

# 研削盤用静圧軸受の低動力化技術の研究

## Power Reduction of Hydrostatic Bearings for Grinding Machines

大和宏樹 H. YAMATO 杉本 太 F. SUGIMOTO

Hydrostatic bearings used in the grinding wheel spindles of grinding machines have high stiffness and high damping against load fluctuation, as well as high rotating accuracy during grinding, however have larger power loss than other types of bearing. Therefore, the mechanism of power loss is elucidated using fluid analysis and a hydrostatic bearing with minimal power loss is developed. As a result, a developed bearing has reduced power loss by 24%.

**Key Words:** hydrostatic bearing, grinding wheel spindle, power loss reduction, CFD

### 1. はじめに

静圧軸受は回転軸を潤滑油の圧力で支持する軸受で、軸と軸受が常に非接触となる。そのため、軸受部品の摩耗や劣化がなく、他の形式の軸受に比べて寿命はきわめて長い。また、「油膜の平均化効果」で、軸や軸受の形状誤差や粗さなどを緩和することができ、これらの部品の加工精度より1桁小さい単位の回転精度を実現する<sup>1)</sup>。さらに、「油膜のスクイズ効果」により、動的な外力に対して大きな減衰力が作用して高い動剛性を確保できる。

当社は、この静圧軸受の独自設計理論を確立して、図1の内部還流形静圧軸受<sup>2)</sup>や静・動圧ハイブリッド流体軸受<sup>3)</sup>、静圧制御システムなどの開発を行ってきた<sup>4)</sup>。これらの技術により、優れた研削精度と高生産性を実現している。しかしながら、高生産性を目指した砥石周速度の高い研削盤では、流体の粘性抵抗で大きな動力損失が発生する。本報では、この静圧軸受の動力損失を低減する取り組みについて紹介する。

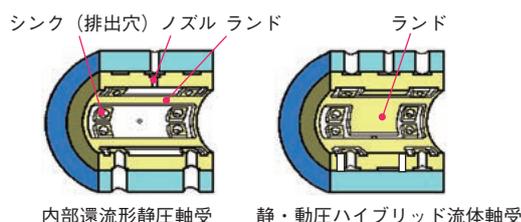


図1 当社の静圧軸受技術

JTEKT hydrostatic bearing technologies

### 2. 静圧軸受の概要

#### 2.1 静圧軸受の原理

静圧軸受は図2に示すように、内周面にリセスと呼ばれる深さ数mmのくぼみが形成されている。リセス外周には潤滑油のせきとなるランドがあり、相対する回転軸と通常、数10 $\mu$ mのすきまが形成される。

ポンプで加圧した潤滑油は、絞りを通過して各リセスに供給され、さらに回転軸とランドのすきまから軸受外部へと流出する。そのときにリセスでは、絞りとすきまの流出抵抗で決まる油圧力となり、この圧力で回転軸を支持する。図3に示すように、リセスを大きくくぼみで構成することで、軸受内での圧力降下を抑制し、同じ寸法の軸受でもより大きな負荷容量を得ることができる。

回転軸に外力がはたらき、すきまが変化すると、リセスの油圧力も変化し外力と釣り合う。このすきまと油圧力の関係が、静圧軸受の剛性となる。

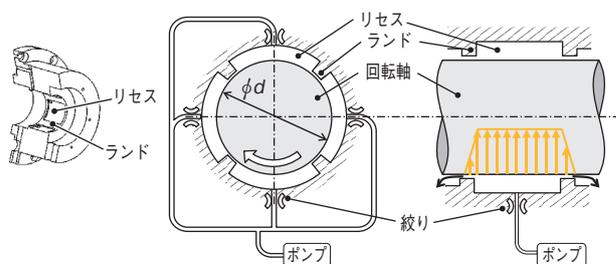


図2 静圧軸受の基本構成

Schematic drawing of hydrostatic bearing

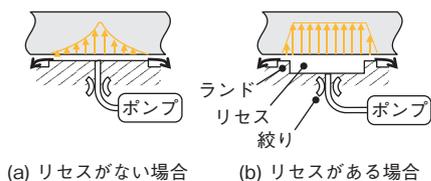


図3 リセスによる負荷容量の増大  
Effect of recesses in hydrostatic bearing

## 2.2 静圧軸受の動力損失

静圧軸受は負荷を受ける面全体が潤滑油と接触しているため、軸が回転すると粘性抵抗による動力損失が発生する。その動力損失は式(1)のペトロフの式で概算できる。

$$P = \pi \mu D^3 N^2 L / H \tag{1}$$

ただし、

$P$  : 動力損失

$D$  : 軸受直径

$L$  : 軸受幅

$N$  : 回転速度

$H$  : 軸受すきま

$\mu$  : 粘性係数

式(1)より、動力損失低減には軸受直径や軸受幅の小型化、軸受すきまの拡大が有効である。しかし、これらの方策では軸受の剛性も低下するため、高剛性化を実現する方策との組合せが必要である。たとえば、回転時の動圧効果で油圧力を発生させて、静圧軸受の油圧力と併用するような静・動圧ハイブリッド軸受や、流量調整弁などで負荷に応じて潤滑油の供給流量を最適に制御し、回転軸の偏心を抑制する静圧制御システムなどがある。

同じく式(1)では、潤滑剤の粘性係数を小さくすることで動力損失を低減できるが、従来からこの点に着目し低粘度の鉱油を使用することで対策している。また、図4は、低粘度の鉱油と蒸留水を、静圧軸受の潤滑剤に使用した場合で、回転時の動力損失を比較した結果である。その軸受の諸元を表1に示す。蒸留水の粘性係数は低粘度の鉱油のおよそ1/2であるが、動力損失は10%程度の低減であった<sup>5)</sup>。したがって静圧軸受のサイズや潤滑剤の粘性係数によらない動力損失低減技術が必要となる。

表1 静圧軸受諸元  
Main dimensions of hydrostatic bearing

| 項目                      | 値      |       |
|-------------------------|--------|-------|
| 軸受直径, mm                | 60     |       |
| 軸受幅, mm                 | 50     |       |
| 軸受すきま, mm               | 0.0175 |       |
| リセス深さ, mm               | 1      |       |
| 軸受供給圧力, MPa             | 1.5    |       |
| 回転速度, min <sup>-1</sup> | 10 000 |       |
| 粘性係数, mPa·s             | 鉱油     | 1.627 |
|                         | 蒸留水    | 0.890 |
| 密度, kg/m <sup>3</sup>   | 鉱油     | 802   |
|                         | 蒸留水    | 997   |

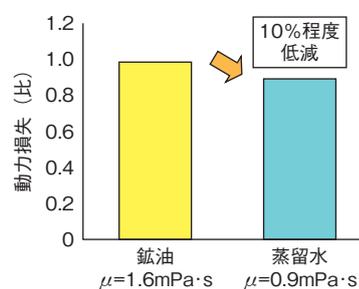


図4 粘性係数と軸受動力損失  
Power loss with different lubricant

## 3. 動力損失低減の取り組み

### 3.1 従来型静圧軸受の動力損失の原因把握

まず、静圧軸受の動力損失発生部位を明確にするために、静圧軸受を流体解析した。軸受のリセスとランドの2次元モデルから動力損失をそれぞれ求め、その合計を軸受全体の動力損失としている。10 000min<sup>-1</sup>でのランドとリセスの流体抵抗を比較した結果を図5に示す。図5の縦軸は回転軸にはたらくせん断応力で、単位面積当たりの流体抵抗を示している。リセスの深さは数mmで、ランドの軸受すきまの約50倍である。一般的に流体抵抗はすきまの大きさに反比例して小さくなるが、リセスの流体抵抗はランドの流体抵抗と同程度となっている。

図6に示すリセス内の流れの解析結果に示すように、回転軸に連れまわる流れ(以下、順流)は、リセス深さの1/3ほどの範囲であり、残りの範囲では回転と逆方向の流れ(以下、逆流)が発生している。この逆流の影響で、順流は緩やかな速度変化ではなく、回転軸近傍で急激な速度変化になっている。流体抵抗や動力損失はこの速度変化率に比例するため、すきまが大きいリセスの

流体抵抗が大きくなったと考えられる。

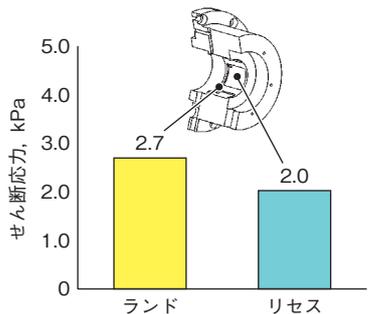


図5 ランドとリセスの流体抵抗(せん断応力)解析結果  
Shear stress on land and recess

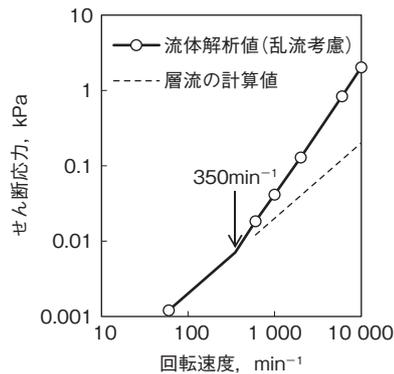


図7 リセス部のせん断応力解析結果  
Shear stress on recess

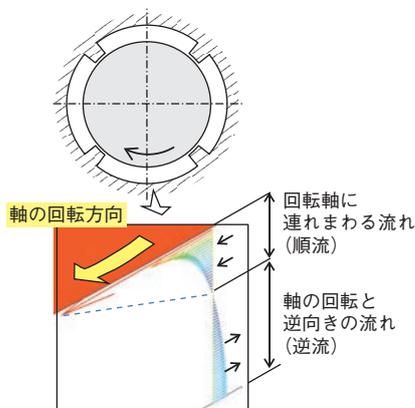


図6 従来型軸受のリセス内流れ解析結果  
Velocity vector plot in recess

図7に、軸の回転速度を50～10 000min<sup>-1</sup>まで変化させたときのリセス部のせん断応力について、流体解析で求めた結果と、層流と仮定した計算値の比較を示す。横軸の回転速度と縦軸のせん断応力はどちらも対数で示している。回転速度が350min<sup>-1</sup>に達した時点で、実線の解析値は、破線の層流と仮定した計算値と差が生じはじめ、10 000min<sup>-1</sup>で約10倍大きくなっている。このことは、動力損失が乱流化の影響を受けていることを示している。

以上のように、リセス部分では順流と逆流が発生し、それらの干渉と乱流化で、大きな動力損失が発生していることがわかった。

### 3.2 静圧軸受の動力損失低減

前項までの解析で、流体軸受の動力損失を低減するには、リセス底部の逆流が順流に影響しないように分離するのが有効であることがわかった。これを実現するため、図8に示すように、リセス内部に順流と逆流を分離する仕切り板を設けた静圧軸受を考案した<sup>6)</sup>。

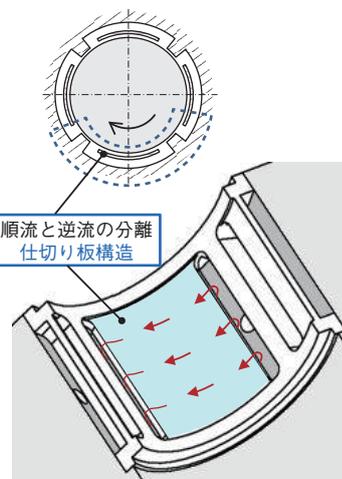


図8 開発した静圧軸受(仕切り板構造)  
Schematic of proposed hydrostatic bearing

また、仕切り板の位置を決定するため、回転軸とのすきまの大きさによる、動力損失への影響を流体解析した。その結果を図9に示す。この図から、動力損失が最小になる仕切り板の位置があることがわかる。回転軸と仕切り板との距離が小さい領域ではレイノルズ数が小さいことから、流れは層流で、すきまを大きくした分、粘性抵抗が反比例して減少していると考えられる。一方、回転軸と仕切り板との距離が大きい領域では、乱流化による抵抗と、順流の流量増加にともなう圧力抵抗が増大したと考えられる。

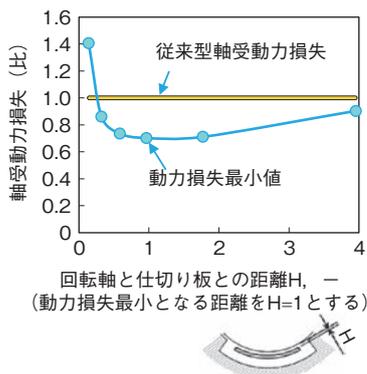


図9 仕切り板の位置と動力損失解析結果  
Power loss by position of separating plate

図9の動力損失最小となる条件で、回転軸面に作用するせん断応力の解析結果を図10に示す。比較のため、従来型軸受のせん断応力解析結果も示している。図10の横軸は軸受の周方向角度である。リセス内部に仕切り板を設けた開発軸受では、中央の仕切り板部分でせん断応力が従来型軸受に比べて半減している。

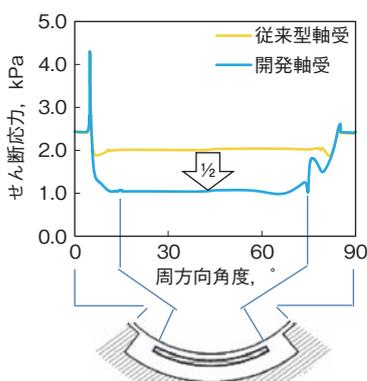


図10 仕切り板によるせん断応力低減の効果 (解析)  
Power loss reduction by separating plate

以上の解析結果をもとに、新しい静圧軸受を試作した。この動力測定結果を図11に示す。動力損失は静圧軸受に発生する流体抵抗をトルク計で測定した。図11に示すように、3 000min<sup>-1</sup>付近から、開発軸受の動力損失が小さくなり、10 000min<sup>-1</sup>では約34%の動力損失低減を実現した。

これまで述べた仕切り板を付加した軸受は、その構造を実現するため、2部品を組み合わせている。1部品化ができれば、製造コストを低減でき、組み付け性も向上する。そこで、本技術の動力損失低減の原理を応用して、1部品化した静圧軸受により、24%の動力損失を低減した。

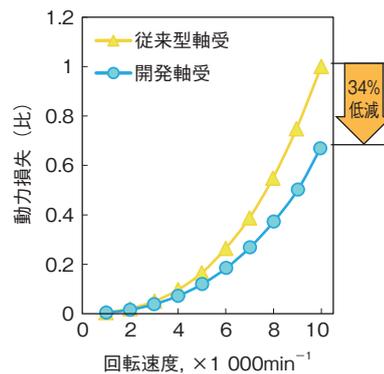


図11 従来型軸受と開発軸受の動力損失  
Power loss of proposed hydrostatic bearing

### 3.3 砥石軸での検証

この技術を砥石軸に搭載して動力損失を評価した。その評価ベンチを図12に示す。砥石軸には、主に法線方向の研削力などのラジアル荷重を支持するジャーナル軸受と、軸方向の荷重を支持するスラスト軸受を使用する。このうちジャーナル軸受に開発軸受を搭載して、砥石軸の動力損失を比較した。

砥石軸の動力損失と、潤滑油の温度上昇量、砥石軸の熱変位量の比較を図13に示す。砥石軸の動力損失は図13に示すように13%低減できた。砥石軸での動力損失低減効果は軸受単体の場合に比べて小さいが、これは形状に変更のないスラスト軸受の動力損失が含まれるためである。また動力損失を低減したことで、潤滑油の温度上昇量も抑制でき、それにともない砥石台前後方向の熱変位量も低減した。したがって本技術は、砥石軸の動力損失のみでなく、油冷却器の電力も削減し、熱変位安定時間も短縮できる。



図12 砥石軸回転評価ベンチ  
Experimental apparatus of wheel head

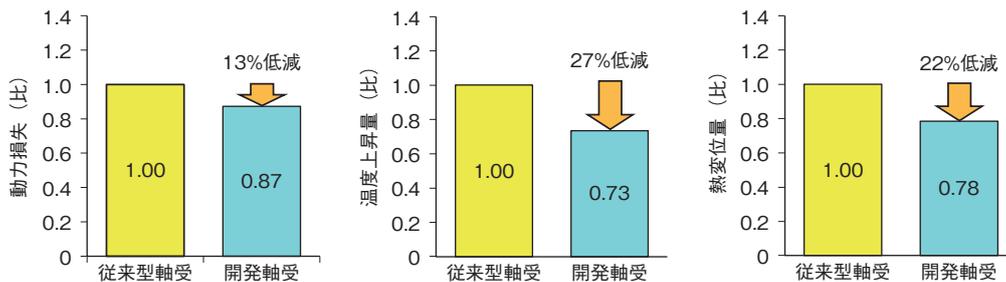


図13 従来型軸受と開発軸受の性能  
Performances of existing hydrostatic bearing and proposed hydrostatic bearing

#### 4. おわりに

本報では、静圧軸受の流れ最適化による動力損失低減の事例を紹介した。本技術を適用したカムシャフト研削盤は、令和2年度 優秀省エネルギー機器・システム表彰制度の経済産業大臣賞を受賞した。工作機械の低動力化は今後も継続的に取り組む必要があるため、これからも当社製品の性能を向上しながら、カーボンニュートラルの実現に貢献したい。

#### 参考文献

- 1) 金井 彰, 宮下政和: “静圧軸受における部品精度と回転精度”, 精密機械, Vol. 45, No. 538(1979), pp. 1174-1176.
- 2) 平野 稔: “JTEKTにおける研削盤開発の歴史と技術の変遷”, 日本機械学会東海支部第60期総会講演会講演論文集(2011), p. 455.
- 3) 杉田和彦: “超精密静圧軸受”, 精密機械, Vol. 50, No. 5(1984), pp. 796-801.
- 4) 植竹伸二: “工作機械における省エネルギーへの取り組み”, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1010 (2012), pp. 9-12.
- 5) 大和宏樹, 杉本 太, 平野 稔: “工作機械用流体軸受の抵抗低減に関する研究”, トライボロジー会議予稿集(2015), pp. 467-468.
- 6) 大和宏樹, 杉本 太, 平野 稔: “工作機械用流体軸受の抵抗低減に関する研究”, 精密工学会学術講演会講演論文集(2016春), pp. 487-488.

#### 筆者



大和宏樹\*  
H. YAMATO



杉本 太\*  
F. SUGIMOTO

\* 研究開発本部 加工技術研究部