

極低温流体による遠心加圧滑り軸受試験

Centrifugal Hydrostatic Bearing Experiment with Cryogenic Lubricant

千葉工大 (正) *庄山 直芳 (非) 田邊 秀一 (非) 和田 豊

JAXA (正) 高田 仁志

Tadayoshi Shoyama*, Shuichi Tanabe*, Yutaka Wada*, Satoshi Takada**

*Chiba Institute of Technology, **Japan Aerospace Exploration Agency

1. はじめに

液体ロケットエンジンのターボポンプは、エンジンやロケット全体の信頼性を左右するコンポーネントである。実用化されているターボポンプの軸受は玉軸受であり、それは極低温においてオイルやグリスを用いず、DN 値で 200 万以上の高速回転という厳しい条件で設計される。このため要求寿命は例えば 1 時間以下¹⁾である。よって、再使用ロケットの 1 段目や、軌道往還機のロケットエンジンの再使用にあたっては軸受交換を伴う重整備が必要となり、これは時間とコストを要するため、軸受の長寿命化が必要である。

玉軸受に勝る長寿命化を期待して、静圧軸受、フォイル軸受、磁気軸受、超電導軸受などの非接触型軸受が研究されてきた。しかし従来例では、外部ポンプ、もしくは自らのポンプ吐出の高圧流体を利用している。このため、起動時には静圧が不十分で境界潤滑状態から脱する前に摩耗が生じてしまう。滑り軸受化にはこの問題を解決もしくは回避する必要がある。

遠心加圧軸受²⁾は、回転軸のすべり面に設けられた半径流路の遠心加圧効果を利用し、液膜に水が高圧供給される。外部からの高圧供給を受けることないため、配管構造がシンプルになる。また、軸受内部のキャビテーション領域を減少させる効果がある。軸受面のすぐ内側に加圧機構が存在するため、起動初期より遅れなくすべり面に加圧液体が供給される。遠心作用は密度と滑り速度だけで得られるため、くさび効果が低下する低粘性流体でも効果が低下しにくい。本技術の大型ロケットへの適用を視野に入れ、極低温推進剤への対応を目指している。しかし、-200℃における遠心加圧滑り軸受の作動については未知であり、滑り軸受単体の動作特性を検証する必要がある。そこで軸受試験機を製作し、液体窒素を潤滑剤とした回転試験を実施した。

2. 滑り軸受

遠心加圧軸受の構造を図 1 に示す。軸下部端面から回転軸中心に沿って半径 $r_b = 2 \text{ mm}$ の中心孔(center hole)がある。軸端面に供給された LN2 などの液体は、中心孔と軸受すべり面を連通する $\Phi 1 \text{ mm}$ の半径方向流路(radial hole)を通してすべり面に供給される。この際、軸が $\omega \text{ rad/s}$ で回転していれば、液体は遠心効果によって hydrostatic な圧力として p_{hs} だけ昇圧される。

$$p_{hs} = \frac{1}{2} \rho (r_s^2 - r_b^2) \omega^2 \quad (1)$$

本式は図 1 に示す軸断面の半径方向流路を遠心翼車と見たときに、オイラーヘッドの式において流速が周速と等しいとみなすことで得られる。実際、半径方向流路出口では半径方向速度を持っていないため、この過程は妥当と考えられる。また、すべり面の液膜には、これに加えて hydrodynamic なくさび効果による圧力 p_{hd} が発生する。

$$p_{hd} = \frac{\eta N}{S} \left(\frac{r}{c} \right)^2 \quad (2)$$

本式はゾンマーフェルト数 S の定義式を変形したものである。このようにみると、同じ S で発生できる液膜圧力は、粘性 η に比例するということができる。よって、液体窒素のような粘性の低い流体では負荷容量が小さくなってしまふ。滑り軸受の液膜には p_{hs} と p_{hd} が複合的に生じることで軸受負荷容量が発生するが、 p_{hs} の式には粘性が含まれておらず、密度さえあれば有効である。よって、LN2 のような低粘性流体の軸受では、遠心加圧機構のように、粘度に依存しない hydrostatic な圧力発生機構が重要となる。実際、日米欧におけるロケットエンジン用ターボポンプにおける滑り軸受化の取り組みでは、いずれも外圧供給型の静圧軸受を採用している。

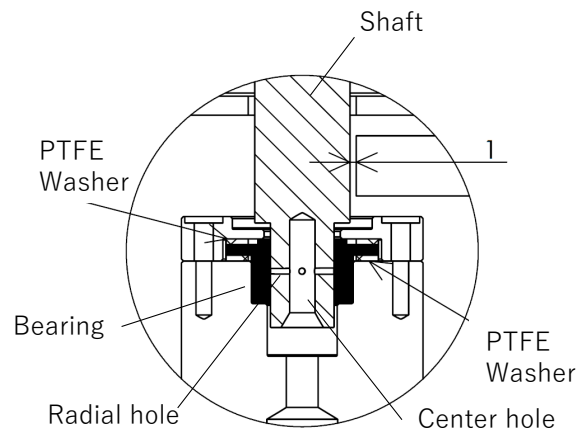


Fig. 1 Centrifugal hydrostatic bearing

3. 軸受試験機

軸受試験機の構造は、図 2 に示すように縦軸であり、上軸受は複列アンギュラ玉軸受、下軸受が評価対象の滑り軸

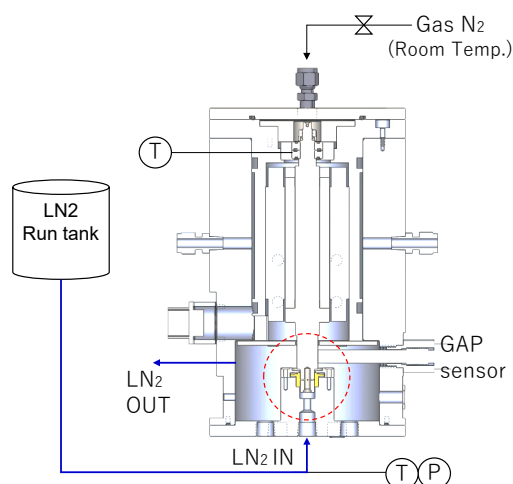


Fig. 2 Schematic of the test rig. Dashed circle corresponds to the area enlarged in Fig. 1

受となっている。縦軸となっているのは、滑り軸受を適用する電動ターボポンプと合わせるためである。インペラはないためスラスト荷重は軸の重さのみであるが、アンギュラ玉軸受でこれを受ける。

極低温流体機械の特徴として、常温で組み立てた状態からの温度変化により構造物が収縮するため、各部の隙間が変化する。軸受間距離が 160mm である場合、LN2 で冷却すると (-196℃) 0.38mm 軸が短縮する。軸受を支持しているケーシングも縮むので、その分は差し引いた長さだけ、軸受のスラスト隙間が変化する。軸両端 2 か所ともスラスト剛性の高い玉軸受で支持している場合は、この差を吸収できるような軸受支持機構が必須である。本試験機の場合は、スラスト荷重を上部のアンギュラ玉軸受の一か所で支持しており、スラスト方向に自由度がある滑り軸受でこの熱収縮を吸収することができる。

潤滑用の LN2 はランタンクから供試体の下軸受に供給する。軸受排水空間の LN2 は大気圧の外部に排出される。上部の玉軸受にはガス窒素を供給し、モータを冷却して軸受排水空間に到達する。LN2 供給系の全体写真を図 3 に示す。軸受への供給流量は小さく配管内で授熱により容易に蒸発してしまうため、配管を十分に断熱する必要がある。一方で玉軸受に塗布したグリスは液体窒素温度で凝固するため、試験機上部の穴より常温のガス窒素を供給することで 0℃ 付近に温度を維持した。これは玉軸受上部にある回転パルス取得用の GAP センサの保護にもなっている。試験前には、滑り軸受より高い位置にある熱電対の温度が液体窒素供給温度と等しくなるまで予冷を行った。これにより、軸受周囲は液体窒素で満たされていることを保証している。

4. 実験結果

図 4 に回転数とインバータの出力の時系列データを示す。起動時に 0.08 kW の出力が発生したのち、回転数の上昇とともに動力が減少し、5000 rpm でインバータ出力が最小となった。その後は 28000 rpm まで回転数とともにインバータ出力も増加した。試験機が縦置きのため、静止時の軸受荷重はほぼ無視できるが、滑り軸受の摺動面と軸のミスアライメントにより、起動初期は軸と軸受が接触した状態にある。5000 rpm 以下の動力の減少傾向は、軸受面が流体潤滑へ移行していったためと考えている。28000 rpm 到達時に過大な振動が発生したため回転を停止した。

5. まとめ

液体窒素で潤滑された遠心加圧滑り軸受の実験を行った。目標回転数には到達しなかったが、28000 rpm 以下の回転数で流体潤滑が成立していることを示す結果が得られた。今後は振動抑制のため、軸受支持構造の減衰機構を強化するなどの対策を行う予定である。

文献

- 1) 青木・志村・藁科・上條：極低温上段エンジン用ターボポンプの設計および開発，日本航空宇宙学会論文集，53，617 (2005) 257.
- 2) T. Shoyama, B. Kawano, T. Ogata, M. Matsui, M. Furukawa, & S. Dousti: Centrifugal Turbo Chiller Using Water as Refrigerant and Lubricant,” Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng., 236, 1, (2022) 71.

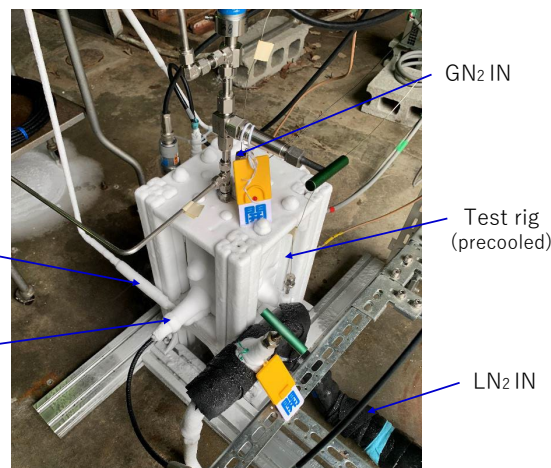


Fig. 3 Photograph of the experimental system.

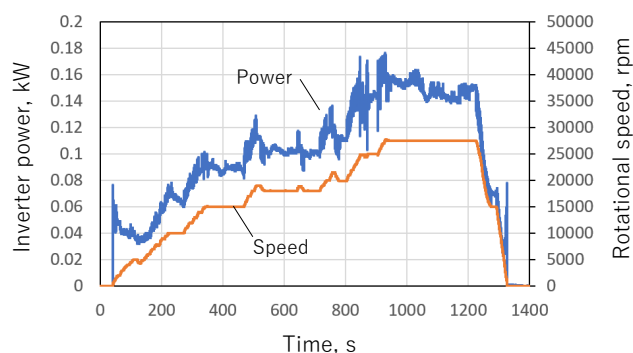


Fig. 4 Inverter output power history.