

表面テクスチャメカニカルシールの真空中におけるポンピング効果の評価

The Evaluation of Pumping Effect Generated by Surface Textured Mechanical Seals in Vacuum

JAXA (正) *松岡 範子 (正) *塩見 裕 (正) *松本 康司 イーグル工業 (正) **内田 健太

(正) **徳田 彩水 (非) **西内 章博 (正) **徳永 雄一郎 (非) **笠原 英俊

Noriko Matsuoka*, Hiroshi Shiomi*, Koji Matsumoto*, Kenta Uchida**, Ayami Tokuda**, Akihiro Nishiuchi**,

Yuichiro Tokunaga**, Hidetoshi Kasahara**

*Japan Aerospace Exploration Agency, **Eagle Industry Co., Ltd.

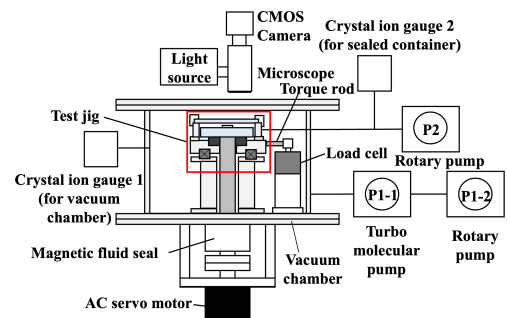
1. はじめに

既存の宇宙用機構部品は数 mL の微量な油で潤滑されるのに対し、月面有人と圧ローバを代表とする将来の宇宙機では機器の大型・高速化に伴い数 L の潤滑油で機器の潤滑と冷却を担う必要がある。多量の潤滑油を扱うためには真空中で油を積極的に封止するシール技術が求められるが、該当技術は確立されていない。一方、地上用シールでは近年表面テクスチャを適用した低摩擦・低漏洩量なメカニカルシールが提案されている¹⁾。しかし、真空中で表面テクスチャによる流体のポンピング効果を調べた例は殆ど無く、宇宙機への適用性が定かではない。真空中ではキャビテーション圧力と周囲圧力の差圧が減少するため、シールのポンピング性能が低下しシール特性が大気中と異なる可能性がある。本報では表面テクスチャによる真空中でのポンピング効果と漏洩量を評価するため、真空中を含む差圧環境下で表面テクスチャメカニカルシールの摩擦トルクと漏洩量を調べると同時にシール面を可視化観察した。摩擦トルク推移と可視化観察結果から、真空中における表面テクスチャのポンピング効果発生メカニズムについて考察する。

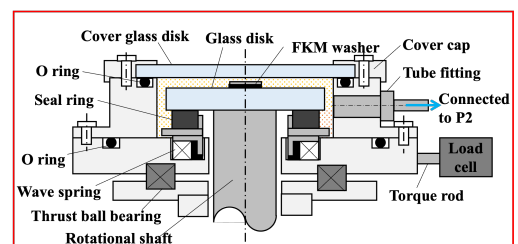
2. 試験方法

試験は Fig. 1 に示すシール面を可視化観察可能なシール試験装置を用いた。供試用シールは SiC 製のシールリング (外径 28 mm, 内径 18.4 mm) および合成石英製ガラスディスク (直径 40 mm) で構成される。本試験では Fig. 2 に示す表面テクスチャ形状の異なる 2 種類のシールリングを用いた。両シールリング共に外周側には幅と深さが同等の深溝とレイリーステップ溝を等配加工した。内周側は、一方にはシールリング内周端に貫通し、深溝に非貫通のスパイラル溝 (以下、正圧型または PP) を、他方にはシールリング内周端に非貫通で深溝に貫通したスパイラル溝 (以下、負圧型または NP) を加工した。シール外周側は試験治具により真空槽内と雰囲気とを遮断される。試験治具と真空槽を別のポンプにより排気してシール内周側は真空槽内、外周側は Fig. 1 (b) で橙色のハッチングで示す試験治具内の圧力に調整した。また、シールリングはウェーブスプリングを介して試験治具内部に固定され、上から相手面のガラスディスクを乗せ AC サーボモータに接続された回転軸先端へ固定する。固定時にウェーブスプリングが圧縮され、シール面に約 28 N の荷重がかかる。本状態でガラスディスクを回転させた際にシールリングへかかる力をロードセルにより計測し、シール面に生ずる摩擦トルクとした。潤滑油は PAO (Polyalphaolefin, 0.028 Pa·s @20 °C) を用いた。

試験手順はまずシールリングに油を約 200 mg 塗布した後、上からガラスディスク固定する。本状態でガラスディスクを 0.048 m/s で 1 h 回転させ真空中で油を脱気した。脱気後、大気開放してシールリング内径と回転軸に付着した油を拭き取り、試験機へ再設置した。差圧条件下の試験時のみ試験治具の蓋を閉じ、真空槽と試験治具内を Table 1 に示す周囲圧力まで排気した。排気後、ガラスディスクを 0.192 m/s で 24 h 定速回転させ、摩擦トルクの計測と同時にガラスディスク上部からシール面を可視化観察した。シールリングとガラスディスク一体状態での試験前後の質量差とシールリング内径に付着した油の拭き取り質量の和を求め、シールの総漏洩量とした。

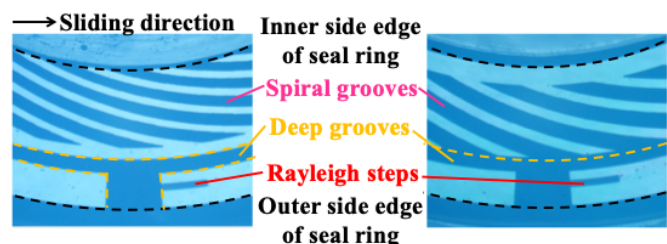


(a) A schematic diagram of the seal test rig



(b) An enlarged diagram of the test jig

Fig. 1 Experimental setup of seal test



(a) Positive pressure type (PP) (b) Negative pressure type (NP)

Fig. 2 Pictures of surface textures applied to seal rings

3. 結果および考察

Figure 3 に異なる周囲圧力条件下で正圧・負圧型を 24 h 回転させた際における 1 h 毎の平均摩擦トルクの時間推移を示す。表面テクスチャ形状や周囲圧力条件によらず平均摩擦トルクは安定して推移した。

回転加速開始から定常回転速度に到達して 0.2 h 後までの間における正圧型の摩擦トルクと試験中に生ずるキャビティがシール面中に占める面積率の推移を Fig. 4 に示し、試験中のシール面の可視化写真を Fig. 5 に示す。正圧型では周囲圧力条件によらず概ね同時刻からシール内周側の油がシール面へ吸引され、Fig. 5 に示す通りシール内周端からキャビティが拡大した。最終的にキャビティは Fig. 5 の時刻 0.167 h における写真と同様にスパイラル溝部全域に拡大した状態で安定した。また、キャビティの拡大開始と同時に摩擦トルクが回転速度に伴い増大し始めたことから、シール面が流体潤滑で作動していたと推測される。

負圧型を用いた場合における Fig. 4 と同様の摩擦トルクとキャビティ面積率の推移を Fig. 6 に、試験中のシール面の可視化写真を Fig. 7 に示す。正圧型と同様に、負圧型でも周囲圧力条件によらずキャビティが拡大し、最終的にキャビティはスパイラル溝部のほぼ全域に拡大した状態で安定した。ただし、負圧型は Fig. 7 に示す通り回転加速初期にスパイラル溝部でキャビティが発生・拡大した後に内周側の油を吸引するため、キャビティ面積率は二回にわたって増加した。キャビティ面積率が二回目の増加を始めた際、大気中では摩擦トルクが急激に低下した後ただちに安定して推移したのに対し、中真空中では摩擦トルクが緩やかに減少した。正圧・負圧型共に周囲圧力条件によらず定常回転中はスパイラル溝部が概ねキャビティで覆われていた。したがって、定常回転中は主に深溝とレイリーステップ部がシール面の潤滑に寄与していたため、Fig. 3 で表面テクスチャ形状による摩擦トルクの差異が小さかったと推察される。

Figure 8 に正圧および負圧型を低真空 / 大気条件下で 24 h 回転させた際における 1 h 毎の平均摩擦トルクの時間推移を示す。正圧型は Fig. 3 と同様に概ね安定した平均摩擦トルクで推移した。これに対し、負圧型は平均摩擦トルクが高い値で不安定に推移しており、シール面間に安定した油膜が形成されていなかったと推測される。

Figure 8 の試験開始から約 16 h 後における正圧・負圧型のシール面の可視化写真を Fig. 9 に示す。等圧条件下の試験と同様に正圧・負圧型共にスパイラル溝部のほぼ全域にキャビティが拡大した。ただし、低真空 / 大気条件では外周側の深溝部およびレイリーステップ部にもキャビティが発生した。正圧型では深溝部の外周端部にのみキャビティが発生したのに対し、負圧型ではキャビティがリッジ部にも拡大していた。さらにレイリーステップ溝部周辺にも筋状のキャビティが発生していたことから、負圧型は油量不足状態で作動していたと推測される。

Figure 3 および 8 で示した試験における総漏洩量を Fig. 10 に示す。正圧・負圧型共に大気 / 大気、中真空 / 中真空、低真空 / 大気の順に総漏洩量が増加した。特に負圧型では低真空 / 大気条件下において総漏洩量が顕著に増加した。Figure 8 および 9 より、負圧型は低真空 / 大気条件下で安定した油膜が形成されない状態で作動していた。したがって、表面テクスチャによるポンピング効果が安定して発揮されず、油を封止できていない状態であると推測される。一方、

Table 1 Tested pressure condition of seal ring

No.	Inner side	Outer side
1	Atmosphere	
2	Middle vacuum (10^{-2} Pa order)	
3	Low vacuum (10^4 Pa order)	Atmosphere

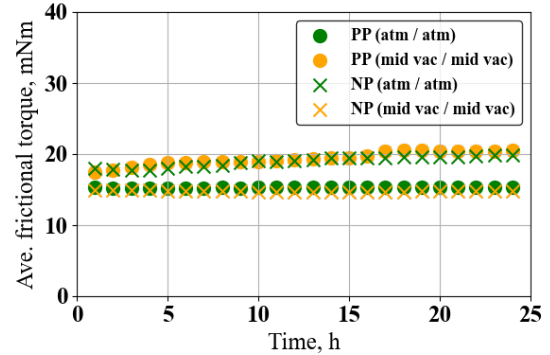


Fig. 3 Average frictional torque of mechanical seals under different isobaric pressure condition

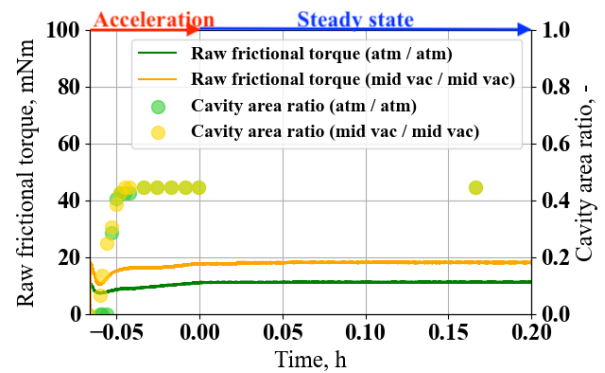


Fig. 4 Raw frictional torque and cavity area ratio of PP at the beginning of operation

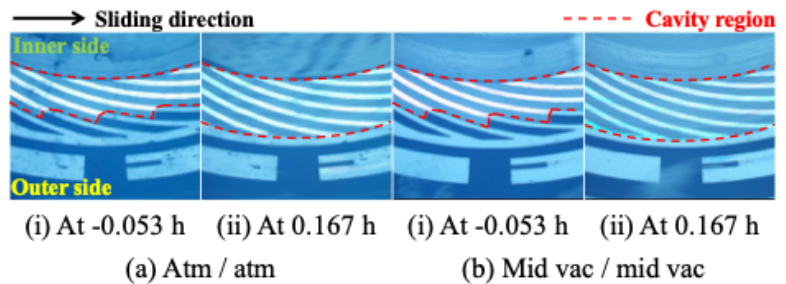


Fig. 5 Cavity generated in PP during operation

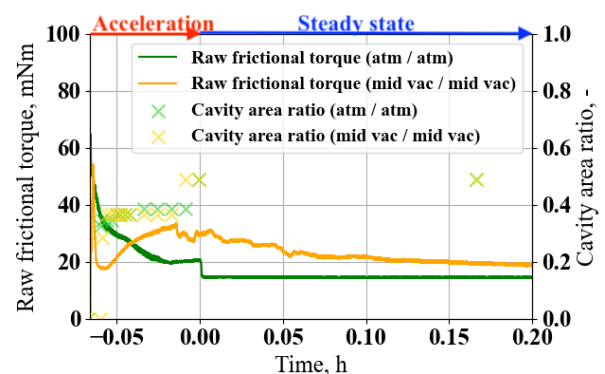


Fig. 6 Raw frictional torque and cavity area ratio of NP at the beginning of operation

正圧型においても総漏洩量は増加していたものの、Fig. 8において平均摩擦トルクが低い値で安定して推移していたことから、差圧に耐えるポンピング性能が得られていたと推測される。今回の試験では、周囲圧力条件によらず負圧型と比べて正圧型で総漏洩量が少ない結果が得られた。Figure 3では周囲圧力条件によらず正圧・負圧型の摩擦トルクの差は小さい。したがって、両者の油膜厚さは殆ど同じであったと推測されることから、周囲圧力条件によらず正圧型でより高いポンピング性能が得られていたと推察される。今後、周囲圧力条件による正圧・負圧型のポンピング性能への影響を調べるためには、高真空条件および大気中の加圧条件下でシール内外周側や油膜厚さを含めたシール面周辺全体の油の挙動と総漏洩量の関係性を評価する必要がある。

4. おわりに

真空中を含む差圧環境下で表面テクスチャメカニカルシールを作動させ、表面テクスチャによるポンピング効果の発生有無とシール特性を評価した。今回用いた正圧・負圧を利用する表面テクスチャはいずれも真空中でポンピング効果を発揮し、シール内周側に滞留した油を吸引することが明らかになった。特に正圧型は真空中を含む環境で約 0.1 MPa の差圧に耐えるポンピング性能を発揮することがわかった。

文献

- 1) Y. Tokunaga, H. Inoue, K. Okada, N. Uemura & Y. Yamamoto : Improvement in Sealing Performance and Friction Reduction by Laser Surface Texturing for Mechanical Seal, BHRG 21th Fluid Sealing (2011) 91.

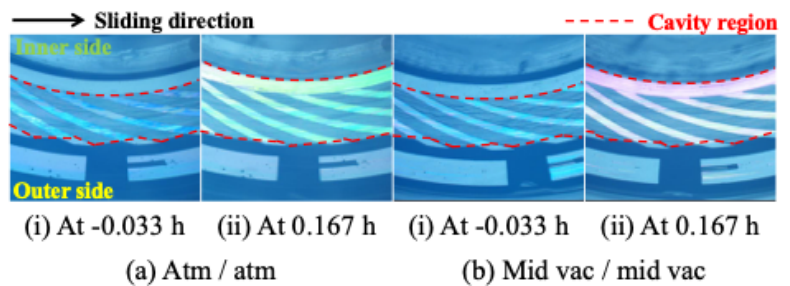


Fig. 7 Cavity generated in NP during operation

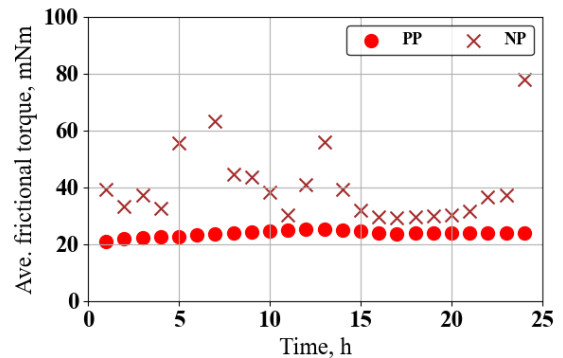


Fig. 8 Average frictional torque of mechanical seals under low vacuum and atmosphere condition

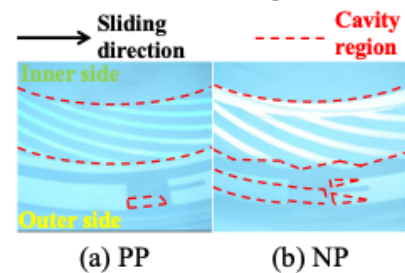


Fig. 9 Cavity generated in PP and NP under low vacuum / atmosphere condition 16 h after the start of operation

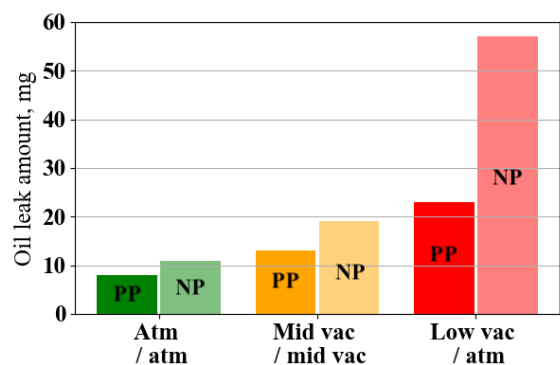


Fig. 10 Oil leak amount of PP and NP under different pressure condition