

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	水作動液静圧軸受を用いた直動ステージの研究
Title(English)	
著者(和文)	楠井直樹
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(理学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3346号, 授与年月日:1999年9月30日, 学位の種別:論文博士, 審査員:舟橋 宏明
Citation(English)	Degree:Doctor (Science), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3346号, Conferred date:1999/9/30, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

水作動液静圧軸受を用いた 直動ステージの研究

1 9 9 9 年

楠 井 直 樹

目 次

目 次	I
本論文で用いた主な記号	IV
第 1 章、緒 論	1
1.1 水作動液静圧軸受に関する研究の背景	2
1.2 水作動液静圧軸受に関する従来の研究	4
1.3 本研究の目的および論文の概要	6
参考文献	8
第 2 章 静圧軸受に用いられる絞り要素の基礎的特性	9
2.1 絞りに関する従来諸式の評価	10
2.1.1 入力絞りについて	11
2.1.2 すきま絞りについて	14
2.2 有限要素法による絞り特性の推定	15
2.2.1 入力絞りの有限要素法解析	15
2.2.2 すきま絞りの有限要素法解析	21
2.3 絞り特性評価試験装置と実験結果	26
2.3.1 入力絞りの実験結果	29
2.3.2 すきま絞りの実験結果	33
2.4 基本特性の定式化と一次評価	35
2.4.1 入力絞りについて	35
2.4.2 すきま絞りについて	38
2.4.3 定式化された特性式の一次評価	39

2.5	まとめ	45
	参考文献	46
第3章	水作動液を用いた静圧軸受の設計計算法	47
3.1	静的特性の設計計算法	48
3.1.1	水作動液静圧軸受計算プログラムの基本仕様	48
3.1.2	最上位概念のフロー	50
3.1.3	水作動液静圧軸受計算プログラムの諸機能	50
3.2	動的特性の設計計算法	55
3.2.1	動的特性評価用プログラム	55
3.2.2	プログラムの機能と出力サンプル	57
3.3	まとめ	60
	参考文献	61
第4章	直動ステージに用いる静圧軸受および 位置決め装置の設計・製作	62
4.1	直動ステージの仕様確定	63
4.2	静圧軸受回りの設計	64
4.2.1	静的特性の検討	65
4.2.2	動的特性の検討	69
4.3	駆動系の設計	71
4.3.1	駆動系の静剛性	71
4.3.2	駆動系の動特性	72
4.3.3	主要部品の材料	77
4.4	まとめ	79
	参考文献	79

第 5 章 直動ステージ静圧軸受の性能	80
5.1 評価試験装置と試験方法.....	81
5.1.1 流体の圧力供給源機器.....	81
5.1.2 制御系の機器.....	81
5.1.3 測定機器と測定法.....	83
5.2 軸受特性の評価.....	85
5.2.1 リセス圧の評価.....	85
5.2.2 負荷容量，剛性の評価.....	87
5.2.3 流量の評価.....	95
5.2.4 あご部の変形問題.....	96
5.2.5 動特性の評価.....	98
5.3 水作動液静圧軸受設計計算法の総合評価.....	99
5.4 まとめ.....	101
参考文献.....	101
 第 6 章 直動ステージ位置決め装置の性能	102
6.1 評価試験装置と試験方法.....	103
6.2 位置決め精度と分解能.....	105
6.3 移動中の姿勢精度.....	109
6.4 動剛性の評価.....	111
6.5 まとめ.....	114
参考文献.....	114
 第 7 章 結 論	115
 謝 辞	119

本論文で用いた主な記号

a	: 駆動ベルトの厚さ
A	: 一般的な面積
A_1	: ステージ・レール間のすきま対向全面積（四隅のうち1か所当たり）
A_2	: リセス回りのランド面積（四隅のうち1か所当たり）
A_g	: リセス回りの逃げ溝部面積（四隅のうち1か所当たり）
A_ℓ	: すきま絞り係数
A_q	: リセスの圧力有効面積
A_r	: リセス面積
A_t	: 入力絞り係数
b	: 駆動ベルト幅
B_s	: ステージ・レール間の対向上下面幅
B_ℓ	: ランド部の流れ方向長さ＝ランド幅
B_w	: リセスの周囲長さ
c	: ステージ系の粘性減衰係数
C	: 流量係数
C_ℓ	: 対向形静圧軸受での組立時全すきま
C_m	: チョーク修正係数
d	: 入力絞りの直径
d, u	: 添え字に用いられている d, u はそれぞれ対向リセスの下と上を指す
E	: 一般的な縦弾性係数
F_f	: ステージ移動方向における駆動力を除いた外力の総和
F_p	: 駆動ベルトの予張力
g	: 重力加速度
h	: 一般的なすきま
J	: 回転運動部分の慣性モーメント
k_b	: 駆動ベルトのばね定数
ℓ	: 入力絞りの長さ
L	: すきま内で差圧が ΔP となる流れ方向長さ
L_b	: 駆動ベルトの長さ
L_s	: ステージの x 方向長さ
m	: ステージ移動部分の質量

P	: 一般的な圧力
P_a	: 大気の圧力
P_o	: リセス圧力
P_s	: 供給圧力
Q	: 一般的な流量
Q_ℓ	: すきま絞りを通過する流体の流量
Q_i	: 入力絞りを通過する流体の流量
r_d	: 駆動ローラの半径
s	: 一般的な応力
t	: 一般的な時間
t, ℓ	: 添え字に用いられている t, ℓ はそれぞれ入力絞りとすきま絞りを指す
T	: 駆動トルク
T_f	: 回転運動部分における駆動トルクを除いた外部トルクの総和
u	: すきま内の流体速度 (x 方向)
U_o	: ステージ・レール間の相対速度
V	: リセス圧力部容積
W_s	: ステージ・レール間の側面对向幅
x	: ステージの移動方向位置
y	: 対向軸受すきま内で浮上している移動体の軸受支持方向 (上下方向) 位置
θ	: 駆動ホイールの回転角
κ	: 流体の圧縮率
λ	: チョークナンバ $= Q/v\ell$
μ	: 流体の粘度
ν	: 流体の動粘度
ρ	: 流体の密度
σ	: 一般的な標準偏差
ΔP	: 一般的な差圧

第 1 章 緒 論

1. 1 水作動液静圧軸受に関する研究の背景

現在，金属加工分野を中心に，精密機械，超精密機械の範疇に入る多くの装置の案内面に静圧軸受が採用されている．軸受の形態はジャーナル軸受，スラスト軸受，さらに送りねじにも用いられ圧力媒体としては，作動油と空気である．敢えて区別すると，大形装置のスラストでは油が，小形の回転軸には空気が多く用いられている．

ここで半導体の微細化の歴史を振り返ってみると，1970年代後半から急激な微細化の波が押し寄せ，1980年代後半には1MDRAMで代表されるようにパターンの基準寸法がミクロンからサブミクロンの世界へ突入していった．半導体製造装置の中で，位置制御という観点から最も高い精度が要求されるのは半導体基板の上にパターンを正しい位置に描いていくリソグラフィと呼ばれる諸工程である．ここで使用される装置は，直動形の超精密送り系を有している．この送り系の案内には静圧軸受が最も適した技術である．それは，静圧軸受が平均化効果により高い運動精度を有していると同時に，低摩擦，高減衰性の特徴を有するからである．上述のように，金属加工の分野における超精密機械では静圧軸受が大きく貢献している中で，半導体製造装置では，試作装置に若干見受けられるが，実用段階の大部分の装置では実績のある転がり案内が用いられている．これには次のような理由があるものと考えられる．すなわち，クリーンルームにおいては油から出る有機不純物は嫌われる¹⁾から，漏れゼロの装置でも作らない限り静圧油軸受の採用はおぼつかない．一方気体軸受はクリーン度の点からは理想的であるが，剛性不足，減衰性不足などがあり，中でも微小振動の問題が重要視されている．初期には試用されたが徐々に敬遠されてきた．

半導体の主要なトレンドは今後とも大口径化と微細化であり，これに伴い，半

半導体製造装置でも機器の大形化と高精度化が必須の流れである。現状で多用されている転がり案内では、周期的な速度変動や微小振動，減衰性の点で理想的なものとはいえない。

半導体製造装置でも一部のステップアンドリピータなどで静圧軸受が採用されている。クリーンルームでは油の使用は敬遠されるので，作動流体として空気を使用している。しかし，ウエハの大口径化に伴い搬送重量も大きくなり，かつ，タクトタイムの圧縮要請から装置に求められる剛性や負荷容量はいっそう高くなっている。このような状況では空気を用いた静圧軸受は能力不足である。このように考えてくると，今後の高精度，高剛性，減衰性を満足させる静圧軸受の圧力媒体として水の採用が合理的である。水の使用によりクリーン度の維持のみならず，粘性が低く熱伝導率や比熱が高いことから，熱発生が少なくかつ温度が平均化しやすいので周辺での温度上昇を押さえることができ精度維持の点でも有利である。さらに，環境汚染問題，資源節約の点から油より水であり，世界的動向にも合致している。特にこの点は，ヨーロッパで規制が厳しいため，水圧駆動システムへの注力が見られる。

クリーンの必要性は半導体ばかりでなく，医療，食品，バイオなどにも十分なニーズがあると考ええる。

水は，さびや漏れの問題があるが，最近の各種非錆材料，防錆技術，シール技術などの向上でその欠点が次第に克服され，その特長を生かした機器の可能性が高まってきた。以上のことから，水作動液を用いた静圧軸受の技術を確立し，クリーンな超精密ステージを提供することは有意義と考える。

1. 2 水作動液静圧軸受に関する従来の研究

1960年代から金属加工分野において超精密技術が急速に進歩してきた²⁾。これは、アメリカ合衆国の宇宙開発、防衛産業、原子力エネルギー、計算機、エレクトロニクスなどに関する光学部品、電子部品、機械部品のニーズの高まりによるものであった。一方で機械要素、工具、ワーク材料、計測技術、制御技術などの発展が見られ、この両者があいまって超精密技術の著しい発展をみた。この中の要素技術の一つを担ったのが静圧軸受技術である。

静圧軸受技術の研究は、油を流体とした静圧軸受と空気を流体とした気体軸受に大別されて進んできたが1950年代末から1960年代前半で基礎的なことは確立した。これ以降は性能向上の観点から種々の研究が行われてきた。その主なものは、剛性や安定性の向上を目指して、粘性、慣性、圧縮性、乱流など流体の諸特性からアプローチするものと、多孔質材料や自動調整弁に代表される絞りに関するもので、いろいろな条件での特性解析と改善の研究が進んだ。これらも1980年代後半には一段落した。

このように静圧軸受の研究としてはかなり早い時期から慣性、低粘性、乱流などは研究の対象とされてきたが、積極的に水を対象とし、水作動液を用いて実験を含めた静圧軸受の研究は、従来よりあまり見受けられない。慣性を考慮した研究でも大部分は油を用いて軸受すきまを対象としたものであり、密度/粘性は必ずしも大きくはない。水に言及して、かつ入力絞りについて慣性力を考慮した数少ない研究³⁾もあるが、この研究でも実験は油を用いて行っており、水ほど低粘度での検証には至っていない。

水を用いた数少ない研究を調べて見ると、いずれも実験値と計算値が定量的によい結果を得るまでに至っていない。すなわち、以下入力絞りについての研究の

要点をまとめると、絞りの特性を単純に粘性絞りとした研究⁴⁾では実験値と計算値が負荷容量、剛性で数倍もの隔たりがあり、粘性絞りの仮定が適当でないことを示している。オリフィス絞りを基礎として流量係数を実験的に決めている研究⁵⁾では、実験データから流量係数をレイノルズ数の関数としている。この場合、絞り径を変化させた実験データがなく、パラメータの広い変化範囲で使用可能か不明である。また、入力絞りを粘性絞りとオリフィス絞りの合成したものとの考えを提案している研究⁶⁾では、負荷容量で評価してかなりよい結果を得ているが、この場合も絞りが一種であるため、このようなアイデアが最適かどうか一概にはいえない。

水を対象として、すきま絞りに粘性流を適用しないでオリフィス流をベースに、実験的に流量係数をはめ込んだ研究⁷⁾もあるが、逆にすきま絞りでは粘性流の傾向が強いと考えられるので、この文献の方式はパラメータの広い範囲で利用できるものとは考えにくい。

この研究の必要性は、世界的な流れである「油から水へ」を受け、水に有効な設計法を確立しておくことである。従来の静圧油軸受の設計には、絞り要素の圧力流量特性として、入力絞りには粘性流の式かオリフィス流の式が、すきま絞りには、粘性流の式が用いられている⁸⁾。これらの式は運動方程式の特定の項を省略するところから始まっており、一般の作動油に比べ低粘度、高密度である水のような流体にもこれらの式が適用可能か疑問である。従来の油圧機器に用いられる場合と比較してレイノルズ数をはるかに大きく、油圧機器で用いられている粘性流体の式やオリフィスの式、さらにはそれらからの補正式では表現できないことが予測されるからである。

1. 3 本研究の目的および論文の概要

本研究の目的は、水作動液を用いた静圧軸受に関して実用性のある設計計算法を確立すること、そして、実際にクリーンルームで使用でき、かつ必要な減衰性を有し、剛性、負荷容量の十分ある性能の高い直動ステージを開発することである。

そこで、本論文は次の7章からなっている。

第1章「緒論」では、水作動液による静圧軸受がいかにより半導体製造装置に適しているかを述べ、本研究の意義、目的、概要について述べる。合せて、過去の水作動液静圧軸受の研究例について概要をまとめている。

第2章「静圧軸受に用いられる絞り要素の基礎的特性」では、静圧軸受に用いられる入力絞りとすきま絞りについて、圧力流量特性を正確に把握することが主目的である。そのため、絞り特性評価試験装置を製作し、円筒形入力絞りとすきま絞りについて基礎実験を行い、その結果から、対象としているパラメータの範囲で、従来式では理論式もこれを補正した実験式も、また、有限要素法の解析でも圧力流量特性を正確に表現する式はないことを示す。続いて、基礎実験結果から二つの絞りに対して誤差の少ない実験式を導き出し、これを用いて、軸受の負荷容量と剛性、その際の必要流量を計算で求める方法を明らかにする。

第3章「水作動液を用いた静圧軸受の設計計算法」では、第2章で求めた圧力流量特性式が非線形であり、また、静圧軸受のパラメータが多いため設計計算は大変複雑なものとなる。そこで、独立変数を任意に選択でき、その時の負荷容量と剛性を出力する専用のプログラムを開発する。出力は、各種パラメータを変化させたときの、負荷容量と剛性のグラフおよび数表とする。

軸受のもう一つの重要な特性として動特性がある。汎用の方程式解法ソフトを利用して静圧軸受を対向形に配した構造について、インパルス応答、ステップ応答、

周波数応答を求めるプログラムを開発する。

第4章「直動ステージに用いる静圧軸受および位置決め装置の設計・製作」では、第3章の静的解析プログラムを用いて所定の仕様に適う静圧軸受の設計を行う。この結果、リセス寸法を $60 \times 16 \text{ mm}$ 、ランド幅を 5 mm とした場合、供給圧を 0.6 MPa 以上にすることにより負荷容量、剛性はそれぞれ要求仕様値を満足することを述べる。

ついで、動的プログラムを用いて上記設計値でどのような動特性を示すかを調べ、とくに、減衰性が十分に大きいことを確認する。

第5章「直動ステージ静圧軸受の性能」では、試作した直動ステージ静圧軸受の性能を試験し、静圧軸受のリセス圧、流量、負荷容量、静剛性について第4章の計算結果と比較検討して、特に、負荷容量、静剛性の両特性について実験値と計算値が一致し、第4章の設計計算方式は妥当なものであることを明らかにする。さらに、両項目とも仕様を満足してステージとしての機能を果たすことを確認する。

インパルス応答を実測して、減衰性、時定数について第4章の計算値と比較し、動特性の評価プログラムも妥当であることを示す。

第6章「直動ステージ位置決め装置の性能」では、試作した直動ステージにベルト駆動を採用したサーボモータを取り付け、汎用の制御装置を用いて位置決め試験を行った結果について述べる。繰返し位置決め精度は標準偏差で $0.1 \mu \text{ m}$ を切り、同分解能は $0.1 \mu \text{ m}$ が実現できることを確認する。ベルト駆動はがたや摩擦がなく、駆動力の位置決め方向と直交する成分はほとんど0であるなどの長所を有するが、減速比が小さいため各部の誤差が直接現われること、位置決め方向剛性が上げにくい点で問題を有することを述べる。

水を用いる点で懸念される系の減衰性について、軸受支持方向、位置決め方向とも適正な減衰性を有していることを確認する。同じく懸念される漏洩について、回収溝を適正に設けることにより特別の装置が無くても使用できることを述べる。

第7章「結論」では、以上で得られた成果を総括し、今後の課題と展望に言及し

参考文献

- 1) 三宅正二郎：クリーン環境用軸受，精密工学会誌，57,4(1991)599.
- 2) N.Ikawa et al.:Ultraprecision Metal Cutting－The Past,the Present, and the Future,Keynote Papers of Annals of the CIRP Vol.40/2/1991
- 3) 春山義夫，風巻恒司，森美郎：静圧スラスト軸受の動特性におよぼす流体の慣性力の影響（第1報，毛細管絞りを有する円盤形静圧スラスト軸受の絞り部の慣性力の影響），日本機械学会論文集（C編），47,418(1982)759.
- 4) 小竹祐治，上野滋：水溶性加工液を使用した静圧案内，昭和63年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集(1988)，H69，857.
- 5) 木村芳一他：水潤滑静圧ジャーナル軸受の特性，エハラ時報，No.127(1984-1)，2.
- 6) 吉本成香，阿武芳朗：水潤滑静圧スラスト軸受に関する研究，1994年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，L21，407.
- 7) H.Ming Chen,C.C.Lee,Stan B.Malanoski:New method for sizing Bearing Lubricated by Process Fluids,MACHINE DESIGN,March 11,(1982)
- 8) 例えば，稲崎一郎，青山藤詞郎，静圧軸受，41，工業調査会，(1990)

第 2 章

静圧軸受に用いられる絞り要素の基礎的特性

本章では，静圧軸受に用いられる入力絞り，すきま絞りの両方について，水作動液を用いた場合の流体要素としての基本的特性である圧力流量特性を明確にし，一つの関係式に表現することを目指す．

2. 1 絞りに関する従来諸式の評価

従来諸式の中には，絞り形状・寸法やレイノルズ数などの使用条件によって用いる式や係数が異なるものもあるので，個々の式の評価に入る前に本研究で対象としている軸受の概略寸法について明確にしておく必要がある．

水作動液を採用した静圧軸受の特長は，高速時に温度上昇が少ないことから回転運動でいっそう効果を発揮するが，半導体製造装置では，直線運動で精度の高い機器が多く見られるので，本研究の対象は静圧スラスト軸受を用いた直動ステージとし，静圧軸受の方式は，一定圧を供給し，固定の入力絞りを介して静圧リセスに作動液を導入する基本的なタイプとする．入力絞りは，標準的な円筒形の固定絞りを，リセスには4隅に円弧を有する長方形を用いる．

入力絞りとすきま絞りの寸法は，現実的に半導体製造用の精密機器に用いられるサイズを想定して決める．また，剛性の点から両絞りのコンダクタンスが大体等しくなる点を標準とする．すなわち，ステージ上面を $300 \times 300 \text{ mm}$ 程度とする（この値の背景は4.1節で述べる）と静圧リセスの寸法は，周囲長さが $10^1 \sim 10^3 \text{ mm}$ ，すきまが $10^1 \sim 10^2 \mu \text{ m}$ のオーダと考えられるので，これに相当する入力絞りを求めると，穴径は $0.1 \sim 1.0 \text{ mm}$ のオーダに，長さは通常のドリルで加工できる範囲で，数 $\text{mm} \sim$ 十数 mm を対象と考える．なお，ここでの概算には従来 of 式が使用できるものと仮定して行った．

次に，使用する圧力の範囲も定めておく必要がある．軸受特性の上からは圧力が高い方が有利であるが，一方で，マイナス面も少なくない．漏洩問題，振動，

騒音などである。また、現状の水圧機器の市場性を考えても水道水ないし空気圧機器のレベルが適当と考える。すなわち、この研究では、圧力を最大 0.8MPa と規定し、この範囲で、負荷容量、剛性を満足させるものを開発することが命題となる。

以下の計算に用いる水の物性値については、水道水を使用して 20℃ で密度 998kg/m³、粘度 0.001Pa・s とした。

2.1.1 入力絞りについて

標準的な静圧軸受では、圧力補償のための入力絞りと、軸受を構成するすきま絞りの 2 個の絞りが直列接続になっている。静圧油軸受では、すきま絞りの圧力流量特性が粘性流の式で良く合うため、従来より、入力絞りにも粘性流の式が適合できる毛細管絞りを用いるのが普通である¹⁾。このことにより油の粘度変化による軸受特性の変化を相殺している。このように毛細管に近似できる形状の場合は粘性流の扱いでハーゲン・ポアズイユの式を用いてきた。これを式(2.1)に示す。

$$Q_i = \frac{\pi d^4}{128\mu\ell}(P_s - P_o) \quad (2.1)$$

また、絞りの形状が毛細管に近似できない場合、例えば短い絞りの場合はオリフィスの式を採用している。これを式(2.2)に示す。

$$Q_i = C \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_o)} \quad (2.2)$$

ここで、 Q_i は入力絞りを通過する流量、 d, ℓ は入力絞りの直径と長さ、 P_s, P_o はそれぞれ供給圧とリセス圧、 C は流量係数、 μ, ρ は水の粘度と密度を示す。

これらの式は、ナビエ・ストークス方程式の中で、近似的に慣性項か粘性項が省略できるとの前提に立っている。水を使用する場合、上に述べたような使用条件で同じ仮定が成り立つであろうか。水のような低粘度、高密度のものは粘性項と慣性項の差がそれ程大きくなく、いずれも無視できないと考えられる。

静圧軸受の研究で慣性力を考慮した研究は、1980年代に活発に行われている。しかし、その内容は、ジャーナル軸受、スラスト軸受共に対象とされているが、大部分はすきま絞りについての研究であって、特に軸受の相対速度が大きくなるジャーナル軸受について、流体自体も高速で移動すると考えた場合の慣性力の影響を研究したもの²⁾が中心である。入力絞りについては、可変絞りを機械部品で構成したとき、この部品の慣性力について述べたものがある。固定の入力絞りの圧力流量特性に流体の慣性力を考慮したものとして文献3)があるが、この場合も実験には油を用いており、水での検証までには至っていない。

ここで円筒形絞りの圧力流量特性について、静圧軸受以外の研究を調べると、水力学の研究では粘性力と慣性力を考慮している実験式がいくつか提案されている。この中で寸法やレイノルズ数などが比較的近い式2種⁴⁾を吟味する。これらの式はそれぞれ式(2.1)と式(2.2)をベースに、絞り入り口での圧力損失を考慮するもので、その効果を C_m , C に含めてある。

$$\left. \begin{aligned} \Delta P &= C_m \frac{128\mu\ell}{\pi d^4} Q \\ C_m &= \frac{\lambda}{16\pi(0.819 - 0.00791\ell/d)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} Q &= C \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \\ C &= 0.868 - 0.0425 \sqrt{\frac{\ell}{d}} \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

ここで、 ΔP は一般的な差圧、 C_m は式(2.3)で定義されチョーク修正係数と呼ばれるもの、 λ は $Q/\nu\ell$ で定義されチョークナンバと呼ばれるものである。

以上、式(2.1)から式(2.4)までの4式について、本研究で企図している寸法の範囲で、圧力流量特性を比較すると図2.1のようになる。二つのパラメータ、絞り径と絞り長さについて、比較的離れた2値の組合せで、 $d \times \ell = 1 \times 2$, 0.3×2 , 0.3×4 , 1×18 ($\ell/d = 2, 6.7, 13, 18$) について計算したもので、形状的にはオリフィスより円筒形絞りといえる。結果は、従来、円筒形絞りに用いられてきた式(2.1)のみ他

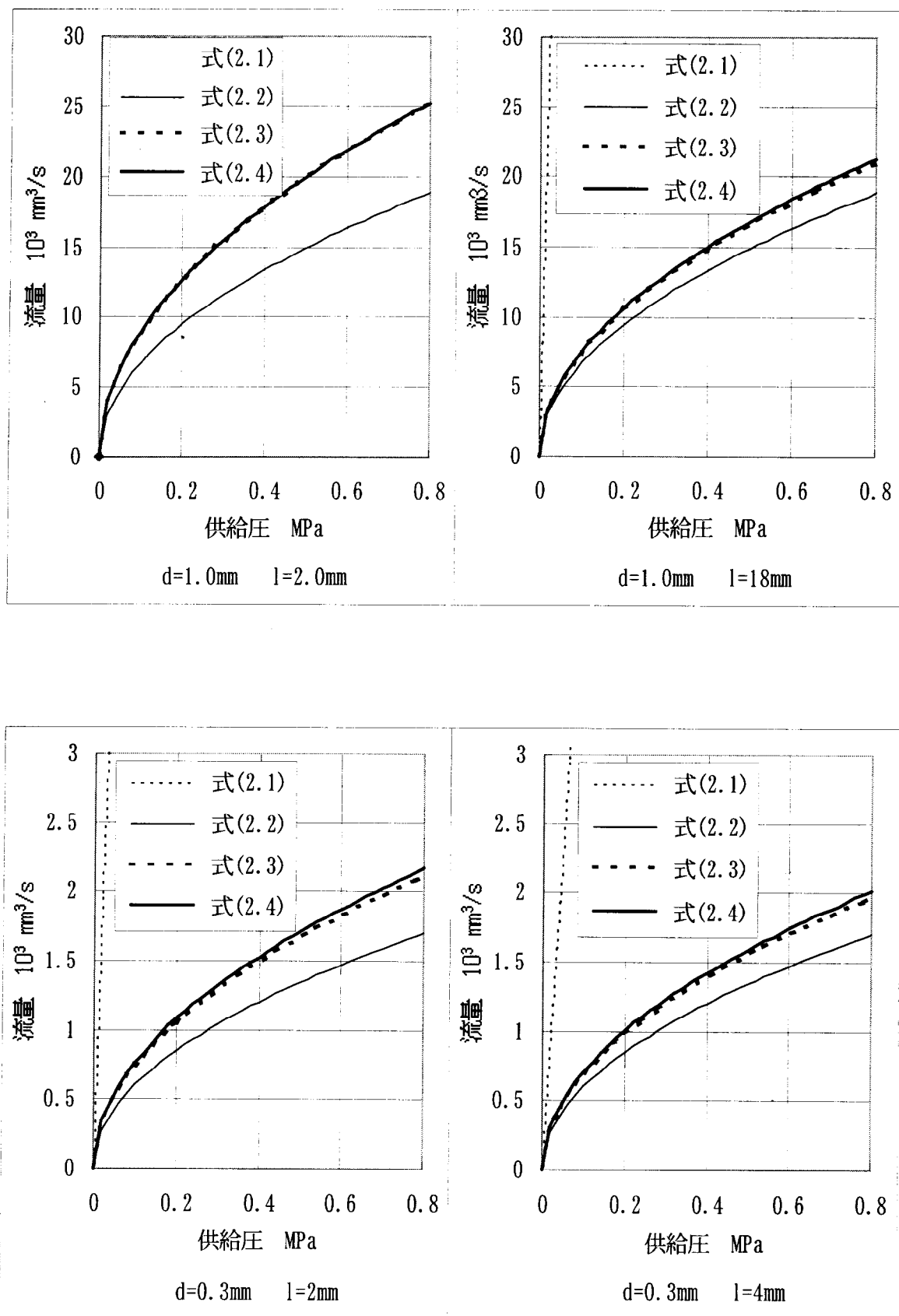


図 2.1 入力絞りに関する従来諸式の流量比較

の3式に比べ桁違いに大きくなる。また、補正された式(2.3)と式(2.4)はお互いに大差なく、いずれも粘性式(2.1)とオリフィス式(2.2)の間の値を示し、オリフィス式(2.2)に近いことがわかる。油の場合なら式(2.1)で良いと考えられるものが、このように大きくずれている。この段階でどの式が正しいかは不明である。ただ、概略寸法から算出したレイノルズ数が 10^4 程度となる状況では、層流の粘性流とは考えられないので、この中では補正を生かした式(2.3),(2.4)が比較的良いと推測される。詳細は後節で吟味することにする。

2.1.2 すきま絞りについて

次に、すきま絞りの式について、軸受の相対速度の小さいところでは従来は式(2.5)に示す粘性流の式だけが利用されてきた。

$$Q_\ell = \frac{B_w h^3}{12\mu B_\ell} (P_o - P_a) \quad (2.5)$$

ここで、 Q_ℓ はすきま絞りを通る流量、 B_w, B_ℓ はそれぞれリセスの周囲長さとランド幅、 P_o, P_a はそれぞれリセス圧と大気圧、 h はすきまを示す。

事実、絞りの開口面積が入力絞りに比べて大きく平均流速が小さく、概略寸法からレイノルズ数を求めると 10^2 程度であり、粘性流の仮定はあまり変わらないものと推定できる。

しかし、すきま絞りについても粘性流の扱いはできないとして実験式を提案している文献もある⁵⁾。この文献では、防爆などを目的として水溶性の媒体を使用する場合の計算法について、リセスからの流出流は乱流となり粘性流の式は成り立たないとしている。そして、式(2.6)に示す実験式を提案している。この式もオリフィスの式を基本にして流量係数を実験値で修正する常套手段によっている。この式の末

$$\left. \begin{aligned} Q_\ell &= C \cdot B_w \cdot h \sqrt{\frac{2P_o}{\rho}} \\ \frac{C^{1.68}}{1-C^2} &= 3.8 \left(\frac{h}{B_\ell} \right)^{0.84} \left(\frac{P_o \rho h^3}{B_\ell \mu^2} \right)^{0.16} \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

尾の括弧で示す指標は疑似レイノルズ数として用いられるものである。

この論文の使用条件は本研究の場合より流量の多い範囲を扱っている。

この式(2.6)に本研究の寸法を代入して流量を求めてみると、式(2.5)の値を大きく越え図 2.10 の尺度でははみ出してしまう。また、式の性質から当然ながら上に凸のカーブであり式(2.5)とは定性的にも異なるものとなる。対象範囲が異なるためか、本研究の対象範囲では近似精度が悪く使用できそうにない。

いずれにしても、水を用いた静圧軸受の設計計算法を確立するためには、両絞りの従来の各式および有限要素法について近似精度を知ることが重要である。

2. 2 有限要素法による絞り特性の推定

実験を行う前に、有限要素法による解析を試みた。解析時の条件と結果を比べ、かつ、諸計算式の値と対比させることにより流れモデルと各式との対応が明らかになり、基礎実験との比較により有限要素法自体の評価や使い方のノウハウの蓄積にもつながることが期待できる。

今回用いた有限要素法ソフトは、1981年米国において開発され1983年米国F D I社から「F I D A P」として発売された汎用粘性熱流体解析プログラムである。1990年には500件近い利用数に達し、現在も世界で最も活発に利用されているものの一つである。このソフトでの適用可能な流れのモデルは、層流の線形モデルと非線形モデルそれに乱流モデルである。乱流モデルの解法は、0方程式モデルを用いた渦粘性法である。

2.2.1 入力絞りの有限要素法解析

入力絞りのモデルには円筒形絞り $\phi 0.3 \times 2\text{mm}$ (助走部 $\phi 2.5 \times 6.9\text{mm}$) と $\phi 1.0$

×10mm（助走部φ5×6mm）の2種類を作り，軸対称モデルとして解析を行った．境界条件としては，壁面での滑りはないものとし，助走部入口で供給圧一定，絞り出口で大気圧とした．流れのモデルについては，概略計算でもRe数がφ0.3mmで10000，φ1.0mmで30000付近となっており，乱流モデルが良いと思われるが，有限要素法と従来の諸計算式との比較も考え，ひとつおりに実行した．要素数2282のときのメッシング図を図2.2に，また，非線形モデルでの速度線図と圧力分布の一例を図2.3および図2.4に示す．これらの図から，絞り口直後で縮流が発生し，渦を生じている様子がわかる．解析中に次の知見を得た．

要素分割については，φ0.3mmで16860要素，φ1.0mmで8546要素以上では結果に大きい差がでないことがわかった．

3種のソルバ，逐次近似法，直接形分離解法，繰返し形分離解法では収束条件を十分小さくしてやると，結果に大差ないことがわかった．

特徴のある結果として，軸方向の圧力分布がある．非線形モデル，乱流モデルともに絞り入口で全圧力降下の約3分の2以上を降下し，残りを絞り長さに沿って直線的に降下する．この様子を図2.5に示す．このことは式(2.1)(2.2)のどちらかで近似するのは無理であることを示している．

3種の流れモデルで圧力分布，速度分布が異なり，圧力流量特性に差がでた．線形モデルは，これに対応する式(2.1)と良く合うが，他の結果と比べ流量が桁違いに大きくなる．有限要素法の諸結果に，他の式の中から値の近いものを加えて図2.6に示す．乱流モデルは式(2.2)と式(2.3)(2.4)の間に位置し，非線形モデルは式(2.3)(2.4)よりやや多めに出る．これらの結果から，有限要素法の結果は定量的にもかなりの評価ができそうである． $d=1.0\text{ mm}$ では，乱流状況が強く非線形モデルでは収束しなかった．どのモデルを選ぶべきかはRe数で判断することができる．

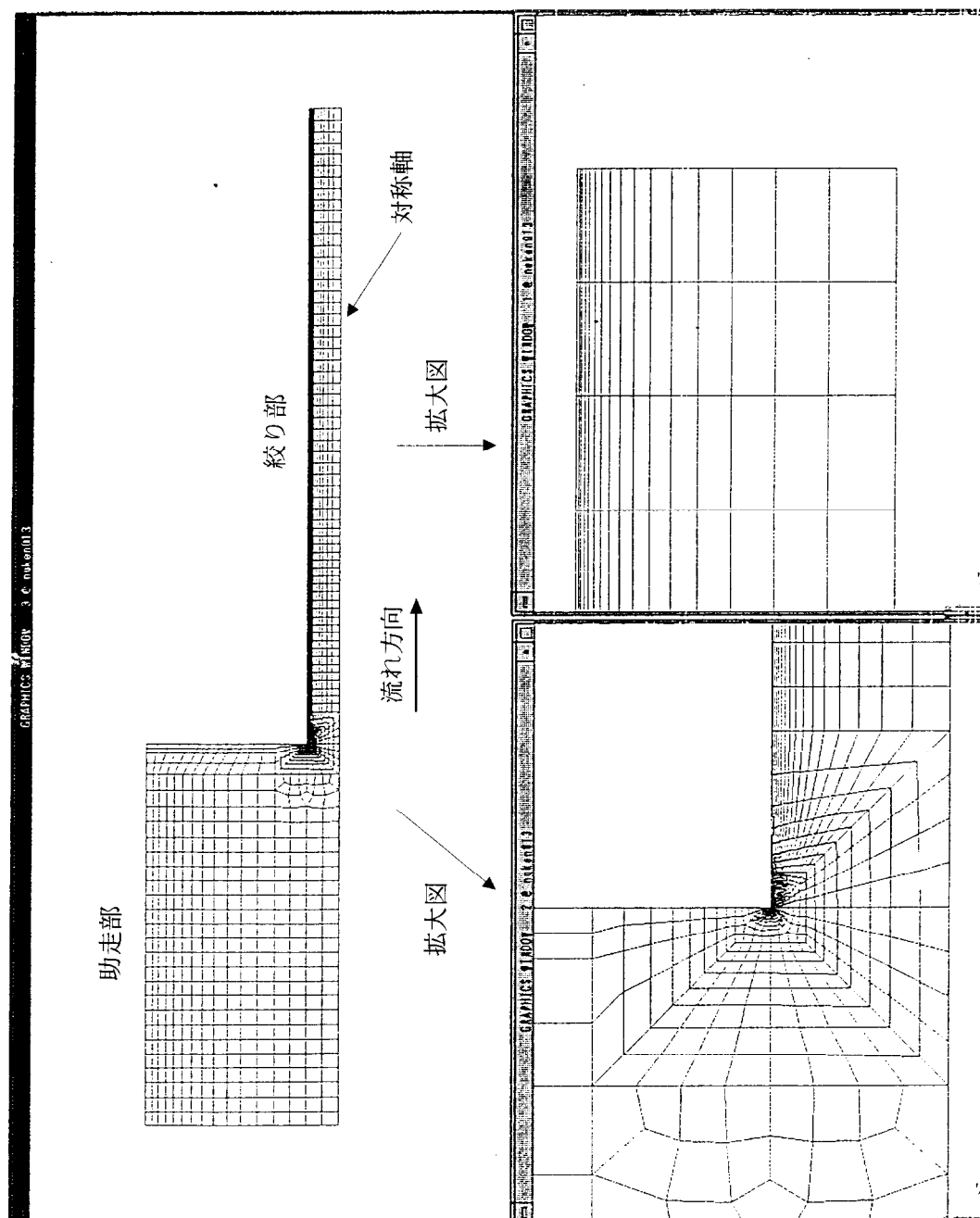


図 2.2 有限要素法解析に用いる入力絞りのメッシング例（要素数 2282）

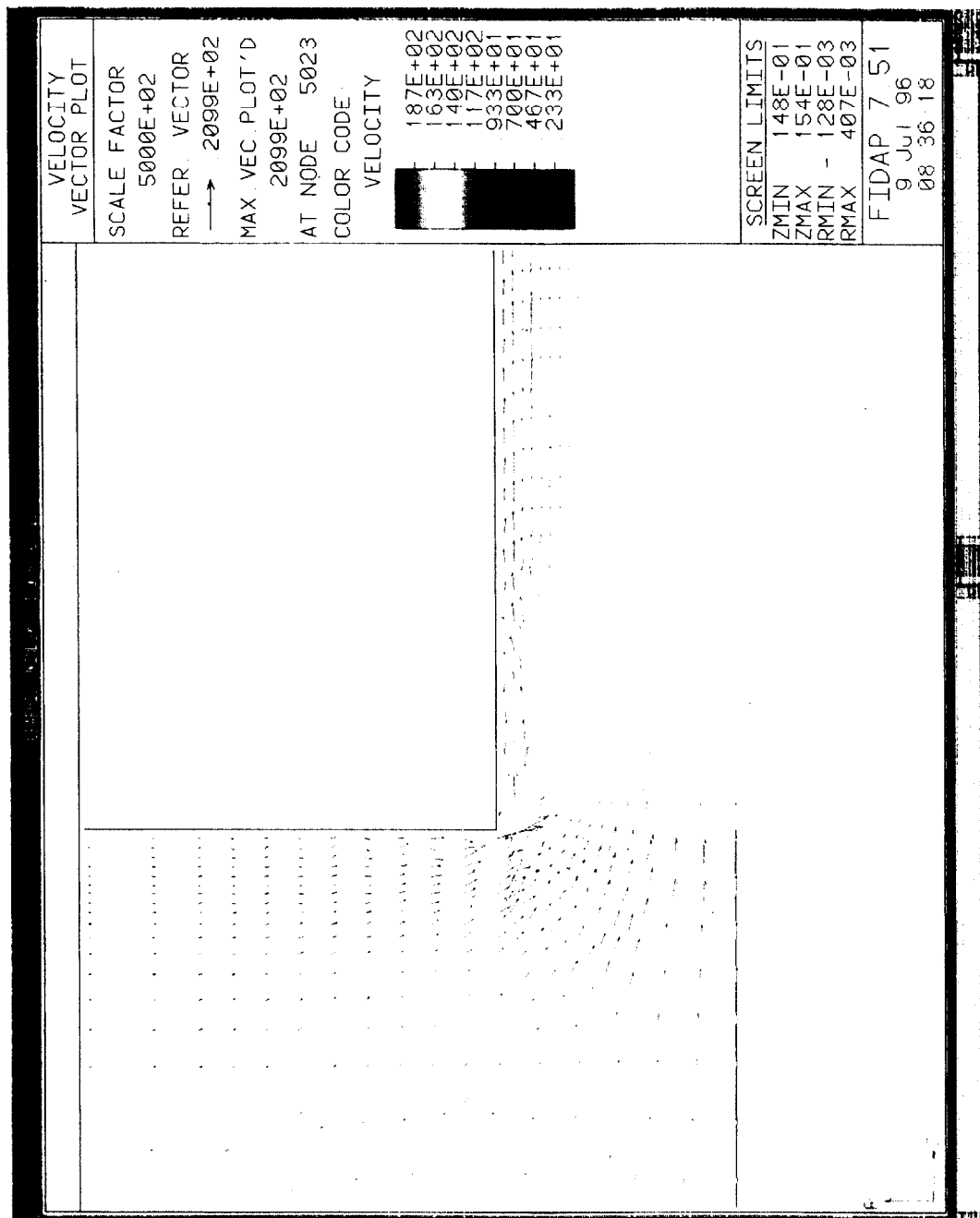


図 2.3 有限要素法解析による入力絞りの速度線図

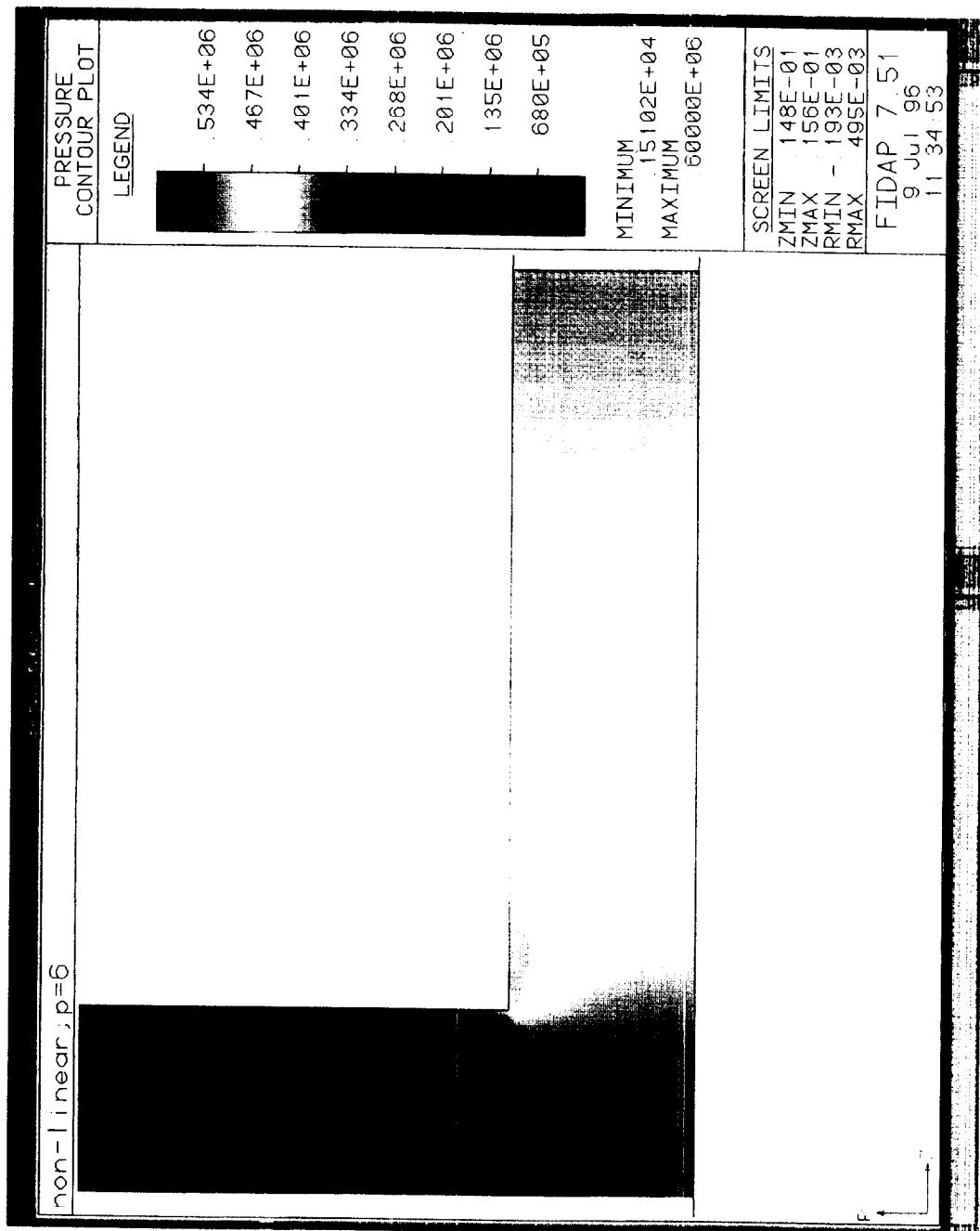


图 2.4 有限要素法解析による入力絞りの圧力分布

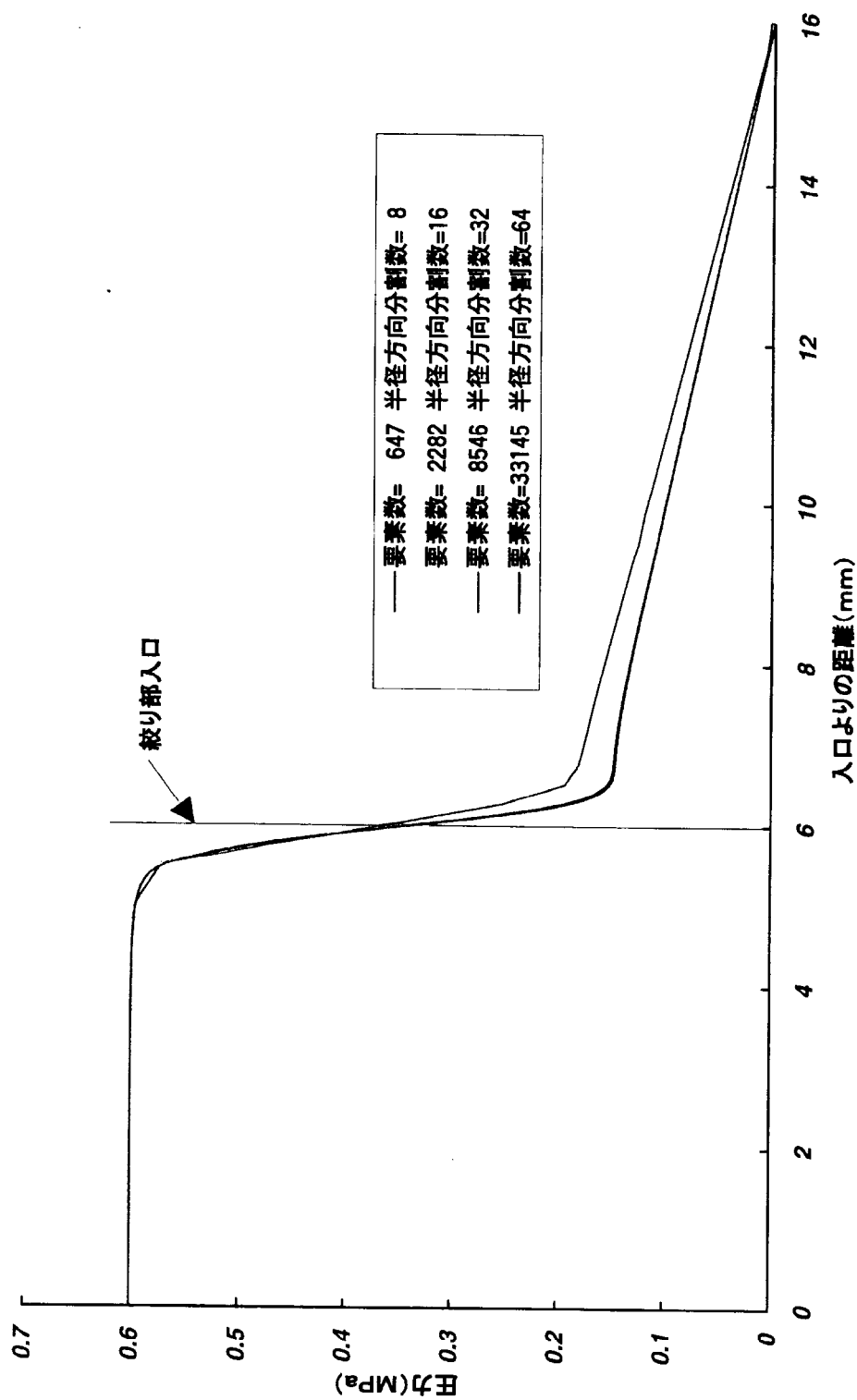


図 2.5 有限要素法解析による入力絞りの対称軸圧力降下曲線

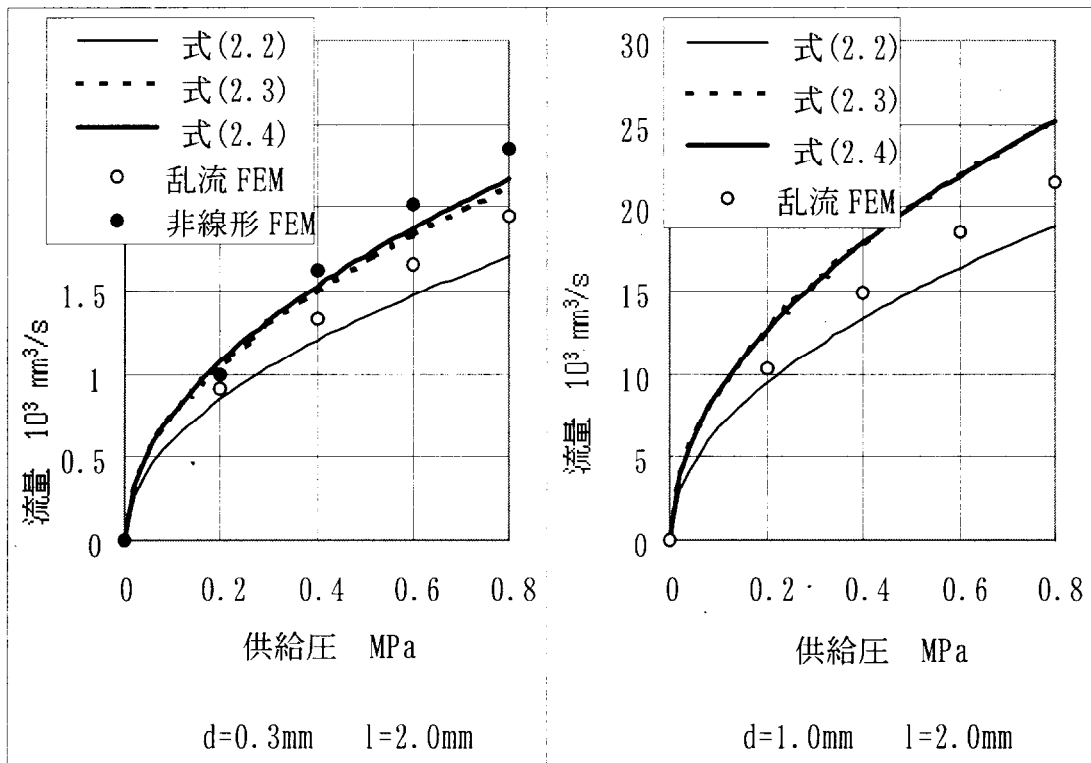


図 2.6 有限要素法解析による入力絞りの圧力流量特性

2.2.2 すきま絞りの有限要素法解析

すきま絞りはリセスの大きさが $60 \times 16 \text{ mm}$ ，すきまが $10, 17, 24 \mu \text{ m}$ ，ランド幅が $5, 10, 15 \text{ mm}$ のモデルを用いて，3次元解析を行った。

流れのモデル選択については，概略計算で Re 数が $2 \sim 300$ 付近となっており，乱流モデルは不要であり，層流解析を用いた。要素の分割は，ランド幅方向に 12，すきま方向に 16 なら十分であることがわかった。メッシングの最終案を図 2.7，速度ベクトル線図の一例を図 2.8，圧力分布の一例を図 2.9 に示す。結果は，非線形解析を行っても流れ方向の圧力分布は直線的に降下しており，また，縮流も観測されず粘性流の扱いで良いことが確認できた。

しかし，定量的には粘性流の式(2.5)より $30 \sim 35\%$ 程度多い結果を得た。有限要素法の結果に，式(2.5)の値を加えて図 2.10 に示す。有限要素法の結果は，線形関係という意味では式(2.5)と同様であるが，定量的にはこの段階では未知数である。

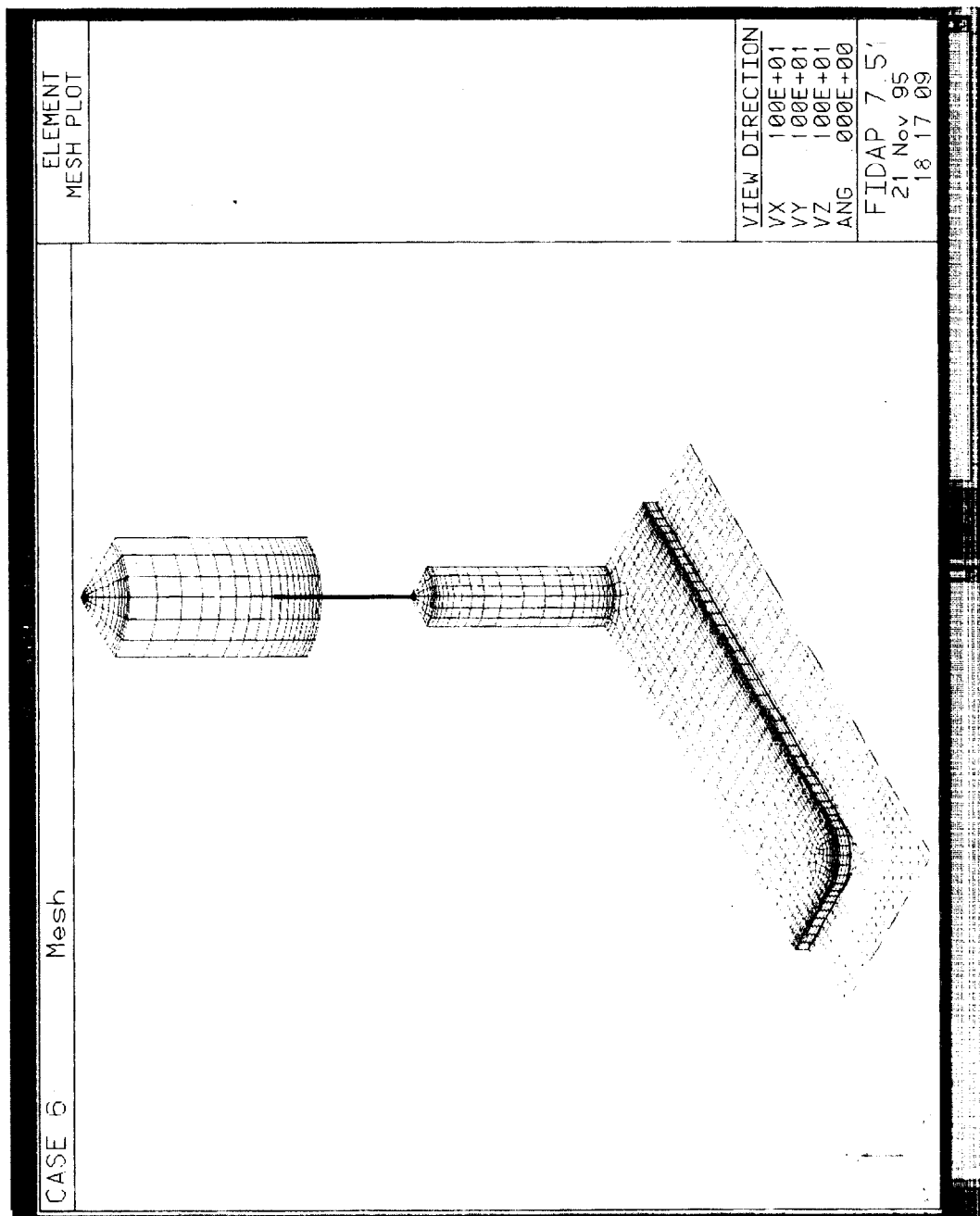


図 2.7 有限要素法解析に用いるすきま絞りのメッシュング例

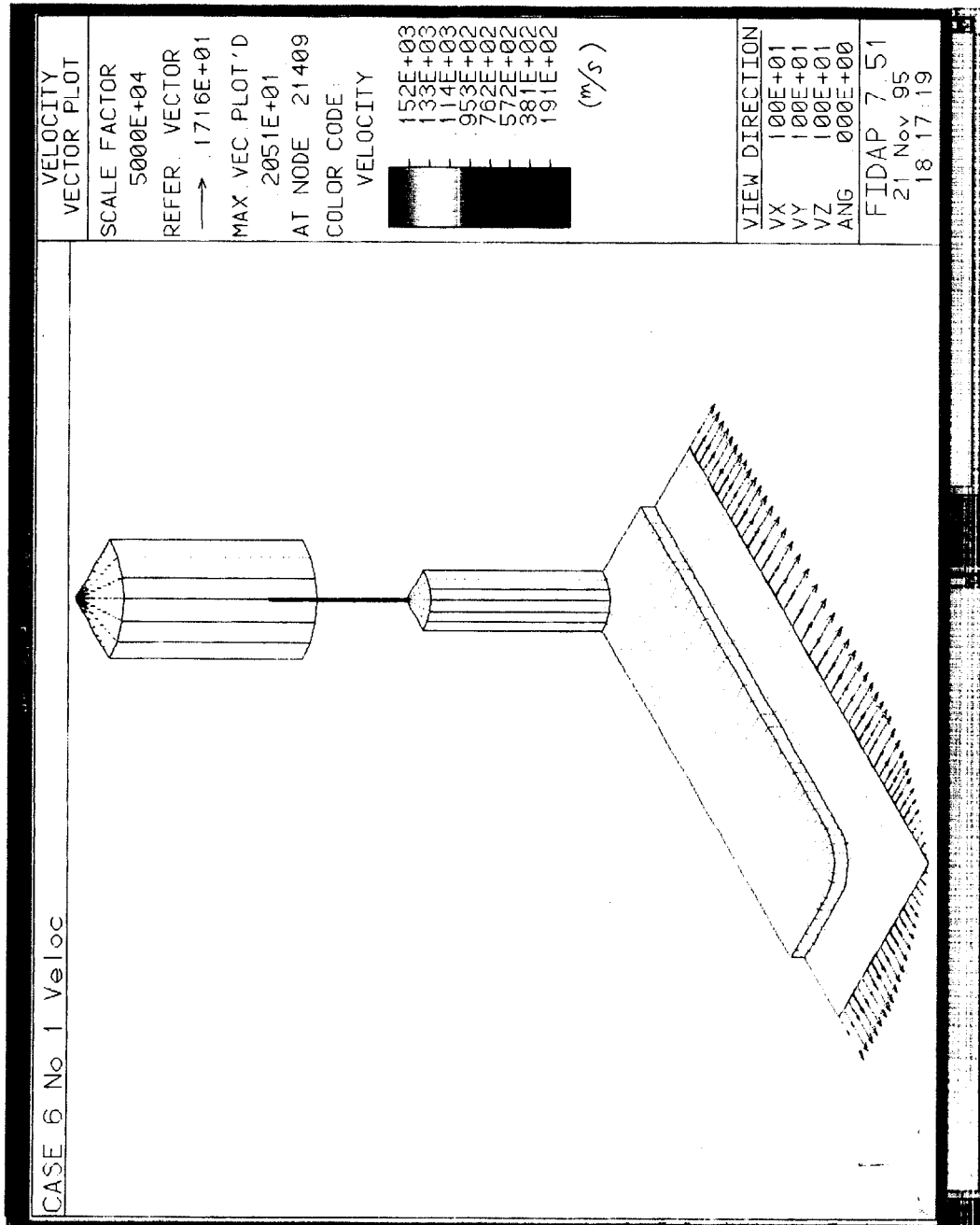


図 2.8 有限要素法解析によるすきま絞りの速度線図

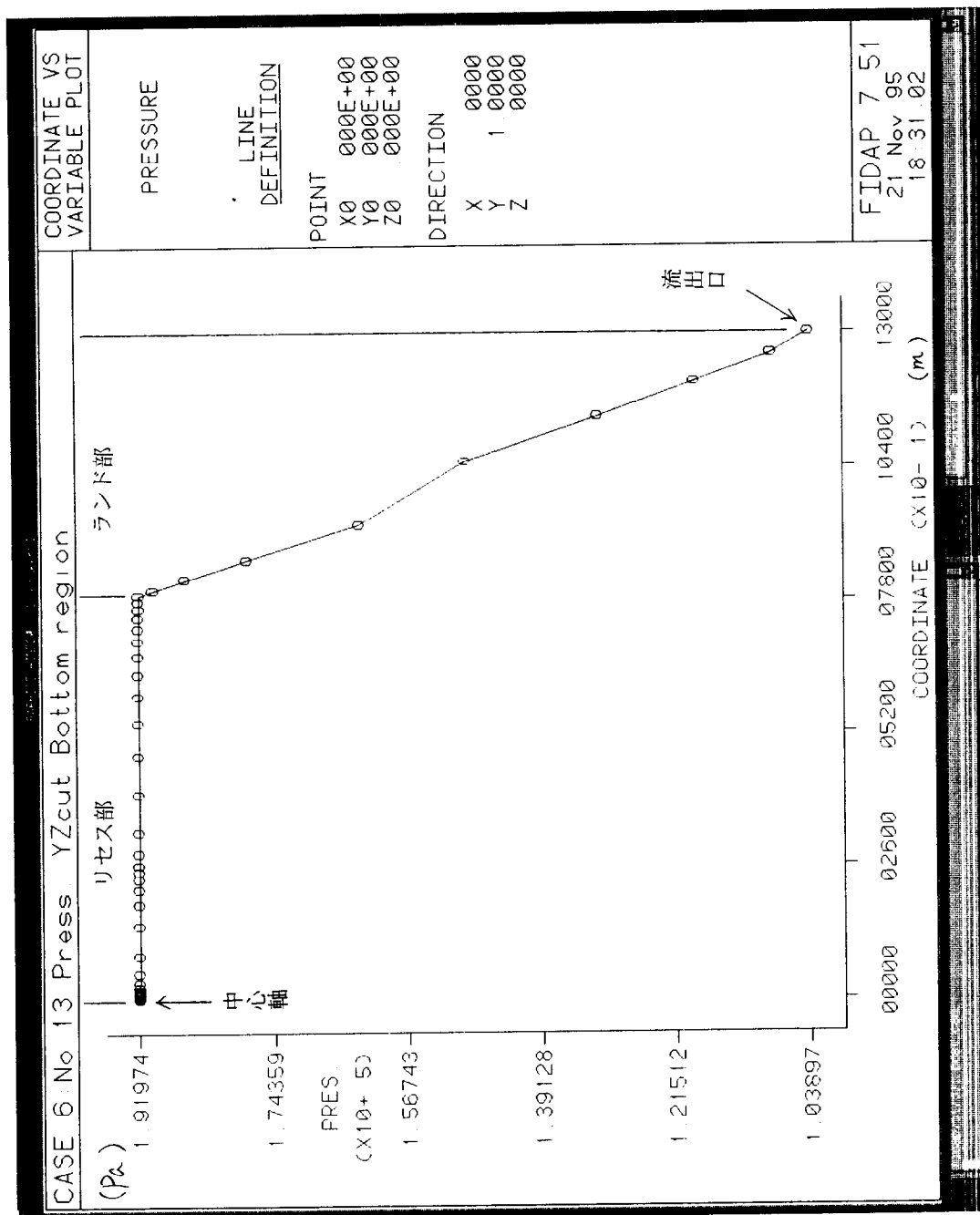


図 2.9 有限要素法解析によるすきま絞りの圧力分布

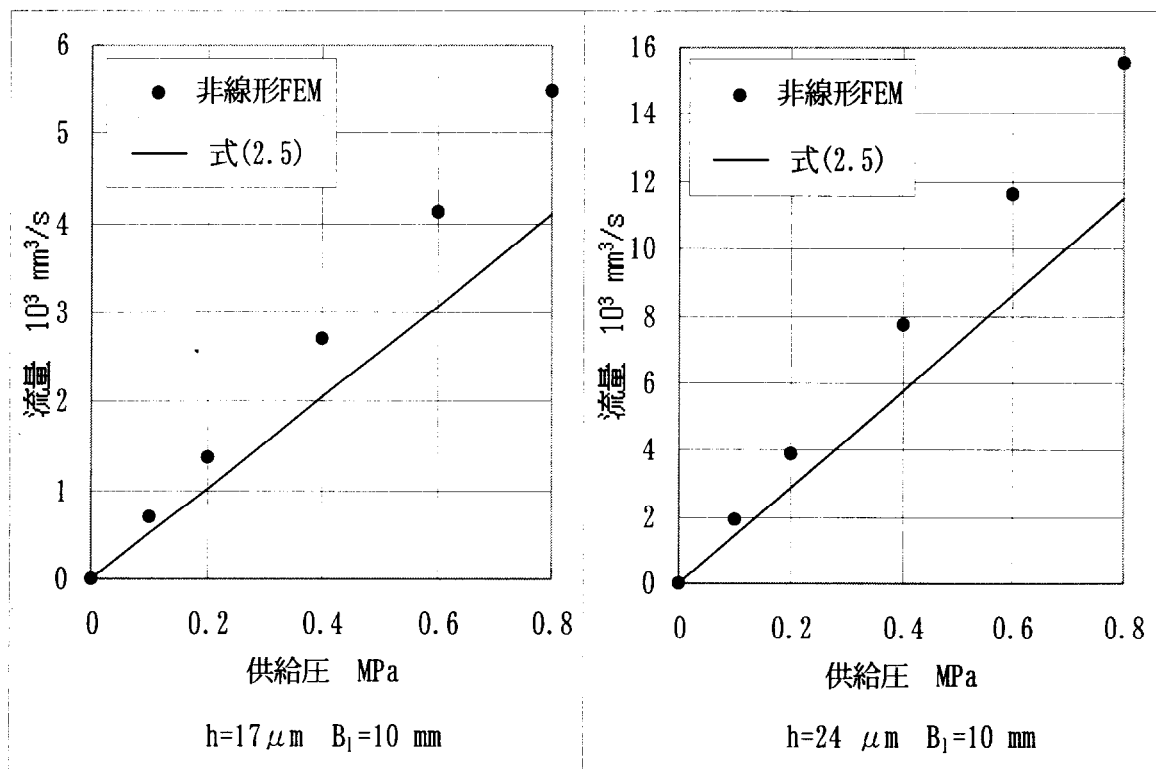


図 2.10 有限要素法解析によるすきま絞りの圧力流量特性

2. 3 絞り特性評価試験装置と実験結果

本研究が目指す寸法諸元の範囲において、圧力流量特性を表すのにどのような式が適当か、また、従来式ではどの程度の精度となるかなどを判断するため基礎実験を行った。この実験装置は、入力絞りとすきま絞りの圧力流量特性を単独に、またはそれらを直列につなげて擬似静圧軸受の実験をすることを目的として、できるだけ単純で、なおかつ実機に近い構造の装置が望ましい。

試作した装置は、図 2.11 に示すように、2つのブロックの間にアルミ箔を挿入し、それによってできる空隙をすきま絞りとして利用したものである。上側の P ブロックには静圧リセスを設け、そこに通じる流路に入力絞りが組み込めるようになっている。また、リセス圧を測定するためにポートが設けられている。下側の M ブロックには、逃げ溝が設けてある。ランド幅を 5mm, 10mm, 15mm と変化させて特性を評価するために、M ブロックは 3 種類用意した。なお、締付けボルトには、実験圧による伸びですきま寸法に影響が出ないよう十分な剛性のものを使用している。概略計算では、リセス圧が 0.8MPa となったときボルト M10, 4 本でその伸びは約 $1\mu\text{m}$ 程度である。

供給圧は、P ブロック直前の分配器に取り付けたブルドン管式圧力計と半導体圧力計で測定し、リセス圧は圧力測定ポートに組み付けた半導体圧力計で測定した。すきま寸法は電気マイクロメータおよび静電容量形微小変位計を用い、まずアルミ箔なしで2つのブロックを締め付けて定盤上で高さを測定し、ついでアルミ箔を挿入し締め付けて測定し、それらの高さの差から求めた。流量はメスシリンダとストップウォッチで測定した。ここで水圧源の回路要素と主な測定機器のメーカー名、型式を図 2.12 にまとめておく。

すきまの作成にアルミ箔を挟む方法を採用して、設定が正確に行えるようにな

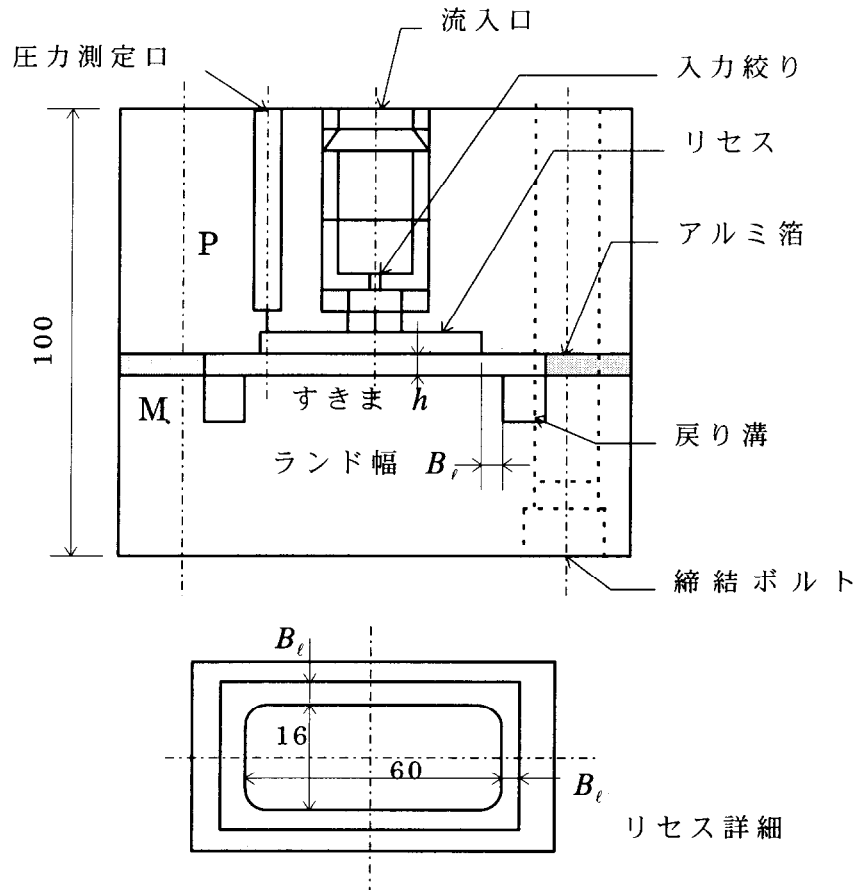


図 2.11 絞り特性評価試験装置構成図

った。試験を行ったすきまは，入手できるアルミ箔の関係で，公称値 10, 17, 24 μm の 3 種類である。

すきま測定結果の一例として 17 μm の場合を図 2.13 に示す。図 2.11 の P ブロック上面の 12 箇所の測定に対し，高さの差，すなわちすきま寸法は，平均値で 17.2 μm ，標準偏差 0.6~0.7 μm が得られた。すきま寸法の誤差は軸受性能に強い影響を与えるが，この値なら静圧軸受の評価装置として十分であると考ええる。また，図 2.13 に示すように，試験前後ですきまに差異が出ないことから試験によりすきまの変化がなかったことがわかる。なお，試験前後のデータが縦軸方向でずれているのは，見易いようにシフトしてあるためである。

次に，両絞り要素の特性実験方法について述べる。入力絞りの実験は，M ブロックを取り付けずに，P ブロックに円筒形絞りのみを組み込み，10~20mm 深

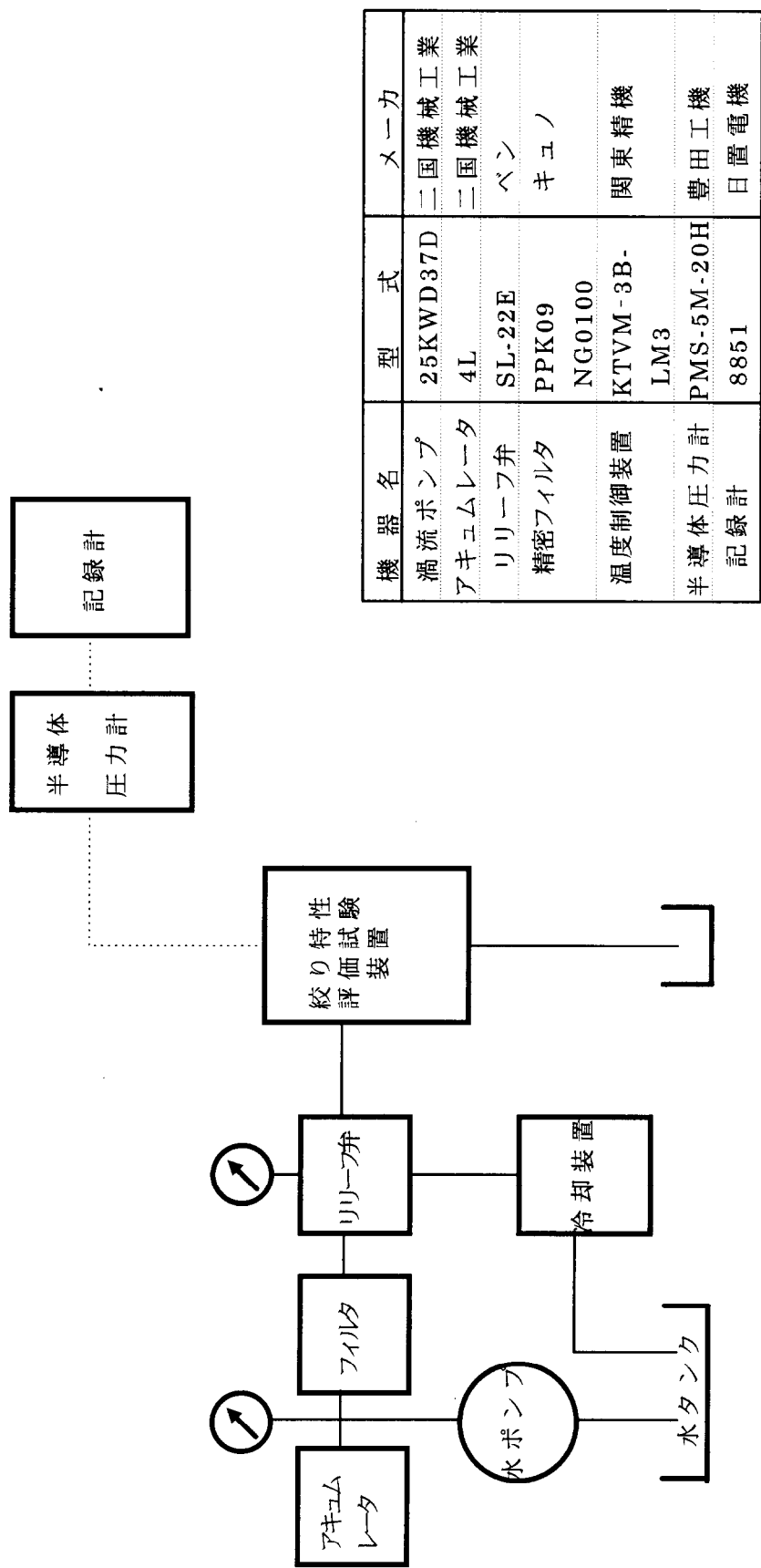


図 2.12 水圧源回路と主要機器一覧

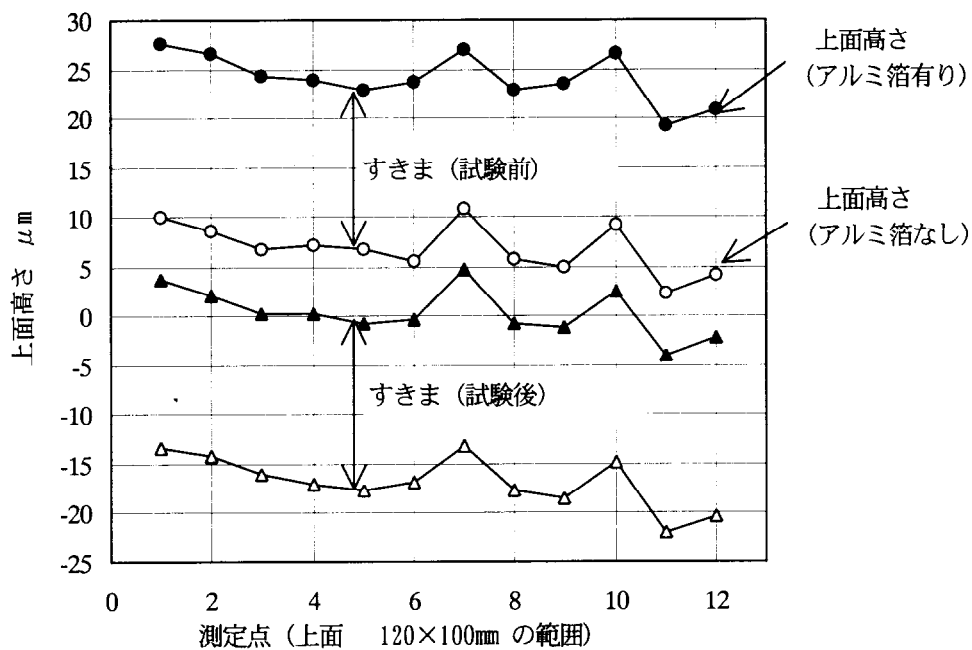


図 2.13 すきま測定の結果一例

さの水中に排出する方法で行った。すきま絞りの試験は、アルミ箔を挿入し、入力絞りを組み込まないで供給圧を直接リセスに導き行なった。リセス圧の試験は、入力絞り、アルミ箔とも組み込み、供給圧、リセス圧と流量を測定することにより行なった。なお、作動液としては水道水を使用した。

2.3.1 入力絞りの実験結果

変化パラメータを入力絞りの径と長さおよび供給圧とし、各値を下表にまとめる。

入力絞り径 (mm)	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	(長さ 2mm 一定)
入力絞り長さ (mm)	2	3	4				(径 0.3mm 一定)
	2	6	10	14	18		(径 1.0mm 一定)
供給圧 (MPa)	0.2	0.4	0.6	0.8			

円筒形絞りの寸法については、実用機に組み込むスペースの点からできるだけ短くしたい。また、長さの影響も調べておく必要がある。このような考えから上表の

値とした．圧力の使用範囲については 2.1 節で論じたとおりである．絞り径 d をパラメータとした圧力流量特性の実験結果を図 2.14 に示す．また，絞り長さの影響を見るためのテスト結果を図 2.15 に示す．さらに，参考用として，図 2.14 には同じ条件で空中に放出したときの結果を破線で示してある．図 2.16 には一部のパラメータについて従来式，有限要素法の結果，実測値および後述する本研究で提案する近似式を比較して示してある．

これらの結果から次のことがいえる．

- 1) 本研究のパラメータ変化範囲では，円筒形絞りの流量は差圧に比例せず，言い換えると粘性流ではなく，オリフィス流に近い平方根に比例する傾向を示している．
- 2) 従来式では，実験値と最も近いのは式(2.3)であるが，それでも $d = 0.8, 1.0\text{ mm}$ では比較的合っているが，それ以外の領域では誤差が大きく，設計計算用の式としては使用できない．文献によると，この式はチョークナンバ $\lambda > 1000$ の領

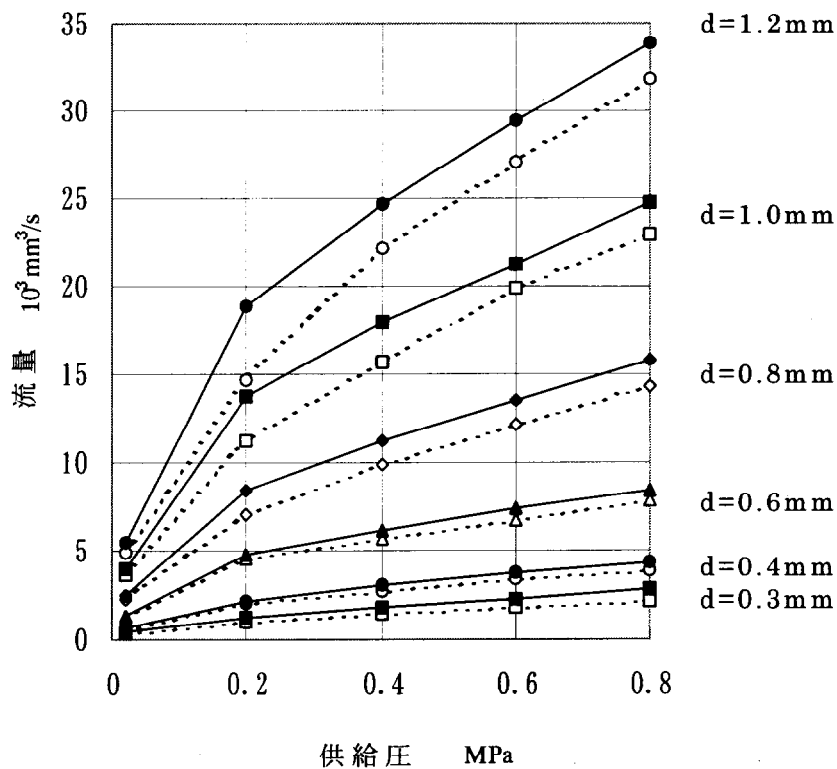


図 2.14 入力絞りの圧力流量特性実測値
(実線：水中放出 破線：空中放出)

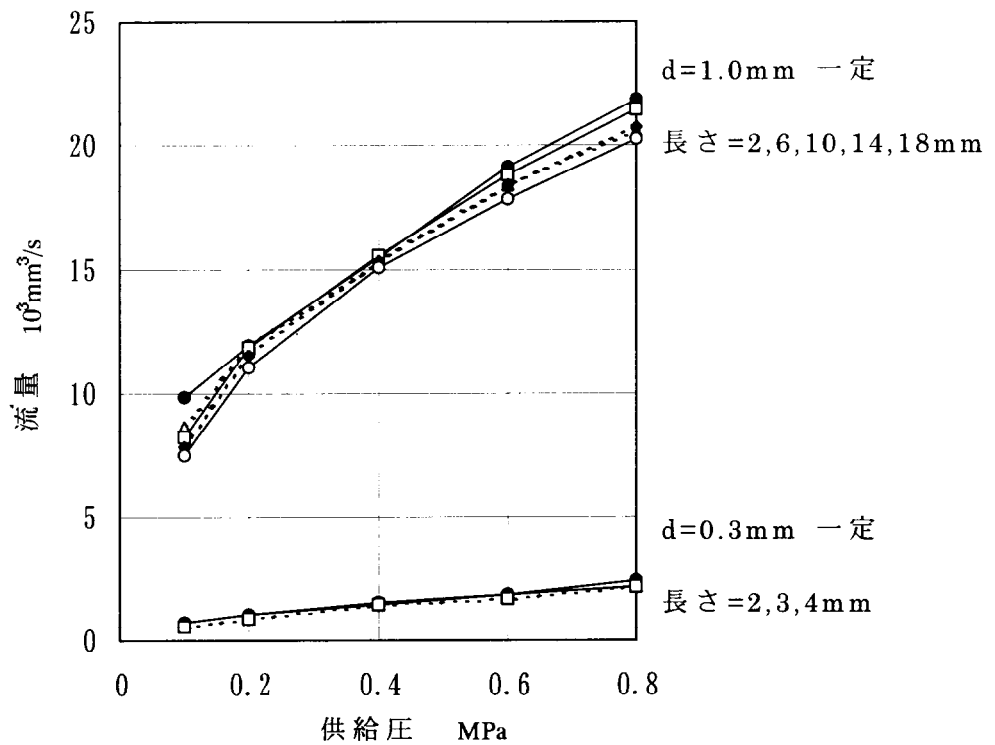


図 2.15 入力絞りの圧力流量特性実測値
(パラメータ：絞り長さ)

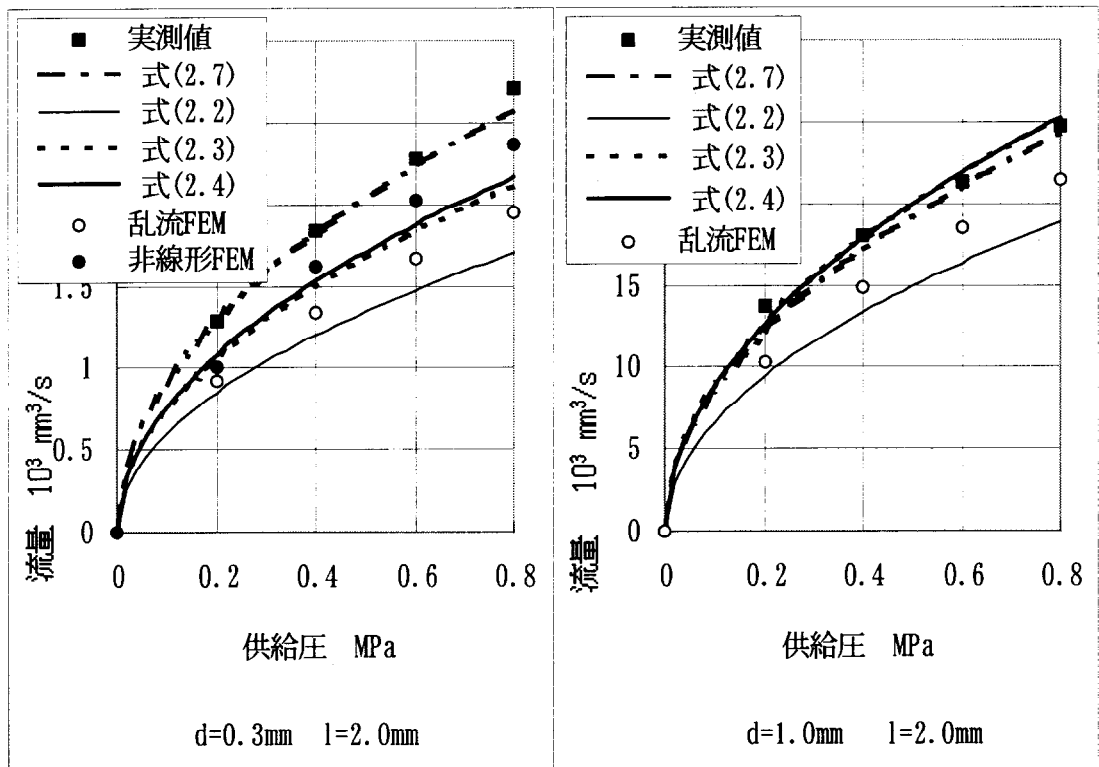


図 2.16 入力絞りの従来式，F E M，提案式と実測値の比較

域で使用可とされ，誤差 1～2%と極めて良い近似精度を得ているが，本研究の実験値との比較では， λ が 1000～2000 となる小さい絞り径および λ が 15000 を越える大きい絞り径での近似精度が悪く，最大誤差は 20%前後となる． λ がその間となる絞り径のところで比較的良く，最大 8%程度の誤差となっている（図 2.16）．

このように誤差が大きくなった原因は，式(2.3)では流体の粘性項と慣性項の比がチョークナンバ λ で正規化されているとはいえ，油圧を対象としており，実験式を作る段階で本研究で用いる水の粘度までの広い範囲を対象としていないからと推定できる．

- 3)長さによる流量の差は極めて少なく，本研究の変化範囲では，長さと直径の比 (l/d)が最大で 18 となるが，この範囲でも圧力流量特性が式(2.1)のような直線関係でなく，0.5 乗に近い関係である．このことは，油の場合と相違して慣性項の強い特性を示しており，水作動液では油での円筒形絞りの常識が通用しないことがわかった．このことから今回の入力絞りの形状，使用条件では，粘性流体としての特性は弱いことがわかる．
- 4)水中への放出流量が空中の場合より顕著に多い．この結果は実験前の予測とは逆の傾向を示している．本研究のモデルは全て水中への放出であり，この問題は直接関係しないがやや気になるところである．この理由は次のように考えられるのであろうか．水力学によると⁶⁾，管路断面積が急拡大するとき，その付近で圧力回復が起きる．その結果，差圧は小さくなり流量は減少する．この現象は，水で充満した水中放出より空気中の場合が強く出るものと考えられる．

2.3.2 すきま絞りの実験結果

パラメータの変化範囲を下表にまとめる。

すきま絞り（すきま μm ）	10	17	24	
すきま絞り（ランド幅 mm ）	5	10	15	
供給圧力（MPa）	0.2	0.4	0.6	0.8

すきまは小さい方が軸受性能は良いが，加工精度，コンタミネーションなどの関係で自ずから制限がある．これらの点を考えると実際の装置のすきまは $20\mu\text{m}$ 程度が実現できそうなのでアルミ箔寸法との関係で本基礎実験では上表の値とした．ランド幅については，長い方が軸受性能は良いが，これもスペースの問題と大きい圧力面積を作ると構造物の変形というデメリットもあり，上表の3種とした．

すきま h を3種，ランド幅 B_ℓ を3種の各組合せについて，実験結果の圧力流量特性を図 2.17 に示す．次に，一部のパラメータについて試験結果，式(2.5)および有

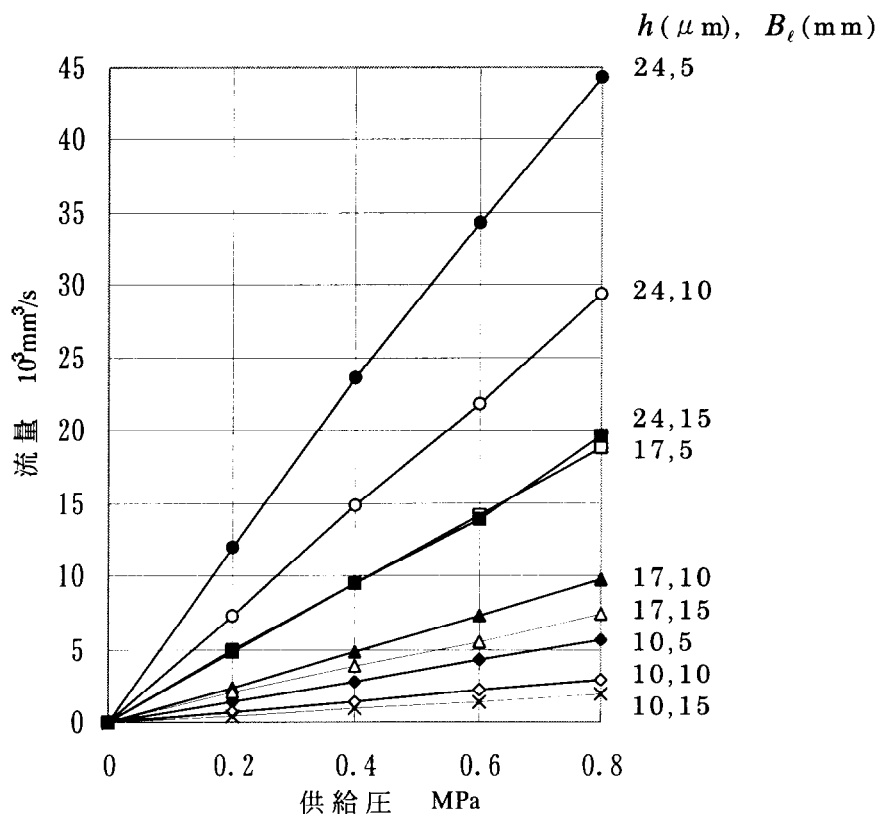


図 2.17 すきま絞りの圧力流量特性実測値
(パラメータ：すきまおよびランド幅)

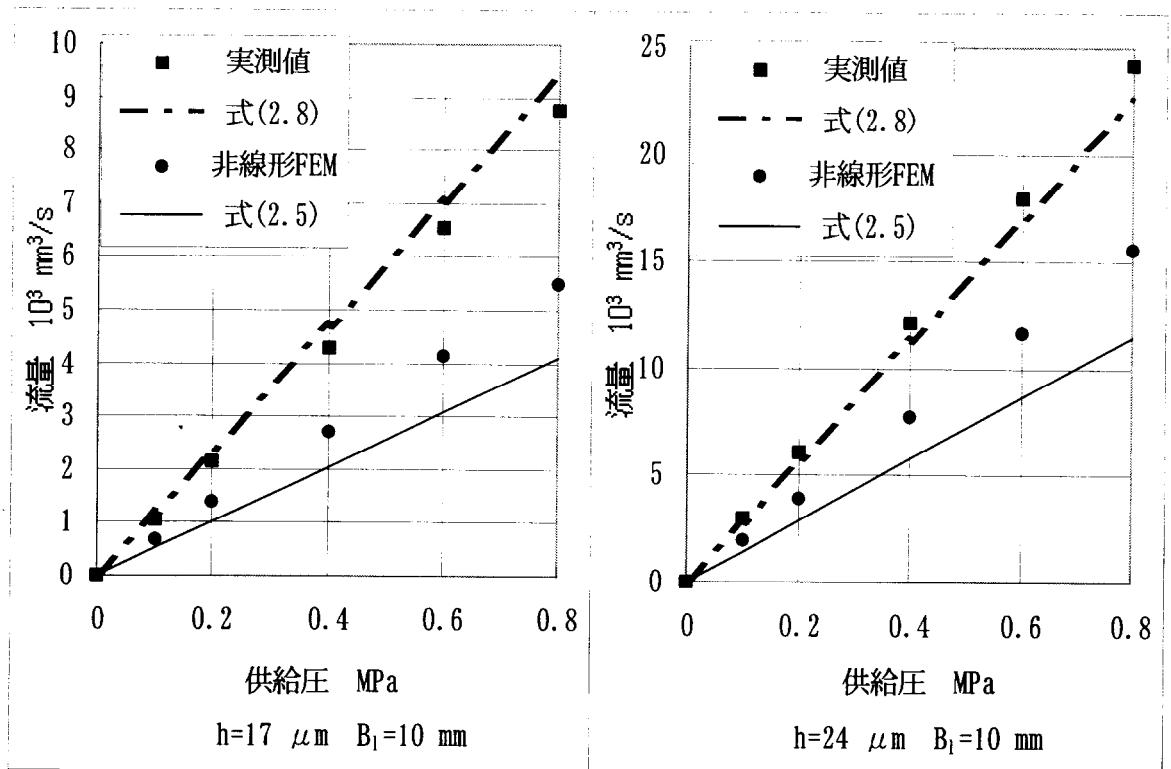


図 2.18 すきま絞りの従来式，F E M，提案式と実測値の比較

有限要素法の結果を合せて図 2.18 に示す．すきま絞りの場合は，2.2 節の結果からも予想されるように流量と差圧の間に直線関係が成り立っており，粘性流としてさし支えないことがわかる．

圧力と流量がほぼ直線関係にあるという点では油の特性と似ていることが確認できた．ただし，式(2.5)による流量の計算値は実測値の 50～60%程度であり差が大きい．有限要素法解析の結果も，実測値と比して，60～70%程度の流量となり，定量的には誤差が大きすぎる．したがって，すきま絞りについても実用的な設計基準を作るには何らかの定式化が必要と考えられる．

2. 4 基本特性の定式化と一次評価

2.4.1 入力絞りについて

以上のように水作動液の特性は，従来の式では理論式はもちろん，実験式でもかなりの誤差が出ることがわかった．通常の水力機械に比べて，部品寸法が小さく，流体と機器との境界の影響度が強い上，レイノルズ数が 10^4 程度と大きいことから，複雑な乱流状態に達していることが推測される．このように従来のどの式でも正確に表現できないことは，ナビエ・ストークスの式で慣性項も粘性項も無視できないことを示している．

設計基準の確立のためには，入力絞りの径や供給圧力が変化しても圧力流量特性を統一して表現する定式化が必要である．また，パラメータは l, d のみで表現できることが望ましい．言い換えると，式(2.3)のように右辺に λ ，すなわち Q が入ってくる式では陰関数表示となって設計に使いにくいことになる．ここでは，試験データを基に，以下のステップで簡便な式への定式化を試みた．

- 1)各絞り径での圧力流量特性を累乗回帰分析したところ，圧力のべき数は 0.5 ± 0.1 であり，オリフィスの式に近いことがわかった．
- 2)オリフィスの式における流量係数に相当する値を逆算して求めると， $0.7 \sim 1.0$ となり，ばらついていて規則性がない．
- 3)慣性項と粘性項の比によって特性が左右されるものと考え，流量係数をレイノルズ数やチョークナンバの関数で表すことを試みたが，全般に渡って近似精度の良い解は得られなかった．
- 4)有限要素法の圧力分布を参考に，入力絞りを入り口部分と円筒内部に分割して考え，入り口部分をオリフィス絞り，円筒内部を粘性絞りとし，これらの絞りを直列に合成する方法⁷⁾，およびその寄与率を変数とし，合せこむ方法を

試みたが、実験値を全域に渡って、表現する結果は得られなかった。

5) 流量が絞り径と差圧の累乗式で表されると仮定し、重回帰分析を行った。近似精度はこれまでで一番良いが、絞り径、差圧に対して不自然なべき数がつきあまり好ましくない。

6) オリフィスの式の、断面積部分を含めた比例定数部分の最適値を各絞り径について実験結果から求め、これを A_t とする。さらに、この A_t を絞り径の関数で表現すると、原点を通る一つのカーブに乗ることが分かった。この関数式を最小2乗法で求め、下記の近似式を得た。

$$\left. \begin{aligned} Q_t &= A_t \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P)} \\ A_t &= 0.2324d^{1.8617} \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

ここで、 Q_t は入力絞りを通過する流量、 d は入力絞り径を示し、比例定数 A_t を流量係数と断面積でなく、直径の関数として表した。式(2.3)のように、流量係数

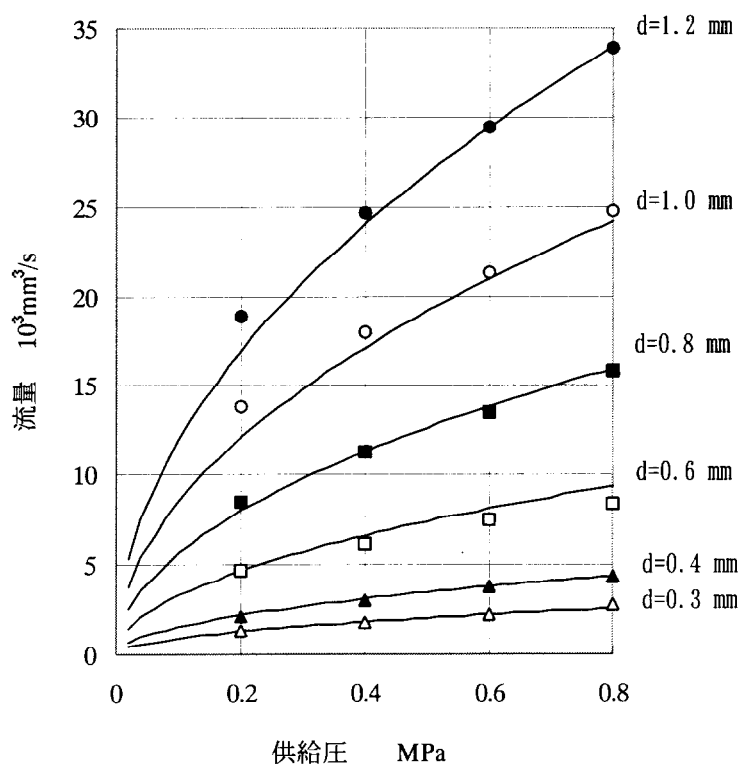


図 2.19 実測値と提案する近似曲線

を数種の変数を用いた複雑な式で表すよりも後々使いやすいものが得られた。式(2.7)の定数は物理的意味はないが、遷移領域から乱流領域の広範囲の流れについて数式表示することは、厳密解はもちろん、各種数値解析法でも困難であり、実験式として一つの関係式に表現できるだけでも有益と考える。

この近似式と実測値を合せて図 2.19 に示す。流量誤差は図のように、本研究で最終的に使用する圧力 0.6MPa 以上の範囲では 2 ～ 3 % である。この方法によって圧力と流量の関係を、絞り径 0.3～1.2mm の範囲で、一つの式に定式化することができた。

式(2.7)の近似式には入力絞りの長さの項が入っていない。実際、本実験の範囲ではオリフィス流れに近く、長さの影響は少ない結果が得られている。そこで、

表 2.1 実測値および各種計算法による流量と流量を求める圧力のべき数

(絞り径 0.3mm 供給圧 0.6MPa の場合)

番号	方 法	流 量 $\times 10^3 \text{ mm}^3/\text{s}$	圧力 べき数
1	粘性流としての 計算値	59.6	1
2	オリフィス流 の計算値	1.47	0.5
3	式 (2.3)	1.88	0.5
4	FEM 解析 (線形解析)	54.7	1.0
5	FEM 解析 (非線形解析)	2.02	0.54
6	実 験 値	2.28	0.56

実用機の装置開発を考慮して以後は短い方の 2 mm に固定して実験を行った。

総括すると、各方式の近似精度を象徴的に表すには、特定の一点の流量と圧力のべき数で示すのが良い。これを表 2.1 にまとめた。

2.4.2 すきま絞りについて

流量と差圧が直線関係にあることは、図 2.17 に示すようにすきまやランド幅によらず成り立っている。ただし図 2.18 からわかるように、流量の絶対量は式(2.5)とは大きく異なり、計算値は実測値の 50～60%程度である。また、有限要素法解析の結果も、実測値と比して、60～70%程度の流量となり、定量的には誤差が大きすぎる。したがって、比例定数に相当する部分は式(2.5)のように表されるとは必ずしもいえない。このように実測値が大きくなる割合は一定でなく、比例定数のみを修正することでは近似式は得られないことがわかる。

この差異について実験側で考えられることの一つは、すきま設定の方法に起因する特徴である。2.3 節で述べた実験方法では、すきまを構成する上下ブロックの、対向する接触面の凹凸（うねり）が問題となる。この場合、対向面のうねりの高い部分どうしが接触し、低いところはそのまますきまの拡大となってしまう。面のうねりについて、全面 12 点の高さ測定データから近似平面を求め、この面が

表 2.2 流量から逆算で求めたすきま拡大量 (μm)

すきま h (μm) ランド幅 (mm)	10	17	24
5	3.98	4.07	4.53
10	3.98	4.09	6.77
15	4.20	5.57	6.43

らの隔たりとして求めたところ $2 \sim 3 \mu\text{m}$ 程度であった。この値は片側すきま $24 \mu\text{m}$ に比較してそれ程大きくはないが、流量に対して 3 乗で効くことを考えると無視できない。そこで、各実験データから式 (2.5) が成立するすきまを逆算してみると表 2.2 のようになった。各ケースのすきま拡張量にはかなりの差がある。うねりによる拡大量はどの場合も同じはずであり、この仮説では説明できないことがわかる。そこで、ここでも、入力絞りと同じ考えで、実用的に使用できる実験式を求めることにした。式 (2.5) の各項の中で流量への寄与が明確な差圧、周囲長さ、粘度はそのまま残し、それ以外の部分をすきま、ランド幅の関数で表現できるものと考えた。最小 2 乗法による重回帰分析を用いて次の近似式を得た。

$$\left. \begin{aligned} Q_t &= A_t \cdot \frac{B_w}{\mu} \cdot \Delta P \\ A_t &= 1.243 \times 10^{-3} \cdot \frac{h^{2.516}}{B_t^{0.895}} \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

ここで、 Q_t はすきま絞りを通過する流量、 B_w, B_t はそれぞれリセスの周囲長さとランド幅、 h はすきま、 μ は水の粘度を示し、 A_t は上式で定義される。この式の流量の近似誤差は図 2.18 に示すように 10% 以下である。

2.4.3 定式化された特性式の一次評価

図 2.11 に示す基礎実験装置は、通常の静圧軸受を構成していないが、入力絞りとすきま絞りの寸法諸元がわかっており、所定の供給圧を与えてリセス圧、流量を測定することにより、静的な関係は測定できる。この結果と提案した近似計算式の結果を比較することにより計算式の評価ができる。これを一次評価とする。

2.4.1 項と 2.4.2 項で求めた両絞りの圧力流量特性の近似式を用いて、 $Q_t = Q_i$ と置くことによりリセス圧、軸受流量を容易に計算で求めることができる。これと、実際に試験して測定したリセス圧、流量との比較を行うことにより提案する近似計算法の精度が評価できる。両者の比較を図 2.20 に示す。静圧軸受の特性を表わすこ

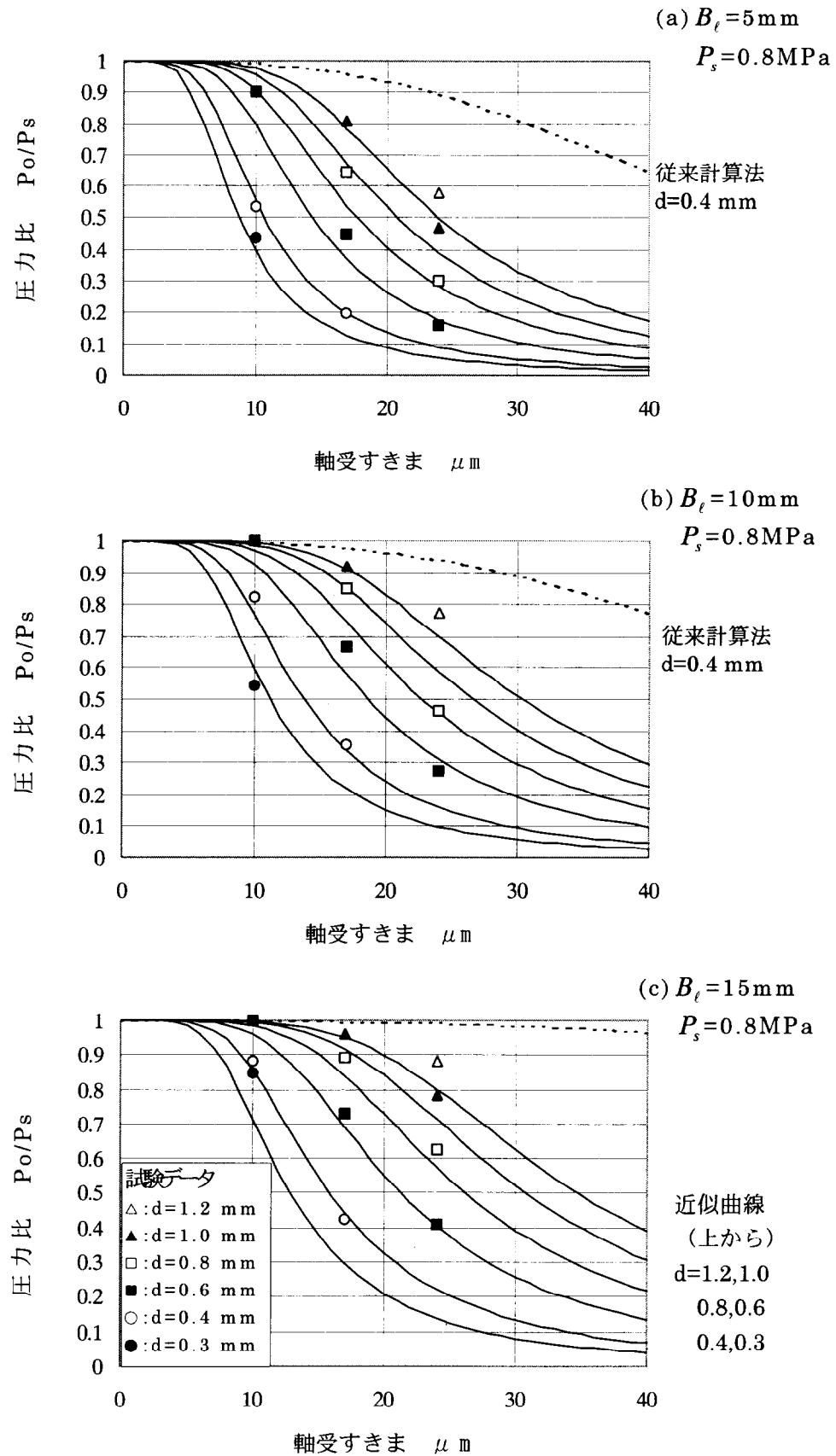


図 2.20 静圧軸受特性図（実測値と提案する近似式の比較）

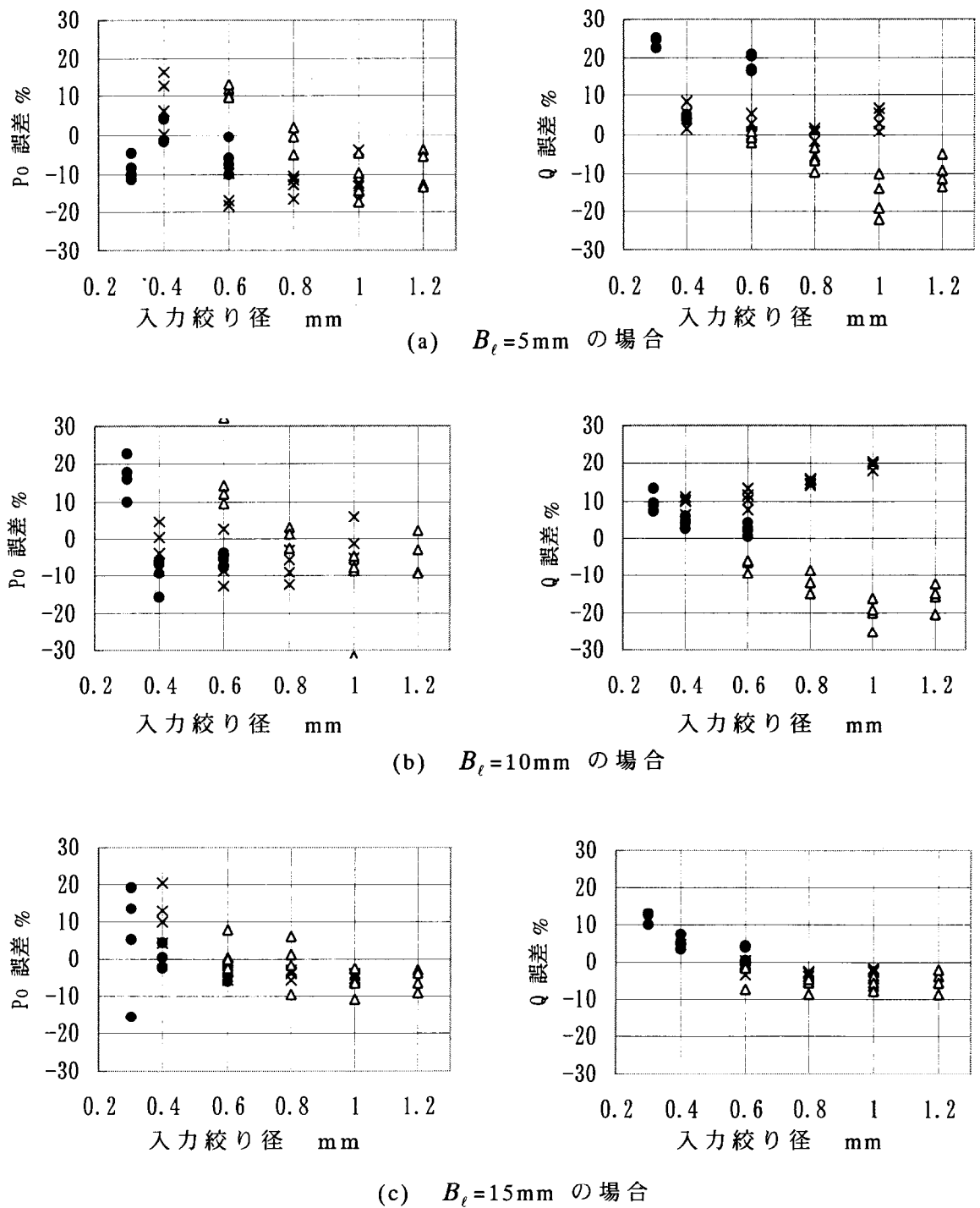


図 2.21 実測値と近似式のリセス圧誤差と流量誤差

(●: $h=10\mu\text{m}$ ×: $h=17\mu\text{m}$ △: $h=24\mu\text{m}$, 同一マーカが 4 点あるのは, 供給圧が 0.2, 0.4, 0.6, 0.8MPa の時の値を示す.)

の図では、実験値と近似計算値の比較を示すと同時に、破線により式(2.1)(2.5)を用いる従来の計算法とどの程度異なるかをも示してある。この図により、水の場合は従来の油の場合に用いられる計算式では大きな誤差となることがわかる。

次に近似計算法と実験値でどの程度の誤差があるかをもう少し明確に示すため、誤差のグラフを図 2.21 に示す。この近似計算法を用いると、リセス圧は $\pm 20\%$ 以下の精度で、流量は $\pm 30\%$ 以下の精度で求められることがわかる。軸受剛性、負荷容量を考えると、実用上、供給圧は 0.6 MPa 以上で、リセス圧／供給圧が $50\sim 70\%$ になる両絞りの組み合わせを用いるので、その範囲に限れば精度はリセス圧、流量とも 10% 以内に納まることが確認できた。

以上では、実験式の精度面のみの評価をしてきたが、最後に実験式の他の面についても述べておきたい。実験式に具備すべき性質として、精度、普遍性、関係式の使い易さ、合理的なディメンションを含めた物理的意味などが考えられる。

提案した式(2.7)と(2.8)について、普遍性という観点からどうであろうか。本研究で扱った両絞りの形状寸法は、2.1 節に述べる経過で決定したもので、提案式がこの範囲で有効であることは当然である。しかし、これが本研究テーマの装置にのみ使えるのでは意味がない。ここで、精密工学会の専門委員会がかって実施した精密位置決め、超精密位置決めに関するアンケート⁸⁾を見ると、この分野で取り扱っている機器の寸法が明らかにされている。これによると、ストロークでは 100mm 以下の機器が 29% 、 1m 以下で 95.3% を占めている。また、移動質量については、 10kg 以下が 41% 、 50kg 以下で 60.3% となっている。提案した実験式はこれらの範疇を対象としており、普遍性のあるものといえる。

使い易さと物理的意味は若干相反することもある。すなわち、式(2.3)(2.6)などは流体力学的意味合いを残すためレイノルズ数などの関数にすることに大きな意義があるが、その結果関係式が2つの式を連立させて与えてある。これにより圧力流量特性として用いる場合、陰関数を解くことになり大変使いにくい。本研究では、流

体力学の研究ではないので、少々その面は犠牲にしても使いやすい方がよい。特に設計に使用するととなると簡単に計算できなければ意味がない。

以上述べてきたようにここで提案する実験式は目的に適った合理的なものであると考える。

最後に本研究の実験データが従来諸式で表現できなかった理由について考察してみたい。この原因には大別して2つあると考える。一つは水と油という物質の差、もう一つは試験における周辺形状の差である。

第1の点は、本質的には水と油という物質の差でなく流れ特性に関係する物性値、すなわち、粘度と密度の違いである。この両者を統括的に示す指標がレイノルズ数であるから物質名は付随的なもので現実にはレイノルズ数か、または、レイノルズ数と等価な変数の組み合わせで示せるはずである。この考えは概ね正しいものと思うが、過去の諸論文は実験式が多く、実験式を作る段階で用いるデータが水で到達するレイノルズ数の領域までを想定していないものや、そこまで検証していないものが多い。すなわち、本質的にはレイノルズ数相当変数で表現できるはずのものが、実験式を作る過程で問題を生じているといえる。

レイノルズ数からだけ追究していくと、通常の油圧機器の大きいもので 10^2 から 10^3 、本研究の絞りが 10^4 、さらに拡大すると、気体軸受でのレイノルズ数が 10^6 程度であるから、水の特性は油と気体の中間であると位置付けることもできる。ただし、現実的な設計段階では水と油は非圧縮性として大きな誤差はないが、気体は圧縮性流体としての扱いが必要なため、設計計算などは大きく異なってくる。

第2の点は、形状に関するものである。2.1節で取り上げた文献は油圧機器に用いられる円筒形絞りの研究であり、円筒形絞りを構成する形状以外の所は理想化されているものと推定できる。すなわち、助走部や流出後の形状が簡潔かつ十分な長さがあるものと思うが、本研究の場合は、もう少し現実的に実用時を想定して評価試験装置の助走部は数 mm となっている。また、流出後も大口径の部分が長ければ

良いが、10 数 mm の所に垂直の壁があり、流線が直角に曲げられる。このように周辺形状が簡潔なものと複雑なものの差が圧力流量特性の差に影響しているものと考えられる。形状が複雑なほど流線も複雑に曲げられ運動量のロスが大きく効いてくると思われる。

有限要素法解析では、上記の問題は理論的には考慮されているはずで、本研究の場合でも図 2.16 で分かるように従来 of 理論式(2.2)よりは改善されている。しかし、入力端、出力端の圧力分布、流速分布など境界条件が十分に近似できているとはいえず、また、計算機容量からメッシングも十分に取れないため形状問題でも不十分で、結果として満足できる近似解は得られていない。

2. 5 まとめ

第2章「静圧軸受に用いられる絞り要素の基礎的特性」で得られた入力絞りとしきま絞りの圧力流量特性について成果をまとめると以下ようになる。

- 1) 標準的な入力絞りである円筒形絞りについて基礎実験を行った結果、直径を0.3から1.2mmまで、長さを ℓ/d で18以下、差圧を0.8MPa以下の範囲としたとき、従来式では理論式もこれを補正した実験式でも圧力流量特性を正確に表現する式はないことがわかった。
- 2) 上記入力絞りについて、有限要素法解析を行ったところ、径の大きい部分では乱流モデルが最も近似精度がよいが、それでも10%強の誤差を生じる。
- 3) 上記入力絞りについて、基礎実験データから累乗重回帰分析により実験式を求めたところ、差圧が実用的な0.6MPa以上では誤差2~3%を得た。この結果、この範囲では流量は差圧の0.5乗に概略比例し、オリフィスの傾向が強いことがわかった。
- 4) すきま絞りについて基礎実験を行った結果、すきまを10 μ mから24 μ m、ランド幅を5mmから15mm、差圧を0.8MPa以下の範囲で、圧力流量特性はほぼ線形関係となるが、従来の粘性流としての理論式では定性的には合っているが、設計に使用できる精度でないことがわかった。
- 5) 上記すきま絞りについて、有限要素法の解析では、線形モデルが最も近似精度がよいが、それでも30~40%の誤差を生じる。
- 6) 上記すきま絞りについて、基礎実験データから累乗重回帰分析により実験式を求めたところ、上記動作範囲で誤差10%以下を得た。
- 7) 求めた両絞りの圧力流量特性近似式から、静圧軸受設計の基本となる供給圧、入力絞り、軸受すきま、流量間の関係が、水の場合について定量的に関数関係で

求めることができた．これによりリセス圧が求められ，軸受特性として重要な性能である負荷容量と剛性，その際の必要流量を計算で求める方法を明らかにすることができた．

参考文献

- 1) 稲崎一郎，青山藤詞郎，静圧軸受，41，工業調査会，(1990)
- 2) 市川晃：ハイブリッドジャーナル軸受の動特性におよぼす流体慣性の影響，潤滑，25,4(1980)261.
- 3) 春山義夫，風巻恒司，森美郎：静圧スラスト軸受の動特性におよぼす流体の慣性力の影響（第1報，毛細管絞りを有する円盤形静圧スラスト軸受の絞り部の慣性力の影響），日本機械学会論文集（C編），47,418(1982)759.
- 4) 日比昭，市川常雄，宮川新平：円筒形絞りの特性，油圧と空気圧，2,2（1971）72.
- 5) H.Ming Chen,C.C.Lee,Stan B.Malanoski:New methods for sizing bearing lubricated by process fluids,MACHINE DESIGN,March 11(1982)205.
- 6) 例えば，板谷松樹：水力学，139,日本機械学会，(1959)
- 7) 吉本成香，阿武芳朗：水潤滑静圧スラスト軸受に関する研究，1994 年度精密工学会，春季大会学術講演会講演論文集，L21，407.
- 8) 清水茂夫，坂戸啓一郎：アンケート調査に見る超精密位置決め技術に関する現状と期待，精密工学会誌，61,12(1995)1650.

第 3 章

水作動液を用いた静圧軸受の設計計算法

本章では、前章で導き出した水用の圧力流量特性式を基礎として、実際の静圧軸受の諸寸法を設計計算する方法を確立することを目指す。

3. 1 静的特性の設計計算法

静圧軸受の静的特性を評価することは、すでに前章でも行っているように連続の式を適用して、リセス圧を算出すれば静特性は容易に求めることができる。しかし、実際の設計に直面すると、静圧軸受にはパラメータが多く、希望する軸受特性を得る関係諸寸法の決定を試行錯誤的に行うのはかなり繁雑である。これを助けるための静圧軸受用コンピュータ・プログラムもいくつか市販されている。しかし、当然ながら従来のものは、用いられる圧力媒体として油圧か空気が想定されており、基本式に従来の一般的な式が採用されている。水の場合は、大きな誤差となりそのまま使えるものではない。そこで、本章では、設計支援ツールとして軸受特性と諸寸法との関係が容易に判断できるプログラムを作成する。

静圧軸受の計算の基礎となる流体の関係式は、先に行った水の場合の実験結果を用いているが、比較の為に、出力する一部の特性表には従来のオリフィス計算式によるものを併記してある。また、本プログラムは、実機の設計に直接使用できることを目指しており、単独の静圧軸受を対象とするのではなく、図 3.1 に示すように、平面状の静圧軸受を対向形に組合せた一組の静圧軸受についての負荷容量、剛性、流量などを算出するものである。

3.1.1 水作動液静圧軸受計算プログラムの基本仕様

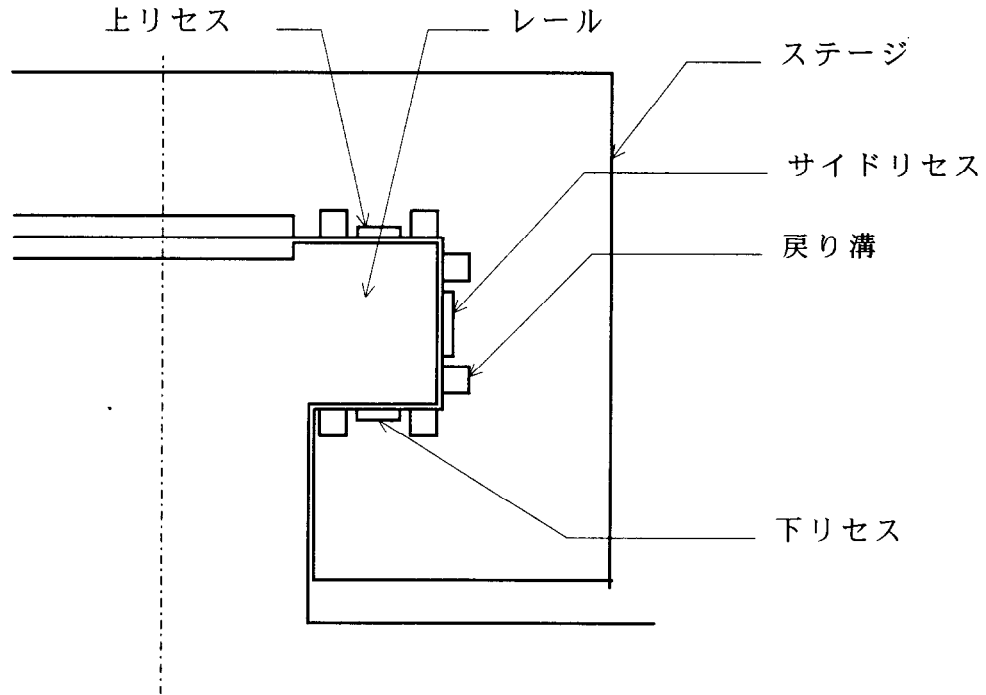


図 3.1 対向形静圧リセスの配置

- 1) プログラム言語は、「N 8 8 B A S I C」とする。
- 2) 諸数値の単位について、内部計算はすべて S I 単位系によっているが、出力および表示では慣例的なものがわかりやすい場合はこれによっている。

[例] 絞り径:mm すきま: μ m 変位: μ m 流量:ml/min リセス諸寸法:mm

- 3) 使用する基本式は、実験結果に基づいた「新設計方式」と、従来のオリフィス式を用いた「オリフィス方式」とし、さらに、リセス形状を長方形に近似した場合とリセス四隅の R 部を考慮した場合の 2 種に分けて計算を行う。
- 4) 基本構成を対向形としているので、負荷容量は上下リセス圧の差を用いる。
- 5) 入力絞りとすきま絞りの基本式

$$\text{「新設計方式」 入力絞り} \quad Q_t = 0.2324d^{1.8617} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_o)} \quad (3.1)$$

$$\text{すきま絞り} \quad Q_t = 1.243 \times 10^{-3} \cdot \frac{h^{2.516}}{B_t^{0.895}} \cdot \frac{B_w}{\mu} (P_o - P_a) \quad (3.2)$$

$$\text{「オリフィス方式」 入力絞り} \quad Q_t = C \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_o)} \quad (3.3)$$

$$\text{すきま絞り} \quad Q_i = \frac{B_w \cdot h^3}{12\mu B_f} (P_o - P_a) \quad (3.4)$$

ここで、 Q_i, Q_f はそれぞれ入力絞り，すきま絞りを通過する流量， d は入力絞り径， ρ, μ は水の密度と粘度， P_s, P_o, P_a はそれぞれ供給圧，リセス圧と大気圧， h はすきま， B_w, B_f はそれぞれリセスの周囲長さとランド幅， C は流量係数を示す。

内部計算の基本は， $Q_i = Q_f$ としてリセス圧を求め，これにリセス有効面積を乗じて負荷容量とし，これを変位で微分して剛性とする。有効面積を求める時のランド部の圧力分布は直線と仮定してある。

- 6)変化できるパラメータは，片側すきま，変位，供給圧，リセス諸寸法（上下独立に），入力絞り径と長さ（上下独立に）とし，任意のパラメータを独立変数としたとき，計算結果として，上下別々のリセス圧，流量それに負荷容量，剛性を出力する。
- 7)出力形態は，特定条件下の計算結果の他に数表，グラフで連続変数としても出力できる。このとき選択できる独立変数は，すきま，供給圧，変位，入力絞り径の4種とする。また，他の1種をグラフパラメータとして指定することができる。

3.1.2 最上位概念のフロー

本プログラムの概略のフローを図 3.2 に示す。

3.1.3 水作動液静圧軸受計算プログラムの諸機能

以下に主な機能とその出力サンプルをまとめる。

1)標準設定値による軸受特性の表示機能：

内部に有する諸定数の初期値を用いて軸受特性（中立時のポケット圧，流量，負荷容量，剛性，変位時のポケット圧，流量，負荷容量，剛性）を算出し，表示する。計算条件と結果を示す出力画面を図 3.3 に示す。ここで，左半部は計算結果であり，新設計法と従来オリフィス法の双方について示している。また，右半部は計算条件となった各パラメータ値を示し，オペレータは次項で述べる方法により，これらの

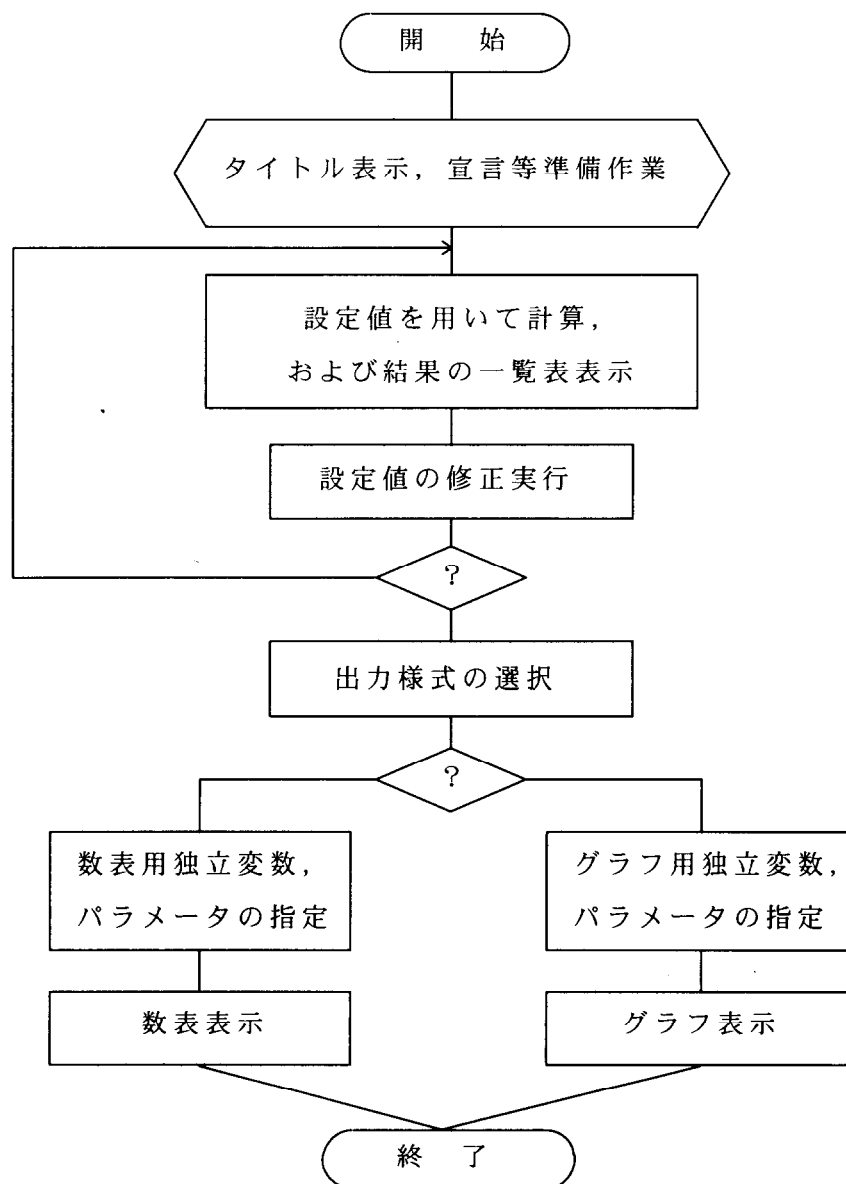


図 3.2 処理プログラムのフロー

値を容易に変更できるよう工夫されている。

2) 設定値の変更機能：

変更する定数の番号を入れることにより，標準設定値を変更でき，直ちにこれを用いて計算を行い，その結果を 1) 項と同じ書式で出力，表示を行う。

3) 特定変数を独立変数に指定したときの特性値の数表表示機能：

上記 1)2) 項は，諸定数 1 組の組合せによる計算であるが，特定の定数を指定し，

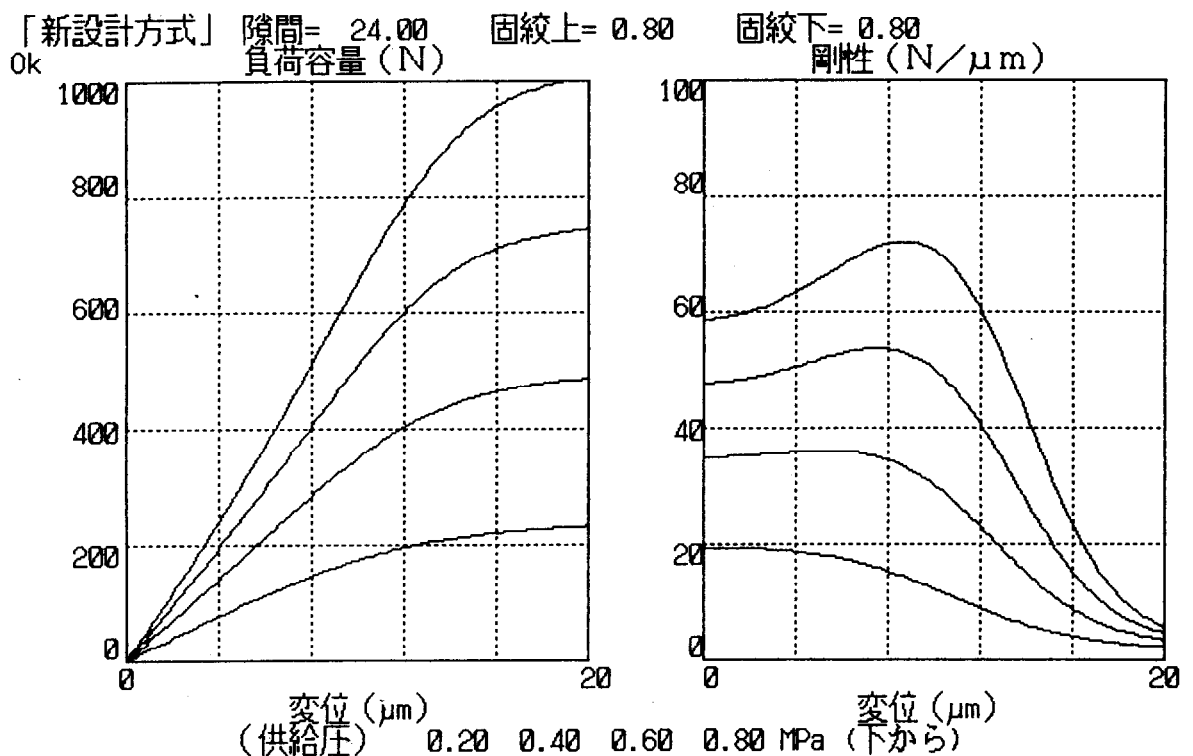


図 3.5 グラフ選択時の出力画面
 (固絞上：上リセス用入力絞りの直径 mm)

その変化範囲を入力すると、その間を繰り返し計算し、軸受特性の主要項目を数表にして出力する。独立変数に変位をとったときの一例を図 3.4 に示す。

4)独立変数，グラフパラメータ指定時のグラフ表示機能：

3)項とほぼ同じ機能である。変数とその変化範囲を指定するとそれを横軸に、軸受特性の負荷容量と剛性を縦軸とするグラフを描く。このとき、グラフパラメータの指定もできる。

パラメータはすきま，変位，供給圧，入力絞り径の中から横軸以外のものを1種選ぶことができる。独立変数に変位，グラフパラメータに供給圧を指定したときの一例を図 3.5 に示す。

5)その他

このプログラムでは、上下の絞りおよびリセス寸法を独立に変更できるので、一つの応用として次のようなことも可能である。軸受すきまは小さいほど軸受性能は良いが、すきまを極力小さくするために標準負荷の時のバランス位置をすきま内中央位置にくるようにしたり、あるいは、予想される荷重と逆方向位置に変位させてバランスさせておき、変位余裕をかせぐことができる。このようにして入力絞りやリセス寸法を上下で異なった値を与えることにより最適値を求めることができる。

3. 2 動的特性の設計計算法

精密機器に使用されるステージは、静的特性だけでは不十分で動的特性も十分に吟味しておくことが重要である。本研究では、半導体製造機器に用いられるステージを目指している。この分野では、静的な位置決め精度が重要なだけでなく、動的な特性も極めて重要である。この分野の技術動向は大きく3つの流れがある。すなわち、微細化、大口径化、大スループット化である。後2者を言い換えると、ますます大きくなる質量を大きい加減速で移動、停止を繰り返すことである。これはまさに動的特性の重要性を示しており、動剛性と高減衰性が要求されることになる。特に水の場合、空気に比べればこれらの点では有利であるが、油と比較して減衰性がどうなるか、これは大きな関心事である。

静的特性の設計計算で決められた諸寸法を用いて、設計の段階で動的特性を評価しておく必要がある。ここでは、軸受特性の解析であるからステージの軸受支持方向の運動を対象とする。一般に、流体の状態を評価するにはナビエ・ストークス方程式から各モデルに合せたレイノルズ方程式を導きだし、これを解いて圧力分布を求めるところから始まる。結局、動的特性を評価することは一口で言うと各状態を表す微分方程式を解くことである。実験式をベースとした非線形微分方程式で直接解くことはできないので、計算機による数値解析を行った。微分方程式を解くコンピュータソフトは各種市販されており、これらの利用を考える。

3.2.1 動的特性評価用プログラム

対向形静圧軸受の軸受支持方向の運動を記述する式を以下にまとめる．一般には，四隅をばねで支えられたステージは並進運動の他に 3 軸回りの回転運動を生じるが，すきまがステージ寸法に比べてはるかに小さく，ばね定数も予想される負荷に対して十分大きいので回転運動成分は無視できると考えられる．

また，流体に関して第 2 章で導いた近似式は静的特性しか記述していないが，これは流路が複雑で，かつ，寸法が小さいため流れの現象が複雑となり，動的特性の数式化は事実上難しいためである．さらに，流体自体の周波数特性は機械部品のそれに比べて十分余裕があると考えられるので，これらの式を使用して差し支えないものと考ええる．

このように簡略化した場合，すべり軸受で減衰性に大きく影響するスクイーズ効果をここではどう扱うべきであろうか．潤滑理論で用いられるスクイーズ効果とは，軸受すきまの増減によるすきま内の流体に圧力が発生することであり，これを静圧軸受にあてはめるとランド部が対象となる．この意味では，下記の諸式では，スクイーズ効果は考慮されていない．式(3.7)ではステージの上下移動によりリセスの容積が変化し圧力が発生して，式(3.6)によりすきま絞りを粘性流が発生することを示しており，このことにより減衰性に寄与していることがわかる．本研究では，ランド幅として 5 ～ 10mm を想定しており，リセス面積に比べて比較的小さいこと，およびスクイーズ効果はすきまの 3 乗に逆比例するが，静圧軸受のすきまはすべり軸受よりはるかに大きいことから省略しても大きい誤差にはならないと考える．

$$Q_{iu} = 0.2324d^{1.8617} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_{ou})} \quad Q_{id} = 0.2324d^{1.8617} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_{od})} \quad (3.5)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{\ell u} &= 1.243 \times 10^{-3} \cdot \frac{y^{2.516}}{B_\ell^{0.895}} \cdot \frac{B_w}{\mu} \cdot P_{ou} \\ Q_{\ell d} &= 1.243 \times 10^{-3} \cdot \frac{(C_\ell - y)^{2.516}}{B_\ell^{0.895}} \cdot \frac{B_w}{\mu} \cdot P_{od} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_{ou}}{dt} &= \frac{1}{\kappa V} \left(Q_{iu} - Q_{\ell u} - A_r \frac{dy}{dt} \right) \\ \frac{dP_{od}}{dt} &= \frac{1}{\kappa V} \left(Q_{id} - Q_{\ell d} - A_r \frac{d(C_\ell - y)}{dt} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = A_q (P_{ou} - P_{od}) - mg \quad (3.8)$$

ここで、 Q_i, Q_ℓ はそれぞれ入力絞り、すきま絞りを通過する流量、添え字の u, d は対向リセスの上と下、 d は入力絞り径、 ρ, μ は水の密度と粘度、 P_s, P_o, P_a はそれぞれ供給圧、リセス圧と大気圧、 y はステージの軸受支持方向位置、 B_w, B_ℓ はそれぞれリセスの周囲長さとランド幅、 C_ℓ は対向形静圧軸受での組立時全すきま、 κ は水の圧縮率、 V はリセス圧力部容積、 A_r, A_q はそれぞれリセス面積とリセスの圧力有効面積、 m はステージ移動部分の質量、 g は重力加速度を示す。

ここでは、流れに沿って両絞りを集中定数系の要素と考え、したがって絞り部間の圧力は一定であり、式(3.7)は流体の圧縮率を定義する式(3.9)をリセス部分に適合させたものである。

$$\kappa = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP} \quad (3.9)$$

次に、使用する水を非圧縮性と仮定すると、上式のうち式(3.7)は次のように簡略化される。

$$\left. \begin{aligned} Q_{iu} - Q_{\ell u} &= A_r \frac{dy}{dt} \\ Q_{id} - Q_{\ell d} &= A_r \frac{d(C_\ell - y)}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

この仮定が妥当かどうかは、応用するときのモデルで考えることが必要である。しかし、一般に、水を用いた近似式では、この仮定は成立するとして扱われている。

上記方程式群は、非線形ではあるが連続関数であり、市販の常微分方程式を扱うもので解ける。本研究では、三井東圧化学株式会社製 EQUATRAN-G を採用した。本プログラムの原理はルンゲ・クッタ・ギル法を中心とした汎用性の高いソフトで、学術研究にも利用されているものである。¹⁾

3.2.2 プログラムの機能と出力サンプル

本プログラムは、非線形も含めて微分方程式を解くことができるので、式(3.5)(3.6)(3.8)(3.10)の4式の連立微分方程式を解くことができる。そして、式(3.8)の右辺に適当な形の外力を与えてその出力（ステージの軸受支持方向位置など）を見ることにより、時間領域での動的特性を観察することができる。一例として、インパルス応答、ステップ応答、正弦波応答を図 3.6、図 3.7、図 3.8 に示す。

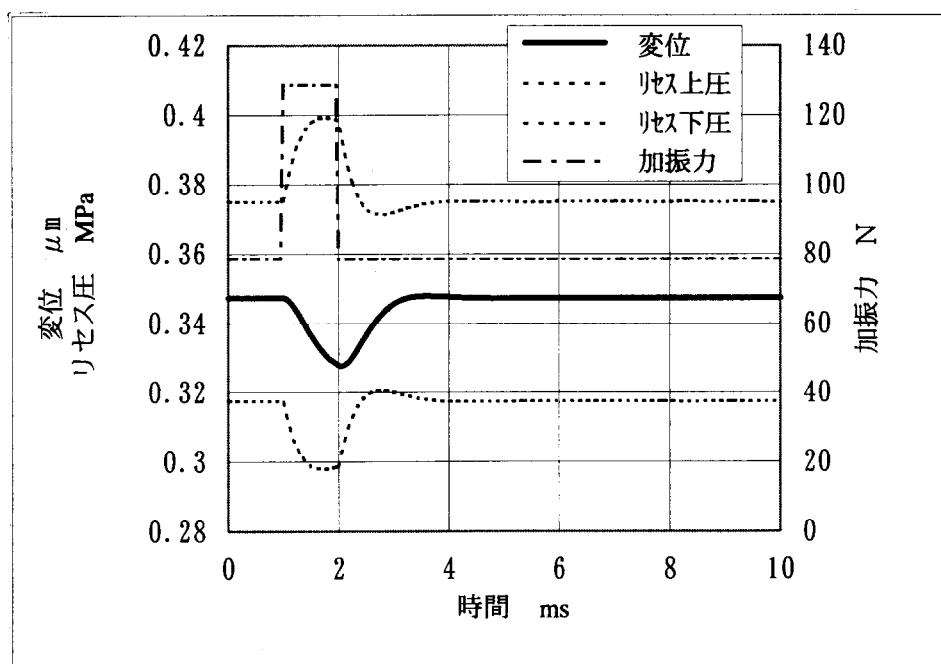


図 3.6 インパルス応答

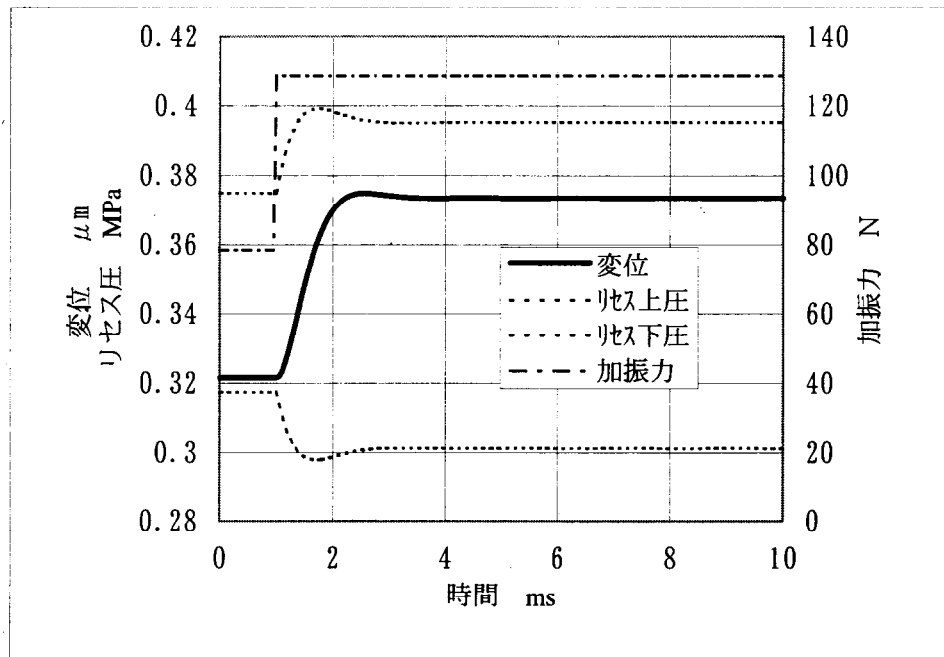


図 3.7 ステップ応答

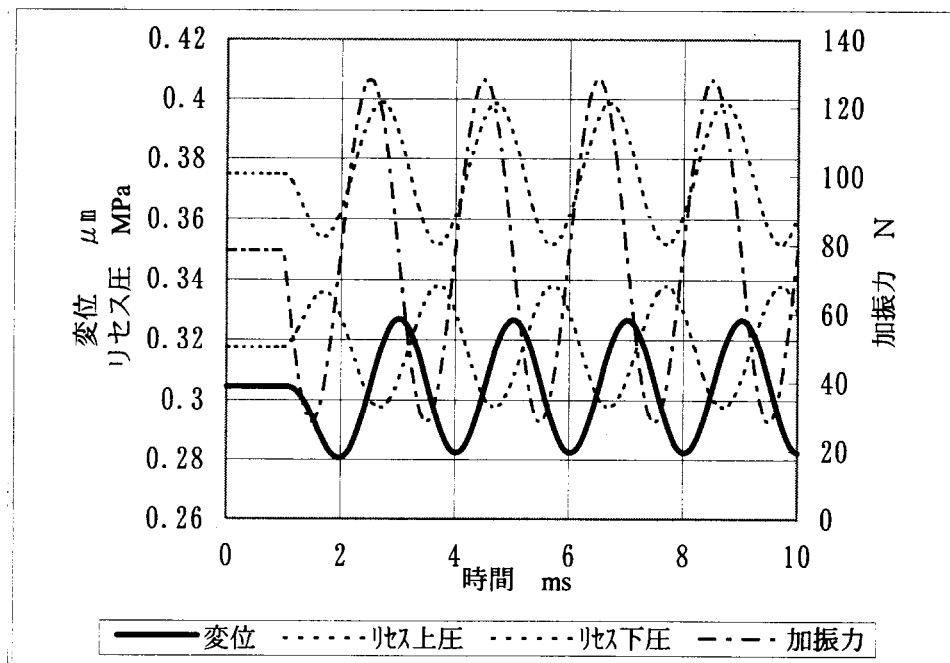


図 3.8 正弦波応答

このプログラムでは、周波数領域の解を直接得ることはできないが、時間領域の結果をつなぎあわせることにより周波数領域の特性、すなわち、軸受で最も重要なコンプライアンスなど軸受の諸動的特性を評価することができる。このようにして算出した結果を次章の図 4.7 に示してある。

3. 3 まとめ

第 3 章「水作動液を用いた静圧軸受の設計計算法」で得られた成果をまとめると以下ようになる。

- 1) 設計の基本となる両絞りの圧力流量特性が非線形の方程式となるため、また、静圧軸受の性能を左右するパラメータが多いため設計業務は大変繁雑なものとなる。そこで、各パラメータの静的な関係を明らかにするパソコンレベルのプログラムを開発した。
- 2) これにより、特定の変数を任意に変えられ、その結果軸受としての基本性能である負荷容量と剛性を容易に、迅速に表示できるようになった。変更できるパラメータは、軸受すきま、変位、リセス形状、ランド形状、入力絞り形状、供給圧である。出力は軸受特性一覧表と、負荷容量、剛性についての数表およびグラフである。
- 3) 軸受のもう一つの重要な特性として動特性がある。微分方程式を解く汎用ソフトを利用して静圧軸受を対向形に配した構造の動特性を求めるプログラムを開発した。これにより、インパルス応答、ステップ応答、周波数応答が求められ、設計段階で動特性を推定し、改善できるようになった。

参考文献

- 1) 例えば Mikiya Tanaka, Kazuya Koyama, Junji Shibata : Steady-State Local Linearization of the Countercurrent Multistage Extraction Process for Metal Iron, Ind. Eng. Chem. Res., Vol.36, No.10(1997)4353

第 4 章

直動ステージに用いる静圧軸受 および位置決め装置の設計・製作

本章では、前章までに得られた対向形の静圧水軸受の設計法を応用して半導体製造装置をターゲットにした直動ステージを設計・製作する。

4. 1 直動ステージの仕様確定

第3章までで、水を用いた静圧軸受を対向形に組み込んだときの静的、動的特性の設計法、解析法が確立した。ここでは、この手法の応用として半導体製造のリソグラフィ工程で使用することを念頭において直動ステージの仕様を決定する。

ウエハの大口径化に対応できる寸法として12インチを想定する。これからステージの上面面積は決まり、ストロークも決まる。続いてステージの概略重量も決まってくる。また、この種の装置ではステージ自身の重さに比べ搭載物の重量は小さく、かつその他の外力もないので、負荷容量も決定される。軸受剛性は、荷重変動を負荷容量の5%程度まで認めるとして、その時の上下動の許容値を光学系の焦点深度などを参考にして $0.1\ \mu\text{m}$ 以下¹⁾として求めた。これらを整理して、次ページの表4.1を得た。

駆動系は、通常はボールねじを用いることが多いが、本研究ではリソグラフィ工程用に摩擦の小さい、かつ安定した案内を目標にしており、この特性を位置決め精度に十分生かすためにはサイクリックな要素のないものが望ましい。そこで、本研究では、最近事務機器などで多用されているベルト駆動を採用することにした。この方式は、位置決め方向の剛性が低くなるという欠点は有するがバックラッシュ、クーロン摩擦、サイクリック誤差などが無い優れた特性を有している。

表 4.1 直動ステージの基本仕様

負荷容量（1か所当たり）	75 N
軸受剛性（1か所当たり）	50 N/ μ m
使用最大供給圧	0.8 MPa
減衰性	適正な減衰性を有すること
ステージ上面積	320×320 mm 以上
ストローク	300mm

4. 2 静圧軸受回りの設計

上記の基本仕様から，静圧軸受の概略寸法を決めていく．概略の構造は，長方形断面の案内レールを2本有し，図 3.1に示すような対向形のリセス群を四隅に有す

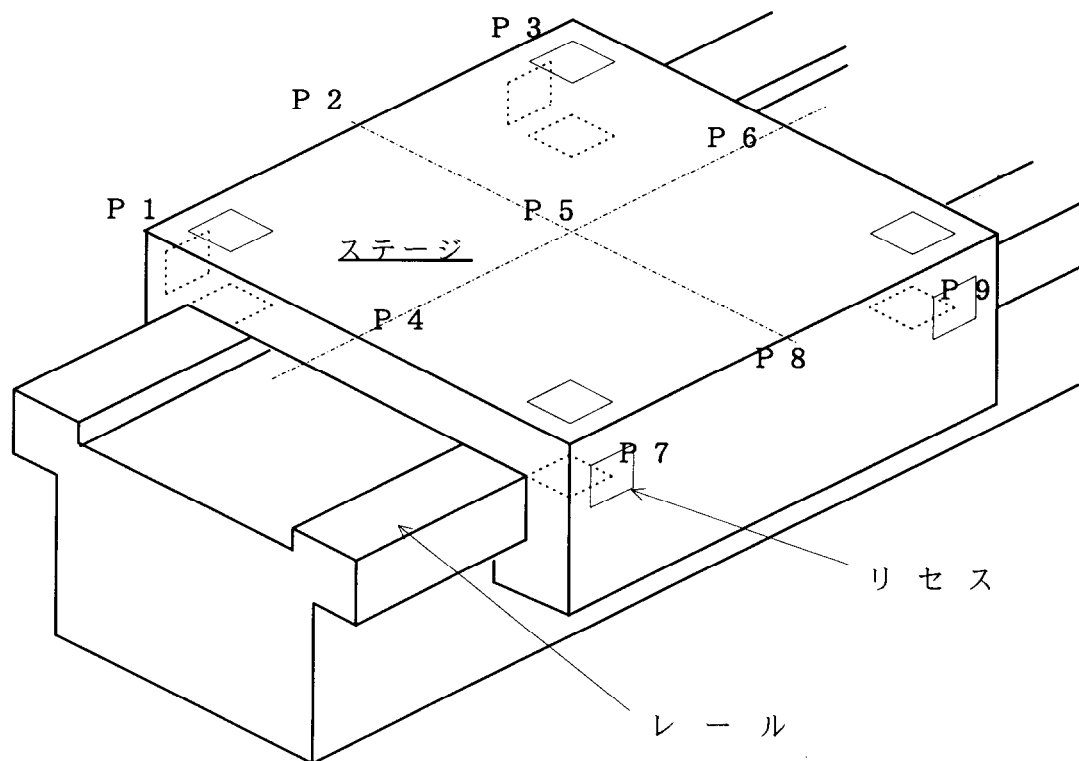


図 4.1 直動ステージの概念図

（図中 P1-P9 はリセス中心およびステージ中心の上面位置を示す番号である．）

るステージをレールに搭載した方式である。概念図を図 4.1 に示す。

静圧軸受各部の寸法を決める条件をまとめると次のようになる。

- 1) レールを抱き込むステージのあご部は、静圧によるたわみを嫌うので張り出し量はできるだけ短かくし、厚みはレールと同じ程度とする。
- 2) 低粘度の水を使用するので、ランドを流れた後には十分な断面積の回収溝を用意する。
- 3) 上記 2 項目を考えランド幅はできるだけ短くする。
- 4) 入力絞りとすきま絞りは、概略等しいコンダクタンスとする。

以上のような条件を考慮して、概略の寸法を次のように決定した。

・ リセス大きさ	短辺:20mm 前後 長辺:強い制約はないが、50～100mm
・ 軸受すきま	20 μ m 前後
・ ランド幅	5～10mm
・ 入力絞り径	0.6～1.2mm

4.2.1 静的特性の検討

上記値をベースに先に開発した設計プログラムで評価していく。

リセスの大きさを $60 \times 16\text{mm}$ と仮定すると、その周囲に最低 5mm のランドがつき、さらにその周囲にほぼ同寸法の回収溝がつく。この結果、リセス関連の外形寸法は $80 \times 36\text{mm}$ となる。リセスの短辺はあご部の寸法からこの程度が限界であり、当初この値で開始する。

- 1) 最初に、すきまを独立変数にとり、負荷容量と剛性をチェックする。この関係を図 4.2 に示す。この図からわかるとおり、負荷容量、剛性ともすきまが 20 μ m 前後で最大となる。小さい方が良いがごみ詰まりの点からあまりつめられない。25 μ m 程度でも供給圧を 0.6MPa 以上とすれば仕様を満足しており、24 μ m を

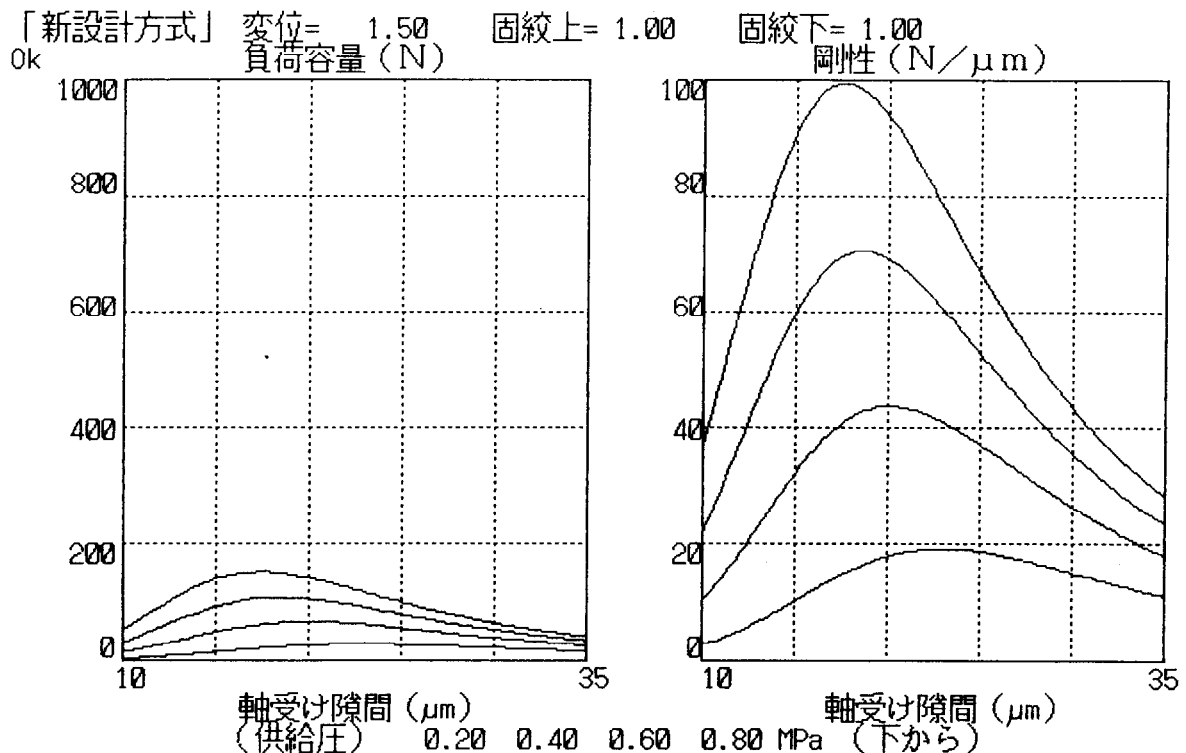


図 4.2 対向形における軸受すきまと負荷容量，剛性の関係
(固絞上：上リセス用入力絞りの直径 mm)

仮決定とする。

2)次に，入力絞りを独立変数にとり，グラフパラメータにすきまをとって負荷容量と剛性を吟味する．この関係を図 4.3 に示す．ここで，すきまを 22～24 μm 程度とすると，入力絞りはφ1.0mm 強で極大値を示している．入力絞りがφ1.0mm のとき，供給圧を 0.4 MPa から 0.6，0.8 MPa とすると静剛性は，37.6，56.5，72.6 N/μm となって，0.6 MPa 以上とすれば，剛性の設計仕様である 50 N/μm を満足することがわかる．

3)次に，変位を独立変数に取り，グラフパラメータに供給圧をとった関係を図 4.4 に示す．剛性は変位が 5 μm 以下ではほぼ一定値を示すが，これ以上では低下することがわかる．

総合結果として，上記で決まった諸数値を用いて特性値を求めておくと図 4.5 の

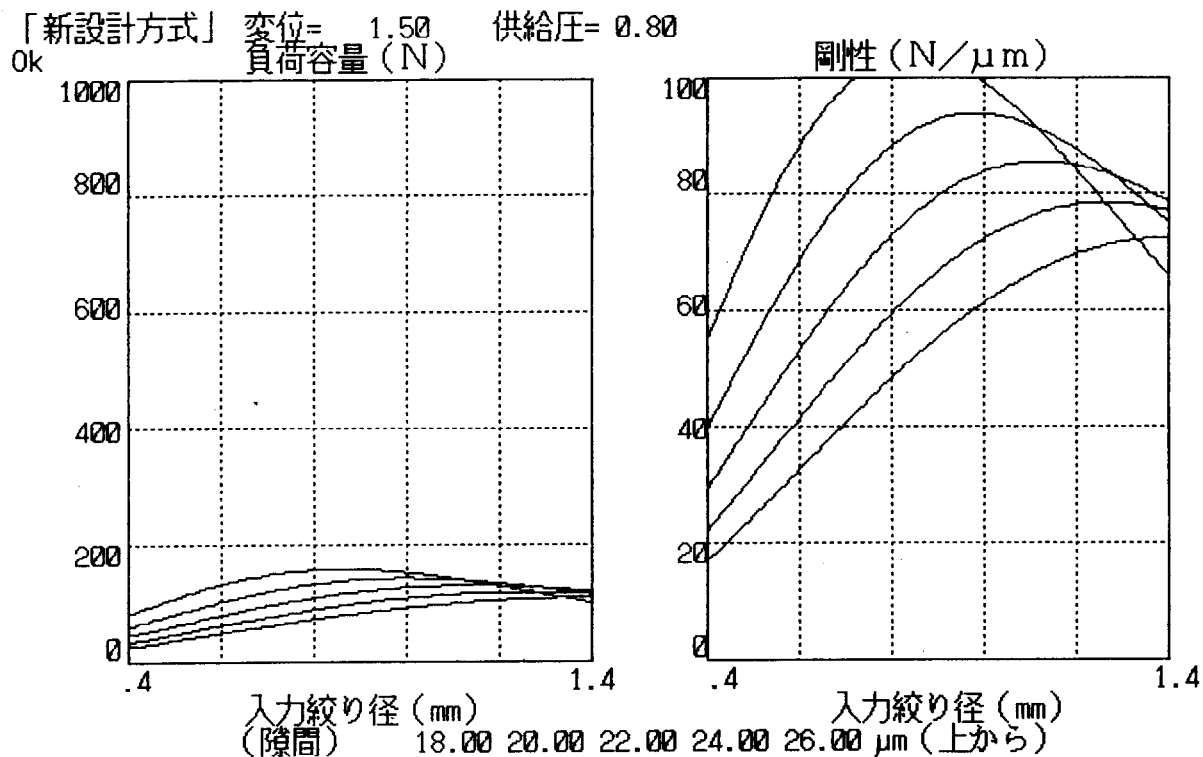


図 4.3 対向形における入力絞りと負荷容量，剛性の関係

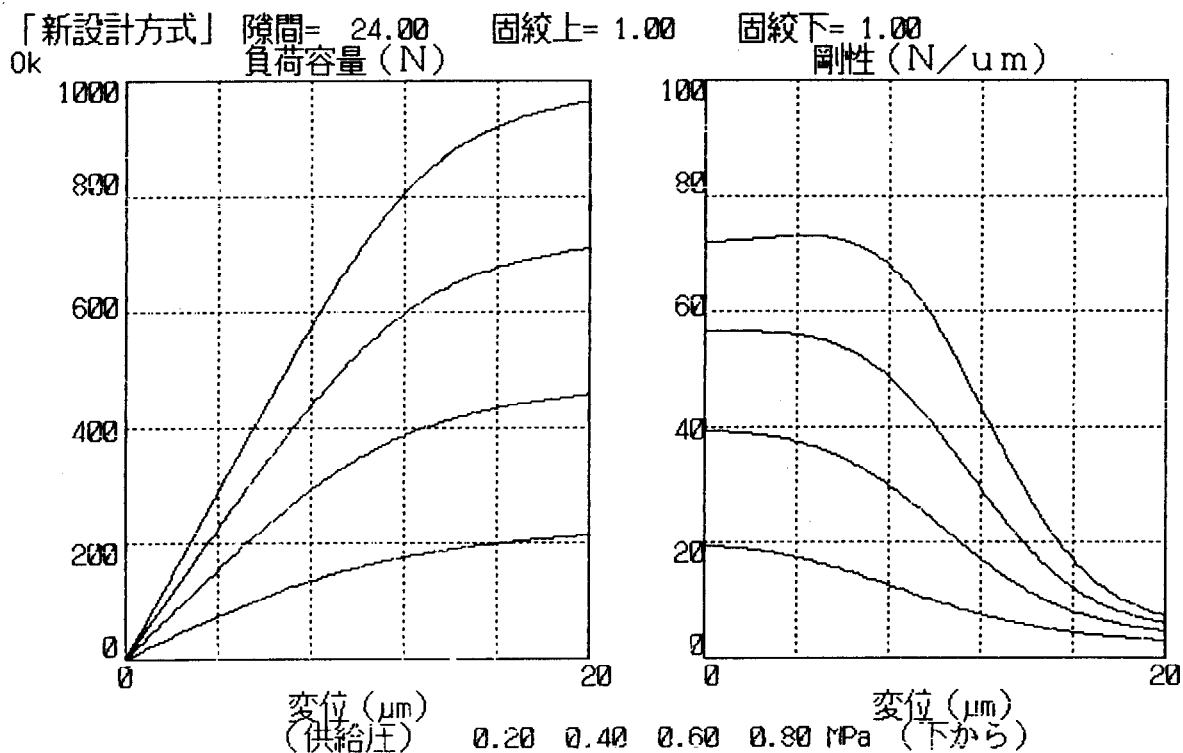


図 4.4 対向形における変位と負荷容量，剛性の関係
(固絞上：上リセス用入力絞りの直径 mm)

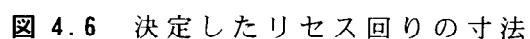
従来オリフィス絞り	長方形	長円形
中潤滑流量 (1/min)	0.845	0.828
中潤滑流量 (1/min)	0.796	0.776
中潤滑流量 (1/min)	0.845	0.828
中潤滑流量 (1/min)	0.887	0.871
中潤滑流量 (MPa)	0.356	0.375
中潤滑流量 (MPa)	0.407	0.426
中潤滑流量 (MPa)	0.356	0.375
中潤滑流量 (MPa)	0.312	0.329
負荷容量 (N)	130.13	133.07
剛性 (N/μm)	86.74	88.56

14:供給圧 (MPa) 0.8
15:次のSTEPへ
16:終わり
変更パラメータの番号?

固定パラメータ（物性）

1. 粘性係数	(Pa.s)	0.001
2. 密度	(kg/m ³)	998.2

(中立リセ圧(上) : 変位 0 のときの上リセスの圧力を示す。
 長方形 : リセス形状を長方形で近似した場合の特性値
 長円形 : リセス形状の四隅 R 部を考慮した場合の特性値)



ようになり，負荷容量，剛性とも要求仕様を満足しているのでこれで決定とする．
また，このとき供給圧を 0.8MPa とすると，ステージ全体の流量は約 13 l/min となり許容される値である．

ここまでで，静圧軸受リセス回りの寸法が決まったので，図 4.6 にまとめておく．

4.2.2 動的特性の検討

以上の設計で確定した諸寸法を用いて，系全体の軸受支持方向の動特性を評価する．3.2 節で述べた方法によって求めたコンプライアンスを図 4.7 に示す．この結果は，加振力 10N の正弦波を与えた場合であり，併記した線形 2 次遅れ系の特性と比べ良くフィットしていることから， 10N 程度までの加振力に大しては線形近似が可能であることを示している．そして，低粘度の水を用いることから懸念された減衰性についても極めて顕著で，本試作ステージの軸受支持方向の動特性は，二次系になぞらえた場合，減衰比は約 0.9 と大きい値になっており，変位に共振現象は現わ

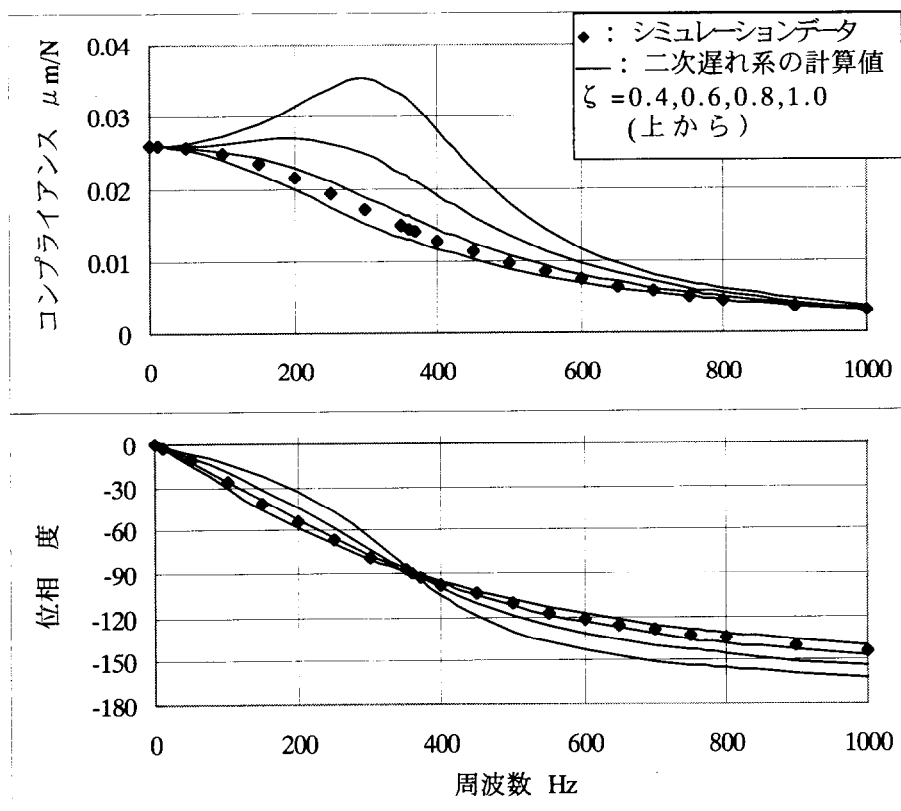


図 4.7 計算によるステージの軸受支持方向コンプライアンス

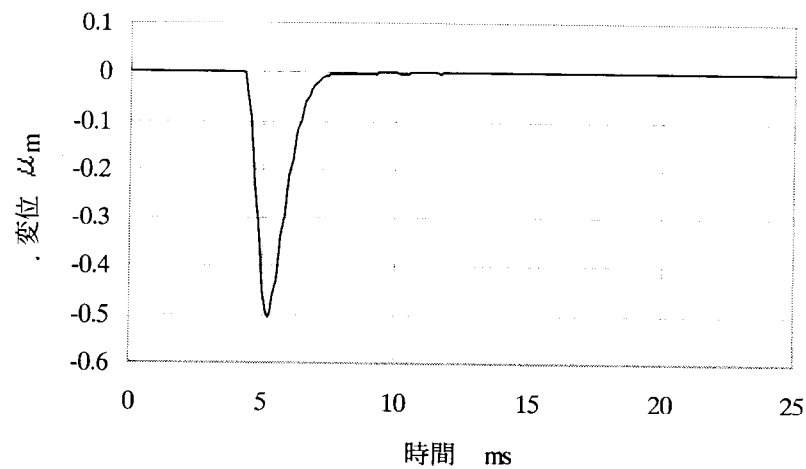


図 4.8 計算によるステージ軸受支持方向のインパルス応答

れない。また、位相遅れが 90 度となる共振周波数は約 360Hz となった。

減衰状態をもっと直接見る目的でインパルス応答を計算してみた。結果を図 4.8 に示す。これからも強い減衰性が読み取れる。この状況は位置決め装置として適正であると考えられる。

これらの特性をさらに厳密に追究するためには、圧縮性を考慮して解く必要があるが、そのためには圧縮率を特定しなければならない。圧縮率は使用状況によって大きく変化することから特定するのが難しく、ここでは非圧縮性の仮定で解析を行った。この仮定は、次の理由により本研究の使用範囲では十分成立するものと考えられる。すなわち、ステージの釣合い状態から、一定量の荷重変動を仮定した場合、ステージの上下動によるリセスの容積変化は、このとき生じる圧力変動による圧縮性の容積変化より、1 桁以上大きいからである。

4. 3 駆動系の設計

本研究の主たる目的は、クリーンルームで使用できる静的にも動的にも高性能なステージの開発である。したがって、本実験装置で確認すべき主な項目は、分解能、コンプライアンス、減衰性などである。このために駆動系が具備すべき特性は、がたがなく、摩擦が小さく安定していて非線形要素の少ないことである。このように案内面の特性が十分生かせる駆動系でなければならない。そのための一つとしてスチールベルトを採用した。その主な理由は、バックラッシュ、ピッチ誤差、摩擦係数の変動などを除くためである。しかし、一方で位置決め方向の剛性不足が予測される。ベルト駆動でよく用いられる方式の一つに摩擦駆動があるが、ここでは位置の精密な制御を目指していること、および、ストロークがあまり長くないことからベルト端を部品に固定した引っ張り駆動である。概念図を図 4.9 に示す。この方式について、もう少し定量的に評価を行う。

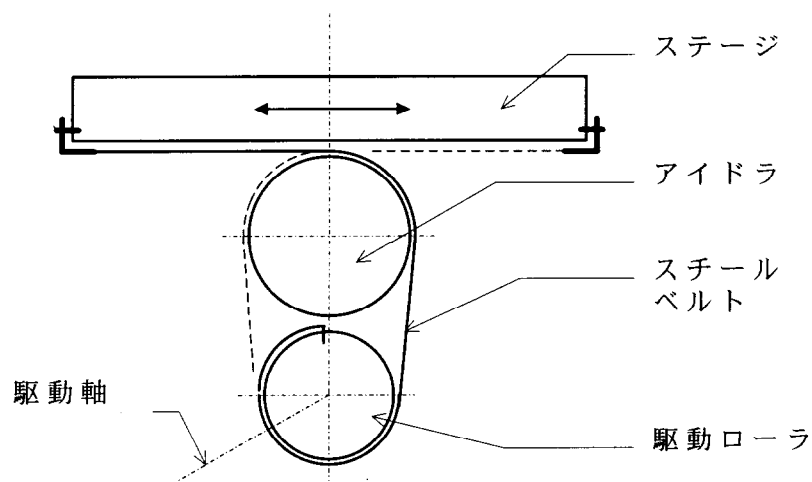


図 4.9 駆動方式概念図

4.3.1 駆動系の静剛性

図 4.9 の構造では、ステージの位置決め方向の剛性はベルトに依存してあまり強

くできないのでこの部分の剛性を確認しておく．ベルトはステージの両側から予張力を与えて取り付ける方式であるからステージの位置決め方向の剛性は両ベルトの引っ張り剛性のみが有効である．このことは，設計的にはある構造体の中でベルト断面積をどこまで大きくできるかということになる．ベルト幅はスペース的に限界が有り，断面積を大きくするには厚さが一番重要となるが，一方で，厚さを増すとローラに巻き付けるときの曲げ応力が大きくなり寿命の低下を招く．また，柔軟性を失うとローラに忠実に巻き付かないでベルト長さ方向の誤差，すなわち位置決め誤差となる．剛性と曲げ応力の関係を厚さの関数として表すと次のようになる．

$$s = \frac{E}{r_d} \cdot \frac{a}{2} + \frac{F_p}{ab} \quad (4.1)$$

$$k_b = \frac{2abE}{L_b} \quad (4.2)$$

ここで， s は駆動ベルトに発生する引っ張り応力， E は駆動ベルト材料の縦弾性係数， r_d は駆動ローラの半径， a, b はそれぞれ駆動ベルトの厚さと幅， F_p は駆動ベルトに与える予張力， k_b は駆動ベルトのばね定数， L_b は駆動ベルトの長さを示す．

これらのうち，関係諸数値を次のように仮定する．

$$E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}, \quad r_d = 52 \text{ mm}, \quad b = 30 \text{ mm}, \quad a = 0.4 \text{ mm}, \quad F_p = 50 \text{ N}, \quad L_b = 645 \text{ mm}$$

この結果，発生応力は約 770MPa で，材質を SUS304 とすると，疲労強度とほぼ同じ値となる．実用機では寿命設計の点からもっと余裕が欲しい．また，剛性は約 7.81 N/ μ m で十分とはいえないが，当面はこれで進める．

4.3.2 駆動系の動特性

系の運動方程式は，往復するステージの直動部とモータおよび駆動ローラからなる回転部の 2 式で表される．それぞれの軸でのクーロン摩擦など非線形外力を総称して F_f ， T_f として示すと，次のようになる．

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + k_b (x - r_d \theta) = 0 - F_f \quad (4.3)$$

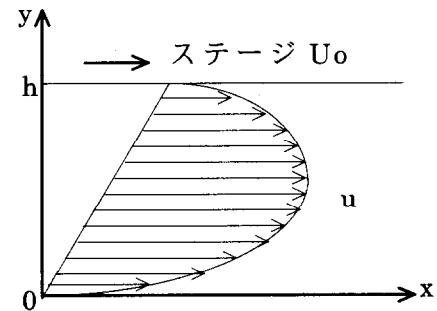
$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + k_b (r_d \theta - x) = T - T_f \quad (4.4)$$

ここで、 F_f 、 T_f は静圧軸受の粘性抵抗以外の抵抗力で、クーロン摩擦、配管系からの外力などが考えられる。定量化の段階で吟味する。

また、研究の後半では主に分解能の向上のために、試験装置のモータと駆動ローラの上に減速機を挿入した。1/100 という減速比の大きいものを使用したため直動部から見た回転部の慣性は無限大に近いものとなり、二つの系は切り離して考えることができる。すなわち、減速機を入れた後の系の方程式は式(4.3)のみ使用して、入力条件として θ を所望の時間関数で記述すればよい。また、ステージへの直接加振のシミュレーションは式(4.3)の θ を0とし、右辺に所望の外力を付加すればよい。以下に行うステージ動特性の評価はこの方法によって行う。

式(4.3)を汎用ソフトで解く前に、この式の各定数を具体的に確定しなければならない。ここで一番問題となるのが粘性減衰係数 c である。これを水の粘度を用いて以下に算出する。

ステージを移動させるとき、ステージとレールとの間に発生する力は、両者の間に流体を挟んで移動するので、流体のせん断応力として求められる。右図について、両者の相対速度を $\dot{x} = U_o$ とすると、



速度分布は次の式で表せる。

$$u = \frac{\Delta P}{2\mu L} \cdot (h-y)y + \frac{U_o}{h} \cdot y \quad (4.5)$$

x : ステージ移動方向
 y : 軸受すきま方向

ここで、 u は水の x 方向速度、 ΔP は x 方向に L 離れた2点間の差圧、 μ は水の粘度、 h は2面間のすきまを示す。

ここで第1項は差圧により生じる流れで、第2項はステージの移動によるものである。せん断力を算出するため速度勾配を求めると、

$$\frac{du}{dy} = \frac{\Delta P}{2\mu L} \cdot (h - 2y) + \frac{U_o}{h} \quad (4.6)$$

水がステージに及ぼす力は $y = h$ のときであり、

$$\left. \frac{du}{dy} \right|_{y=h} = -\frac{h\Delta P}{2\mu L} + \frac{U_o}{h} \quad (4.7)$$

粘性力はその定義より、

$$\mu A \cdot \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=h} = \mu A_1 \cdot \frac{U_o}{h} - \mu A_2 \cdot \frac{h\Delta P}{2\mu L} \quad (4.8)$$

ここで A, A_1, A_2 は流体のせん断力に寄与する面積であり、 A_1 は水の膜を挟んで対向している部分の面積であるからステージ・レールの対向面積からリセス、逃げ溝などスキマの大きい所の面積を差し引いた値と考えられる。ただし、逃げ溝より外の部分は水がないすればランド部のみとなって A_2 と等しくなる。 A_2 は圧力流が寄与している所、すなわちランドの面積である。式(4.8)の第1項と第2項を比べ、具体的な大小関係はここでは不明であるが、第2項はリセスの周囲から対称に流出しており、せん断力は打ち消し合うことになる。そこで移動方向の粘性力は第1項のみで良い。

$$\text{粘性力} = \mu A_1 \cdot \frac{U_o}{h} \quad (4.9)$$

ここで、軸受1組当たりの A_1 を求める。

$$A_1 = (2B_s + W_s)L_s - 3A_r \quad (4.10)$$

$\dot{x} = U_o$ であるから、結局求める粘性減衰係数 c は、

$$c = \frac{\mu}{h} \left\{ (2B_s + W_s)L_s - 3A_r \right\} \quad (4.11)$$

ここで、 B_s, W_s, A_r はそれぞれステージ・レール間の対向上下面幅、ステージ・レール間の側面对向幅、リセス面積を示す。

次に、式(4.11)に諸数値を代入して具体的な粘性減衰係数を求める。

ここで用いた数値は、図 4.6 の値と下記の諸数値である。

$$U_o = 0.5 \text{ m/s}, \quad h = 24 \text{ } \mu\text{ m}, \quad \Delta P = 0.8 \text{ MPa}, \quad B_s = W_s = 50 \text{ mm}, \quad L_s = 180 \text{ mm}$$

$$\text{リセス部面積 } A_r = 60 \times 16 = 960 \text{ mm}^2$$

$$\text{ランド面積 } A_2 = (60 + 10)(16 + 10) - A_r = 860 \text{ mm}^2$$

$$\text{逃げ溝部面積 } A_g = (60 + 22)(16 + 22) - A_r - A_2 = 1296 \text{ mm}^2$$

$$\therefore A_1 = (2B_s + W_s) \cdot L_s - 3(A_r + A_g) = 0.02023 \text{ mm}^2$$

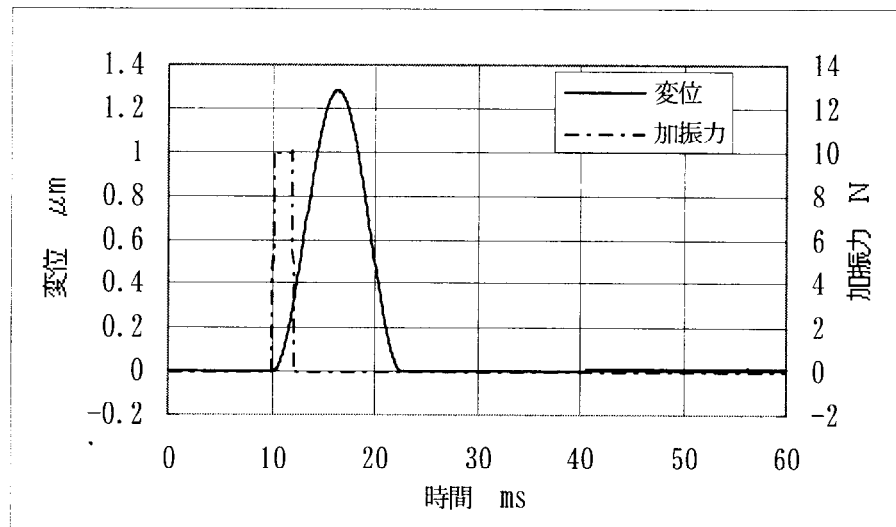
$$\therefore c = 4 \times \frac{\mu}{h} A_1 = 3.372 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m} \quad (4 \text{ は四隅の値を加算することを示す.})$$

これらの他に，回転軸の軸受部や配管の支持部などで外力が発生する．以下の解析では代表としてクーロン摩擦を付加して考えてみる．摩擦力の大きさとして，この段階では正確に予測できないが，静摩擦を 10 N，動摩擦を 5 N とした．

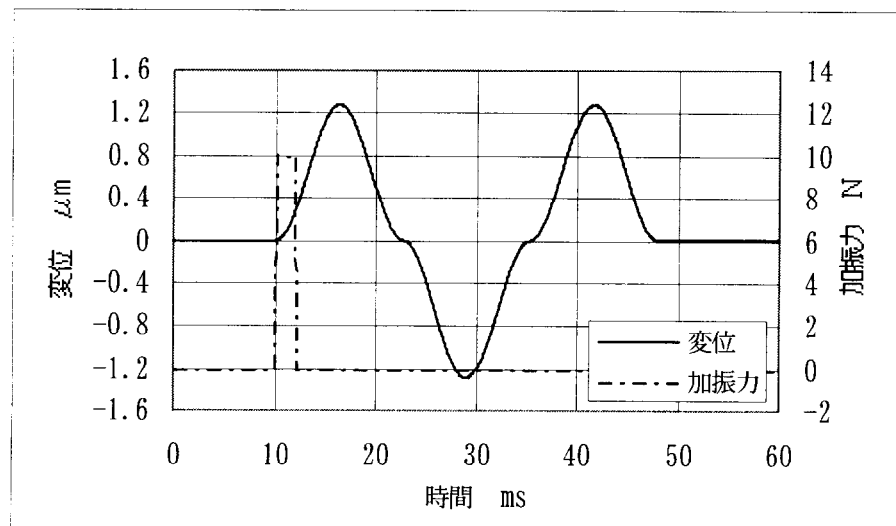
上で求めた諸定数を用いて，3.2.1 項で使用した汎用ソフトで加振テストのシミュレーションを行った．シミュレーション結果を図 4.10 に示す．これらの図から次のことがいえる．

- 1) このように小さい粘性減衰係数とクーロン摩擦でも，クーロン摩擦が存在する限り加振力がそれに見合って小さい場合は，インパルス加振に対してオーバシュートのない 1 回だけの振動を示す．見掛け上，減衰性の極めて強い応答となる．これは，一旦移動を開始してもエネルギーが十分でないため，速度の符号が反転するとき，動的力が静摩擦を越えられずこのまま停止となる．(図 4.10(a))
- 2) クーロン摩擦を上記の値に固定し，加振力を増加させていくと，今回の条件では加振力が静摩擦の 1.5 倍程度から傾向が異なり数回の振動後停止する現象となる．数回の振動の間，減衰性はほとんど見られない．(図 4.10(b))
- 3) 加振力をさらに強くしていくと，見掛け上は単純な減衰振動のようなカーブを描くが，歪みが現われたり，周期が，時間と共に変化したり，加振力の大きさによっても変化するなど非線形の特徴を表している．粘性減衰係数 c が小さいので，インパルス加振に対する応答は，図 4.10(c) に示すように系は減衰の少ない振動系となり，その固有振動数はグラフより求めると約 78.7 Hz である．この値は単純に質量とばね定数から計算するのとほぼ同じ値を示している．

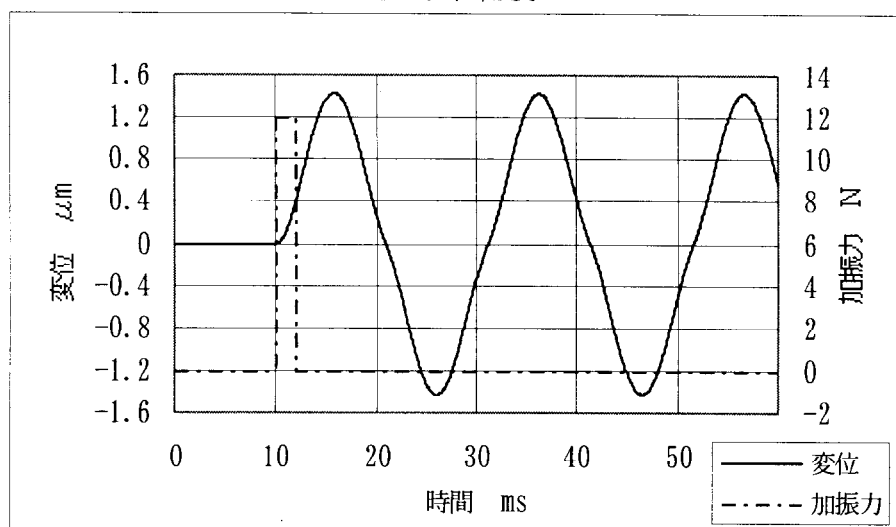
この結果から，静圧軸受面が理想的にできて，他の部分にクーロン摩擦の要素が



(a) 加振力が小さい場合



(b) 加振力中程度



(c) 加振力が大きい場合

図 4.10 軸方向インパルス加振のシミュレーション応答

少ないと、この系は非常に振動的となり位置決め要素としては問題である。共振周波数はこのようなサーボ系にはもう少し高い方が望ましいがスチールベルトの寿命の点でやむを得ない。

4.3.3 主要部品の材料

水作動液を用いる本試験装置において、材料選定上の最大の問題は防錆である。続いて、加減速特性が評価されるため可動部材料の密度も小さい方が望ましい。このような観点から、主要な部品であるレールとステージについて、レールには熱処理が可能なマルテンサイト系のステンレス鋼を、ステージには軽量なアルミを使用した。錆、水中での溶解などの点からはアルミよりセラミック材料が、中でも高含水流体中で滑り案内に用いるには自己潤滑性を有する酸化アルミ系のセラミック材料が最も適しているが²⁾、製作費用の観点から純アルミとし、表面を処理することで強化を狙った。アルミの表面処理は、酸化被膜を形成することで酸化進行を防止するだけでなく表面硬化もでき、本目的には好都合である。ここでは、テクノ工業製のハーダマイト（登録商標）処理を用いた。この方法は硬質陽極酸化処理に属するもので、溶液を各種使い分けることにより種々の特徴を出すことができるといわれている³⁾。ここでは、酸化被膜に生じる微小のポアを後処理で塞ぐ多孔質皮膜の封孔処理を施すことにより一層の防錆効果を高めることができるはずである。しかし、酸化膜のぜい性のため部品のコーナ部には付着力が弱く、欠けやすくなり、設計上注意を要する。最終的には、ステージは全加工後この処理を行い厚めの $50\ \mu\text{m}$ の被膜を形成し、その後でラップ仕上げを行う方式を採用した。

以上の各仕様を盛り込んで製作した、高性能ステージの写真を図 4.11 に示す。



図 4.11 試作した直動高性能ステージ

4. 4 まとめ

第4章「直動ステージに用いる静圧軸受および位置決め装置の設計・製作」で得られた成果についてまとめると、以下のようなになる。

1) 第3章の静的解析プログラムを用いて所定の仕様に適う静圧軸受の設計をした。

この結果、リセス寸法を $60 \times 16\text{mm}$ 、ランド幅を 5mm とした場合、供給圧を 0.6MPa 以上なら負荷容量、剛性はそれぞれ仕様値の 75N 、 $50\text{N}/\mu\text{m}$ を満足することがわかった。このときの必要流量は、 13.1 l/min で実用的な値である。

2) 第3章の動的解析プログラムを用いて上記設計値に対して周波数応答とインパルス応答を調べた。その結果、軸受支持方向では減衰性は十分に大きく、オーバーシュートのない特性を示し、共振周波数は約 360Hz であったが、位置決め方向では減衰性が不足し、ステージのみでは振動的になることが予測された。

参考文献

- 1) 林豊，岡田正思：半導体露光装置における案内技術，精密工学会誌，
57, 4(1991) 615.
- 2) Hitoshi Ogawa, Tojiro Aoyama: Application of the Advanced Ceramics to sliding
Guideways: Friction and Wear Characteristics under Water-based Lubrication,
ASME, PED-Vol. 54, Book No. H00727(1991) 51.
- 3) テクノ工業株式会社：技術資料，Light Metal Technology

第 5 章

直動ステージ静圧軸受の性能

前章までに、水作動液静圧軸受を用いた直動ステージの設計・製作を行った。本章では、設計・製作したステージの軸受を評価し、その性能を把握すると同時に設計計算法の検証を行う。

5.1 評価試験装置と試験方法

本研究における評価項目は大別して、静圧軸受の性能と、これを生かしたステージの位置決め装置としての性能である。これら进行评估するために必要となる測定項目は、前者を評価するために、荷重とリセス圧、その時の変位、流量などがあり、後者のためには位置（速度、加速度）、トルク、軸力などがある。これらの全システムを図 5.1 に示す。この図では、直動ステージを中心に左側が流体の圧力供給源、右側が制御系、中央の上下が測定系である。以下、個々の機器の型式、メーカー名を系統別に表にまとめて示す。

5.1.1 流体の圧力供給源機器

水用の流体制御機器は油用機器ほどは市販されていない。特に高圧用の機器は、精密機器用としてはまだ実用化レベルとはいえない面がある。したがって本研究では、水の圧力は空気機器並みの最大 1MPa 程度を考えた。これをベースに選定した機器を表 5.1 に示す。

5.1.2 制御系の機器

制御系は本章の静圧軸受特性の評価にはあまり使用しないので、ここでは詳細は省略する。汎用のサーボモータ、同ドライバ、NC 装置それに制御用パソコンから構成されている。

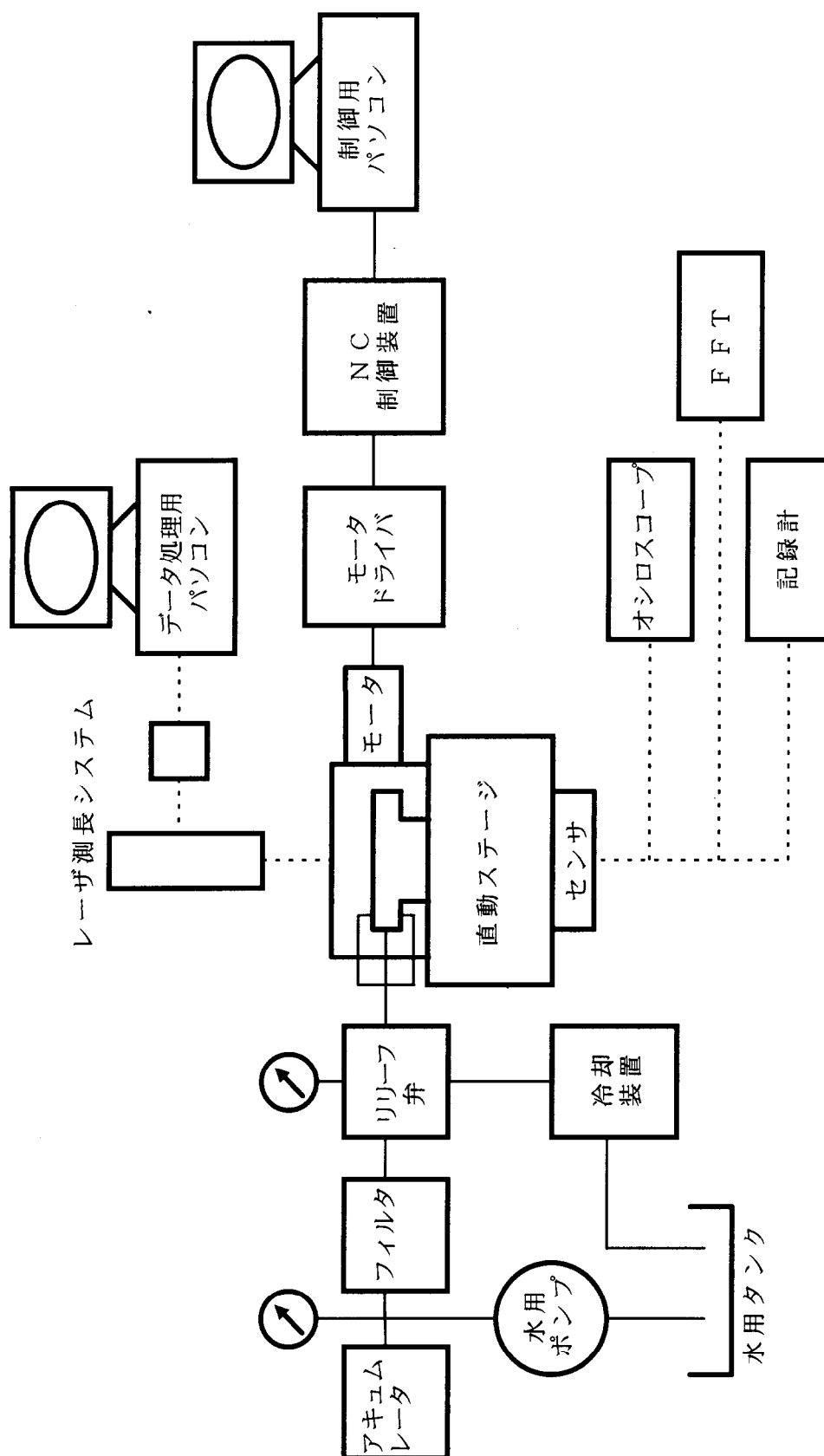


図 5.1 実験装置の全体構成ブロック図

表 5.1 圧力供給源機器一覧

機 器 名	型 式	メーカ
水圧源ユニット（ジェットエース）	RBP-037-01	二国機械工業
渦流ポンプ	25KWD37D	二国機械工業
アキュムレータ	4L	二国機械工業
リリーフ弁	SL-22E	ベン
精密フィルタ	PPK09NG0100	キュノ
温度制御装置（OILMATIC）	KTVM-3B-LM3	関東精機

5.1.3 測定機器と測定法

本章での重要な測定量は、荷重、変位、リセス圧、流量などである。各パラメータ測定時の試験回路の構成は図 5.1 に示したとおりである。荷重は既知のデッドウエートを 6 種製作し、これをテーブル中心に積み重ねて行った。供給圧はブルドン管圧力計で、リセス圧は上下それぞれ半導体式圧力計で、変位は静電容量形微小変位計と電気マイクロメータで測定し、記録計に出力してこれから読み取った。測定で一番重要となるのは、微小変位の測定である。高剛性の設計が目標であるため、デッドウエートによる変位は小さく、サブミクロンの測定が要求される。静的試験では、センサ出力にローパスフィルタを適用することにより高周波の微小振動分を除去して直流成分のみの偏差を読み取った。

これらに使用した測定機器を一覧表にして表 5.2 に示す。

ステージ内四隅に 4 セットの静圧軸受が仕込まれており、それぞれの位置記号は図 4.1 に P1 から P9 の記号で示すとおりである。軸受の評価に用いる変位は四隅 4 ヶ所で測定したが、リセス圧については測定機器の数の問題で 4 セットの内、P1 点を代表として測定した。

表 5.2 測定用機器一覧

機 器 名	型 式	メーカ
レーザ測長器システム	HP5529A	ヒューレットパッカート
静電容量形微小変位計	2104/2036K	ADE
静電容量形微小変位計	ST-0535A	岩崎通信機
電気マイクロメータ	E-DT-LT-M30	東京精密
加速度計	NP-3120	小野測器
半導体圧力ピックアップ	PMS-5M-20H	豊田工機
ロードセル	WMS-12B	豊田工機
オシロスコープ	SS7602	岩崎通信機
メモリハイコーダ	8851	日置電機
F F T	CF-350	小野測器
インパルスハンマキット	GK-300	小野測器

5. 2 軸受特性の評価

本節での目的は，実際の装置で軸受の諸特性を測定・評価し，計算値と比較検討して設計計算法を評価することである．本節での計算値は全て，第3章で提案した設計計算法に基づいて求めたものである¹⁾．

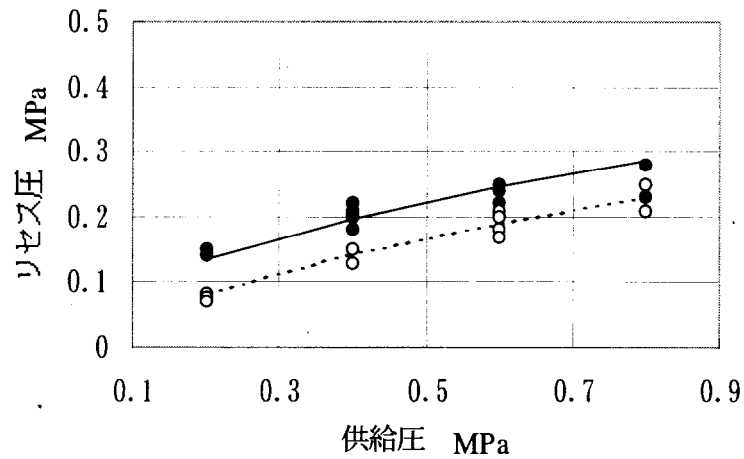
また，軸受すきまとランド幅は全て $h=24\ \mu\text{m}$ ， $B_1=5\text{mm}$ で一定である．軸受の動作特性とは要約すると結局軸受支持方向の負荷容量と静的，動的剛性である．これら进行评估するためには，リセス圧と変位量の測定が最重要項目である．以下にこれらについて試験結果をまとめる．

5.2.1 リセス圧の評価

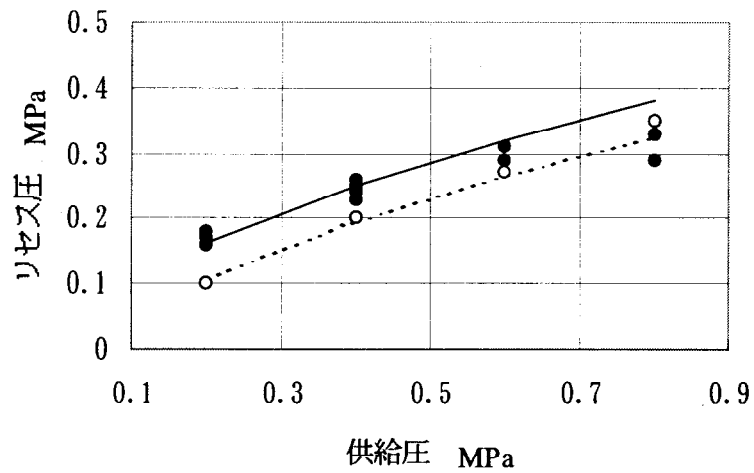
この試験では，荷重としてステージの自重以外のものは追加せず，一定荷重の下で入力絞り径をパラメータに，供給圧を変化させたときのリセス圧を測定した．

リセス圧の測定結果を図5.2に示す．軸受片側すきまは $24\ \mu\text{m}$ 一定とし，入力絞り径を 0.8mm ， 1.0mm ， 1.2mm の3種変えて(a)(b)(c)にまとめてある．黒丸，白丸は上下リセス圧の実測値，実線，破線は同じく上下リセス圧の計算値である．どの場合も定性的には極めて良く合っている．軸受特性の基本性能である負荷容量と剛性はリセス圧から決まることから考えて，先に提案した軸受計算法は十分に使用できることを示唆しているといえる．しかし，細かく吟味していくと疑問点もある．その一つは，ここではステージ重量のみの負荷一定試験であるから，上下リセスの圧力差は一定となり，両データは平行なデータ群となるべきである．

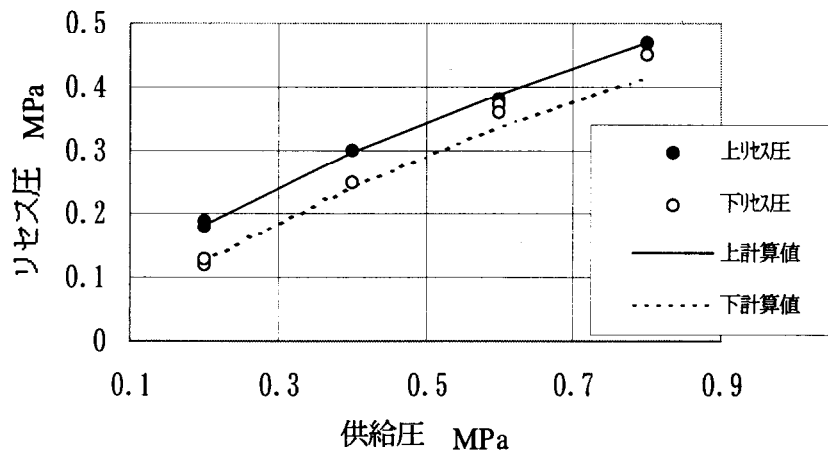
また，図5.2(a)(b)で顕著であるが，実測値が供給圧の上昇とともに計算値より下方にずれる傾向を示している．このことは，5.2.4項で検討するステージあご部の変形で合理的な説明ができる．この変形により軸受すきまが大きくなり，リセス圧



(a) リセス圧実測値と計算値($d=0.8$ mm)



(b) リセス圧実測値と計算値($d=1.0$ mm)



(c) リセス圧実測値と計算値($d=1.2$ mm)

図 5.2 リセス圧の実測値と計算値の比較

は降下する．荷重は一定であるから，上下リセス圧の差は一定のまま，両方の圧が下がることになり，逆に変位は増加して荷重と釣り合うことになる．

このことを定量的に確認するため第3章のプログラムで検証すると次のような結果を得た．入力絞り径 1.0mm,供給圧 0.8MPa, 荷重 75N を一定にして，すきまが 24 μ m の時は，リセス上圧が 0.374MPa, 同下圧が 0.319MPa で差が 0.055MPa となり,このときのステージの軸受支持方向変位は，中立点から下方に 1.04 μ m となる．次にすきまが 25 μ m になったとすると，変位は 1.13 μ m に増え，上下リセス圧は 0.349MPa と 0.294MPa となり，差圧 0.055MPa はキープされながら上下リセス圧が下がってくることが良くわかる．このことは図 5.2 に明瞭に出ている．

5.2.2 負荷容量，剛性の評価

この試験では，ステージ中心に既知ウエートを積み重ねていって，その時のステージ四隅の変位を求めた．荷重と変位の関係を図 5.3 から図 5.5 に入力絞り径 0.8mm, 1.0mm 1.2mm の3種についてまとめている．同一図の中では上から供給圧を 0.4MPa, 0.6MPa, 0.8MPa の3種についてまとめている．全ての図について，各マークは実測値を，直線は計算値を示している．また，4種のマークはステージ内4組の軸受位置に対応しており，各位置記号 P1,P3,P7,P9 は図 4.1 に示すステージ四隅のリセス上に対応する．

全体としていえることは，2種の変数，入力絞りと供給圧を種々変化させても，計算値と実測値は，絶対値の大きさおよび剛性を示す傾きともに良くあっている．変位と負荷容量のカーブは，提案している計算法では図 4.4 の左図に示すように飽和する曲線となるが，本試験のように変位が軸受すきま内の小さい範囲ではほぼ直線となるので傾向は合致している．このことは，提案している計算法が広い範囲に渡って適用可能であることを示している．4ヶ所の軸受間の特性，すなわちデータ群を直線と見做した時の傾きに最大で 20%程度の差が見られる．全て同じ図面寸法で製作したが，こ

の程度の製作ばらつきが発生したという結果である。主な要因は、入力絞り径のばらつき、組立て時の軸受すきまのばらつき、加圧時のすきまの拡大などのばらつきが考えられる。入力絞り径については測長顕微鏡で観察して管理したが、組立後のすきまの評価は困難である。また、荷重点のばらつきも考えられ、ステージ上の位置誤差が1mm程度であるから1%弱の影響があったものと考えられる。

4か所の軸受の中では、リセス圧の評価に用いたP1点とP3点が比較的計算値に近いという意味でよくできているといえる。ここでも変位の大きいところほど、計算値と実測値の差が開く傾向を示しているが、このことは、上述するような製作時のばらつきにより剛性に差が出たものと考えられる。

次に、図5.6から図5.8までは図5.3から図5.5までのデータを用いて、その傾きから剛性を算出したものである。この表示方法では、データのばらつきが一層強調され四隅の性能差が一目瞭然となっている。また、計算値より高い剛性を示しているところもかなりあるが、この計算式は実験に基づいたものであるから計算値より高い側に出ることも考えられる。その意味では、ばらつきがかなり大きい計算値がほぼ実測値各点の間になっていることが多く、妥当な結果といえる。

全体として、本装置の開発時に決定した負荷容量と剛性の仕様値75N,50N/ μ mを供給圧が0.6MPa以上では満足しており、先に提案した設計計算法の妥当性を証明しているといえる。同時に本ステージの軸受性能は所望のものであり、本ステージを用いてこのまま次の性能試験に移ることが有意義であることを示すものである。

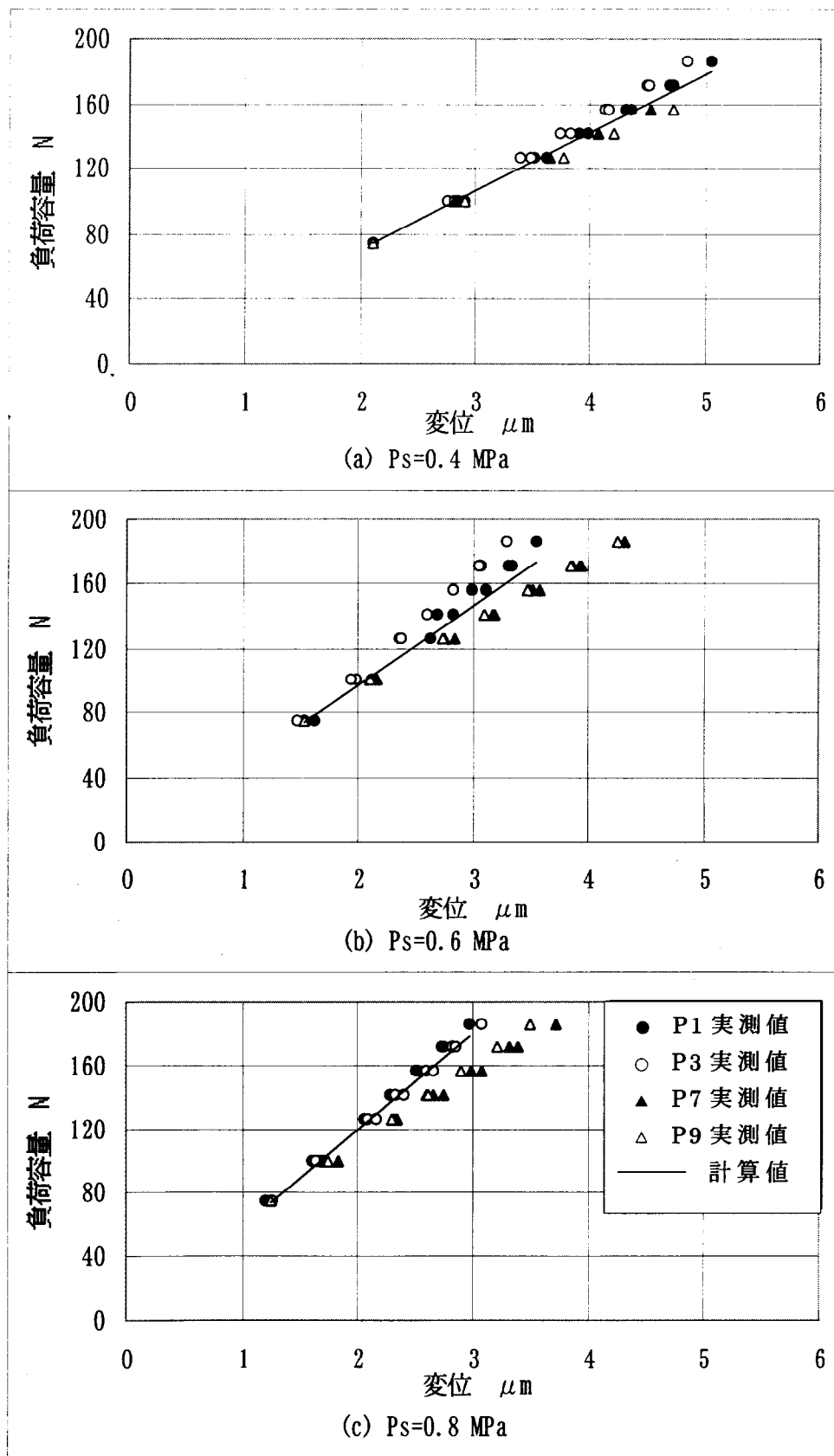


図 5.3 と変位の関係：実測値と計算値 ($d=0.8\text{mm}$)

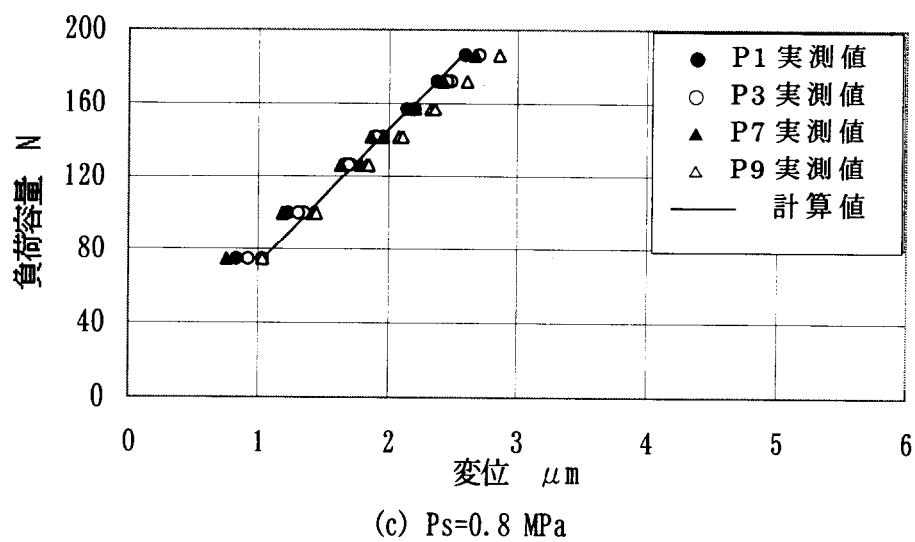
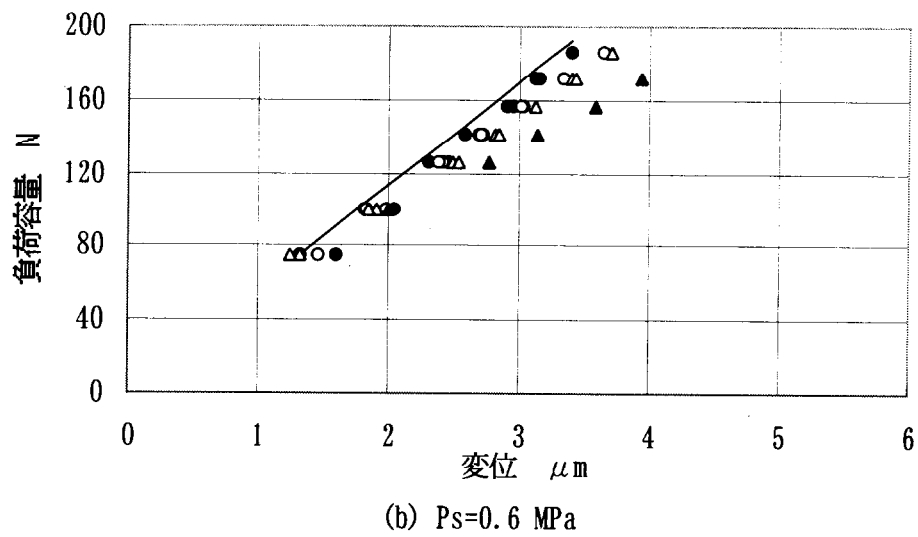
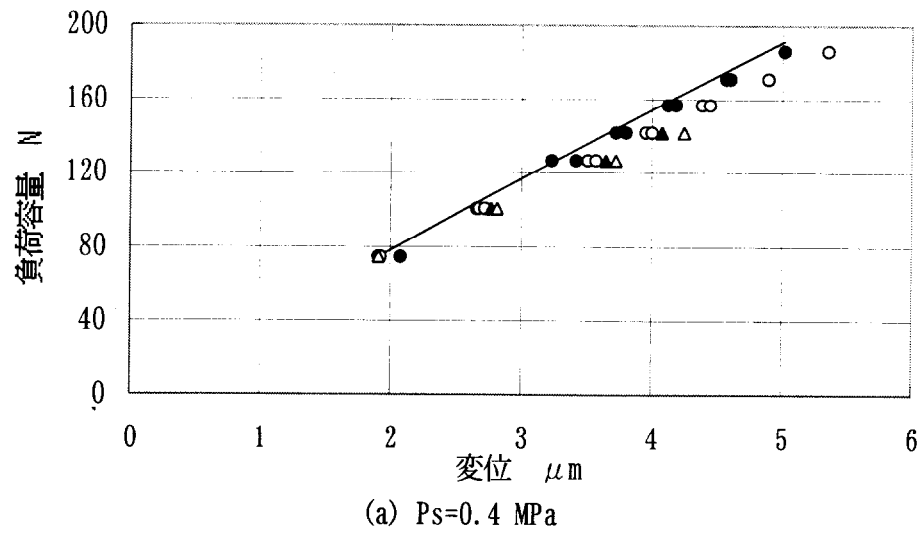


図 5.4 荷重と変位の関係：実測値と計算値 ($d=1.0\text{mm}$)

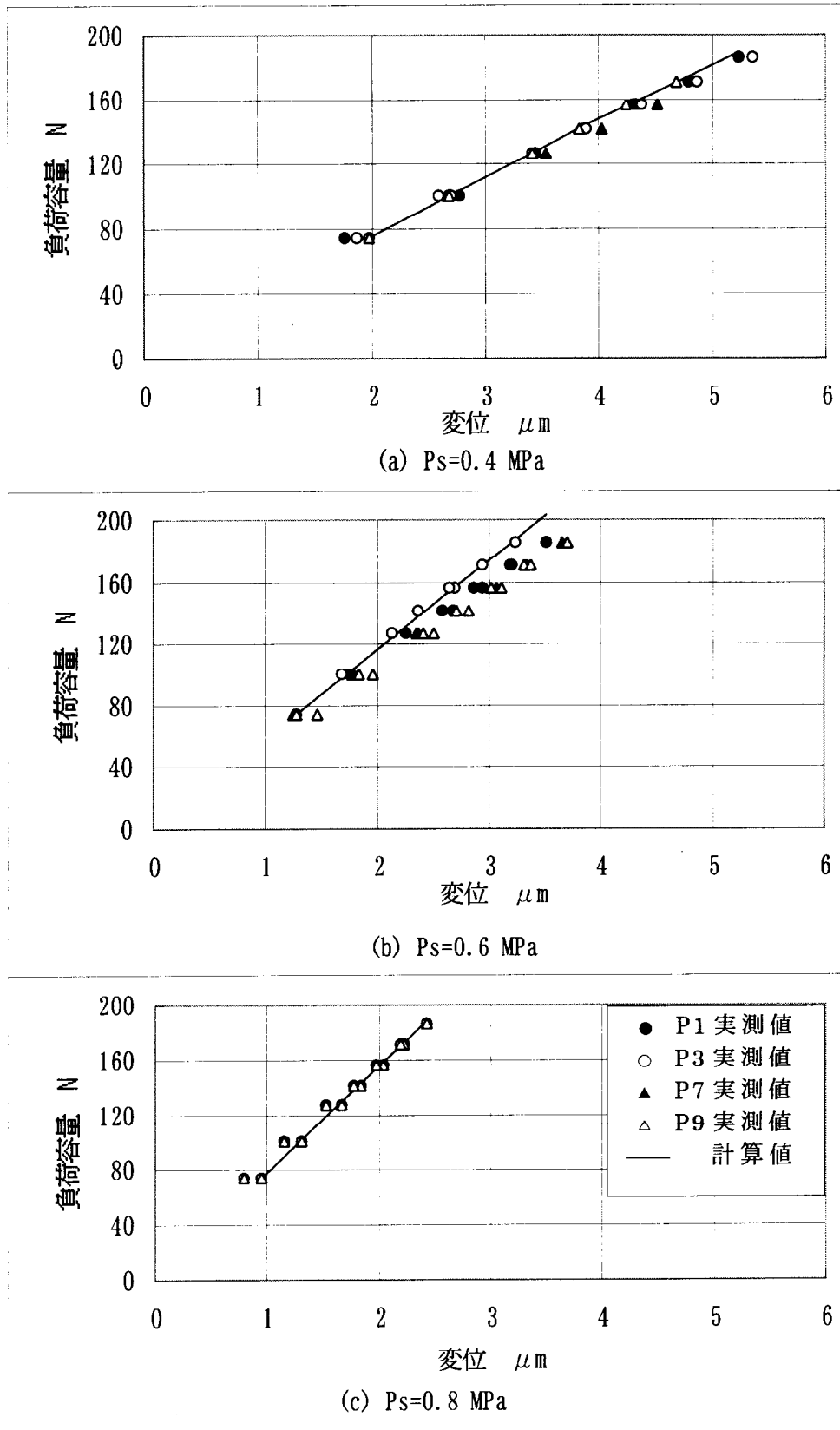
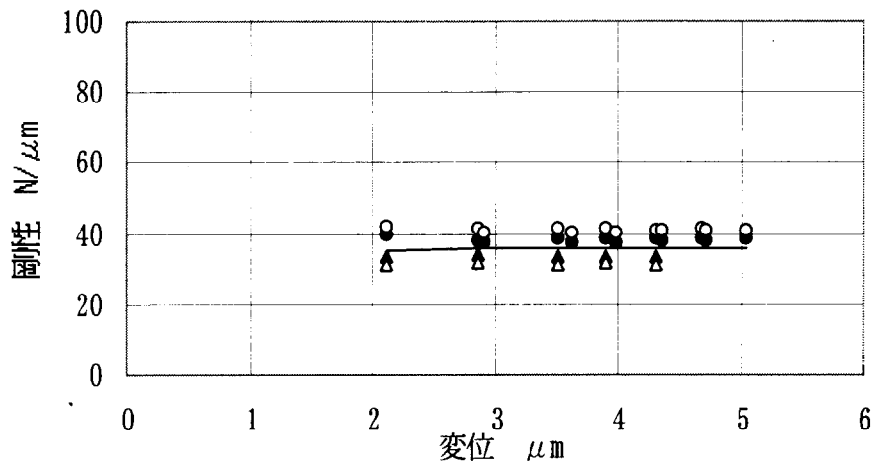
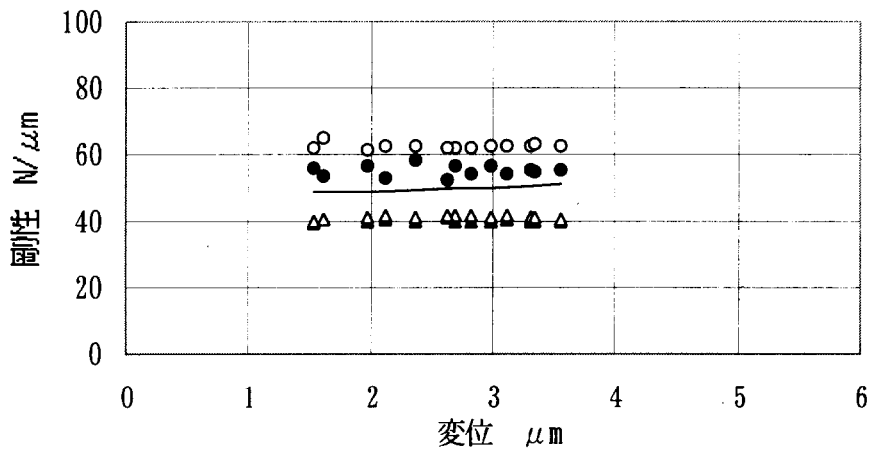


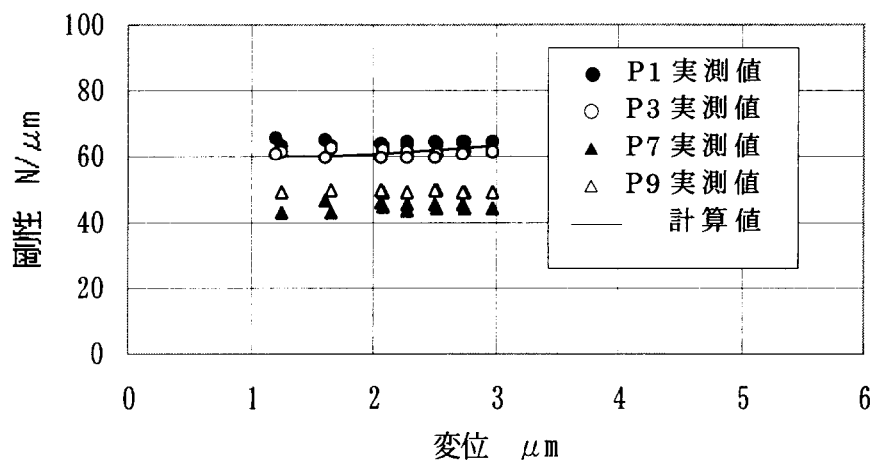
図 5.5 荷重と変位の関係：実測値と計算値 ($d=1.2\text{mm}$)



(a) $P_s=0.4 \text{ MPa}$

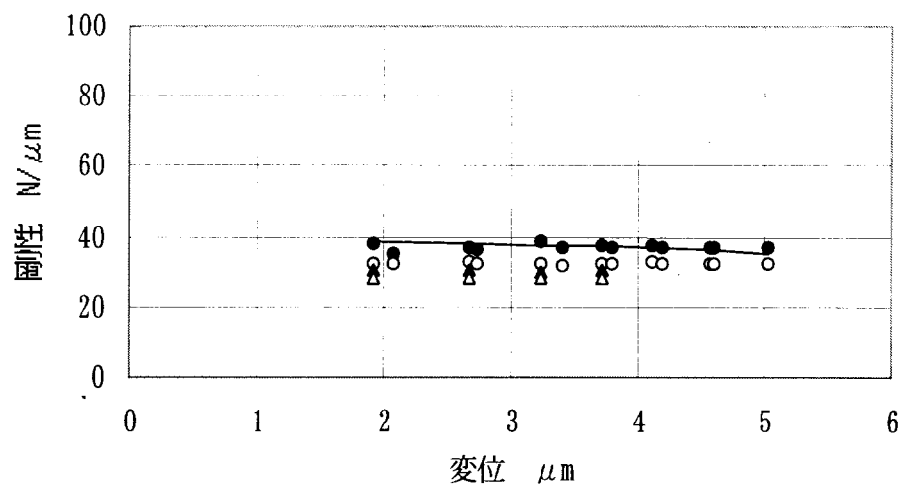


(b) $P_s=0.6 \text{ MPa}$

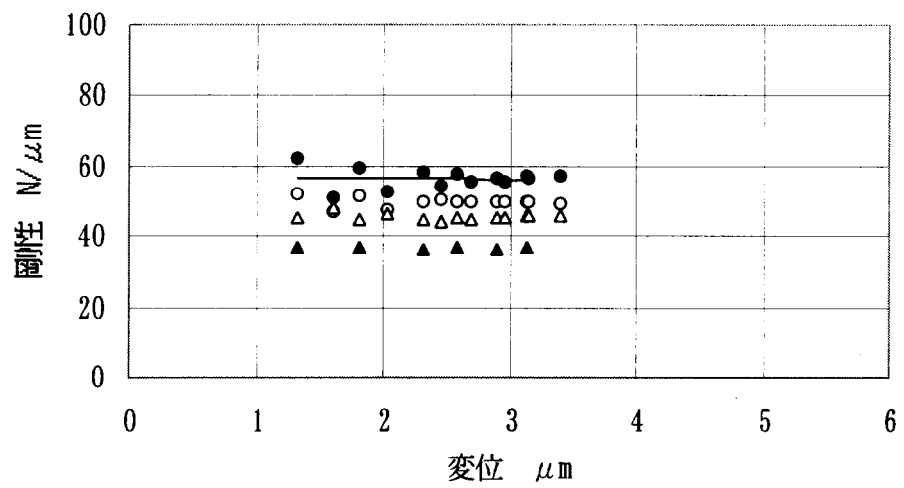


(c) $P_s=0.8 \text{ MPa}$

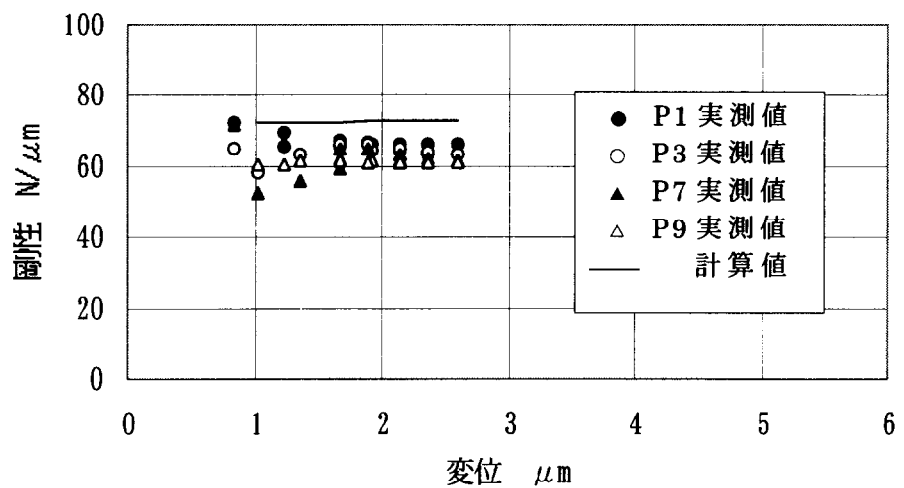
図 5.6 荷重・変位データから求めた剛性 ($d=0.8 \text{ mm}$)



(a) $P_s = 0.4 \text{ MPa}$

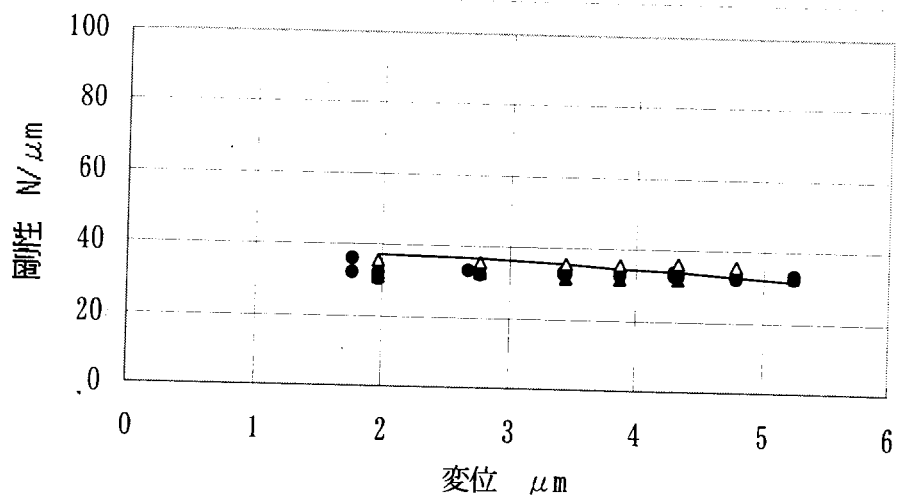


(b) $P_s = 0.6 \text{ MPa}$

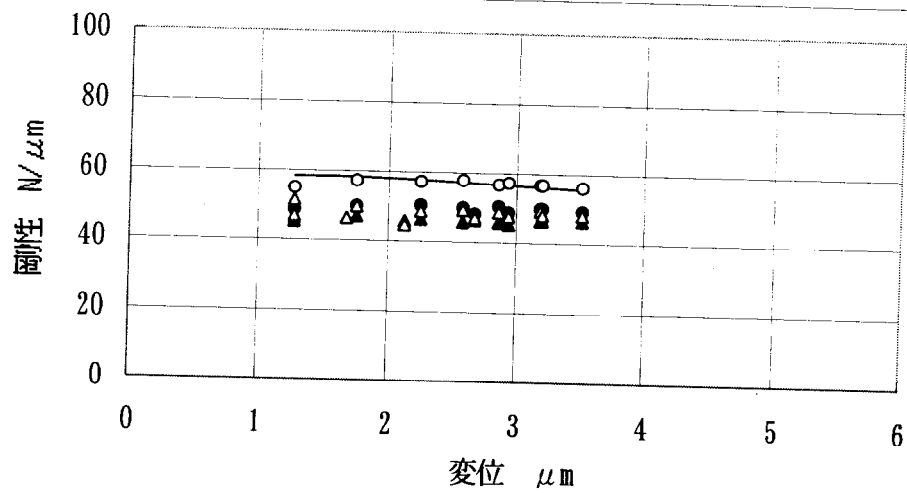


(c) $P_s = 0.8 \text{ MPa}$

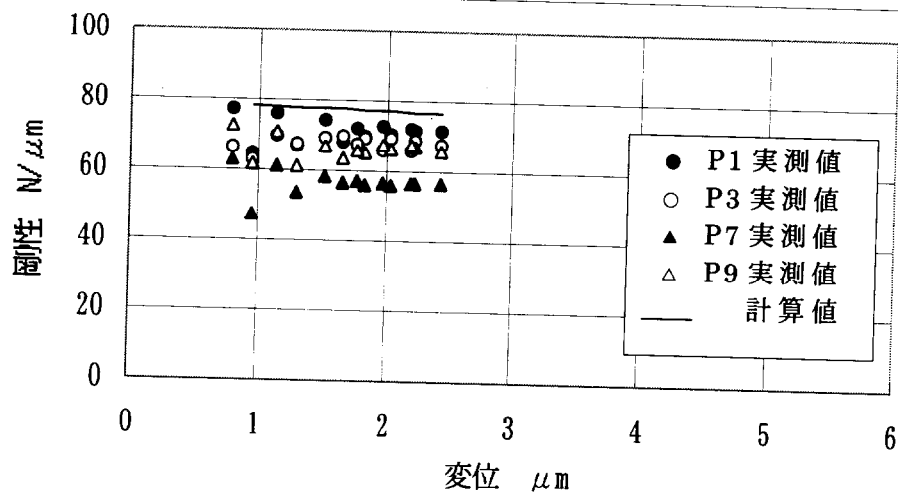
図 5.7 荷重・変位データから求めた剛性 ($d = 1.0 \text{ mm}$)



(a) $P_s = 0.4 \text{ MPa}$



(b) $P_s = 0.6 \text{ MPa}$



(c) $P_s = 0.8 \text{ MPa}$

図 5.8 荷重・変位データから求めた剛性 ($d = 1.2 \text{ mm}$)

5.2.3 流量の評価

先の設計計算法と比較しなければならないもう一つの要素は軸受流量である。流量は、装置の性能の面からは重要度が低いが、実用化を考えると圧源の規模が大きくなり、ランニング動力も大きくなるのでコスト上重要となり、吟味の欠かせない項目である。静圧軸受で用いる流体の戻り側はオープン回路で、リセスからは全方向に流れを生じる。そのため個々のリセスからの流れをデータとして取り出すことは難しい。そこで、全流量を測定し計算値と比較した。結果を図 5.9 に示す。

図から分かるように、概略の傾向として、流量は供給圧力に対し、上に凸の傾向を示している。この点では、先の計算法で求めた計算値（破線で示す）と合っている。しかしながら、定量的に見ると入力絞り径が 0.8mm のときは比較的良いが、入力絞

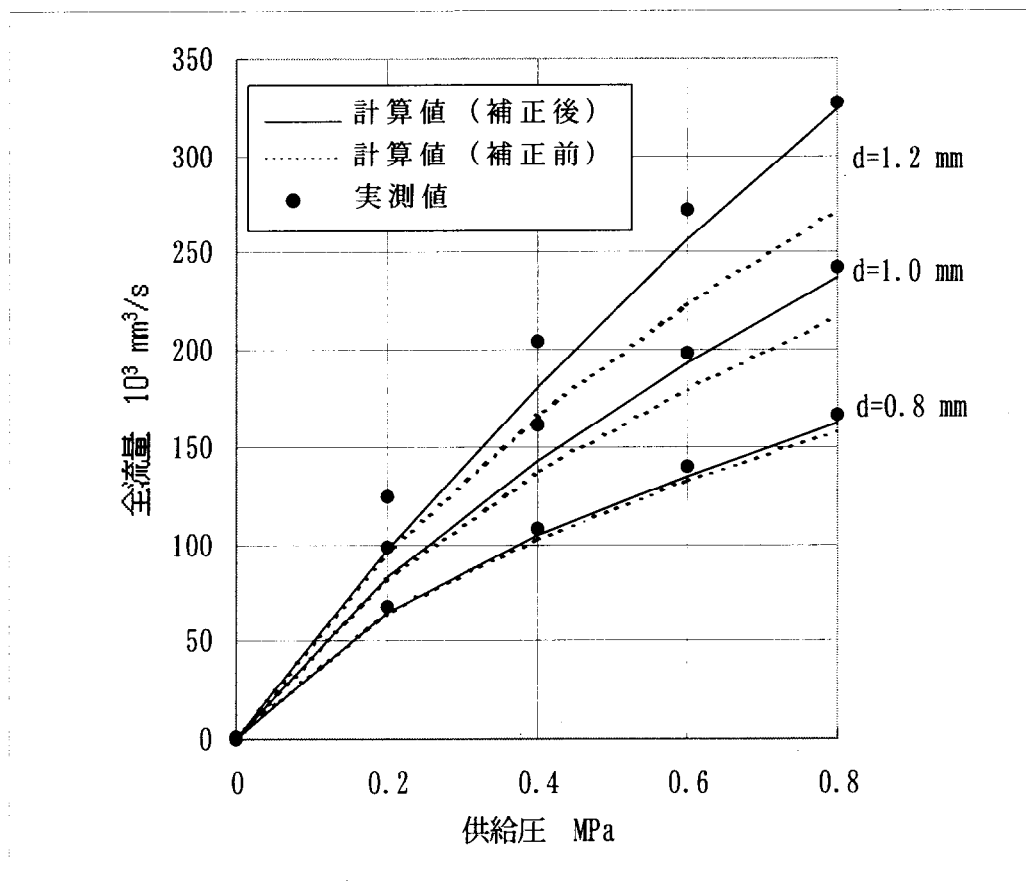


図 5.9 全流量の実測値と計算値

り径が大きくなるに従い差が開いている．このことは入力絞り径が大きいことと直接は関係ないが，入力絞り径が大きいと，供給圧が同じ場合は，リセス圧が高くなり，次項で検討するように，このリセス圧があご部の変形を招いて軸受すきまを変化させていると考えることができる．軸受すきまをリセス圧の関数とする計算法の補正を行うと，かなりの一致が見られる．この件は 5.2.4 項で吟味する．補正後のデータを図 5.9 に実線で示す．

5.2.4 あご部の変形問題

本方式の静圧軸受ではあご部の構造は避けられないため，設計段階でその突き出し量をできるだけ減らせるよう考慮すべきである．ここでは図 3.1 に示すような断面形状

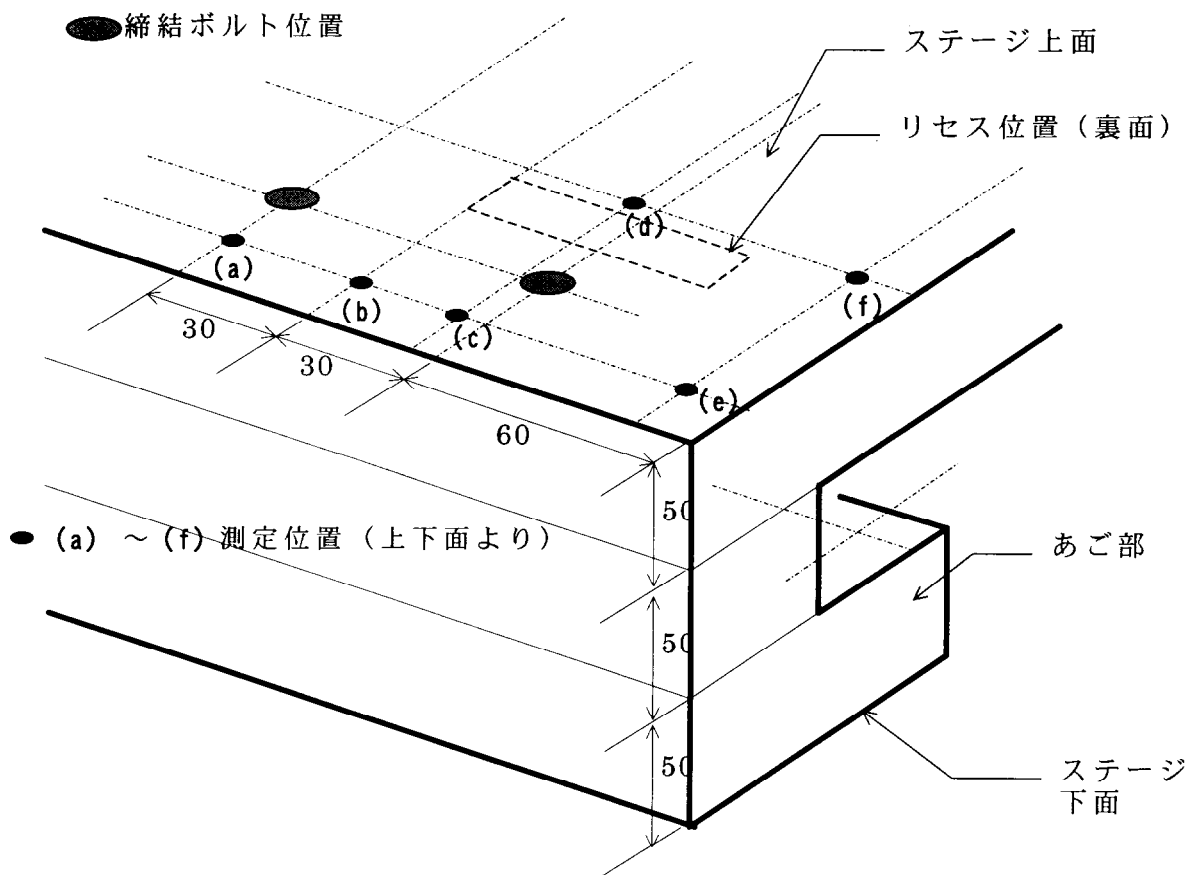


図 5.10 ステージあご部の変形測定位置

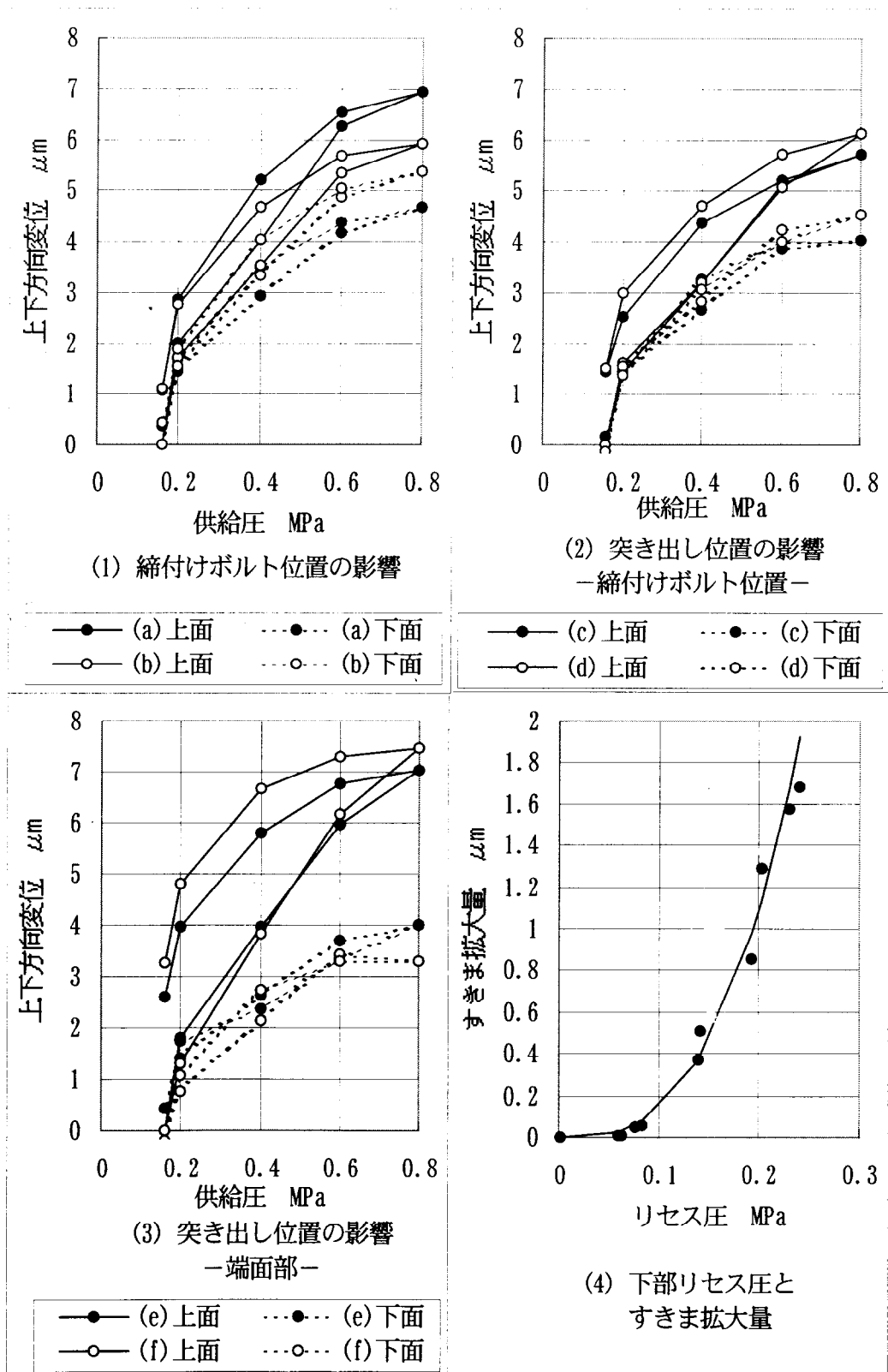


図 5.11 リセス圧による軸受すきまの変化

でどの程度の変位が出るか、また、それを定量的に評価することによって上記各パラメータの実測値を補正した場合、どの程度計算値と一致するか把握しておくことを目的とする。

測定場所の関係を図 5.10 に示す。6ヶ所の測定場所を関連する2か所ずつまとめて、供給圧とあご部の変形、さらには軸受すきまの増加量の関係を図 5.11 の(1)(2)(3)(4)に示す。図 5.11 の各図にはステージ上面の変位量（実線）と下面の変位量（破線）を示してあり、両曲線の差がすきまの増加量となる。これらのデータにはかなりのばらつきとヒステシスがあり、一概に結論するのは問題だが、確実にすきまが増加していることが読み取れる。そこで、(4)では各データから下部リセス圧とすきま増加量の関係をプロットしてみた。このように強い相関があり、これを多項式近似すると3次のカーブとなる。この関係を運転時のリセス圧に対応させてすきまの増加量に反映させ流量計算したものが図 5.9 に表示してある全流量（補正後）のグラフである。

5.2.5 動特性の評価

動特性試験の一つとして、ハンマリングによる加振テストを行った。結果の一例を図 5.12 に示す。この図はステージ中央部を加振したときの、変位計による出力である。この図には 4.2.2 項で求めた計算値と対比して示してある。両者は、定性的には近似しており、減衰性が強く効いた応答を示している。水作動液を使用する場合、低粘度による減衰性の不足が懸念されるが、図 5.12 の結果から、軸受支持方向では十分な減衰性を有することが実証できた。この実験からコンプライアンスを算出しようと試みたが減衰性が強いことと、S/N があまりよくなく共振点の明瞭なものは得られなかった。

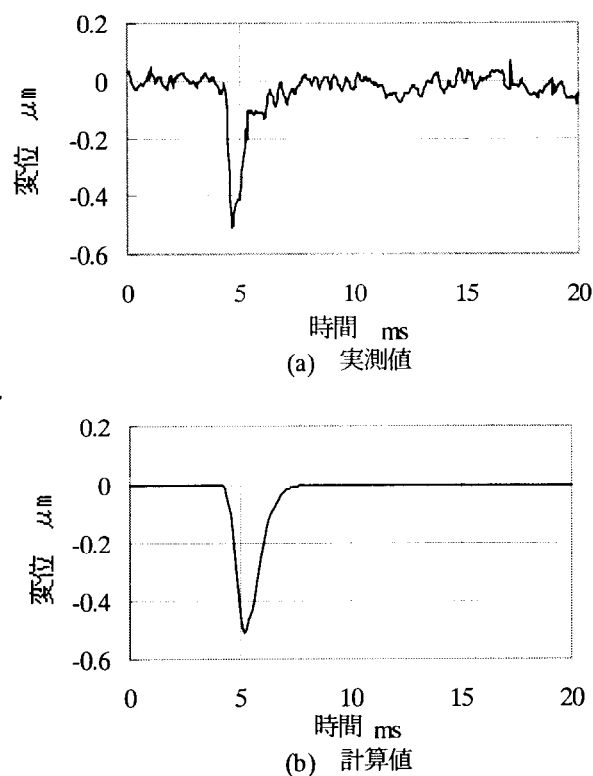


図 5.12 ステージ軸受支持方向のインパルス応答

5. 3 水作動液静圧軸受設計計算法の総合評価

第2章で水作動液を用いた静圧軸受に関して基礎実験を行い，第3章でそれに基づいた設計計算法を提案したが，本章では，この方式に基づいて試作した水作動液静圧軸受について，軸受特性を種々評価してきた．その結果，静圧軸受の主要パラメータであるリセス圧，負荷・変位特性，剛性，流量について，先の設計計算法による計算値と実測値とでは概略合致していると判断できる．一番誤差の多いのは流量であるが，軸受を評価する上で重要な負荷容量と剛性については十分に近似しており，結果として当初設定したステージ仕様を十分に満足する装置が実現できたので，設計計算法として実用に供し得るものと判断する．従来から静圧軸受の計算に使用された粘性の式あるいはオリフィスの式，どちらを用いても非常に大きい誤差を生じることから考え，本設計計算法は有効なものと判断することができる．

設計計算法として、精度とともに重要なもう一つの要素は汎用性である。特定の寸法範囲のもとで実験式を作っているのもその範囲で精度がよいのは当然で、汎用性に欠けるとの考えもあるが、第2章、第3章での諸数値は、昨今使用されている精密機器の標準的な寸法である。このことは、2.4.3項でも述べたように、例えば精密位置決めに関するアンケート結果²⁾と比較すると、本設計計算法の寸法範囲で、この分野の装置の過半数をカバーすることがわかる。

結論として、この設計計算法は十分に使えることが分かった。また、軸受そのものも十分な負荷容量、剛性や減衰性を発揮することができ、静圧軸受として十分使用できることが分かった。

5. 4 まとめ

第5章「直動ステージ静圧軸受の性能」で得られた成果についてまとめると以下のようになる。

- 1) 静圧軸受特性の各パラメータ，すなわち，リセス圧，流量，負荷容量，静剛性について第4章の計算結果と比較検討したところ概略一致しており，第3章の設計計算法は妥当なものであることが検証できた。
- 2) 特に，負荷容量，静剛性の両特性について実験値と計算値が良く一致し，さらに，両項目とも仕様を満足してステージとしての機能を果たすことが確認できた。
- 3) 動特性についてインパルス応答を実測したところ，減衰性，時定数が定性的に良く合っており，動特性の評価計算も妥当であることが検証できた。
- 4) 軸受支持方向の減衰性は大きく，ステージとして動的にも十分機能を果たすことが実証できた。

参考文献

- 1) 楠井直樹，羽山定治，大友明宏，吉川昌範：水作動液を用いた静圧軸受の基礎的研究，精密工学会誌，64,6(1998)851.
- 2) 清水茂夫，坂戸啓一郎：アンケート調査に見る超精密位置決め技術に関する現状と期待，精密工学会誌，61,12(1995)1650.

第 6 章

直動ステージ位置決め装置の性能

前章までに水作動液静圧軸受の評価を行い，その実用性と設計計算法の有効性を述べてきたが，本章では，この静圧軸受を組み込んだ直動ステージの位置決め装置としての性能を評価する．

・ 6 . 1 評価試験装置と試験方法

本研究の最終目的は，水作動液静圧軸受を用いてクリーンルームで使える高性能ステージを開発することである．第5章までは，そのシステムの中心をなす水作動液静圧軸受の性能を評価してきたが，本章ではこれを組み込んだステージとしての性能を評価する．軸受の最も良い評価法は，その応用装置である位置決め装置に組み込んで位置決め精度を評価することである．したがって軸受性能が直接現われるのが良く，ここで用いる位置決め用の制御機器は特別のものでなく，市販品の中から仕様に適ったものを採用して試験するのがよい．同じ考えで駆動系には余分な要素が入らないことが望ましい．

そこで，制御系を構成する機器の仕様として，モータには減速機が不要となる低速高トルク特性や高い分解能が，また制御部には，サーボパラメータや運転パラメータの豊富な調整機能などが重要項目として求められる．サーボモータ，モータドライバ，N C 制御部などはマッチングの取れた一連の製品で構成するのが望ましい．最終的に選定した装置は，横河プレシジョン株式会社製のD D モータ，ダイナサーブ，ファインサーブシリーズの組合せである．全体の入出力機器としては汎用のパソコンを利用し，RS-232C でファインサーブのN C 制御部と接続した．

採用した制御系機器の接続関係は図 5.1 の右半分に示すとおりで，各機器の型式，メーカーを表 6.1 にまとめておく．

採用した制御装置の制御方式は，エンコーダを検出器として用いる，いわゆるセ

表 6.1 制御系機器一覧

機 器 名	型 式	メーカ
Moter (D D サーボモータ)	DM1015B00-1*1	横河フレッシジョン
Moter Driver (DYNASERV)	SD1015B02-2SN	横河フレッシジョン
NC Controller (FINESERV)	PC10021	横河フレッシジョン
Control Computer (パソコン)	PC9801RA21	N E C

ミクロズドループ方式で，位置ループに積分器を有する I - P D 制御方式である．ユーザに解放されている調整項目は f c スイッチ，積分制限スイッチ ILIM，直流ゲイン Dc の 3 種である．ここで f c スイッチ

は位置制御ループの帯域を規定し，系の時定数に相当する．積分制限スイッチは積分器の出力を制限し，系の減衰性に関係する．これからサーボパラメータは負荷の特性によって調整されるべきもので，本研究の場合は大部分が慣性負荷で，モータとステージを直結する時は負荷の慣性モーメント，モータ自体の慣性モーメントがそれぞれ $44.8 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ ， $12 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ でその比は約 3.73 となり，メ

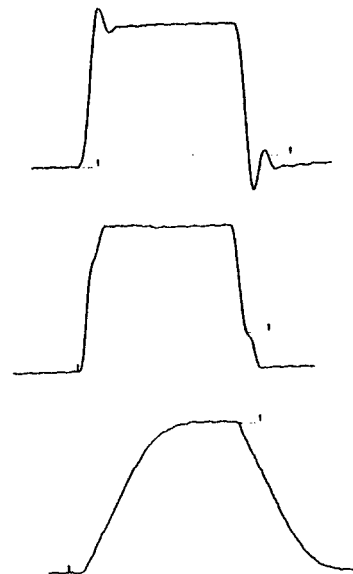


図 6.1 パラメータ調整

ーカの推奨する範囲に十分入っている．また，減速機を挿入した後は，減速機の慣性

モーメントが $4.5 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ と小さいためほぼモータの慣性のみと考えてよい．

調整は，入力に台形状の位置指令を与えて，このときの位置出力を観察して行った．3 種のパラメータを変化させたときの傾向の一例を図 6.1 に示す．最終的には，

パラメータを調整して中央の図のような特性を得ている。この結果、直結時は f c スイッチ 9Hz, 積分制限スイッチ 3, 直流ゲイン 15 となり、減速機を挿入した後は f c スイッチ 15Hz, 積分制限スイッチ 6, 直流ゲイン 16 と決定した。

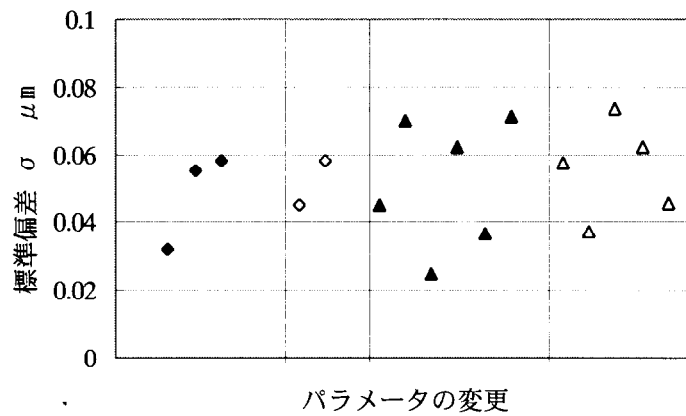
繰返し位置決め精度の評価は、工作機械など位置決め機器で採用されている方式で、7 回測定してその標本標準偏差 σ で表した¹⁾。位置情報の読取りは静電容量形微小変位計とレーザ測長器を適宜使用した。

6. 2 位置決め精度と分解能

本試作装置は、ベルト駆動を採用することにより摩擦やがたのない位置決め装置として理想的な構成を目指した。そこで、当初誤差要因となる減速機構を敬遠して直結式を採用し、図 4.9 の構造としたが、二つの点で問題を生じ、繰返し位置決め精度は標準偏差で $1 \mu \text{m}$ 程度が限界であった。その一つは、モータと送り系との接続部分のがたやベルト締結部の微妙な動きが減速されることなく直接位置ばらつきとして現れたこと。もう一つは、モータの選択に当たって、低速高トルクモータのうち比較的高分解能のものを選んだが、それでも採用したモータのエンコーダ分解能は 1 回転当たり 655360 パルスでステージ上の移動距離 $0.5 \mu \text{m}$ に相当し、不十分である。

このように駆動系の誤差が大きく影響し、ステージの低摩擦特性と位置決め精度の関係を検証するには不適當な構造となった。そこで、この点を改良するためモータとステージ間に減速機を取り入れた。

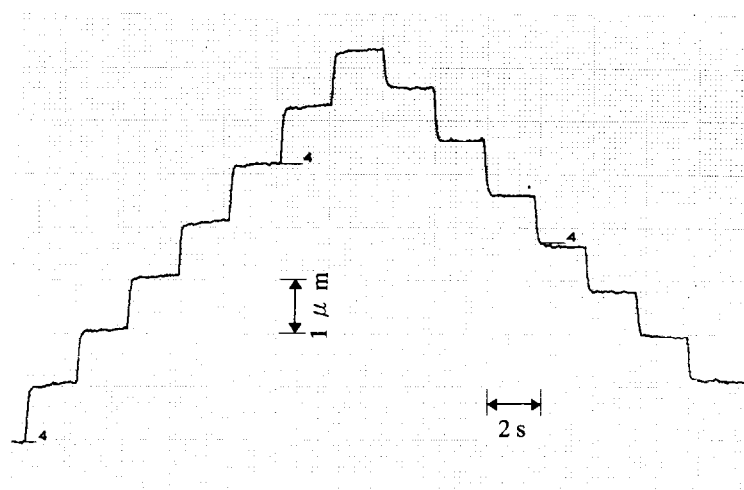
減速機の採用により位置決め指令の分解能は向上するが、位置決め装置として問題となるのは減速機そのものが有するガタと剛性の低下である。これらのことを試験で確認していく。減速機の実選については、スペース、減速比および他の諸性能



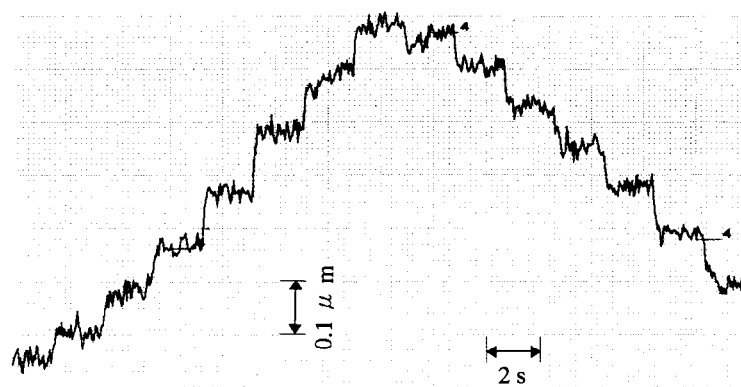
変化させたパラメータ：

◆：送り速度 ◇：減速時定数 ▲：移動距離 △：その他

図 6.2 減速機採用後の繰返し位置決め精度



(a) $1 \mu\text{m}$ ステップ入力



(b) $0.1 \mu\text{m}$ ステップ入力

図 6.3 減速機採用後の位置決め分解能

の点から採用した減速機は株式会社ハーモニックドライブシステムズ社製のハーモニックドライブ CSF-40-100 で減速比 1/100 のものである。この製品のカタログ上のガタは $3.6 \mu\text{m}$ ，剛性は，変位ゼロ付近で $47.8\text{N}/\mu\text{m}$ である。これを取り入れた後の繰返し位置決め時のばらつきを標準偏差 σ で示すと図 6.2 のとおりである。バックラッシの存在がはっきりしているので繰返し試験は一方向位置決めで行った結果である。パラメータの変化にあまり依存せず，繰返し精度は $\pm 3 \sigma = \pm 0.06 \sim \pm 0.21 \mu\text{m}$ である。

位置決め分解能の結果を図 6.3 に示す。分解能は $0.1 \mu\text{m}$ まで十分に得られた。図 6.3 では，折り返し直後の数ステップで移動量が行き足りない特性を示している。このことは減速機を含めた駆動系のバックラッシが完全ながたでなく剛性の弱い領域であることを示している。

これらの結果は，減速比を加味したモータの分解能 ($0.5 \mu\text{m} \times 0.01 = 5 \text{ nm}$) よりはかなり粗く，ここでは何が制限しているのか吟味しておくことが重要である。この目的で，移動方向微小変位領域での荷重変位曲線を求めた。この結果を図 6.4 に示す。ヒステリシスが約 $3 \mu\text{m}$ と読み取れる。これは，減速機のバックラッシが主体と考えられる。さらにこの図から平行部の剛性を読み取ると，約 $4.7\text{N}/\mu\text{m}$ となるが，これもベルトの計算値 $3.9\text{N}/\mu\text{m}$ から考えてやむを得ない値といえる。

すなわち，このシステムでは剛性が弱く，ヒステリシスまたは剛性の一段と弱い領域があるため，系に少しでも摩擦成分があるとこれ以上は向上しないことが分かる。上記剛性では，1N の摩擦があれば， $0.2 \mu\text{m}$ が位置決め分解能の限界となる。本試験装置では，ローラの回転部分の摩擦や配管類の力などがあり，この程度に止まっているものと考察される。言い換えれば，現在の全剛性はベルト剛性で決定されており，ベルト剛性を高めれば，繰返し精度，分解能ともに向上することが期待できる。

以上見てきたように，摩擦の少ない案内面に，周期性のない駆動系を用いて安定

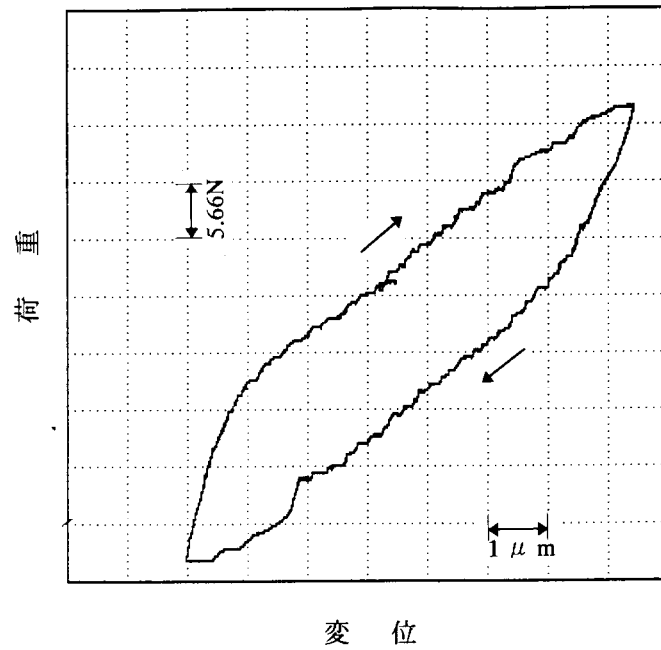


図 6.4 微小変位領域での荷重変位特性

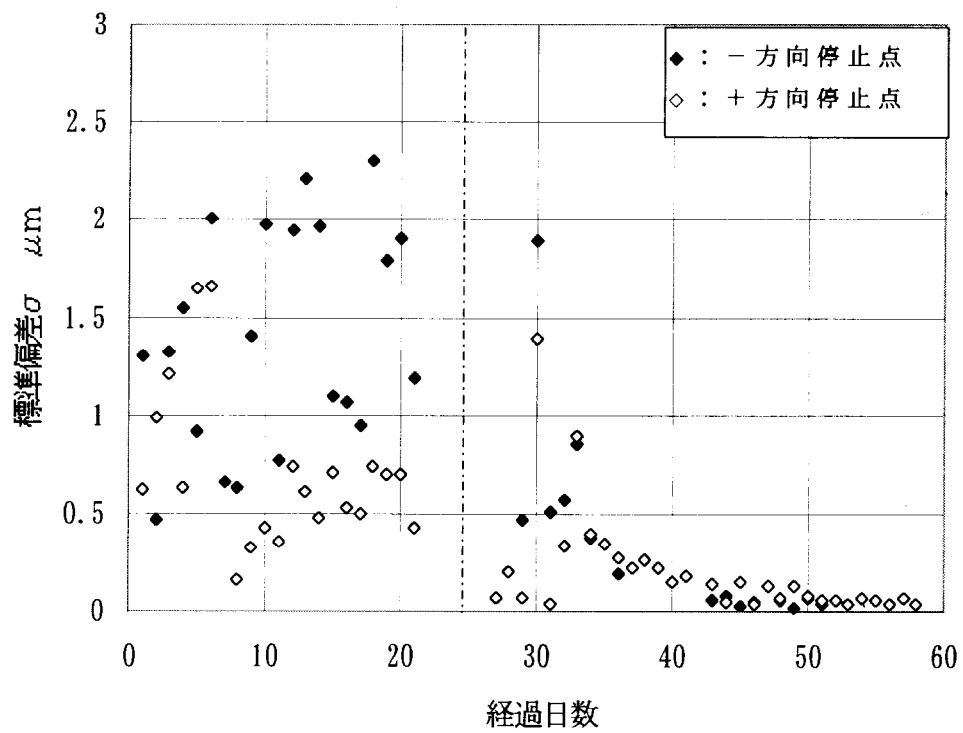


図 6.5 繰返し位置決め精度の経緯

(一点鎖線：減速機追加の改良実施)

した位置決めの実現を図ったが、次の点に十分注意する必要があることが判明した。

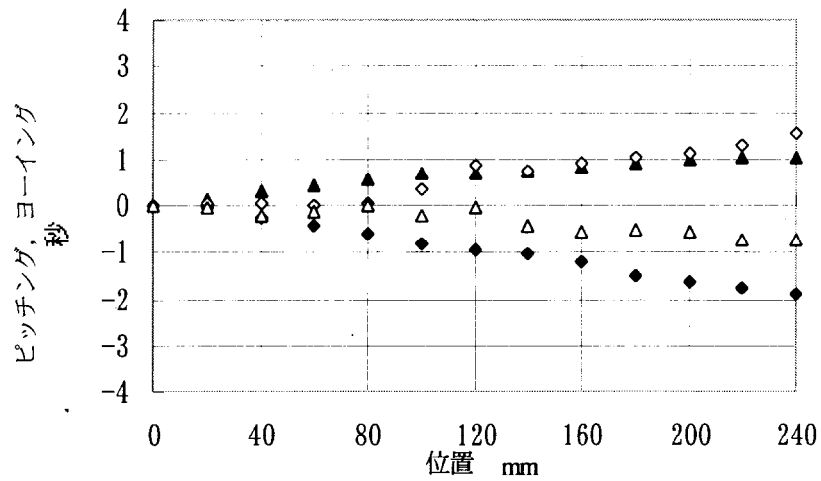
- 1)減速比の少ないベルト駆動は各種の誤差に対するマージンが少な過ぎる。
- 2)直結用に開発されたモータではあるが、減速比の少ないベルト駆動ではさらに高い分解能が要求される。
- 3)減速機を挿入するとしたら、ガタ、剛性の点で現状ではボールねじが無難であると判断される。
- 4)ベルト駆動において、設計上の問題としてはローラになじむ可撓性と寿命の点からは厚みの薄いものが良いが、軸方向の剛性からは厚いものがよい。また、組立て上での問題点としては、予張力の調整をきめ細かく行うことが重要である。

ここで、本研究中にいろいろな条件下で得た繰返し位置決め精度の経緯を図 6.5 にまとめた。この中にはパラメータ調整も不十分なものもあるが、1年半にわたる精度追究の経過のうちから、減速機を取り付けた前後の2ヶ月分である。図 6.2 はこれらの中からさらに最後の約10日分のデータを抜粋して表示したものである。

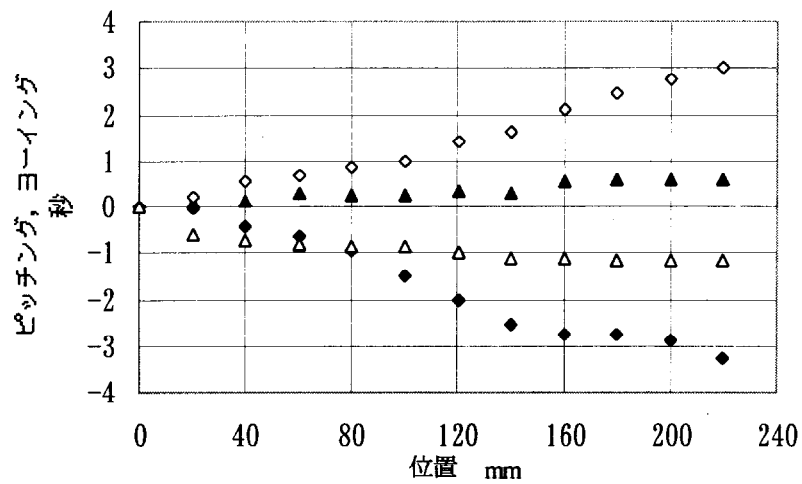
6. 3 移動中の姿勢精度

精密ステージとしてもう一つの重要な特性である移動中の姿勢精度および真直度について評価する。この項目は静圧軸受の諸特性とは直接的な関係はなく、第一義的には機械部品の加工精度に依存する。中でもレール部品の精度が最重要となる。位置決め装置として一般的に注目される姿勢精度の項目は、ピッチング、ヨーイングである。

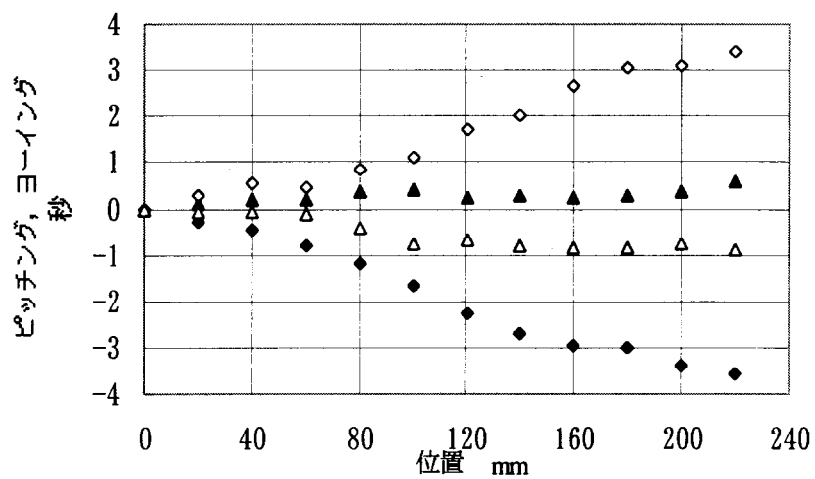
これらの測定結果を図 6.6 の(a)から(c)に示す。これらのデータは、オートコリメータで測定したものである。(a)はステージをレールに組込んで静圧軸受を作動させただけで、ステージ駆動系のベルト類は未装着の状態である。したがって、移動



(a) 手動間欠移動 (駆動系なし)



(b) 電動連続移動



(c) 電動間欠移動

◆: + 方向ピッチング ◇: - 方向ピッチング ▲: + 方向ヨーイング △: - 方向ヨーイング

図 6.6 ステージ移動時のピッチングとヨーイング

は人手によった。(b)(c)は駆動系を組み付け、モータ駆動によって移動させ測定したもので、(b)は連続移動中に所定の位置で測定し、(c)は20mmごとに停止して測定したものである。

角度での最大差はピッチングで3.5秒、ヨーイングで1秒程度であった。角度データを工作機械の評価で常用される「はしりの真直度」に換算すると、ピッチングは $0.5\mu\text{m}$ 程度に、ヨーイングは $0.15\mu\text{m}$ 程度に入っている。換算の原理は角度データを区分求積して位置データに変換し、両端の位置を直線で結び、この直線から各測定点までの隔たりを真直度としている。総合的にこれらの値は超精密とはいえないまでも本研究で検討する各評価項目には影響を及ぼさない十分な値と考える。データをもう少し詳細に見ると、ピッチングデータで(a)と(b)(c)の間に顕著な差が出ている。ベルトを組み付けた方が約2倍程度悪くなっている。これは、ステージにベルトを装着する位置の問題と考えられる。すなわち、駆動ベルトのステージ取り付け位置とアイドラの接線位置の高さに少しの差が出てしまい、このためストロークエンド近くで、ステージの駆動側端面に働く下向きの力が徐々に大きくなり、ステージを回転させるためと考えられる。

6. 4 動剛性の評価

位置決め精度に強く関与する項目として、系の位置決め方向の減衰特性がある。特に、ボールねじを嫌ってベルトとした点で静剛性が高くできず、共振周波数が低いことが予測される。質量と剛性からの簡易計算でも、コンピュータシミュレーションでもベルト厚さが0.4mmのとき共振周波数が70~80Hz、0.2mmに薄くした後は約55Hzと予測されている。また、このことと水の低粘度およびクーロン摩擦はほとんどないことを考え合わせると減衰性不足で微小振動が継続するという問題も予測される。しかし、一方で半導体製造装置では外力はなく、摩擦力や慣性力も小さい

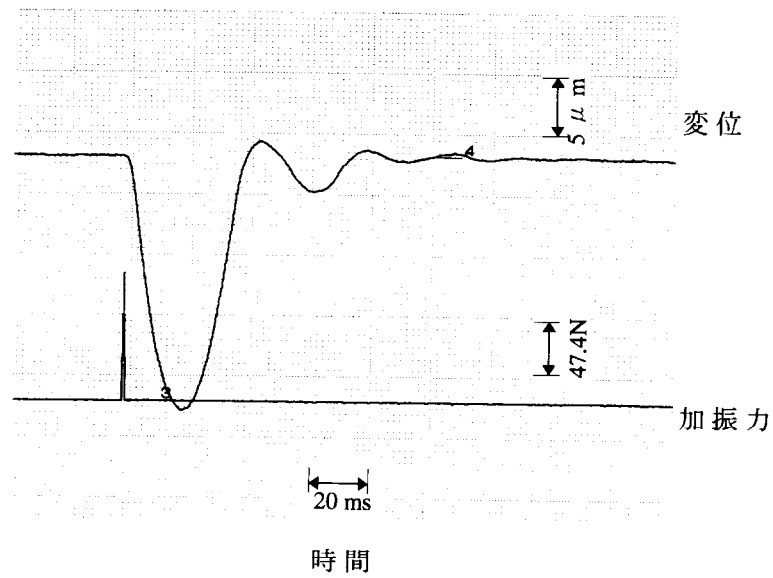


図 6.7 駆動系を外したステージの移動方向インパルス応答

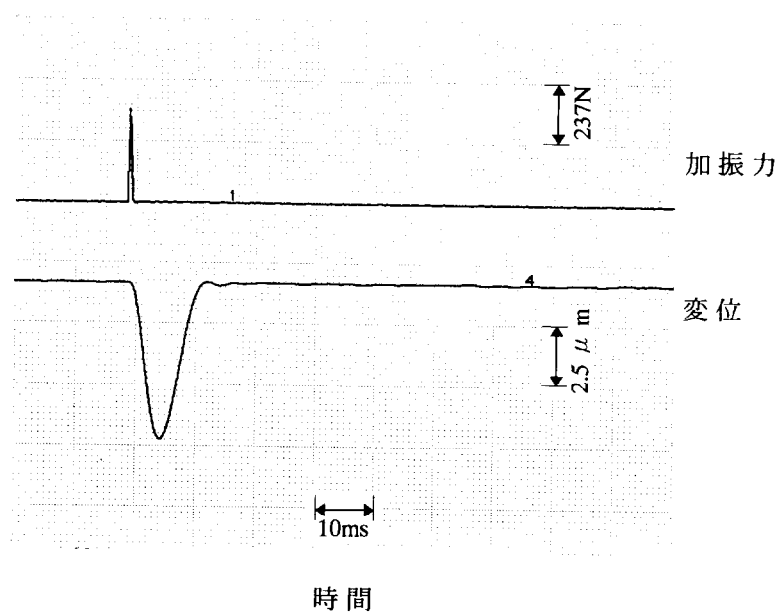


図 6.8 駆動系を含めたステージの移動方向インパルス応答

ので、適正な減衰性さえあれば、それに見合う剛性で良いと考えることもできる。これらの点を実験で確認するため、位置決め装置の動剛性評価に有力な²⁾加振テストを行った。

結果の一例を図 6.7 と図 6.8 に示す。減衰性が静圧軸受部分によるものか、それ

とも駆動系によるものかを区別するため駆動系のある場合とない場合を測定した。

図 6.7 は駆動系を外して潤滑状態のステージのみを両側から既知の圧縮ばねで支持したもので減衰振動を示している。これから対数減衰率を導きだし、質量とばね定数を代入すると減衰比 ζ は約 0.25 で粘性減衰係数 c に換算すると $1\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ 以下となる。図 6.8 は駆動系を全て組み込んだもので、軸受支持方向と同様大きな減衰性を示している。過減衰の状態を $\zeta=1$ と仮定して上と同様に粘性減衰係数 c を求めると $20\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ 以上となる。図 6.7 からは、ステージとレールの間は金属接触などクーロン摩擦もなく、静圧軸受が正常に働いていることを示している。また、図 6.8 では、どの部分かは断定できないが、駆動系に強い摩擦成分か粘性成分があるものと思われる。なお、加振法による動剛性の解析に有効なコンプライアンスのカーブは、減衰性が上記のように強いためピークのないなだらかなものとなり、有効な情報とならないので省略した。

4.3 節のシミュレーションで予測したように、算出した水の粘性からは振動性の強い系となり、クーロン摩擦の大きさ次第で種々の減衰状況を示すことがわかっている。ここでは、相当強い減衰性を示しているが、これは、減速機の歯面摩擦や封じ込められた潤滑材の効果と推定される。

以上のことから水の粘性のみでは、軸受支持方向と異なり十分な減衰性は得られないことがわかる。したがって、位置決め方向の減衰性は駆動系ないし制御系で配慮する必要がある。

最後に、以上の各試験から水を用いる点で懸念された漏洩について、回収溝を適正に設けることにより特別の装置が無くても使用できることがわかった。

6. 5 まとめ

第6章「直動ステージ位置決め装置の性能」で得られた成果についてまとめると以下のようになる。

- 1) 通常の市販の制御装置を用いて、繰返し位置決め精度は $\pm 0.06 \sim \pm 0.21 \mu\text{m}$ を切り、同分解能は $0.1 \mu\text{m}$ が実現できた。
- 2) ベルト駆動は、いろいろな長所があるが、この長所を生かすには、駆動系にがたがなく、負荷の変動が少ないことが要求される。
- 3) 水を用いる点で懸念される系の減衰性について、軸受支持方向は十分な値を有していたが、位置決め方向では不足することが確認された。

参考文献

- 1) JIS B 6201 工作機械の試験方法通則
- 2) 例えば、石山誠，青山藤詞郎，枝村一弥，都筑良彦：ER流体を応用した工作機械テーブルシステムの動特性向上（テーブルシステムの試作と切削試験による性能評価），日本機械学会論文集（C編）62,593(1996)326.

第 7 章 結 論

本論文の研究では，精密機器，特にクリーンルームで使用される半導体製造機器用の直動ステージを支持する静圧軸受の圧力媒体として，クリーンで環境問題を起こさず，熱特性が優れていて精度向上も期待できる水の使用を考えて，理論的ならびに実験的検討を加えて水作動液に対する静圧軸受の設計計算法を確立するとともに，高性能な直動ステージの設計を可能ならしめた．以下に本研究で得られた結論を各章ごとにまとめて示す．

第1章「緒論」では，水作動液による静圧軸受がいかに関半導体製造装置等の精密機器に適しているかを述べ，本研究の意義，目的，概要について述べた．あわせて，従来の水作動液静圧軸受に関する研究の概要をまとめた．

第2章「静圧軸受に用いられる絞り要素の基礎的特性」では，水作動液を用いた静圧軸受における入力絞りとすきま絞りについて圧力流量特性を精密に把握することを目的として，まず，絞り特性評価試験装置を製作し，円筒形入力絞りとすきま絞りについて実験を行った．その結果，対象としているパラメータの範囲で，従来の理論式およびこれを補正した実験式，ならびに有限要素解析では圧力流量特性を精密に求められないことが判った．そこで実験結果から二つの絞りに対して誤差の少ない実験式を導出し，これを用いて軸受の負荷容量，剛性および流量を算出する方法を提案した．

第3章「水作動液を用いた静圧軸受の設計計算法」では，第2章で求めた圧力流量特性式が非線形であり，かつ静圧軸受の設計パラメータが多いため設計計算は極めて繁雑なものとなることを指摘し，独立変数を任意に選択してその数値を変化させたときの負荷容量と剛性を算出する設計計算用のプログラムを開発した．さらに，微分方程式解法用の汎用のソフトを利用してスラスト軸受を対向形に配した構造の動特性を求めるプログラムを開発し，設計段階においてインパルス応答，ステップ

応答，および周波数応答を求めて動特性を検討することを可能とした。

第4章「直動ステージに用いる静圧軸受および位置決め装置の設計・製作」では，重量 300 N，面積 $320 \times 320 \text{ mm}^2$ ，剛性 $200 \text{ N}/\mu\text{m}$ の直動ステージを支持するための，ステージ四隅に対向形に配された軸受について，まず，第3章の静的解析プログラムを用いて設計を行った。この結果，リセス寸法を $60 \times 16 \text{ mm}$ ，ランド幅を 5 mm とした場合，供給圧を 0.6 MPa 以上にすることにより負荷容量，剛性はそれぞれ仕様値の 75 N ， $50 \text{ N}/\mu\text{m}$ を満足することを明らかにした。ついで動的プログラムを用いて上記設計値について動特性を求め，設計されたステージは減衰性に優れており，また，共振周波数は約 360 Hz であり，十分高いことを確認した。

第5章「直動ステージ静圧軸受の性能」では，試作した直動ステージ静圧軸受の性能を試験し，静圧軸受のリセス圧，流量，負荷容量，静剛性について第4章の計算結果と比較検討して，特に，負荷容量と静剛性は実験値と計算値が良く一致し，仕様を満たしており，第4章の設計計算方式が妥当であることを確認した。さらに，動特性としてインパルス応答を実測したところ，減衰性，時定数が第4章の計算値と定性的に良く合っており，動特性の解析プログラムも妥当であることを示した。

第6章「直動ステージ位置決め装置の性能」では，試作した直動ステージにベルト駆動を採用した減速機付サーボモータを取り付け，汎用の制御装置を用いて位置決め試験を行い，繰返し精度 $\pm 0.06 \sim \pm 0.21 \mu\text{m}$ ，分解能 $0.1 \mu\text{m}$ の位置決めが実現できたことを確認した。さらに，静的および動的特性に関する実験を行って，位置決め精度を制約しているのは水作動液静圧軸受ではなく駆動系であること，また減衰性については水作動液静圧軸受単独では不足するが駆動系を含む装置全体としては軸受支持方向，位置決め方向ともに適正な減衰を有していることを確認した。

今後の課題として案内面の腐食と水の腐敗の問題がある。錆そのものは材料の選定により問題とはならなかったが，案内面の劣化が発生した。長期間使用しないで

おくと、起動トルクが大きくなるなどの不具合現象が見られた。これは、今回使用したアルミの表面処理が一部不適切なところがあり、その部分から腐食が始まり、表面に膨潤層ができ、すきまが局部的に狭くなるためと考えられる。これは材料の変更ないし表面処理の改良で解決するものとする。

水の腐敗について、静圧軸受では、回路の戻り側はオープン回路とせざるを得ず、水の腐敗を招いた。防腐剤、防錆材などの適正な選定が課題として残った。

次に今後の展望とし、水作動液を用いた静圧軸受は、一般論的にいえば環境問題ともからんで着実に伸びるものとする。すなわち、油によるコンタミネーションが問題となることや防火対策の必要な分野から始まり、広く油圧機器の分野に広がっていくであろう。

もう少し具体的なテーマとしては、今回は半導体製造分野を対象として直動装置の開発を行ったが、水の特徴がいつそう生かせる回転案内として、具体的には工作機械主軸の高速化に対応する軸受としての発展が期待できる。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、終始ご懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました東京工業大学教授大学院総合理工学研究科吉川昌範博士に衷心よりお礼の言葉を申し上げます。同時に、吉川博士の後を受け、本論文の最終取りまとめ全般についてご指導賜りました東京工業大学教授工学部機械科学科舟橋宏明博士にも衷心よりお礼申し上げます。また論文審査にあたりましては、ご多忙の中委員を努めて下さり、貴重な助言と教示を戴きました東京工業大学教授工学部機械科学科山根隆一郎博士、同加藤和典博士、同小野京右博士および同学部機械知能システム科中原綱光博士に厚く御礼申し上げます。

また、本研究を具体的に進めるに当たり、研究機器の提供と共同推進の提案を快く受け入れて下さった東芝機械株式会社元中央研究所所長真鍋鷹男氏（現監査役）、その後も各局面でバックアップして下さい下さった現中央研究所長藤田滋氏に深く感謝致します。

さらに、実質的な研究業務で共同研究者として終始貴重な意見や助言で勇気を与えて下さった同所研究主幹羽山定治博士にはこの場を借りてお礼申し上げます。

また、現在の研究環境を紹介して下さい下さり、一貫して研究活動を励まし続けて下さった元上司酒井保男博士に深く感謝致します。

最後に、研究活動をいろいろな面から支えて下さった東芝機械株式会社中央研究所の関係者の皆様、同じく装置製作にご尽力頂いた精密機器事業部の関係者の皆様、さらに、陰ながら暖かく見守って下さった沼津工業高等専門学校の関係者の皆様にもお礼申し上げます。