静圧ねじの試作（第3報）*

——空気を作動流体とした場合——

水 本 洋** 松原 十三生** 薄 木 雅 雄***

Study of Improved Hydrostatic Lead Screw (3rd Report)
—Analysis of Performance When Using Air as Working Fluid—

Hiroshi MIZUMOTO, Tomio MATSUBARA and Masao USUKI

As mentioned in the 1st and 2nd reports, the new types of pockets and restrictors are effective for facilitating the manufacture and for improving the performance of the hydrostatic lead screw. The working fluid used in the previous reports was lubricating oil. However, air is desirable when using the lead screw under conditions where contamination by oil must be avoided. In the present report, the problem of pneumatic hammer resulting from the use of air is analysed. To avoid the occurrence of pneumatic hammer, the mass of air stored downstream of the restrictor was decreased by the following modifications of design; (1) decrease the diameter of the supply holes, (2) decrease the working clearance, and (3) increase the pressure ratio to almost unity. The maximum thrust stiffness measured was about $11 \text{ N}/\mu\text{m}$, where the supply pressure of air was 0.2 MPa (gauge), the working clearance was $12 \mu\text{m}$, and the pressure ratio was 0.9. From the measurement of the thrust stiffness, it is shown that air can be used as a working fluid of the improved hydrostatic lead screw.

Key words: hydrostatic lead screw, pneumatic hammer, thrust stiffness, supply pressure, pressure ratio, restrictor

1. 緒 言

これまでに、静圧ねじの製作を容易にするとともに性能の向上を可能とする新しい設計法を提案し¹⁾、この新しい設計法による改良型静圧ねじを製作して、その剛性などの負荷特性の解析を行ってきた²⁾。これまでの解析において用いられた作動流体は潤滑油であったが、油による汚染をきらい条件下での使用には空気を作動流体とすることが望ましい。しかしながら改良型静圧ねじは潤滑油を作動流体として設計されたものであったので、ねじフランク面にはポケットに相当する多数の供給孔が設けられており、しかも絞りとしては毛細管タイプの絞りが用いられているなど、このままで空気を作動流体とした場合にはいわゆるニューマチックハンマと呼ばれる不安定振動を生じやすい構造となっている。

そこで、基本構造は変更せずにポケット面積の減少、

および軸受面の空気膜厚さの減少、そして圧力比を1に近づけるなどの設計変更を行えば、空気を作動流体とした場合にも安定に動作できることを明らかにして、改良型静圧ねじの応用範囲を広げることを試みた。

2. 作動流体を空気とした場合の問題点

静圧ねじの作動流体を空気とした場合の主な問題点は、作動流体の供給圧が潤滑油の場合に比べて低いために十分な負荷容量、剛性が得にくいことと、ニューマチックハンマを生じやすいことである。空気静圧ねじに関する研究はあまり多くはないが、荒井らは60°台形ねじを用い、ねじ軸寸法を大きくしてねじ山高さを大きくすることにより軸受面を広げて負荷容量を増加させるとともに、自成絞りをを用いてニューマチックハンマの発生を抑制した空気静圧ねじを試作している³⁾。また里見らは同じく、60°台形ねじにつき、自成絞りの代わりにオリフィス絞りを採用した空気静圧ねじを試作し、荒井らと同程度の剛性を得ている⁴⁾。しかしながら、いずれの形式においても絞りの加工、組込みには困難を伴う。したがって、空気静圧ねじの実用化にはこのような製作上の困難を軽減させる設計法が

* 原稿受付 昭和60年12月13日、昭和60年度精機学会春季大会学術講演会（昭和60年3月28日）にて発表

** 正 会 員 鳥取大学工学部（鳥取市湖山町南4-101）

*** 正 会 員 （株）不二越（富山市石金20）

Fig. 1 Improved hydrostatic lead screw
1; inner sleeve, 2; outer sleeve, 3 and 4; flanges, 5; male screw

Fig. 2 Influence of depth of pocket on stability

必要となる。

2.1 改良型静圧ねじの構造

これまでに解析を進めてきた改良型静圧ねじのねじ山形状は30°台形ねじであり、そのナットの構造は、図1に示すようにねじを持つ内筒①を外筒②内にはめ合わせ、その両端をフランジ③、④によりふさいだものである¹⁾。この静圧ナットを組み立てることにより生じる内外筒のはめ合い面にわずかのすきまを設けてスリット絞りとすることができる（この絞りは流体の粘度に比例した抵抗を生じる毛細管タイプの特性を持つ）。フランジに設けられた供給孔から供給された作動流体は供給溝を還流したのち、この絞り部を通過し、内筒に設けられた比較的大きな多数の供給孔によってねじフランク面に導かれ、おねじ⑤との間に潤滑膜を形成するように設計されている。フランク面に達する供給孔の直径は1 mm 前後であるが、ねじ面が15°のフランク角をもっているために供給孔のねじフランク面での開口部はねじの半径方向に引き延ばされた楕円形となる。その結果、この供給孔のフランク面開口部にポケットとしての機能を持たせることができ、通常の設計の長方形ポケットを持つ静圧ねじに比べて有効軸受面積をかなり増加させることができる。

このような構造の改良型静圧ねじは従来の静圧ねじに比べ、絞り、ポケットの加工が容易となるばかりでなく、非圧縮性の潤滑油を作動流体とした場合には高剛性で安定に機能し得ることにより²⁾、すでに多くの加工機、送り装置などの送りねじとして実用化されている³⁾。しかしながら、作動流体を圧縮性のある空気とした場合には次のような理由によりニューマチックハンマの発生が予想される。

(1) 絞りが毛細管タイプである。

(2) 絞りからねじフランク面までの距離が長い。

(3) フランク面にポケットが存在する。

つまり、絞り下流の空気量が多くなるということである。

2.2 ニューマチックハンマの安定性に対する解析

そこで、図1の基本構造を変更せずにニューマチックハンマの発生を抑制することを試みた。まず圧縮空気の給気孔となる供給孔の直径は潤滑油を作動流体とした場合の1.4 mm から0.8 mm に減少させた。そのうえで、ニューマチックハンマの発生に対する給気孔長さ h_p （内筒外周からねじフランク面中央までの距離）、フランク面の膜厚 h 、空気給供圧 P_s （ゲージ圧）、そしてポケット圧と供給圧との圧力比 m などの影響をLichtらの理論⁶⁾を用いて解析した。なお、1ピッチあたりの給気孔数は16とした。

図2には $h=10\mu\text{m}$ 、 $P_s=98\text{ kPa}$ のときに圧力比 $m=0.9$ となるような条件下で、横軸に軸受面での空気の膜厚 h を、縦軸に給気孔長さ h_p をとり、供給圧 P_s をパラメータとして試作しようとする静圧ねじあるいは円すい軸受の片側の軸受面について、ニューマチックハンマの発生に対する安定限界を計算した結果を示す。この図より、膜厚 h が小さい程、あるいは給気孔長さ h_p が短い程、つまり絞り下流の空気量が少ない程、安定となっていることがわかるが、製作上、給気孔長さは10 mm 程度必要であることを考慮すると、膜厚 h は10 μm 程度でなければならないことになる。また、供給圧 P_s が低い程安定であることもわかるが、負荷特性上 P_s はなるべく高いことが望ましい。

そこで、3.2項の図5には $h_p=9.75\text{ mm}$ （円すい軸受の場合）として横軸に膜厚 h を、縦軸に供給圧 P_s をとり、 $h=10\mu\text{m}$ 、 $P_s=98\text{ kPa}$ （これを標準状態と呼ぶ）での圧力比 m をパラメータとして計算された安定限

Fig. 3 Conical bearing which is the equivalent of one-pitch lead screw
1; outer sleeve, 2; inner sleeve, 3; inner ring, 4; shaft, 5; spacer, 6; end cap

Fig. 4 Inner sleeve of conical bearing

界を示す(図5には円すい軸受による実験結果も示されている)。図5より h がある値以下になると限界供給圧が急上昇していることがわかる。剛性は P_s に比例し、 h に反比例することにより、 h の減少によって安定性の向上とともに剛性の増大が期待できる。一方、 m については m が1に近い程、高い供給圧まで安定となることがわかる。ところで、非圧縮性流体を用いた対向型静圧軸受では $m=0.5$ で剛性が最大となることが知られているが、圧縮性流体を用いた場合には $m=0.5$ 程度ではニューマチックハンマの発生のために安定に使用できる供給圧がかなり低い値に制限されてしまう(図5では $m=0.7$ までしか示されていないが、 $m=0.5$ での安定限界はさらに左に寄る)。したがって剛性が供給圧に比例することを考慮すると、圧縮性流体を用いた場合には、剛性最大の条件である $m=0.5$ とするよりもむしろ、 m を1に近づけて高い供給圧を使用できるようにした方が結果的に高剛性が得られることになる(図6参照)。ただし、通常使用できる空気供給圧は1 MPa 以下であることを考慮すると、 m の上限は0.9程度である。

以上の解析結果より、製作すべき空気静圧ねじでは膜厚 h を $10 \mu\text{m}$ 程度とできるようにフランク面の精度を上げ、そして圧力比を0.9程度となるように絞りすきまを選ぶ必要のあることがわかった。

3. 円すい軸受による解析

3.1 円すい軸受の製作

図1の静圧ねじを製作する前に、図3に示すようなねじの1ピッチ分と等価な円すい型静圧軸受を製作して、その特性を解析することとした。黄銅製の外輪内

筒②には直径0.8 mm、長さ9.75 mmの給気孔が左右の軸受面にそれぞれ16か所ずつ内筒外周よりドリル加工されている。その結果、図4に示す内筒部品図に見られるように軸受面には0.8 mm×3.1 mmの給気孔の楕円形開口部が生じる。この開口部はポケットと見なすことができることにより、円すい軸受の有効軸受面積 $S_e=4.49 \text{ cm}^2$ (有限要素法による計算値)となり、オリフィス絞りや自成絞りをもち、ポケットのない通常の設計の場合よりも大きな S_e が得られる。この給気孔の楕円形開口部のある軸受面は $10 \mu\text{m}$ オーダの膜厚を実現するために内輪③を基準として樹脂成形されている(図4の部分拡大図のクロス斜線部)。成形に用いられた樹脂は鉄粉を配合したエポキシ樹脂(デブコンB)であった。

図4左下の5倍拡大図に示されているように内筒外周には圧縮空気が供給される供給溝が設けられている。そしてこの供給溝と左右軸受面への給気孔との間は外周面よりわずかに掘り下げられた段差部分となっている。この内筒をS55C製の外筒①にはめ合わせるにより、外筒に設けられた給気口と内筒の供給溝とがつながるとともに、内筒外周の段差部分と外筒内面との間に生じるすきま部分が毛細管タイプのスリット絞りとなり、給気孔への空気流を絞ることになる。この絞り通過直後の圧力を測定してポケット圧とした。そして、2章での解析より、標準状態でのポケット圧と供給圧との比 m は0.5以上とする必要がある。膜厚 h が $10 \mu\text{m}$ 程度となることを考慮して、絞り段差は $17 \mu\text{m}$ (表面粗さを含む)とした(圧力比を有限要素法による絞り抵抗の計算値より概算したところ $m=0.79$ となった)。

Fig. 5 Influence of supply pressure on stability (conical bearing)

一方、S 55 C 製の内輪は左右に 2 分割され、その間に挟むスペーサ⑤の厚さを変えることによって膜厚 h を設定することができるが、軸受面の粗さや形状誤差などのために最小膜厚は $7\mu\text{m}$ 程度であった。なお、スペーサ⑤および軸④には左右の軸受間の圧力を大気に開放するための排気孔が設けられている。

3.2 限界供給圧およびスラスト剛性の解析

図 3 の円すい軸受の外輪を垂直に固定し、種々の条件下での内輪のスラスト変位、振動を非接触変位計（渦電流式）を用いて検出してニューマチックハンマの発生をとらえたとともに、そのときの振動数を FFT アナライザによって求めてスラスト剛性を算出した。

図 5 には膜厚 h を変えたときのニューマチックハンマ発生限界時の供給圧の測定結果、および理論的に求められた安定限界供給圧を圧力比 m をパラメータとして示す。ただし、実験での h の値はスペーサによる設定値に軸受面の表面粗さ $2\mu\text{m}$ を加えたものである。

まず理論解析結果より、2 章でも述べたとおり、膜厚 h が小さい程、そして圧力比が 1 に近い程、高い供給圧まで安定であることがわかる。一方、測定結果を見ると、限界供給圧は膜厚 h が $10\mu\text{m}$ に近づくにつれてわずかず上昇し、 $10\mu\text{m}$ 以下になると上昇が顕著になるなど、理論曲線との定性的一致がみられる。ただし、試作された円すい軸受の標準状態における圧力比 m はポケット圧の測定結果より計算したところ 0.7 程度であったが、図 5 の限界供給圧の測定結果は $m=0.8$ 以上の理論値に近い値を示していることがわかる。このような差異の原因としては、測定位置の影響でポケット圧が低く評価されたことと、理論安定限界を若干越えた供給圧にならないとニューマチックハ

Fig. 6 Thrust stiffness at critical condition (conical bearing)

ンマが観測されないことによると考えられる。

図 6 には安定限界における振動を 1 自由度振動と考えて、振動数と振動質量とより、減衰を無視して算出されたスラスト剛性 J_t の実験値を理論解析結果とともに示す。理論解析結果よりスラスト剛性 J_t は膜厚 h の減少とともに、そして圧力比 m が 1 に近づくとともに増加していることがわかる。 m の増加により剛性が増加するのは 2 章でも述べたとおり、また図 5 に示すとおり限界供給圧が上昇するためである。一方、測定結果も h の減少とともに J_t の増加することを示しており、しかも図 5 の限界供給圧の測定結果と同じく $m=0.8$ の理論曲線とほぼ一致していることがわかる。

以上の解析結果より、膜厚 h を $10\mu\text{m}$ をあまり越えた値とすることは負荷特性の劣化につながることで、そして絞り段差を少し広げて圧力比 m をさらに 1 に近づけた方が良いことなどがわかった。なお、ラジアル方向についてはラジアル剛性 J_r がかなり低くなることにより測定できなかったが、 $J_r = 0.5 \times J_t \times \tan^2 \beta$ （ここで β はフランク角）により概算することができる。

4. ねじの試作と特性解析

4.1 ねじの試作

3 章の円すい軸受による解析より、 h は $10\mu\text{m}$ 程度とする必要のあることがわかったが、ねじにおいてこのような薄い膜厚を実現するのは極めて困難である。そこで、図 1 に示すとおり、ナット内筒を左右 2 個のセグメントに分け、各々のセグメントにはこの歯状ねじを設け、そのうちのフランク角が 15° となる片フランクのみを軸受面とする。そしてこの 2 個のセグメントの軸受面を背面合わせとなるように組立て、その時の両ねじの位相をわずかにずらせることによって薄い

顕著でないためであり、このような実測結果は $m=0.9$ のときの限界供給圧の理論解析結果とほぼ一致していた。したがって、図8のスラスト剛性の増加はほとんど膜厚 h の減少のためと考えられる。このように限界供給圧は 0.2 MPa 程度と比較的低いが、図8に示されているとおり最大で約 $11 \text{ N}/\mu\text{m}$ のスラスト剛性が $h=11.6 \mu\text{m}$ で得られており、改良型静圧ねじは空気を作動流体としても、送りねじとして十分に使用できることがわかった。

5. 結 論

作動流体が空気の場合に静圧ねじを安定に機能させるには、絞り下流の空気量の減少を図るとともに、絞りではあまり絞らないことが必要である。そこで当初潤滑油を作動流体として設計された改良型静圧ねじに次のような修正を加えた結果、空気での作動が可能となった。

- (1) 供給孔の直径を小さくする（修正前、 1.4 mm → 修正後、 0.8 mm ）。この修正により絞り下流の空気量が減少する。
- (2) 膜厚を薄くする（約 $50 \mu\text{m}$ → 約 $10 \mu\text{m}$ ）。この修正により、限界供給圧も上昇するために剛性が向上する。
- (3) 圧力比を1に近づける（ $0.5 \rightarrow 0.9$ ）。この修正により、剛性最大の条件からは外れるものの、限

界供給圧を高くできるので、結果的に $m=0.5$ の場合よりも剛性は増加する。

これらの修正により今回の試作品の場合で供給圧 $P_s=0.2 \text{ MPa}$ で約 $11 \text{ N}/\mu\text{m}$ のスラスト剛性が得られ、送りねじとして使用できることが明らかとなった。

終わりに、本研究を進めるにあたり、静圧機素の製作に協力された鳥取大学工学部実習工場の森新市技官、吉持正吾技官、そして理論値の算出および実験に協力された当時の鳥取大学大学院生・西村宏氏、直本達夫氏、そして鳥取大学大学院生・石井利治氏に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 水本 洋, 松原十三生, 久保昌臣: 静圧ねじの試作（第1報）, 精密機械, **48**, 10 (1982) 1291.
- 2) 水本 洋, 松原十三生, 久保昌臣: 静圧ねじの試作（第2報）, 精密機械, **49**, 6 (1983) 760.
- 3) 荒井 隆, 稲崎一郎, 青山藤詞郎, 米津 栄, 伊庭剛二: 静圧空気送りねじの開発, 日本機械学会論文集(C編), **49**, 446 (1982) 1789.
- 4) 里見忠篤, 山本 晃: 空気式静圧送りねじに関する研究（第2報）, 精密機械, **51**, 10 (1985) 1915.
- 5) 薄木雅雄, 久保昌臣, 牧本良夫, 大野木 敬: 静圧機素の応用について, 不二技報, **38**, 2 (1982) 49.
- 6) L. Licht, D. D. Fuller and B. Sternlicht: Self-excited Vibrations of an Air-lubricated Thrust Bearing, Trans. ASME, **80**, (1958) 411.

(p.1940より続く)

〔繊維強化金属及びセラミックス (FRM及びFRC)〕

ICCM, ECCM の二つの国際会議での報告について検討している。ICCM は、全 127 件の報告のうち金属基複合材料に関する報告 38 件、セラミックス基複合材料に関するものは 11 件、ECCM は全 105 件のうち金属基が 17 件、セラミックス基が 4 件報告されている。

全体を通じて言えることはコストパフォーマンス、製品特性の安定性といった実用材料を強く意識した研究が多くなっていることである。しかしセラミックス基複合材料についてはまだ報告数が少なく、はっきりした傾向を論ずるまでには至っていないとしている。

〔重点調査項目〕

日本自動車研究所に依頼して行った調査で、自動車用サスペンションの要件から、複合材料ばねの可能な様式、複合材料構造の各種様式、デザイン上の要求などについて

それぞれの専門領域から見た可能性について、図や写真を豊富に使って検討している。前提条件は2~3人乗りのファミリーカーで、車速 160 km を目安に置いており、車体の軽量化を含む経済性を考慮した構造がテーマである。

シャシー・ボディ・サスペンションの一体化構成の可能性は従来の構造材では期待できない概念で、一体化によりこれまで FRP の難点とされてきたコストパフォーマンスも飛躍的に高められるとみている。

また車体の大幅な軽量化による性能向上や省燃費の可能性、デザインの自由度は車の設計上革新的な意味を持つという。

しかしこれらを実現させるためには技術的な詰めが必要で、構造要素の強度、剛性に対する基礎的データを取ることが不可欠の要素としている。（服部 敏夫）