

冷凍空調用圧縮機の摺動部における硬質被膜を考慮した EHL 解析

EHL analysis of coated surface in a compressor for air conditioning and refrigeration

東芝 (正) *伊藤 安孝 東芝キヤリア (非) 渡辺 哲永 東芝キヤリア (非) 三浦 一彦

Yasutaka Ito*, Norihisa Watanabe**, Kazuhiko Miura**

*Toshiba Corporation, **Toshiba Carrier Corporation

1. はじめに

地球環境保護の観点から冷凍空調機器では GWP(Global Warming Potential)値の低減が推進されている。その中でも GWP 値の低い CO₂のような自然系冷媒への切り替え需要が高まっている。CO₂冷媒を使用した圧縮機は高圧条件で運用されるため圧縮機構部の摺動部は厳しい潤滑状態となる。そのため、CO₂冷媒用ロータリ圧縮機の主要な摺動部であるベーン先端では過大摩耗や焼き付きが懸念されている¹⁾。ベーン先端には適切な潤滑設計が求められ、それには潤滑状態を詳細に把握する必要がある。高圧により大きな荷重をうけるベーン先端は EHL 条件下にあると考えられる²⁾。また、耐摩耗性を高めるため DLC のような硬質被膜が適用されている。そこで、本報では硬質被膜を考慮した EHL 解析を行い、ベーン先端の潤滑特性を調べるとともに硬質被膜の信頼性に与える影響を明らかにした。

2. 硬質被膜を考慮した EHL 解析

CO₂圧縮機を Fig. 1 に、圧縮機構部の概略図を Fig. 2 に示す。圧縮機構部では、低圧の吸入室と高圧の圧縮室を仕切るため、ベーンに背圧と差圧を作用させてローラ外周面に押し付ける構造となっている。このため、ベーン先端とローラ間は潤滑条件の厳しい摺動部となっている。このベーン先端の EHL 解析モデルを Fig. 3 に示す。線接触の二円筒モデルを適用し、ベーン先端とローラ間を剛体平面と等価曲率半径 R 、等価ヤング率を持つ弾性円筒の組み合わせとみなした。弾性変形量の計算に構造解析モデルを用いており、表面の硬質被膜を考慮するために厚さ t のヤング率の異なる被膜領域を設けた。本報では摺動面の圧力計算と弾性変形量の計算を連成させる。摺動面の圧力分布を境界条件として構造解析モデルを解いて弾性変形量を導出すると共に、弾性変形量を油膜厚さの式に代入して油膜圧力と固体接触圧力を導出する。この連成解析には汎用ソフト COMSOL Multiphysics を用いた。摺動面の油膜圧力 p_o は薄膜流体解析ソルバーの定常のレイノルズ方程式から計算する。その際、油膜厚さ h は弾性変形量 δ を考慮して式(1)のよう表す。また、油の粘度 η と密度 ρ は圧力依存性を考慮して式(2)、式(3)のよう表す。固体接触も考慮しており、接触圧力 p_c を油膜厚さから Greenwood-Tripp の式より求める³⁾。

解析条件は CO₂ 圧縮機の高速運転領域におけるベーン先端の潤滑条件を模擬しており⁴⁾、Table 1 に示す。硬質被膜領域のヤング率については剛性比 E_c / E_s (硬質被膜の等価ヤング率 / 母材の等価ヤング率) で表す。 E_s はベーンとローラのヤング率とポアソン比から式(4)のよう表す。

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + \delta(x) - \delta(0) \quad (1)$$

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 p_o) \quad (2)$$

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6e^{-9}p_o}{1+1.7e^{-9}p_o}\right) \quad (3)$$

$$E_s = 2 / \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \quad (4)$$

3. 解析結果と考察

2 章のモデルを用いた解析結果を Fig. 4, 5, 6 に示す。Figure 4 に剛性比 $E_c / E_s = 1.0, 1.1, 1.4$ における油膜厚さ h 、油膜圧力 p_o 、接触圧力 p_c の分布を示す。膜厚 $t = 5 \mu m$ とした。左の縦軸を圧力、右の縦軸を油膜厚さとし、横軸をベーン先端中心 ($x = 0$) からの距離とした。図より剛性比が増大するに従い、油膜圧力の最大値が上昇することがわかる。これは最表面の硬質被膜領域が硬くなることで

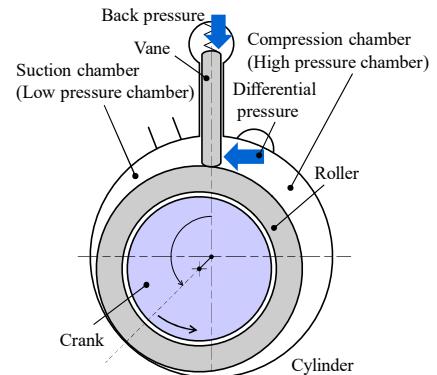
Fig. 1 CO₂ rotary compressor

Fig. 2 Compression mechanism of rotary compressor

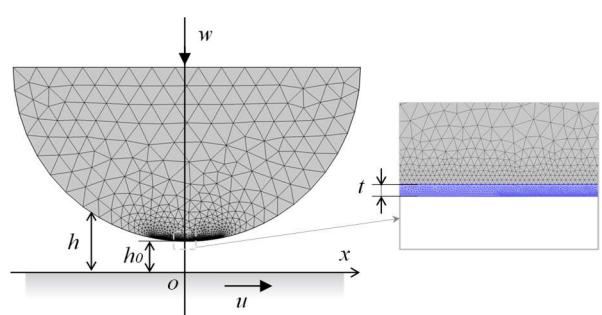


Fig. 3 EHL analysis model of vane top in rotary compressor

EHL 接触領域が狭まるためである。接触領域が狭まれば領域全体の油膜厚さが低減して油膜圧力は上昇する。Figure. 5 に膜厚 $t = 5 \mu\text{m}$ における $E_c / E_s = 1.0, 1.1, 1.4$ のベーン先端のミーゼス応力分布を示す。図より剛性比が増大するに従い、表面近傍の応力が増大することがわかる。剛性比が増大しても被膜のヤング率が増大しても被膜の変形量はほぼ一定なため、応力はヤング率の増大に従い上昇する。Figure 6 に $E_c / E_s = 1.4$ における膜厚 $t = 1 \mu\text{m} \sim 5 \mu\text{m}$ の被膜と母材の界面のせん断応力 (応力テンソル τ_{xy}) を示す。本報では、硬質被膜の剥離を界面の破壊現象と捉え、その疲労破壊の主要因を界面に作用するせん断応力とみなした⁵⁾。図より膜厚が増大するに従い、界面のせん断応力の最大振幅が増大することがわかる。従って膜厚の増大により、耐剥離性が低下すると考えられる。

4. おわりに

硬質被膜を考慮した EHL 解析により、硬質被膜を持つ摺動面の潤滑特性や被膜の信頼性を評価することが可能となった。耐摩耗性を高めるために被膜を硬くすることや膜厚を厚くすることは有効であるが、それに伴って表面近傍の応力上昇や耐剥離性の低下が生じる。本解析でその影響を見積もることでベーン先端の最適な潤滑設計を行い、圧縮機の信頼性向上に寄与していく。

文献

- 奥田・田邊・角田：東芝レビュー, 64, 11 (2009) 8.
- 田中・京極・中原：トライボロジスト, 41, 3 (2000) 247.
- J. A. Greenwood, J. H. Tripp : Proc. IMechE, 185, 48/71, (1970-1971) 625.
- Y. Ito, H. Hattori and K. Miura : IMechE PartJ, 228, 9 (2014) 984.
- 河鰐：トライボロジスト, 48 (2003) 802.

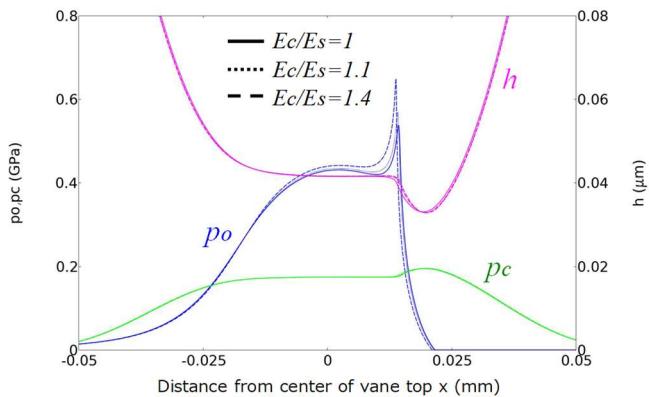


Fig. 4 Influence of the stiffness ratio E_c / E_s on the fluid pressure p_o , contact pressure p_c and film thickness h

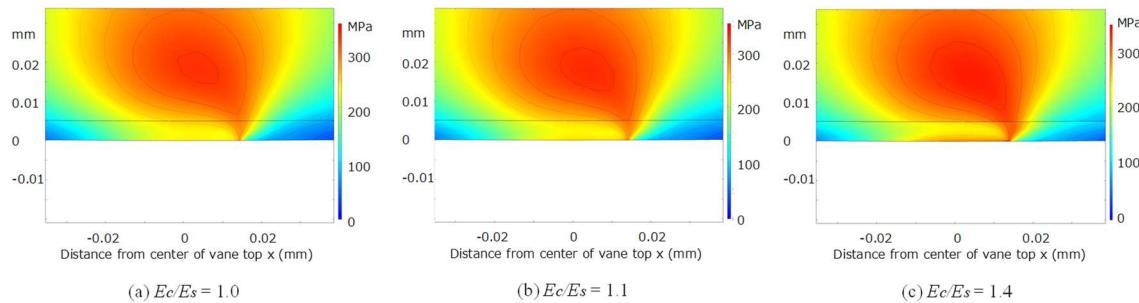


Fig. 5 Influence of the stiffness ratio E_c / E_s on the distribution of mises stress

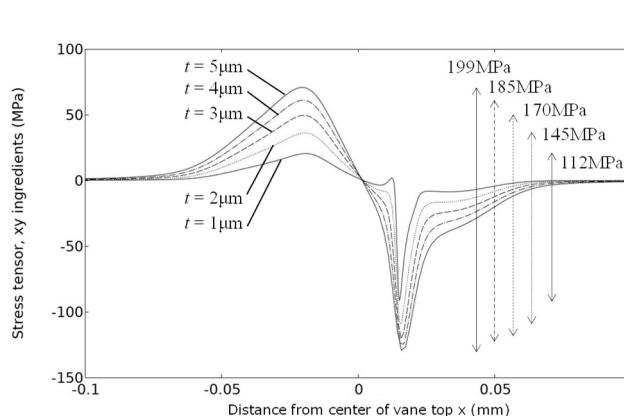


Fig. 6 Influence of the coating film thickness t on the stress tensor of interface between coating film and base material

Table 1 Analysis conditions

Load w [kN/m]	30.1
Sliding speed u [m/s]	1.09
Viscosity of oil film at atmospheric pressure η_0 [mPa·s]	5.0
Density of oil film at atmospheric pressure ρ_0 [kg/m ³]	9.12e+2
Viscosity pressure coefficient α_0 [1/Pa]	13.3e-9
Surface roughness of vane / Surface roughness of roller [μm]	$R_q = 0.1$ / $R_q = 0.1$
Coating film thickness t (μm)	1, 2, 3, 4, 5
Equivalent curvature radius R (mm)	4.46
Young's modulus of vane E_1 / Young's modulus of roller E_2 (GPa)	162 / 162
Poisson's ratio of vane and roller	0.3
Stiffness ratio of coating film E_c / E_s	1.0, 1.1, 1.4