

大容量ターボ冷凍機

Large Capacity Centrifugal Refrigerating Machine

中山 義彦*
Yoshihiko Nakayama

Abstract

The EXPO '70 district air conditioning equipment is of the largest scale in the world, with a total refrigerating capacity of 30,550 US RT. The 3,000 RT centrifugal refrigerating machine designed and manufactured especially for this equipment, is the largest machine of its kind ever to be produced in Japan. Design and features of this machine are presented.

1. 緒言

最近、都市におけるビルのマンモス化、集中化に伴って、設備の集約化によるビルスペースの有効活用、総合エネルギー計画によるエネルギー経済、公害対策の徹底、などの要求が強まりつつあり、それにこたえるものとして、冷凍機およびボイラを1個所に集中的に設置し、地域内にパイプで冷水および蒸気を供給する地域冷暖房計画が脚光をあびている。こうした地域冷暖房計画は、規模は小さいが、すでにアメリカをはじめとして、ソ連、フランス、西ドイツなどで実現されており、わが国においても、これを契機として、東京、大阪の都市計画などで実行に移されつつあり、今後ますます発展してゆくものと考えられる。

地域冷暖房に使用される冷凍機は、単機の容量を大きくして、機械効率の向上、経済性の向上、据付面積の縮小および運転保守の省力化を図る必要がある。このため従来の単機容量1,000~1,500 RTに対して、2倍以上にあたる3,000~5,000 RTの冷凍機の出現をみるにいたった。

図1は国内における単機容量の推移であって、最近1,2年の急上昇が認められる。

単機容量の倍増は、その飛躍が著しいため、

- (1) 高圧冷媒の本格的な採用
- (2) 大形熱交換器
- (3) 大出力遠心圧縮機

など、従来の冷凍機製作技術のエキスタポレーションでは達成できない、新しい技術の開発が必要とされる。

日立製作所においては、昭和43年にダイセル株式会社納め単機容量、2,650 RT、昭和44年に、万国博覧会会場地域冷房用、3,000 RT、ターボ冷凍機を製作して、この大容量冷凍機の技術を確立した。以下大容量ターボ冷凍機的设计、製作、検査について述べる。

2. 万国博覧会地域冷房

今回、万博会場に計画された地域冷房計画は、会場面積、約330万 m^2 の半分にあたる地域にある100余りの展示館と、お祭り広場、サブ広場、動く歩道、メインゲートのほか、万博協会の管理施設全体を冷房しようとするもので、その規模において世界最大であり、わが国における最初の試みとして、この成果が注目されている。

会場の合計冷凍容量30,550 RTのプラントは、

- (1) 北プラント 18,000 RT 電動ターボ冷凍機
- (2) 東プラント 8,500 RT タービン駆動ターボ冷凍機、吸収式冷凍機

* 日立製作所川崎工場

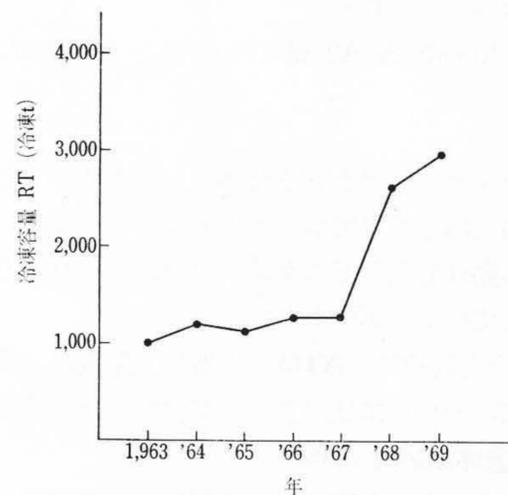


図1 国内における単機容量の推移

Fig. 1. Increasing Capacity of Refrigeration

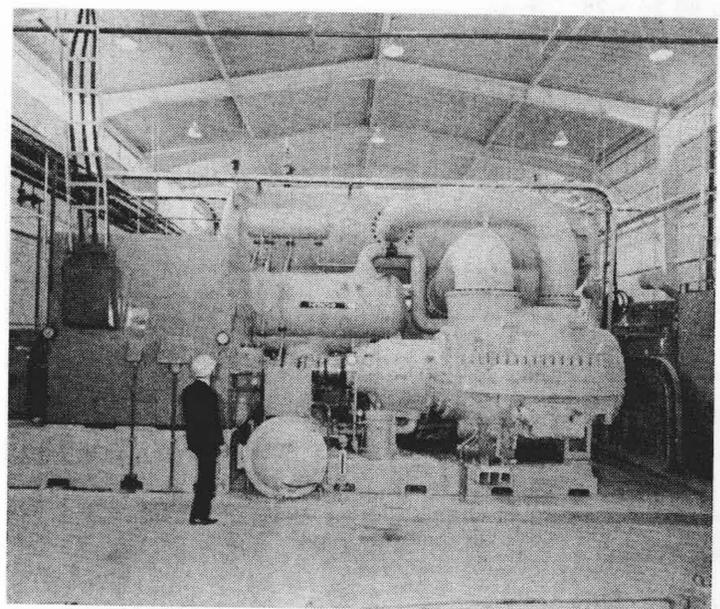


図2 3,000 RT ターボ冷凍機

Fig. 2. 3,000 RT Centrifugal Refrigerator

(3) 南プラント 4,050 RT 電動ターボ冷凍機の3個所に分割され、とくに冷水需要の多い北プラントには3,000 RTターボ冷凍機5台を集中して、日立製作所をはじめ5社が1台ずつ製作を担当した(図2)。ちなみに、東京霞が関ビルは、この3,000 RT冷凍機1台でじゅうぶん冷房できるという大規模なものである。各プラントでは、水を6°Cの冷水として、各展示館など諸施設に、延長25,000 mに及ぶパイプラインで送水し、冷房後の水は14°Cでプラントに返され、再び冷却するという循環方式である。

表1 冷媒の性質
Table 1. Characteristic of Refrigerants

冷媒	単位(冷凍 t 当たり)					
	R-11	R-114	R-12	R-22	R-500	R-113
蒸発風量 (%)	100	54.6	18.7	12	16.4	153
断熱ヘッド (%)	100	81	83.5	115	96	84.5
理論動力 (%)	100	118	109	115	109	106

3. 大容量ターボ冷凍機の設計、製作

日立製作所においては、すでにダイセル株式会社向け 2,650 RT 国産最大のターボ冷凍機を完成、現在順調に稼働を続けており、この実績に基づいて、設計、製作を行なった。

3.1 冷媒の決定

ターボ冷凍機に使用される冷媒のうち、代表的な冷媒6種を選んで、主として、冷凍機の寸法決定に関係のある性質を比較すると、表1に示すとおりである。ここで蒸発風量とは、単位冷凍容量を出すのに必要な蒸発器での冷媒の蒸発量であり、この蒸発風量の大きさは圧縮機およびそれに付属する吸込管、吐出管などの寸法を基本的に決定する。また断熱ヘッドとは、圧縮機において、単位重量の冷媒ガスを蒸発器の圧力レベルから凝縮器の圧力レベルにまで、断熱的に圧縮するのに必要な仕事量であり、この大きさは圧縮機の羽根車の周速、すなわち羽根車の外径寸法および回転数を決定する。

3,000 RT ターボ冷凍機では、R-11, 113, 114 などの冷媒では、この取扱風量が大きすぎ、実用上使用不可能であり、取扱風量の比較的小さいR-12を採用した。

3.2 冷凍サイクル

本機のような空調仕様の場合、1段圧縮サイクル、2段圧縮サイクル、いずれも考えられる。2段圧縮サイクルでは中間段に、エコノマイザと呼ばれる一種の中間冷却器を設けることにより、単純1段圧縮サイクルの場合より所要動力を本機の場合、約8~10%節約することができる。ただし、1段圧縮サイクルにおいても、凝縮器での冷媒液を、冷却水で過冷させることにより、2~3%の所要動力の節減が可能であるが、2段圧縮サイクルのエコノマイザ効果には及ばない。すなわち

所要動力は、

$$M_0 = \frac{Q \cdot H_{ad}}{102 \times 3,600 \Delta i \cdot \eta_{all}}$$

ここで、 Q : 冷凍容量 (kcal/h)

Δi : 蒸発器における冷媒の蒸発潜熱 (kcal/kg)

H_{ad} : 断熱ヘッド

η_{all} : 圧縮機の全断熱効率

M_0 : 所要動力 (kW)

で表わされ、図3に示すとおり、それぞれのサイクルで Δi が変化し、所要動力が変わるのがわかる。

以上の理由から、本機には、2段圧縮エコノマイザサイクルを採用した。

3.3 機器の構成

3,000 RT ターボ冷凍機の機器の配置は図4に示すとおりであり、全長8,830 mm、高さ4,900 mm、幅4,800 mm に及んでいる。

図5に示すように、蒸発器で水から熱を奪って蒸発した冷媒ガスは、圧縮機の1段目羽根車に吸い込まれて圧縮され、2段目羽根車でさらに圧縮されて、凝縮器にはいる。冷媒ガスは凝縮器で冷却水によって冷却され凝縮し、冷媒液となり、エコノマイザにはいる。

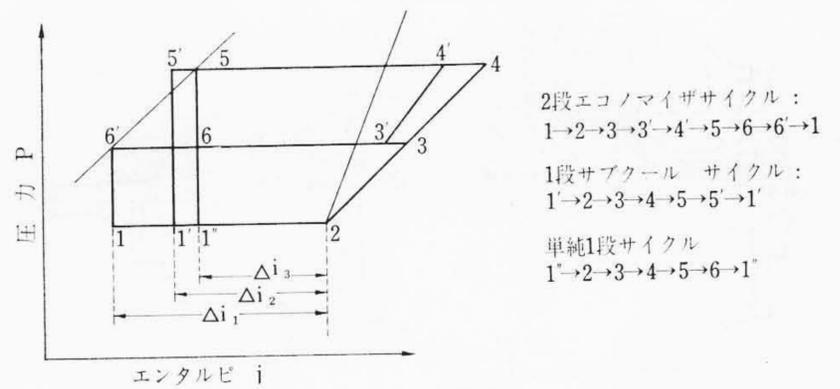


図3 P-i 線図
Fig. 3. P-i Diagram

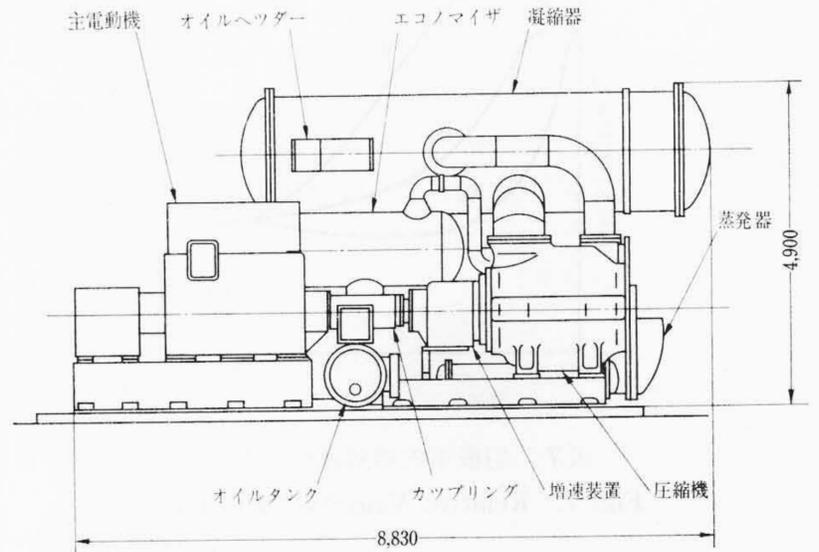


図4 全体寸法図
Fig. 4. Machine Size

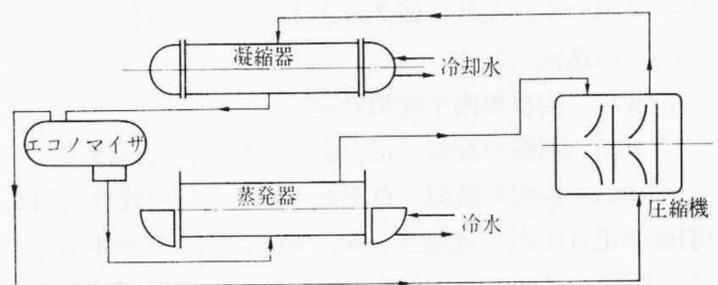


図5 冷凍サイクル
Fig. 5. Refrigeration Cycle

エコノマイザで冷媒液は、圧縮機の2段目羽根車吸込圧まで断熱膨張して、一部気化したガスは、2段目羽根車に吸込まれる。残った冷媒液は、さらに断熱膨張して蒸発器に戻りサイクルを完了する。

3.4 圧縮機

圧縮機は、日立多段ターボ冷凍機シリーズ: HM シリーズの最大ケーシングを使用している。このシリーズは、R-12を主冷媒とする冷凍容量500~5,000 RT、蒸発温度0~-50°C という広範囲の容量範囲をカバーするシリーズである。

本圧縮機の仕様

最大吸込風量 260 m³/min

回転数 3,550 rpm

羽根車 2段

容量制御 各段インレットガイドベーン制御

吸込圧力 3.3 kg/cm² abs

吐出圧力 9.9 kg/cm² abs

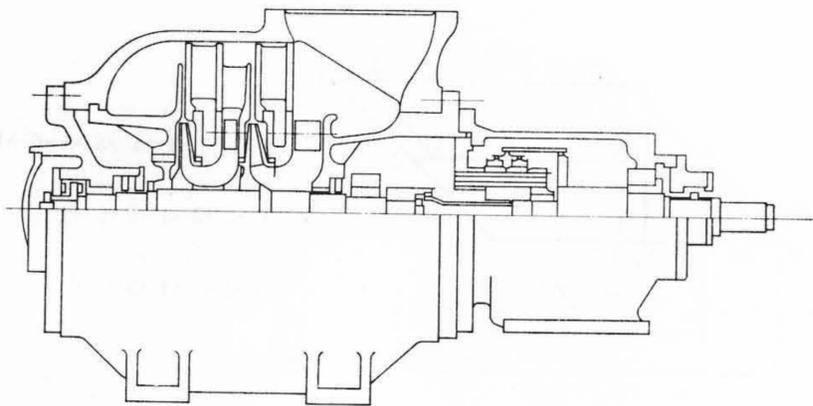


図6 圧縮機増速機

Fig. 6. Compressor and Speed-up Gear

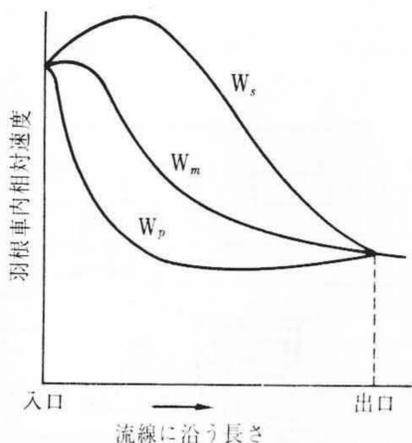


図7 羽根車内相対速度分布

Fig. 7. Relative Velocity Diagram

ケーシングは鋳鋼製，上下半割構造で，各ベアリングはケーシングを分解することなく，取り出せる構造になっている(図6)。羽根車は，全溶接二次元翼羽根車で，従来の実績より最も望ましい速度分布になるよう，コンピュータを使って形状決定された。すなわち，一般に羽根車内の平均流れは図7に示すように，羽根車の入口から出口に向かう減速流となる。

ここで， w_m ： 羽根車内平均相対速度

w_p ： 羽根の背側（正圧面）の平均相対速度

w_s ： 羽根の腹側（負圧面）の平均相対速度（図8）

この羽根の正負圧面の速度差： $w_s - w_p$ は羽根が流体になす仕事を表わし，羽根の Loading と呼ばれるが，この Loading の大きさ，分布は羽根車の流体力学的性能を左右する大きな因子であることが知られている。これら諸因子の詳細な検討は，ここでは省くが，これら諸因子の羽根車の性能に及ぼす影響の流体力学的検討および，この実験的裏付けをもとに，今回の設計に際して最も望ましいと考えられる羽根車形状を決定し，実際に高断熱効率を達成している。

3.5 軸系

ターボ冷凍機の原動機には，かご形誘導電動機と Y- Δ 形あるいはリアクトル形起動器の組合せが非常に多く，さらに最近では化学プラントなどの工業用で，工場の電源容量に余裕のある場合も多いため，起動器を省略して直入起動の要求も多い。このような場合，起動時のピークトルクは，定格の2~5倍にも達することが多く，軸系の設計に際しては慎重な検討が必要である。

本機の駆動軸系をモデル的に示せば図9(a)のとおりで，ここで

I_M ： モータ回転子の慣性モーメント

I_p ： 増速機低速側の慣性モーメント

I_s ： 増速機高速側の慣性モーメント

I_I ： インペラの慣性モーメント

n ： 増速比

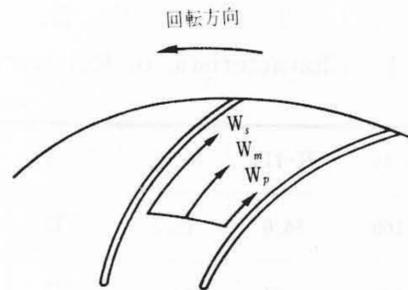


図8 羽根車内相対速度

Fig. 8. Relative Velocity in Impeller

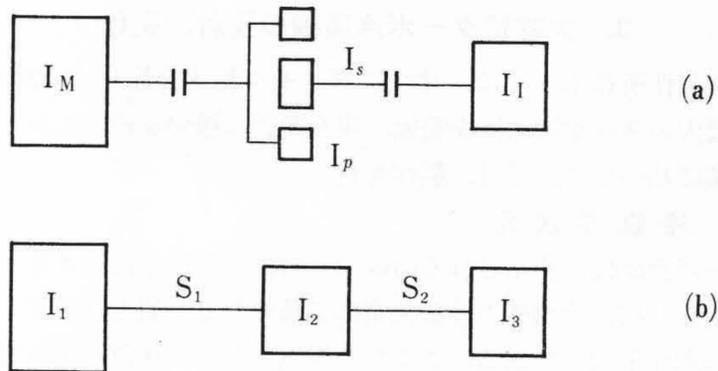


図9 軸系

Fig. 9. Rotor-shaft System

なお増速装置には遊星歯車を採用している。

図5(a)は等価的に(b)の系におきかえられる。

ここで，

$$I_1 = I_M$$

$$I_2 = I_p + n^2 I_s$$

$$I_3 = n^2 I_I$$

モータの起動時の電氣的トルクの周波数（ほぼ電源周波数で変動する）が軸系のねじり固有振動数よりも低い場合には，図5の系でモータのピークトルクを T_0 とすると，低速軸 S_1 に伝わるトルク T_1 および，高速軸 S_2 に伝わるトルク T_2 は，

$$T_1 = T_0 \frac{I_2 + I_3}{I_1 + I_2 + I_3}$$

$$T_2 = \frac{T_0}{n} \frac{I_3}{I_1 + I_2 + I_3}$$

で表わされる。

これからわかるように，負荷側の慣性モーメントが駆動側慣性モーメントに比べて，大きくなればなるほど，その軸系には大きなトルクが伝わる。大容量多段の圧縮機では，通常この負荷側慣性モーメントの比率が大きく，大きな起動トルクに対処するため，軸継手と軸の結合はキーによらず，焼ばめにより，締めしろでトルク伝達を図っている。しかし出力が大きくなると起動のためのみ定格トルクの数倍にも及ぶトルクに耐える強度を有するような設計では，寸法が大きくなりすぎるため，軸の一部にトーションバーを設けて軸のねじり剛性を下げ，ショックを積極的に緩和する方法を，高速軸に採用している。

3.6 増速装置

増速装置は，圧縮機本体に内蔵した遊星歯車方式である。この種の大形ターボ冷凍機の増速歯車として，遊星歯車を使用したのは世界でもはじめてである。圧縮機と増速機を同心にでき，非常にコンパクトにまとめることができるのが特長である(図6)。

3.7 軸封装置

低速軸が増速機ケーシングを貫通する部分には，メカニカルシール形の軸封装置が設けてある。このメカニカルシールは，多数のコ

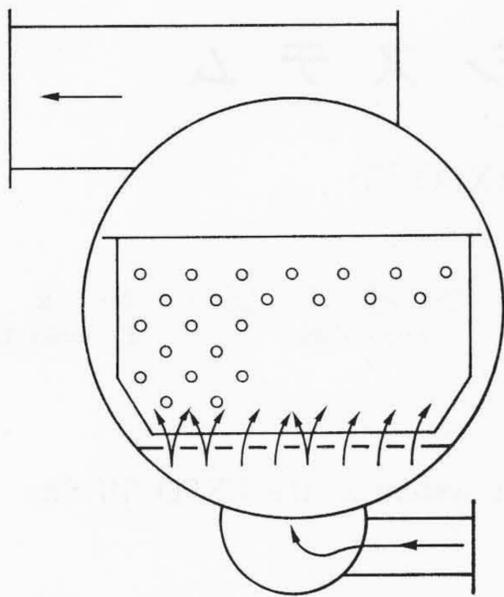


図10 蒸発器
Fig. 10. Evaporator

イルスプリングとOリングの組合せであるが、高圧、高周速に耐えるしゅう動面の材質の組合せ、可動部分の追従性、Oリングの材質などについて実験を重ね、じゅうぶん信頼性のあるものとした。また軸封の保守の際は、機内の5~10 tに及ぶ冷媒を回収することなく、保守、点検が可能な装置も設けてある。

3.8 熱交換器(蒸発器, 凝縮器)

ターボ冷凍機の熱交換器としては一般的なシェルアンドチューブ式である。ターボ冷凍機の熱交換器の水側は設計の自由度が少なく、また冷媒側の熱伝達率が水側に比べて普通1/2~1/4であるためあって、熱通過率の向上は冷媒側の熱伝達率の向上いかにかかっている。とくに蒸発器においては、蒸発器底部にはいってくる冷媒のフラッシングおよび、シェル内での冷媒の沸騰による攪拌(かくはん)のエネルギーを有効に利用することにより、大幅な熱伝達率の向上が期待される(図10)。しかし本機のような、シェル径2 m、長さ5 mに及ぶ大形機では、先に述べたように、R-12は容量に比べて取り扱い風量が少ないためあって、一様な攪拌効果を得ることは実際にはかなりむずかしい問題である。すでに既作例では、このフラッシングと沸騰エネルギーを有効に分配させることにより、超大形機にもかかわらず、高熱通過率を得ている。

4. 大容量ターボ冷凍機の検査および性能

各種検査および性能試験が行なわれ、設計、製作上の確認がされたが、本稿では耐圧強度試験および性能試験について簡単に述べる。

4.1 耐圧強度試験

圧縮機および熱交換器の耐圧試験に際しては、それぞれ50~60本

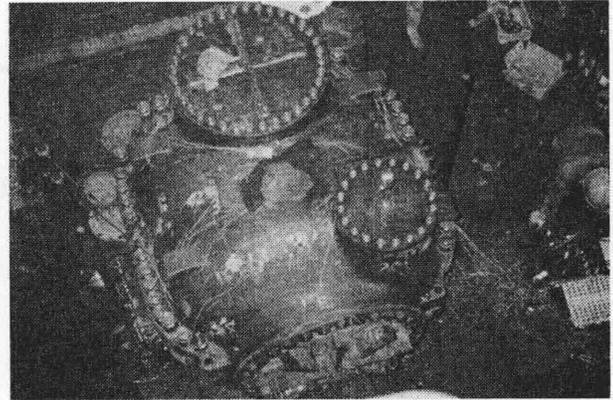


図11 耐圧テスト
Fig. 11. Pressure Test

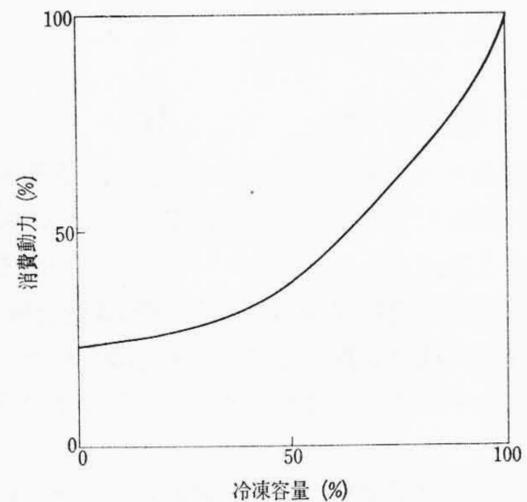


図12 部分負荷性能
Fig. 12. Partial Load Characteristic Curve

に及ぶストレインゲージにより各部応力を測定し、各部の強度を確認した(図11)。

4.2 性能試験

本シリーズの1号機では、工場内において実負荷冷凍試験を行ない、各種の性能試験を実施したが、圧縮機性能、熱交換器性能、いずれも高水準の試験結果が得られている。性能試験結果の一例は図12に示すように、部分負荷時の消費動力も非常に良好である。

5. 結 言

地域冷房の出現および化学プラントの大容量化に因るため、従来の2倍以上の単機容量をもつ大容量ターボ冷凍機を開発し、その性能について、詳細なデータをは握した。今回の大容量機の技術確立を基礎に、単機容量5,000 RTまでのターボ冷凍機の計画も完了し、超大容量ターボ冷凍機の需要に因るため万全を期している。