静圧スラスト軸受の最適動作条件*

青山 藤詞郎** 稲崎 一郎*** 米津 栄***

Optimization of Hydrostatic Thrust Bearings

Tojiro AOYAMA, Ichiro INASAKI, Sakae YONETSU

In this paper, the theoretical studies on the optimization of the operating condition of the hydrostatic thrust bearings are presented. Total amount of power consumption is treated as an objective function, while the bearing clearance, static stiffness, damping ratio of the bearing, lubricant viscosity and the initial lift up pressure are considered as constraints throughout the optimization procedure. Through the study, it is pointed out that the constraints of the minimum permissible value of the bearing clearance, static stiffness and lubricant viscosity are especially in higher degree responsible to the total amount of power consumption. Simplified design procedure which offers designers the optimum values is drawn from these results.

1. 緒 言

工作機械の静剛性、動剛性はもとよりその熱変形特性が加工精度に与える影響は大きい。言うまでもなく、工作機械の軸受や案内面の性能は、加工精度を左右する要因の一つである。静圧軸受は、剛性や減衰性を大きくし得る、摩擦抵抗が小さい、温度上昇が少ないなどの特徴から、近年、工作機械要素として多く用いられている。

静圧軸受の潤滑油温度上昇を低く抑える方法の一つとして、消費動力が最小となるように軸受動作条件を選ぶことが考えられる。このような静圧軸受の最適設計問題に関して従来から提案されている手法では、総合消費動力が最小となるように潤滑油粘度あるいは軸受すきまを選び、静剛性が最大となるように圧力比を定めるのが一般的である¹⁾。しかし、軸受すきま部分の静剛性が軸受支持構造など他の部分の静剛性と比べてむやみに高い値を有していても無意味なばかりか、余分の動力消費や系の減衰性が低下する原因ともなりかねない。したがって最適設計過程において、軸受の静剛性および減衰性は、むしろ制約条件として取扱うことが望ましいように考えられる。また潤滑油粘度も、使用するポンプの圧力・流量特性などから制約を受けることが考えられる。さらに、回転部分の自重が軸受に作用する場合については、

始動時の浮上圧力も制約条件として考慮すべきである。このような理由から本研究では、軸受油膜部分の負荷能力、軸受すきま、静剛性、減衰性などの最小許容値、潤滑油粘度の使用可能範囲、始動時の浮上圧力を制約条件として考え、静圧スラスト軸受の総合消費動力が最小となるような動作条件の最適設計手順を得ることに目的を設定した。静圧軸受は設計の自由度が高いという特徴があるが、実際にはこのためにパラメータが多すぎて最適化が複雑になる。本研究では、数多くの動作パラメータを無次元表示することにより、できるだけ簡単な手順によって最適化を行いうるようにした。解析の対象とする軸受形状は、補償要素に毛細管絞りを用いた片側パッド型と対向パッド型静圧スラスト軸受の両者である。

2. 片側パッド型静圧スラスト軸受

2.1 軸受面形状

円環状の静圧スラスト軸受には、一般に各リセス間に半径方向の油みぞを設けたものと、これを設けないものがある。本研究では、動力消費²⁾と動特性³⁾の面から有

図1 軸受面形状

* 原稿受付 昭和52年12月26日。昭和51年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和51年10月13日)および昭和52年度精機学会春季大会学術講演会(昭和52年4月4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)

*** 慶応義塾大学工学部

利と考えられる後者の場合をとりあげた。図1にその形状を示す。リセスとランドの寸法関係は、係数 α と β によって定められる。

2.2 目的関数と制約条件

通常の設計条件と制約条件の値のもとで、最適値と軸受面形状および各制約条件の関係を数値的に検討すべく、ここではまず最適化を非線形計画問題として取扱う。最適値の探索手法としては最急傾斜法を用いている。

目的関数は総合消費動力であり、一般に式(1)で与えられる。

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

ここで、 W は負荷容量、 h は軸受すきま、 ω は軸の角速度である。また $\bar{N}_T$ は、無次元総合消費動力であり、

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

と表される。ここで、 $\bar{n}_p$ と $\bar{n}_f$ はそれぞれポンプ動力と摩擦動力に関する無次元量であって、軸受面形状だけに依存する。これらの係数は、次のように表される。

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

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

ここで、 $\bar{A}$ は面積係数、 $\bar{B}$ は流量係数、 $\bar{F}$ は粘性摩擦トルクに関する係数であり、本研究ではこれらの値を有限要素法⁴⁾を用いて数値的に求めている。式(2)における φ と $\bar{P}$ は、それぞれ動作条件と圧力比によって定まる係数であり次式で与えられる。

$$\varphi = \frac{Wh^2}{\eta R_4^4} \quad (5)$$

$$\bar{P} = \frac{P_r}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{Bh^3}{k_c}} \quad (6)$$

ここで、 η は潤滑油の粘度、 R_4 は軸受の外半径であり、 k_c は毛細管定数で、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 W と ω は、あらかじめ設計条件として与えられているものとする。さらに軸受すきま h を一定と仮定すると、式(1)より N_T が最小となる条件は $\bar{N}_T$ が最小となる条件に等しいことがわかる。 N_T の代わりに $\bar{N}_T$ を目的関数として用いることにより動作条件の最適化は2変数($\bar{P}, \varphi$)で行われ、問題が取扱いやすくなる。軸受すきまは、その最小許容値から一定きざみで増加させる。このとき、各 h ごとに $\bar{N}_T$ が最小となる($\bar{P}, \varphi$)の値を求

$\alpha=0.6$, $\beta=0.2$, $D=80$ mm, $N=1500$ rpm, $h_{\min}=0.025$ mm, $W=3$ kN, $\zeta_{\min}=0.5$, $K_{\min}=0.2 \times 10^9$ N/mm, $\eta_{\min}=10$ mPa·s, $\eta_{\max}=10000$ mPa·s

図2 目的関数と制約条件(片側バッド型)

め、この $\bar{N}_{T\min}$ と h の積が最小となる場合を最適とする。

$\bar{N}_T$ の等高線と制約条件の一例を図2に示す。各制約条件は、次のように与えられる。

$$g_1 = \bar{P} - 1 + \frac{K_{\min} h}{3W} \leq 0 \quad (\text{静剛性の最小許容値}) \quad (8)$$

$$g_2 = \varphi - \frac{Wh^2}{\eta_{\min} \omega R_4^4} \leq 0 \quad (\text{潤滑油粘度の下限}) \quad (9)$$

$$g_3 = \frac{Wh^2}{\eta_{\max} \omega R_4^4} - \varphi \leq 0 \quad (\text{潤滑油粘度の上限}) \quad (10)$$

$$g_4 = \varphi - \frac{\pi^2(1-\alpha^2)^2 \bar{A}}{2\zeta_{\min} \omega B} \sqrt{\frac{(1-\bar{P})g}{3h}} \leq 0 \quad (11)$$

(減衰比の最小許容値)

$$g_5 = \bar{P} - \frac{(1-2\beta)\left(\pi - 8\beta \frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)}{A\pi} \leq 0 \quad (12)$$

(始動時の浮上圧力)

ただし、これらの式の誘導にあたっては、潤滑油の流れは層流で非圧縮性とし、軸受リセス深さは、ここでの圧力降下および摩擦力が無視できるように十分深いとする。有限要素法の計算によると、軸受すきまの100倍以上とればよいことがわかっている。また式(11)において g は重力の加速度であり、式(11)は振動質量 m が静負荷に対応する場合、すなわち $W=mg$ の場合について成り立つ。図2で斜線を施した側が各制約条件を満足する部分である。また探索移動の軌跡の一例を図中に破線で示した。

以上述べた手法により、与えられた軸受面形状、負荷、回転速度に対する最適動作条件として圧力比、軸受すき

$\alpha=0.6$, $\beta=0.2$, $W=5 \text{ kN}$, $N=1500 \text{ rpm}$, $h_{\min}=0.025 \text{ mm}$, $\zeta_{\min}=0.5$, $K_{\min}=0.2 \times 10^6 \text{ N/mm}$, $\eta_{\min}=10 \text{ mPa}\cdot\text{s}$, $\eta_{\max}=10000 \text{ mPa}\cdot\text{s}$

図3 軸受外径と総合消費動力の関係

ま, 潤滑油粘度を決定でき, さらにこれらの値より毛細管寸法, 供給圧力等の値を求めることは容易である。しかし得られた計算結果を検討すると, 軸受平均面圧が $10^5 \sim 10^6 \text{ N/m}^2$, 静剛性が $10^5 \sim 10^6 \text{ N/mm}$ 程度の通常の設計条件のもとでは, 各種制約条件のうち特に軸受すきま, 静剛性および潤滑油粘度のそれぞれの最小許容値が問題となることがわかった。減衰比の最小許容値に関する制約は, この値を 0.5 以上とすれば, 軸受系を 1 自由度の振動系と仮定するとき, 軸受の動剛性が静剛性より低くなることはない³⁾。ところで $\zeta_{\min} \approx 0.5$ 程度の値では, この制約は実際の最適化にほとんど関係なく省略可能であることもわかった。以上述べた結果から設計手順を簡単化し, さらに最適な軸受面形状の決定をも含めた実用的な設計手順を以下に提案する。

2.3 簡単化された設計手順

設計手順は, あらかじめ与えられる設計条件の種類によって異なるが, ここではごく一般的に, 負荷, 回転速度のほかに軸受外径 D の寸法が与えられている場合と D は比較的自由に選べる場合について考える。

2.3.1 最適軸受面形状

軸受外径と総合消費動力の関係を図3に示す。よく知られているように, 総合消費動力は, h 一定で η を最適化する場合には, ポンプ動力と摩擦動力が等しいとき ($N_f/N_p=1$) に最小となり, 一方 η 一定で h を最適化するときには $N_f/N_p=3$ のときに最小となる¹⁾。この両者を比較すると, 式(1)より明らかに軸受すきまは小さいほど総合消費動力が少ないから前者 ($N_f/N_p=1$) の方法によるのが有利である。図3の領域Aでは, 軸受外径の変化に応じて潤滑油粘度がその制約内 ($\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max}$) で最適化され得る。これに対して領域Bでは, 軸受外径

図4 軸受面形状と総合消費動力の関係

が大きくなるに従って $N_{r\min}$ も増加する。この領域では, η はもはやその最小許容値によって制限され, 最適動作条件は h を増大することにより得られる。したがって摩擦動力がポンプ動力より大きくなる ($N_f/N_p > 1$)。軸受外径は領域A内で選定することが望ましい。

ここで総合消費動力がすべて潤滑油温度上昇に費やされると仮定すると, 潤滑油温度上昇は,

$$\Delta t = \frac{\bar{N}_T}{\rho c} \cdot \frac{4W}{\pi D^2} \cdot \frac{\pi^2(1-\alpha^2)\bar{A}}{B} \cdot \frac{1}{\varphi} \quad (13)$$

ここで, ρ は潤滑油密度, c は比熱である。これより明らかに潤滑油温度上昇は軸受平均面圧 $4W/\pi D^2$ に比例するから, 軸受外径は領域A内での最大値を用いることが望ましい。この最適軸受外径は次式で与えられる。

$$D_{\text{opt}} = 2 \left[\frac{Wh_{\min}}{\eta_{\min}\omega\varphi_{\text{opt}}} \right]^{1/4} \quad (14)$$

式(13), (14)より, 潤滑油温度上昇を低く抑えるためには, 可能な限り低粘度の油を用いると良いことがわかる。

軸受面形状と総合消費動力の関係を図4に示す。動作条件は領域Aの状態に対応している。半径比 α は, これが小さいほど総合消費動力が小さい。軸受外径が任意の場合, α の値は可能な限り小さくするのが望ましい。しかし一般に α の値は, 軸と軸受外径の寸法関係からある範囲に制約され, 多くの場合この範囲はおよそ $0.5 \sim 0.7$ である。ランド幅比 β は, これが小さいほど総合消費動力は小さい(図4)。いま軸が回転していない状態を考えると, このときは, ポンプ動力のみが問題となる。よく知られているように, ポンプ動力が最小となる軸受面形状が存在し, $\beta \approx 0.3$ で最小となり, $0.2 \leq \beta \leq 0.4$ 程度の範囲では, その変化も少ない²⁾。総合消費動力とポンプ動力を兼ね合わせて考慮すると, ランド幅比 β は約 0.2 とするのが望ましいといえよう。

ところで、軸受外径寸法があらかじめ与えられている場合は、総合消費動力が最小となる半径比 α の最適値が存在することになる。図5に無次元静剛性の最小許容値 $\bar{K}_{\min}(=K_{\min}h/W)$ をパラメータにとり、 φ と最適 α の関係を示す。ただし $\beta=0.2$ の場合である。ここで最適値が静剛性の制約条件上に存在するならば式(8)より次の関係が成り立つことを指摘しておく。

$$\bar{P}=1-\frac{\bar{K}}{3}=1-\frac{K_{\min}h}{3W} \quad (15)$$

図5で φ の値は、与えられた軸受外径寸法、負荷、回転速度より計算できる。ただし $h=h_{\min}$ とし、また潤滑油温度上昇の関係から $\eta=\eta_{\min}$ とする。また図2より明らかに総合消費動力は圧力比の値が大きいほど、すなわち式(15)より $\bar{K}$ が小さいほど少ないから、静剛性はその最小許容値とする。始動時の浮上圧力を考慮する場合は、図5の破線に斜線を施した側で値を選ばなければならない。このようにして、制約条件を満足し、かつ与えられた軸受外径について総合消費動力が最小($N_f/N_p=1$)となる最適 α を求めることができる。

2.3.2 最適動作パラメータおよび最適圧力比

軸受外径寸法が任意の場合には、動作パラメータ φ と供給圧力比 $\bar{P}$ の最適値は、次のようにして定める。減衰比に関する制約 g_4 は、通常的设计条件において省略可能であることは前に述べたとおりである。したがって、 φ と $\bar{P}$ の最適値は図2における制約 g_1 と g_5 の位置に依存する。この関係を、例えば $\alpha=0.6, \beta=0.2$ の場合について図6に示す。図2において制約 g_1 は、 $\bar{K}$ が減少するに従って $\bar{P}$ が増加する方向に移動し、このとき $\bar{P}$ と φ の最適値は、制約 g_1 上に存在し図6に示すように $\bar{K}$ の値の減少につれて増加する。一方、制約 g_5 は、軸受面形状が一定ならば、その位置是不変であって、特に $\beta=0.2$ の場合には、 $\bar{K}=1$ のとき制約 g_1 と g_5 が一致する。すなわち $\bar{K}<1$ のとき、図2において制約 g_1 は g_5 より右側に位置するから、最適値は制約 g_5 上に存在することになる。ここで図5に破線で示すように、 g_1 と g_5 が一致するときの $\bar{K}$ の値、すなわち浮上圧力を満足する $\bar{K}$ の最小値は、 $\beta=0.2$ とすれば α の値にほとんど関係なく $\bar{K}=1$ であることがわかる。静剛性の要求値が厳しくないときには、 $\bar{K}=1$ とすれば $\beta=1.2$ の場合について浮上圧力の制約も満足され、かつ動力も最小となる。そしてこのときの静剛性は、式(15)から簡単に求めることができる。例えば、負荷10 kN、軸受すきま0.03 mmとすると $K=3.3 \times 10^5$ N/mmとなり、このような方法でも十分な静剛性が得られる。さら

図5 動作パラメータと最適半径比の関係(片側パッド型)

図6 簡単化された最適設計線図(片側パッド型)

に動作パラメータの最適値は、式(2)より $\partial \bar{N}_T / \partial \varphi = 0$ とにおいて、さらに式(15)を代入すると

$$\varphi_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\bar{n}_f}{\bar{n}_p} \left(1 - \frac{\bar{K}}{3}\right)} \quad (16)$$

によって与えられる。ただし軸受に作用する静負荷が非常に小さい場合や軸が水平支持されている場合などにおいては、浮上圧力の制約条件は省略できるので、このとき最適値は減衰比の制約 g_4 上に存在することになる。このとき φ_{opt} は

$$\varphi_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{\bar{n}_p}{\bar{n}_f} + \frac{12\omega^2 B^2 h_{\min} \zeta_{\min}^2}{\pi^4 (1-\alpha^2)^4 A^2 g}}} \quad (17)$$

で与えられ、 $\bar{P}_{\text{opt}}$ は式(17)の結果より式(15)、(16)を用いて

求められる。

3. 対向パッド型静圧スラスト軸受

対向パッド型の利点は、通常の負荷とは逆向きの負荷変動に対しても拘束力を持つことと、片側パッド型に比べて大きな静剛性が得られることである。本研究では、対向パッド型静圧スラスト軸受の基本構造として両側のパッド形状、毛細管寸法および供給圧力がそれぞれ等しい場合をとりあげた。

3.1 目的関数と制約条件

式(1)における $\bar{N}_T$ は、対向パッド型の場合

$$\bar{N}_T = \bar{n}_p \varphi \frac{C_p}{a^3} + \bar{n}_f \frac{1}{\varphi} a C_f \quad (18)$$

と表せる。ただし式(1), (5), (6)における軸受すきま h は、対向パッド型の場合反負荷側のそれに対応する。式(18)で C_p と C_f は、軸の変位率 e/S だけで定められ、

$$C_p = \left(\frac{a^3}{\xi} + \frac{b^3}{r} \right) \left(\frac{1}{\xi} - \frac{1}{r} \right)^2 \quad (19)$$

$$C_f = \frac{2}{a \cdot b} \quad (20)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} a &= 1 - e/S, \quad b = 1 + e/S \\ \xi &= \sqrt{\frac{a^3}{b^3}} + 1, \quad r = \sqrt{\frac{b^3}{a^3}} + 1 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

ただし、 e は軸の変位量、 S は平均軸受すきまである。

最小許容軸受すきま $h_{\min}$ を保証するために、次の関係を満足する必要がある。

$$S = \frac{h_{\min}}{a} \quad (22)$$

負荷容量は、毛細管定数に強く依存する。任意の変位位置で一定の負荷を支持するのに必要な供給圧力が最小、すなわちポンプ動力が最小となるような毛細管定数の最適値が存在し、これは次式で与えられる⁵⁾。

$$k_{\text{opt}} = \bar{B} S^3 \sqrt{a^3 b^3} \quad (23)$$

このとき供給圧力および無変位位置での圧力比は、

$$P_{s\text{opt}} = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \alpha^2) \bar{A} \left(\frac{1}{\xi} - \frac{1}{r} \right) \quad (24)$$

$$\bar{P}_0 = \frac{1}{1 + \frac{1}{\sqrt{a^3 b^3}}} \quad (25)$$

目的関数の等高線と制約条件の代表的な例を図7に示す。各制約条件は、片側パッド型のときと同じ意味を持ち、

$$\tilde{g}_1 = K_{\min} - \frac{3W\lambda}{h} \leq 0 \quad (26)$$

$\alpha = 0.6, \beta = 0.2, D = 100 \text{ mm}, N = 1500 \text{ rpm}, h_{\min} = 0.025 \text{ mm}, W = 3 \text{ kN}, \zeta_{\min} = 0.5, K_{\min} = 0.2 \times 10^6 \text{ N/mm}, \eta_{\min} = 10 \text{ mPa}\cdot\text{s}, \eta_{\max} = 10000 \text{ mPa}\cdot\text{s}$

図7 目的関数と制約条件(対向パッド型)

図8 軸変位率と静剛性の関係

$$\tilde{g}_4 = \zeta_{\min} - \frac{1}{\varphi \omega \sqrt{h}} \frac{C_0 \sqrt{g}}{2/\lambda} \leq 0 \quad (27)$$

$$\tilde{g}_5 = 1 - \frac{(1-2\beta)\{1-8\beta(1-\alpha)/\pi(1+\alpha)\}}{\bar{A}(1/\xi-1/r)} \leq 0 \quad (28)$$

ここで、

$$\lambda = \frac{a}{\sqrt{a^3 b^3}} \frac{a^2/\xi^2 + b^2/r^2}{1/\xi - 1/r} \quad (29)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{a^3}{b^3}} \left(\frac{1}{\xi} + \frac{1}{r} \right) \cdot \frac{\pi^2 (1-\alpha^2)^2 \bar{A}}{B} \quad (30)$$

式(29)において、制約条件上では $\bar{K} = 3\lambda$ なる関係が成立する。この関係と式(28)より、 $\bar{K}$ と e/S の関係を求めた結果を図8に示す。なお、制約 $\tilde{g}_2$ と $\tilde{g}_3$ は、式(9)および式(10)で与えられる。

3.2 結果および検討

図9 簡単化された最適設計線図(対向パッド型)

計算結果より、軸受面形状(α, β)と総合消費動力の定性的な関係は、すでに述べた片側パッド型の場合とほぼ同様であることが確かめられた。さらに制約条件については、通常の設計条件のもとで $\bar{g}_3, \bar{g}_4$ は省略可能である。また $\bar{g}_5$ についても、この位置がほとんど β だけに依存し、かつ図7に示すようにその位置が動力最小となる最適値のすぐ右側に存在することから、 $\beta=0.2$ のときは省略可能であることがわかった。

制約 $\bar{g}_1$ が $0.5 \leq e/S < 1$ の範囲に存在する場合、最適変位率は0.5である。これに対して $0 < e/S < 0.5$ のとき、最適値は制約 $\bar{g}_1$ に強く依存する。これらの関係を図9に示す。静剛性の値がさほど問題とならない場合は、 $e/S=0.5$ とすればよい。このとき $\beta=0.2$ について $\bar{K}=1$ 、 $\bar{P}_0=0.40$ である。最適軸受外径は、片側パッド型のときと同様に式(14)で与えられる。軸受外径があらかじめ与えられている場合は、片側パッド型のときと同様に、総合消費動力が最小となる最適な半径比 α が存在する。動作パラメータ φ と最適半径比の関係を図10に示す。これより、与えられた動作条件と制約条件を満足する最

図10 動作パラメータと最適半径比の関係(対向パッド型)

図11 軸受半径比と各種無次元量の関係

適な半径比 α の値を知ることができる。

4. 設 計 例

設計条件: 片側パッド型

$$W=10\,000\text{ N}, N=1\,000\text{ rpm}(104.7\text{ rad/s})$$

$$D=160\text{ mm}$$

制約条件

$$h_{\min}=0.03\text{ mm}, \eta_{\min}=10\text{ mPa}\cdot\text{s}$$

$$K_{\min}=1.0 \times 10^5\text{ N/mm}, \zeta_{\min}=0.5$$

設計手順

a) 最適軸受すきまおよび潤滑油粘度

$$h_{\text{opt}}=h_{\min}=0.03\text{ mm}, \eta_{\text{opt}}=\eta_{\min}=10\text{ mPa}\cdot\text{s}$$

b) 動作パラメータは、式(5)より

$$\varphi = \frac{Wh^2}{\eta\omega R_4^4} = \frac{10^4 \times 0.03^2}{0.1 \times 10^{-7} \times 104.7 \times 80^4} = 0.210$$

c) $\bar{K}$ の計算

$$\bar{K} = \frac{K_{\min}h}{W} = \frac{1.0 \times 10^5 \times 0.03}{10\,000} = 0.30$$

$\bar{K} < 1$ だから浮上圧力を考慮して $\bar{K}=1$ とすると

$$K_{\text{opt}} = \frac{\bar{K}W}{h} = 3.33 \times 10^5\text{ (N/mm)}$$

d) 最適軸受面形状

図5より $\alpha_{\text{opt}}=0.695$ 。ただし $\beta_{\text{opt}}=0.2$ 。このとき図11より $\bar{A}=0.78$ 、 $\bar{B}=13.8$ 、 $\bar{F}=0.35$ 。

e) 最適圧力比と毛細管定数

$$\bar{P}_{\text{opt}} = 1 - \bar{K}/3 = 0.667$$

$$K_{\text{c opt}} = \frac{\bar{B}h^3}{1/\bar{P}-1} = 7.46 \times 10^{-4}\text{ (mm}^3\text{)}$$

f) 最適供給圧力は

$$P_{\text{s opt}} = \frac{W}{\bar{A}\bar{P}R_4^2(1-\alpha^2)\pi} = 1.85\text{ (MPa)}$$

図 12 最適設計手順 (対向パッド型)

g) 総合消費動力および潤滑油温度上昇は, それぞれ式(1)~(4)および式(13)より $N_T = 167 \text{ N} \cdot \text{m/s}$, $\Delta t = 1.7^\circ$. ただし $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$, $c = 2.51 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ とした.

以上の手順により計算された動力および温度上昇の値と従来からの設計手順, すなわちポンプ動力が最小となる軸受ランド幅比 ($\beta = 0.3$) を用い, 圧力比は剛性最大の条件から 0.5 とする方法によって得られる値を比較してみる. ここで軸受半径比 α は, 本設計手順と同じ値を用い, 潤滑油粘度は $N_p = N_f$ となるように最適化すると, $N_T' = 221 \text{ N} \cdot \text{m/s}$, $\Delta t = 2.7^\circ$ となり, 消費動力にして約 34% 大きな値となる.

図 12 には, 対向パッド型の場合の設計手順の流れ図にして示す.

5. 結 言

本研究において, 片側パッド型および対向パッド型静圧スラスト軸受の総合消費動力が最小となる最適な動作条件について考察した. 各種制約条件のうち特に軸受すきまの静剛性に対する要求値は, これが大きいほど総合消費動力も大きくなり, したがって静剛性は, その最小許容値に設定すべきである. さらに, 本研究では, このような結果をもとに簡単化された設計手順が提案された.

最後に, 本研究の計算の遂行にあたり熱心に協力下された当時本学部生・富田典明, 野沢一美の諸氏に深く感謝の意を表する.

文 献

- 1) 例えば, 光岡豊一: 静圧軸受の設計法 (2), 機械の研究, 26, 2 (1974) 263.
- 2) 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.
- 3) 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.
- 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) H. Peeken and M. Heil: Das optimale hydrostatische Axiallager, Konstruktion, 24, (1972) 381.