

中形回転圧縮機の効率に関する一考察

中 川 隆 夫

A study on Efficiency in Rotary Compressor

Takao Nakagawa

This paper describes characteristics of several efficiencies in a rotary compressor comparing with a reciprocating compressor of the same refrigerating capacity. The test conditions are the pressure ratios of 7.4 to 12.6 MPa and the evaporating temperatures of 233 to 245 K. The rotary compressor has the standard refrigerating capacity of 26.6 kW. R22 is used as refrigerant. Following results are obtained:

(1) Performances of the rotary compressor, such as volumetric efficiency and total efficiency, are superior to that of the reciprocating compressor at higher pressure ratios. (2) The approximate value of compression efficiency is calculated by the relation between the conversion factor and the pressure ratio. (3) The cooling effect of lubricating oil for the compressed vapour is reaffirmed. The endothermic value of lubricating oil decrease with increasing pressure ratio.

1 緒 言

回転圧縮機は往復動圧縮機に比べて高速回転運転に適し、振動も比較的小さく、耐久性が優れているなどの特徴をもっている。小容量のエアコン・電気冷蔵庫から大容量の冷凍・空調用まで幅広く使用されている。

回転圧縮機の効率の向上を図るためには、設計製作の面からの研究は当然であるが、圧縮機の運転特性を解明し、これを運転・管理に役立てることは有益である。文献¹⁻⁶⁾によれば、蒸発温度の比較的高い小容量圧縮機の高効率化、あるいは、大容量圧縮機の運転特性などについての研究は見られるが、中容量の冷凍用圧縮機に関する研究はほとんどないようである。さらに、その使用冷媒については、今世紀末には廃止の対象となるフロン12

が主体であり、規制対象外の冷媒として今後おもに用いられるフロン22を使用したこの種の研究は極めて少ない。

よって本報では、フロン22を使用した中形の冷凍用回転圧縮機を取り上げ、低い蒸発温度(233~245 K)における体積効率、機械効率、圧縮効率および全効率を算定することにより、性能の解析を行なった。特に、圧縮効率は重要な性能値であるが、現用の装置では算定が困難なので、この概略値を算定する方法を提案した。次いで、回転圧縮機の特長といえる潤滑油による圧縮蒸気の冷却と圧縮仕事との関係を明らかにした。なお、諸効率については、回転圧縮機の特性をより明らかにするために、同容量の往復動圧縮機の諸効率と比較検討した。

2 実験装置と方法

Fig. 1 には実験装置の概略を示す。供試装置は回転圧縮機（以下、回転式という）と往復動圧縮機（往復動式）を並列に設置し、止弁の切換えによってそれぞれの単独運転が可能である。

圧縮機要目は次のとおりである。

回転式：回転ピストン式 RL-20型（騰取製作所製），気筒数1，気筒径100mm，ピストン径80mm，気筒およびピストン長さ各200mm，冷凍能力26.6kW，所要動力10.2kW

往復動式：高速多気筒形 SMC3-65型（日本サブロー製），気筒数3，気筒径65mm，ピストン行程50mm，冷凍能力23.9kW，所要動力7.5kW

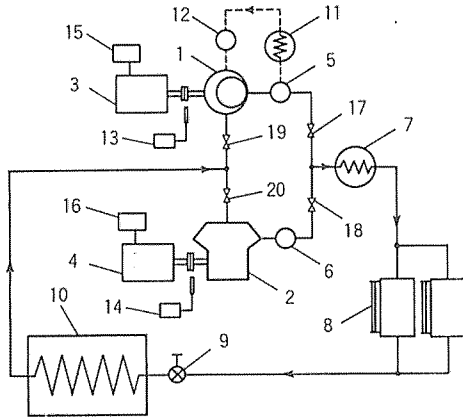


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- 1: Rotary compressor
- 2: Reciprocating compressor
- 3,4: Motor
- 5,6: Oil separator
- 7: Condenser
- 8: Measuring tank
- 9: Expansion valve
- 10: Brine tank
- 11: Oil cooler
- 12: Flow meter
- 13,14: Tachometer
- 15,16: Wattmeter
- 17,18: Delivery stop valve
- 19,20: Suction stop valve

2.1 回転式の場合

圧縮機1から吐き出された圧縮蒸気は油分離器5を経て凝縮器7に送られたのち、計量タンク8に貯えられる。

さらに、冷媒液は手動膨張弁9を経てラインを冷却したのち、圧縮機へ吸込まれる。油分離器の下部に貯えられたフロン22の溶解した油（以下、油という）は、油冷却器11で冷却されたのち、流量計12を経て圧縮機へ送られる。この油は圧縮機内で軸受けなどのしゅう動部の潤滑に一部使用され、残りはシリング内に注入され、圧縮蒸気と混合して蒸気とともに圧縮機から吐出されて油分離器へ戻される。圧縮機の吐出圧力 P_k は凝縮器の冷却水量の調節によって、また、吸込圧力 P_o は手動膨張弁9の調節によってそれぞれ連続的に変えられる。 P_k , P_o により定義される圧力比 $\Pi = P_k / P_o$ の変更は、 P_k を一定とし P_o を変えて行った。一般に体積効率、圧縮効率などの諸効率は主として Π によって定まる⁷⁾ ので、 P_k , P_o が変化しても Π が同一であればほぼ同じ特性を示す。

各部の圧力、温度、圧縮機の回転数 n 、電動機入力 W_i などの諸量の計測は、蒸発温度 T_o が P_o に対応した飽和温度になった状態を確認して行なった。なお、 n および W_i はそれぞれ回転計13、電力計15により測定される。

実験結果の整理に用いた体積効率 η_v 、機械効率 η_m 、圧縮効率 η_s 、全効率 η 、および実際の圧縮仕事量 W_a はそれぞれ次式のように定義される。

$$\eta_v = \frac{m'_r}{m_r} \quad \eta_m = \frac{W}{W_a}$$

$$\eta_s = \frac{W_s}{W_a} \quad \eta = \eta_s \times \eta_m$$

$$w_a = \frac{W}{m'_r}$$

ここに、 m'_r , m_r は実際の冷媒循環量、理論冷媒循環量であり、 m'_r は Fig. 1 に示す計量タンク8の液変位を測定して求め、 m_r は圧縮機の回転数からピストン押しのけ量を算定して求める。また、 W , W_a は圧縮機の圧縮動力、軸入力であり、 W は次式により求める。

$$W = W_a - W_f$$

W_f は無負荷時の軸入力、 W_a は負荷時の軸入力であり、それぞれの W_i および効率から求めた電動機出力に等しい。なお、ここで無負荷とは圧縮機内の冷媒を真空ポンプにより排出したのち、油の注入をしゃ断して無圧縮で運転する状態をいう。また、 w_a は単位冷媒量当りの圧縮動力として求める。

Fig. 2 には回転式の冷凍サイクルを圧力-エンタルピ線図で示す。図中、点1は圧縮機の吸込状態、点2', 2, 2''は圧縮機の吐出側圧力 P_k における実際の吐出状態、断熱圧縮された状態、実際の圧縮仕事量 w_a を計算で求

めて示した状態である。 Δw は圧縮過程において冷媒が失う熱量であり、その大半は油への放熱量とみなされる。 w_s は吸込蒸気が断熱圧縮されたものとして冷媒熱物性値表⁸⁾を用いて計算される。

実験範囲は、 $\Pi = 7.4 \sim 12.6$, $P_k = 1.31 \sim 1.36 \text{MPa}$, $P_o = 0.10 \sim 0.18 \text{MPa}$, 吐出温度 $T_{Ro} = 336 \sim 347 \text{K}$, $T_o = 233 \sim 245 \text{K}$, $m'_r = 120 \sim 280 \text{kg/h}$, $n = 1760 \sim 1771 \text{rpm}$, $W_i = 6.11 \sim 7.68 \text{kW}$, 油の流量 $m_l = 526 \sim 556 \text{kg/h}$, 圧縮機入口の油温 $T_l = 314 \sim 327 \text{K}$ である。ただし、 m_l はFig. 1に示す流量計12で容積流量を測定し、油への冷媒蒸気の溶解度⁸⁾から密度を求めて算定した。なお、圧縮機の吸込蒸気の状態は乾き飽和蒸気となるように冷媒流量を調節した。

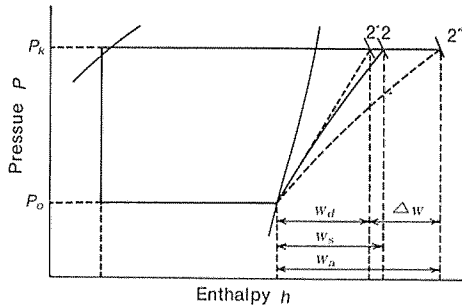


Fig. 2. Refrigeration cycle of rotary compressor.
 w_s : Thermal equivalent of theoretical work
 w_a : Thermal equivalent of practical work
 w_d : Thermal equivalent of apparent work
 Δw : Quantity of radiant heat
 P_k : Delivery pressure
 P_o : Suction pressure

2.2 往復動式の場合

Fig. 1に示す圧縮機2の運転は、装置の大半を回転式と共用しているので、止弁の切換えのみで可能となる。すなわち、吐出側の止弁17, 18および吸込側の止弁19, 20をそれぞれ閉、開の操作を行えばよい。実験方法および計算法は回転式の場合と同様である。

実験範囲は、 $\Pi = 7.1 \sim 9.9$, $P_k = 1.24 \sim 1.34 \text{MPa}$, $P_o = 0.13 \sim 0.18 \text{MPa}$, $T_{Ro} = 338 \sim 369 \text{K}$, $T_o = 241 \sim 246 \text{K}$, $m'_r = 66 \sim 168 \text{kg/h}$, $n = 1773 \sim 1785 \text{rpm}$, $W_i = 4.39 \sim 8.00 \text{kW}$ である。

3 実験結果と考察

3.1 諸効率

まず、冷凍能力に大きな影響を与える体積効率 η_v は圧縮機の性能に関する重要な特性値の一つである。

Fig. 3には、圧力比 Π と η_v の関係を回転式と往復動式の場合について示した。回転式の場合、負荷の関係で $\Pi = 6 \sim 7$ の範囲での η_v は得られなかったが、 Π を増すとほぼ直線的に減少していることからこの範囲もほぼ直線的に変化するものと推定することができる。実験範囲での η_v は、往復動式では回転式に比較して小さいが、 Π の減少とともに急激に増大する傾向がある。したがって、 $\Pi = 5$ では回転式の η_v とほぼ同一になると考えられる。回転式の η_v は、 Π の増大とともに直線的に減少しているが、往復動式では急激に減少し、しかも小さい。この理由については次のように考えられる。一般に η_v は、吸込口付近における絞り作用およびシリンダ壁からの加熱の両作用により大きな影響を受ける。回転式の場合吸込弁がなく、また、シリンダ内に注入された油が圧縮蒸気の冷却と油膜による気密保持を行うために上記の傾向を示したものと考えられる。なお、往復動式の η_v が Π の増大とともに急激に減少しているのは、高圧力比の運転時にピストン間隙容積の冷媒の膨脹比が大きくなり、吸込み行程が小さくなるため冷媒循環量が減少することによる。したがって、往復動式は Π の比較的小さいところでの運転に適し、 Π の大きいところでは不適であることが明らかに示されている。

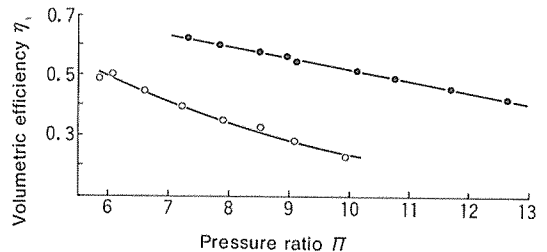


Fig. 3. Relation between volumetric efficiency η_v and pressure ratio Π .
 ● : Rotary compressor
 ○ : Reciprocating compressor

次に、Fig. 4には圧縮機の機械効率 η_m 、圧縮効率 η_c および全効率 η と圧力比 Π の関係を、回転式と往復動式の場合について示した。図より以下のことがわかる。

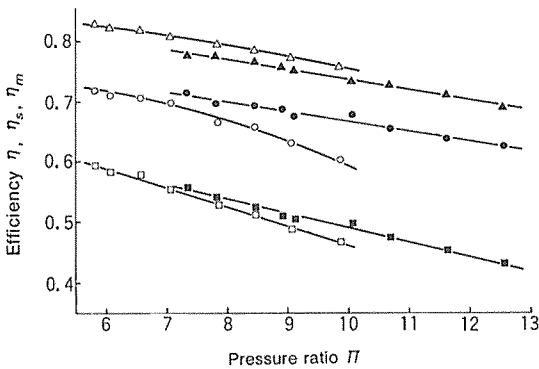


Fig. 4. Relation between efficiency η , η_s , η_m and pressure ratio Π in different compressor types.

		Rotary	Recipro.
Mechanical efficiency	η_m	▲	△
Compression efficiency	η_s	●	○
Total efficiency	η	■	□

- (1) η_m については、回転式、往復動式とも同一傾向で Π の増大とともに直線的に減少しているが、回転式の η_m は往復動式の値より若干小さい。この理由は往復動式のピストンおよび同リングとライナの摩擦抵抗に比べて回転式では滑弁のしゅう動抵抗が大きいことおよびシリンダ内の油の循環、排出のために動力が費やされるためと考えられる。
- (2) η_s については、一般に η_s は吸入蒸気の膨張と加熱ならびに吐出弁の抵抗などにより著しく影響を受ける。Fig. 4 より往復動式の η_s は回転式に比べて若干大きく、 Π の増大に伴う減少割合も小さい。この理由は次のように考えられる。回転式では、吐出弁構造は流動抵抗が小さく、さらに、油による冷却などあいまって、 η_s は往復動式のそれより大きくなる。
- (3) η は η_s と η_m の積であるから、 Π の増大とともに直線的に減少し、その傾きは回転式の方が若干小さくなる。しかし、往復動式の η は Π の小さなところでは高い値を示していることから、往復動式は Π の小さなところ、回転式は Π の大きなところでの運転に適しているといえよう。

3.2 圧縮効率の概略値算定法

圧縮機の所要動力に關与する重要な特性値である η_s を通常の装置で算定することは困難である。運転管理者と

しては、省エネ運転の観点から少なくとも η_s の概略値を知ることは必要である。そこで、 η_s の概略値算定法について検討した。

まず、圧縮機の吸込および吐出側の圧力、温度ならびに圧縮動力を測定し、Fig. 2 に示す圧力-エンタルピ線図を用いて w_d, w_s を求め、その比 $\eta'_s = w_s / w_d$ を見かけの圧縮効率と定義する。また、単位冷媒当たりの圧縮動力として w_m を求め、これと w_s の比から実際の圧縮効率 η_s を算定し、 η'_s と η_s の比を換算係数 C とする。

Fig. 5 には、圧力比 Π と換算係数 C の関係を示した。図より C は Π の増大とともにほぼ直線的に減少することが明らかになった。したがって、この方法により各種圧縮機の C を求めておけば類似の圧縮機では η_s を知ることにより $\eta_s (= \eta'_s \times C)$ を推定することができる。

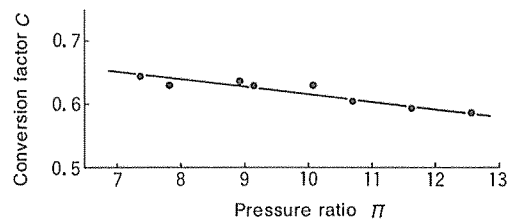


Fig. 5. Relation between conversion factor C and pressure ratio Π .

3.3 潤滑油による圧縮蒸気の冷却効果

回転圧縮機の特徴である潤滑油の注入による圧縮蒸気の冷却効果という観点から、圧縮機の吐出温度の変化を調べた。Fig. 6 には圧力比 Π に対する吐出温度を回転式と往復動式の場合について示した。往復動式の場合、圧縮蒸気の冷却は通常の空冷式であり、また、ピストン間隙容積の蒸気がシリンダ内で膨張、圧縮を繰返すため、 Π の増大とともに吐出温度 T_{Ro} が著しく上昇し、 T_s よりはるかに高い温度となっている。このことは、高圧力比の運転時に吐出温度が過度に上昇すると油の劣化をまねき、圧縮機の焼損事故につながる可能性のあることを示している。したがって、吐出温度をできるだけ低く保つことが望まれる。一方、回転式の場合、圧縮機の冷却面積が大きいことも関与しているが、圧縮機内に注入された油が圧縮蒸気を冷却するため、 Π を増大しても T_{Ro} の上昇が低く抑えられており、明らかに油の注入による冷却効果が認められる。

次に、油による冷却に關して単位油量当たりの吸熱量

q_c を次式により検討する。

$$q_c = m'_r \Delta w / m_l$$

Π と m_l の関係を Fig. 7 に、 q_c との関係を Fig. 8 に示す。 m_l は Fig. 7 に示すようにある程度のばらつきはあるが、ほぼ一定の変化をしている。これは、本実験範囲の $7.4 \leq \Pi \leq 12.6$ では、シリンダへの注入孔が細孔であるため油の流れはスーパーキャピテーションの状態になっており、また、油の中に冷媒が溶解していることにより不安定で複雑な流れを呈しているためと推察される。一方、

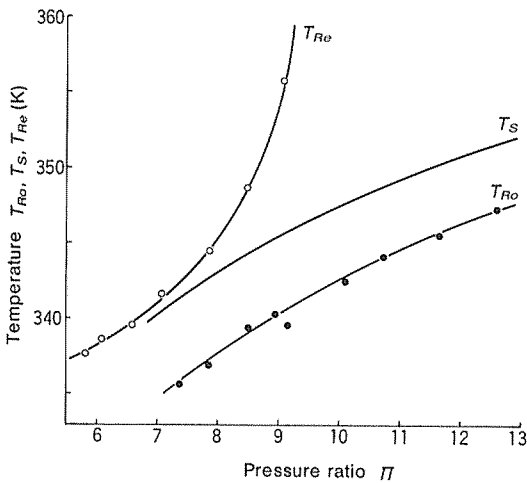


Fig. 6. The change of delivery temperature T_{Ro} , T_{Re} and adiabatic compression temperature T_s with pressure ratio Π in different compressor types.
 T_{Re} : Delivery temperature of reciprocating compressor
 T_s : Adiabatic compression temperature
 T_{Ro} : Delivery temperature of rotary compressor

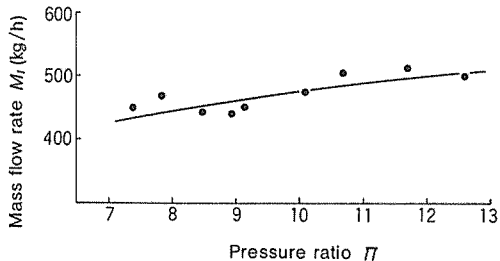


Fig. 7. Relation between mass flow rate of mixed oil M_l and pressure ratio Π .

上式の分子 $m'_r \Delta w$ については、 Π の増大とともに Δw が増加するものの、 m'_r が著しく減少するためその積は減少する。それらによって Fig. 8 に示すように Π の増大とともに q_c は減少する。

冷却効果を高めるためには、多量の油を注入する方法と油温を低くして注入する方法とが考えられる。前者は多量の油の循環を必要とするために動力の増加は避けられず、また、本実験の結果から Π を増しても m_l の変化は小さいので、この方法によって冷却効果を高めることは難しいと考えられる。一方、後者では油温を下げるほど冷却効果は高まるが、油の粘度増大による動力をまわくので最適油温が存在する。本実験での油温は約318Kであったが、この温度の適否については検討していない。最適油温については今後の研究課題である。

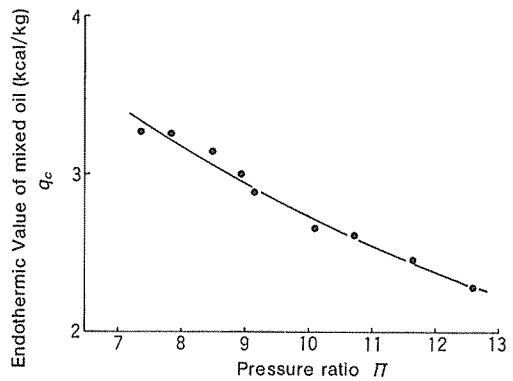


Fig. 8. Relation between endothermic value of mixed oil q_c and pressure ratio Π .

4 結 論

フロン22を使用した中形回転圧縮機の性能に関する諸効率を算定してこれらの特性を明らかにし、また、同容量の往復動圧縮機との比較を行った。さらに、動力に関与する重要な特性値である圧縮効率の概略値算定法、潤滑油の注入による圧縮蒸気の冷却効果についても検討した。

その結果を要約すれば、次のようになる。

- (1) 諸効率は圧力比 Π の小さいところでは往復動式も回転式もほとんど同一であるが、回転式では Π を大きくしても減少割合が小さい。また、これらの値はいずれもほぼ直線的に減少する。
- (2) 回転圧縮機の吸込および吐出側の圧力、温度ならびに圧縮動力より定まる圧縮効率の概略値を求めるため

の換算係数 C を提案し、圧力比 Π との関係を得た。これを用いれば類似の圧縮機において圧縮効率の概略値を求めることができる。

- (3) 回転圧縮機においては、注入油による圧縮蒸気の冷却効果が確認された。しかし、単位油量当りの吸熱量は圧力比 Π を増せば減少する。なお、 Π を増しても油量の変化は小さいので、冷却効果を高めるには、油温を下げる必要がある。一方、油温を下げるほど冷却効果は高まるが、粘度の増大により所要動力が増すので、最適油温について検討することが必要である。

終りに、本稿をまとめるにあたり、有益な助言をいただいた水産大学校横田源弘助教授に深く感謝の意を表す。

文 献

- 1) 藤岡 宏・沢井 聰：冷凍, **42**, 22-29 (1967).
- 2) 長友繁美：冷凍, **56**, 27-33 (1981).
- 3) 飯田精一・平川進次・太田 優・竹下興二・小澤 豊・吉田善一・野村輝雄：三菱重工技報, **20**, 29-37 (1983).
- 4) 川井秀樹：冷凍, **62**, 44-53 (1987).
- 5) 宮本晋一郎・伏見誠一：冷凍, **38**, 82-88 (1963).
- 6) 稲葉研二：冷凍, **46**, 75-78 (1971).
- 7) 日本冷凍協会編：冷凍空調ポケットブック, 初版, 日本冷凍協会, 東京, 1968, pp. 52-54.
- 8) 日本冷凍協会編：冷媒熱物性値表 (R22蒸気表), 初版, 日本冷凍協会, 東京, 1975, pp. 39-41.