

非接触メカニカルシールにおける潤滑膜内温度分布の均一化を目的とした溝形状の最適化

Optimization of Groove Geometry for Uniform Temperature Distribution in Lubrication Film of Non-contacting Mechanical Seals

東海大・工（正）*落合 成行 東海大・院（学）佐藤 勇希

Masayuki Ochiai*, Yuki Sato **

*Tokai University, **Graduate school of Tokai University

1. 緒言

非接触メカニカルシールは軸シールの一種であり、圧縮機やポンプといったターボ機械における回転軸周辺からの漏れを防ぐ密封要素である。非接触で動作させるため、メカニカルシールの回転環摺動面に対し動圧溝が施されており、高速や高圧環境下での使用が可能であるといった利点を有する。また、回転環と固定環の間に形成される潤滑膜は数マイクロメートルと小さいことから、ラビリンスシールなど、他の非接触軸シールと比較して漏れ量を抑制することが可能である。同シールの密封性能や潤滑性能は動圧溝の形状に応じて変化することが知られており、その特性を高めるために、様々な形状が提案されている。一方で、形成される潤滑膜の厚さが熱変形量と同オーダーであることから、熱変形を原因として漏れ量の増加や、シール面間の接触による破損といった問題が生じることがある。

Blasiak らは、熱流体解析を用いて溝の形状や深さを変えた際の潤滑膜の温度分布を求めている¹⁾。解析結果より、溝のある箇所ではそれ以外の箇所と比較して温度が低い等、溝形状に応じた温度分布が形成されることを示している。Zhou らは、熱弾性流体解析を用いて熱変形後の膜厚分布が適切に保たれるようシールを設計することで、負荷容量を維持しつつ、漏れ量の増加を防ぐことが可能であるとしている²⁾。同研究において温度分布は軸対称として仮定されているが、著者らは Blasiak らの研究結果と同様に、溝形状に応じて流れ場が変化し、温度分布に影響することを実験的に確認している³⁾。したがって、潤滑膜内の温度分布を均一化し、膜厚を同様に均一に保つことが、安定した密封性能を発揮できるシールを設計する上で重要であると考えられる。

以上の背景より、本研究では潤滑膜内の温度分布を均一化することを目的として、自然界の自己組織化アルゴリズムを適用した溝形状の最適設計を実施した。

2. 特性解析法と溝形状の最適化法

2.1 シール特性の解析法

本研究では、Fig. 1 に示すように検査体積内に流入する質量流量の保存則よりレイノルズ相当式を導出、離散化するダイバージェンスフォーミュレーション(DF)法を用いて潤滑膜における圧力分布を求めた。同図よりレイノルズ相当式は下記の通りとなる。

$$Q_{2I}^r + Q_{1III}^r - Q_{2II}^r - Q_{1IV}^r + Q_{2I}^\theta + Q_{1II}^\theta - Q_{2III}^\theta - Q_{1IV}^\theta = Q^V \quad (1)$$

ここで、添字 1,2 および I-IV は検査体積内の領域を示しており、 Q^r 、 Q^θ は r 、 θ 方向それぞれの質量流量を、 Q^V はスクイズ運動による質量流量を示しており、それぞれの方向のせん断流れと圧力流れを用いて計算される。

一方で、流体膜の温度分の解析に際しては、下記のエネルギー方程式を適用している。

$$\begin{aligned} c_p \left(q_r \frac{\partial T_m}{\partial r} + q_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial T_m}{\partial \theta} \right) &= \frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \frac{h^3}{12\mu r^2} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 \\ &\quad - \frac{11\rho r \omega_s^2 h^3}{240\mu} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\rho^2 \omega_s^2 h^5}{480\mu^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\rho^2 r^2 \omega_s^4 h^3}{160\mu} \\ &\quad + \frac{\mu r^2 \omega_s^2}{h} - \frac{4\lambda}{h} (2T_m - T_{sr} - T_{rr}) \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 T_m は各点における潤滑膜の平均温度を、 c_p および λ は潤滑剤の比熱および熱伝導率を、 T_{rr} および T_{sr} は回転環および固定環の表面温度を示す。

式(1)と式(2)を連立して解くことにより、シール面内の圧力分布および温度分布が求められる。また、圧力分布の結果から、漏れ量等のシール特性値を求めることができる。

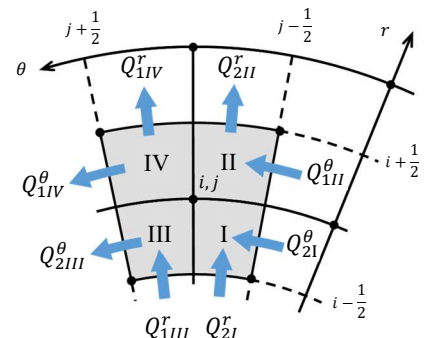


Fig. 1 Control volume and mass flow rates

2.2 溝形状最適化手法

本研究では、溝形状の最適設計手法としてセルオートマトン(CA)法と遺伝的アルゴリズム(GA)を用いた進化的セルオートマトン(ECA)法⁴⁾を用いた。Figure 2 に CA 法による溝表現の概念図を示す。同図において黒色のセルは溝部となるセルを、白色のセルは溝のないセル（ランド部）を示している。CA 法は、自然界の自己組織化を模倣した手法で、各セルにおける溝の有無をその周囲にある複数のセルの状態に対応して決める。すなわち、ある法則（以降ルールと称する）を決めておき、これに従って注目セルの状態を変化させることをすべてのセルに対して繰り返し実施する。このルールを変更することで、多様な溝形状を表現することが可能となり、ECA 法では、GA 法によりこのルールを最適化する。ECA 法の事例として橋梁の構造軽量化等がある。本研究ではこの手法を用いて、シール面の温度分布の均一化（標準偏差の最小化）と漏れ量の最小化を目的として最適化を実施した。表 1 に最適化における解析条件を示す。

3. 最適化結果および考察

Figure 3 に最適化の結果得られた各最適形状における温度分布と半径位置の関係を示す。図中のエラーバーは、円周方向のばらつきを示している。また図中に示す(a)は温度分布均一化の場合の溝形状を、(b)は漏れ量最小化の場合のものを、(c)は両者を考慮した場合の結果を示している。

同図より、(a)温度分布均一化形状において、半径方向、円周方向共に温度のばらつきが小さく、シール面内の温度変化が抑制されているのがわかる。ここで溝形状に着目すると、全般的に溝部が分散されているのがわかる。このことから、溝を分散的に配置することで流れや温度の平滑化を図っているものと考えられる。

一方で(b)漏れ量最小化形状では、特に外周側の片側に溝部が配置され、この領域において半径方向、円周方向共に温度変化が大きい。これは溝部周辺において、外周部からの低温油の流入があることや外周部においてせん断発熱が大きいことが原因と考えられる。更にもう一つの溝形状の特徴として、内周端において円周方向に細いリング状の溝が確認される。この溝は、以前著者らが実施したドライガスシールの溝形状最適化で得られた内周リング溝⁵⁾と同様の効果をもつと考えられる。つまり、シール内周側へ流体が漏れ出る直前に圧力勾配を緩和することで、漏れ量を減少させているものと考えられる。

これに対し、両者を考慮した(c)の形状においては、(a)と同様に溝を分散することで温度の均一化が図られており、さらに (b)と同様の内周リング溝において、漏れ量を抑制しているものと考えられる。

4. 結論

本研究では、非接触メカニカルシールにおける温度分布の均一化に注目し、セルオートマトンと遺伝的アルゴリズムを組合わせた進化的セルオートマトン法により溝形状の最適化を試みた。その結果、温度分布の均一化と漏れ量最小化に対して有効な溝形状を確認した。

文献

- 1) S. Blasiak et al., A numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal, *Procedia Eng.*, 39 (2012), 315.
- 2) J. Zhou, et al., An improved design of spiral groove mechanical seal, *Chinese J. of Chem. Eng.*, 15, 4, (2007) 499.
- 3) Y. Sato, M. Ochiai, Temperature Distribution Measurement and Internal Flow Visualization in the Lubrication Film of Non-contacting Mechanical Seals, *Tribology letters*, 70 (2022), 93.
- 4) 山川宏, 最適設計ハンドブック, 朝倉書店, (2003) 210.
- 5) 落合成行, 大家雄太, ドライガスシール, 特開 2020-139564, 2020-09-03

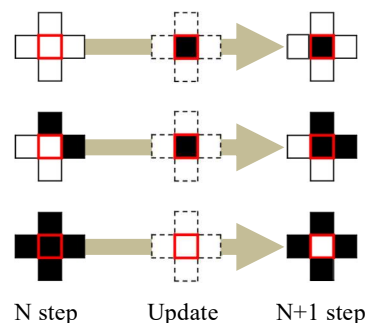


Fig. 2 Cell automaton method

Table 1 Calculation conditions

Parameters	Values
Rotational speed n_s	2,500 rpm
Outer pressure p_o	800 kPaG
Inner pressure p_i	0 kPaG
Film thickness h_r	5 μm
Groove depth h_g	5 μm
Number grooves N_g	20
Density ρ	860.0 kg/m ³
Viscosity μ	27.55 mPa·s
Specific heat c_p	1.885 kJ/kg·K
Thermal index β_T	-0.02924 /K
Thermal conductivity λ	0.144 W/m·K
Outer fluid temperature T_o	40.0 °C
Stationary ring temperature T_{sr}	50.0 °C
Cavitation pressure p_c	0 kPaG

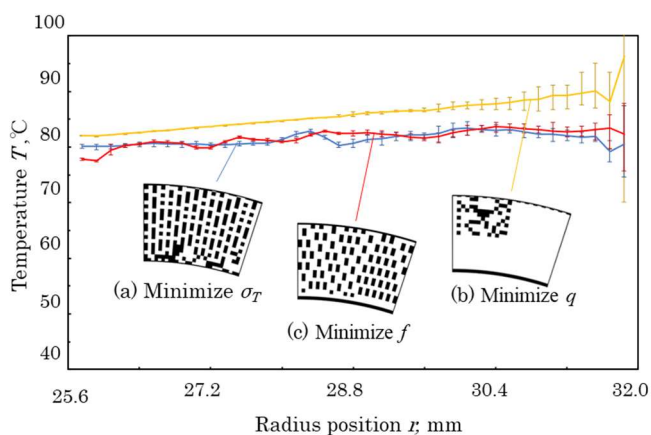


Fig. 3 Temperature distributions on each optimized groove