

# ロータリ型圧縮機の弾性流体潤滑解析技術

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis for Rotary Type Compressors

中原 泰彦 松井 大  
Yasuhiko Nakahara Masaru Matsui

## 要 旨

ヒートポンプの主要構成デバイスである圧縮機の摺動（しゅうどう）損失低減を目的として、ロータリ型圧縮機の軸受潤滑解析技術を構築した。本解析技術は、軸受内の潤滑油膜の圧力を計算する「流体潤滑解析」と、シャフトと軸受の変形を計算する「弾性変形解析」を連成することで、シャフトと軸受の変形を考慮に入れた軸受摺動損失を見積もるものである。シャフトの弾性変形解析の構築においては、バネ支持系の力学モデルを適用することで、固定支持点が存在しない回転中のシャフト変形状態を解析することに成功した。

## Abstract

Bearing lubrication analysis has been created for the purpose of reducing mechanical loss of compressors, which are major devices in heat pumps. In this analysis, mechanical loss considering deformation of shaft and bearings is calculated using a combination of "hydrodynamic lubrication analysis" which calculates oil film pressure, and "elastic deformation analysis" which calculates modification of shaft and bearing. Further, shaft deformation analysis by applying a dynamics model of a spring-supported system enables calculation of the deformation of a rotating shaft which is not fixed.

## 1. はじめに

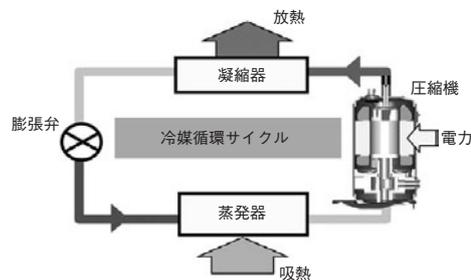
近年、エネルギー・環境問題により、電化機器の高効率化が求められており、特に日本における家庭内消費電力の21%以上[1]を占めるヒートポンプ関連機器の高効率化は必須となっている。そこで、ヒートポンプの代表機器であるルームエアコンに着目し、主要デバイスのロータリ型圧縮機における摺動損失低減を目指して、シャフトと軸受の弾性変形を考慮した弾性流体潤滑解析（EHL解析：ElastoHydrodynamic Lubrication）技術を構築した。

本解析は、軸受の摺動損失を計算し、摺動損失の小さい軸受仕様を選定抽出することを目的としているため、実機における軸受損失を測定して本解析の妥当性を検証する必要があるが、本稿では解析の概要とEHL解析結果の考察までを中心に述べる。

## 2. ヒートポンプ技術

### 2.1 ヒートポンプシステムの概要

ヒートポンプシステムの概略図を、第1図に示す。ヒートポンプシステムは圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器を配管で接続したシステムに冷媒を密封した冷媒循環サイクルである。冷媒は、圧縮機で高温高压となり、凝縮器で放熱し、凝縮する。凝縮した液冷媒は、膨張弁で膨張することで低温低压の気液2相状態となり、蒸発器で吸



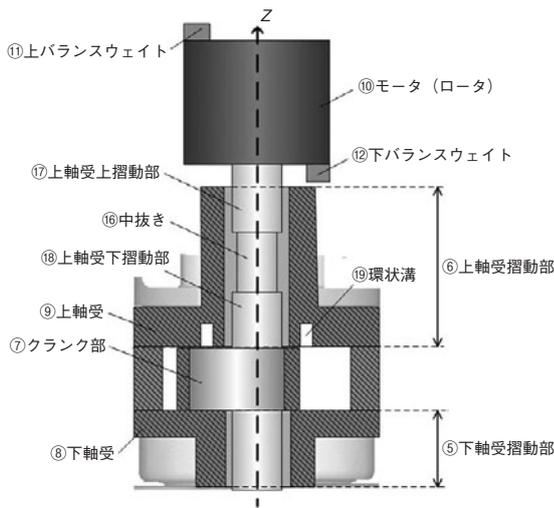
第1図 ヒートポンプシステム

Fig. 1 Heat pump system

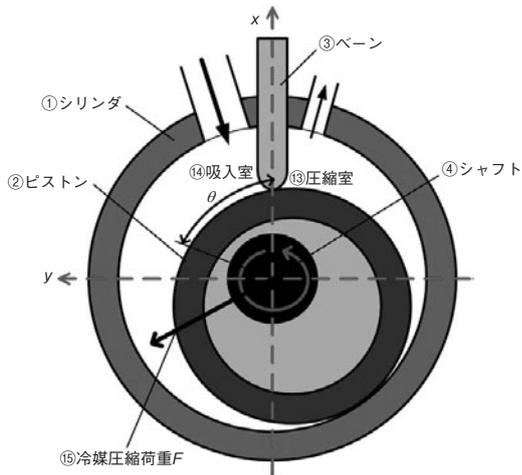
熱して気化し、再び圧縮機に流入する。このように、ヒートポンプシステムは、冷媒が放熱と吸熱を繰り返しながらシステムを循環することで、低温から高温へ熱をくみ上げることができる。

### 2.2 圧縮機の概要

ロータリ型圧縮機の機構部概略図と圧縮室の概略図を、それぞれ第2図、第3図に示す。圧縮機は、①シリンダ、②ピストン、③ベーン、④シャフト、⑤下軸受摺動部、⑥上軸受摺動部、⑦クランク部、⑧下軸受、⑨上軸受、⑩モータ、⑪上バランスウェイト、⑫下バランスウェイトで構成されており、シリンダ①とピストン②、ベーン③に囲まれた吸入室⑭に冷媒が吸入された後、シャフト回転に伴い冷媒が閉じ込められて容積が縮小することで冷媒圧縮が行われる。回転中のシャフトのクラ



第2図 圧縮機構部の概略図  
Fig. 2 Schematic view of mechanical components of compressor



第3図 圧縮室の概略図  
Fig. 3 Schematic view of compression space

ンク部には、圧縮室⑬と吸入室⑭の圧力差による冷媒圧縮荷重 $F$ ⑮が作用する。冷媒圧縮荷重が作用するシャフトは、軸受内の油膜圧力による力で支えられているが、大きな荷重が作用する場合などではシャフトと軸受表面の突起接触による力も作用することがある。

2.3 圧縮機軸受の概要

軸受損失は、シャフトと軸受との軸受隙間 $h$ を流れる潤滑油の粘性による損失 $W_l$ と、シャフトと軸受の接触による損失 $W_c$ から成る。 $W_l$ は、潤滑油粘性せん断応力 $\tau$ と摺動面積 $A$ 、シャフト半径 $r$ により以下のように与えられる。

$$W_l = \int_A \tau dA \times r \dots \dots \dots (1)$$

(1) 式は、潤滑油の粘性による損失 $W_l$ を低減させるためには、摺動面積 $A$ を削減させる方法が有効であることを示す。ロータリ型圧縮機のシャフトには、上軸受摺動面の中央部分のシャフト径を細くして摺動面積を減らす“中抜き⑯”が設置されているものがある。しかし、中抜きを設置した場合、上軸受上摺動部⑰と上軸受下摺動部⑱の支持力のみで荷重を支えることになり、上軸受上摺動部⑰と上軸受下摺動部⑱の荷重負荷が増大して油膜厚さが十分確保できなくなる恐れがある。このため、中抜きの設計には細心の注意が払われている。

一方、シャフトと軸受の接触による損失 $W_c$ を低減させる方法として、軸受摺動面の剛性を下げる方法がある。ロータリ型圧縮機には上軸受のクランク側の端面に“環状溝⑲”が設置されているものがあり、シャフト変形に追従して軸受摺動面が変形できるようになっている。軸受のクランク部付近においては、シャフトがクランク部で変形することで軸受隙間が局所的に小さくなるため、軸受とシャフトの接触が発生しやすい。しかし、環状溝を設置した場合は、シャフトの変形に追従して環状溝が変形することで局所的な接触を緩和し、損失 $W_c$ を減少させることができる。

3. 解析内容

3.1 解析概要

従来の技術[2]では、シャフトと軸受を剛体と仮定し、軸受隙間に存在する潤滑油の油膜圧力と、軸受隙間で生じる金属接触による接触面圧力を計算する流体潤滑解析 (Hydrodynamic Lubrication analysis: HL解析) が用いられていた。しかし、従来のHL解析ではロータリ型圧縮機のシャフト変形の影響や軸受環状溝の効果を考慮することができない。そのため、シャフト弾性変形解析 (Shaft Deformation analysis: SD解析) と軸受弾性変形解析 (Bearing Deformation analysis: BD解析) をHL解析と連成させたEHL解析を構築した。

回転中のシャフトの弾性変形解析を解くにあたり、シャフトには固定支持点が存在せず、シャフト変形解析の有限要素モデルが不定となるため解析不能となる課題がある。そこで、シャフトの変位量から仮想的にシャフトの支持力を計算するバネ支持系を導入し、シャフトに作用する荷重との力の釣り合いによりシャフトの姿勢を求めた。バネ支持系においては、バネ定数「支持力剛性定数」を設定し、シャフトの支持力をシャフト変位量と支持力剛性定数の積により算出した (後述 (3) 式参照)。

実際のシャフトは軸受隙間の油膜圧力および接触面圧力による支持力で支えられているため、バネ支持系にお

ける支持力は油膜圧力と接触面圧力による支持力と一致しなければならない。しかし、油膜圧力と接触面圧力による支持力は軸受隙間に対して非線形に変化するため、バネ支持系の支持力計算では非線形バネモデルを適用する必要がある。そこで、油膜圧力と接触面圧力による支持力、シャフト変位量より支持力剛性定数を適切な値に修正する支持力剛性定数解析 (Bearing Resistance Constant analysis: BRC解析) を設けた。

3.2 解析手順

本解析は、主にSD解析、HL解析、BD解析、BRC解析により構成されている。回転角度 $\theta_r$ におけるEHL解析のフローを、第4図に示す。

まず、SD解析にて支持力剛性定数 $k$ を用いてシャフト変位量 $\delta_s$ とバネ支持系による支持力 $F_b^*$ を計算し、さらにシャフト変位量 $\delta_s$ から軸受隙間 $h$ を計算する。軸受隙間 $h$ をHL解析に適用して潤滑油の油膜圧力分布 $p$ と接触面圧力分布 $p_c$ を算出し、圧力分布 $p$ 、 $p_c$ をBD解析に適用して軸受変位量 $\delta_b$ を算出する。軸受が弾性変形すると軸受隙間分布 $h$ が変化するため、油膜圧力分布 $p$ と接触面圧力分布 $p_c$ も変化する。そのため、SD解析、HL解析、BD解析の連成が収束し、軸受隙間 $h$ と圧力分布 $p$ 、 $p_c$ が決定するまで計算を繰り返す (第4図、 $n$ ループ)。

$n$ ループの収束後、圧力分布 $p$ 、 $p_c$ を摺動面で積分して圧力分布による支持力 $F_b$ を計算し、先のSD解析で計算されたバネ支持系の支持力 $F_b^*$ と一致するかを判定する。両者が一致しない場合は、シャフトの変形を支持する力と軸受で発生する力が釣り合わないため支持力剛性定

数 $k$ が適切でないと判断し、BRC解析により支持力剛性定数 $k$ を修正してSD解析に戻る。支持力剛性定数の修正は2つの支持力 $F_b$ と $F_b^*$ が一致するまで繰り返す (第4図、 $m$ ループ)。

支持力剛性定数の収束後は回転角度 $\theta_r$ を更新し、上述の解析を繰り返す (第4図、 $l$ ループ)。

3.3 解析モデル

(1) 座標系

SD解析には直交座標系を、HL解析とBD解析には円筒座標系を適用した。直交座標系においては、下軸受下端の軸受中心を原点とし、ベーン方向を $x$ 軸方向、吸入室側の方向を $y$ 軸方向、シャフト高さ方向を $z$ 軸方向とした。円筒座標系においては、原点と $z$ 軸方向は直交座標系と同様に設定し、 $\theta$ 方向を直交座標系の $x$ 軸から $y$ 軸への回転方向、 $x$ 軸を $0^\circ$ とした (第2図、第3図参照)。

(2) シャフト弾性変形解析 (SD解析)

シャフトは $z$ 軸方向に要素分割した次元有限要素モデルとし、軸受摺動部に相当するシャフトの要素には支持力剛性定数による支持力を適用した。回転中のシャフトは、クランク部に作用する冷媒圧縮荷重、上下バランスウェイトおよびシャフト自重の遠心力、支持力が作用し、弾性変形が発生する。シャフト変位量の計算ではシャフト軸方向に沿って要素を直列に分割した次元有限要素モデルを用いた。シャフト変位量 $[\delta_s]$ と荷重の関係 (2) 式に示す。

$$[K_S][\delta_s] = [F] + [F_b^*] + [F_o] \dots \dots \dots (2)$$

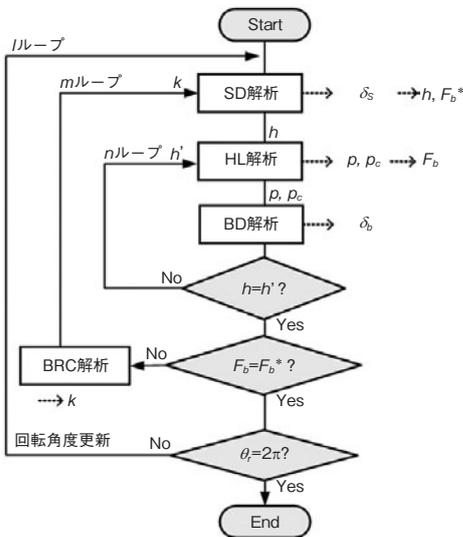
ここで $[K_S]$ はシャフト要素の剛性マトリクス、 $[F]$ は冷媒圧縮荷重ベクトル、 $[F_b^*]$ は支持力剛性定数より算出した支持力ベクトル、 $[F_o]$ はバランスウェイトとシャフト変形により発生する遠心力ベクトルである。また、シャフトの支持力 $F_b^*$ はシャフトの $x$ 、 $y$ 方向変位と $x$ 、 $y$ 方向に作用する支持力剛性定数の積により求めた。支持力の計算式を (3) 式に示す。

$$\begin{aligned} F_{bx}^* &= k_{xx}u_s + k_{xy}v_s \\ F_{by}^* &= k_{yx}u_s + k_{yy}v_s \end{aligned} \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $u_s$ 、 $v_s$ は軸受中心を基準としたシャフト要素変位量の $x$ 、 $y$ 方向成分、 $k_{xx}$ 、 $k_{xy}$ 、 $k_{yx}$ 、 $k_{yy}$ は支持力剛性定数である。支持力剛性定数の添字 $x$ 、 $y$ は変位方向と支持力発生方向を示しており、 $k_{ab}$ とすると $b$ 方向変位が $a$ 方向に作用する支持力剛性定数を示す。

(3) 流体潤滑解析 (HL解析)

軸受とシャフトとの軸受隙間に満たされた潤滑油は、潤滑油の流れ方向に沿って軸受隙間が変化することで圧力を発生する。油膜圧力分布の解析には、表面粗さの影響を考慮したPatir-Chengの修正レイノルズ方程式[3]を適



第4図 解析フロー  
Fig. 4 Analysis flow chart

用した。

$$\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{r\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\phi_z \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{U}{2}\left(\frac{\partial \bar{h}_T}{r\partial\theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{r\partial\theta}\right) + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \dots\dots\dots (4)$$

(4) 式において、 $p$ は油膜圧力、 $r$ はシャフト半径、 $\theta$ はシャフト円周方向角度、 $h$ は軸受隙間、 $\bar{h}_T$ は局所的な軸受隙間 $h$ の期待値、 $\eta$ は潤滑油粘度、 $U$ はシャフト回転速度、 $\phi_x$ 、 $\phi_z$ 、 $\phi_s$ は修正係数である。(4) 式に軸受隙間分布 $h$ を与え、油膜圧力分布をダイバージェンス・フォーミュレーション法[4]により計算する。

軸受とシャフト表面の突起接触による接触力の計算には、突起同士の弾性変形による接触面圧力を考慮したGreenwoodのモデル[5]を適用した。

$$p_c = 4.4086 \times 10^{-5} \cdot k' \cdot E' \cdot \left(4.0 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6.804} \quad (h < 4\sigma) \dots\dots (5)$$

ここで、 $p_c$ は接触面圧力、 $k'$ は表面粗さの形状で決まる定数、 $E'$ は軸受とシャフトとの合成ヤング率、 $\sigma$ は軸受とシャフトとの合成表面粗さである。

シャフト支持力 $F_b$ は、(4) 式の油膜圧力 $p$ と(5) 式の接触面圧力 $p_c$ を軸受面で積分することで求める。

$$F_b = \int_A (p + p_c) dA \dots\dots\dots (6)$$

**[4] 軸受弾性変形解析 (BD解析)**

軸受弾性変形解析では、軸受全体を複数の直方体要素に分割した三次元有限要素モデルを適用した。油膜圧力 $p$ と接触面圧力 $p_c$ から算出される各軸受要素に作用する荷重 $f_p$ を用いて軸受の弾性変形を(7) 式により求める。

$$[K_B][\delta_B] = [f_p] \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $[K_B]$ は軸受要素全体の剛性マトリクス、 $[\delta_B]$ は軸受要素の変位ベクトルである。

**[5] 支持力剛性定数解析 (BRC解析)**

支持力剛性定数とシャフト変位量より計算した支持力 $F_b^*$ と、油膜圧力 $p$ と接触面圧力 $p_c$ により計算した支持力 $F_b$ が一致しない場合、支持力剛性定数がシャフト変位と支持力の関係を適切に表していない。実際の圧縮機においては、軸受隙間の油膜圧力および接触面圧力とシャフト変位量は非線形な関係であるため、シャフト変位量に応じて支持力剛性定数を修正する。

シャフト変位量が微小変化する間では支持力剛性定数 $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$ 、 $k_{yx}$ 、 $k_{xy}$ の変化は無視できると仮定し、油膜圧力・接触面圧力による支持力 $F_b$ とシャフト変位量 $u_s$ 、 $v_s$ をバネ支持系に適用することで、(8) 式の連立方程式より支持力剛性定数 $k_{xx}$ 、 $k_{yy}$ 、 $k_{yx}$ 、 $k_{xy}$ を求める。

$$\begin{cases} F_{bx}^m = k_{xx}u_s^m + k_{xy}v_s^m \\ F_{by}^m = k_{yx}u_s^m + k_{yy}v_s^m \\ \dots\dots\dots \\ F_{bx}^{m-1} = k_{xx}u_s^{m-1} + k_{xy}v_s^{m-1} \\ F_{by}^{m-1} = k_{yx}u_s^{m-1} + k_{yy}v_s^{m-1} \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

ここで、添字 $m$ は、第4図における $m$ ループの計算ステップである。

**4. 結果と考察**

**4.1 シミュレーション結果**

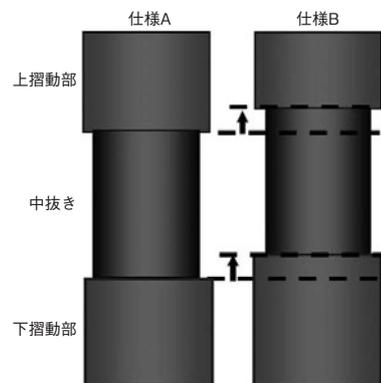
解析に適用した計算条件を第1表に、シャフト仕様を第5図に示す。シャフトは仕様Aと仕様Bを設け、上軸受摺動部の中抜き幅を統一し、仕様Bの中抜きを仕様Aより $z$ 軸正方向側に設けた。また、シャフトおよび軸受の表面粗さは実機相当の値を用いた。

第1表 計算条件

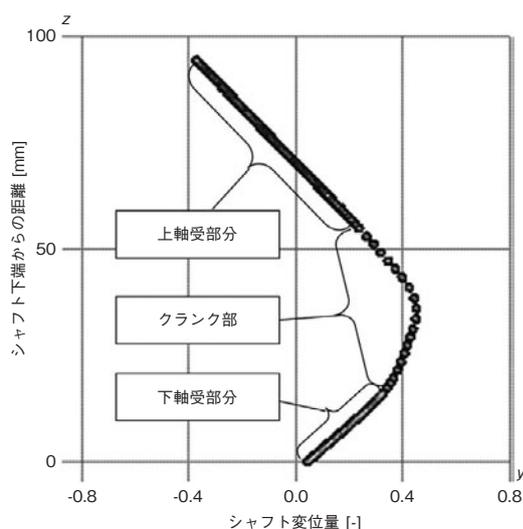
Table 1 Analysis conditions

最大荷重 [N]	850
回転数 [min <sup>-1</sup> ]	3500
粘度 [mPa·s]	3

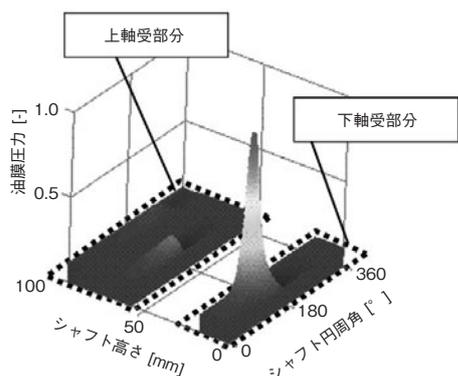
シャフト仕様Aにおける、軸受中心からのシャフト中心変位量を $x$ 軸正の方向から見た様子を第6図に、上下軸受の油膜圧力分布を第7図に示す。第6図のシャフト変位量は軸受平均隙間により、第7図の油膜圧力は軸受内の最大油膜圧力にそれぞれ正規化している。第6図より、シャフトは冷媒圧縮荷重によりクランク部で折れ曲がるように変形していることがわかる。また、第7図より上下軸受のクランク部に近い部分で高い油膜圧力が発生しており、クランク部に近い潤滑面で主に荷重を支持していることが確認できる。このように上下軸受のクランク部付近で荷重が集中的に作用する原因は、クランク部に



第5図 シャフト上軸受摺動部の模式図  
Fig. 5 Schematic diagram of shaft at upper bearing



第6図 シャフトの弾性変形解析結果  
Fig. 6 Result of elastic deformation analysis of shaft



第7図 正規化した油膜圧力分布  
Fig. 7 Oil film pressure (normalized)

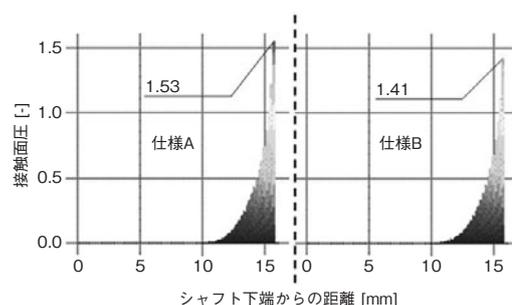
におけるシャフトの変形によってクランク部に近い領域の軸受隙間が小さくなるためである。

#### 4.2 中抜き位置の検討

シャフト仕様Aと仕様Bの解析結果を比較し、上軸受摺動部の中抜き位置変更による潤滑状態の変化を検討した。

仕様Aと仕様Bにおける、下軸受の接触面圧力 $p_c$ を仕様Aの最大油膜圧力により正規化したグラフを、第8図に示す。また、仕様Aと仕様Bの上軸受下端点、クランク部中間点、下軸受上端点におけるシャフト変位量を軸受平均隙間で規格化した結果と、仕様Aの摺動損失動力を1とした場合の仕様Bの摺動損失動力を、第2表に示す。

第8図より、下軸受における接触面圧力の最大値は下



第8図 下軸受における接触面圧分布  
Fig. 8 Contact force distribution at lower bearing

第2表 仕様Aと仕様Bの変位量と摺動損失

Table 2 Displacement and mechanical loss of A-type & B-type

	変位量 [-]		摺動損失 [-]	
	仕様A	仕様B	仕様A	仕様B
上軸受 下端点	0.86	0.81	1.00	0.95
クランク部 中間点	1.30	1.27		
下軸受 上端点	1.06	1.05	1.00	0.87

軸受上端点で発生しており、仕様Bの最大接触面圧力は仕様Aより減少していることがわかる。また、第2表より、仕様Bのクランク部付近3点の変位量は仕様Aの変位量より減少しており、シャフトの中心が軸受の中心に近づいていることがわかる。これは仕様Bにおける上軸受下摺動部の油膜圧力の支持力が大きくなったことで、上軸受下端点の変位量だけでなく、クランク部中間点と下軸受上端点の変位量も減少するというを表している。

仕様Aとの比較において、仕様Bの下軸受上端点のシャフト変位の減少量は1%程度であるが、最大接触面圧力は10%、摺動損失は13%減少することが明らかになった。

## 5. まとめ

バネ支持系を適用したシャフト弾性変形解析と、軸受の弾性変形解析および流体潤滑解析を連成させ、EHL解析技術を開発した。そして、ロータリ型圧縮機の中抜き仕様を検討した結果、以下の知見を得た。

- 1) 運転中のシャフトはクランク部で折れ曲がるように変形し、上下軸受のクランク部に近い潤滑面で主に支えられている。
- 2) 上軸受摺動部の中抜き位置をモータ側へ設置するとシャフトの変位量が減少し、クランク部付近の軸受隙間が拡大して接触面圧と摺動損失が減少する。

今後は、本解析およびロータリ型圧縮機の実機試験で得た軸受損失を比較して、運転中の潤滑油粘度、表面粗

さ、摩擦係数などの未確定な計算パラメータの妥当性を検証する。そして、本解析技術を他の流体機械へ応用展開し、当社の流体機械における開発速度を向上させる。

### 参考文献

- [1] 経済産業省 資源エネルギー庁, “省エネ性能カタログ2012年夏版” .
- [2] 松井大 他, “軸受損失発生メカニズム解明による高効率レシプロ圧縮機の開発,” 日本冷凍空調学会論文集, vol.28, no.2, pp.125-136, 2011.
- [3] Patir N. et al., “Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces,” Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, 101, no.4, pp.220-230, 1979.
- [4] 川端信義, “境界適合座標系を用いた潤滑流れ計算の汎用化に関する研究,” 日本機械学会論文集 (C編), vol.53, no.494, p.2155, 1987.
- [5] Greenwood J. A. et al., “The contact of two nominally flat rough surfaces,” Proceedings of the institution of mechanical engineers, 185, no.48, pp.625-633, 1970.

### 執筆者紹介



中原 泰彦 Yasuhiko Nakahara  
 アプライアンス社 技術本部 エアコン・ワールドチェーン開発センター  
 Air-Conditioning and Cold Chain Development Center,  
 Corporate Engineering Div., Appliances Company



松井 大 Masaru Matsui  
 アプライアンス社 技術本部 エアコン・ワールドチェーン開発センター  
 Air-Conditioning and Cold Chain Development Center,  
 Corporate Engineering Div., Appliances Company