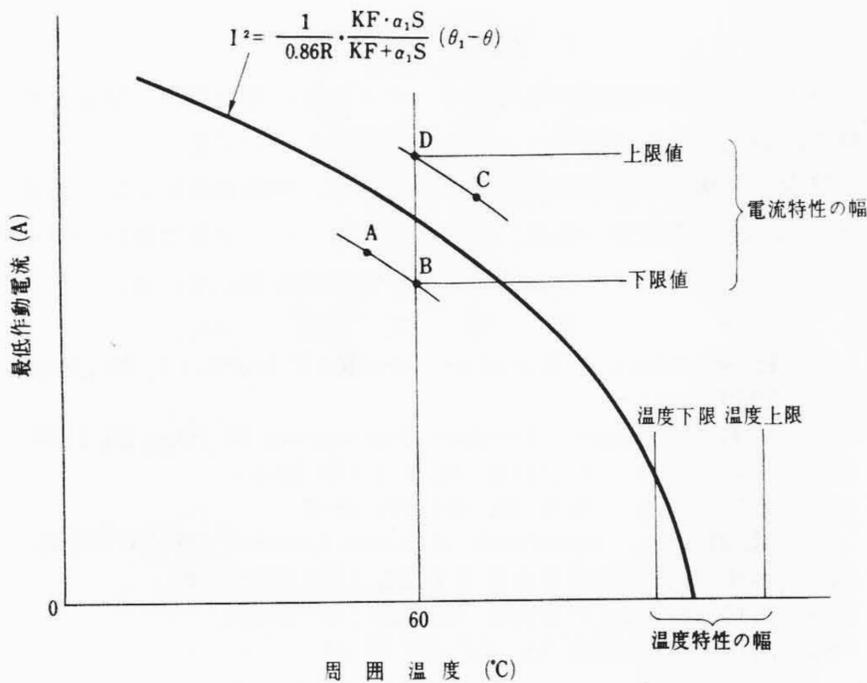
偏心ポンプは構造が簡単で可動部分がないうえに、低粘度、低揚程の場合に油量が大きいので、粘度の小さい高温で使用し、しかも大きい油量の必要なものに適合する。

上述のように、粘性ポンプは粘度が低下するにつれて油量が減少し、偏心ポンプは粘度の低下するにつれて増大する互いに逆な特性をもっている。したがって、粘度が低いときでも高いときでも十分な油量を得るために、この両者を組み合わせたものも使用される。

6. モートルの保護特性

冷凍機用密閉形圧縮機は、過負荷で運転される場合あるいは、モートルがなんらかの条件で拘束状態になった場合に、モートルを焼損から保護するために、過負荷継電器を使用している。

最近の過負荷継電器は、電流と温度の両方によって感知するものなので、第19図に示すように圧縮機のチャンバの表面に取り付けて



第21図 周囲温度と最低作動電流との関係

あり、モータの巻線温度が間接的に伝達されるようになっている。

第20図は過負荷継電器をモータに組み込んだ場合の電気結線図である。

圧縮機が過負荷で運転すると、電流が増加し、その熱でバイメタルを変形させ接点を開く。また起動時に圧縮機が運転開始できない場合は、直熱形バイメタルをさらに傍熱ヒータによって加熱するので、短時間にモータ回路を遮断する働きがある。

6.1 運転時の過負荷に対する保護特性

過負荷継電器を普通の運転時および多少の過負荷では動作しないようにするため、過負荷試験と呼ぶ運転条件を設定し、この条件下で圧縮機が運転し、しかも過負荷継電器が動作せず、モータの巻線温度が許容温度以下であるように定めてある。

圧縮機を過負荷で運転させる試験として、過酷試験と呼ぶ運転条件を設定し、この試験では過負荷継電器が確実に動作し、引き続き断続運転を繰返しても、モータの巻線温度は許容温度以下でなければならない。

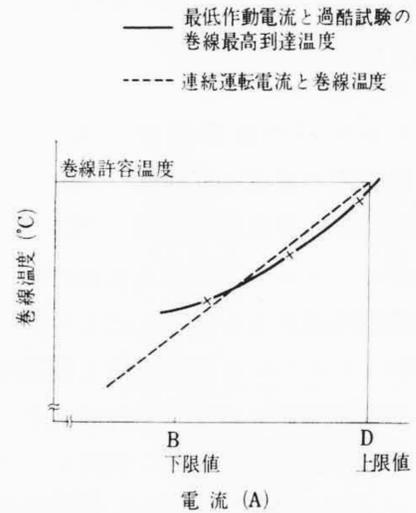
過負荷継電器がこれらの条件を満足するために必要な単独性能は次のように求めることができる。

運転時には、過負荷継電器の端子①②間に電流が流れるだけである。したがって過負荷継電器の周囲温度と、端子①②間に電流を通電した場合の動作する最小の電流(これを以後最低作動電流と呼ぶ)との関係を求めればよい。この関係は理論的には(16)式にあらわされ二次曲線となる。

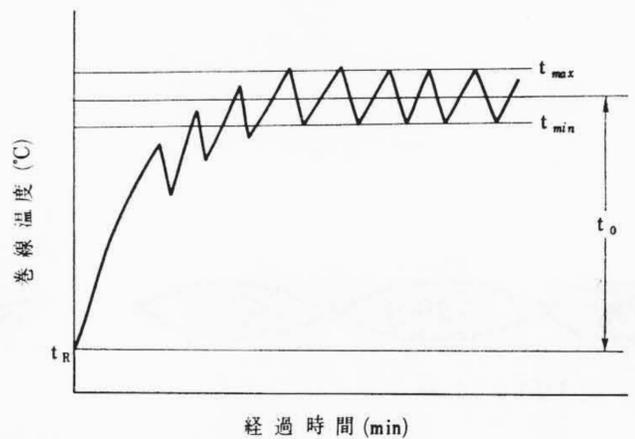
$$I^2 = \frac{1}{0.86R} \cdot \frac{KF \cdot \alpha_1 \cdot S}{KF + \alpha_1 \cdot S} (\theta_1 - \theta) \dots\dots\dots (16)$$

- ここに、 I : 最低作動電流 (A)
- R : バイメタルの電気抵抗 (Ω)
- K : ボデー壁の熱貫流率 (kcal/m²h°C)
- F : ボデーの表面積 (m²)
- α₁ : バイメタルと周囲空気との熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- S : バイメタル表面積 (m²)
- θ₁ : バイメタル温度 (°C)
- θ : 周囲温度 (°C)

I=0のときはθ=θ₁であり、バイメタルの温度特性と一致する。また、普通圧縮機運転時の過負荷継電器の周囲温度は、60°C近くで使用されるので、周囲温度60°Cにおける最低作動電流をきめれば、過負荷継電器の仕様がわかる。



第22図 連続運転と過酷試験の巻線温度の等価性



第23図 拘束時の経過時間と巻線温度との関係

最低作動電流の求め方を第21図を用いて説明すると、過負荷試験で圧縮機を運転したときの電流と、過負荷継電器の周囲温度を測定し、A点を求め、A点から2次曲線に平行な曲線を引けば、周囲温度60°CにおけるB点が最低作動電流の下限値である。

最低作動電流の上限値は、圧縮機を過負荷試験よりもさらに過負荷で運転して、モータの巻線温度が許容温度で運転するときの圧縮機の電流と過負荷継電器の周囲温度を測定すれば、C点がわかり、上限値D点が求められる。

圧縮機を過酷試験で運転したときは、過負荷継電器が動作して、断続運転を繰返し一定温度に達する。

過負荷継電器の最低作動電流が上限値Dより小さければ、巻線の最高到達温度は許容温度以下となる。第22図に示すように、連続運転時の電流と巻線温度との関係と、過負荷継電器の最低作動電流と過酷試験における巻線の最高到達温度との関係がほぼ等価になっている。

6.2 圧縮機拘束時のモータの保護特性

過負荷継電器のないモータがなんらかの条件で拘束状態になったときは、巻線に大電流が連続的に流れ、温度は急上昇し、巻線は許容温度以上になり焼損する。そこで過負荷継電器を取り付け、一定間隔おきに断続通電を行ない、巻線温度を許容温度以下におさえないなければならない。

通電時間aと通電時間と休止時間との和bとの比を開閉時間比ηとすれば、ηは筆者らの実験によれば近似的に(17)式によりあらわされる。

$$\eta = \frac{b}{a} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{P_1 \times 860}{\rho(t_0 - \alpha) + \beta} \dots\dots\dots (17)$$

- ここに、 q₁ : モータの発熱量 (kcal/h)
- q₂ : チャンバの放熱量 (kcal/h)
- P₁ : 圧縮機拘束時の消費電力 (kW)
- t₀ : 巻線の平均温度上昇 (°C)
- ρ, α, β : モータおよび圧縮機の特 性により定まる値

また t_0 は近似的に (18) 式により求められる。

$$t_0 \doteq \frac{t_{\max} + t_{\min}}{2} - t_R \dots \dots \dots (18)$$

ここに、 t_R : チャンバの周囲温度 (°C)

t_{\max} : 断続時の最高巻線温度 (°C)

t_{\min} : 断続時の最低巻線温度 (°C)

すなわち拘束時のモートルを保護するためには、 t_{\max} が許容温度以下になるような開閉時間比 η を求めればよい。

第23図は拘束時のモートルの巻線温度と経過時間との関係を示したものである。開閉時間比 η をできるだけ大きくするためには、第20図に示すように、端子②③の間に傍熱ヒータを設けて拘束時には加熱してバイメタルの動作を早くし通電時間を短かくしている。この傍熱ヒータの設計により開閉時間比を任意に得ることができる。

7. 結 言

以上、冷凍機用密閉形圧縮機のトルク特性、運転特性、騒音振動特性、給油特性およびモートルの保護特性について述べた。

日立冷凍機用密閉形圧縮機は小形軽量で、容積効率および成績係数の向上、騒音振動の低減、耐久性などについて十分な検討が加えられているので、すぐれた性能と高い信頼性を有している。

参 考 文 献

- (1) H. Soumerai, T. Kusuda: ASHRAE Journal 1, 43 (July, 1959)
- (2) V. B. Honsinger: Product Engineering 54 (Dec. 26, 1960)
- (3) 松島, 横山: 日立評論 45, 871 (昭 38-5)
- (4) 細田, 阿部: 冷凍 38, 464 (昭 38-6)
- (5) M. Harris: Handbook of Noise Control 21-15 (1957)
- (6) 金井: 日本機械学会論文集 26, 1183 (昭 35-8)
- (7) 松村, 横山: 日立評論 45, 723 (昭 38-4)
- (8) 吉田: 日立評論 35, 957 (昭 28-6)



特 許 の 紹 介



特許 第427577号

古賀 弥・阿保 雅 宏
野間口 兼 政

キシレンホルムアルデヒド縮合物変性クマロンインデン樹脂の製造方法

クマロンインデン樹脂は、製鉄所の廃ガスなどから回収されるクマロンおよびインデンを主原料として重合させて得られる淡黄色、透明な固形樹脂で、溶剤などとの相溶性がよいこと、廉価であることから最近注目されるようになった。

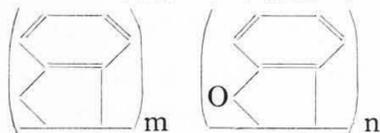
しかしこの樹脂の軟化点は約150°Cで、それよりも高い軟化点が要求されるものには利用できなかった。

ところですぐれた電気絶縁性、溶剤溶解性、粘着性、乾燥性、耐薬品性などの特長をもつキシレンホルムアルデヒド縮合物は、酸が存在すると、メチロール基、メチレンエーテル結合、アセタール結合が容易に開裂し、活性水素をもつ化合物に対しては脱水縮合反応をし、また不飽和二重結合をもつ化合物とは付加反応をすることが知られている。

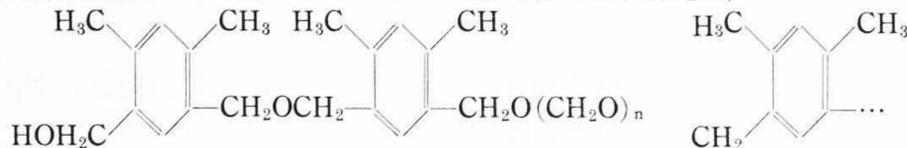
そこでこの発明者らは、キシレンホルムアルデヒド縮合物をクマロンインデン樹脂に導入することを考え、数多くの実験を試みた結果、得られる樹脂の軟化点はある特定の配合割合のとき、各原料のいずれの軟化点よりも高くなる事実を発見した。

この発明は、クマロンインデン樹脂100重量部に対してキシレンホルムアルデヒド縮合物を82~3重量部配合し、これを酸性触媒の存在下において加熱、反応させることを特長とするものである。

クマロンインデン樹脂の化学構造は、

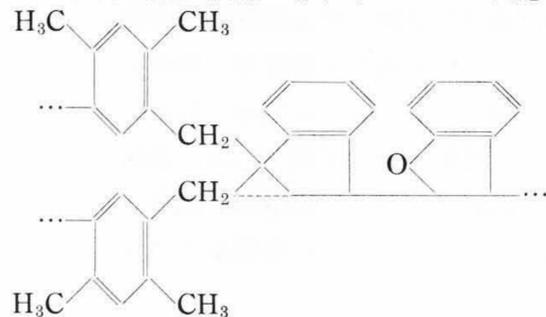


で表わされ、またキシレンホルムアルデヒド縮合物の化学構造は、



と表わされる。

このような原料を酸性触媒の存在下において反応させると



で示される生成物が得られると考えることができる。

したがってこの生成物はキシレンホルムアルデヒド縮合物の特性が、ほとんどそのまま導入されたものとなるので、両方の樹脂の特性をかねそなえた有用性の高いものとなる。

たとえば軟化点が122°Cのクマロンインデン樹脂250重量部と、キシレンホルムアルデヒド縮合物(酸素含量16.7%)とを反応させて得られる生成物の軟化点は168°Cであって、原料のクマロンインデン樹脂の軟化点よりもいちじるしく高い。しかもこの樹脂は、淡褐色、透明であり溶剤溶解性、耐薬品性などがすぐれている。