潤滑油の粘性変化を考慮した静圧スラスト軸受の解析*

青山 藤 詞 郎** 稲 崎 一 郎*** 米 津 栄***

The Effect of Lubricant Viscosity Change on the Performance
of Hydrostatic Thrust Bearings

Tojiro AOYAMA, Ichiro INASAKI, Sakae YONETSU

The lubricant temperature rise in hydrostatic bearings becomes large under the condition of high load and high speed operation. Therefore the effects of lubricant viscosity change on bearing performance are not negligible. In this study, the performance characteristics of capillary compensated multi recess hydrostatic thrust bearings are analysed theoretically and experimentally considering the lubricant viscosity change. The relations between the lubricant viscosity change and the load carrying capacity or the bearing clearance variation are shown quantitatively. The close agreement was obtained between theoretical results and experimental ones. Consequently, it was pointed out that the hydrostatic bearings should be analysed considering the lubricant viscosity change.

1. 緒 言

静圧軸受は、高い剛性と減衰性が得られ、回転精度が良く、摩擦損失が少ないなどの特長を持つため、近年特に高い加工精度が要求される工作機械の主軸受や案内面への応用例を多く見出すことができる。ところで、このような静圧軸受の流量特性、負荷特性および温度特性を解析する際には、通常潤滑油の粘性は軸受系各部で一定と仮定されている。しかし実際には、主に軸受のポンプ動力と摩擦動力消費により潤滑油温度が上昇し、特に高負荷や高速回転のもとでは潤滑油の温度上昇は大きく、これによる潤滑油の粘性変化が軸受の動作特性に及ぼす影響を無視することはできない。

静圧軸受の動作特性と潤滑油温度の関係について論じている研究は、これまでにいくつか見られる。Hugesら¹⁾は、円形リセスを有する静圧スラスト軸受の潤滑油温度分布を等温流れと断熱流れの中間的な取扱いによって理論的に求めている。また Tingら²⁾は、円環状リセスを有する静圧スラスト軸受の温度分布、圧力分布および負荷容量を断熱流れとして解析している。さらに、Morsi³⁾は、静圧スラスト軸受を流量や温度の測定に応用する方法を考案している。しかしこれらの研究は、潤滑油が軸受を通過する際の粘性変化を考慮していなかったり、解析の対象とする軸受面形状が解析的な解が得ら

れるごく簡単なものに限られている場合が多い。また潤滑油温度上昇と軸受の総合消費動力は、潤滑油の粘性を介して互いに関係があるが、これを定量的に検討した研究報告は、ほとんど見られない。

本研究では、毛細管補償要素を用いた複数個のリセスを有する静圧スラスト軸受の各種動作特性を潤滑油の粘性変化を考慮して解析し、その関係を明らかにすることを目的としている。ただし理論的解析にあたり、軸受すきま内の潤滑油粘性係数は、その平均値で代表させた。一般に潤滑油の温度上昇に関しては、油圧装置のリザーブタンク等における時間的な油の温度上昇を問題とする場合と、静圧軸受の絞り直前から軸受すきま流出直後までの間の潤滑油温度上昇を問題とする場合がある。前者については、静圧軸受に外部冷却装置を設けて温度上昇を避けることが可能であるが、後者のタイプの温度上昇については、これを避けることが困難である。本研究では、後者の場合について解析を行う。

2. 理 論 解 析

2.1 総合消費動力と潤滑油温度上昇

理論解析を行うにあたり、次の仮定を設ける。

- 1) 軸受すきま内の潤滑油の粘性係数は、その平均的値をもって表す。
- 2) 潤滑油は、非圧縮粘性流体とし、慣性力は省略する。
- 3) 潤滑油の密度と比熱は一定とする。
- 4) リセスの深さはランド部分の軸受すきまに比べて十分深いものとし、リセス部分の摩擦力は省略する。

* 原稿受付 昭和53年5月12日。昭和52年度精機学会秋季大会学術講演会（昭和52年10月15日）にて発表。

** 学生会員 慶応義塾大学大学院（横浜市港北区日吉3-14-1）

*** 正会員 慶応義塾大学工学部

総合消費動力は、ポンプ動力と摩擦動力の和として

$$N_T = Wh\omega\bar{N}_T \quad (1)$$

で与えられる。ここで W は軸受の負荷容量、 h は軸受すきま、 ω は軸の回転角速度であり、 $\bar{N}_T$ は次式で与えられる無次元総合消費動力である。

$$\bar{N}_T = \bar{n}_p \frac{1}{\bar{P}} \varphi + \bar{n}_f \frac{1}{\varphi} \quad (2)$$

ここで

$$\bar{n}_p = \frac{\bar{B}}{\{\pi(1-\alpha^2\bar{A})\}^2} \quad (3)$$

$$\bar{n}_f = \frac{\pi\bar{F}}{2} \quad (4)$$

$$\varphi = \frac{h^2 W}{\omega \eta_2 R_4^4} \quad (5)$$

$$\bar{P} = \frac{P_r}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{\eta_1 \bar{B} h^3}{\eta_2 k_c}} \quad (6)$$

式(3),(4)で与えられる $\bar{n}_p$ と $\bar{n}_f$ は、それぞれポンプ動力と摩擦動力に関して、軸受面形状だけに依存する無次元量である。式の右边にある $\bar{A}, \bar{B}, \bar{F}$ は、それぞれ面積係数、流量係数および粘性摩擦トルクに関する係数である。本研究では、これらの値を有限要素法によって数値的に求めている⁴⁾。一方、式(5)で与えられる φ は、軸受の動作条件によって定まる無次元量であり、式(6)で与えられる $\bar{P}$ は、リセス圧力 P_r と供給圧力 P_s の比、すなわち供給圧力比である。ここで η_1 は、毛細管絞りにおける潤滑油の平均粘性係数、 η_2 は軸受すきままでの潤滑油の平均粘性係数である。また k_c は、毛細管定数であって毛細管の内径を d_c 、長さを l_c とすると

$$k_c = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \quad (7)$$

で定められる。いま軸受で消費される動力がすべて潤滑油の温度上昇に費やされると仮定すると、潤滑油が軸受系を一巡する際の温度上昇は、次のように表される。

$$\Delta t = \frac{N_T}{J\rho cQ} \quad (8)$$

ここで、 J は熱の仕事当量、 ρ は潤滑油の密度、 c は潤滑油の比熱である。潤滑油流量 Q は

$$Q = \frac{Wh^3\bar{B}}{\eta_2 R_4^2 (1-\alpha^2) \pi \bar{A}} \quad (9)$$

で与えられる。さらに式(1),(9)を式(8)に代入して

$$\Delta t = \frac{1}{J\rho c} \cdot \bar{N}_T X p_m \frac{1}{\varphi} \quad (10)$$

を得る。ここで p_m は、軸受の平均面圧であり、また X は軸受面形状だけに依存する無次元量であって、それぞ

図1 潤滑油の粘性変化を考慮した計算手順

れ次式で与えられる。

$$p_m = \frac{4W}{\pi D^2 (1-\alpha^2)} \quad (11)$$

$$X = \frac{\pi^2 (1-\alpha^2)^2 \bar{A}}{B} \quad (12)$$

潤滑油の粘性係数は温度によって変化するから、式(2),(5),(9),(10)より潤滑油温度上昇と総合消費動力は、軸受すきま部の潤滑油の平均粘性係数を介して相互関係にあることがわかる。したがって、潤滑油の粘性変化を考慮して潤滑油温度上昇を求めるためには、次に述べるような繰返し計算を行う必要がある。

2.2 潤滑油の粘性変化を考慮した温度上昇の計算

計算の手順は、軸受の動作条件によって多少異なるが、ここでは一般的に供給圧力と供給潤滑油温度を一定とし、このほかに軸受すきまが一定の場合と負荷が一定に保たれる場合の2種類について考える。計算の流れ図を図1に示す。破線で囲まれた部分は、負荷を一定と考える場合に必要となる計算手順である。軸受すきまを一定と考える場合は、式(6)より明らかなように η_1/η_2 の変化に伴って $\bar{P}$ が変化する。また軸受すきま内で潤滑油の粘性が一定であれば、負荷が一定のとき、一定供給圧のもと

図2 軸受面形状(a)と実験装置主要部の概要(b)

で圧力比 $\bar{P}$ が一定でなくてはならない。すなわちこの場合は、式(6)において $\bar{P}$ が一定となるように η_1/η_2 の変化に応じて軸受すきまが修正されることになる。計算は、式(13)の条件が満足されるまで繰返される。

$$|\Delta t_i - \Delta t_{i-1}| \leq \epsilon_i, |\Delta h_j| \leq \epsilon_h \quad (13)$$

ここで、 i, j は繰返し計算の回数である。また ϵ_i と ϵ_h の値は、これが小さいほど解の精度は良いが、計算時間や計算過程における個々の値の精度などの点から適当な値を選定すればよい。本研究では、 $\epsilon_i = 0.01$, $\epsilon_h = 0.001$ mm として計算を行った。なお潤滑油粘性係数は、Walter の補間式を用いて算出した。

2.3 軸受面形状

本研究では、図2(a)に示すような4個の扇形リセスを有する円環状の軸受面をとりあげた。円環状の軸受面は、一般にリセスとリセスの間に設ける油みぞの有無によって大別されるが、本研究では、動力消費⁵⁾と動特性⁶⁾の面から有利と考えられる、油みぞを設けない場合について考察する。なお、リセスとランドの寸法関係は、図2(a)に与えた係数 α と β によって定められる。

3. 実験装置および実験方法

実験装置主要部の概要を図2(b)に示す。その基本構造は対向パッド型であるが、上部軸受すきまが温度特性測定の対象であって下部の軸受は軸に付加的な荷重を加えるためのものである。軸受すきまと供給圧力は、調節可能であり、軸は交流無段変速モータによって0~1200 rpm の範囲で駆動される。軸トルクはひずみゲージ式ト

ルク変換器によって、また軸受すきまは渦電流型変位計を用いて測定する。潤滑油温度は、毛細管直前、リセス、軸受すきま通過直後の3か所にC-C熱電対を設けて測定する。供給圧力とリセス圧力は、ブルドン管式圧力計によって測定する。各種の測定は軸回転速度を設定してから軸受各部の潤滑油温度がほぼ定常となるのを待って行うようにする。使用潤滑油は、 $\eta = 0.3079 \times 10^{-8}$ kg·s/mm² (37.8°C)、比重0.868 (15°C) である。

なお軸受面寸法は、ポンプ動力が最小となる場合にほぼ一致している。

4. 実験結果および考察

4.1 潤滑油の平均粘性係数

潤滑油の平均粘性係数 η_1, η_2 をWalterの補間式から求める場合、潤滑油温度は軸受系のどの部分での値を用いれば良いかという問題が生ずる。まず毛細管絞りにおける平均粘性係数 η_1 は、一般に毛細管での潤滑油温度上昇が全温度上昇に比較して少ないと考えられるので、近似的にこの値を供給潤滑油温度より求めてもさしつかえない。これは実験的に確認されており、軸が回転している場合、全温度上昇の約4%以下である。一方、軸が回転すると軸受すきまの潤滑油の流れは複雑になり、軸受すきまの潤滑油平均粘性係数 η_2 を簡単に推定することはできない。そこで、本研究では軸受すきま部の平均潤滑油粘性係数が軸トルクと比例関係にあることを利用し、軸トルクの実測値と各部分での潤滑油温度の測定値から理論的に求めた軸トルクの値を比較し、両者が一致する温度をもってすきま部の平均潤滑油温度とする方法を採用した。軸トルクの計算値は次の関係より求めた。

$$T_q = \frac{\pi \omega R_4^4 \bar{F}}{2} \left(\frac{\eta_n}{h_n} + \frac{\eta_w}{h_w} \right) + \frac{\omega D J^2 A_{JL}}{4} \cdot \frac{\eta_J}{h_J} \quad (14)$$

ここで添字 n, w および J については図2(b)を参照されたい。 A_{JL} は、ジャーナル軸受のランド面積である。ジャーナル軸受部分での潤滑油温度上昇はほとんどなく、スラスト軸受部分の約2~3%以下である。したがって η_J の値は、供給油温より計算した。軸トルクの実験値と計算値の比較を図3に示す。相対滑り速度が低い領域では、3か所のどの潤滑油温度から計算しても軸トルクはほとんど同じであるが、相対滑り速度が高くなるにつれて、軸受すきま通過直後の潤滑油温度から計算した値が実験値と良い一致を示すようになる。実験値が計算値よりもやや小さくなっているが、その理由として次のことが考えられる。すなわち、潤滑油が軸受すきまを通過して外部へ流出する際に、熱が軸受本体へ放出され軸受すきま内の潤滑油温度の方が、流出時点での潤滑油温

図3 相対滑り速度と軸トルクの関係

図4 動作パラメータと潤滑油温度上昇の関係

度よりも高くなっていることが考えられる。このような温度差は、同じ潤滑油が軸受すきま内を周回することによっても生ずると考えられる。したがって、軸受の半径方向の幅が広くなるにつれて、軸受内部と流出時での温度差は大きくなると推定される。実験装置の軸受面は、外径 $D=160\text{ mm}$ 、半径方向幅 32 mm であり、この程度以下の寸法であれば、 η_2 を軸受すきま通過直後の潤滑油温度から算出してもさしつかえないであろう。

4.2 潤滑油温度上昇と負荷容量

潤滑油温度上昇について、理論値と実験値の比較を図4に示す。縦軸の値は、 Δt と $J\rho c$ の積である。本研究では、 $J\rho c$ を一定と仮定しているの、縦軸は潤滑油温度上昇に相当する。図の実線は、潤滑油の粘性変化を考慮した場合の理論値、破線は、粘性を一定と考えた場合の

図5 潤滑油粘性変化による圧力比の変化

値である。動作パラメータ ϕ の値が小さくなるに従って、両者の間には差が生じ潤滑油の粘性変化を考慮した値が実験値と良い一致を示すようになる。

実験中は、被測定側の軸受すきまを一定に保つように供給圧力を調整したので、潤滑油温度が上昇して $\eta_1 > \eta_2$ となると、式(6)より明らかなように $\bar{P}$ の値は小さくなる。これは供給圧力が一定の場合、負荷容量が減少することを意味している。この関係を図5に示す。潤滑油の粘性変化を考慮した計算値は、実験値と良い一致を示している。潤滑油粘性を一定と考えると、いうまでもなく図に破線で示すように $\bar{P}$ は一定となる。

5. 潤滑油温度上昇と各種動作条件の関係

5.1 軸受面形状

潤滑油温度上昇を低くおさえるには、軸受の消費動力を少なくすることが重要である。図2(a)に示した軸受面形状に関して、総合消費動力とポンプ動力を兼ね合わせて考えると、 $\beta=0.2$ とするのがよいことが指摘されている⁷⁾。 α の値は、軸径と軸受外径の寸法関係から、一般に $0.5 < \alpha < 0.7$ の範囲が多く用いられているようである。このような範囲で、 α をパラメータとして、動作パラメータ ϕ_0 と潤滑油温度上昇の関係を図6に示す。ここで ϕ_0 は、供給潤滑油粘性における軸受動作条件を意味する。 α の値は、これが大きいほど、すなわちランド幅が狭いほど潤滑油温度上昇が少ないが、 ϕ_0 が大きいほどその差が少なく、また潤滑油温度上昇も少ない。

5.2 片側パッド型の場合

4節では、軸受すきまが一定の場合について考察したが、ここでは負荷を一定と考えた場合について述べる。片側パッド型静圧スラスト軸受では、一定の負荷のもとで潤滑油温度上昇に応じて軸受すきまが変化すると考えた方が、より实际的であろう。

図7に、動作パラメータ ϕ_0 と潤滑油温度上昇の関係

図6 動作パラメータと潤滑油温度上昇の関係 (\$\alpha\$ パラメータ)

図7 動作パラメータと潤滑油温度上昇の関係 (\$p_m\$ パラメータ)

を平均面圧 p_m をパラメータとして示す。平均面圧は、これが高いほど温度上昇が大きい。式(10)より、潤滑油粘性が一定であれば、潤滑油温度上昇 Δt は p_m に比例することが明らかであるが、実際は潤滑油粘性が変化するので Δt は p_m に比例しない。また図には、潤滑油粘性を一定と仮定した場合の結果も合わせて示した。潤滑油の粘性変化を考慮した場合とこれを一定と考えた場合の温度上昇の差は、 p_m が高いほど大きい、この差は φ_0 が大きいほど少なくなる。通常の平均面圧の範囲では、 $\varphi_0 > 0.4$ とすれば、両者の計算方法による温度上昇値の差は約2%以下であり、したがって $\varphi_0 > 0.4$ の場合は、簡単に潤滑油粘性を一定と考えて式(10)より温度上昇を求めてもさしつかえないであろう。総合消費動力が最小となるような動作条件⁷⁾を選んだ場合は一般に $\varphi_0 < 0.4$ となる場合が多く、潤滑油の粘性変化を考慮する必要がある。

図8 潤滑油温度上昇による軸受すきまの減少

このほか、供給圧力比 $\bar{P}$ については、この値が大きいほど潤滑油温度上昇が大きい、通常用いられる供給圧力比の範囲 $1/3 \leq \bar{P} \leq 2/3$ でその差は小さいことがわかった。

一定負荷が軸受に作用する場合は、潤滑油の温度が上昇してその粘性が低下すると、これとともに軸受すきまも減少する。供給潤滑油の粘性係数 η_{in} をパラメータにとり、潤滑油温度上昇と軸受すきまが減少する割合の関係を図8に示す。軸受に供給される潤滑油の粘性が高いほど、軸受すきまの減少率は大きく、動作条件によってはその値は約20%にもなり、無視できない大きさである。一般に、静圧軸受は、その剛性、減衰性および動力消費の観点から軸受すきまを軸受の組立誤差等を考慮して、できるだけ小さくするのがよいとされており、したがって潤滑油の温度上昇により、軸受すきまがさらに小さくなることは好ましくない。軸受すきまの減少を少なくおさえるには、供給する潤滑油に低粘性のものを選び、温度上昇が少ないように軸受動作条件を設定することが望ましい。図8において、 $J\rho c\Delta t \leq 1$ であれば、一般に使用される潤滑油粘性の範囲で、軸受すきまの減少率は約10%以下であり、さらに図6,7より、通常 $J\rho c\Delta t < 1$ を得るには、 $\varphi_0 \geq 0.3$ となるようにすればよいことがわかる。

5.3 対向パッド型の場合

対向パッド型の場合、軸受に負荷が作用している状態では、両側の軸受すきまの大きさが異なっているから、潤滑油の温度上昇も異なる。したがって、負荷が一定のとき潤滑油の温度上昇に応じて軸は軸方向に変位する。すなわち図9に示すように両側の軸受面形状、供給圧力、毛細管寸法および供給潤滑油の粘性が、それぞれ等しい場合、それぞれの軸受すきま n 側と w 側について、

図9 対向パッド型静圧スラスト軸受の基本構造

$$P_{rn} = \frac{P_s}{1 + \frac{\eta_1 B S^3}{\eta_{2n} k_c} (1 - e/S)^3} \quad (15)$$

$$P_{rw} = \frac{P_s}{1 + \frac{\eta_1 B S^3}{\eta_{2w} k_c} (1 + e/S)^3} \quad (16)$$

なる関係が成り立つ。ここで η_{2n} , η_{2w} は、軸受すきま n 側と w 側における平均潤滑油粘性係数である。さらに負荷容量は、

$$W = \pi R_4^2 (1 - \alpha^2) \bar{A} (P_{rn} - P_{rw}) \quad (17)$$

で与えられ、潤滑油温度上昇により粘性が低下すると、式(17)のレセス圧の差圧 ($P_{rn} - P_{rw}$) が変化するため、これとともに軸変位率 e/S も変化する。計算の手順は、潤滑油の温度上昇を両側の軸受すきまについて個々に計算し、式(15)~(17)の関係から負荷容量が一定となるように軸変位率を修正することになるが、その基本的な考え方は片側パッド型の場合と同様である。

軸受面形状と潤滑油温度上昇の定性的な関係は、片側パッド型の場合と同様であるが、軸変位率に関しては、これに潤滑油温度上昇を最小とするような値が存在する。図10に、軸受半径比 α および動作パラメータ φ_0' をパラメータとして軸変位率と潤滑油温度上昇の関係を示す。ここで φ_0' は、対向パッド型について次式で与えられる動作パラメータである。

$$\varphi_0' = \frac{S^2 W}{\omega \eta_{in} R_4^4} \quad (18)$$

n 側、すなわち負荷の増大とともに軸受すきまが減少する側の温度上昇は、これと逆の関係の w 側のそれよりも大きく、その差は $(e/S)_0$ が約0.3以上で急増する。

潤滑油温度上昇が最小となる軸変位率は、供給圧力比と軸受平均面圧にはほとんど依存しないが、図10に示したように、軸受半径比 α と動作パラメータ φ_0' は、いずれもこの値が大きいほど最適な軸変位率が大きい。さらに、軸受半径比 $0.5 < \alpha < 0.7$ と、動作パラメータ $\varphi_0' > 0.5$ において、 $0.2 < (e/S)_0 < 0.4$ の範囲では、潤

図10 設定軸変位率と潤滑油温度上昇の関係

図11 潤滑油温度上昇による軸変位率の変化

滑油温度上昇の変化が比較的小さいことがわかる。したがって、通常の動作条件の範囲では、軸変位率を0.2~0.4に設定することが望ましい。

先にも述べたように、潤滑油温度上昇によって軸変位率は変化する。図11に、 φ_0' をパラメータとして設定軸変位率 $(e/S)_0$ と潤滑油温度上昇による軸変位率の変化分 $\Delta e/S$ の関係を示す。 $(e/S)_0$ の値が大きくなり、 φ_0' が小さいほど $\Delta e/S$ は大きい。

6. 結 言

毛細管補償要素を用いた円環状静圧スラスト軸受について、潤滑油が軸受系を一巡する際の温度上昇による粘性変化が軸受の各種動作特性に与える影響について、理論的、実験的に検討した。理論解析の結果は実験値と良く一致し、軸受内での潤滑油の粘性変化を考慮した解析を行うことの必要性が認められた。さらに一般に多く用いられる軸受面の寸法関係 ($0.5 < \alpha < 0.7$) と動作条件 ($\bar{P} = 1/3 \sim 2/3$, $p_m = 1 \sim 16 \text{ kg/cm}^2$) において、片側パッド型と対向パッド型の両者の温度特性を理論的に検討し

た。これにより得られた結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 軸受半径比 α と動作パラメータ φ_0 は、これが小さいほど潤滑油温度上昇が大きい、軸受平均面圧 p_m は、これが低いほど逆に温度上昇は少ない。
- (2) 片側パッド型において $\varphi_0 > 0.4$ ならば、潤滑油の粘性変化を考慮することなく、これを一定と考えて温度上昇を求めても、その差は非常に少ない。またこのとき、潤滑油温度上昇による軸受すきまの減少率は、数%以下である。ただし軸受の総合消費動力が最小となるような動作条件においては、潤滑油の粘性変化を考慮する必要がある。
- (3) 供給圧力比の違いによる温度上昇の差は少ない。
- (4) 対向パッド型において、 $(e/S)_0$ が大きく φ_0' が小さいほど、潤滑油温度上昇による軸の変位が大きい。
- (5) 対向パッド型において、軸受半径比 $0.5 < \alpha < 0.7$ と動作パラメータ $\varphi_0' > 0.5$ の範囲で、潤滑油温度上昇を低くおさえるには、設定軸変位率 $(e/S)_0$ を $0.2 \sim 0.4$ に設定するのが望ましい。

最後に、本研究の実験と計算の遂行にあたり、熱心に御協力いただいた、当時本大学学部生、栗山太氏、中島伸之氏、中西功帯氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) W.F.Huges and J.F.Osterle: Heat-transfer Effects in Hydrostatic Thrust-bearing Lubrication, Trans. ASME, 79, (1957) 1225.
- 2) L.L.Ting and J.E.Mayer: The Effects of Temperature and Inertia on Hydrostatic Thrust Bearing Performance, Trans. ASME, Ser. F, April (1971) 307.
- 3) S.A.Morsi: The Use of Hydrostatic Thrust Bearing in Flow and Temperature Measurements, Trans. ASME, Ser. F, Jan. (1975) 116.
- 4) 坪井晴人, 稲崎一郎, 米津 栄: 静圧回転テーブルの傾斜特性, 精密機械, 41, 5 (1975) 483.
- 5) 青山藤詞郎, 稲崎一郎, 米津 栄: 静圧スラスト軸受の最適設計, 昭和50年度精機学会秋季大会学術講演会前刷 (1975) 277.
- 6) 青山藤詞郎, 稲崎一郎, 米津 栄: 静圧スラスト軸受の振動特性, 精密機械, 43, 4 (1977) 439.
- 7) 青山藤詞郎, 稲崎一郎, 米津 栄: 静圧スラスト軸受の最適動作条件, 精密機械, 44, 8 (1978) 1002.

情 報

工作機 NC 化率 40% に迫る

日本工作機械工業会が行っている会員 68 社を対象とした工作機械の受注調査でみると、50 年から 52 年にかけての工作機械の NC 化率は 50 年 25%, 51 年 28%, 52 年 31% とこの 3 年間はほぼ年率 3% のコンスタントな増加を示している。ところが今年に入りこの調査による NC 化率はそれまでの平均した伸びに対し目立って増加を示し、昨年 1~3 月平均で 33%, 4~6 月平均で 35%, 7~9 月には 38.6% と 40% に近づく数字となり、1~9 月を合計しても 36% 弱で、このままでいくと 53 年は 37% 以上となることが予測されている。

こうした急速な NC 化の進行は、各社ベースでみても明白で、たとえば昨年 9 月中間決算の日立精機、牧野フライスの営業内容に例をとると、日立精機の 53 年上半年総売上げのうち NC 機の割合は 47% と前年同期の 39% に比べ 8% 増加、牧野フライスは 52 年上半年に汎用フライス盤と NC フライス盤の総売上げ比率がほぼ 3 対 1 だったのに対し、53 年上半年は NC フライス盤の売上げが倍増した半面、汎用機が 12% 減少した結果、金額で半々近くの比率にまで伸びた。この傾向は大手各社とも

共通しており、しかも日工会の調査対象外である森精機の動向なども加味すると、業界全体のすう勢は受注調査に表れた数字以上に NC 化が進んでいるとの見方もある。

このように NC 化率の高まりは NC 機の輸出増もさることながら、最大の要因は、国内での工作機械の需要構造の変化によるものと考えられる。53 年の工作機械需要は、精密機械など一部を除き、増産用設備増強に向けられるケースはほとんどなく、自動車関連業界を中心に合理化、コストダウン投資による発注ものが主体で、従って省力化、生産効率向上に結びつく NC 機の受注が伸びた半面、量産向けの汎用機、専用機類が伸び悩み、これに金額のはる大型機の不振が続いたことが、ダメを押した結果となったようだ。

さらにこれに加え、NC 装置各社の生産量が増えた結果、NC 装置の価格ダウンで中小企業も容易に導入可能な NC 工作機械が出現したこと、また NC 装置の小型化、操作性の向上で小型工作機械の NC 化が進んだことなども相乗効果を生んだとみられる。(服部 敏夫)