

ターボ冷凍機高性能化のためのトライボロジー要素技術

Tribological Technology for High Efficient Centrifugal Chiller

技術本部 吉田 善一^{*1} 東崎 康嘉^{*2}
 吉田 孝文^{*2}
 冷熱事業本部 関 亘^{*3}

オゾン層の破壊防止や地球温暖化対策のために、大容量空調設備として使われているターボ冷凍機は、冷媒の HFC134a への転換とともに高性能化が進められている。本報では、ターボ冷凍機 NART の COP 6.0 という世界トップレベルの高性能化のために、軸受、歯車のトライボロジー要素について動力損失の低減を図った事例について報告する。

Centrifugal chillers widely used in large air-conditioning systems feature improved performance and improved environmental friendliness thanks to the refrigerant HFC134a replacing HCFC123. We report how we decreased power loss using a tribological components, bearings, and gears in chillers for higher performance (COP 6.0).

1. はじめに

大容量の空調設備である当社ターボ冷凍機では、オゾン層を破壊しない冷媒の HFC134a へ転換し、これとあわせてターボ冷凍機の COP 6.0 という世界トップレベルの高性能化のために、① 冷凍サイクルの効率向上、② 高効率インペラの開発、③ 高効率電動機の採用、④ 熱交換器の効率向上を図っている⁽¹⁾。

さらに、ターボ冷凍機の機械損失低減のために、従来のすべり軸受から高信頼の転がり軸受への変更、歯車の圧力角の最適化を実施し、ターボ冷凍機の新シリーズ機（NART 機、図 1、図 2）に実用化したので紹介する。

2. 転がり軸受による低損失化

2.1 選定軸受形式と配列

ターボ冷凍機では、容量が小さくなるほどインペラーおよ

び回転軸の径は小さくなるが、運転回転数も高くなり軸受損失はターボ冷凍機の容量の減少割合ほど小さくならず、相対的に駆動動力に対する軸受損失の割合が大きくなる。このため、高性能化するには、軸受損失の低減が特に不可欠である。ここでは、軸受損失の低減のために、従来のすべり軸受に替

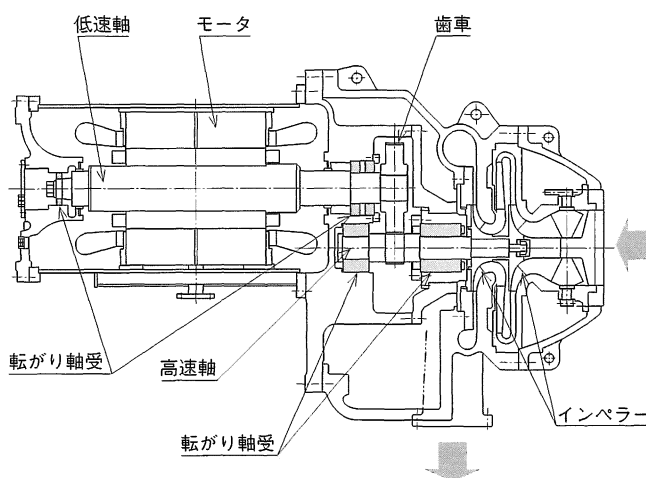


図 2 ターボ冷凍機概略 ターボ冷凍機の内部構造を示す。
Schematic view of centrifugal chiller

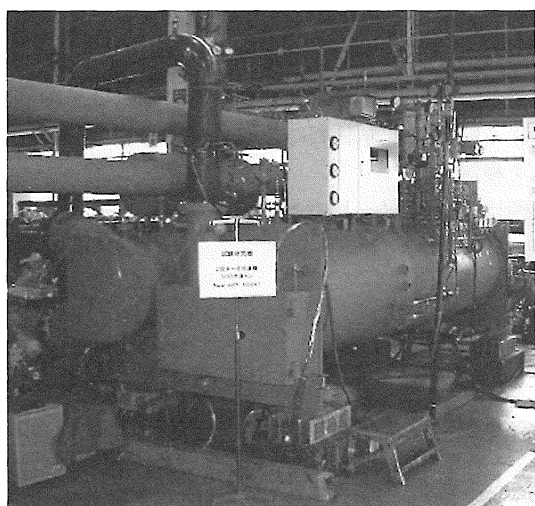


図 1 NART 試作機 試験に用いた試作ターボ冷凍機を示す。
New centrifugal chiller

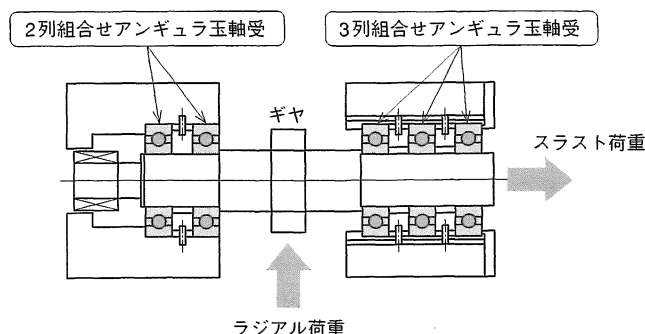


図 3 組合せアンギュラ玉軸受 選定した高速軸に採用した 3 列と 2 列の組合せアンギュラ玉軸受を示す。
Matched angular contact ball bearings

*1 高砂研究所機器・自動化装置研究室主席

*2 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*3 大型冷凍機部設計課長

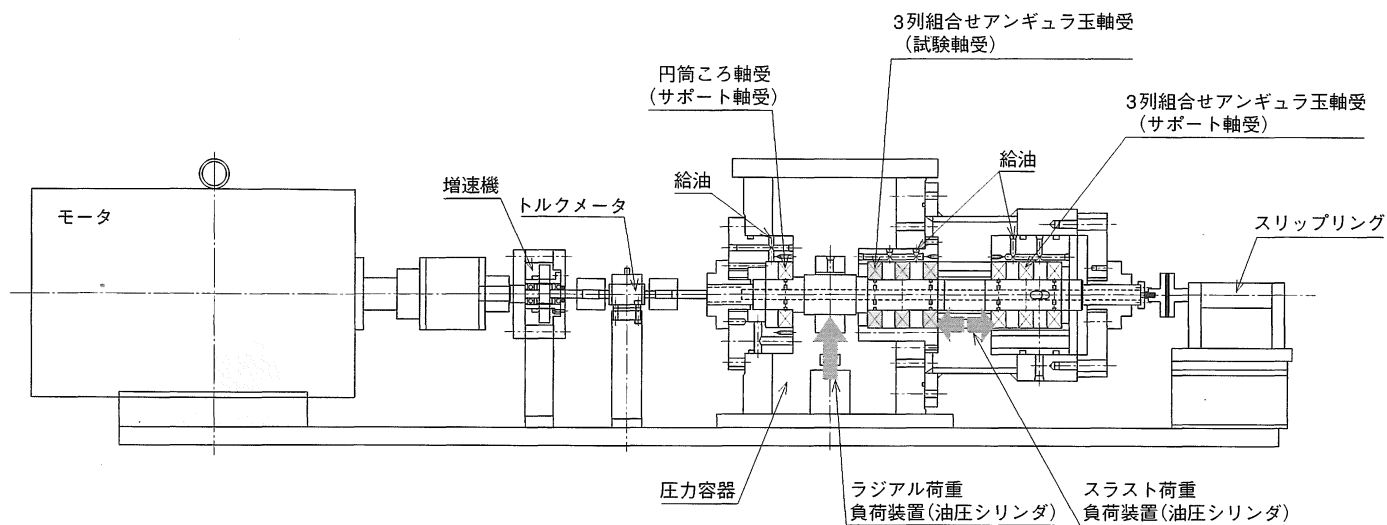


図4 軸受性能確認試験装置の概略 軸受損失、焼付きおよび寿命を確認するための試験装置の概略を示す。
Schematic view of experimental apparatus of bearings

わり転がり軸受を採用した。

今回高速軸に採用した軸受形式と配列を図3に示す。高速軸は、高速回転の割には軸受に作用する荷重（アキシャル荷重、ラジアル荷重）が大きい。そこで、高速性を考慮してアンギュラ玉軸受を採用し、耐荷重性を考慮した組合せを選定した。アキシャル荷重は3列組合せアンギュラ玉軸受で支持し、ラジアル荷重はそれらと2列組合せアンギュラ玉軸受で支持する。熱伸びは2列組合せアンギュラ玉軸受の外輪とハウジング間で逃すように工夫してある。ラジアル荷重は、円筒ころ軸受で支持する方法もあるが、運転中に無負荷運転があり、そのときに発生するスキッピング（ころの公転滑り）損傷が懸念されるために、信頼性を重視し2列組合せアンギュラ玉軸受を採用した。

図3の軸受配列では、回転中にアキシャル荷重とラジアル荷重を支持しなければならない3列組合せアンギュラ玉軸受が非常に厳しい条件で使用されるので、この軸受の性能確認試験を実施した。

2.2 性能確認試験

3列組合せアンギュラ玉軸受は使用条件が厳しいために、軸受の内部諸元（玉径、接触角、軌道溝半径など）は最適設計しており⁽²⁾⁽³⁾、かつ初期アキシャルすきま、軸と軸受内輪のはめあいも最適設計してある。また、給油は各軸受間の間座から各軸受毎に給油する方式を採用した。

軸受性能確認試験装置の概略を図4に示す。試験装置では、スラスト荷重をサポートするために3列組み合わせアンギュラ玉軸受をもう1組組み込んである。ラジアル荷重、スラスト荷重共に油圧シリンダで負荷する構造となっている。モータの回転数は3500 rpmであり、これを増速して実機と同じ12300 rpmを確保した。潤滑油は冷凍機油（粘度グレード68）を採用し、定格運転時（温度50℃、圧力0.36 MPa）での油中冷媒の溶解度を考慮して冷媒を混入させた。本試験では、(1)軸受損失、(2)軸受の焼付き、(3)軸受寿命を確認した。

2.3 試験結果

図5に軸回転数と軸受損失（図4の実験からアンギュラ玉

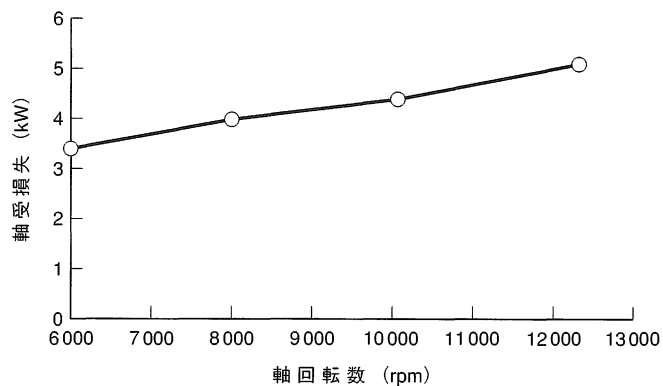


図5 軸受損失 試験で計測した軸受損失（アンギュラ玉軸受5列分）を示す。
Operating torque of angular contact ball bearings

軸受5列分に換算）の関係を示す。ここで、軸受損失は給油量で変化するが、給油量は軸受温度と軸受損失のトレードオフを実験で確認して最適値を求めた。図5より、定格回転数12300 rpmのときに約5 kWの軸受損失で、従来採用していたすべり軸受の約1/2程度となり、軸受の動力損失低減効果を確認した。

次に、軸受焼付き試験を実施した。定格回転数時の荷重はアキシャル荷重6.13 kN、ラジアル荷重0.75 kNであるが、アキシャル荷重をその10倍以上の85.0 kN、ラジアル荷重をその20倍以上の22.0 kN負荷しても軸受に焼付きは発生しなかった。この試験結果より定格回転数時に軸受の焼付きが起らないことを確認した。

つづいて、軸受の計算寿命に対する予測精度を確認するため、回転数10000 rpm、アキシャル荷重6.5 kN、ラジアル荷重10 kNの条件で加速耐久試験を実施した。この条件での計算軸受寿命に対して、実施した耐久試験時間はその10%である。試験後の転がり軸受の材料組織の分析より、残存寿命評価を実施した。その結果、当初予測した計算寿命以上の寿命が確保できることがわかり、実機での軸受の設計寿命時間を十分満足することが確認できた。

以上より、高速軸への転がり軸受の採用で、軸受損失の低減を達成し、軸受の焼付きの発生もなく、寿命も計算寿命以上を確保できることがわかった。

3. 歯車の低損失設計

ターボ冷凍機では、一般に増速歯車を用いてモータの回転を増速し、圧縮機を駆動している。このため、歯車を用いた動力伝達では歯車損失分の効率低下が避けられない。ここでは、損失が最小となるような歯車諸元を選定し、効率向上を図った。

当社では、歯車損失を以下の4種類に大別して計算することで精度良く予測できる手法を開発している⁽⁴⁾。

- (1) かみ合いによる歯面の摩擦損失（歯面かみ合い摩擦損失）
- (2) かみ合い面に潤滑油を供給する仕事（潤滑油かみ込みポンプ仕事）
- (3) 歯車が周囲流体をかくはんする仕事（風損）
- (4) 潤滑油を周速まで加速する仕事（潤滑油加速仕事）

一般的な歯車装置の損失では、これらの要素のうち、歯面かみ合い摩擦損失が支配的となるので、かみ合い摩擦損失を低減するように歯車仕様を選定した。

かみ合い摩擦損失を計算する式を以下に示す。

$$L_M = 8.34 \times 10^{-9} \frac{\mu F_n Z_n}{\cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) (l_1^2 + l_2^2)$$

ここで、

L_M ：かみ合い摩擦損失 (kW)

μ ：歯面摩擦係数

F_n ：歯面荷重 (N)

Z_n ：歯数

α ：圧力角 (deg)

r ：ピッチ円半径 (mm)

l ：作用線長さ (mm)

(添字 1：小歯車、添字 2：大歯車)

歯車のかみ合いモデルを図6に示す。かみ合い作用線とは

一对の歯がかみ合って動力を伝達する際のかみ合い点の軌跡であり、図中の線分 AB である。かみ合い作用線長さ $(l_1 + l_2)$ は歯車の半径や歯車の歯面形状を決定するパラメータである。圧力角 α などによって定まる。圧力角を大きくすると、歯車寸法が同一 (r_1, r_2 が不変) でもかみ合い作用線 l_1 および l_2 が短くなる。すなわち式(1)右辺の $(1/r_1 + 1/r_2)$ は不変だが $(l_1^2 + l_2^2)$ が小さくなるため、摩擦によるかみ合い損失 L_M は減少する。

従来機の増速機には圧力角 20° の歯車を使用していたが、ここでは圧力角を 25° に変更し、歯車損失低減を図った。圧力角 25° の歯車は、圧力角 20° の歯車と比較すると強度的には有利であり、歯元の曲げ折損・歯面の疲労損傷などには強くなるが、かみ合い率が減少するために振動・騒音などの面で不利となる。そのため、歯車の振動解析を実施し、問題なく成立することを確認した。

低損失を目標とした歯車仕様選定の結果、歯車効率 99 % を実現する目算が得られた。

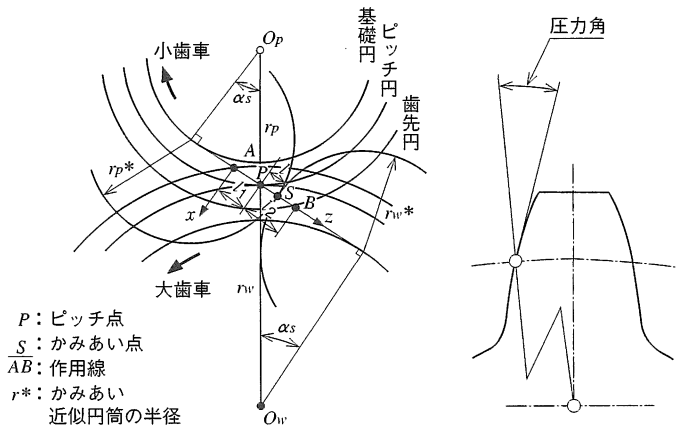


図6 歯車のかみ合いモデル 歯車のかみ合い部の記号の説明を示す。
Schematic view of gears

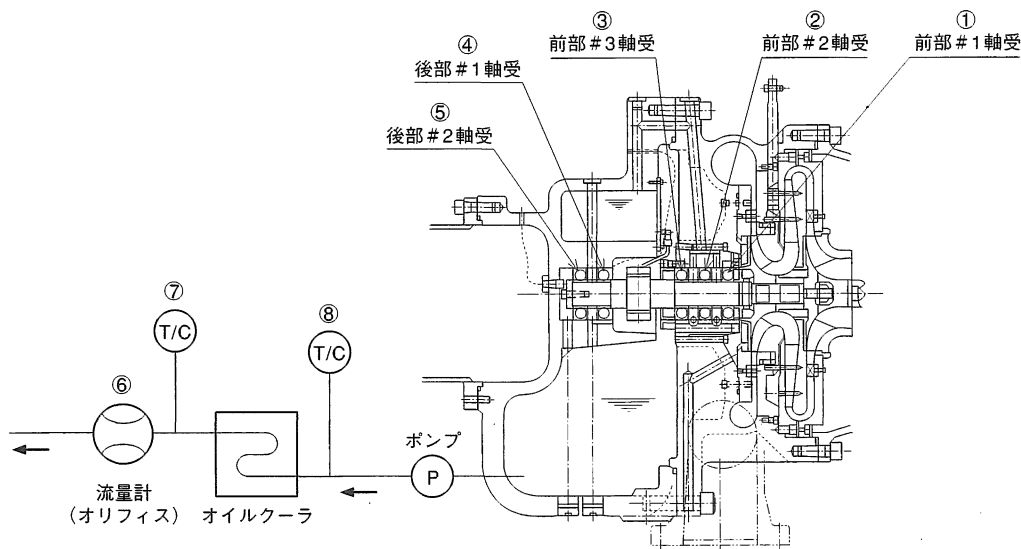


図7 計測系統 温度、油温、油量の計測法を示す。
Measuring system

4. 実機試験結果

以上の軸受、歯車を試作機（図1，図2参照）に組み込み、実機運転での動力損出低減効果の検証および軸受温度の計測を実施した。

インペラを取り付けた高速軸は駆動用の低速軸（モータ軸）と歯車により増速されている。高速軸の歯車の両端に転がり軸受を配置し、また低速軸の両端に同様に転がり軸受を配置し、回転軸を支持している。なお、従来の当社2段型のターボ冷凍機では、転がり軸受の位置に滑り軸受を配置してあり、さらに高速軸、低速軸のスラスト軸受が歯車部をはさんでそれぞれ配置してあった。転がり軸受の採用により、スラスト軸受を省略することができ、軸長さを短くし、回転軸の剛性も向上することができた。

図7に試作機での、高速軸の軸受外輪温度、軸受損失および歯車損失を計測するための潤滑油の計測系統図を示す。図8に計測結果の例を示す。スラスト荷重を受ける高速軸の転がり軸受の温度上昇が一番大きく定格運転時の最高温度は75℃であるが、これは転がり軸受の許容使用温度以内であり、十分安全サイドの値である。

また、潤滑油の温度上昇より求めた損失動力は、5 kWのオーダーであり、これは、従来の滑り軸受機と比較すると、約1/2の値であり、転がり軸受の採用、歯車設計の最適化による効果を確認できた。

5. ま と め

ターボ冷凍機の高性能化のために、機械損失動力を低減できる軸受及び歯車の選定を行い、軸受単体の信頼性検証を実

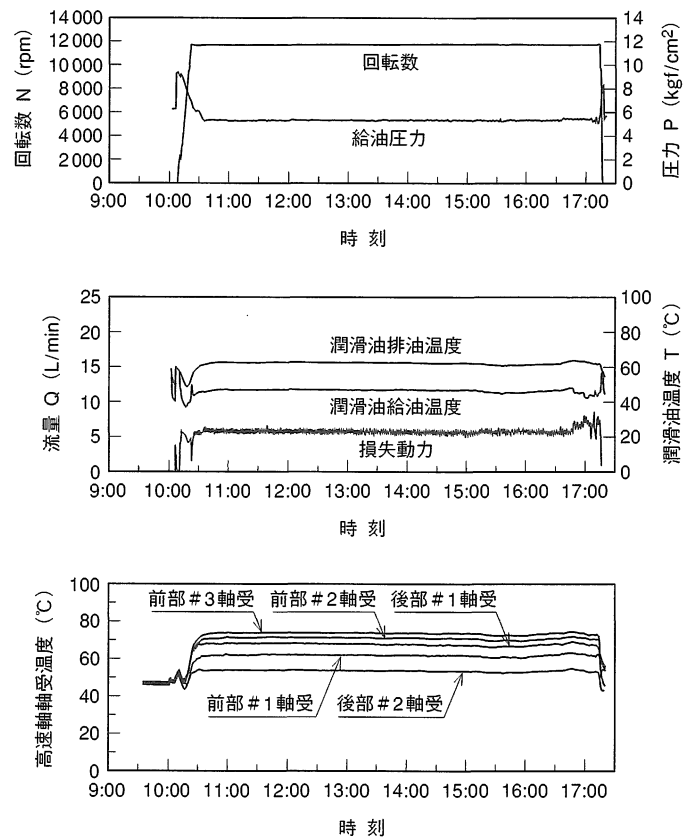


図8 計測例 運転中の軸受温度、潤滑油の温度変化を示す。
Example of measured data

施し、さらに試作ターボ冷凍機にてその効果を確認した。本冷凍機（NART シリーズ機）は、トライボロジー要素以外の改良とあわせて世界トップレベルの性能を達成した。

参 考 文 献

- (1) 関亘ほか、世界最高効率 HFC134a ターボ冷凍機 NART シリーズ、建設設備と配管工事 (2001-2) p.44~48
- (2) 吉田孝文ほか、工作機械主軸用高速転がり軸受の温度解析手法、三菱重工技報 Vol.35 No.5 (1998) p.358
- (3) Jones, A. B., General Theory of Elastically Con-

- strained Ball and Radial roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.82 No.1 (1960) p.309
- (4) 朝鍋定夫ほか、歯車の潤滑設計とトラブル対策、機械設計 Vol.30 No.6 (1986) p.46~49