



Title	ガンドリル加工に関する基礎研究
Author(s)	堀内, 幸
Citation	大阪大学, 1977, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/561
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

ガンドリル加工に関する基礎研究

昭和51年11月

堀 内 宰

目 次

第1章	緒 論	-----	1
第2章	ドリルチップの運動測定法	-----	7
2.1	緒 言	-----	7
2.2	ピックアップおよびひずみ測定器	-----	7
2.3	校正曲線	-----	9
2.4	ピックアップの温度変化とその影響	-----	9
2.5	校正曲線の直線化	-----	11
2.6	測定結果の一例	-----	12
2.7	結 言	-----	16
第3章	ドリルチップの運動測定結果	-----	17
3.1	緒 言	-----	17
3.2	実験方法	-----	17
3.3	実験結果および考察	-----	19
3.3.1	穴径と油膜厚さ	-----	19
3.3.2	ドリルチップの姿勢	-----	23
3.3.3	ドリルチップの運動形態	-----	28
3.3.4	運動の周波数分析	-----	29
3.4	結 言	-----	31
第4章	ドリルチップの運動形態に及ぼす加工条件の影響	-----	33
4.1	緒 言	-----	33

4.2	実験方法	-----	33
4.3	実験結果	-----	34
4.3.1	送り量と給油圧力の影響	-----	34
4.3.2	被削材回転数の影響	-----	39
4.3.3	被削材の種類の影響	-----	40
4.3.4	ドリルチップ首振りの影響	-----	41
4.4	実験結果の検討	-----	42
4.5	結 言	-----	46
第5章	ドリルチップ周辺の油膜圧力	-----	47
5.1	緒 言	-----	47
5.2	油膜圧力の測定	-----	48
5.2.1	実験装置および実験方法	-----	48
5.2.2	実験結果および検討	-----	51
5.3	油膜圧力分布の数値計算	-----	57
5.3.1	計算方法	-----	57
5.3.2	計算結果および実験結果との比較検討	-----	60
5.4	結 言	-----	66
第6章	ドリルチップ-加工穴の軸受特性	-----	67
6.1	緒 言	-----	67
6.2	計算方法	-----	67
6.3	計算結果および考察	-----	78
6.3.1	標準条件の場合	-----	78
6.3.2	その他の条件の場合	-----	83

(a)	拡大代の影響	-----	83
(b)	首振りの影響	-----	84
(c)	シャック長さの影響	-----	85
(d)	油粘度および回転数の影響	-----	86
6.4	第3～5章における実験結果との比較検討	-----	87
6.5	結言	-----	90
第7章	総括	-----	93

第 1 章 緒 論

ガンドリル加工は精度の高い深穴を一行程で能率的に加工できる方法である。しかし、ガンドリルが加工時における各種条件に対して非常に敏感な工具だともいわれている。良好な穴の精度を得るためにはケース・バイ・ケースで予備実験を重ね、最良の加工条件を見いだすことが必要である。ガイドブック^{1), 2)}に記されている標準加工条件はこの予備実験における試行錯誤の出発点にすぎない。この時間を浪費する予備実験を減らし、良好な加工プロセスを維持するためには、ガンドリル加工における基本的な現象を定量的に解明することが望まれる。

従来の研究内容をみると、ドリルの刃先形状や加工条件を変化させて切れ刃の切削力とその分布を求めたもの^{3), 4)}、切削トルクとスラストを測定してその特性を解析したもの⁵⁾、工具-被削材熱電対法により切れ刃すくい面上の切削温度を測定したもの⁶⁾、切りくずの生成状態を高速度カメラで観察したもの⁷⁾、ガンドリルのびびり振動を取扱ったもの⁸⁾、びびり振動を防止するために適応制御を試みたもの⁹⁾、振動送り切削の適用を試みたもの¹⁰⁾、ドリルチップの断面形状を検討したもの^{11)~13)}、数多くの穴加工例について総合的な考察を試みたもの^{14)~17)}などがあるが、まだ一貫した理論体系を作りあげる段階に至っていない。このほかに断片的なものであるが、和雑誌などにガンドリル加工に関する記事が数多くみられる^{18)~33)}。これらの大半は生産現場における加工例を紹介し、とくに鉄鋼材料をガンドリル加工する際の穴精度や工具寿命に関する問題点を指摘している。

ところでガンドリル加工の場合には、シャンクの曲げ剛性が小さいため、ドリル軸に垂直に作用する切削力成分をドリル自身で支持することができず、ドリルチップが穴壁に押付けられている。このとき高圧のもとで供給された切削油はドリルチップと穴壁との界面を潤滑する。したがって、ドリルチップと加工穴が切

削力を軸受荷重とするハイブリッドタイプのジャーナル軸受*を形成していると考えられる。切削力や切削油の流れの変動がドリルチップの複雑な運動を引き起こし、そのときのドリルチップの挙動はこのなぞらえたジャーナル軸受の特性によって決まる。以上より明らかなように加工穴の中でのドリルチップの運動と姿勢はガンドリル加工における基本的な現象を解明するための不可欠な情報であり、またそれらによって加工穴の精度が支配される。そこで本研究では、ガンドリル加工における基本的現象の解明を目的として、ドリル固定、被削材回転の加工方式により主としてSS41を被削材として使用し、ドリルチップの運動を実験的に測定した。そしてその運動と穴精度との関係を調べ、さらにそれを支配するドリルチップ加工穴の軸受特性を検討した。

本論文の構成は以下のとおりである。

まず第2章では加工穴の中でのドリルチップの運動を測定する方法を開発し、測定法の実用性を検討した。

第3章では代表的な加工条件で実験し、ドリルチップの運動を調べ、ドリルチップの運動と姿勢の形態が二つに分類され、穴精度がその形態によって異なることを明らかにした。

第4章では各種加工条件を変化させて穴加工し、ドリルチップの運動形態に及ぼす影響を調べ、ドリルチップの運動と姿勢がドリルチップ加工穴の軸受特性によって支配されることを示唆した。

第5章では、ドリルチップ加工穴の軸受特性を解明するための初段階として、ドリルチップ周辺の油膜圧力分布を調べた。まず、種々の加工条件のもとで油膜圧力を測定し、つぎに理論的な圧力分布を数値計算し、両者を比較検討した。

* 動力学的な潤滑 (*hydrodynamic lubrication*) および静力学的な潤滑 (*hydrostatic lubrication*) が行われるジャーナル軸受。

第6章では、数値計算法により穴の中での任意の位置におけるドリルチップ姿勢をシミュレーションして、ドリルチップ加工穴の軸受特性を調べた。またその結果を用いて第3，4章で得られた実験結果の説明を試みた。

第7章は本論文の総括である。

参考文献

- 1) ASTM E 編: Gun Drilling and Trepanning, Prentice Hall, Inc., 1964.
- 2) 佐久間編: 穴加工と穴加工用工具の設計, ラジオ技術社, 1965.
- 3) 佐久間, 田口: 精密機械, 34-10 (1968) 660.
- 4) 長谷川ほか4名: 日本機械学会関西支部第44期定時総会議演論文集 (1969) 54.
- 5) 佐久間, 田口, 秦: 日本機械学会論文集, 35-274 (1969) 1355.
- 6) 長谷川ほか4名: 日本機械学会関西支部第44期定時総会議演論文集 (1969) 57.
- 7) G. Buck: Werkzeugmaschine International, 1971-2 (1971) 39.
- 8) P. Streicher: VDI - Berichte, 166 (1971) 147.
- 9) K. Tuffentsammer: Werkzeugmaschine International, 1973-6 (1973) 51.
- 10) ベ・エヌ・キリーリン, 丸田訳: 応用機械工学, 1968-12 (1968) 117.
- 11) 若林: 不二越技報, 24-3 (1968) 11.
- 12) F. Pfléghar: Industrie - Anzeiger, 96-33 (1974) 743.
- 13) 小沢, 佐藤, 牧野: 神奈川県工試研報, 36 (1973) 7.
- 14) 能上, 辻郷: 機械の研究, 21-5 (1969) 27.
- 15) 能上, 辻郷: 機械の研究, 21-7 (1969) 32.
- 16) 能上, 辻郷: 機械の研究, 21-8 (1969) 55.

- 17) 能上, 辻郷: 機械の研究, 21-9 (1969) 54.
- 18) B. A. Holmstrom, 西村訳: 応用機械工学, 1965-1 (1965) 151.
- 19) 島津, 若林: 応用機械工学, 1967-4 (1967) 120.
- 20) 能上: 応用機械工学, 1967-12 (1967) 38.
- 21) 鎌田, 浅野: 応用機械工学, 1967-12 (1967) 73.
- 22) 能上, 辻郷: 応用機械工学, 1969-11 (1969) 146.
- 23) 薄木: 応用機械工学, 1972-1 (1972) 82.
- 24) 篠原, 橋本, 荒川: 応用機械工学, 1972-1 (1972) 88.
- 25) 志賀: 応用機械工学, 1972-1 (1972) 94.
- 26) 大久保: 機械技術, 16-1 (1968) 81.
- 27) 丸山, 岩城: 機械技術, 18-5 (1970) 49.
- 28) 宮岡: 機械技術, 22-10 (1974) 71.
- 29) 宮永, 上山, 村口: 機械技術, 23-2 (1975) 97.
- 30) 五十嵐: 機械と工具, 1966-10 (1966) 19.
- 31) 能上: 機械と工具, 1966-10 (1966) 31.
- 32) 田野崎, 薄木, 若林: 不二越技報, 23-2 (1967) 1.
- 33) 大川, 今井: 精密加工, 1975-3 (1975) 61.

第2章 ドリルチップの運動測定法

2.1 緒言

前章でも述べたように加工穴の中でのドリルチップの運動と姿勢はガンドリル加工の基本的現象を解明するための不可欠な情報である。ここで対象とするドリルチップの運動と姿勢は穴との相対的なものである。ガンドリル加工における加工穴の形状精度が良好であるので、穴壁とドリルチップの当たり面とのあいだに形成される油膜厚さを測定すれば目的の運動や姿勢を知ることができると考えた。

そこで本研究では、電磁誘導形の小形ピックアップを試作し、ひずみ測定器*により実効抵抗の変化に変換して油膜厚さを測定した。従来、この種の変位計では温度の影響¹⁾と校正曲線が直線とならないこと^{2), 3)}が問題とされた。ここでは温度の影響を除去する方法を見だし、また校正曲線を直線化するための回路を試作した。

2.2 ピックアップおよびひずみ測定器

ピックアップは図2.1のような純鉄(JIS第2種)製のつぼ形組立コアに、0.1φ フォルマル銅線80ターンのコイルをつけたものである。コアは機械加工後水素炉で焼鈍し、巻線ののちエポキシ樹脂接着剤を充てんしながら組立てた。公称直径20mmのガンドリルの当たり面に放電加工によって穴をあけ、そこへピックアップを埋込み、コイルのリード線を外径1.0mmのステンレスパイプの中へ通してドリルのVみぞに沿って取出した。

* ピックアップの実効抵抗の変化を測定するためにひずみ測定器を利用したものであって、本来のひずみ測定器としての使用法とは異なるが、便宜上、以後においてもひずみ測定器と呼ぶことにする。

図 2・2 のようにピックアップ（またはアクティブコイルと呼ぶ）を 20 mm 離れた 2 横断面内に 2 個ずつ直交させて配置した。ピックアップの端面が加工穴の穴壁と直接接触

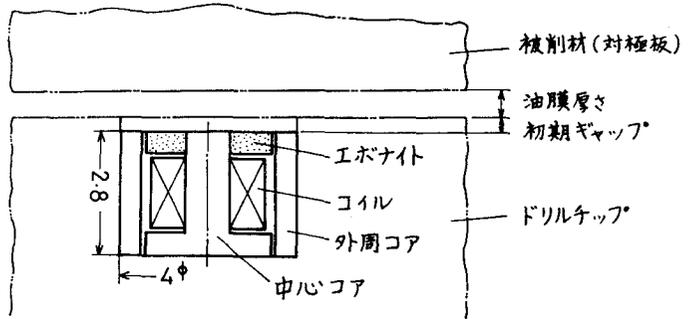


図 2・1 ピックアップの構造

しないように円筒形の油砥石を用いてへこませた。そのため、ドリルチップが穴壁に当たって油膜厚さがゼロになるとき、ピックアップの初期ギャップは約 30 μm となる。つぎにピックアップと同形のダミーコイルを作り、図 2・3 のように結線した。図中の補償用リード線はピックアップのリード線の直流抵抗、浮遊容量などに対応させるためのものであり、外部ポテンシオメータはコイルなどの直流抵抗の平衡をとるためのものである。コイルおよびリード線の直流抵抗はそれぞれ 1.2 Ω , 5.6 Ω であった。ダミーコイルは初期調整を容易にするためにマイクロメータのアンビルに取付けた。このとき、マイクロメータのスピンドルがダミーコイルの対極板の役目をする。

ひずみ測定器は交直両用のブリッジ電源を有する万能形ひずみ測定器であって、

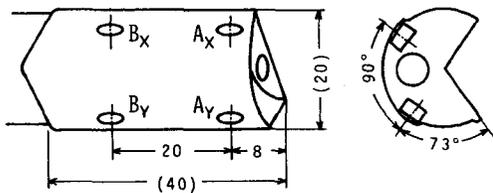


図 2・2 ピックアップの配置図

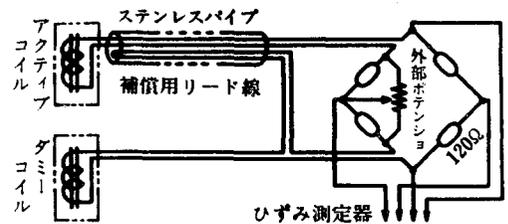


図 2・3 ピックアップの結線

交流ブリッジ電源の周波数が 5 kHz であるのでピックアップの応答周波数は DC ~ 1 kHz である。

2.3 校正曲線

ピックアップの対極板としては、すでにガンドリル加工された被削材 (SS41, 36 中圧延棒, 穴径 19.996 mm) より切出したリング片を使用し, ピックアップとのギャップを変化させて校正を行った。得られた校正曲線の例を図 2.4 に示す。この校正曲線でメータの振れ y (目盛) とギャップ x (μm) とのあいだに,

$$y = \frac{b}{x+a} + c \quad (a, b, c \text{ は定数}) \quad (2.1)$$

なる関係が成立している。ひずみ測定器の増幅率を下げ, ピックアップの測定範囲を大きくしたときの校正曲線を調べてみると, 少なくともギャップ 250 μm までの範囲で式 (2.1) が成立することがわかった。ちなみに従来の報告^{1), 3), 4)}をみると, この種の電磁誘導形変位計において実効抵抗と変位とのあいだに逆数関係が成立するものもあるが成立しないものもある。

2.4 ピックアップの温度変化とその影響

ガンドリル加工においてはドリルチップの温度変化があるので, ピックアップがその影響を受けて測定に誤差を生じるおそれがある。そこでドリルチップのピ

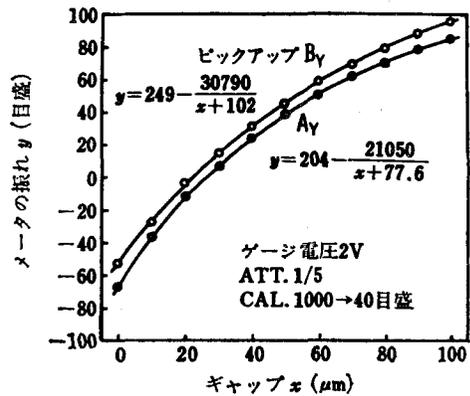


図 2.4 校正曲線の例

ツクアップを埋込むべき箇所に熱電対を埋込み、切削中の温度を測定した。得られた結果はつぎのとおりである。

- (1) 切削を始める前の温度は切削油の温度にほぼ等しい。
- (2) 切削を始めると数秒間で $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ の温度上昇をする。
- (3) その後の切削中での温度変化は非常にゆっくりしたものであり、穴深さ 300mm の連続切削中での変動幅はせいぜい 2°C である。

以上のように、ピックアップの温度がおもに切削油の温度に左右されることわかったので、切削油の給油装置にオイルクーラを設置して切削油の温度を制御することにした。その結果、実験中のタンク油温を $30 \pm 1^{\circ}\text{C}$ に保つことができた。したがって切削油を給油してから切削終了までのピックアップの温度変化はせいぜい 5°C となる。しかしながらピックアップが大気中にあるときに初期調整を行うので、結局、とくに冬期において 30°C 程度の温度変化は避けられない。

つぎにピックアップの温度変化が校正曲線に及ぼす影響を調べた。ガンドリルの先端部と3種類のリング片 A, B, C とを恒温槽中で加熱して温度変化を与えた。リング片 A は前述の校正曲線を求めるときに用いたものであり、リング片 B, C はリング片 A と同様のものにそれぞれ厚さ $20\mu\text{m}$, $40\mu\text{m}$ 程度のクロムめっきを施したものであって、めっき層の厚さによってギャップを与えた。

表 2.1 ピックアップの温度変化が校正曲線に及ぼす影響

温度 ($^{\circ}\text{C}$)	メータの振れ (目盛)			
	リングA めっきなし	リングB $20\mu\text{m}$ めっき	リングC $40\mu\text{m}$ めっき	直 流 ブリッジ
29	-58	8	52	0
40	-71	-1	42	-4
50	-82	-14	30	-6
60	-93	-26	18	-9

その結果を表 2.1 に示す。これより、約 10°C の温度変化につれて、ギャップの大小にかかわらずほぼ等量ずつメータの振れが変化することがわかる。また、直流ブリッジ電源に切換えたときのメー

タの振れの変化，すなわち直流抵抗の変化も同じ傾向である。これらのことから、ピックアップの温度変化の影響がおもにコイル巻線の直流抵抗の変化によるものであると考えられた。そして、各温度において図 2・3 の外部ポテンシオメータを調整し、直流ブリッジによって直流抵抗の変化を相殺した結果、表 2・1 の実験範囲でメータの振れの変化が 3 目盛以内になった。これで温度変化 30 °C による誤差は、ギャップが 10, 20, 50, 100 μm のときそれぞれ 1.0, 1.2, 2.0, 3.9 μm 以内となる。

結局、ピックアップの温度が 30 °C 程度も変化する冬期の測定実験においても、まず大気中で初期調整を行い、切削油を給油しはじめてから、あるいは切削中において、直流ブリッジ電源に切換え、外部ポテンシオメータによって直流抵抗の不均衡を除去すればよいことになる。

2・5 校正曲線の直線化

振動計測において変位計の校正曲線が直線とならない場合、振動波形の解析やリサージュ図形の観測が不便であり、校正曲線の直線化がぜひとも必要である。ここで採用した直線化の方法は割算 OP アンプによるものである。

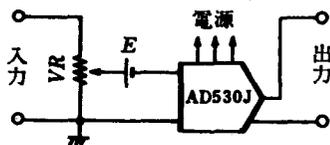


図 2・5 直線化回路

表 2・2 直線化回路を用いたときの校正結果

(単位: V)

ピックアップ ギャップ	A _x	A _y	B _x	B _y
0 μm	0.00	0.00	0.00	0.00
10	0.43	0.32	0.29	0.27
20	0.86	0.64	0.57	0.53
30	1.28	0.96	0.86	0.80
40	1.69	1.27	1.15	1.06
50	2.11	1.59	1.44	1.32
60	2.52	1.91	1.72	1.58
70	2.93	2.22	2.01	1.85
80	3.34	2.54	2.30	2.10
90	3.75	2.86	2.59	2.35
100	4.16	3.17	2.87	2.60
直線性誤差 (μm)	± 0.3	± 0.2	± 0.2	± 0.7

すなわち、式(2.1)より $z = A / (y - C)$ なる変換 (A は定数)を行えば、

$$z = \frac{A}{b} (x + a) \quad (2.2)$$

となり、ギャップ x に比例した電気信号を取出すことができる。

試作した直線化回路の概略を図2.5に示す。可変抵抗器 VR は入力の減衰器であり、電池 E は式(2.1)の C に相当する電圧を与えるものである。この直線化回路を用いたときの校正の結果を表2.2に示す。出力に含まれている雑音は油膜厚さ $0, 50, 100 \mu m$ のとき、それぞれ $6, 18, 30 mV_{p-p}$ であり、ドリフトは数 mV_{p-p} であった。表2.2より出力が約 $0.03 V/\mu m$ であるから、雑音は油膜厚さに換算して約 $1 \mu m$ 以内である。また、直線性誤差は $\pm 0.7 \mu m$ 以内であって、この直線化回路は満足なものといえる。

2.6 測定結果の一例

ガンドリル加工はドリル固定、被削材回転の方式で行い、旋盤を改造して使用した。記録計としてペン書きオシログラフ、電磁オシログラフ、シンクロスコープを用いた。直線化回路の出力を直流増幅器によってインピーダンス変換し、記録計へ結線した。このときの加工条件と得られた穴の精度を表2.3に示す。

本測定法の原理を考えると加工穴の穴壁が対象物であり、しかもピックアップの校正曲線が式(2.1)のような逆数式であるので、静電容量形変位計の場合⁵⁾と同様に、油膜厚さが小さいときの測定値に表面あらしが影響を及ぼすおそれがある。ここで得られた表面あらしは $0.5 \sim 3 \mu m R_{max}$ で大半の凹凸のピッチが加工条件の送り量に一致している。一方、前述のようにピックアップの初期ギャップが約 $30 \mu m$ であり、ピックアップの測定端面が直径 $4 mm$ である。したがって、この程度の表面あらしが測定に及ぼす影響は無視できると思われる。

図2.6はこのとき得られたペン書きオシログラムで、油膜厚さが実験の全行

表 2・3 実験条件と穴の精度

ガンドリル諸元	直 径 (d) 19.993 mm 全 長 700 mm バックテーパ 6 $\mu\text{m}/10\text{ mm}$ 首 振 り 2 $\mu\text{m}/10\text{ mm}$ 以内 超 硬 材 種 G 10 E 外切れ刃角 30° 内切れ刃角 20° 頂 点 距 離 d/4
被 削 材	材 質 SS 41 外 径 36 mm 全 長 920 mm
切 削 油	ネオクール BTA No. 2
加 工 条 件	被削材回転数 1 000 rpm 送 り 量 0.03 mm/rev 給 油 圧 力 45 気 圧 穴 深 さ 300 mm
穴 の 精 度	拡 大 し ろ 1~5 μm 真 円 度 3 μm 以下 表 面 あ ら さ 0.5~3 $\mu\text{m} R_{\text{max}}$

程にわたって記録されている。ただし、図中の電磁オシロ記録マークは電磁オシログラフによる記録とシンクロスコープによるリサーチ図形の写真撮影を行った時点を示す。切削開始直後ではドリルチップがダイス鋼製のガイドアシユの中に入り、被削材との磁性の違いのために油膜厚さが実際より大きくなって記録される。*印で示したパルス波形は、ひずみ測定器のブリッジ電源を直流に切換えて、ピックアップの温度変化による零点移動をチェックしたときの

ものである。このときの零点移動は、ドリルチップ先端側のピックアップ A_x, A_y の場合最大 2 μm くらいで、後端側のピックアップ B_x, B_y の場合にはほとんど零点移動がなかった。穴の中へ入ってからの油膜厚さは各ピックアップによって異なるが、穴の深さに関して余り大きく変動していないようである。この結果から穴の中でのドリルチップの平均的な姿勢を知ることができる。すなわち、図 2・7 のように切れ刃のすくい面に対して真上からみた図 (a) の場合にはドリルチップ後端のマーヅンが穴壁へ接近する方向に傾き、切れ刃のすくい面に平行な方向からみた図 (b) の場合にはドリルチップ後端が浮上がっている。このような片当たりの軸受姿勢になったのは、切削力がドリルチップの先端に作用して曲げモーメントを生ずるためと考えられる。

図 2・8 は電磁オシログラムで、ドリルチップの運動波形が記録されている。

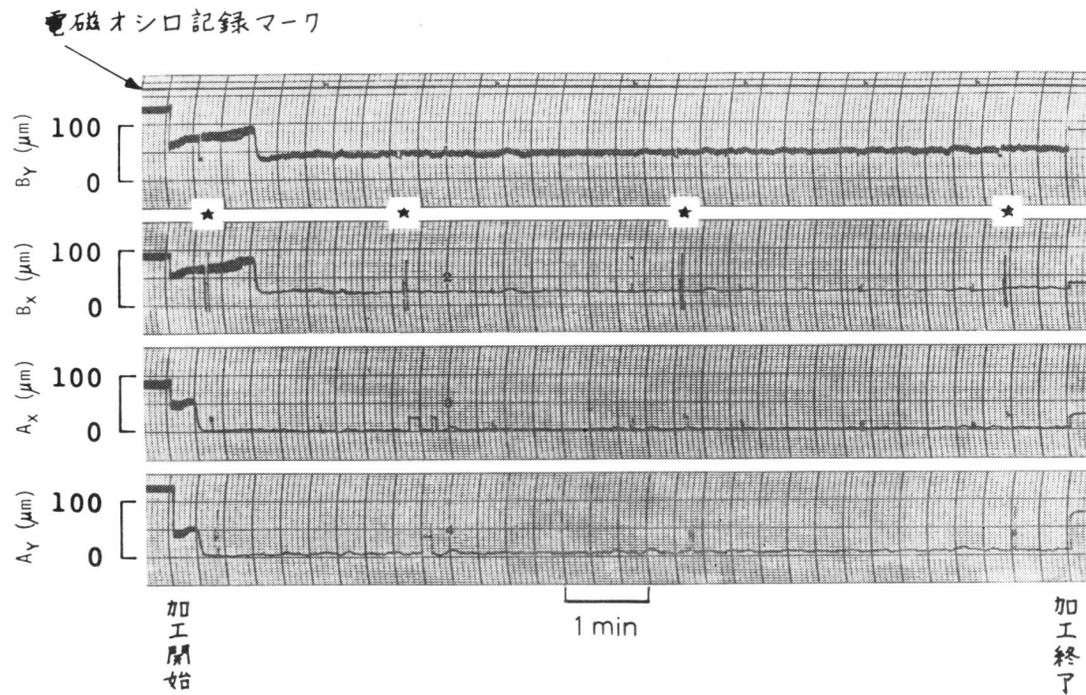


図 2・6 ペン書きオシログラムの一例

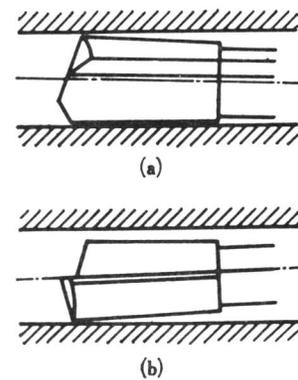


図 2・7 平均的な姿勢

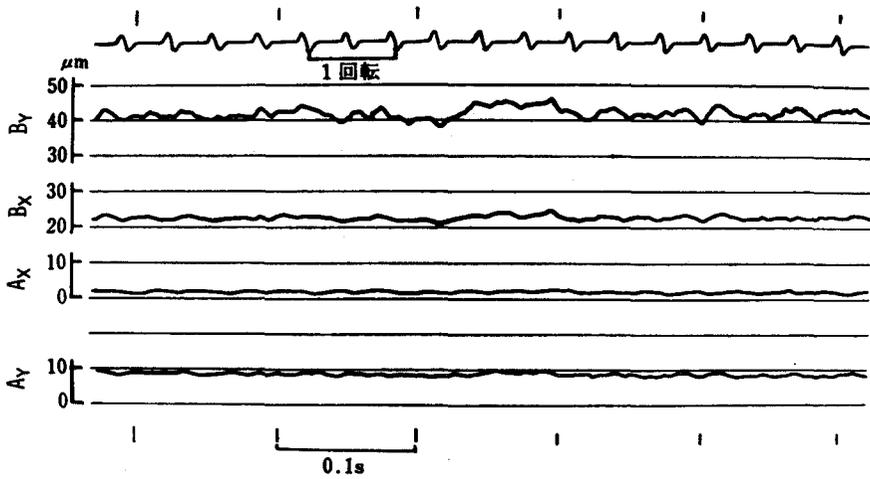


図 2・8 電磁オシログラムの一例

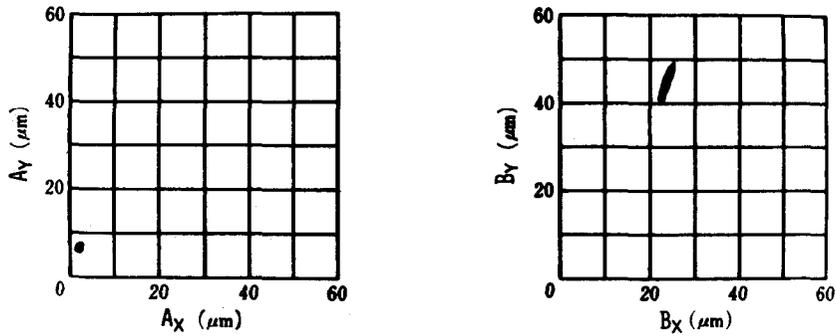


図 2・9 リサージュ図形の一例

ドリルチップ先端での振幅は非常に小さく、ドリルチップ後端での運動波形に不規則成分が含まれているようである。

図 2・9 はシンクロスコープに記録されたりサージュ図形である。ドリルチップ先端のものは小さな点になっており、ほとんど静止しているといってよい。ドリルチップ後端のものは直線状になっており、その方向は切れ刃のすくい面にはほぼ垂直である。

以上のように，ドリルチップの先端が穴壁に押付けられてほとんど静止しており，いかえると自己案内作用が存在し，またドリルチップの運動が切れ刃にはほぼ垂直な面内にあることが，表 2・3 のように良好な穴精度が得られたことと関連づけられる。

2・7 結 言

ひずみ測定器を利用した電磁誘導形変位計を作り，その小形ピックアップを公称直径 20 mm のガンドリルのドリルチップに埋込んで，当たり面と穴壁とのあいだに形成される油膜厚さの測定を試みた．ピックアップの温度変化による零点移動を除去する方法を見だし，また校正曲線の直線化回路を試作した．被削材質 S S 4 1 で油膜厚さの測定範囲を 0 ~ 100 μm 程度にしたときの出力は約 0.03 V/ μm であり，雑音は 30 mV_{p-p} 以内であった．直線性誤差は $\pm 0.7 \mu\text{m}$ 以内であり，実際のがンドリル加工においてピックアップの温度変化による零点移動は 2 μm 以内であった．この測定によって，加工穴の中でのドリルチップの姿勢と運動を知ることができた．

参 考 文 献

- 1) A. C. Столбовой : Энергомашиностроение, 3 (1972) 32.
- 2) H. Steinbrenner : MTZ, 22-7 (1961) 261.
- 3) 内藤 : 電気試験所研究報告, 536 (1953).
- 4) 太田垣, 竹内, 宮近 : 広島大学工学部研究報告, 15-2 (1967) 117.
- 5) W. E. ten Napel, R. Bosma : Proc. IME, 185 (1971) 635.

第3章 ドリルチップの運動測定結果

3.1 緒言

加工穴の中でのドリルチップの運動と姿勢はガンドリル加工の基本的な現象を解明するために不可欠な情報である。またそれらは穴の精度を支配する重要な因子でもある。前章の測定法を用いて代表的な加工条件における運動測定を行ったのでその結果を述べる。

3.2 実験方法

ガンドリル加工はドリル固定、被削材回転の方式で行い旋盤を改造して使用した。その装置の主要部を図3.1に示す。被削材(長さ920mm)の一端は主軸に取り付けられたアタッチメントへねじこまれ、他端は主軸の後端で支持されている。ガイドブッシュは内径20.000mm、外径40mm、長さ50mmで、ブッシュ押えによって被削材の端面へ押付けて固定されており、アタッチメントとのはめあいのすきまは5 μ mである。回転時におけるガイドブッシュの振れは9 μ m

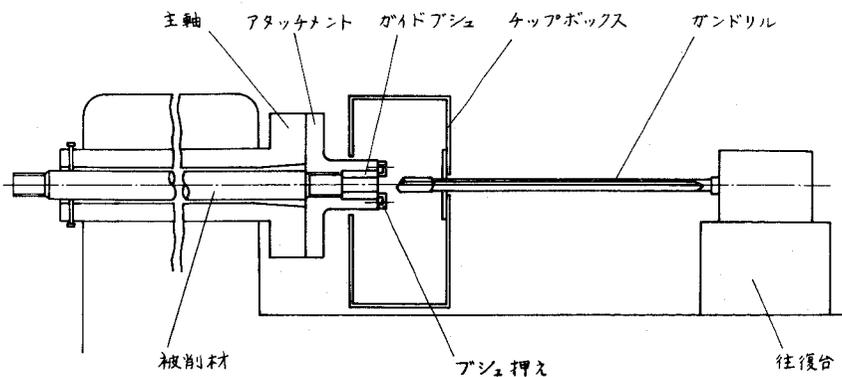


図3.1 ガンドリル加工装置主要部

以下であった。穴加工中にドリルシャンクがたわみや振動を生じたときチップボックスから干渉を受けないように、またドリルシャンクの真直度の悪さからのがれるためにチップボックス側板の穴は十分大きくしてある。

使用したガンドリルは通常の2点あたり形のもので、その諸元は直径(d) 19.993 mm, 全長700 mm, 超硬材種G10E, バックテーパ $6\mu\text{m}/10\text{mm}$ である。刃先形状は外切刃角 30° , 内切刃角 20° , 頂点距離 $d/4$ でベベル形に研削されている。ここでドリルの精度に関して「首振り」をドリル中心軸に対するドリルチップの傾きとして定義する。首振り是一般に長いガンドリルが有する製作誤差であってガンドリルマシンの精度と同様に重要なものである。あらかじめドリルの精度検査を行い、ドリルシャンクを塑性的に曲げながら首振りを修正して $1\mu\text{m}/10\text{mm}$ 以内におさえた。

被削材として市販のSS41, 36 mm 丸棒を使用し、実験に際して特別な処理を行っていない。これの化学成分と機械的性質を表3・1に示す。使用した切削油は硫塩化パラフィン系低粘度鉱油で 30°C における粘度は約15 cStである。油タンクでの油温を $30 \pm 1^\circ\text{C}$ に調節した。

加工条件のうち給油圧力については給油ポンプの吐出圧力を30, 45, 60 atgの3水準に設定したのであるが、そのときのドリル取付部での圧力はそれらの約0.7倍であった。また加工穴の深さはすべて300 mmであり、切れ刃の摩耗の影響を少なくするために再研削後の加工回数を10回とした。

表 3・1 材料試験成績

化学成分	C %	Si %	Mn %	P %	S %
	0.18	0.30	0.55	0.019	0.023
機械試験	降伏点	引張強さ	伸び	曲げ試験	(処理)
	31 kg/mm ²	47 kg/mm ²	36 %	合格	圧延のまま

ドリルチップの運動測定法については前章で詳述したが、その要点は図2・2のように4個の油膜厚さ測定用ピックアップをドリルチップの2つの横断面内に2個ずつ直交させて配置し、これら4箇所における穴壁とドリルチップ当たり面とのあいだの油膜厚さから穴の中でのドリルチップの運動や姿勢を知ろうとするものである。

3・3 実験結果および考察

3・3・1 穴径と油膜厚さ

各加工条件での穴径と油膜厚さの測定結果を表3・2に示す。穴径は空気マイクロメータで穴深さ10～270mmにおいて10mm間隔で測定されたもので、これらの測定値の変動と平均値を示す。最初、同じ穴深さで測定方向を変化させたところ穴径の変化がほとんどの場合3μm以内であったので、ここでは任意の1方向についてのみ測定を行った。また、穴深さに対して穴径が急激に変化する場合もあったが、ただ機械的に穴深さ10mm間隔で測定を行った。空気マイク

表3・2 穴径と油膜厚さの測定結果

実験 番号	加工条件			穴径 20mm+()μm		油膜厚さの変動(μm)				穴径が安定しているときの油膜厚さ(μm)			
	回転数 (rpm)	送り量 (mm/rev)	給油圧力 (atg)	変動範囲	平均	A _x	A _y	B _x	B _y	A _x	A _y	B _x	B _y
	1	1000	0.02	30	-8~63	4	0~25	0~40	15~45	15~70	0~5	5~15	15~20
2		0.03		-10~7	-5	0~7	3~10	15~25	25~40	0~5	3~7	15~20	25~35
3		0.04											
4	800	0.02	45	-11~100	23	3~125	0~120	25~125	10~130	3~10	10~55	23~30	40~85
5		0.03		-10~-1	-7	0~4	3~12	15~27	25~55	1~4	5~10	19~24	35~50
6		0.04		-10~0	-7	0~4	1~15	15~25	35~55	0~2	4~9	15~17	33~42
7	1000	0.02	45	-9~100	35	2~140	2~160	20~160	10~160	2~10	17~55	27~33	50~85
8		0.03		-8~11	-4	0~8	2~15	22~30	35~55	2~5	5~12	23~29	37~53
9		0.04		-8~3	-4	0~7	3~19	17~28	30~50	0~6	5~15	20~27	34~52
10	1600	0.02	45	13~100	60	0~135	3~160	20~130	3~140				
11		0.03		-7~28	5	0~20	0~15	18~48	20~50	2~5	2~5	18~22	30~39
12		0.04		-7~47	7	0~45	0~63	15~70	25~85	1~4	3~10	15~23	35~45
13	1000	0.02	60	7~100	83	0~140	0~145	20~165	8~160				
14		0.03		-7~82	16	0~90	0~120	15~105	20~113	0~4	20~35	25~30	50~70
15		0.04		-14~7	-10	0~4	3~12	18~30	30~65	0~2	5~10	18~22	33~55

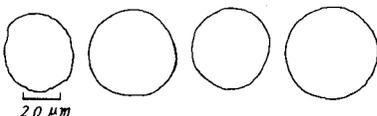
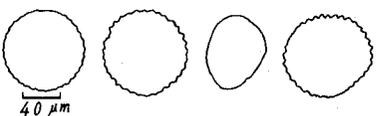
(注) 実験番号3は切りくずつりのため加工不可能、実験番号10,13の空欄は該当部分なし。20mm+90μmより大きな穴径はすべて20mm+100μmであるとした。

ロメータの測定範囲の上限 ($20\text{mm} + 90\mu\text{m}$) をこえた場合はすべて $20\text{mm} + 100\mu\text{m}$ とみなした。ここでは 20mm 基準で示してある。油膜厚さ A_x, A_y, B_x, B_y は図 2.2 で示した油膜厚さ測定用ピックアップの記号に従う。ここでは油膜厚さが μm 単位で読取られたが、ピックアップの温度変化などのために油膜厚さ $10, 20, 50, 100\mu\text{m}$ のとき、それぞれ $2, 2, 3, 5\mu\text{m}$ 程度の誤差が入るおそれがある。なおピックアップの初期調整において、すでにガンドリル加工された被削材の一部 (穴径 19.996mm , 表面あらさ $6.5\mu\text{m} R_{\text{max}} L$ 10mm , $0.7\mu\text{m} R_a$ $\lambda_c 2.5\text{mm}$) から切出したリング片をドリルチップ当たり面へ手で押付けて密着させ、このときの油膜厚さを $0\mu\text{m}$ とした。実際の測定では穴壁面の表面あらさが変化するので油膜厚さの測定値が数 μm であっても測定箇所付近の当たり面で穴壁との金属接触が起こっている場合があると思われる。

さて測定結果をみると、加工条件と穴径とのあいだには回転数や給油圧力が比較的 low 送り量が比較的大きいとき穴径が小さくなるという関係がここでも見られる¹⁾。また穴径が大きいとき油膜厚さの変動も大きくなっている。表 3.3 に穴深さ 10mm 間隔で測定した穴の真円度 (最小領域法) を示す。実験番号 7~

9 において大部分のものは $1\sim 3\mu\text{m}$ 程度であって、だ円形ないし三角のおむすび形になっている。また実験番号 10 の場合は真円度がかかり悪くしばしばびびり振動のマークが観察された。

表 3.3 穴の真円度

実験番号	真円度 (μm)		真円度測定結果の例
	変動	平均	
7	0.7~13.2	2.7	
8	0.7~6.0	1.9	
9	0.4~2.5	1.3	
10	2.0~12.0	6.1	

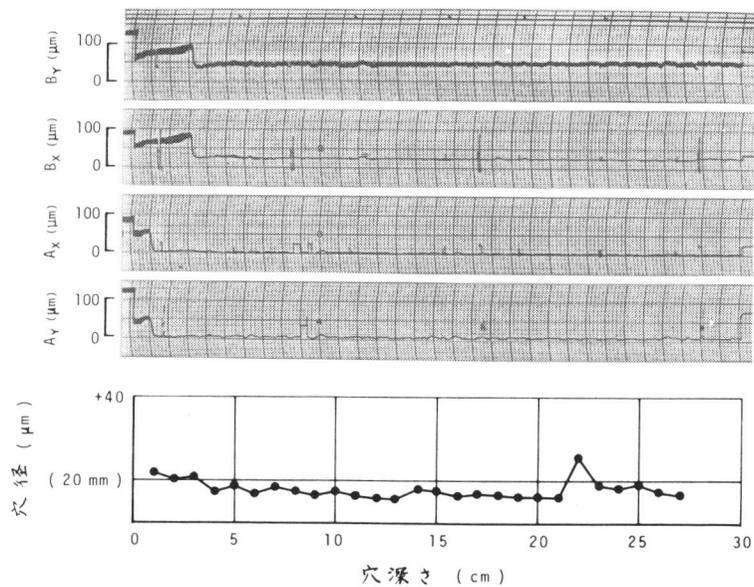


図 3・2 油膜厚さと穴径の変動 (実験番号 8)

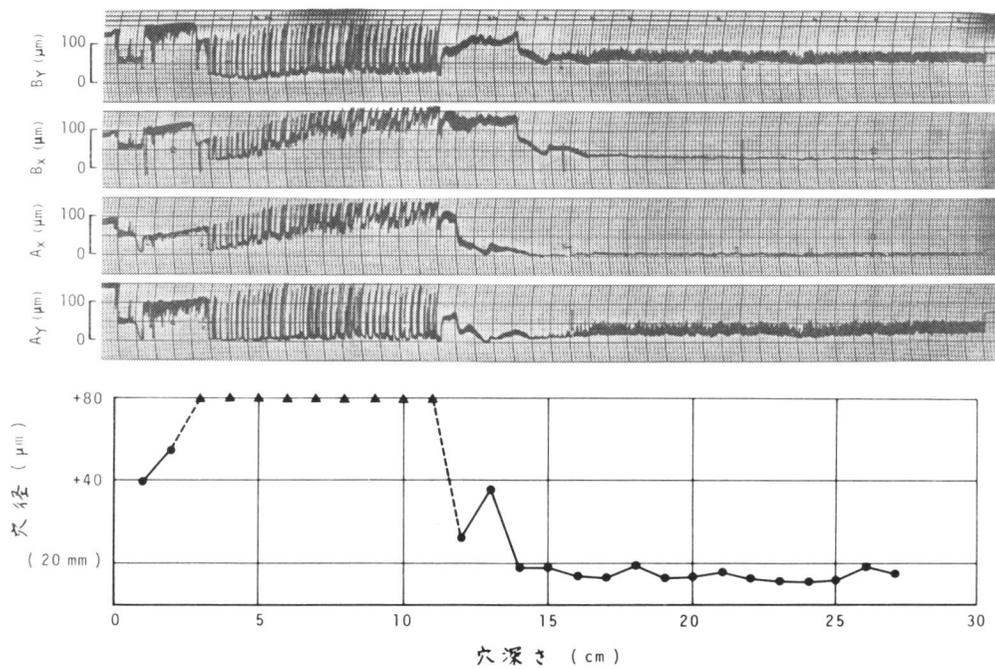


図 3・3 油膜厚さと穴径の変動 (実験番号 7)

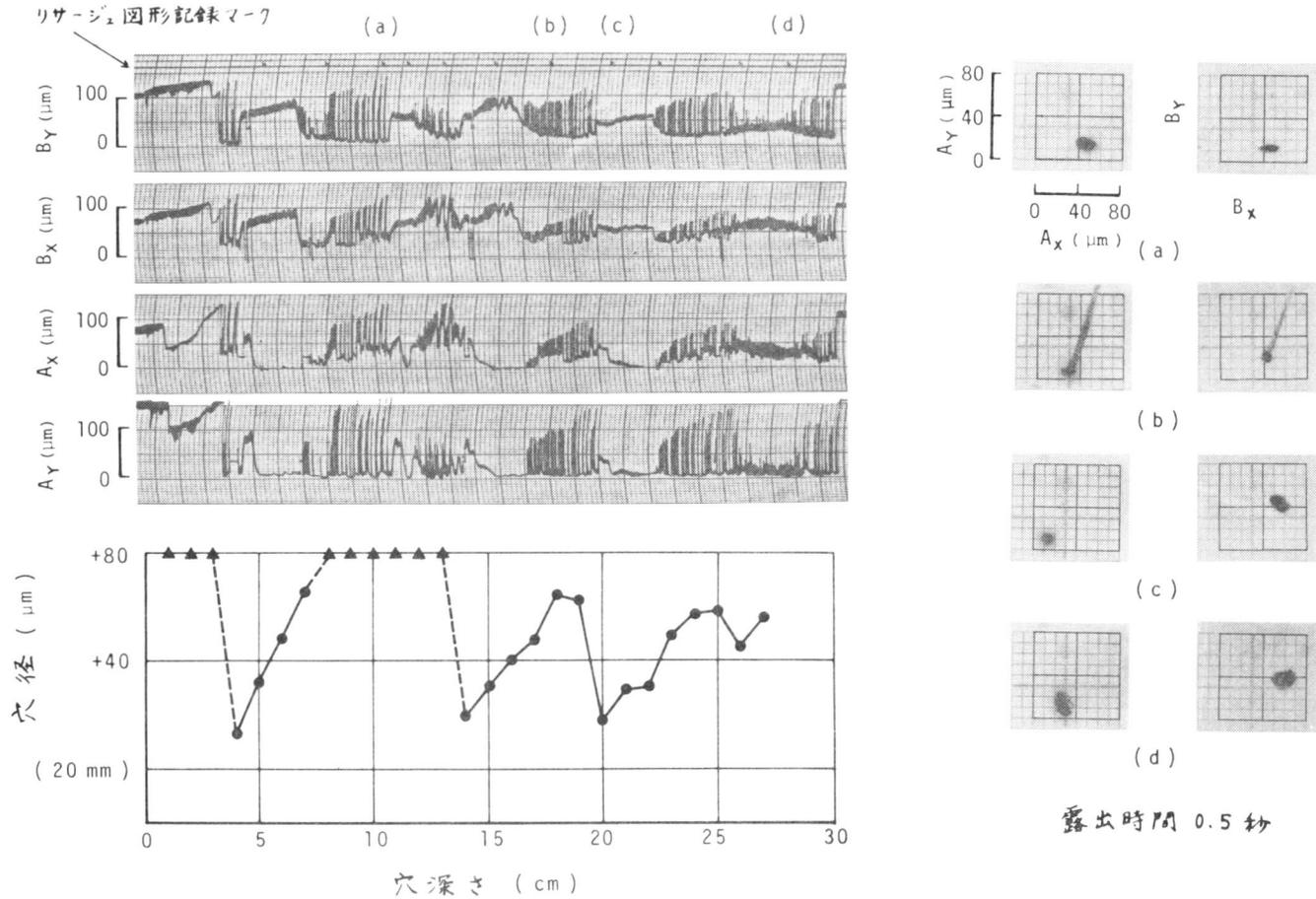


図 3.4 油膜厚さと穴径の変動およびリサージュ図形 (実験番号 10)

図 3・2 ~ 3・4 に油膜厚さが実験の全行程にわたって記録されたペン書きオシログラムおよびそのときの穴径の変化の様子を示す。図 3・2 は穴径が小さくて安定しているときののものであり、図 3・3 および 3・4 は穴径が大きく不安定な部分を含むときのものである。これらの図からも穴径の大きさないし安定性と油膜厚さの安定性とが強く結びついていることがわかる。図 3・3 および 3・4 では 50 ~ 100 μm 程度の大きな油膜厚さの変動がくしの歯のように記録されている。これらは図 3・4 のリサージュ図形 (b) にみられるようなほぼ直線的な運動軌跡に対応している。またこれらは瞬時的 (約 0.1 秒) でしかも突発的に起こるものであった。したがってドリルチップが非常に不安定な動きをしているといえる。一方、穴径が 20 mm 以下である部分が長さ約 50 mm 以上続いているとき、油膜厚さの変化も定常的であった。このときのもを表 3・2 で油膜厚さ A'_x , A'_y , B'_x , B'_y としてまとめてある。

3・3・2 ドリルチップの姿勢

前述の油膜厚さ A'_x , A'_y , B'_x , B'_y より、穴径が比較的小さくて安定しているときのドリルチップの平均的な姿勢を知ることができる。表 3・2 で油膜厚さ A'_y に注目すると、実験番号 4, 7, 14 のときのほうがほかのものより大きく、その変動幅も大きい。このときドリルチップが切削主分力に抗して穴壁から浮上っていたものと思われる。一方、そのほかの実験では A'_y は小さく変動幅も小さい。このときドリルチップの先端が穴壁とほとんど密着していたものと思われる。

さて、ドリルチップが剛体であるとして穴径と油膜厚さから穴の中心軸に対するドリルチップの傾斜とその方向を求めることができる。これを図解したのが図 3・5 であるが、ここでドリルチップ自由領域とは穴の中でドリルチップが動きうる領域を意味し (このときドリルチップは太さを持たない線分とみなされる)

領域が拡張すると考えて大差はない。そして一断面内について考えるならば、ドリルチップの穴の中での任意な位置はそこでのドリルチップ自由領域内の一点 Q で表示される。ここで xy 座標は、穴の中心 O に原点をおき x 軸を切れ刃すくい面に平行にしてある。

つぎに油膜厚さを測定している2つの横断面について考え、両横断面間のドリルチップを穴中心軸に垂直な平面に投影すると図(b)の線分 $QAQB$ のようになる。ただし両横断面でのドリルチップ自由領域を領域 C_A および C_B 、ドリルチップの位置を Q_A および Q_B とする。油膜厚さ A_x, A_y を測定している断面でのドリルチップ自由領域 C_A は、この断面での穴径とドリルチップ径(約 19.990 mm)との差が $2r_A$ のとき、近似的に図(a)の三角形 JKO から r_A だけ拡張したものになる。たとえば穴径が 20.000 mm のとき、領域 C_A は図(a)の $D-d=10\text{ }\mu\text{m}$ のときのドリルチップ自由領域に一致する。油膜厚さ B_x, B_y を測定している断面においても同様であり、もし穴径が一樣ならばドリルチップのバックテーパーの分($6\text{ }\mu\text{m}$)だけ r_B は r_A より大きい。ここで XY 座標は油膜厚さの測定方向を基準にしてあり、本実験では xy 座標から 17° だけ回転している(図2.2参照)。そして油膜厚さ A_x, A_y の座標軸(正側のみ)を描くと、図のように XY 座標に平行で領域 C_A に外接する。したがってドリルチップの位置 Q_A の座標(X_A, Y_A)は次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} X_A &= A_x - r_A \\ Y_A &= A_y - r_A \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

同様のことがドリルチップ後端側の横断面でも考えられる。

$$\left. \begin{aligned} X_B &= B_x - r_B \\ Y_B &= B_y - r_B \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

両横断面の間隔を L とすると穴中心軸に対するドリルチップの傾斜 α はつぎのようになる。

$$i = \frac{Q_A Q_B}{L} = \frac{\sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2}}{L} \quad (3.3)$$

本実験では $L = 20 \text{ mm}$ である。そして X 軸を基準にしたドリルチップの傾斜の方向 β は次式で求められる。

$$\beta = 17^\circ + \tan^{-1} \frac{Y_B - Y_A}{X_B - X_A} \quad (3.4)$$

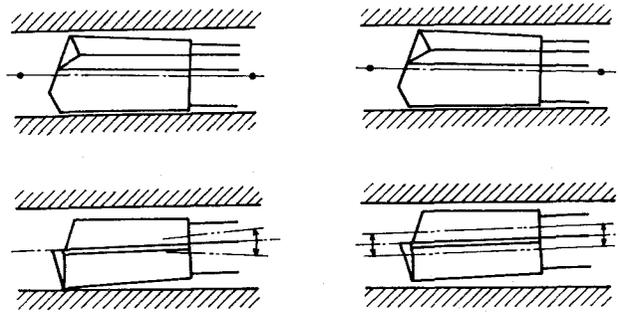
各実験において間欠的に電磁オシログラフに記録された油膜厚さとそのときの穴径から、穴径が比較的小さいときにおける i , β を求めると表 3.4 のようになった。 $\beta \approx 70 \sim 85^\circ$ であって、いずれの実験においてもドリルチップが後端側で浮上りマージンが穴壁へ近づく方向へ少し傾いていることがわかる。

表 3.4 ドリルチップの傾斜とその方向

実験 番号	加工条件			傾斜 $i \times 10^3$	方向 $\beta (^\circ)$
	回転数 (rpm)	送り量 (mm/rev)	給油圧力 (atg)		
1	1000	0.02	30	1.0	72
2		0.03		1.1	83
3		0.04			
4	800	0.02	45	1.5	76
5		0.03		1.6	80
6		0.04		1.5	84
7	1000	0.02	45	1.6	73
8		0.03		1.6	82
9		0.04		1.5	79
10	1600	0.02	45		
11		0.03		1.2	83
12		0.04		1.4	81
13	1000	0.02	60		
14		0.03		2.0	69
15		0.04		1.9	82

ドリルチップの傾斜は加工条件のうちおもに給油圧力に依存し給油圧力が高いほど大きくなっている。回転数 1600 rpm の場合を除いては、給油圧力が一定ならば送り量が変わっても i は余り変化していない。いずれにしてもドリルチップの姿勢がいわゆる片当たりの軸受姿勢になっているといえる。

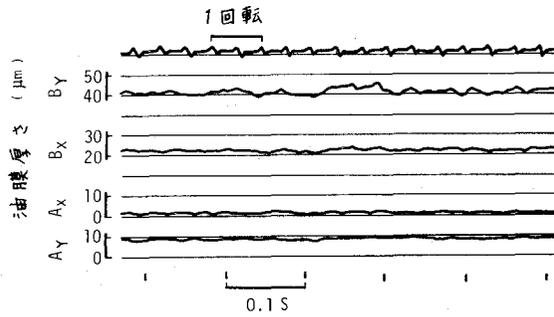
ドリルチップの姿勢はドリルチップ先端に作用する切削力とドリルチップ周辺に発生する油膜圧力による支持力とのつりあいによって決まるはずで、この油膜支持力の作用点が切削力のそれより後端側に位置するために曲げモーメントが作



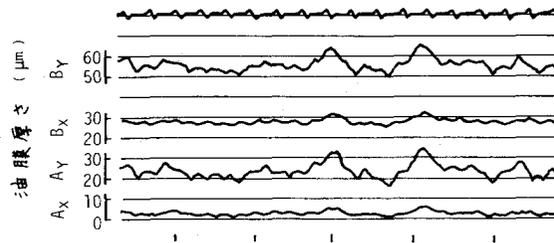
(a) 形態 A

(b) 形態 B

図 3・6 ドリルチップの運動形態



(a) 形態 A



(b) 形態 B

図 3・7 運動形態 A および B のときの
電磁オシログラム

用してドリルシャンクが曲げたわみを生じたものと考えられる。ちなみに切削主分力の方向のみの力が作用してドリルシャンクがたわみを生じたとすると 110° のVみぞを有するシャンクでは $\beta = 74^\circ$ となるはずである。

3.3.3 ドリルチップの運動形態

穴径が比較的小さくて安定しているときのドリルチップの運動は2種類の形態に大別される。すなわち図3.6に示すように、

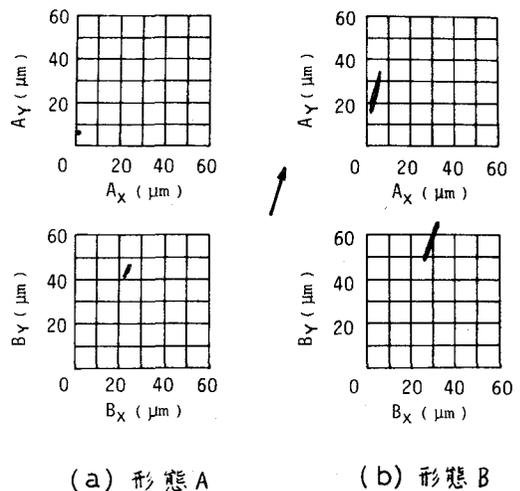
形態A；切れ刃すくい面にほぼ垂直な面内での回転運動

形態B；切れ刃すくい面にほぼ垂直な面内での並進運動

である。これらの形態に対応する電磁オシログラムおよびリサージュ図形の例をそれぞれ図3.7および3.8に示す。形態Aでは、ドリルチップの先端がほとんど穴壁に密着して静止しており

運動の回転中心がドリルチップの先端にあると思われる。このときの運動の波形はほぼランダムである。形態Bでは、ドリルチップ全体が浮上っており運動波形にいくらか周期性がみられる。

典型的な形態Aで実験番号2, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 15で現われ、形態Bは実験番号4, 7でみられた。実験番号10, 13では、運動が不安定で一平面内での並進運動がみられなかったが、ドリルチップ全体が浮上って大振



矢印は切れ刃すくい面に垂直な方向を示す。

図3.8 運動形態AおよびBのときのリサージュ図形

幅の運動をする点では形態Bに類似していた。それぞれの加工条件を比較すると、形態Bが形態Aの場合より送り量が小さいか、もしくは給油圧力が高いときに現われるようである。また、形態Bが現われたときの穴径は形態Aの場合より統計的に大きくなっている。

3.3.4 運動の周波数分析

油膜厚さの測定データをいったん磁気テープ式アナログデータレコーダに記録し、その再生出力をリアルタイムアナライザにかけて周波数分析した。その結果を図3.9～3.11に示す。図中の点線は、穴加工の終了後に被削材の回転および切削油の給油を止め、ドリルチップが穴の中で静止している状態での測定データを分析したものであり、測定記録装置の雑音レベルを示す。図3.9は4個の油膜厚さのうち最も変動が大きな油膜厚さ B_Y のものである。油膜厚さの変動がほとんど100 Hz以下に存在し、しかも周波数が高くなるにつれて減少していることがわかる。びびり振動が発生すると低周波数域でのスペクトルは変わらないが、840 Hz付近に強いピークが現われる。びびり振動数はドリルのねじ

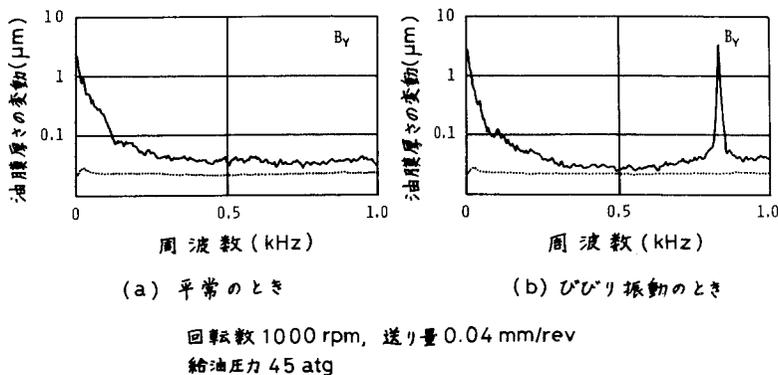


図3.9 油膜厚さの変動の周波数分析結果

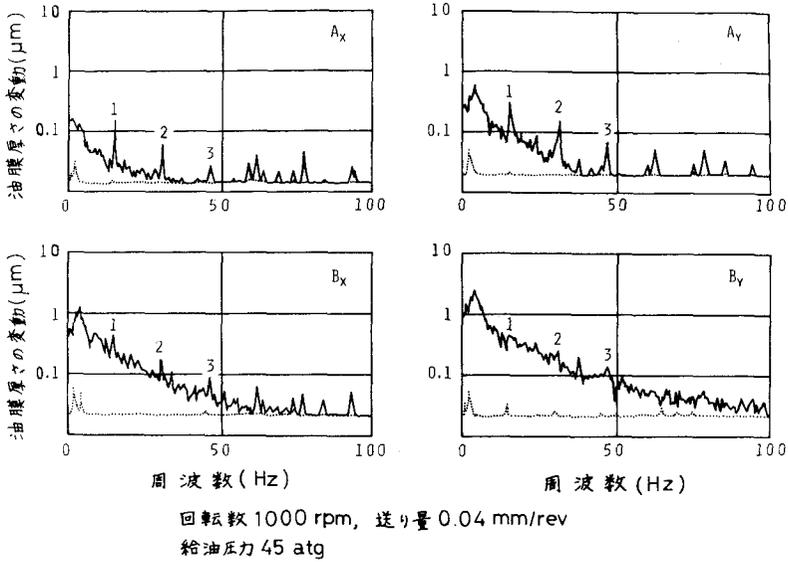


図 3・10 油膜厚さの変動の周波数分析結果

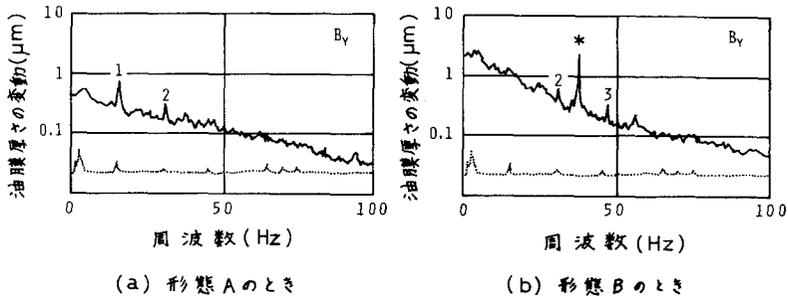


図 3・11 油膜厚さの変動の周波数分析結果

り固有振動数に近い。図 3・10 は周波数範囲 0 ~ 100 Hz での分析結果である。図中の数字は被削材の回転周波数 (15.8 Hz) を基本周波数とする次数を示す。なお、このときの運動形態は A である。ドリルチップ先端側の油膜厚さ A_x , A_y では後端側の B_x , B_y にくらべてレベルが低く、被削材回転に基づいたピークがはっきり出ている。このようなピークは B_x , B_y でもしばしば現われたが、穴と回転中心との不一致、穴の形状誤差、穴壁の表面性状などがその原因と考えられ

る。被削材の回転中心からの穴の偏心は穴深さとともに増加することが多いが、 $10 \sim 30 \mu\text{m}$ 以内であった。図3・11は運動形態A, Bの比較である。形態Bのとき被削材回転とは無関係なピーク（図中*印, 37.7 Hz ）が現われており、この周波数はドリルの横自由振動数に近い。

3・4 結 言

おもな実験結果はつぎのとおりである。

- (1) ドリルチップは穴に対してつねに傾斜した片当たりの軸受姿勢になっている。
- (2) ドリルチップの運動は切れ刃すくい面にほぼ垂直な面内での回転運動（形態A）と並進運動（形態B）に分類される。
- (3) 形態Aが現われるときには形態Bのときより統計的に良好な穴精度が得られる。

参 考 文 献

- 1) 長谷川ほか4名：日本機械学会関西支部第44期定時総会講演論文集（1969）54。

第 4 章 ドリルチップの運動形態に及ぼす加工条件の影響

4・1 緒 言

前章で加工穴の中でのドリルチップの運動形態が二つに大別された。すなわち、切れ刃すくい面にほぼ垂直な面内での回転運動（形態 A）および並進運動（形態 B）である。また前者ではドリルチップの先端が穴壁にはほぼ密着しており、後者ではドリルチップ全体が穴壁から浮上っている。これらの形態の違いはドリルチップに作用する切削力とドリルチップ外周に発生する油膜圧力による支持力とのつりあいによって決まると考えられる。切削力や油膜圧力を変化させる要因として

- (1) 送り量
- (2) 給油圧力
- (3) 被削材回転数
- (4) 被削材の種類
- (5) ドリルチップの首振り

などがある。本章ではこれらの要因がドリルチップの運動形態に及ぼす影響を調べる。

4・2 実験方法

要因 (1), (2), (3), (5) に関する実験では被削材として前章と同じ S S 4 1 を用い、要因 (4) の実験では直径 40 mm の FC 20 連続鑄造棒（ブリネルかたさ 179）を使用した。要因 (5) については図 4・1 のような 2 水準の首振り S (+), S (-)* で実験を行った。首振りの方向を切れ刃すくい

* 正負の符号を用いたのは、図示の首振りによって首振りがない場合に比べて穴加工中に生じるドリルチップの傾斜をそれぞれ増加、減少させると予想されたためである。

面に垂直にしたのはマージンの穴壁に対する傾きを変えな
いたためである。また、この要
因(5)以外の実験では首振り
りを $1\mu\text{m}/10\text{mm}$ 以内にお
さえた(これを $S(0)$ と表示
する)。なお、首振りはドリ
ルシャックを塑性的に曲げな
がら設定された。

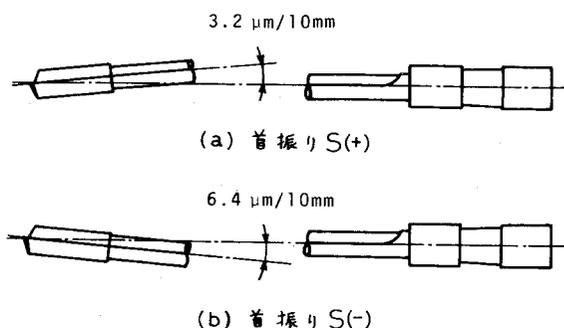


図4・1 ドリルチップの首振り

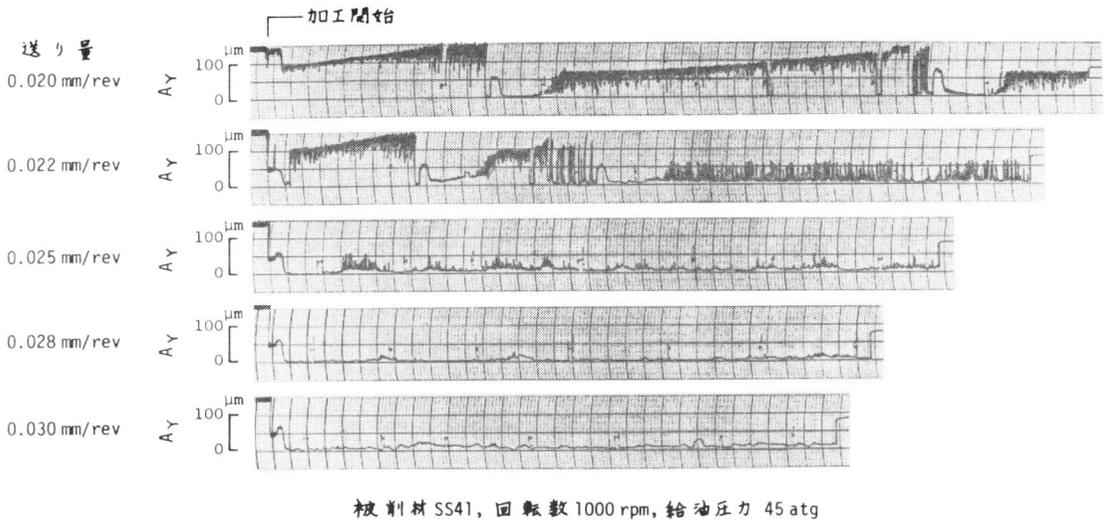
ガンドリル加工はドリル固定、被削材回転の方式で行われた。ガンドリルの主
な諸元およびガンドリル加工装置は前章と同じである。ただし被削材がFC20
の場合に限り、被削材(全長310mm)を三つめスクロールチャックに取付け、
ガイドブシュ(超硬合金製)をチップボックスの側板に固定した。このとき被削
材端面とガイドブシュが直接接触しないように約60μmのすきまを設けた。一
方、被削材がSS41の場合にはガイドブシュが被削材と一緒に回転する方式で
あった。予備実験としてSS41の被削材を用いてガイドブシュの回転および静
止の両方式の比較をしたところ、両者のあいだに穴精度、ドリルチップの運動形
態などに関して大きな差異が認められなかった。

4・3 実験結果

4・3・1 送り量と給油圧力の影響

被削材SS41を用い、その回転数を1000rpmと一定にした。切削油の給
油圧力を30, 45, 60atgに設定し、送り量を微細に変化させてドリルチッ
プの運動形態を調べた。

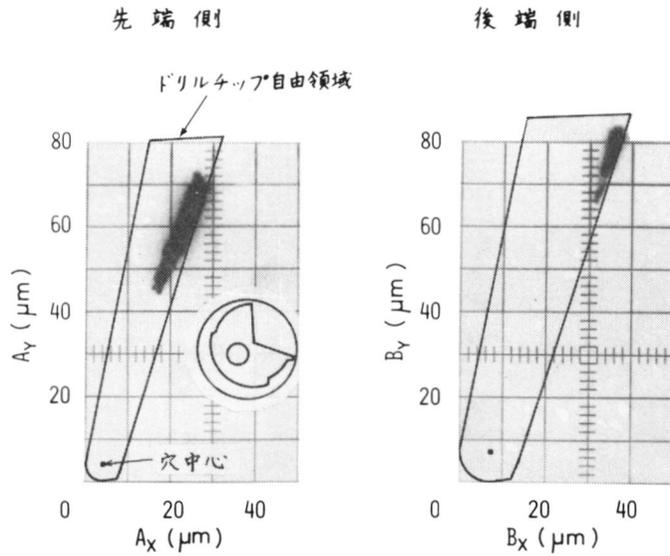
このとき得られた油膜厚さ A_x, A_y, B_x, B_y (図2・2参照)のうち、ドリ



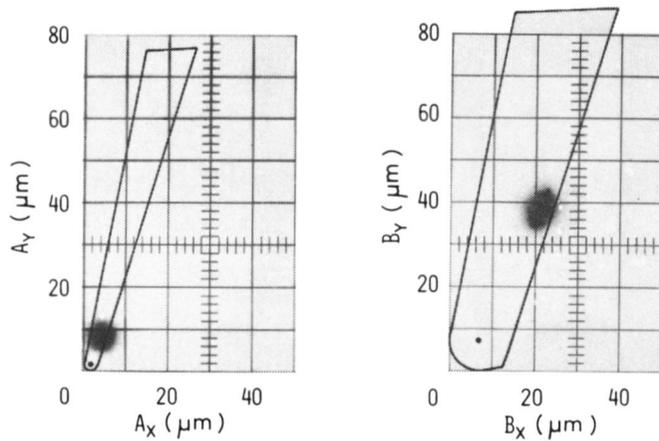
被削材 SS41, 回転数 1000 rpm, 給油圧力 45 atg

図 4.2 油膜厚さ A_Y の変動 (45 atg の場合)

ルチップの先端で切れ刃すくい面に垂直に近い方向 (73°) の油膜厚さ A_Y のペン書きオシログラムの例を図 4.2 に示す。ここで油膜厚さ A_Y の大きさや変動の様子が極端に異なっている送り量 0.020 mm/rev と 0.030 mm/rev の場合について、穴の中でのドリルチップの位置を示したのが図 4.3 である。この図は油膜厚さ (A_X, A_Y), (B_X, B_Y) から得られたリサージュ図形 (露出時間 0.5 秒) に、油膜厚さを測定している横断面におけるドリルチップ自由領域をそれぞれ重ね合わせたものであり、これらから穴の中でのドリルチップの位置や運動軌跡がわかる。図 (a) の送り量 0.020 mm/rev の場合、ドリルチップ全体が切削力に抗して浮上がり、切れ刃すくい面にほぼ垂直な方向で直線運動をしている。後端側の方が運動振幅が小さいのはドリルチップの最後尾が上の穴壁にぶつかったためと思われる。一方、図 (b) の送り量 0.030 mm/rev の場合にはドリルチップが下がっており、運動振幅がかなり小さくなっている。ここで示された二つの横断面でのドリルチップの位置から、外そう法によってドリルチップ最先端 (先端側横断面から約 4 mm 前方になる) でのドリルチッ



(a)



(b)

(a) 給油圧力45 atg, 送り量 0.020 mm/rev の場合

(b) 給油圧力45 atg, 送り量 0.030 mm/rev の場合

図 4・3 穴の中でのドリルチップの位置

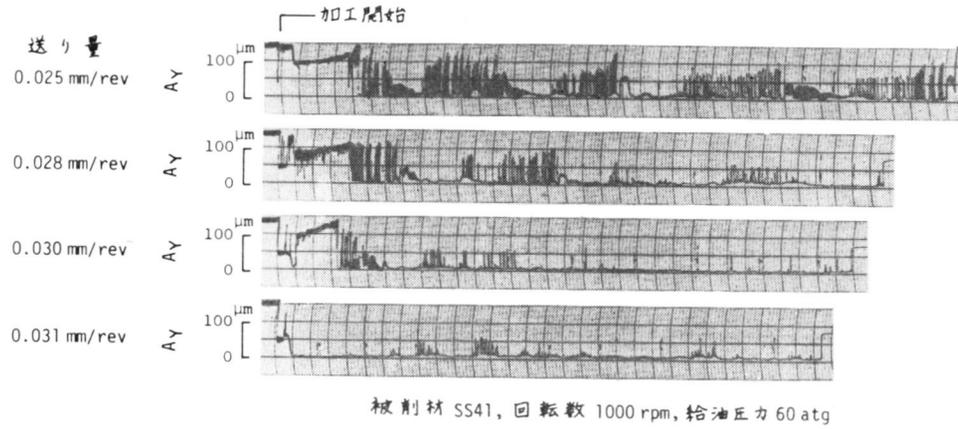


図 4.4 油膜厚さ A_Y の変動 (60 atg の場合)

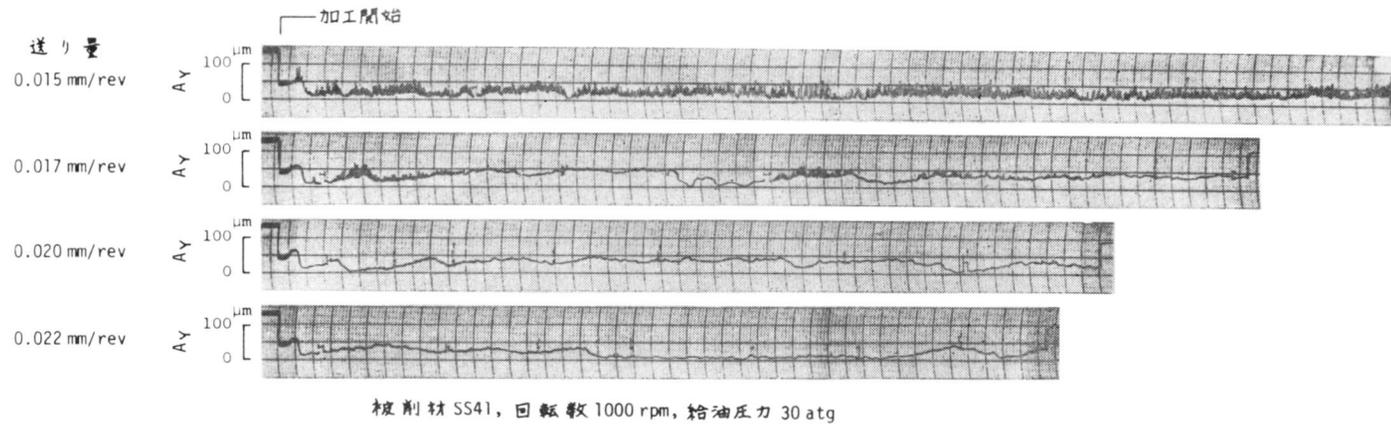


図 4.5 油膜厚さ A_Y の変動 (30 atg の場合)

フの位置を求めたところ，ドリルチップが穴中心とほぼ一致し，当たり面での油膜厚さが $1\mu\text{m}$ 以下であった．以上の事柄を考慮して図4・2をみると，送り量によってドリルチップが浮沈する様子がよくわかる．すなわち，送り量 0.020 mm/rev のときおよび 0.022 mm/rev の穴加工開始直後において，ドリルチップが浮上りて上の穴壁にぶつかっている状態になっている．このとき油膜厚さが時間の経過とともにゆるやかに増加しているが，これに対応する穴径は穴深さとともに大きくなり，いわゆる末広りの穴であった．そして送り量が増えるとドリルチップが下降し，送り量が 0.028 mm/rev のとき下の穴壁にほぼ接触した状態となっている．運動形態については 0.020 ， 0.022 mm/rev のとき形態Bであり， 0.028 ， 0.030 mm/rev のとき形態Aであった．また 0.025 mm/rev のときには両方の形態が混在していた．図4・4は給油圧力 60 atg のときのものである．ドリルチップが浮上る頻度とその振幅は送り量が増大するにつれて減少している．図4・5は給油圧力 30 atg のときのものである．全体的に油膜厚さの変化がゆるやかで，しかもドリルチップが浮上っている場合でもほとんど振動がみられないときがある．このようなときの電磁オシログラムをみてもドリルチップが回転運動をしているのか並進運動をしているのかが明白でなかった．そこで，ここではドリルチップの浮上がりによって形態を判別した．

運動形態と穴径に及ぼす送り量，給油圧力の影響を図4・6に示す．穴径は穴深さ 270 mm まで 10 mm 間隔に測定したもので，その変動幅と平均値を示す穴径の平均値を示すプロットが○●●の3種類に区別されているが，それぞれ運動形態B，A&B，Aを意味する．穴径については，給油圧力 30 atg の場合全体的に変動幅も平均値も小さく，しかも運動形態の変化による差異が認めがたい．しかし， 45 ， 60 atg の場合には運動形態と強い相関があり，形態Bのときにくらべて形態Aのときのほうが穴精度が良好であるといえる．運動形態

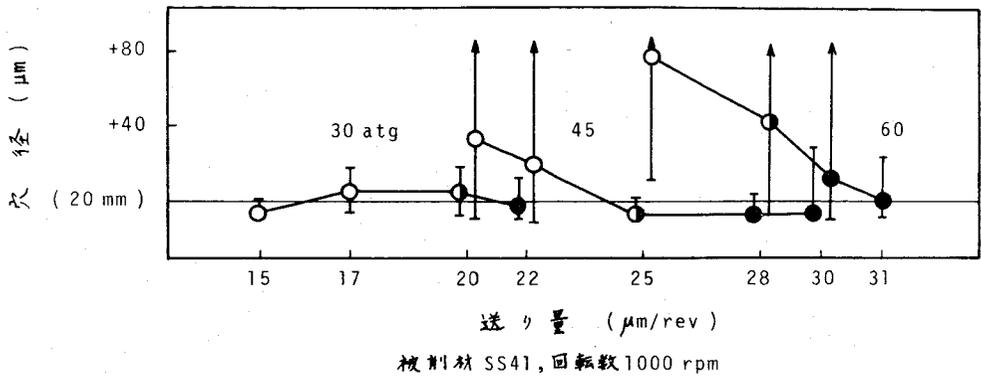


図4・6 運動形態と穴径に及ぼす送り量，給油圧力の影響

については，各給油圧力において送り量が増加すると形態Bから形態Aへ移っている．ここで形態Aと形態Bが混在するとき，または形態BからAへ移行するときの送り量を「臨界送り量」と呼ぶことにする．臨界送り量は給油圧力が高いほど大きくなっている．

4・3・2 被削材回転数の影響

給油圧力を45 atgと一定にし，被削材回転数を800，1000，1600 rpmに変えた場合の結果を図4・7に示す．ここでも送り量が増加すると運動形態が形態Bから形態Aへ移っている．そして1600 rpmのときの臨界送り量がほかのものより大きい．また穴径と運動形態とのあいだに前述と同様の相関がみられる．

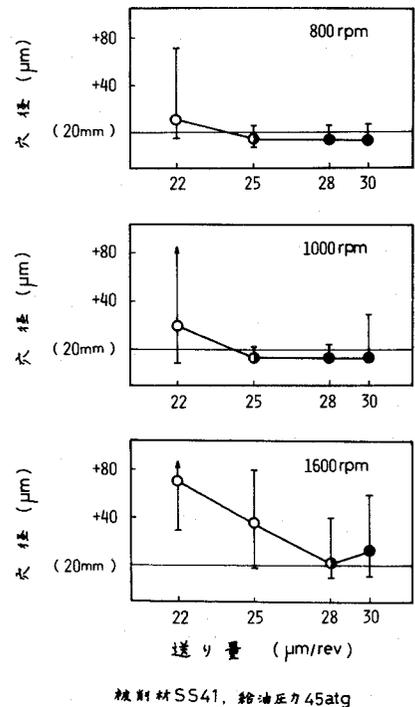


図4・7 運動形態と穴径に及ぼす回転数の影響

4・3・3 被削材の種類の影響

鑄鉄FC20の被削材を用いて実験を行った。このときに測定された油膜厚さの変動には被削材の回転を基本周期とした強い周期性がみられ、しかもドリルチップが浮上がったとき、SS41の場合にくらべて振幅が小さく時間的にも余り変動しなかった。そしてリサージュ図形がSS41の場合のような直線状には必ずしもなっていなかった。その原因の一つとして穴の真円度が悪かったことがあげられる。この実験で得られた加工穴の真円度は穴径の大小とは無関係にいつも5~10μm程度であって、その形状がだ円形または三角のおむすび形になっていた。そして穴径が大きいときでも、穴深さに対する穴径の変動がゆるやかで大抵の場合末広がりまたはたる形になっていた。このように穴精度の点でもSS41の場合とは異なった様相を呈したが、これは切削機構や工具と被削材の凝着性の違いによるものと思われる。

鑄鉄の場合について穴径と運動形態に及ぼす送り量、給油圧力の影響を調べたのが図4・8である。運動形態に関して、給油圧力30、45 atgの場合はSS41の場合の図4・6と同様の傾向を示している。ただし臨界送り量はSS41の同じ給油圧力のものよりかなり大きい。そして60 atgの場合、実験範囲の

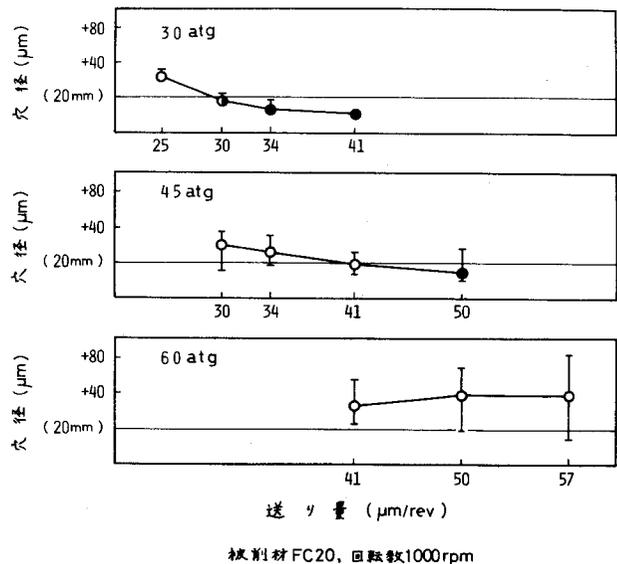


図4・8 運動形態と穴径に及ぼす送り量、給油圧力の影響 (FC20の場合)

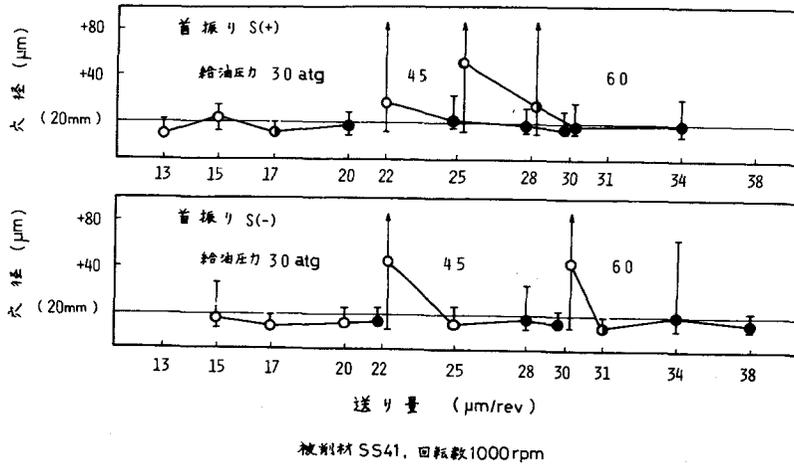


図 4.9 運動形態と穴径に及ぼす首振りの影響

送り量では形態 A が現われなかった。一方、穴径については、形態 A のときのほうが形態 B のときより小さくなっている。この関係は SS41 の場合とよく似ているが、給油圧力 30 atg の場合に限り、兩被削材のあいだで傾向が異なっている。すなわち SS41 の場合には運動形態とはほとんど無関係にいつも穴径が小さかったが、ここでは運動形態によって変化している。

4.3.4 ドリルチップ首振りの影響

一般に長いガンドリルは製作誤差のために多少の首振りを有している。この首振りはガンドリルマシンの精度と同様に重要なものであると考えられる。前項までの実験では首振りがすべて $1\mu\text{m}/10\text{mm}$ 以内におさえられていた。しかし、この実験ではすでに図 4.1 に示したような二つの水準の首振りを有するドリルが用いられた。その結果を図 4.9 に示す。送り量および給油圧力の変化とともに運動形態が移行し、運動形態と穴径とが強く関連していることは前項までの結果と同じである。しかし臨界送り量は首振りの水準によって異なっており、いずれの給油圧力のときでも S(-) の場合のほうが S(+) の場合より大きくなっ

ている。

4.4 実験結果の検討

前節の実験結果から種々の加工条件がドリルチップの運動形態に影響を及ぼすことが明らかになった。このことについて若干の検討を試みる。

一般に、ガンドリルの曲げ剛性が小さいためドリルの中心軸に垂直に作用する切削力はドリル自身で支えられず、加工穴の穴壁によって支えられることになる。このとき高圧のもとで供給された切削油がドリルチップと穴壁との境界面を潤滑する。したがってドリルチップと加工穴が切削力を軸受荷重とするハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成しているとみなすことができる。

図4.10はドリルチップ自由領域を用いて穴の中でのドリルチップの姿勢を示したものである。ドリルチップの姿勢は切削力 F と支持力 R とのつりあいによって決まるはずである。支持力 R にはドリルチップの周辺に発生する油膜圧力が含まれているので、その作用点が F より後端側に位置する。このことから穴加工中に生じるドリルチップの傾斜がドリルシャンクの曲げたわみによるものと考えられる。

ハイブリッドタイプのジャーナル軸受の考えによると、 R はドリルチップの姿勢に依存しドリルチップが下降するにつれて増大する傾向をもつ。したがって F が比較的小さいときにはドリルチップが浮上がった位置で平衡する。この状態が形態Bの姿勢に相当する。

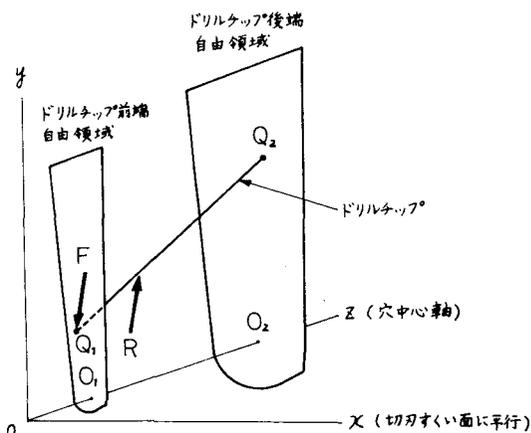


図4.10 加工穴の中でのドリルチップのつりあい姿勢

表 4・1 臨界送り量と切削主分力

首振り	給油圧力 (atg)	臨界送り量 (mm/rev)	切削主分力 (kg)
S(+)	30	0.017	43
	45	0.022~0.025	55~63
	60	0.028	70
S(0)	30	0.020	50
	45	0.025	63
	60	0.028	70
S(-)	30	0.020~0.022	50~55
	45	0.025~0.028	63~70
	60	0.031	78

表 4・2 ドリルチップの傾斜と方向

首振り	送り量 (mm/rev)	傾斜 $\epsilon \times 10^3$	方向 β (°)
S(+)	0.022	1.8	76
	0.025	2.1	73
	0.028	2.0	80
	0.030	2.7	77
S(0)	0.022	1.3	74
	0.025	1.5	78
	0.028	1.5	79
	0.030	1.7	80
S(-)	0.022	1.2	75
	0.025	1.1	86
	0.028	1.1	86
	0.030	1.2	80

そして F が増加するとドリルチップは下降し、ある臨界値 F_{cr} になったときドリルチップの先端 Q_1 がドリルチップ自由領域の底へほとんど接触する。実際にはドリルチップと穴壁とのあいだに境界潤滑が起る。このとき R は油膜圧力と直接接触に基づく力との和になる。そして F が F_{cr} により大きくなっても、もはや点 Q_1 が下降することができず形態 A の姿勢が保たれる。

臨界の切削力 F_{cr} が臨界送り量における切削力に等しいと考えられる。図 4・6 および 4・9 における臨界送り量のときの切削主分力を概算すると表 4・1 のようになった。なおこのとき、刃先に沿う切削抵抗分布の測定結果¹⁾に基づき、比切削抵抗を 250 kg/mm^2 であるとした。また、給油圧力 45 atg の場合について穴加工中におけるドリルチップの傾斜 ϵ とその方向 β を油膜厚さと穴径から求めた*。その結果を表 4・2 に示す。実験によってかなりばらつきがあるが、傾斜は明らかに首振りの影響を受けている。表 4・1 および 4・2 から、給油圧力と

* 図 4・10 を用いて ϵ, β を説明すれば、 ϵ は穴中心軸 (Z 軸) に対するドリルチップの傾きであり、 β は穴の中心軸に垂直な XY 平面に投影されたドリルチップが X 軸となす角度である。 ϵ, β の求め方は前章で述べた。

首振りドリルチップ周辺の油膜圧力分布すなわち支持力 R を変化させ、臨界送り量に影響を及ぼしたといえる。そして本章の実験では対象にしなかったのであるが、もし送り量を一定にして給油圧力を微細に変化させるならば、臨界送り量と同じような意味の「臨界給油圧力」なるものが存在するであろうことは容易に想像される。被削材回転数 1600 rpm のときの臨界送り量が $800, 1000 \text{ rpm}$ のときより大きかったことについては、回転数の増加が油膜支持力を高めたとも考えられるが、切削速度の切削力への影響も考慮しなければならない。被削材 $FC20$ のときの臨界送り量が $SS41$ の場合の同じ給油圧力での臨界送り量よりかなり大きかったのは比切削抵抗の違いによるものと考えられる。

ドリルチップの運動は切削力の変動や切削油の脈動などによって起こされる。切削力のうちドリルの中心軸に垂直な成分は、大抵の場合主成分が大きいため、切れ刃すくい面にはほぼ垂直に作用する^{1), 2)}。本研究で用いられたドリルチップ形状が通常の2点当たり形のものであり、

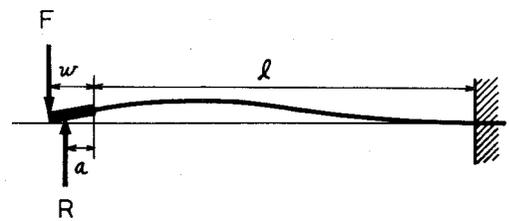


図 4・11 ドリルの曲げたわみ

この場合のドリルチップ自由領域は切れ刃すくい面に対してほぼ垂直に細長く伸びている。また切れ刃の形状がV字形になっている。これらの事柄がドリルチップの運動の方向が切れ刃すくい面にほぼ垂直になった原因と思われる。

さて、図 4・11 のようにドリルとそのドライブで固定支持された片持はりとみなし、切削力 F と支持力 R が作用するとして曲げたわみを求めてみる。ドリルチップの曲げこわさがドリルシャンクのその $4 \sim 5$ 倍なので、ここでは簡単のためにドリルチップが剛体であるとする。

ドリルチップの傾斜心と支持力 R の作用点におけるたわみ u は次式で表わされ

る。

$$i = -\frac{l}{EI} \left\{ \frac{1}{2}(F-R)l + (Fw - Ra) \right\} \quad (4.1)$$

$$u = \frac{l}{EI} \left\{ (F-R)\left(\frac{1}{3}l + \frac{1}{2}a\right)l + (Fw - Ra)\left(\frac{1}{2}l + a\right) \right\} \quad (4.2)$$

Fが ΔF だけ変化したときR, i , u がそれぞれ ΔR , Δi , Δu だけ変化するとすれば, 式(4.1), (4.2)より,

$$\Delta i = -\frac{l}{EI} \left\{ \Delta F\left(\frac{1}{2}l + w\right) - \Delta R\left(\frac{1}{2}l + a\right) \right\}$$

$$\Delta u = \frac{l}{EI} \left\{ \Delta F\left(\frac{1}{3}l^2 + \frac{1}{2}al + \frac{1}{2}wl + wa\right) - \Delta R\left(\frac{1}{3}l^2 + al + a^2\right) \right\}$$

となる。ここで支持力が作用する部分のばね定数をKとすると $\Delta R = K \cdot \Delta u$ である。これを上式へ代入して,

$$\Delta i = -\frac{l}{EI} \left\{ \frac{1}{2}l + w - \frac{\left(\frac{1}{3}l^2 + \frac{1}{2}al + \frac{1}{2}wl + wa\right)\left(\frac{1}{2}l + a\right)}{\frac{EI}{Kl} + \frac{1}{3}l^2 + al + a^2} \right\} \Delta F \quad (4.3)$$

$$\Delta u = \frac{l}{EI} \cdot \frac{\frac{1}{3}l^2 + \frac{1}{2}al + \frac{1}{2}wl + wa}{1 + \frac{Kl}{EI}\left(\frac{1}{3}l^2 + al + a^2\right)} \cdot \Delta F \quad (4.4)$$

となり, 両式より,

$$\frac{\Delta i}{\Delta u} = -\frac{\frac{Kl^3}{12EI}(w-a) + \frac{1}{2}l + w}{\frac{1}{3}l^2 + \frac{1}{2}al + \frac{1}{2}wl + wa} \quad (4.5)$$

となる。式(4.3), (4.4)より Δi , Δu は ΔF に比例し, それらの絶対値はKが大きくなるにつれて減少する。一方, 式(4.5)よりKが大きくなると $\left|\frac{\Delta i}{\Delta u}\right|$ が増加する。このことは支持力が作用する部分のばね定数が小さいときドリルチップの運動が並進運動をし, 逆にばね定数が大きいとき回転運動をす

る傾向にあることを意味する。

これらの考察を実験結果と照合するためにはR, Kなどのドリルチップ加工穴の軸受特性を知ることが必要である。

4・5 結 言

実験および検討より得られた結果はつぎのとおりである。

- (1) 送り量以外の加工条件を一定とし、送り量を増加させるとドリルチップの運動が並進運動(形態B)から回転運動(形態A)へ移行する。
- (2) 運動形態が変化するとき、ないしは両形態が混在するときの臨界送り量は給油圧力、被削材回転数、被削材の種類、ドリルチップの首振りに依存する。
- (3) その依存性はドリルチップと加工穴をハイブリッドタイプのジャーナル軸受とみなし、ドリルチップのつりあい姿勢を考えることによって定性的に説明される。

これらの結果と前章で明らかにした運動形態と穴精度の関係から、加工条件の選択によってドリルチップの運動形態については穴精度を制御しうるということが推察される。しかし、その選択の具体化には切削力と油膜支持力の定量的予測が必要となる。

参 考 文 献

- 1) 長谷川ほか4名：日本機械学会関西支部第44期定時総会議演論文集(1969)54.
- 2) 佐久間, 田口：精密機械, 34-10(1968)660.

第5章 ドリルチップ周辺の油膜圧力

5.1 緒言

一般にガンドリルの曲げ剛性が小さいため、ドリル中心軸に対して垂直に作用する切削力成分はドリル自身で支えられず、加工穴の穴壁によって支えられることになる。このとき高圧のもとで供給された切削油がドリルチップと穴壁との境界面を潤滑する。したがってドリルチップと加工穴が切削力を軸受荷重とするハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成しているとみなすことができる。第3、4章の実験結果より加工穴の中でのドリルチップの運動と姿勢の形態には2種類あって、それらが送り量や給油圧力などの加工条件によって変化することが明らかになり、この形態の違いがドリルチップの外周に発生する油膜圧力と切削力とのつりあいによって決まると推論した。本研究で使用したガンドリルは図5.1に示すようなドリルチップ断面形状の2点当たり形のものである。この場合、ドリルチップ断面形状から部分軸受とみなされ、切削力のためにドリルチップが傾いても、それを抑制しようとする油膜圧力の反モーメントが真円軸受 (*full journal bearing*) の場合より発生しがたいと思われる。また、ドリルチップがバックテーパーを有し、ドリルチップ先端から高圧給油されることなどの点から、ドリルチップと加工穴とで形成される軸受は通常のハイブリッドタイプのジャーナル軸受とはいくぶん事情が異なるものと思われる。

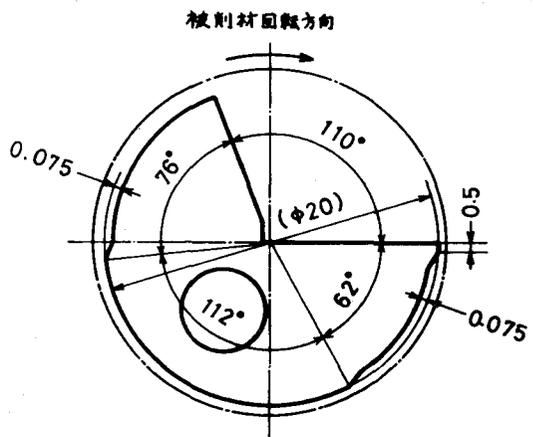


図5.1 ドリルチップの断面形状

そこで本章では、ドリルチップ加工穴の軸受特性を調べる初段階として、穴加工中におけるドリルチップ周辺の油膜圧力を測定し、圧力分布と油膜支持力を求める。また第3、4章で明らかにされた加工穴の中でのドリルチップの姿勢を用いて、数値計算法により油膜圧力を求め、測定値との比較を行う。

5・2 油膜圧力の測定

5・2・1 実験装置および実験方法

ガンドリル加工は前章と同様にドリル固定、被削材回転の方式で行い旋盤を改造して使用した。装置の主要部を図5・2に示す。被削材（SS41およびFC20、いずれも直径38mmの丸棒）を三つめスクロールチャックに取付け、ガイドブッシュとチップボックスの側板に固定した。このとき被削材端面とガイドブッシュが直接接触しないように約60 μ mのすきまを設けた。ガンドリルは直径19.990mm、全長700mmであり、そのほかの諸元は前章と同じである。タンク中の切削油の温度はほぼ30 $^{\circ}$ Cに保たれ、そのときの油粘度は約15cStであった。加工条件は給油圧力を30、45、60atgとし、それぞれの給油圧力においてドリルチップの運動形態が変化するように送り量を選んだ。

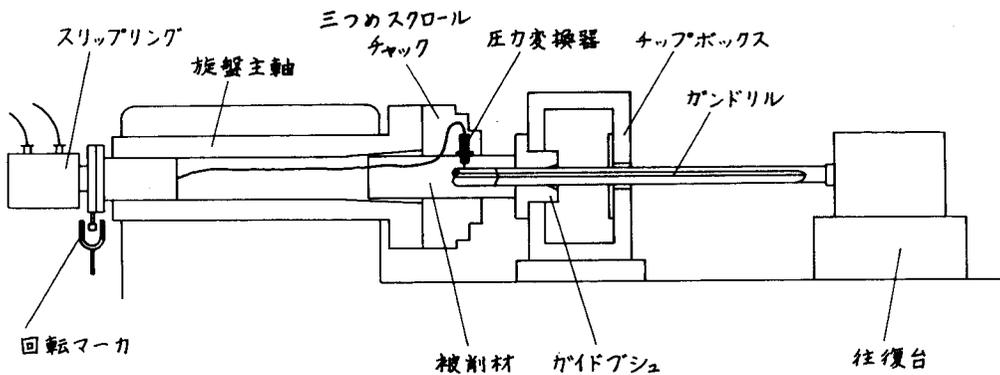


図5・2 実験装置主要部

被削材に油膜圧力を測定するための圧力検出孔をあけ、そこへ圧力変換器を取付けた。この場合、被削材の回転とともにドリルチップの周方向の圧力分布がわかり、また穴加工が進むにつれてドリルチップの長手方向の圧力分布がわかるはずである。このように圧力検出孔が軸受面を走査しながら圧力分布を測定する方法はすべり軸受においてしばしば用いられ、「

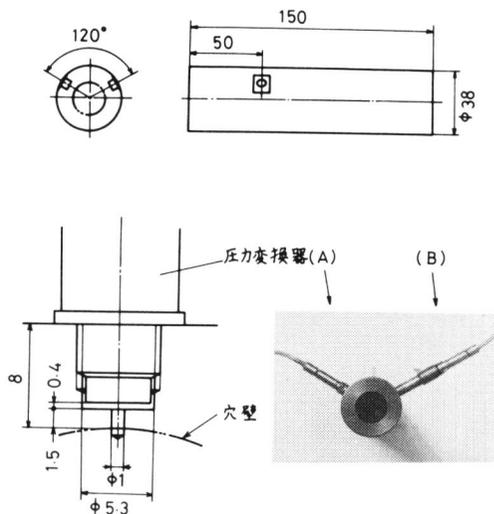


図 5・3 圧力検出孔

油膜圧力分布の動的測定法」と呼ばれている^{1)~3)}。使用した圧力変換器は半導体ひずみゲージを利用したダイヤフラム式のものであり、図 5・3 のように被削材へ 2 個取付けた。圧力変換器 A は油室のねじ穴へ直接取付けられ、そのダイヤフラム面（直径 5 mm）が油室の底から 0.4 mm だけ隔たっている。圧力検出孔は直径 1 mm で最初は盲穴であり、加工穴深さが 50 mm になったとき加工穴へ貫通するようになっている。本実験のように油膜圧力分布を動的に測定する場合、圧力変化に伴って圧力変換器のダイヤフラムが変形して油室容積が変化し、また油室および圧力検出孔内の油が体積変化する。そしてこれらの容積および体積変化分の油が圧力検出孔から軸受すきまへ出入することになる*。このことがとくに軸受すきま（油膜厚さ）が小さい場合の油膜圧力の発生に影響を及ぼして測定誤差を生じるとされているが、現在のところ十分な解明がなされていないよ

* 本実験の圧力測定系について試算すると、油室容積変化が $3 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{kg/cm}^2$ 、油体積変化が $6 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{kg/cm}^2$ である。これを圧力検出孔の油柱の変位に換算すると約 $1 \mu\text{m}/\text{kg/cm}^2$ である。

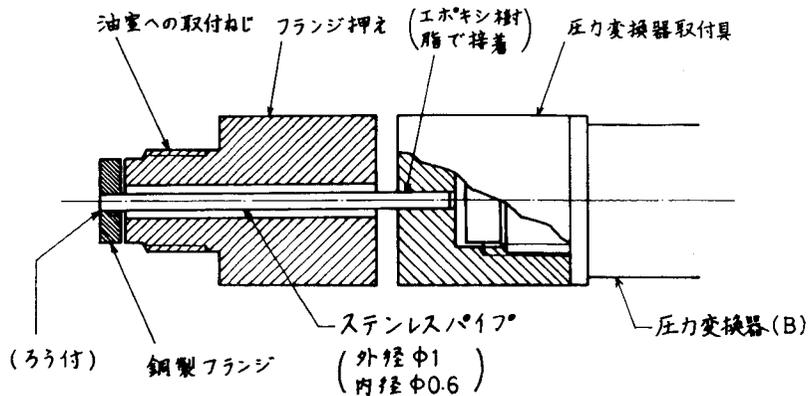
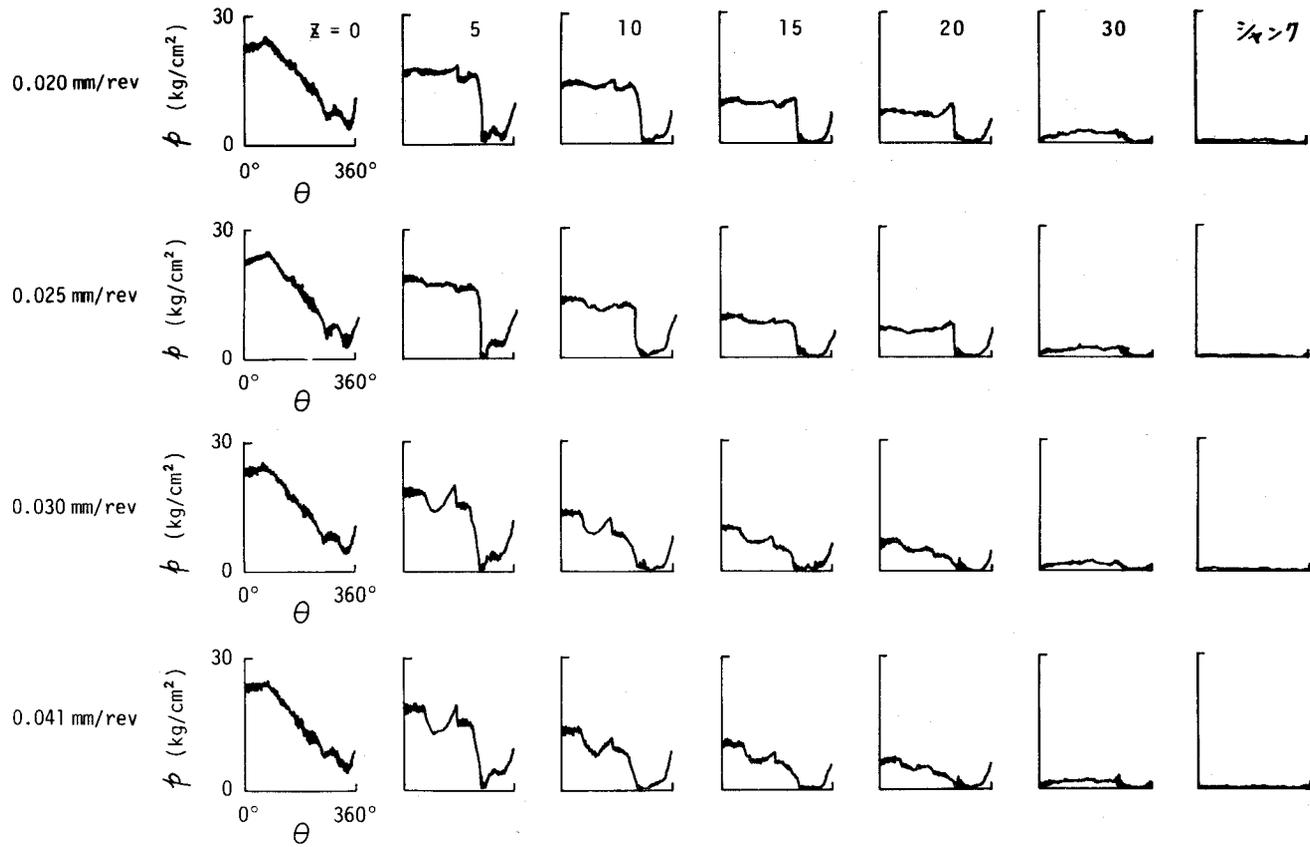


図5・4 圧力変換器Bの導圧管

うである^{1)~3)}。したがってここでは、ダイヤフラムの変形による容積変化が比較的小さな半導体形小形圧力変換器を用い、油室容積もできるだけ小さくした。油室の加工は寸法精度をよくするためにNCフライス盤で行った。そして圧力変換器を取付ける際、圧力検出孔などへあらかじめ真空ポンプで空気抜きした切削油を充てんした。

前述のように油室容積を小さくしたことは圧力測定の高応答性を向上させたと思われるが、一方では切削熱のために圧力変換器の温度が変化して、測定値の零点移動が起こった。そこでこれを補正するために圧力変換器Bを取付けた(図5・3)。この取付部の詳細を図5・4に示す。すなわち圧力変換器Bは内径0.6mm、長さ20mmのステンレスパイプに接着された圧力変換器取付具にねじ止めされ、ステンレスパイプの左端には銅製フランジがろう付されており、これがフランジ押えによって油室の底へ押付けられる。このようにしてステンレスパイプを介して圧力検出孔と圧力変換器Bとが接続される。したがって圧力変換器Bは圧力変動に対する応答性に関して圧力変換器Aよりいくぶん劣るかもしれないが、切削熱の影響を受けないと思われる。図5・5に測定結果の一例を示す。上側の波形が圧力変換器Bのものであり、下側の波形がAのものである。Bの波形がAの波



被削材 SS41, 回転数 1000 rpm, 給油圧力 45 atg

図 5・6 圧力分布測定結果 (SS41 の場合)

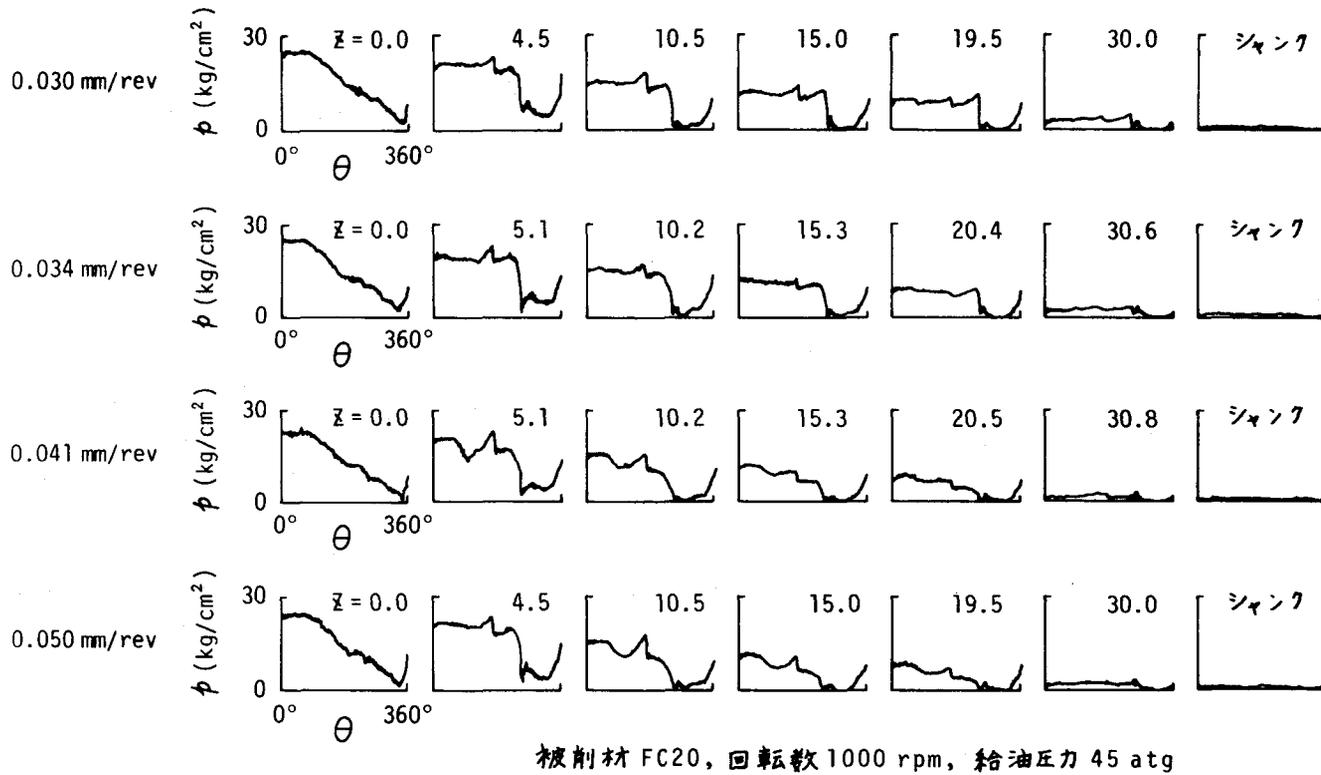


図 5・7 圧力分布測定結果 (FC20 の場合)

ルチップ周囲の圧力分布を示すものである。ランド ($0^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$ の円筒面) の圧力にくらべてVみぞ ($250^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$) の圧力が極端に低下しており、油がドリルチップの先端からVみぞへ流出するとき、急激に圧力が解放されることを示している。またランドの圧力は全体的に距離 z とともに漸減しており、ドリルチップ先端での圧力が後端にいくにつれて解放される様子がわかる。ランドにおける圧力は θ 方向に微妙に変化している。その代表的なものは、

- a. 当たり面終点 ($\theta = 174^\circ$) 付近での圧力の山
- b. ランド終点 ($\theta = 250^\circ$) 付近での圧力の山
- c. 当たり面中央 ($\theta \approx 110^\circ$) 付近での圧力の谷

表5.1 圧力分布形と油膜支持力(実験値)

被削材	給油圧力 (atg)	送り量 (mm/rev)	圧力分布形	P_x (kg)	P_y (kg)	z_x (mm)	z_y (mm)	
SS41	30	0.015	a b	12.7	29.9	13	11	
		0.025	a c d	1.0	23.7	18	10	
		0.030	a c d	1.4	26.6	2	11	
	45	0.020	a b	18.3	41.8	12	10	
		0.025	b	14.7	38.4	13	10	
		0.030	a c d	5.9	38.0	7	11	
		0.041	a c d	4.5	39.2	6	10	
	60	0.025	b	22.9	51.7	12	10	
		0.030	b	24.0	53.6	12	10	
		0.041	a c d	7.5	46.3	9	10	
	FC20	30	0.025	a b	13.4	31.9	14	12
			0.030	a b	12.7	29.6	14	12
0.034			a	10.5	32.0	14	12	
0.041			a c d	10.7	33.9	10	11	
0.050			a c d	7.4	31.8	10	11	
45		0.030	a b	21.0	47.3	15	12	
		0.034	a b	17.2	45.6	14	11	
		0.041	a c d	8.4	45.5	12	11	
		0.050	a c d	7.9	44.1	11	11	
60		0.041	a b	24.7	53.2	14	10	
		0.050	a c d	10.9	49.8	12	11	
		0.059	a c d	9.1	49.4	11	11	

d. 当たり面終点からランド終点まで ($174^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$) での圧力降下である。油膜圧力がドリルチップと加工穴の両表面の相対運動によって発生する動力学的な圧力と高圧給油による静力学的な圧力によって構成されているが、これについては5.3節で考察する。 θ 方向の圧力変化はおもに送り量が小さいときにみられ、c, dは送り量が大きいときにみられる。このように送り量の大小によって圧力変化とcおよびdが交替することから、このとき加工穴の中のドリルチップの姿勢がかなり変化したものと思われる。

以上のようなドリルチップ周辺の油膜圧力分布は給油圧力を30, 60 atgに変えても定性的に同じであり、やはり送り量の大小によっても分布形が変化した。各給油圧力において送り量を変化させて、前述の θ 方向の圧力変化a, b, c, dを観察し、その結果をまとめたのが表5.1である。また、表には油膜圧力の測定結果から圧力分布を積分して求めた油膜支持力を示してある。圧力分布の積分は、ドリルチップ長手方向約2 mm間隔で記録された θ 方向の圧力分布波形から 5° おきの圧力を読みとり、シン普森公式により数値積分した。このとき、油膜支持力を切れ刃すくい面に垂直な成分 P_y と、切れ刃すくい面に平行な成分 P_x とに分解し、それらの作用点のドリルチップ先端からの距離を l_y, l_x とした。 P_x は送り量の増加につれて減少し、その変化量は給油圧力が高いほど大きい。一方 P_y は、送り量の変化しても余り大きく変化せず、むしろ給油圧力に依存し給油圧力が高いほど大きくなっている。 l_x は大抵の場合送り量の増加とともに減少する傾向にあるが、 l_y はほぼ一定といえる。つぎにドリルチップの単位長さあたりの油膜支持力 f_x, f_y [kg/mm]をみると図5.8および5.9のような分布をしている。 f_x の分布形は送り量によって変化するが、 f_y の分布形は送り量には余り関係がなくその増加につれてほぼ直線的に減少している。

ここで油膜支持力について若干の検討を試みる。本実験にはいる前にはドリルチップに作用する力のつりあいを考えて、 P_y が切削主分力を支えるものであ

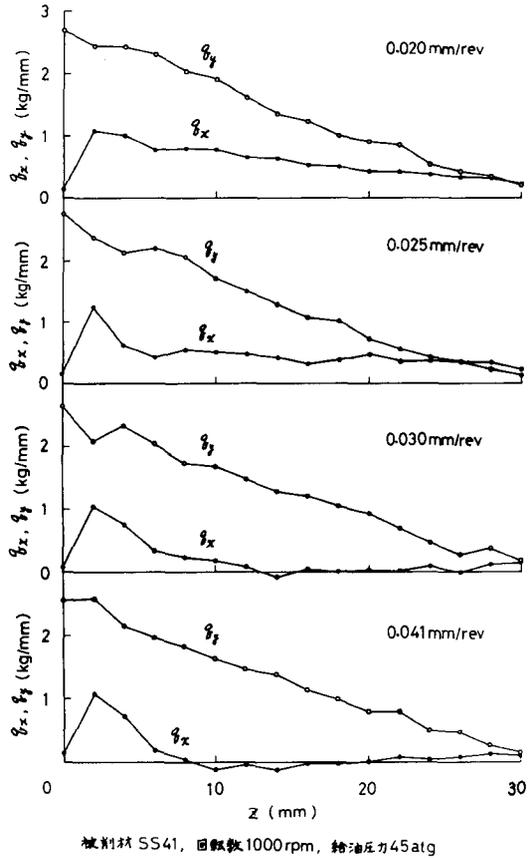


図 5.8 τ_x, τ_y の分布 (SS41 の場合)

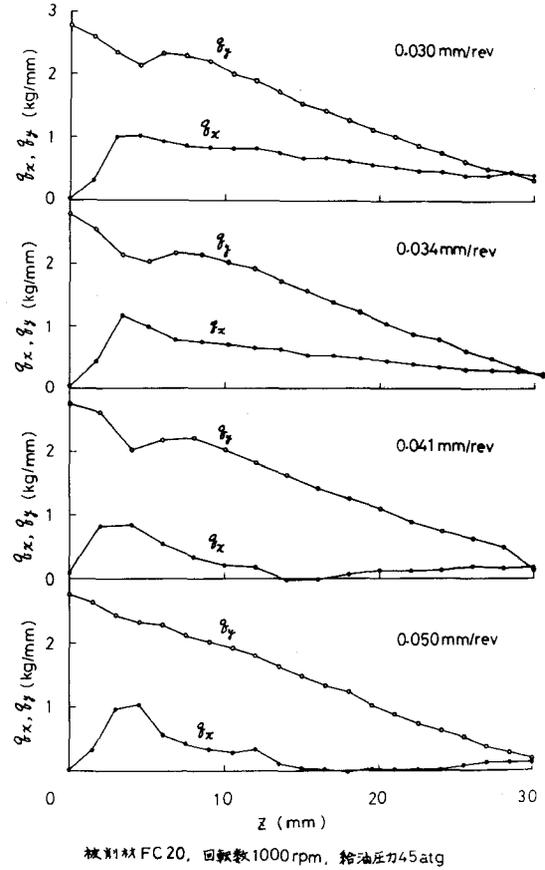


図 5.9 τ_x, τ_y の分布 (FC20 の場合)

るから、送り量の増加とともに P_y も増加すると予想された。しかし測定結果の P_y は前述のように送り量が変わっても余り変化していない。したがってこのことは、切削主分力が P_y とつりあうのはある特定の送り量（あるいはある狭い範囲の送り量）のときのみであって、送り量がこれと異なるときにはドリルチップが大きく浮上がるか、もしくは沈んで穴壁との直接接触を生じ、切削主分力と P_y および直接接触に基づく力の3者間でつりあうべきことを示唆する。この特定の送り量が前章における臨界送り量に対応すると考えられる。前章によれば、送り量が小さいとき切削力に抗してドリルチップが穴壁から浮上がった状態にあり、それより送り量が増加して切削力が臨界値 F_{cr} になったときドリルチップが沈んでその先端が穴壁と直接接触を起こす。前章でそのときの送り量を臨界送り量と呼び、 F_{cr} の切削主分力を推定した。その推定値は給油圧力 30, 45, 60 atg のとき、それぞれ 50, 63, 70 kg であった。これらと P_y の測定値と比較するといずれの給油圧力の場合でも P_y のほうがかなり小さい。この原因については、圧力測定において圧力検出孔付近での油膜圧力の平均化や低下が生じて、真の油膜圧力（圧力検出孔がないときの油膜圧力）を測定しがたいことが考えられる¹⁾。また切削力を支えるものとして、油膜支持力のほかにドリルチップ先端面（切れ刃逃げ面など）やシャンクの周囲に作用する圧力を考慮しなければならない。しかしこれらの圧力がドリルチップの姿勢にほとんど影響されないので、表 5.1 のような送り量の大小（穴の中でのドリルチップの浮沈）と油膜支持力との関係は定性的に正しいと考えられる。

5.3 油膜圧力分布の数値計算

5.3.1 計算方法

定常状態におけるすべり軸後の油膜圧力を支配するレイノルズ方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.1)$$

ここで、 p : 油膜圧力, h : 油膜厚さ, μ : 油粘度 (一定であると仮定する),
 U : すべり速度,

x : すべり方向座標 (ドリルチップの周方向 θ 座標に対応する),

z : 軸受幅方向座標 (ドリルチップの長さ方向 z 座標に対応する)

である。有限幅のすべり軸受の場合に従来からよく用いられている数値計算法と同様に、ドリルチップの外周面を格子分割し、差分方程式に変換したレイノルズ方程式から各格子点の圧力を逐次緩和法で求める。なお計算例は給油圧力 45 atg の場合についてのみ行うことにする。

ドリルチップ外周 (ランドのみ) の展開面を図 5.10 のように長方形で近似し、表 5.2 のように θ 方向を 117 分割, z 方向を 15 分割した。分割のとき油膜厚さが急激に変化する場合と大きな圧力変化が予想される場所の格子目を細かくした。式 (5.1) の差分化には 5 点公式を適用した。境界条件である周囲圧力については、ドリルチップ先端 ($z=0$) の圧力を前節での実測値 (給油圧力 45 atg) に基づき図 5.10 に示すような圧力分布であるとした。ただし、この圧力分布はドリルチップ外周の前縁 (実際はほぼらせん状になっている)

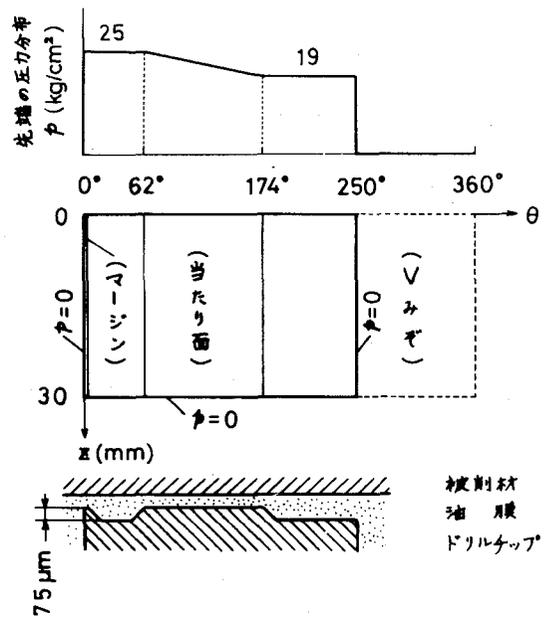
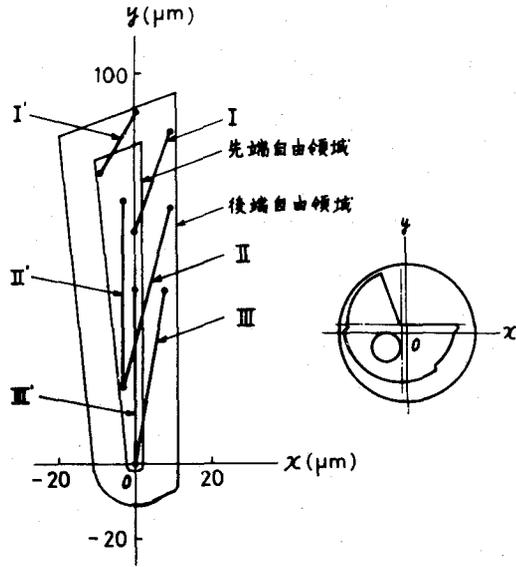


図 5.10 ドリルチップ外周の展開面および境界条件としての周囲圧力分布

表 5・2 ドリルチップ外周面の格子分割



姿勢	先端の位置		後端の位置		(加工条件)	
	x	y	x	y	被削材	送り量の大小
I	0	60	9	85	SS41	小
II	-3	20	9	66	SS41	中
III	0	0	8	44	SS41	大
I'	-9	75	0	90	FC20	小
II'	-3	20	-3	68	FC20	中
III'	0	0	0	45	FC20	大

θ 方向 (右図参照)

区間番号	θ (°)	分割数	Δθ (°)
1	0~3	3	0.5
2	3~9	6	0.5
3	9~14	5	1
4	14~51	37	4.1
5	51~56	5	1
6	56~62	6	0.5
7	62~68	6	2
8	68~164	96	4
9	164~174	10	2
10	174~180	6	0.5
11	180~186	6	1
12	186~244	58	3.9
13	244~250	6	2
分割総数		117	

Z 方向

区間番号	z (mm)	分割数	Δz (mm)
1	0~3	3	1
2	3~6	2	1.5
3	6~9	1	3
4	9~12	1	3
5	12~15	1	3
6	15~18	1	3
7	18~21	1	3
8	21~24	1	3
9	24~27	1	3
10	27~30	3	1
分割総数		15	

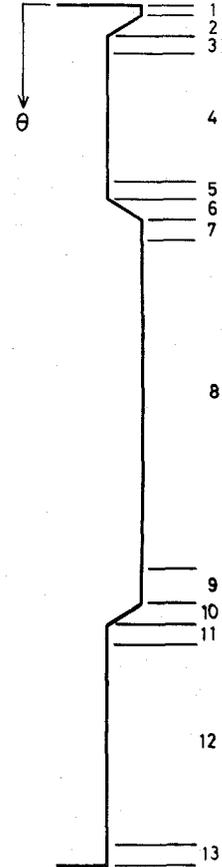


図 5・11 数値計算に用いたドリルチップ姿勢

に浴うものであり，図 5・6 および 5・7 における $\alpha = 0$ のときの圧力分布とは異なる。また V みぞやドリルチップ後端における圧力については，簡単のために $p = 0 \text{ kg/cm}^2$ とした。

加工穴の中でのドリルチップ姿勢は第 3，4 章での実験結果から，図 5・11

に示すような代表的なもの 6 種類を選んだ。この図はドリルチップ自由領域を用いてドリルチップ姿勢を示したもので， x, y 座標の原点を穴中心にとり， x 軸をドリルチップの切れ刃すくい面に平行にとっている。ドリルチップが太実線で示されており，その両端の黒丸がドリルチップの両端の位置を示す。たとえば姿勢 III の場合，ドリルチップ先端が穴中心と同心になっており，後端がすくい面 (x 方向) に対して 80° の方向に浮上がっている。姿勢 I，II，III は被削材が S S 41 の場合にみられたものであり，I'，II'，III' は FC 20 の場合にみられたものである。III，III' は送り量が比較的大きいときにみられた形態 A のものである。I，II および I'，II' はそれぞれ III および III' より送り量が小さいときの形態 B のものである。

計算に用いたそのほかの諸条件は表 5・3 のとおりで，すべて前節の実験条件に準じた値である。

5・3・2 計算結果および実験結果との比較検討

前述したドリルチップの各姿勢について計算された圧力分布を図 5・12 に示す。ただし姿勢 II'，III' のときの圧力分布がそれぞれ II，III の圧力分布とよく似ていたため，それらの図を省いた。数値計算では V みぞで $p = 0 \text{ kg/cm}^2$ と仮定し，ランド ($0^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$) のみの圧力分布を求めたので，ここではその部分の

表 5・3 計算に使用した諸条件

項 目	数 値
穴 径	19.994 mm
ドリル 径	19.990 mm
ドリルチップ長さ	30 mm
バックテーパ	6 $\mu\text{m}/10 \text{ mm}$
切削油粘度	$1.34 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$
回 転 数	1000 rpm
給 油 圧 力	45 atg

みを示してある。実験結果(図5.6および5.7)と同じように、ここでもランドの圧力は z が増加するにつれて全体的に漸減している。また θ 方向の圧力変化 a, b, c, d がみられ、それらが現われる様子が各姿勢によって異なっている。まず、被削材SS41の場合の図5.6を図5.12と比較すると、送り量 0.020 mm/rev のときは姿勢I'の圧力分布とよく似ている。I'は運動測定の際被削材がFC20の場合に見られたものであったが、圧力分布測定ではSS41の場合にもかかわらず、I'と類似したドリルチップ姿勢になったものと思われる。また送り量 0.025 mm/rev の圧力分布は姿勢Iのものに似ており、 $0.030, 0.041 \text{ mm/rev}$ の場合はⅢのものに似ている。つぎに被削材FC20の場合の図5.7を図5.12と比較すると、送り量 $0.030, 0.034 \text{ mm/rev}$ の圧力分布は姿勢I'のものに、 $0.041, 0.050 \text{ mm/rev}$ のときはⅢの圧力分布とよく似ている。ただし 0.050 mm/rev 、 $z = 4.5 \text{ mm}$ の圧力分布が姿勢I'、 $z = 3 \text{ mm}$ の場合と類似しているので、この時点でドリルチップが浮上っていて、つぎに $z = 10.5 \text{ mm}$ のときにはドリルチップが沈下して姿勢Ⅲのようになったと考えられる。以上のように、運動測定でのドリルチップ姿勢そのものが圧力分布測定で正確に再現されなかったため、実験と数値計算の両結果のあいだには厳密な対応ができていないが、送り量の大小によってドリルチップが浮沈することを考えて比較するならば、両者がよく類似しているといえる。

θ 方向の圧力分布について検討するために、油膜圧力を静力学的な油膜圧力 p_s と動力学的な油膜圧力 p_d とに分解してみる。 p_s は給油圧力によって発生する油膜圧力であり、式(5.1)で $U=0$ とおいて求められる。 p_d は被削材の回転によって発生する油膜圧力であり、境界条件の周囲圧力をすべて 0 Kg/cm^2 として式(5.1)を解けば求められる。その結果を図5.13に示す。全体的にみて油膜圧力の大半が p_s によるものであることがわかる。ドリルチップが大きく浮上している姿勢I', Iでは p_s は θ とともにゆるやかに減少している。

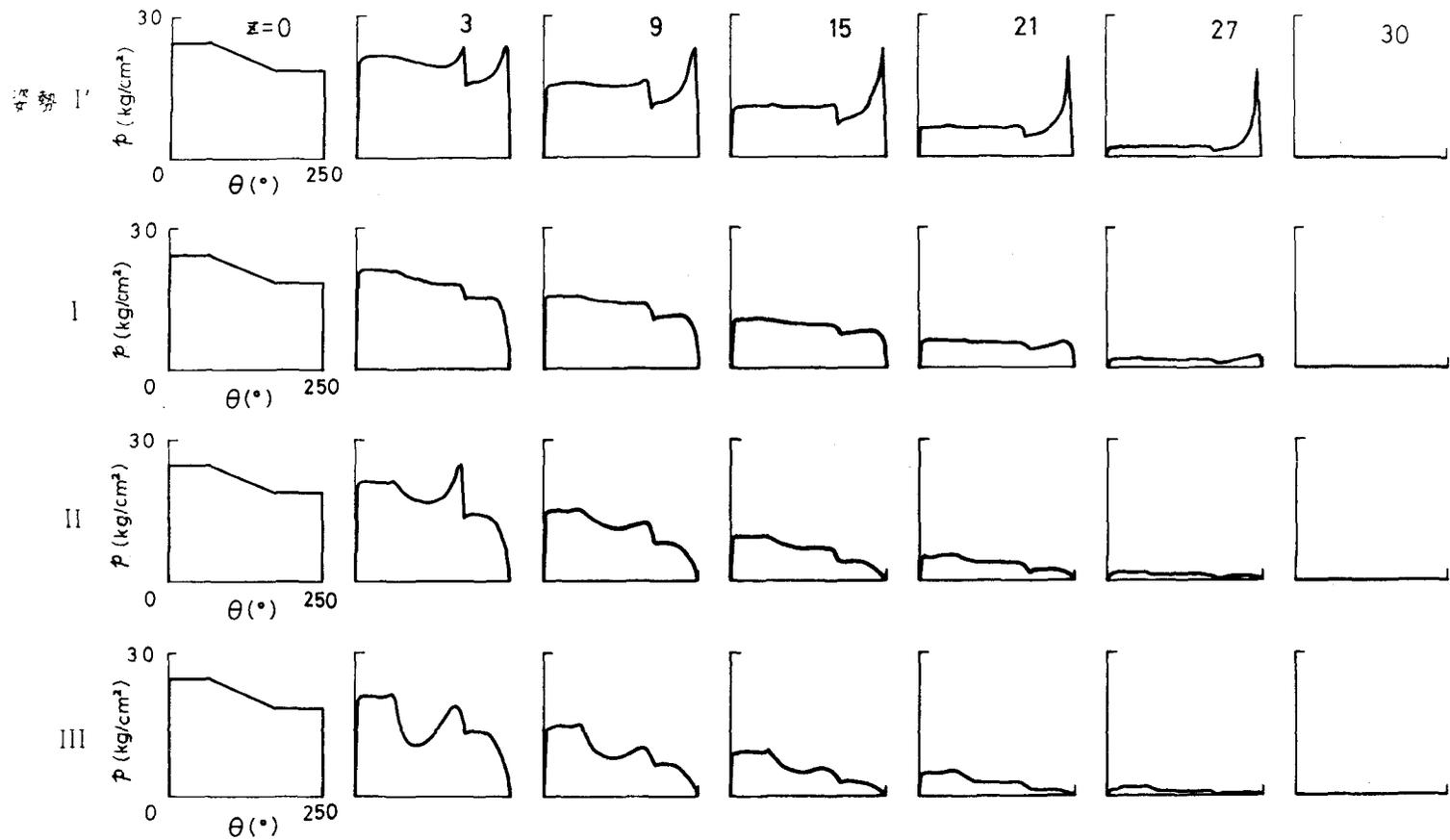


図 5・12 数値計算による油膜圧力分布

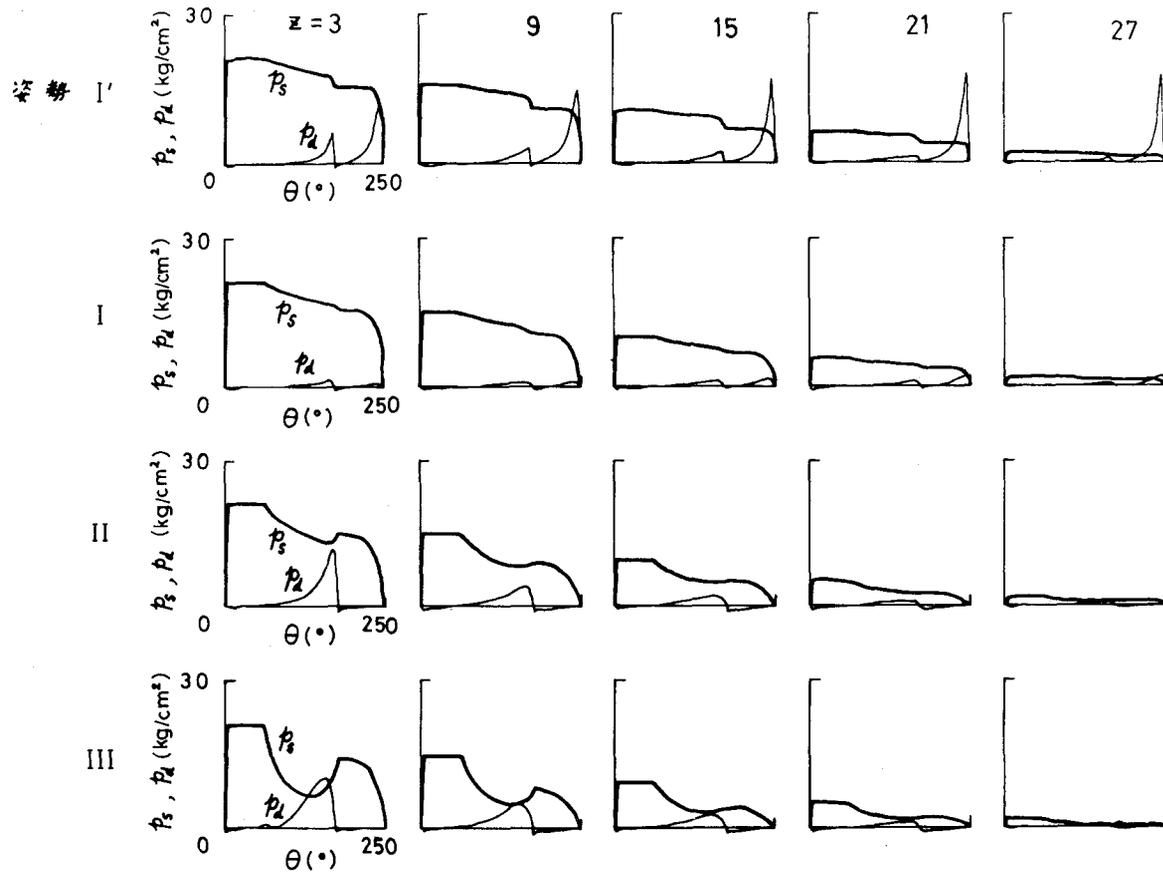


図 5.13 油膜圧力の分解

しかしドリルチップが沈んでいる姿勢Ⅲの場合には、 P_s はドリルチップ先端側の当たり面 ($62^\circ \leq \theta \leq 174^\circ$) で深い谷を形成している。この圧力の谷は圧力変化Cに対応している。ドリルチップが穴に対して傾斜していることやバックテーパーのために、当たり面の油膜形状が π 方向に末広がりになって急激な圧力低下が生じたと考えられる。そしてドリルチップが浮上がった場合には、当たり面の油膜厚さが全体的に大きいので、この末広がり形状の効果が弱くなったと思われる。つぎに P_d についてみると、大抵の場合当たり面で圧力の山があり、その高さが π とともに減少している。この圧力の山は圧力変化dに対応している。ドリルチップが大きく浮上がった姿勢Ⅰ'、Ⅱ'の場合、ランドの終点 ($\theta = 250^\circ$) 付近でも圧力の山ができており、これは圧力変化bに対応している。これら P_d の圧力の山はすべり軸受の場合と同様に、すべり方向の油膜の形状によるくさび作用に基づくものと考えられる。

表5・4 数値計算による油膜支持力と作用点の位置

(給油圧力 45 atg)

姿勢	P_x (kg)	P_y (kg)	l_x (mm)	l_y (mm)
Ⅰ	18.2	45.6	10	10
Ⅱ	9.0	43.9	5	9
Ⅲ	3.4	37.5	-4	10.
Ⅰ'	28.3	38.3	11	9
Ⅱ'	15.8	45.2	8	9
Ⅲ'	11.2	43.4	6	10

表5・4に油膜支持力の結果を示す。表よりわかるように、 P_x はドリルチップが浮上がるにつれて増加しており、 P_y は姿勢Ⅰ'のときを除けば P_x と同じ傾向にあるが余り大きく変化していない。姿勢Ⅱ'およびⅢ'の油膜支

持力はⅡおよびⅢのものよりそれぞれ幾分大きい。表5・4を実験結果の表5・1と比較するとき、すでに圧力分布の比較のところ述べたように、ドリルチップ姿勢が油膜圧力測定の実験で測定されたわけではないので余り厳密なことはいえない。しかし送り量の大小によってドリルチップが浮沈することを考えて両者を比較するならば、定性的にはほぼ一致しており、定量的には l_x 以外のものがほぼ妥当な大きさであるといえる。ところで P_x の作用点の位置 l_x は次式で求められ

る。

$$l_x = \frac{\int_0^w q_x \cdot z \cdot dz}{\int_0^w q_x \cdot dz} = \frac{\int_0^w q_x \cdot z \cdot dz}{P_x}$$

ただし, $q_x = q_x(z) = -\frac{d}{2} \int_0^{2\pi} p(\theta, z) \cdot \cos \theta \cdot d\theta$

w : ドリルチップ長さ

d : ドリルチップ径

この式でわかるように, P_x が小さい場合には $q_x(z)$ の分布すなわち油膜圧力のわずかな変化によって l_x が大きく変化することになる。前述のように, 数値計算と実験の両結果のあいだで P_x が小さい場合の l_x が大きくく離れたのはこのためであると考えられる。図5・14に q_x, q_y の分布を示す。 q_x の分布形はドリルチップ姿勢によって変化するが, q_y はいずれもドリルチップ姿勢には余り影響されず, 実験結果の図5・8および5・9とよく似た分布をしている。

以上より, 数値計算によって求められた油膜圧力分布はほぼ妥当なものといえる。また別の見方を

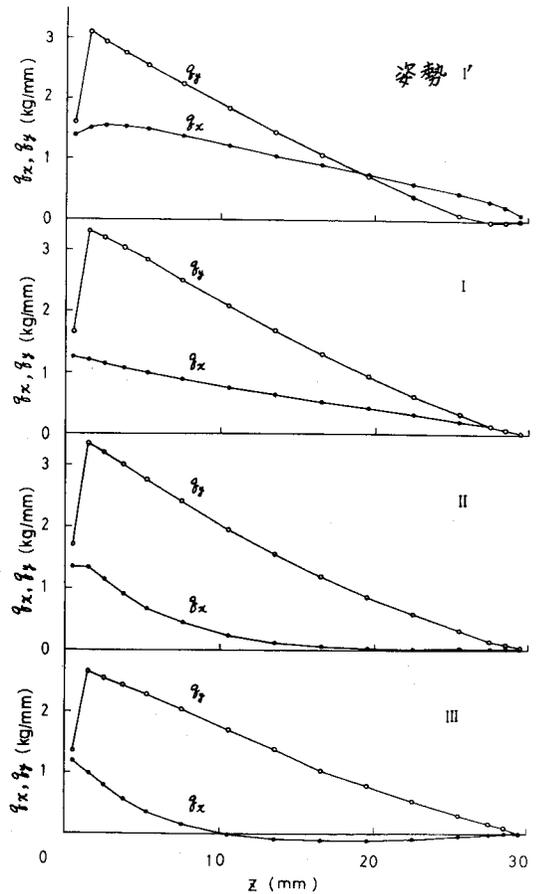


図5・14 q_x, q_y の分布
(数値計算)

すれば，穴加工中におけるドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成し，その機能を果たしているといえる。

5.4 結 言

穴加工中におけるドリルチップ周辺の油膜圧力を測定し，その分布と油膜支持力を求めた。また理論的に数値計算したところほぼ妥当な結果が得られ，ドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受として機能することが確かめられた。

おもな結果はつぎのとおりである。

- (1) ランドにおける油膜圧力は，その大半が給油圧力による静力学的な油膜圧力であり，ドリルチップの先端から後端にいくにつれて全体的に漸減し，後端では大気圧に近い。Vみぞでの圧力はランドでの圧力よりはるかに低い。ランドにおける油膜圧力は送り量の変化（ドリルチップ姿勢の変化）によって微妙に変化する。
- (2) 油膜支持力の切れ刃すくい面に垂直な成分は給油圧力の上昇とともに増大するが，送り量（ドリルチップ姿勢）が変わっても余り大きな変化をしない。切れ刃すくい面に平行な成分はいつもドリル中心からマージンの方向に向いており，給油圧力一定で送り量が減少するとき（ドリルチップが切削主分力に抗して浮上するとき）大幅に増大する。

参 考 文 献

- 1) 佐々木，上田，中井：日本機械学会論文集，33-247(1967)473.
- 2) 田中，染谷：日本機械学会論文集，38-315(1972)3000.
- 3) 益子，仙波，伊東：潤滑，18-1(1973)35.

第6章 ドリルチップ-加工穴の軸受特性

6.1 緒言

第5章で、ドリルチップ-加工穴の軸受特性を解明するための初段階としてドリルチップ周辺の油膜圧力を検討し、その圧力分布がドリルチップ姿勢によって変化することを明らかにした。しかし油膜圧力測定が実際の穴加工時になされたので、当然のことながら穴の中でのドリルチップの位置を任意に設定することができず、その結果のみからドリルチップ-加工穴の軸受特性を知ることは困難である。そこで本章では、ドリルをドライバで固定支持された片持はりとみなしてドリルチップに作用する切削力や油膜支持力などによって生じる曲げたわみを考慮し、数値計算法によって加工穴の中での任意の位置におけるドリルチップ姿勢をシミュレーションしながら、軸受特性とくに油膜支持力を検討する。計算の諸条件は主として第3～5章における実験条件に準じたものであり、このほかにいくつかの因子を変化させてその影響を調べた。なお、油膜圧力の計算法は第5章のものを利用した。

6.2 計算方法

前章の実験結果によれば、ある特定の送り量以外ではドリルチップが穴壁と直接接触を生じているが、計算にあたっては、まずドリルチップと加工穴で形成される軸受が正常な軸受として作動するものとして、ドリルチップに作用する切削力と油膜支持力を考える。すると、この両者のつりあいによってドリルチップの姿勢が決まる。後述するように計算の過程で不合理が生じた場合には直接接触到に基づく力を導入する。

さて、通常のすべり軸受における特性から類推して、油膜支持力はドリルチップの姿勢によって変化するが、油膜のばね特性が非線形であると思われる。した

がってドリルチップのつりあい姿勢を求めるには試行錯誤の手法によらざるをえない。また設定された切削力に対してつりあい姿勢を求めるのが望ましいが、通常のすべり軸受の場合と同様にその収束解をうることは困難である。ここではつぎのような手順でつりあい姿勢を求めることにする。

(1) 最初に姿勢を仮定し、そのときの油膜支持力を計算する。

(2) つぎにその油膜支持力と切削力がつりあっているとして、ドリルの曲げ公

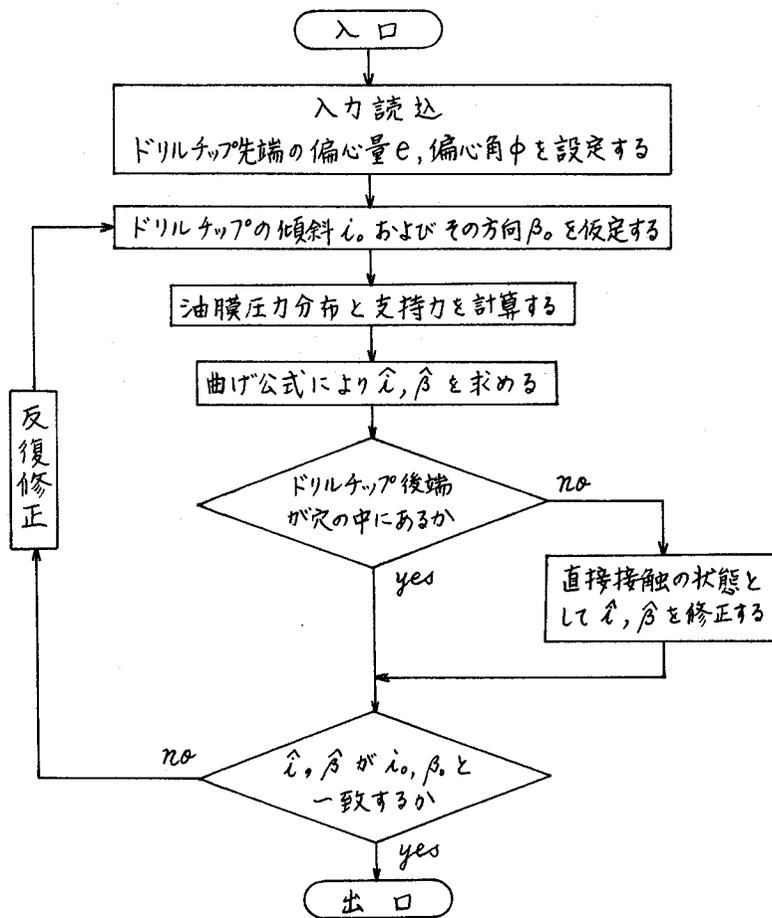


図 6.1 計算のフローチャート

式により姿勢を計算する。

(3) 両姿勢が一致するまで仮定姿勢を修正して計算をくりかえす。

図6・1に計算のフローチャートを示す。

おもな仮定は、

(1) ドリルチップは剛体であってシャンクのみが弾性変形する。

(2) 加工穴に形状誤差がない。

(3) ドリルチップが穴壁と直接接触する場合、接触力が接触面に垂直に作用する。

などである。

以下、図6・1の計算のフローチャートにしたがって計算方法を詳述する。

〔入力読込〕

計算条件を入力する。対象としたドリル寸法、加工条件などの計算条件は表6・1および図6・2に示すとおりで、これらは第3～5章での実験条件とほぼ同じであって、以下「標準条件」と呼ぶことにする。このほかにいくつかの因子を変化させてその影響を調べたが、6・3節で詳しく述べる。

〔ドリルチップ先端の偏心率 e 、偏心角 ϕ を設定する〕

加工穴の中でのドリルチップの姿勢はドリルチップ自由領域を用いて図6・3のように表示される。 e はドリルチップ先端の穴に対する偏心率、 ϕ は偏心角、 α はドリルチップの傾斜、 β は傾斜の方向である。ドリルチップの姿勢が e 、 ϕ 、 α 、 β で決まるが、本計算法のような試行錯誤で4個の変数を収束させることは非常に困難である。ここではドリルチップ先端の位置(e 、 ϕ)をあらかじめ設定しておき、 α 、 β について収束解を求めることにする。設定した(e 、 ϕ)をドリルチップ自由領域内にプロットしたのが図6・4である。 $e = 10, 20, 40, 60, 80 \mu\text{m}$ の場合、 ϕ をそれぞれ3種類ずつとったが、

表 6.1 標準条件

項 目	記号	標 準 値
ドリル径	d	19.990 mm
ドリルチップ長さ	w	30 mm
バックテーパ		6 μm / 10 mm
ボディクリアランス		100 μm
シャンク長さ	l	580 mm
シャンクの断面2次モーメント	I _{aa} I _{bb}	2.0 × 10 ³ mm ⁴ 4.1 × 10 ³ mm ⁴
シャンクの縦弾性係数	E	2.1 × 10 ⁴ kg/mm ²
穴径	D	19.994 mm
被削材回転数	N	1000 rpm
給油圧力		30, 45, 60 atg
切削油粘度	μ	1.34 × 10 ⁻⁷ kg·s/cm ²

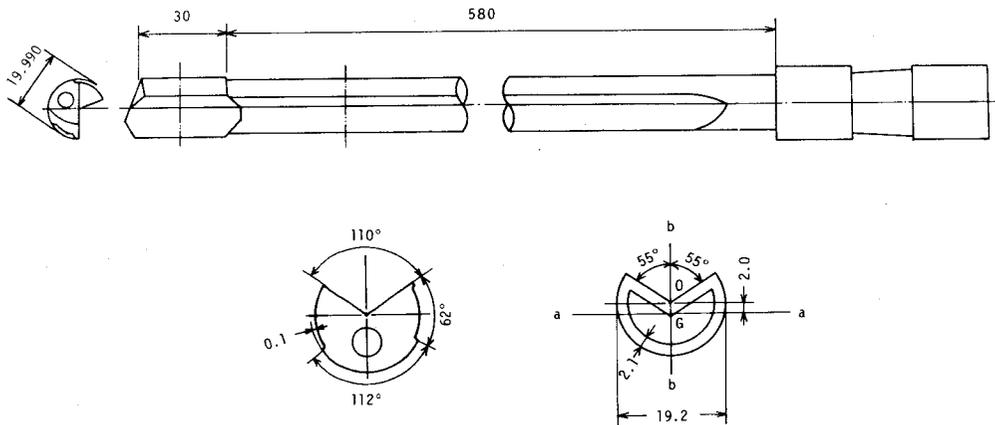
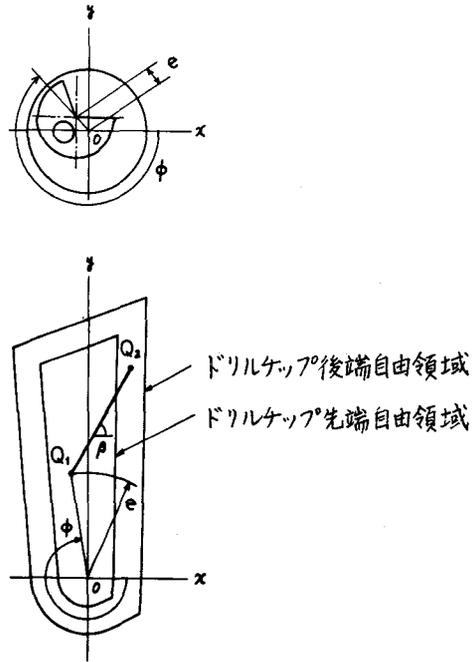


図 6.2 ガンドリルの形状 (標準条件)



Q_1 : ドリルチップ先端の位置

Q_2 : ドリルチップ後端の位置

$$i = \frac{\overline{Q_1 Q_2}}{(\text{ドリルチップ長さ } w)}$$

図 6.3 ドリルチップ姿勢の表示法

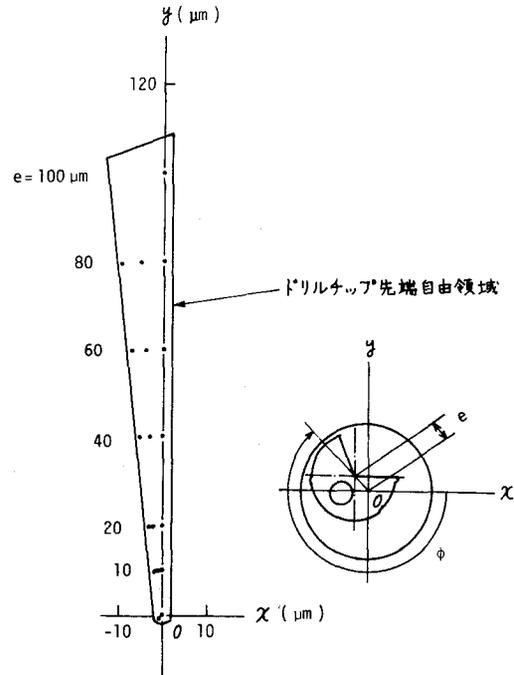


図 6.4 e, phi の設定

中が最小のものは当たり面終点 ($\theta = 174^\circ$) での油膜厚さが $1\mu\text{m}$ のときのものである。

[ドリルチップの傾斜角 α_0 およびその方向 β_0 の仮定]

第3章の実験結果によると α_0 は給油圧力によって変化するが、 $(1 \sim 2) \times 10^{-3}$ の範囲にある。また β_0 は $70 \sim 85^\circ$ である。これに基づいて α_0 , β_0 の初期値を仮定した。

[油膜圧力分布, 支持力の計算]

前章における油膜圧力分布計算法をそのまま用いた。このとき境界条件として与えたドリルチップ先端の圧力分布を図6.5に示す。ここで横軸 θ はドリルチップ周方向のマージンからの角度である。そのほかの境界であるVみぞやドリルチップ後端での圧力はすべて 0 kg/cm^2 であるとした。油膜圧力を面積分して油膜支持力とその作用点の位置を求めたが、その際に切れ刃すくい面に平行な方向と垂直な方向とに成分わけした。

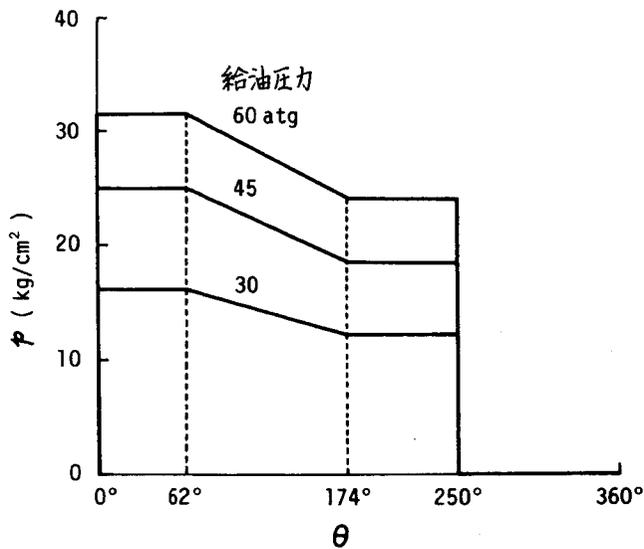


図6.5 ドリルチップ先端の圧力分布

〔曲げ公式により $\hat{\epsilon}$, $\hat{\beta}$ を求める〕

ドリルチップにかかる力は図6.6のように切削主分力 F_c , 切削半径力 F_r , 切削スラスト F_t , 油膜支持力 P_x, P_y , 油圧スラスト P_t , シャンク内油圧力 P_s などである。このうち、 z 方向の力 F_t, P_t, P_s の作用線がドリルシャンクの断面の図心を通らないので曲げモーメントとして作用する。しかし P_t と P_s による曲げモーメントはほぼ相殺するので、ここでは両者を無視することにする。いま、切削スラスト F_t の作用点が切れ刃の中央にあるとすると、図6.7のようにシャンクの断面の図心から $\overline{GH} =$

6.3 mm だけはなれており、これによる主軸 aa, bb まわりの曲げモーメントは次式のようになる。

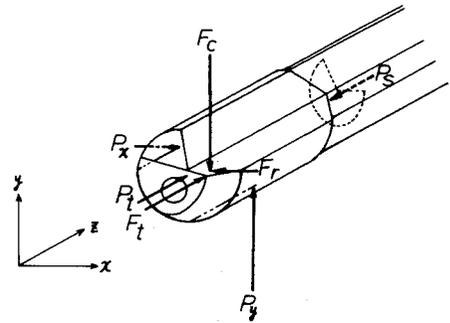
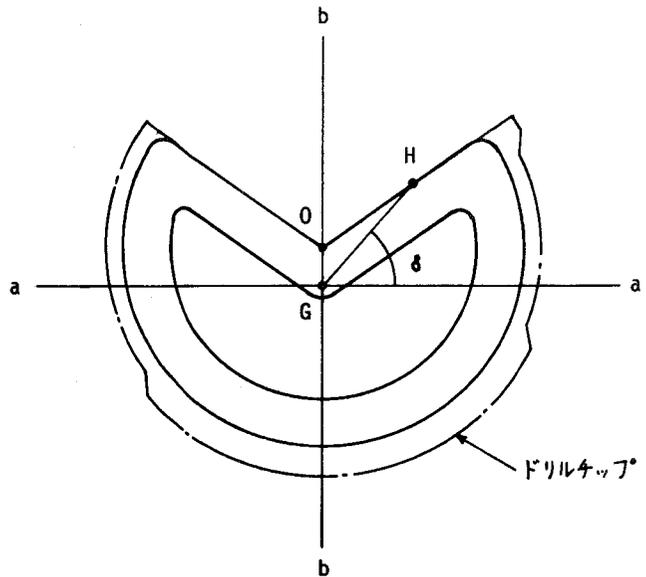


図6.6 ドリルチップに作用する力



- | | |
|---------------|-----------------------|
| O: ドリル中心 | OG = 2.0 mm |
| G: シャンクの断面の図心 | OH = 5.0 mm |
| H: F_t の作用点 | GH = 6.3 mm |
| | $\delta = 20.5^\circ$ |

図6.7 切削スラスト F_t の作用点とシャンクの断面の図心

$$\left. \begin{aligned} M_{aa} &= F_t \cdot \overline{GH} \cdot \sin 20.5^\circ \\ M_{bb} &= F_t \cdot \overline{GH} \cdot \cos 20.5^\circ \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

さて、図 6.8 のようにドリルをドライブで固定支持された片持はりと考える。ここで F' は切削力、 P' は油膜支持力、 M'_0 は F_t による式 (6.1) の曲げモーメントである。 l_1 は

P' の作用点のドリルチップ先端 (円筒面の前縁) からの距離であって、これは油膜圧力分布によって変化する。 l_2 は切削力の作用点のドリルチップ先端からの距離であり、

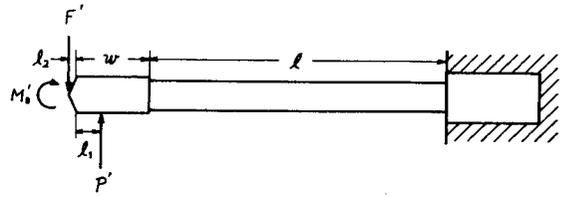


図 6.8 ドリルの曲げ公式を導くための説明図

前章などで用いられたドリルの刃先形状から $l_2 = 2 \text{ mm}$ とした。一般にドリルチップ (超硬合金製) の曲げこわさがシャンクのその 4~5 倍なので、ここではドリルチップを剛体とみなし、シャンクのみが変形するものとする。いま、シャンクの一つの主軸まわりに F' 、 P' 、 M'_0 が作用し、ドリルチップ先端でのたわみが v_0 のときのドリルチップの傾きが i' であるとする。次式が成立つ。

$$i' = \frac{l}{EI} \left\{ \frac{1}{2} (P' - F') l + M'_0 + P'(w - l_1) - F'(w + l_2) \right\} \quad (6.2)$$

$$F' = \frac{P' \left\{ \frac{1}{3} l^2 + l(w - \frac{1}{2} l_1) + w(w - l_1) \right\} + M'_0 (w + \frac{1}{2} l) + v_0 \frac{EI}{l}}{\frac{1}{3} l^2 + l(w + \frac{1}{2} l_2) + w(w + l_2)}$$

(6.3)

計算の流れの初段階で設定されたドリルチップ先端の位置 (e, 中) から v_0 が決まり、また油膜支持力の計算結果より P' 、 l_1 が与えられる。しかし、 M_0 を与える式 (6.1) で F_t が不明である。そこで切削力の測定結果¹⁾ に基づ

いて切削スラスト F_t を主分力 F_c の $1/2$ とした。以上より各々の断面主軸について F_{aa} , F_{bb} , i_{aa} , i_{bb} が求められ、これらを x, y 座標に変換して \hat{F}_c , \hat{F}_r , \hat{i} , $\hat{\beta}^*$ が求められる。

〔ドリルチップ後端が穴の中にあるか〕

図 6.3 において e , i が大きいときや β が小さいときドリルチップ後端 Q_2 がドリルチップ自由領域の境界にぶつかることがある。実際にはドリルチップ後端が穴壁と直接接触をすることであり、とくにマージンが穴壁に接近しても、ここでの油膜がくさび形状にならず、油膜圧力が上昇しないので直接接触を起しやすと思われる。

このようなときいかなる i_0 , β_0 を仮定しても、油膜支持力のみを考慮て求められた \hat{i} , $\hat{\beta}$ では必ずドリルチップ後端 Q_2 がドリルチップ自由領域の外へ出るという不合理が生じる。また、試行錯誤の途中で i_0 , β_0 が不適切なために \hat{i} , $\hat{\beta}$ が不合理を生じることもある。いずれにしても \hat{i} , $\hat{\beta}$ が不合理を生じた場合にはすべて直接接触を生じたとして、接触力を導入することにする。

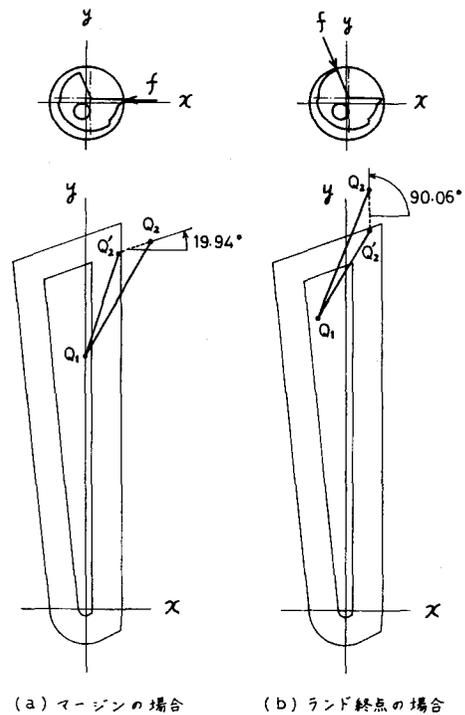


図 6.9 直接接触状態の説明図

* 収束解でないので記号「へ」を付した。

(直接接触の状態として \hat{i} , $\hat{\beta}$ を修正する)

図 6・9 にドリルチップ後端が穴壁と直接接触している状態を示す。図(a) はマージンが、図(b) はランド終点が接触したときのものである。接触力が接触面に垂直に作用すると仮定し、油膜支持力のみを考慮して求められた \hat{i} , $\hat{\beta}$ の場合のドリルチップ後端 Q_2 が f のために Q_2' に移動して、姿勢が \hat{i} , $\hat{\beta}$ になったとする*。このときシャンクの断面 2 次モーメント I_{aa} と I_{bb} が等しくないので、 \vec{f} と $\overrightarrow{Q_2 Q_2'}$ は平行でなく図 6・9 のような角度をなす。もし \hat{i} , $\hat{\beta}$ が i_0, β_0 に一致するならば収束解が求まったことになる。ただし切削力についても接触力の分だけ修正されなければならない。その修正量と f の大きさはドリルチップ後端の移動 $\overrightarrow{Q_2 Q_2'}$ のときの曲げたわみより、式(6・2) および(6・3)を用いて計算される。

(\hat{i} , $\hat{\beta}$ が i_0, β_0 と一致するか) および(反復修正)

収束判定の条件をつぎのようにした。

$$\left. \begin{array}{l} \left| \frac{\hat{i} - i_0}{i_0} \right| < 0.01 \\ |\hat{\beta} - \beta_0| < 1^\circ \end{array} \right\} \quad (6.4)$$

また反復修正については、収束解が (i_0, β_0) と $(\hat{i}, \hat{\beta})$ の中間にあると考えてつぎのように修正した。

$$\left. \begin{array}{l} i_0^{(n)} = i_0^{(n-1)} + \omega (\hat{i}^{(n-1)} - i_0^{(n-1)}) \\ \beta_0^{(n)} = \beta_0^{(n-1)} + \omega (\hat{\beta}^{(n-1)} - \beta_0^{(n-1)}) \end{array} \right\} \quad (6.5)$$

ただし、

* 本来なら点 Q_2' はドリルチップ自由領域の境界線上にあるべきであるが、油膜圧力を計算するときの都合上、接触箇所での油膜厚さが $0.5 \mu\text{m}$ になるように点 Q_2' を決める。

n : くりかえし回数

w : 緩和係数 0.4 ~ 0.5

表6・2に収束経過の例を示す。ここで P は油膜支持力 P_x, P_y の合力であり、 α はその方向である。同じ (e, ϕ) に対してたがいにかげはなれた2組の初期仮定値 (i_0, β_0) を出発してから $n=5\sim 6$ で式(6・4)を満たして収束している。さらに反復修正すると $n=10$ で両者がほとんど一致している。そして式(6・4)の収束解が $n=10$ の解に対して十分信頼できる。

表6・2 数値計算の収束経過

(給油圧力45 atg)

ドリルチップ先端の位置 (e, ϕ)	n	i_0 ($\times 10^{-3}$)	β_0 ($^\circ$)	P (kg)	α ($^\circ$)	z ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)
$e = 1 \mu\text{m}, \phi = 150^\circ$	1	1.5	88.0	50.17	75.23	1.2436	79.24
	5*	1.2246	83.05	49.50	79.43	1.2158	82.99
	10	1.2177	83.00	49.58	79.44	1.2176	83.00
	1	0.9	75.0	47.60	84.69	1.1466	88.06
	6*	1.2130	82.97	49.64	79.46	1.2190	83.02
	10	1.2178	83.01	49.58	79.44	1.2178	83.00
$e = 0 \mu\text{m}$	1	1.5	88.0	45.20	79.39	1.1482	81.43
	5*	1.1740	84.21	46.03	82.33	1.1638	84.17
	10	1.1659	84.17	46.11	82.34	1.1658	84.17
	1	0.9	75.0	42.20	88.85	1.0417	90.74
	6*	1.1596	84.15	46.17	82.35	1.1676	84.18
	10	1.1659	84.18	46.11	82.34	1.1660	84.18
$e = 40 \mu\text{m}, \phi = 263^\circ$	1	1.5	85.0	50.06	74.62	1.3238	75.32
	5*	1.3447	77.93	51.00	77.17	1.3392	77.83
	10	1.3402	77.85	51.03	77.20	1.3402	77.85
	1	0.9	75.0	55.04	77.81	1.4755	78.31
	5*	1.3332	77.82	51.10	77.22	1.3423	77.87
	10	1.3402	77.86	51.03	77.20	1.3403	77.86
$e = 40 \mu\text{m}, \phi = 270^\circ$	1	1.5	85.0	47.72	76.35	1.2491	76.46
	5*	1.2898	78.73	49.16	78.54	1.2832	78.65
	10	1.2848	78.69	49.21	78.58	1.2848	78.70
	1	0.9	75.0	52.23	79.93	1.3797	79.91
	5*	1.2779	78.75	49.29	78.63	1.2874	78.75
	10	1.2850	78.71	49.21	78.59	1.2849	78.70

* 収束条件を満足したときのくりかえし回数

6.3 計算結果および考察

6.3.1 標準条件の場合

標準条件での計算結果を表6.3に示す。ここでドリルチップ先端の位置(e, ϕ)の配列は上段から下段にいくにつれてドリルチップが穴の中で浮上がるような順序にしてある。表中の記号MおよびLはそれぞれドリルチップの後端でマージンおよびランド終点が穴壁と直接接触していることを意味する。そして直接接触している場合には、 P_x, P_y として油膜支持力のみでなく、油膜支持力から接触力を差引いた値を括弧内に示した。切削力とのつりあいを考える場合にはこの値のほうが重要である。図6.10~6.12は油膜支持力をグラフにしたものであるがここでも直接接触をした場合には括弧内の値を示した。各特性の傾向はつぎのとおりである。

〔い〕

i は給油圧力が一定の場合、
(e, ϕ)によって余り大きく変

表6.3 標準条件における計算結果

給油圧力	e (μm)	ϕ ($^\circ$)	i ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)	P_x (kg)	P_y (kg)	
30 atg	1	150	0.98	80	10.3	38.8	
	0		0.91	82	6.8	34.6	
	10	258	1.02	78	10.8	38.4	
		264	0.98	80	8.9	37.1	
		270	0.94	80	7.1	35.8	
	20	261	1.02	78	9.7	37.4	
		264	0.99	78	8.4	36.6	
		270	0.94	80	6.6	35.3	
	40	263	1.00	77	9.1	36.0	
		266	0.97	78	8.1	35.2	
		270	0.93	79	7.1	34.4	
	60	263	1.00	74	10.3	34.6	
		266	0.97	74	9.4	34.0	
		270	0.94	75	8.9	33.4	
	80	263	0.98	69	12.9	32.3	
		266	0.96	69	12.3	31.9	
		270	0.94	70	11.9	31.5	
	100	270	0.78	63	17.0 (14.9)	26.3 (26.3)	M
45 atg	1	150	1.21	83	9.3	48.8	
	0		1.16	85	6.4	45.8	
	10	258	1.28	82	10.4	50.1	
		264	1.25	83	8.6	48.9	
		270	1.22	84	7.2	47.7	
	20	261	1.30	80	10.1	50.0	
		264	1.28	81	8.9	49.3	
		270	1.24	82	7.5	48.1	
	40	263	1.33	78	11.4	49.7	
		266	1.31	79	10.5	49.0	
		270	1.28	79	9.8	48.1	
	60	263	1.37	74	14.2	48.7	
		266	1.34	74	13.6	48.1	
		270	1.31	75	13.4	47.2	
	80	263	1.35	68	18.7	45.7	
		266	1.34	68	18.0	45.5	
		270	1.23	73	18.7 (15.9)	45.0 (45.0)	M
	100	270	0.78	63	23.4 (20.6)	42.3 (36.8)	M,L
60 atg	1	150	1.40	84	8.5	56.0	
	0		1.35	86	6.2	53.6	
	10	258	1.49	82	10.1	58.6	
		264	1.46	83	8.7	57.4	
		270	1.42	84	7.4	56.7	
	20	261	1.53	81	11.0	59.5	
		264	1.51	82	9.9	59.0	
		270	1.47	82	8.7	57.8	
	40	263	1.61	77	13.8	59.9	
		266	1.58	78	13.3	59.1	
		270	1.55	79	12.9	58.5	
	60	263	1.64	73	18.3	59.1	
		266	1.62	73	17.8	58.5	
		270	1.54	77	18.4	58.0	
	80	263	1.51	66	23.3	57.0	L
					(24.1)	(54.8)	
		266	1.46	69	23.5	56.5	M,L
				(22.3)	(54.8)		
	270	1.43	76	25.1	55.1	M	
				(19.7)	(55.1)		
100	270	0.78	63	29.3 (27.1)	55.2 (44.7)	M,L	

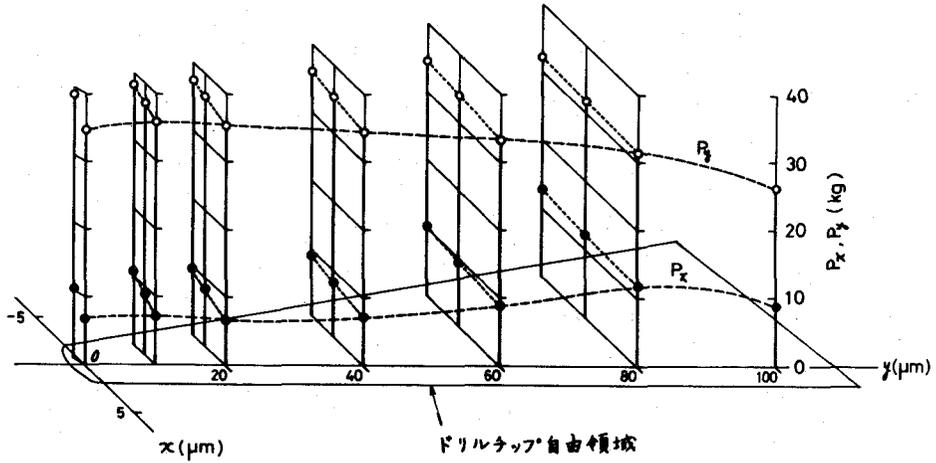


図 6・10 標準条件における P_x, P_y (30 atg の場合)

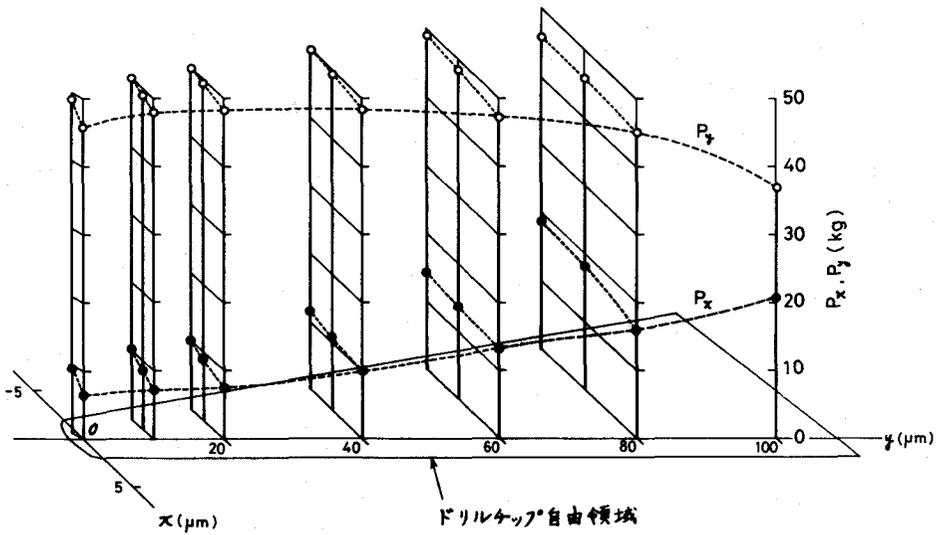


図 6・11 標準条件における P_x, P_y (45 atg の場合)

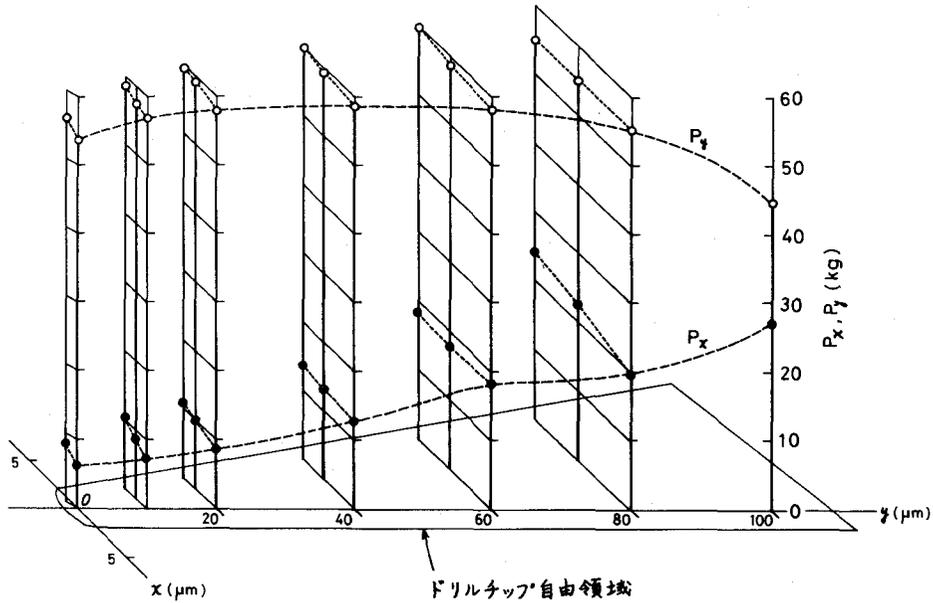


図 6.12 標準条件における P_x, P_y (60 atg の場合)

化しない。そして給油圧力が高いときほど ϵ は大きく、30 atg で $\epsilon = (0.9 \sim 1.0) \times 10^{-3}$ 、45 atg では $\epsilon = (1.2 \sim 1.4) \times 10^{-3}$ 、60 atg では $\epsilon = (1.4 \sim 1.6) \times 10^{-3}$ である。ただし e が大きくなって直接接触が生じる場合には ϵ は幾分小さくなる。

[β]

β は大抵の場合 $70 \sim 85^\circ$ の範囲にあり、 e が大きくなるにつれて漸減する傾向にある。

[P_x]

30 atg の場合の P_x は余り大きく変化しない。しかし 45, 60 atg の場合の P_x は e が大きくなるにつれて増加する傾向にあり、その増加率は 60 atg の場合のほうが大きい。

[P_y]

給油圧力が高くなると P_y は大きくなる。給油圧力が一定の場合、 P_y は e が比較的小さいときにはほぼ一定であるが、 $e = 100 \mu\text{m}$ のときの P_y はすこし小さくなる。

これらの結果を考察するために油膜圧力 p を動力学的な油膜圧力 p_d と静力学的な油膜圧力 p_s とに分解してみる*。図 6・13 にその例を示す。各グラフの横軸 θ はドリルチップ周方向のマージンからの角度を示す。 z はドリルチップの先端からの距離(単位: mm)である。この図からわかるように、 e が小さい場合ドリルチップ先端側の当たり面 ($62^\circ \leq \theta \leq 174^\circ$) で p_s が急激に低下して圧力の谷になっている。この圧力の谷は、ドリルチップが傾斜していることやバックテーパにより、当たり面の油膜形状が z 方向に末広がりになったためと考えられる。一方 e が大きい場合には、圧力の谷が現われず p_s は θ とともにゆるやかに減少している。この場合、当たり面の油膜厚さが全体的に大きいので、上述の末広がり形状の効果が弱くなったと思われる。

そして e が 20, 40, 80 μm と増加するとき、 θ 方向の p_s の減少はだんだんゆるやかになっており、このことが給油圧力が比較的高いときの P_x が e とともに増大した原因である。つぎに p_d をみると、 $e = 80 \mu\text{m}$ の場合を除いて、ほとんど当たり面でしか発生せず、 e が増加すると油膜厚さが増して減少している。 $e = 80 \mu\text{m}$ の場合にはランド終点付近での油膜厚さが小さくなって p_d が発生している。また p_d

表 6・4 p_s, p_d による油膜支持力
(給油圧力 45 atg)

e (μm)	ϕ ($^\circ$)	P_{sx} (kg)	P_{sy} (kg)	P_{dx} (kg)	P_{dy} (kg)
1	150	-4.9	33.6	14.0	14.9
	0	-4.2	34.2	10.3	11.1
	10	258	-0.3	40.4	10.5
10	264	0.0	40.4	8.4	8.1
	270	0.2	40.4	6.8	7.0
	20	261	2.9	43.5	7.2
20	264	3.2	43.3	6.0	5.6
	270	3.3	43.2	4.4	4.5
	40	263	7.7	45.9	3.7
40	266	7.8	45.4	2.6	3.6
	270	7.8	45.0	1.9	3.1
	60	263	11.7	46.6	2.6
60	266	11.7	45.4	2.0	1.3
	270	11.4	45.6	2.4	0.9
	80	263	14.6	45.7	3.4
80	266	14.5	45.4	3.0	-0.7
	270	15.0	45.1	3.2	-0.6
	100	270	16.8	46.4	5.7

* p_s, p_d の求め方については第5章で述べた。

が e の増加とともに減少するのは、ドリルチップの傾斜やバックテーパのために当たり面終点 ($\theta = 174^\circ$) の油膜厚さが e とともに大きくなるためである。

P_s, P_d による油膜支持力を x, y 方向に成分わけしてまとめたのが表6・4である。 P_{sx} は e の増加とともに大きくなり、 e が同じならば ϕ が変わってもほぼ一定である。 P_{sy} は e が比較的小さいときには P_{sx} と同傾向にあるが、 $e \geq 40 \mu\text{m}$ では飽和している。 P_{dx} は e の増加につれて減少し、 e が大きいつきにはかえって e の増加とともに大きくなる。 P_{dy} は e の増加につれて減少している。

6・3・2 その他の条件の場合

標準条件では給油圧力のみを変化させてドリルチップ加工穴の軸受特性を調べたのであるが、ここでは給油圧力を45 atgと一定にし、拡大代、ドリルチップの首振り、シャンク長さ、切削油粘度および回転数を変化させて計算を行い、その影響を調べた。以下、各項目ごとに説明する。

(a) 拡大代の影響

標準条件における拡大代は $4 \mu\text{m}$ であったが、これは第3、4章の実験では穴精度が比較的良好な場合の拡大代の平均である。ここでは拡大代を10、20 μm と変化させてみた。その結果を表6・5に示す。ここでも表6・3と同様に、ドリルチップ先端の位置 (e, ϕ) の配列は上段から下段にいくにつれてドリルチップが穴の中で浮上がるような順序にしてある。拡大代10 μm の

表6・5 拡大代の影響

(給油圧力45 atg)

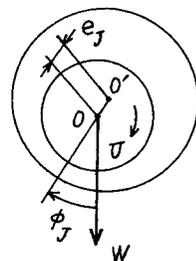
拡大代	e (μm)	ϕ ($^\circ$)	i ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)	P_x (kg)	P_y (kg)
10 μm	4	150	1.26	83	9.1	51.9
	2.5	150	1.20	85	5.5	48.3
	0		1.13	87	2.8	44.7
	20	253	1.33	80	10.0	50.7
		270	1.23	83	6.3	47.7
	40	258	1.35	78	11.3	50.2
		270	1.28	79	9.1	48.2
		80	261	1.36	69	18.3
		270	1.32	70	17.3	45.5
	20 μm	9	150	1.30	83	9.2
5		150	1.18	86	3.7	47.4
0			1.09	89	1.4	44.5
20		237	1.33	80	10.7	50.9
		270	1.20	84	5.3	47.4
40		251	1.35	78	11.5	50.1
		270	1.27	80	8.5	48.1
80		258	1.37	70	17.8	46.9
		270	1.34	70	16.3	46.2

$e = 4 \mu\text{m}$ の場合と拡大代 $20 \mu\text{m}$ の $e = 9 \mu\text{m}$ の場合には、ドリルチップ先端の当たり面での最小油膜厚さが $\theta = 150^\circ$ のところで $1 \mu\text{m}$ になる。これらは標準条件での $e = 1 \mu\text{m}$, $\phi = 150^\circ$ と対応させたものである。この表より $e = 0$, 20 , 40 , $80 \mu\text{m}$ の場合は拡大代の影響がほとんどないことがわかる。しかし、そのほかの場合 ($e > 0$, $\phi = 150^\circ$) にはつぎのような特殊事情を考慮して拡大代の影響を調べなければならない。すなわち、 $e > 0$, $\phi = 150^\circ$ の場合のドリルチップ先端の偏心が通常のジャーナル軸受の場合と類似していることである*。そして通常のジャーナル軸受の負荷容量は偏心率の増加とともに大きくなる。表 6・5 で偏心率 $\varepsilon (= 2e / (D-d))$ を計算すると、拡大代 $10 \mu\text{m}$ の $e = 2.5$, $4 \mu\text{m}$ はそれぞれ $\varepsilon = 0.5$, 0.8 であり、拡大代 $20 \mu\text{m}$ の $e = 5$, $9 \mu\text{m}$ はそれぞれ $\varepsilon = 0.5$, 0.9 である。これらの偏心率を基準にするならば、拡大代 10 , $20 \mu\text{m}$ の場合の各特性に余り差違がないといえる。そして、いずれの拡大代の場合でも ε が大きくなると油膜支持力が増加しており、通常のジャーナル軸受の場合と同じ傾向である。以上のように、 $\phi = 150^\circ$ の場合にかぎり特殊性があるが、表 6・5 と表 6・3 より大局的には拡大代が変化しても各特性にほとんど影響がないといえる。

(b) 首振りの影響

いままでの計算ではドリルチップの首振りが零であるとしたが、ここではガンドリルの製作誤差である首振りの影響について調べる。なおこのことについては、

* 通常のジャーナル軸受の場合、右図のように荷重 W の作用線から軸の回転方向 (σ) にはかった軸の偏心率 ϕ_j は必ず $0 \sim 90^\circ$ の範囲にある。ガンドリルの場合の軸受荷重である切削力の方向が切れ刃すくい面にほぼ垂直であるので、図 6・3 と右図より $\phi \approx \phi_j + 90^\circ$, すなわち $\phi \approx 90 \sim 180^\circ$ ならば両者の偏心が類似する。



第4章で実験的に首振りによって i が変化することが確かめられ、また臨界送り量が変わることから油膜支持力が影響を受けると考えられた。表6.6に計算結果を示す。仮定した首振り(i_s, β_s)は3種類であって、このうち $\beta_s = 90^\circ$ のときのドリルチップの傾きはドリルの曲げたわみによる傾斜の方向 β とほぼ同じ方向にあり、 $\beta_s = -90^\circ$

表6.6 首振りの影響

(給油圧力45 atg)

首振り	e (μm)	ϕ ($^\circ$)	i ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)	P_x (kg)	P_y (kg)
$i_s = 0.6 \times 10^{-3}$ $\beta_s = 90^\circ$	1	150	1.69	85	8.3	43.6
	0		1.65	86	5.9	41.4
	20	261	1.77	83	9.7	45.8
		270	1.72	84	7.7	44.1
	40	263	1.81	81	11.8	45.7
		270	1.77	81	10.8	44.4
$i_s = 0.3 \times 10^{-3}$ $\beta_s = 90^\circ$	1	150	1.45	84	8.8	46.2
	0		1.41	85	6.2	43.6
	20	261	1.54	82	9.9	48.0
		270	1.48	83	7.5	46.1
	40	263	1.58	79	11.6	47.8
		270	1.53	80	10.2	46.4
$i_s = 0.6 \times 10^{-3}$ $\beta_s = -90^\circ$	1	150	0.75	79	9.2	54.4
	0		0.67	81	5.4	49.5
	20	261	0.87	74	10.6	54.9
		270	0.78	77	7.3	52.5
	40	263	0.89	71	11.1	54.0
		270	0.82	73	9.1	52.2

の場合には逆の方向にある。表6.6 および表6.3より、首振りが i と P_y に対して明らかに影響を及ぼすことがわかる。すなわち $\beta_s = 90^\circ$ の首振りは i を増加させ、 P_y を減少させる。そしてその変化の度合は i_s の大きいものほど大きい。一方 $\beta_s = -90^\circ$ の首振りは逆に i を減少させ、 P_y を増加させる。直感的にも予測されることであるが、以上より首振りがドリルチップの傾斜を助長または抑制する作用を持っているとも解釈される。また、ここでの i の大小と P_x, P_y の関係については6.3.1項での考察から容易に理解できる。

(C) シャンク長さの影響

前述の首振りがドリルチップの傾斜を制御するとの考えから、ここではドリルの曲げこわさを変える意味でシャンク長さを変化させてみた。

表6.7 シャンク長さの影響

(給油圧力45 atg)

シャンク長さ	e (μm)	ϕ ($^\circ$)	i ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)	P_x (kg)	P_y (kg)
0.5 l_0	0		0.60	83	7.5	52.5
	20	261	0.69	78	13.4	57.9
	20	270	0.63	81	8.9	54.8
2 l_0	0		2.02	85	4.8	37.5
	20	261	2.25	80	8.2	41.4
	20	270	2.18	81	7.3	40.4

シヤンク長さを標準値(580 mm)の1/2倍, 2倍にした。その計算結果を表6・7に示す。表6・7および表6・3よりわかるように, シヤンク長さが短かいほど β が小さく P_x, P_y が大きくなる。

(d) 油粘度および回転数の影響

油膜圧力を支配するレイノルズ方程式をみてもわかるように, 油粘度と回転数(すべり速度)の積 μN が変われば, 当然油膜圧力などの諸特性が変化するはずである。 μN を標準値($\mu = 1.34 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}^2, N = 1000 \text{ rpm}$)の1/2倍, 2倍, 5倍と変え

て計算を行った。その結果を表6・8に示す。 μN が

増加するにつれて β , P_x, P_y が増加し, β が減少する傾向にある。そして $\mu N =$

$5\mu_0 N_0$ のときはほとんどの場合マージンが直接接触を生じている。 $e = 10 \sim 40$

μm で P_x, P_y の変化の様子をみると, $\mu N = \frac{1}{2}\mu_0 N_0$

のときは P_x, P_y が e とともにわずかに増加するの

に対し, $\mu N = 5\mu_0 N_0$ のときには明らかに減少してい

る。このように μN の大小によって P_x, P_y の特性が

異なることについては, つ

表6・8 油粘度と回転数の影響

(給油圧力45 atg)

μN	e (μm)	ϕ ($^\circ$)	z ($\times 10^{-3}$)	β ($^\circ$)	P_x (kg)	P_y (kg)	
0.5 $\mu_0 N_0$	1	150	1.10	87	4.7	44.4	
	0		1.06	88	2.8	42.3	
	10	258	1.18	84	6.4	46.7	
	20	270	1.13	86	4.5	45.3	
	20	261	1.20	83	6.5	47.4	
	40	270	1.17	84	5.7	46.5	
	40	263	1.29	79	9.7	48.3	
60	270	1.23	80	8.7	47.4		
60	270	1.28	76	12.5	46.9		
2 $\mu_0 N_0$	1	150	1.37	80	15.2	54.4	
	0		1.30	81	11.0	49.8	
	10	258	1.44	78	15.8	54.6	
	20	270	1.34	80	11.1	51.4	
	20	261	1.44	78	14.7	53.7	
	40	270	1.34	79	10.6	50.9	
	40	263	1.42	76	14.3	51.9	
60	270	1.34	77	11.7	49.6		
60	270	1.34	75	15.4	47.8		
5 $\mu_0 N_0$	1	150	1.68	77	29.5 (27.6)	66.7 (66.7)	M
	0		1.57	77	21.2 (20.4)	58.5 (58.5)	M
	10	258	1.74	76	30.5 (28.1)	66.3 (66.3)	M
	20	270	1.61	77	21.2 (19.1)	60.6 (60.6)	M
	20	261	1.71	75	25.6 (24.4)	62.3 (62.3)	M
	40	270	1.58	77	18.4 (16.9)	57.8 (57.8)	M
	40	263	1.65	72	21.2 (15.3)	56.9 (53.8)	M
	60	270	1.48	76	16.9 (15.3)	53.8 (53.8)	M
	60	270	1.38	75	20.1 (16.7)	50.1 (50.1)	M

ぎのように考えられる。すなわち，油膜圧力のうち動力学的な油膜圧力 p_d が μN に比例する。そして表 6・4 のところで述べたように， p_d による支持力 P_{dx} ， P_{dy} が e の増加とともに減少するのに対して，静力学的な圧力による支持力 P_{sx} ， P_{sy} が増加する傾向がある。これらのことから， μN が小さいときには給油圧力に基づく静力学的な性格がより強く現われ， μN が大きいときには動力学的な性格がより強く現われたものと考えられる。

6・4 第3～5章における実験結果との比較検討

前節で述べた計算結果を第3～5章における実験結果と比較検討してみる。

ドリルチップの傾斜 α については第3章の実験値が給油圧力 30, 45, 60 atg のとき，それぞれ $(1.0 \sim 1.1) \times 10^{-3}$ ， $(1.5 \sim 1.6) \times 10^{-3}$ ， $(1.8 \sim 2.0) \times 10^{-3}$ であって，計算値(表 6・3)のほうが 10～30% ほど小さい。しかし給油圧力が一定のとき，穴の中でのドリルチップの浮沈 (e の大小) にかかわらず α がほぼ一定であり，給油圧力が高いときほど α が大きいことで定性的には何ら矛盾しない。傾斜の方向 β については両結果ともほとんどのものが $70 \sim 85^\circ$ の範囲にある。

油膜支持力については表 6・3 と第5章の実験値である表 6・9 とを比較してみる。このとき第4章の結果に基づき，表 6・9 において給油圧力一定のとき，送り量が減少するにつれてドリルチップが浮上がり， e が大きくなるものとする。

表 6・9 油膜支持力の実験値

被削材	給油圧力 (atg)	送り量 (mm/rev)	P_x (kg)	P_y (kg)	
SS41	30	0.015	12.7	29.9	
		0.025	1.0	23.7	
		0.030	1.4	26.6	
	45	0.020	18.3	41.8	
		0.025	14.7	38.4	
		0.030	5.9	38.0	
		0.041	4.5	39.2	
	60	0.025	22.9	51.7	
		0.030	24.0	53.6	
		0.041	7.5	46.3	
	FC20	30	0.025	13.4	31.9
			0.030	12.7	29.6
0.034			10.5	32.0	
0.041			10.7	33.9	
0.050			7.4	31.8	
45		0.030	21.0	47.3	
		0.034	17.2	45.6	
		0.041	8.4	45.5	
60		0.051	7.9	44.1	
		0.041	24.7	53.2	
		0.050	10.9	49.8	
		0.059	9.1	49.4	

表6・9と表6・3とを比較すると、給油圧力一定のとき ϵ が大きくなると P_x が増大し、その増加率が給油圧力が高いときほど大きいこと、 P_y が給油圧力一定のとき ϵ の大小によって余り大きく変化せず、また給油圧力が上昇すると P_y が大きくなることなどの点で計算結果と実験結果とは定性的によく一致している。表6・9において被削材SS41、給油圧力30 atg、送り量0.025および0.030 mm/revの場合には極端に小さい値になっているが、これらを例外として除くならば、 P_x については定量的にほぼ一致しており、 P_y については計算値が実験値より10~20%程度大きくなっている。以上のように計算値と実験値とのあいだに20~30%の違いが認められるが、定性的には一致しており、本章での計算結果が妥当なものといえる。

ここでドリルチップの運動形態や穴精度の実験結果について若干の考察を試みる。実験結果では、給油圧力一定で送り量が比較的小さいとき、ドリルチップが穴の中で浮上して切れ刃すくい面にほぼ垂直な平面内で並進運動をしており(形態B)、それよりわずかな送り量が増加するとドリルチップが沈下してドリルチップ先端が穴壁とほとんど接触した状態となり、切れ刃すくい面にほぼ垂直な平面内で回転運動をした(形態A)。このようにわずかな送り量の変化によりドリルチップが浮沈することは、切削主分力 F_c を支える油膜支持力 P_y が ϵ の大小によって余り変わらないこと(図6・10~6・12)とよく対応している。 F_c と P_y が釣りあってドリルチップが穴の中で浮かぶのはある特定の送り量ないしは狭い範囲内の送り量のときであって、それ以外のときにはドリルチップが大きく浮上するかもしれないもしくは沈下して穴壁と直接接触したと考えられる。この場合、ドリルチップが傾斜しているので、大きく浮上したときにはドリルチップの後端が接触し、逆に沈下したときには先端が接触することになる*。送り量が比較的大

* 本章の数値計算では、ドリルチップが沈下する場合、当たり面での最小油膜厚さが1 μ mで $\phi=150^\circ$ のときのみを取扱った。このとき、実際には穴壁の表面あらか

さい場合にドリルチップがその先端付近を中心とする回転運動をしたのは、この直接接触のためである。またドリルチップが大きく浮上したとき、先端側の運動振幅が後端側のものより大きい場合（第4章の図4・3（a））があったが、このときドリルチップ後端が穴壁に接触していたと思われる。ところでドリルチップが運動している場合、その運動のためにしぼり膜効果（squeeze film effect）による油膜圧力が発生する。したがって本章で明らかにされたいいわゆる静的つりあいの時の軸受特性からはドリルチップの運動方程式を求めることは不可能である。しかし運動振幅の両端で変位速度が零であるときには、しぼり膜効果が消失し、静的つりあいの姿勢になるはずである。このことから、シミュレーション結果の ϵ の大小にかかわらず ϵ がほとんど一定であることと実験結果の一平面内での並進運動とは矛盾しないといえる。

また、油膜支持力 P_y がドリルチップ首振りと回転数によって増減するという計算結果はそれらの因子によって運動形態が移行するときの臨界送り量が増減するという第4章の実験結果と定性的に一致している。

つぎに切れ刃すくい面に平行な x 方向について考えると、切削半径力 F_r は油膜支持力 P_x によって支えられる。しかし、もし $F_r \neq P_x$ ならばドリルチップが穴壁と直接接触することになる。 $F_r > P_x$ の場合にはドリルチップの当たり面（ドリルチップが浮上しているときは当たり面の終点）が直接接触する。本章の数値計算では、当たり面終点での油膜厚さが最小 $1\mu\text{m}$ のときを取扱ったが、88ページの脚注で述べたのと同様に、このとき実際には直接接触ないし境界潤滑の状態にあると思われる。また $F_r < P_x$ の場合にはマージンが穴壁と直接接触する。この場合 $(P_x - F_r)$ なる力でマージンが穴壁に押付けられるが、その力が過大なときにはマージンによって穴壁が激しくバニシされるか切削され、その結果穴径が大きくなることが考えられる。第4章の実験結果によると、被削材

が数 μm 程度なので直接接触ないし境界潤滑の状態になっているものと思われる。

SS41で給油圧力45, 60 atgの場合, 形態Bのときの穴径が大きくなる傾向があった。このことは, それぞれの給油圧力における P_x が e とともに増大する軸受特性(図6・11, 6・12)に起因したと考えられる。そしてドリルチップが x 方向に余り大きな運動をしなかった原因として, 切れ刃がV字形になっていることによる拘束のほか, 上述のようなドリルチップと穴壁との接触状態による拘束が考えられる。

6.5 結 言

ドリルをドライブで固定支持された片持はりとみなし, 加工穴の中での種々の位置におけるドリルチップのつりあい姿勢を数値計算でシミュレーションしながら, ドリルチップ-加工穴の軸受特性とくに油膜支持力を検討した。計算結果と前章などの実験結果と比較したところ, 定量的には20~30%の違いがみられたが, 定性的に一致しており, 計算結果が妥当なものといえる。

おもな結果はつぎのとおりである。

- (1) 油膜支持力の切れ刃すくい面に垂直な成分 P_y は給油圧力一定の場合, ドリルチップの位置を変えても余り大きく変化しない。給油圧力が高くなると P_y は大きくなる。
- (2) 油膜支持力の切れ刃すくい面に平行な成分 P_x はいつもドリルチップ中心からマージンの方向に向いている。給油圧力が低い場合にはドリルチップの位置を変えても P_x は余り変化しない。しかし給油圧力が高い場合にはドリルチップが切削主分力に抗して浮上がるにつれて P_x は増加する傾向になり, その増加の程度が給油圧力が高いほど大きくなる。
- (3) 上述のような P_x , P_y の特性を考慮することにより, 第3, 4章で得られたドリルチップの運動形態や穴精度の実験結果が定性的に説明される。
- (4) 拡大代は軸受特性にほとんど影響を及ぼさないが, ドリルチップの首振

り，シャンク長さ，切削油粘度，回転数などは影響を及ぼす。

参考文献

- 1) 長谷川ほか4名：日本機械学会関西支部第44期定時総会講演論文集（1969）54.

第7章 総 括

ガンドリルが加工時の各種条件に対して非常に敏感な工具であるので、良好な穴精度を得るためにはケース・バイ・ケースで予備実験を重ねて最良の加工条件を見いだすことが必要である。この時間を浪費する予備実験を減らし、良好な加工プロセスを維持するためには、ガンドリル加工における基本的な現象を定量的に解明することが望まれる。本論文では、ガンドリル加工における基本的現象の解明を目的として、ドリルチップの運動を測定し、その運動と穴精度との関係を調べるとともに、さらにそれを支配するドリルチップ加工穴の軸受特性を調べた。

得られたおもな結果をまとめるとつぎのようになる。

- (1) 第2章ではドリルチップの運動測定法を開発した。すなわち、ひずみ測定器を利用した電磁誘導形変位計を作り、その小形ピックアップを公称直径20 mmのガンドリルのドリルチップに埋込んで、当たり面と穴壁とのあいだに形成される油膜厚さの測定を試みた。この際、ピックアップの温度変化による零点移動を除去する方法を見だし、また校正曲線の直線化回路を試作した。その結果、本測定法が十分実用に供しうる測定法であって、これにより穴の中でのドリルチップの姿勢と運動を知りうることを明らかにした。
- (2) 第3章では、代表的な加工条件で穴あけし、ドリルチップの運動を測定した。その結果、ドリルチップが穴に対してつねに傾斜した片当たりの軸受姿勢になっていること、ドリルチップの運動が切れ刃すくい面にほぼ垂直な面内での回転運動(形態A)と並進運動(形態B)に分類されること、形態Aが現われるときには形態Bのときより良好な穴精度が得られることなどを明らかにした。

- (3) 第4章ではドリルチップの運動形態に及ぼす各種条件の影響を調べた。その結果、ドリルチップの運動形態が給油圧力、送り量、被削材回転数、被削材の種類、ドリルチップの首振りなどに依存することを明らかにし、また前章で明らかにされたドリルチップの運動形態と穴精度の関係の普遍性を確めた。そして、ドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受を形成すると考え、上述のような運動形態の各種条件への依存性がこの軸受の特性に支配されるものであることを示唆した。
- (4) 第5章では、ドリルチップ-加工穴の軸受特性を調べるための初段階として、穴加工中におけるドリルチップ周辺の油膜圧力を測定し、また理論的に圧力分布を数値計算した。その結果、実験値と計算値がほぼ一致しており、ドリルチップ周辺の油膜圧力分布が加工条件あるいはドリルチップの姿勢によって微妙に変化することから、ドリルチップと加工穴がハイブリッドタイプのジャーナル軸受として機能することを確認した。
- (5) 第6章では、数値計算法により加工穴の中での任意の位置におけるドリルチップ姿勢をシミュレーションしながら、ドリルチップ-加工穴の軸受特性を検討した。その結果、軸受特性が給油圧力、ドリルチップの首振り、シャンク長さ、切削油粘度、被削材回転数などに依存し、加工穴の拡大代にはほとんど影響されないことを明らかにした。そしてこれらの軸受特性によって第3、4章で明らかにされたドリルチップの運動や穴精度に関する実験結果を説明した。

謝 辞

終わりにのぞみ、長年にわたって懇切な指導と鞭撻を賜りました大阪大学教授長谷川嘉雄先生に衷心より感謝を申し上げます。

また論文を校閲していただきました大阪大学津和秀夫教授，築添正教授，井川直哉教授に厚く感謝の意を表します。

日頃から指導を賜わっている大阪大学花崎伸作助教授をはじめ大阪大学工学部機械工学科，産業機械工学科の諸先生方に深謝致します。

実験装置の作成などに協力していただきました大阪大学工学部岩崎信三技官，森山重信技官に厚く御礼申し上げます。

なお本研究の実験材料やデータ分析に関して色々と協力を賜りました住友電気工業，三菱電機，住友特殊金属，住友金属，神戸製鋼所の各社に対し謝意を表します。