

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

極低温・高速回転玉軸受の内部流れのCFD解析

中村 智也, 木村 俊哉, 内海 政春,
後藤 公成,
坂口 智也, 和泉 麻理子

2013年10月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

極低温・高速回転玉軸受の内部流れの CFD 解析*

宇宙航空研究開発機構 ※中村 智也, 木村 俊哉, 内海 政春
東日本スターワークス株式会社 後藤 公成
NTN株式会社 坂口 智也, 和泉 麻理子

1. 緒言

ロケットエンジンの推進剤には, 液体酸素と液体水素を用いることが多い. エンジンの高出力化には, 多量の液体推進剤を燃焼器に圧送する必要がある, ターボポンプの高性能化が求められている. ターボポンプは数万 min^{-1} と高速で使用され, 軸支持にはアンギュラ玉軸受が用いられることが多い. 液体推進剤の一部は, 本軸受の内部を流れ, 軸受を冷却する.

軸受荷重は, 内外輪間に介在する転動体で受けるため, 保持器に直接作用しない. しかし, 高速回転下では遠心力や保持器自体の運動などにより, 保持器に生じる応力が増加する. 保持器応力は, 保持器の弾性変形を考慮した軸受の動力学解析で計算できる¹⁾.

ターボポンプ用軸受の玉と保持器は, 液体推進剤中を高速運動するため, 流体からの力を受けると予想される. よって, 保持器の応力状態や軸受挙動をより正確に検討するためには, 玉および保持器に作用する流体力を考慮した軸受の動力学解析が必要と推測される.

軸受の内部流れの CFD 解析に関して, 川崎ら²⁾による圧力損失の検討, Owens ら³⁾や Subbaraman ら⁴⁾による冷却性の検討が報告されているが, 玉や保持器に作用する流体力については未検討である.

そこで, ターボポンプ用軸受の内部流れの CFD 解析を行い, 玉および保持器が液体推進剤から受ける流体力を算出し, 得られた流体力を軸受動力学解析に導入し, 保持器応力や軸受挙動に及ぼす流体力の影響を検討した. 本報では, まず, CFD 解析によって得られる玉および保持器に作用する流体力について報告する.

2. 解析対象と解析手法

超高速ターボポンプ用軸受の開発⁵⁾で用いられた

図 1 に示すアンギュラ玉軸受を解析対象とする. 軸受諸元を表 1 に, 解析条件を表 2 に示す. 液体酸素用よりも高速運転される液体水素用ターボポンプを想定し, 液体水素は図 1 の左から右に流れると仮定した.

解析コードは STARCCM+ (V.6.02) を用い, 乱流モデルは Realizable $k-\epsilon$ two-layer model とし非圧縮と仮定した. 軸受発熱および流体の相変化は無視した. 軸受内の玉は, 玉-内輪間および玉-外輪間のす

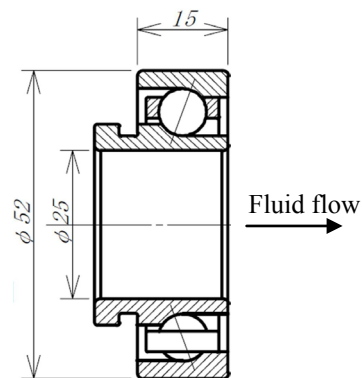


図 1 解析対象軸受⁵⁾

表 1 軸受諸元⁵⁾

Dimensions (mm)	$\phi 25 \times \phi 52 \times 15$
Ball material	Si_3N_4
Pitch diameter (mm)	38.5
Ball diameter (mm)	7.938
Initial contact angle (deg.)	20
Number of balls	10

表 2 解析条件

Fluid	Liquid Hydrogen
Temperature (K)	25
Density (kg/m^3)	67.136
Viscosity ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	1.0492×10^{-5}
Pressure (MPa)	1.6
Flow rate (L/s)	0.3
Rotational speed of inner ring (min^{-1})	100 000 max

* 平成 25 年 5 月 9 日受付 (Received 9 May, 2013)

きまが同じになる様に配置した。

軸受内部の構造が円周方向に周期性を有するため、図 2 に示すように周期境界条件を用いて玉 1 つ分の領域のみを解析対象とし、計算格子数を約 200 万に抑えた。流体の入口・出口の境界条件の影響を除くため、図 3 に示すように軸受の前後 100 mm を助走区間として解析領域に含めた。

解析モデルの座標系を図 3 に示す。座標系は直交座標とし、軸受の軸方向に Z 軸、保持器のポケット中心を通る半径方向外向きに Y 軸をとる。本報では玉に作用する流体力を F_{bx} , F_{by} および F_{bz} , 保持器に作用する流体力を F_{cx} , F_{cy} および F_{cz} で表す。下付添え字の x , y および z は座標系 X, Y および Z 軸方向成分を表す。

実際の軸受の玉は軌道面とヘルツ接触するが、CFD 解析では接触しながら相対運動するモデルを取扱えないため、わずかなすきまを与えることとした。

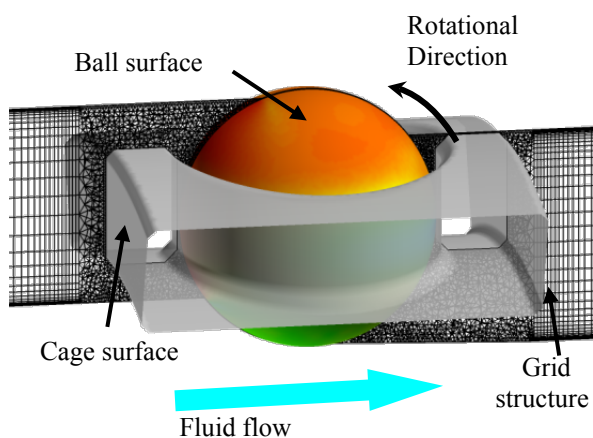


図 2 CFD 解析モデル

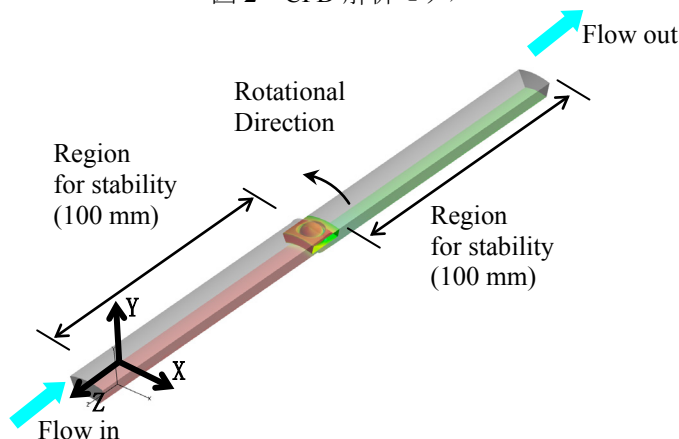


図 3 解析領域

3. CFD 解析で検討する条件

解析で検討する条件を表 3 に示す。

回転速度の影響は、図 4 (a)の Normal に示すように保持器の中心は軌道輪の中心に一致させつつ、玉はポケットの中央として検討した。

軸受内部には、玉-保持器間に狭いすきま部があり、これが変化すると、流体の流れが、ひいては玉および保持器に作用する流体力が変化すると考えられる。そのため、保持器の位置を種々変更した条件で、玉および保持器に作用する流体力の計算を行うこととする。

図 4 の(b)および(c)に示すように、図 4 (a)の Normal に対し Z 軸まわりに保持器をわずかに前方または後方に回転させた条件も検討した。図 4 の(b)および(c)でのポケットと玉の狭い方のすきまは、図 4 (a)でのすきまの 8%である。また、保持器が流体に押される場合を想定し、-Z 方向に保持器を移動させた条件も検討した。保持器の-Z 方向の移動量は、図 4 (a)での玉と上流側の保持器ポケットとのすきまの 50 %および 60 %の 2 水準とした。この解析での内輪の回転速度は $100\,000\text{ min}^{-1}$ とした。

本解析では、前述のように玉と軌道面が実際は接触する場所にわずかなすきまを導入している。流体がこの接触部を通過することは、実際の軸受では不自然であり、上記のすきまの導入の妥当性は不明である。これを検討するため、玉と軌道面間の本来の接触部において、流体がせき止められることを模擬する架空の壁(以降バッフルと称す)を図 5 のように設けた条件も検討する。この解析では、軸受の運転中で最も発生しやすい状態を想定し、図 4 (c)

表 3 CFD 解析での検討条件

Rotational speed of inner ring (min^{-1})	0, 10 000, 20 000, 40 000, 60 000, 100 000
Cage shift with respect to ball	Normal, Forward, Backward
Cage offset along Z-axis	50 %, 60 % of ball/cage clearance
Baffles between ball and raceways	Exist, None

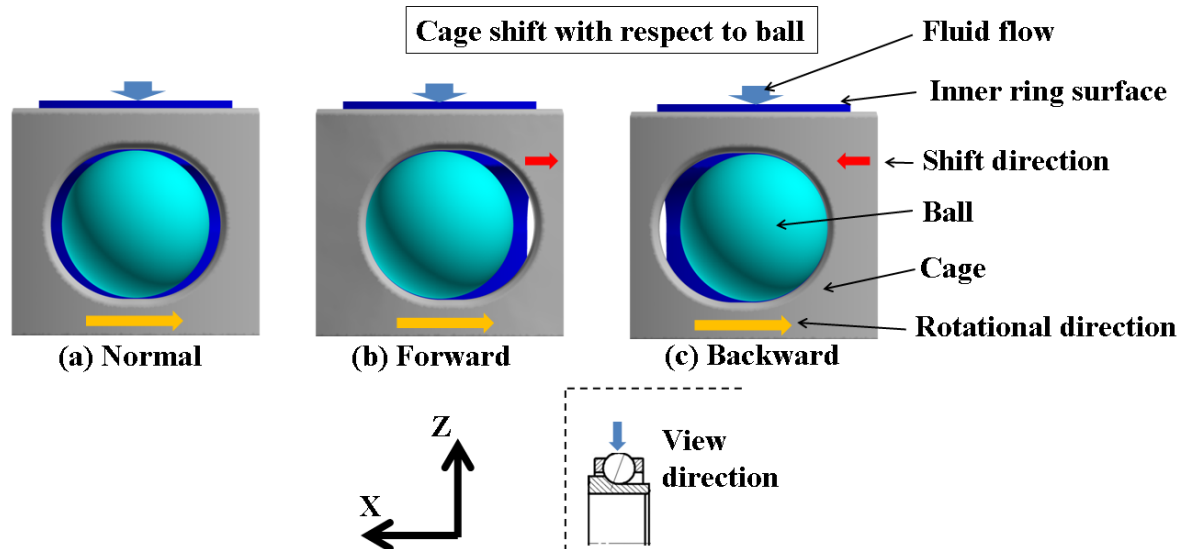


図4 玉と保持器の位置

Backward で保持器が回転後方に偏りかつ保持器の軸方向の移動量が 60 % の条件で行うこととする。

4. 解析結果および考察

4. 1 回転数の影響

玉に作用する流体力を図 6 に示す。力の大きさを比較すると F_{bx} が最も小さい。回転速度の増加に伴って F_{by} は負側に増加し、 F_{bz} は正側に増加する。

負側の F_{by} は玉に作用する向心方向の力である。軸受内で旋回する流体の遠心力により、玉と内輪および外輪の間の圧力に差が発生するため、回転速度の増加により F_{by} の絶対値も増加する。

玉に作用する F_{bz} は下流側から上流側に向かう力である。 F_{bz} の大きさが回転速度とともに増加する理

由について、以下に考察する。

玉と上流側の保持器ポケット部の YZ 平面での圧力と流速分布を図 7 に示す。玉と保持器の間では、遠心力によって半径方向外側への流れが発生する。下流側でも同様に玉と保持器の間には半径方向外側への流れが生じる。ただし、保持器と外輪内径面のすきまは図 1 のように、上流側が下流側よりも広い。そのため、同じ遠心力であっても上流側の玉と保持器のすきまの流速が、下流側に比べ高くなる。これにより玉の上流側と下流側との圧力差が生じ、この圧力差は回転速度とともに増加するため、玉を上流側に押す力（図 6 の F_{bz} ）が増加する。

玉に作用する流体力は大きいもので 1.7 N ほどである。公転運動により生じる玉の遠心力はおおよそ 70 N であり、玉に対する流体力の影響は軽微と考える。

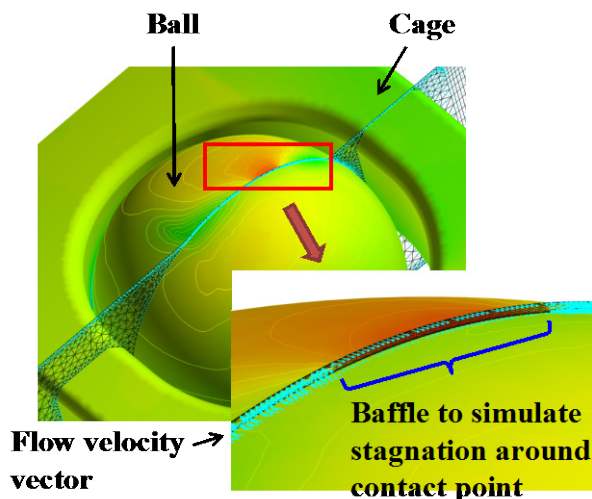


図5 玉と軌道面の接触部に導入したバッフル

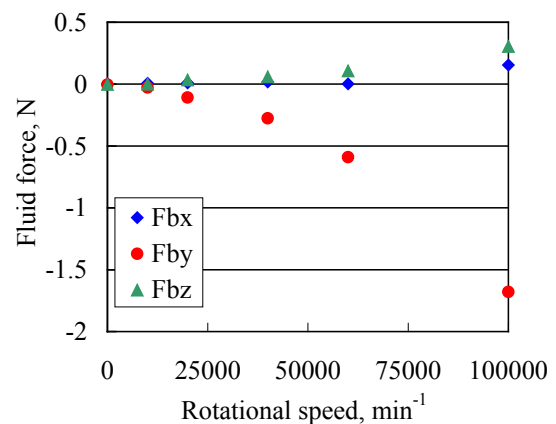


図6 玉に作用する流体力

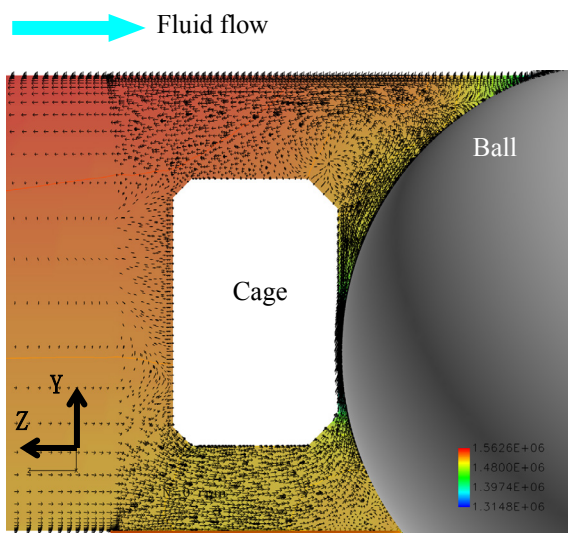


図7 YZ平面上での圧力および速度分布

つぎに、保持器に作用する流体力を図8に示す。力の大きさの比較では、 F_{cx} が最も小さい。 F_{cy} の大きさは40 N以上と比較的大きく、回転速度の増加に対しわずかに増加する。 F_{cz} は回転速度の増加に対し、負側に増加する。

負側の F_{cy} は、保持器に作用する向心方向の力である。40 Nほどの F_{cy} の大きさは、保持器の内外径の表面積と圧力の積の差で説明できる。保持器の内径面と外径面には面積差があるため0 min⁻¹でも40 Nほどの力が生じている。回転速度とともに F_{cy} の絶対値が増加するのは、遠心力により保持器外径側の圧力が上昇するためである。

負側の F_{cz} は、保持器に作用する上流側から下流側に向かう力である。この F_{cz} の大きさが回転速度とともに増加する理由を以下に示す。

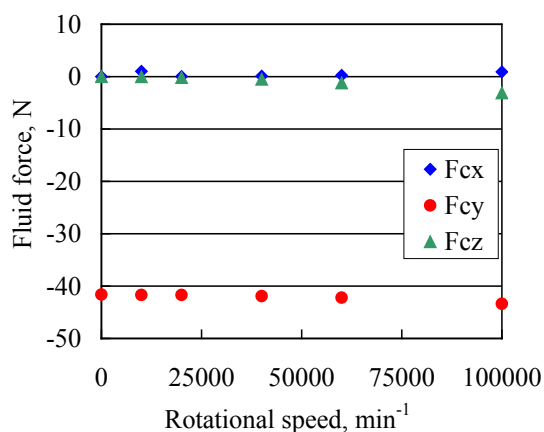


図8 保持器に作用する流体力

玉と保持器のすきま部では、半径方向外側への流れが生じ、外側の圧力が上昇する。特に上流側では保持器外径と外輪内径のすきまが大きく、流量が多いため玉の上流側の圧力は下流側に比べ高くなる。そのため、回転速度が増すほど、保持器の上流側と下流側の圧力の差が広がり、 F_{cz} の大きさも増加する。

保持器に作用する流体力に関して、 F_{cx} および F_{cz} は数Nであるのに対し、 F_{cy} は40 N以上と大きい。特に負側の F_{cy} は遠心力により生じる保持器のフープ応力を抑制する効果があり、軸受の機能上、好ましい。

4. 2 保持器の位置の影響

Z軸まわりに保持器を回転させた場合の流体力を図9に示す。玉および保持器に作用するX軸方向の流体力の変化が比較的大きい。保持器が回転後方に偏っている条件(図9中のBackward)では、保持器は+X方向、玉は-X方向に流体力が作用している。一方、保持器が回転前方に偏っている条件(図9中のForward)では、保持器はほぼ0、玉は+X方向に流体力が作用している。

Z軸方向に保持器を移動させた場合の流体力を図10に示す。保持器を軸方向に偏らせても、流体力はほとんど変化しない。

F_{bx} および F_{cx} の変化は玉と保持器間のすきまに起因している。保持器ポケットでは遠心力により内輪側から外輪側に向かう流れが生じる。狭いすきまを同じ流量が通過すれば速度が高まるため、圧力が低下する。ポケット内での玉と保持器のすきまの狭い

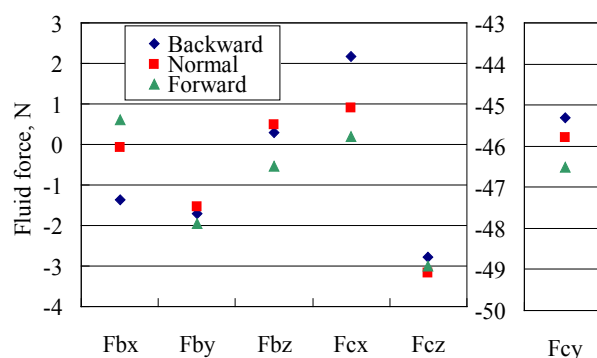


図9 Z軸まわりに保持器を回転させた場合の流体力

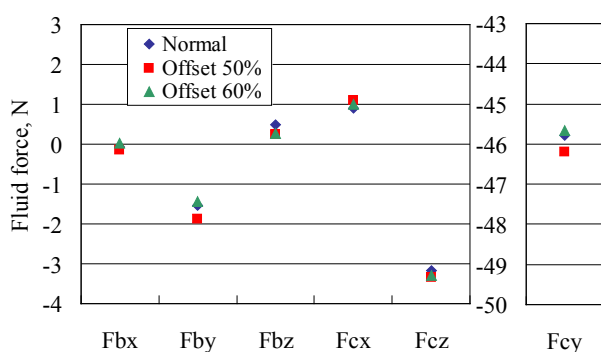


図 10 Z 軸方向に保持器を移動させた場合の流体力

側の圧力が低下するために、玉および保持器は狭いすきま側に向かって押される状態になっていると理解される。

4. 3 バッフルの影響

3章で説明したバッフル無し有りの各条件における玉および保持器表面の圧力分布および玉-外輪の微小すきま部を通過する流れの流線を図 11 および図 12 にそれぞれ示す。

バッフル無しモデルでは、流線は微小すきま部を通過し、圧力も低くなっている。本来は玉と外輪がヘルツ接触する領域であるが、流体が通過していることが分かる。一方、バッフル有りモデルでは、流れが止められ、バッフル手前での圧力上昇も認められる。よって、バッフル有りの方が、実際の軸受での流れ状態に近いと考えられる。

図 13 にバッフル有無の各条件での流体力を示す。バッフルを設けることで、変化が大きい力は F_{by} であり、2 N ほど絶対値が増加している。

バッフルの導入によって負側の F_{by} が増加するのは、玉-内輪および玉-外輪の間の微小すきま部での流速の差によるものである。バッフル無しの場合、外輪側の流速は内輪側に対し 3 割ほど高くなっていた。流速が高いほど、バッフルでせき止められた際に生じる圧力上昇が大きく、玉-外輪のバッフル手前の圧力上昇が内輪側のそれよりも大きくなるためと考えられる。絶対値は 2 N と、玉に生じる遠心力と比べ大きくないが、流線が変わるため、圧力損失や

冷却特性の検討を行う場合は考慮すべき項目と考える。

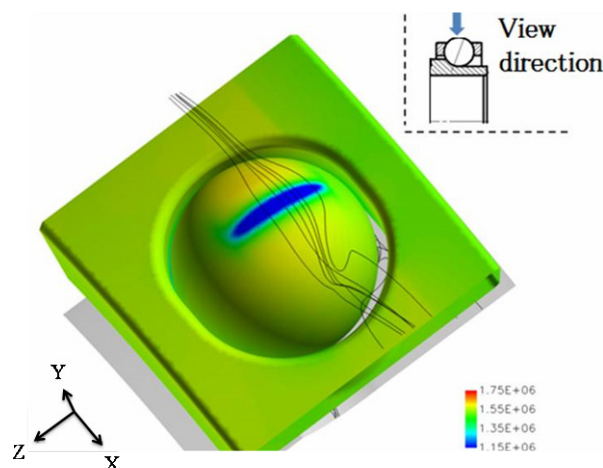


図 11 玉および保持器表面の圧力分布および流線（バッフル無し）

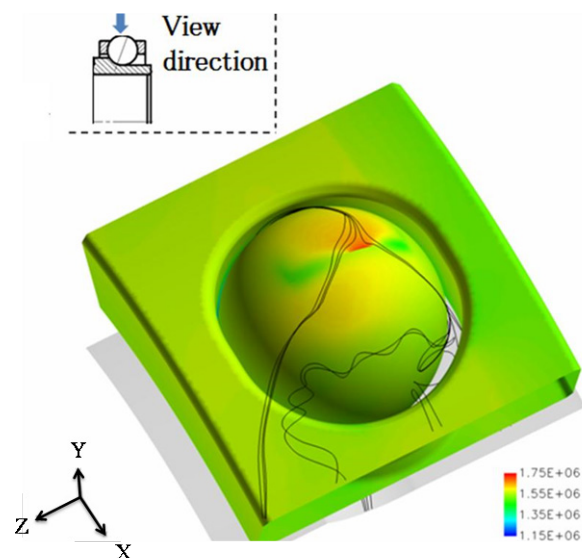


図 12 玉および保持器表面の圧力分布および流線（バッフル有り）

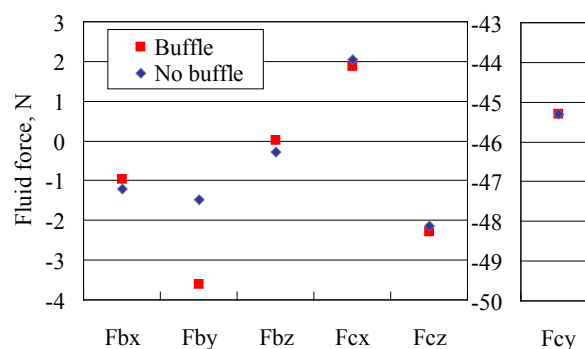


図 13 バッフル有り・無しの各条件での流体力

5. 結言

ターボポンプ用軸受において液体水素から玉および保持器に作用する流体力を把握するために、玉軸受の内部流れの CFD 解析を行った。解析モデルには、玉と軌道面との接触部位に微小すきまを設けた。本モデルにおいて、回転速度、保持器の位置および玉と軌道面間の微小すきま部のバップルの影響を、最高で $100\,000\text{ min}^{-1}$ の内輪回転速度で解析し、以下の結論を得た。

- 1) 1 ピッチ分の保持器の向心方向に作用する流体力は、40 N 以上(全周で 400 N 以上)であった。保持器に作用するその他の方向の流体力および玉に作用する流体力は数 N ほどであった。
- 2) 玉・保持器に作用する向心方向および保持器の軸方向の流体力は、回転速度の増加により、最大 2 N 増えた。玉および保持器に作用する周方向の流体力は、玉-保持器間のすきま減少に伴う圧力低下により、2 N ほど変動した。
- 3) 玉と軌道面間の微小すきま部に、実際の玉と軌道面の接触部の流れのせき止め効果を模擬するバップルを導入し、流体力に及ぼすバップルの影響を確認した。バップルの導入により玉の向心方向の流体力が 2 N ほど増加したが、その他の力の変化は小さかった。

本解析で得た流体力を軸受の動力学解析に導入し、保持器応力や軸受挙動に及ぼす流体力の影響を確認する⁶⁾。

参考文献

- 1) T.Sakaguchi, K.Harada, "Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings Using Component Mode Synthesis Method," Trans. ASME J. Tribol., 131(2009), 011102.
- 2) 川崎, 木村, 内海, 須田, "ロケット用ターボポンプ玉軸受の冷却流れ圧力損失に関する研究", ターボ機械 2011 年 6 月号
- 3) S.Owens, N.Costes, "Analysis of Coolant Flow and Heat Transfer in the SSME HPOTP Number 4 Bearing Assembly", AIAA90-0056
- 4) M.R.Subbaraman, J.E.Keba and A.H.Hadid, "Bearing coolant flow optimization", NASA Conference Publication 3174, Vol, II, 439-449
- 5) M.Nosaka, S.Takada, M.Yoshida, M.Kikuchi, T.Sudo, S.Nakamura, "Improvement of Durability of Hybrid Ceramic Ball Bearings in Liquid Hydrogen at 3 Million DN (120,000rpm)", Tribology Online, 5, 1 (2010) 60-70
- 6) 坂口, 和泉, 中村, 木村, 内海, "液体水素からの力を考慮したターボポンプ用玉軸受の動力学解析", 第 68 回ターボ機械協会(沖縄)講演会, (2012) .

