

## 氷床深層掘削ドリルの開発 (II)

成田英器<sup>1</sup>・藤井理行<sup>2</sup>・高橋昭好<sup>3</sup>・田中洋一<sup>4</sup>・本山秀明<sup>2</sup>・  
新堀邦夫<sup>1</sup>・宮原盛厚<sup>3</sup>・東 信彦<sup>5</sup>・中山芳樹<sup>6</sup>・渡辺興亜<sup>2</sup>

### Development of the JARE Deep Ice Coring System (II)

Hideki NARITA<sup>1</sup>, Yoshiyuki FUJII<sup>2</sup>, Akiyoshi TAKAHASHI<sup>3</sup>, Yoichi TANAKA<sup>4</sup>,  
Hideaki MOTOYAMA<sup>2</sup>, Kunio SHINBORI<sup>1</sup>, Morihiro MIYAHARA<sup>3</sup>,  
Nobuhiko AZUMA<sup>5</sup>, Yoshiki NAKAYAMA<sup>6</sup> and Okitsugu WATANABE<sup>2</sup>

**Abstract:** A deep ice coring system, which is to be used at Dome Fuji Station located at the summit of the Queen Maud Land ice sheet in 1995 and 1996, has been under development since 1988. The mechanical system was designed to reduce power consumption and weight. Many experiments were carried out on parts of the system in a cold laboratory. Simultaneously, field experiments of the drill system were done at Dome GRIP, Greenland ice sheet and at Rikubetsu, Hokkaido. As a result, a electro-mechanical drill which is simple both in shape and mechanism can be designed and produced incorporating many new ideas introduced through the experiments.

**要旨:** 南極深層コア掘削計画における深層掘削が1995年から1996年の2年間で行われる。この計画に使用する掘削装置の開発を1988年から行ってきた。掘削が行われるドームふじ観測拠点は、平均温度  $-58.6^{\circ}\text{C}$ 、標高3800 m という掘削作業の環境として今までに無い厳しい場所であり、昭和基地からは1000 km 離れている。そのため、低温下での限られた人数での掘削作業、物資輸送の面からも軽量で、省力型の掘削システムの開発が要求された。掘削機として5つのタイプを考案し、これらについて実験を繰り返した。その中から2つのタイプを選び、南極やグリーンランドにおけるフィールドテスト、そして掘削機各部の実験室内の実験から最良の機種を決定した。さらに、この実験用ドリルの完成度を高めるため、グリーンランド氷床や北海道陸別における15 m 氷柱を用いての掘削テストを繰り返し行った。本報告は、低温・高圧切削、コアキャッチャー、切削刃、バレル等の各部所に新しく考案した機構を盛り込んだ掘削機の完成までの過程を、中間報告（藤井ら、南極資料、34, 286, 1990）に引き続き記したものである。

<sup>1</sup> 北海道大学低温科学研究所, Institute of Low Temperature Science, Hokkaido University, Kita-19, Nishi-8, Kita-ku, Sapporo 060.

<sup>2</sup> 国立極地研究所, National Institute of Polar Research, 9-10, Kaga 1-chome, Itabashi-ku, Tokyo 173.

<sup>3</sup> (株) 地球工学研究所, Geo Tecs Co. Ltd., Shirakabe 4-29, Higashi-ku, Nagoya 461.

<sup>4</sup> (株) ジオシステムズ, Geosystems Inc., Koraku Bldg. 401, 22-3, Hongo 1-chome, Bunkyo-ku, Tokyo 113.

<sup>5</sup> 長岡技術科学大学, Nagaoka University of Technology, Kamitomioka-cho 1603-1, Nagaoka 940-21.

<sup>6</sup> (株) 日本パブリックエンジニアリング, Nihon Pubric Engineering Co. Ltd., 38-6, Minami 2-chome, Urawa 336.

## 1. はじめに

極域氷床から得られた深層氷コアは、過去 10 万年以上の気候・環境変動の詳細な記録を我々に提供してきた（例えば、PETIT *et al.*, 1981; DANSGAARD and OESCHGER, 1989）。そして、最近、さらに地球の環境変動が問題視されるにしたがって、より詳細な過去のデータが必要とされ、その中で氷床コアが注目されるに至っている。1992 年、ヨーロッパの国々が組織する GRIP (Greenland Ice Core Project) は、南グリーンランド・Dye 3 での 2035 m の掘削 (GUNDESTRUP *et al.*, 1984) に引き続き、再びグリーンランド頂上の Dome GRIP で 3028 m の掘削を行った。また、1993 年には GRIP の掘削地点から約 30 km 離れた地点で米国隊は、GISPII (Greenland Ice Sheet Project II) として 3053 m 深までの掘削に成功した。一方、南極ボストーク基地では、ロシアが 1992 年までに 2546 m のコア掘削を終え、豪州は、ロードームで 1993 年に基盤まで達する 1198 m 深の掘削を行った。さらに、フランスなども深層掘削を計画中である。これらの地点から採取されたコアは現在解析されつつあり、その一部が新たな過去の地球環境変動に関する情報を提出している（例えば、GRIP MEMBERS, 1993; DANSGAARD *et al.*, 1993; JOUZEL *et al.*, 1993）。そして、氷床コアの要求と同時に深層掘削ドリルの開発も盛んに行われている (WATANABE, 1994)。

本題の深層掘削ドリルの開発は、藤井ら (1990) の報告の冒頭に述べられているように、我が国でも地球環境変化の将来予測のため、南極氷床の深層掘削コアにより過去の気候や環境の変化を研究する計画（ドーム計画）の推進が測地学審議会の建議、そして日本雪氷学会 (1988) の提案に取り上げられた結果でもある。国立極地研究所は、これらに関して南極における深層コア掘削計画を南極観測第 IV 期五カ年計画で実施すべく、気水圏専門委員会の中に「ボーリングに関する作業委員会」を 1988 年に設置した。この中に氷床深層掘削の開発のための小委員会が設けられ、今までにない厳しい掘削環境であるドームふじ観測拠点で使用する深層ドリルシステムの検討・開発・実験研究等が行われてきた。小委員会は、3 カ年間の開発期間で我が国独自の深層ドリルシステムの開発・製作の可能性を示し、引き続いて後に設けられた実戦的な掘削機システムを検討する掘削技術委員会と共に実質的なシステムの問題点の検討と製作に入った。

過去の地球規模気候変動の研究のための氷床コア掘削は、1950 年代後半から始まった。1960 年代初めまでには、岩盤掘削システムが応用されたが、このシステムは重量があり、また設営的に労が大きかったために、1960 年代中頃からは、現在では一般的掘削手法となったケーブルつり下げ型にその掘削法は変わった。氷床コア掘削開発の歴史はそのシステムをいかに軽量化・省力化するか、そして良質のコアを得るかの歴史でもある。1968 年、南極（バード基地）最初の岩盤にまで達した深層掘削システムの重量はウインチシステムだけでも約 20 t であった (UEDA and GARFIELD, 1969)。しかし、1981 年グリーンラ

ンドの Dye 3 で 2037.6 m まで掘削したデンマークの ISTUK 型のウインチ重量は約 1 t であった (GUNDESTRUP *et al.*, 1984). また, 1991~1992 年の Dome GRIP における最新型でも約 2 t であった (JOHNSEN *et al.*, 1994). システムとして初期の頃に比べ 1/10 にも軽減されている。

ドーム計画で使用する掘削システムには, (1) 平均気温  $-58^{\circ}\text{C}$  (AGETA *et al.*, 1989) という低温, (2) 昭和基地から約 1000 km 離れた東南極クイーンモードランド頂上のドームふじ観測拠点への輸送, (3) 限られた人数での作業, などの条件があったため, 軽量で省力化されたシステムが要求された. 1988 年以後の開発で製作された掘削機, 及びそのシステムは, システム細部に新しい工夫が盛り込まれ, かなりその目標に達したものとなった.

本報告は, 深層コア掘削システムの開発前半の報告 (藤井ら, 1990) に続く, 開発後半から完成までの過程を述べたものである.

## 2. 開発の経過

### 2.1. これまでの経過

深層掘削ドリルの開発のために, 先ず, 3 カ年の開発期間が設けられた. 開発の第一段階は概念設計, 実験環境の整備, 基礎実験, 第二段階は基礎実験, 応用実験, そして第三段階は実用機への応用であった. 設計概念では掘削システムとして液中作動型のメカニカルドリルを採択し, 5 つの方式を考えた (藤井ら, 1990). これらの方式は, 設計及び機能上の複雑さ, 基礎実験等の結果からより機能的で簡素化の可能性を持つ A 型と C 型方式が選ばれた. A 型ドリルの基本構成は, ドリルの上部からアンチトルク装置・コンピューター室・モーター室・チップ回収室・チップ吸引ポンプ・減速機・コアバレルからなっている. ドリル開発は, 液中で掘削チップをいかに効率よく回収・処理するかがドリルの単純で高度化を計る重要な点である. この A 型の方式は, 切削チップをコアバレル外側面のチップ輸送パイプを通してポンプで吸引し, 切削チップ回収室に濾過貯蔵するものであった. 輸送パイプの構造は, ISTUK 型 (GUNDESTRUP *et al.*, 1984) と同類のものであったが, 吸引法は違っている. 一方, C 型ドリルの構成は A 型と同じく, アンチトルク装置・コンピューター室・モーター室・減速機・プロペラ型ポンプ・チップ回収室・ジャケット (外管) とコアバレルである. チップ回収の方法は, SUZUKI and SHINBORI (1986) によって考案された方式と基本的に同じで, コアバレルの部分を現在の表層ドリルと類似した構造にし, スパイラルの付いたバレルの回転によって機械的にチップを押し上げると共に, バレル上部のブースターの回転によって生ずる液の流れ (アルキメディアンポンプ) によってチップを輸送する方式である.

これらはプロトタイプのドリルとして製作され, 立川市 (東京都) に設置した 20 m 実験塔を使用して繰り返し実験が行われた. また, 南極・あすか基地において JARE-30 の手

表1 1990年時点での深層メカニカル・ドリルの検討課題

Table 1. Unsolved problems in development of a deep electro-mechanical drill as of 1990.

機 構	未解決問題と課題	対 応
アンチトルク	リーフスプリング、又はスケート方式の選択 スリップリングの併用 形状、寸法、材質	フィールドテスト 国内実験、テスト 同上
切削機構	低温・高圧下の切削特性 刃の材質 刃の取付け方式 掘削速度の改善	室内実験 同上 室内・国内実験 フィールドテスト
コア収納	コアキャッチャー機構（形状、寸法、材質） ロッカーの使用（稼動設定） コア収納検出機能	室内・国内実験 国内実験、テスト
チップ処理	チップ輸送方法（ISTUK型、又は低温研型） 回収室の長さ、形状 スタビライザーの取付け ブースターの使用 掘削孔内の浮遊チップの処理	フィールドテスト 同上 国内実験、テスト 同上 フィールドテスト
ドリル駆動	A,C型ドリルの選択 モーター（寸法と容量）	フィールドテスト 国内実験
制御とモニター	各種センサーの選定 ドリルコンピュータ（モーター制御回路、通信速度等） ウインチコントローラ （ケーブル自動繰り出し：接地圧の設定、ドリル昇降時の自動減速） パソコン（データ保存、表示方法、掘削管理、記録項目の確認） 電源送電法	国内実験 同上 国内実験、テスト 同上
ウインチ系	出力（発電機とモーターとの釣り合い、高速運転） 起倒式タワー ケーブル（低温における強度、高電圧対策）	国内実験、現地実験 国内テスト 室内実験、テスト
その他	チップ回収機（設計、製作） リーマー：拡孔機（設計、製作） 液封液の選定	現地実験 フィールドテスト

表2 1991年以降の深層コア掘削システム開発の経過

Table 2. Outline of development of the JARE deep ice coring system after 1991.

年	JARE	国 内	国 外
1991	JARE-32	実寸大ドリルの作製（A,C型） 実用機ドリルC型に決定 ドリル各部の改良	掘削テスト （グリーンランド・Dome GRIP: 1回目）
1992	JARE-33	C型ドリルの改良 低温・高圧切削実験 掘削システムの寒冷総合テスト （陸別・北海道: 1回目） ウインチの製作	掘削テスト 及びリーマーテスト （グリーンランド・Dome GRIP: 1回目）
1993	JARE-34	C型ドリルの改良 掘削システムの寒冷総合テスト （陸別: 2回目）	
1994	JARE-35	掘削システムの寒冷総合テストと ドリル昇降実験（陸別: 3回目） 実用機システムの最終点検 （立川実験塔: 東京）	「ドームふじ」掘削点における深層掘削 孔 パイロット孔の掘削とそのリーミ ング 及びケーシング
1995	JARE-36		「ドームふじ」観測拠点における深層 掘削開始

でテスト掘削が行われた。開発・設計段階で数多く上げられた個々の機構の開発項目と問題点はこれらの実験でかなり解決されたものの、さらに検討を必要とする項目や未解決項目が残った(表1)。それらの多くは、さらに実験とフィールドでの掘削テストで解決していくべきものであった。また、表2には、この深層ドリル開発の前半の報告(藤井ら、1990)後の問題、すなわち表1に掲げた問題を解決してゆくべき過程における実験・テスト掘削の実施状況を示した。

## 2.2. 未解決項目の検討と結果

表1に示した1990年時点での未解決項目は、A型及びC型ドリルの両者でどのように解決できるかを検討した。以下に述べる各部の検討と結果は、3年間のドリル開発期間の最終年に解決したものとその後のフィールド実験の結果において持ち上がった問題を解決するための追加の検討・対処の結果も含まれている。

### 2.2.1. アンチトルク

アンチトルクは氷床掘削機のようなワイヤーケーブルつり下げ型ドリルにとって不可欠な装置である。本深層掘削機では、リーフスプリング方式とスケート方式の2方式が挙げられていたが、後で述べる1992年のグリーンランド・フィールド実験(4.1.1章)における双方の比較テストの結果、前者を採用することとなった。ただし、このリーフスプリング方式が各国のこれまでの実績と本実験で一応の確認があっても、この装置が万一有効に動作しない場合のドリルの空転を想定しておく必要がある。そのために、空転検出機能の取り付け、そして空転から生ずるケーブルのねじれの防止のためのスリップリングの取り付けの検討が残されていた。当初、スリップリングの取り付けに積極的でなかったのは、スリップリングの接点がドリル制御通信信号に影響する恐れがあったからである。しかし、その後の通信方式の改善により(2.2.6章を参照)、スリップリングを採用することと

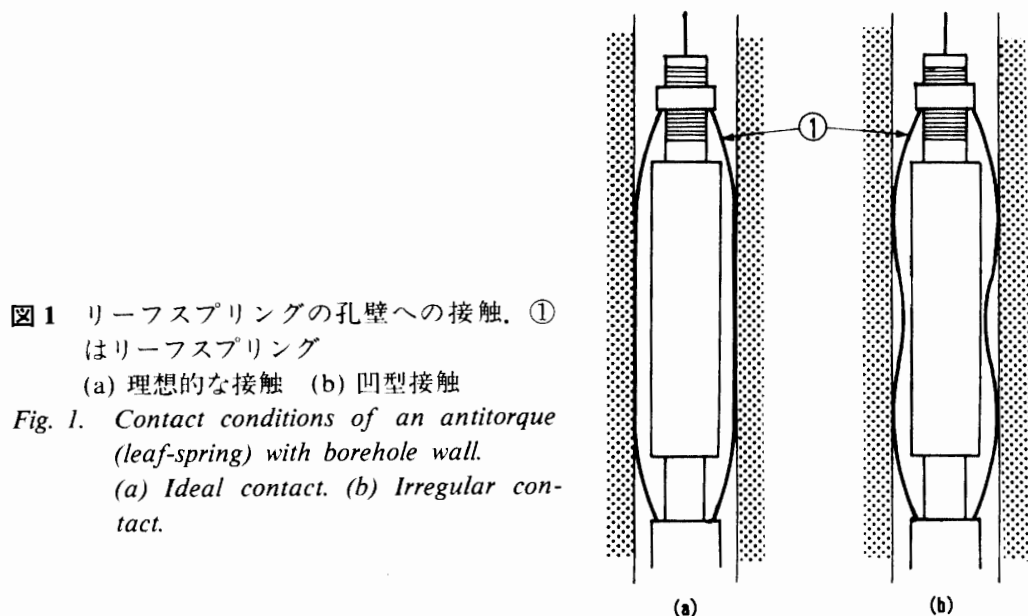


図1 リーフスプリングの孔壁への接触。①はリーフスプリング  
(a) 理想的な接触 (b) 凹型接触

Fig. 1. Contact conditions of an antitorque (leaf-spring) with borehole wall.  
(a) Ideal contact. (b) Irregular contact.

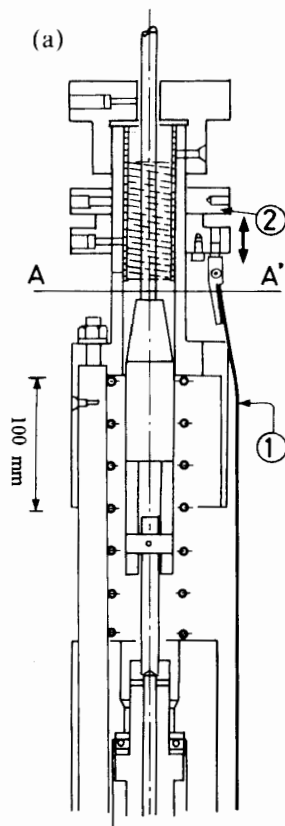


図 2a ドリル頭部の概略図. ①リーフスプリング, ②押さえリング (リングを回転することにより矢印の方向に上下する).

Fig. 2a. Schematic diagram of a part of drill head. ① Leaf-spring, ② Adjustment ring for contact of leaf-springs to borehole wall.

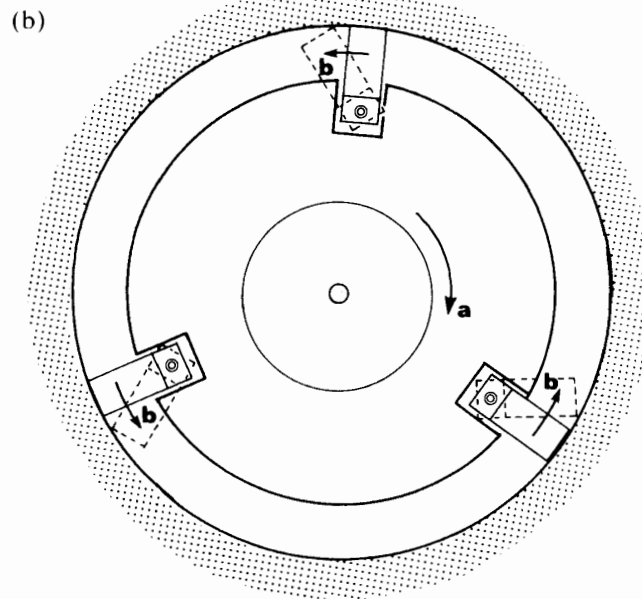


図 2b リーフスプリングの首振り機構

Fig. 2b. Motion of antitorque-springs which are induced by rotation of drill arrows of a and b show the rotational directions of the drill and springs.

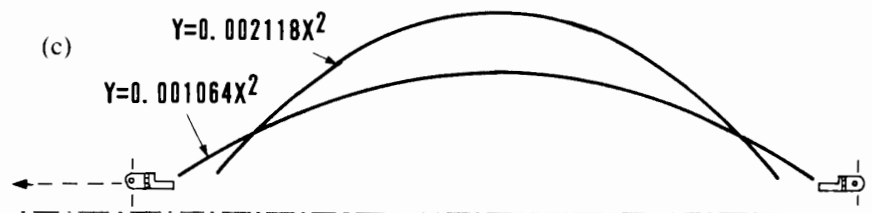


図 2c 放物線型リーフスプリングの曲り. 矢印は可動方向を示す.

Fig. 2c. Curvature of a parabolic leaf-spring (Equations show the curvature).

した. 空転検出センサーの取り付けについては, 適当な考案がなされないままにあるが, スプリングの取り付けでこの問題の重要性はほとんど無くなった.

リーフスプリングの孔壁への接触は, 図 1a のように全体に接触しているのが理想的である. しかし, 実験中にリーフスプリングが図 1b に示したように掘削孔の壁に凹状になって点として接触する現象が見られた. この凹状になるのは, スプリングの両端を固定した時, その長さとドリルと孔壁との隙間間隔に関係する (REEH, 1984). 上記の欠点を解消するために, これまでに取り付けられていた凹型接触になりがちであった直線状及び円

弧形状のリーフスプリングを放物線形状に作製したものに換え、そして、固定された一端の位置を可変できるようにして以下の実験を行った。

図 2a はアンチトルク部を含むドリル頭部の概略図である。リーフスプリング①のドリルへの設置はスプリングの下端を固定し、上端はスプリングが孔の中に入った時に孔壁に図 1a で示したような線状状態で接触するように矢印に沿って上下方向に移動できるようになっている。ただし、移動の上限は押さえリング②の位置で決める。押さえリングはネジで移動でき、スプリングの上端の上への移動の限界を調整するためのものである。更に、リーフスプリングには  $45^\circ$  回転の首振り機構が加わっている。図 2b は、図 2a の A-A' 線の断面図である。矢印の方向 a, b はそれぞれドリルの回転方向とそれに伴うスプリングの首振り方向である。この機構は、スプリングが回転すると、そのエッジと孔壁との角度（後述するコアキャッチャーの動作に類似するすくい角）が小さくなり、エッジが氷壁に食い込みやすくなることによりアンチトルクの効きをよくするものである。

スプリングの寸法は、幅 25 mm、厚さ 2.5 mm、長さ 700 mm の平板で、材質はバネ鋼 (SK5) である。新しく仕上げられた放物線型のスプリングの形状は二次曲線である。準備した 2 種類のスリップリングの曲りは図 2c に示したようなものである。実験は、まず、 $Y=0.002128X^2$  のものをセットして、直径 135 mm の擬似掘削孔のポリエチレンパイプに入れ、人の力で約  $10 \text{ kg}\cdot\text{m}$  程度のトルクで回転させたが、空転はしなかった。更に、約  $30 \text{ kg}\cdot\text{m}$  程度のトルクを加えると、首振り機構が働き、リングのエッジが食い込んだ。つまり、このアンチトルクは少なくとも  $30 \text{ kg}\cdot\text{m}$  以下の回転トルクに耐えることができることになる。この時のリングと孔壁との接触長さは約 40 cm（スプリング長の 60%）であった。一方、 $Y=0.004X^2$  のスプリングでは、曲がりが大きすぎたため、取り付けが困難であるとともに凹状になった。この結果、前者のスプリングは、孔壁への接触状態もよく、十分な回転抵抗トルクを持つことが判った。しかし、本実験のスプリングの形状は氷壁に強く力を及ぼしすぎる懸念があるので、これよりも曲がりの少ない定数が 0.0015 と 0.001064 のものを追加準備することとなった。

また、テスト中のドリル取り扱いについて、1990 年の試作でアンチトルク装置の重量が大きいため、ドリル全体が重くなっており、取り扱いも不便であると指摘されていた。この軽量化のためにケーブル固定装置、リーフスプリングを除くアンチトルク装置部の材質を硬質アルミニウムとした。このような材料の見直しは直接ドリルの軽量化に関係する。1992 年 3 月の段階で、従来のドリル重量 155 kg が 102 kg まで減量することができた。しかし、後の開発過程で他の機能等の追加のために結果的にドリル総重量は 200 kg となった。

以上のように、アンチトルクに関するドリル空転とスリップリングの使用、鋼材からの軽量化、スプリングブレードの形状の問題は解決された。

### 2.2.2. 切削機構

切削実験はプロトタイプドリルで行われた。プロトタイプドリルの切削性能として、氷温度  $0^{\circ}\text{C}$ ・定圧の条件下で、定格  $600\text{ W}$  のモーターを用いてのテスト段階でドリル回転数:  $60\text{ rpm}$ 、掘進速度:  $13\text{ cm/min}$  では、切削に要するエネルギーは  $100\text{ W}$  であった。特に、掘削速度をさらに少なくとも 2 倍程度にすること、そしてドームふじ観測拠点掘削の温度、圧力の掘削条件を克服する切削について以下の問題が挙げられた。

- (1) 高圧・低温下での切削性能の確認
- (2) 切削刃の材質の選定
- (3) 切削刃の形状と取り付け方法

1 章の「まえがき」で述べたように、このドリルが図 3 に示した今までに経験のない低温で、圧力の高い領域の氷を切削しなければならないために、低温と高圧での切削性能とそれに適する切削刃の材質は、確認しておくべき項目であった。掘進速度の改善は、切削性能、切削チップの処理・輸送・回収などドリルの総合的機能に関係するので、後で述べ

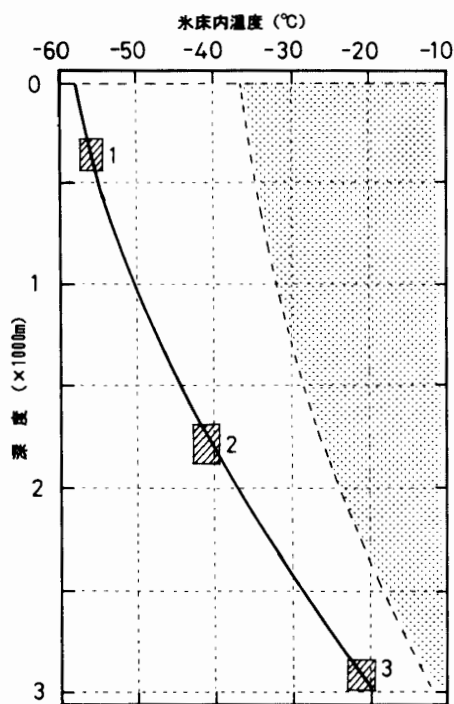


図 3 ドームふじ観測拠点で掘削する温度と圧力条件の予想深度分布（実線）と今までの掘削された掘削条件範囲（斑点部分）

Fig. 3. Assumed temperature profile with depth at Dome Fuji Station (heavy curve). Speckled area shows the range of temperature-depth in deep drillings which have been carried out until now.

る。以下に高圧・低温実験と材料選定のための実験結果を述べる。

#### (1) 低温・高圧下での切削実験

##### 実験装置と方法

この目的のために製作した高圧切削実験装置を図 4 に示した。斜線部分はシリコン液が満たされた圧力室で、最大  $300\text{ kg/cm}^2$  まで圧力を加えることができる。温度は  $-60^{\circ}\text{C}$  まで下げて実験ができるように軸系シールにはバリシールを用いた（ここで使用されたバ



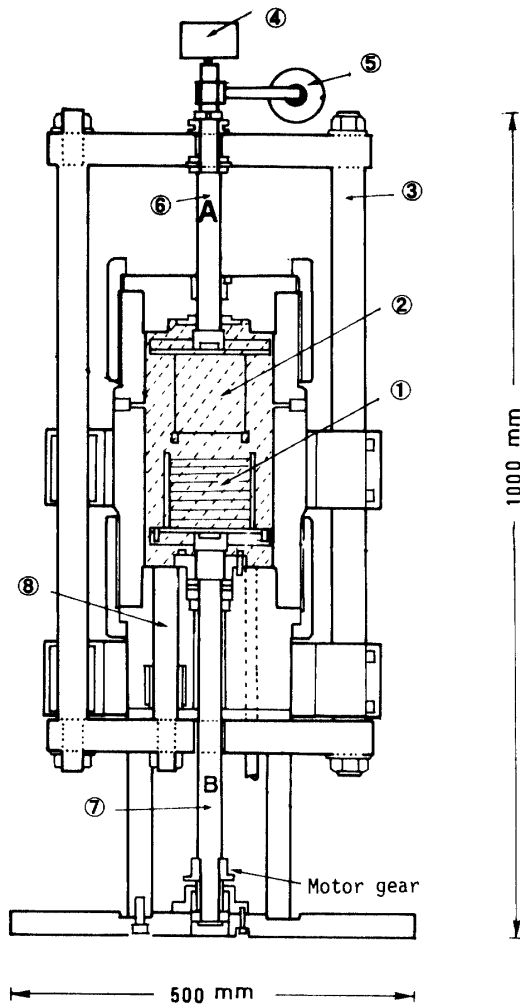


図4 高圧・低温液封切削実験装置  
①氷試料, ②テストドリル, ③外フレーム, ④ロードセル (荷重用), ⑤ロードセル (トルク用), ⑥ロッド A, ⑦ロッド B, ⑧圧力調整ロッド.  
Fig. 4. Experimental unit for ice cutting in high pressure liquid under temperature range of 0 to  $-60^{\circ}\text{C}$ .

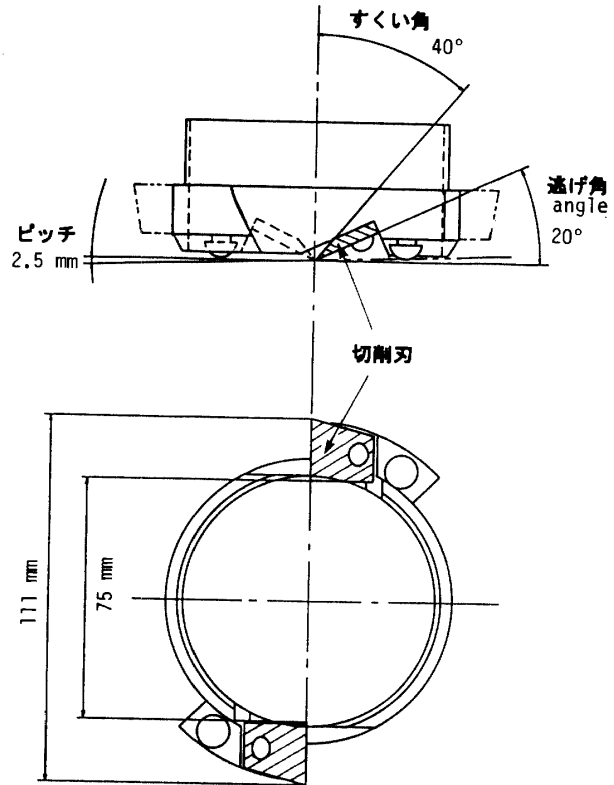


図5 テストドリルの刃の縦・横断面図  
Fig. 5. Vertical and horizontal sections of cutter edge.

リシールは後にドリル本体の圧力区画の軸系に使用されることとなった)。実験は、先ず圧力室にステンレスの円筒容器に入れた氷試料①とテストドリル②をセットし、モーターに接続したロッド B ⑦で氷試料を回転させ、外フレーム③に固定したテストドリル②（ただし、回転は自由とする）を押し下げ、氷を切削する。その押し下げは手動で平均 10-12 cm/min の一定速度になるように与え、その力、すなわち刃先荷重をロードセル④を用いて記録する。実際の最大押し下げ速度（掘削速度）は速度制御が手動であったため平均値の約 2 倍に達した時があった。ドリルの回転トルクはロードセル⑤で同時に記録した。ドリルに固定しているロッド⑥の圧力室への侵入による圧力室内の圧力上昇は、フレ

ーム③に固定した圧力調整ロッド⑧の圧力室からの逃げで回避した。図5はテストドリルの刃の設定を示したものである。実験は逃げ角を $20^\circ$ に固定し、すくい角とピッチを変えて行われた。ドリルの回転数は78 rpmである。

### 結果

実験の温度と圧力条件は、図3の温度分布を参考にし深さ200 m, 1500 m, 3000 m付近の掘削を想定して、図3の四角で囲んだ部分の温度と圧力のそれぞれの条件：(a)  $-55^\circ\text{C} \cdot 35 \text{ kg/cm}^2$ , (b)  $-41^\circ\text{C} \cdot 152 \text{ kg/cm}^2$ , (c)  $-20^\circ\text{C} \cdot 285 \text{ kg/cm}^2$ 付近とした。図6a,

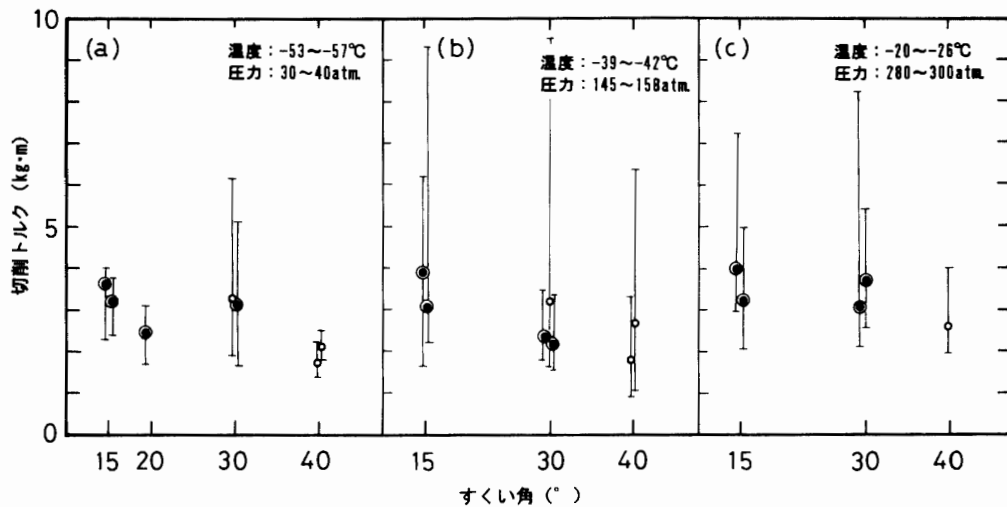


図6 高圧・低温切削における切削トルクのすくい角度依存性

Fig. 6. Relationship between cutting torque and rake angle of a cutter corresponding to the temperature and pressure at the depth shown by 1, 2 and 3 in Fig. 3.

b, cに実験結果の切削トルクとすくい角の関係を、条件(a), (b), (c)別に示した。刃先荷重は、8-16 kgであった。各丸印点は掘削中の平均トルクであり、それに付した縦棒の先端はそれぞれの切削中のトルク変化の最大、最小値を示す。特に、最大値が $9 \text{ kg} \cdot \text{m}$ などと大きな値を示したのは、刃先荷重が他より倍位加わったためである。白丸で示した平均トルク値は刃のスリップ現象が目立った時の値である。これらの図から、すくい角が小さくなると共に平均トルクは大きくなる傾向がある。しかし、その増加率は小さい。この時の掘削状況は、すくい角が $15^\circ$ と $30^\circ$ の時はほぼ設計通りに掘削することができたが、 $40^\circ$ の時はどの場合も刃のスリップが生じがちであった。 $40^\circ$ の平均としてのトルク値が小さいのは刃がスリップしているためである。この実験で得られた切削トルクの最大値は、前章で示したアンチトルクの実験による最大ドリル回転耐トルク値である約 $30 \text{ kg} \cdot \text{m}$ の約 $1/3$ 以下である。従って、アンチトルクは十分切削によるドリル回転を押さえることができる。一方、切削消費エネルギーについては、この実験で用いたモーターの仕様は、200 V, 6.8 A, 11000 rpmで、ドリルの切削回転数は78 rpmであった。切削時に要した

最大エネルギーは、この実験システムとして約 600 W であった。

一方、先の温度  $-63^{\circ}\text{C}$ ・定圧でのすくい角を  $55^{\circ}$ – $19^{\circ}$  の範囲で変えた時の掘進速度の実験結果では、すくい角  $19^{\circ}$  の時が設計通りの掘進速度を示したことが知られている (NARITA *et al.*, 1994)。そして、すくい角を  $20^{\circ}$ – $45^{\circ}$  の範囲で変え、刃の食い込み (ピッチ) を 2, 4, 6, 7 mm の 4 種類、温度は  $-65^{\circ}\text{C}$  と  $-40^{\circ}\text{C}$  で行った切削実験の結果によると、すくい角が  $20^{\circ}$  と  $30^{\circ}$  の場合がスリップを起こさず掘削ができ、ピッチが 2 mm と 4 mm の時にほぼ設定通りの掘削速度で掘進した。ピッチが 6 mm と 7 mm の時は、刃の食い込みが大きく、掘削が中断した。これらの結果から、ドームふじ観測拠点における掘削では、刃のすくい角は  $15^{\circ}$  か  $30^{\circ}$ 、ピッチは 4 mm 以下が適当であろうと考えられる。実際にこのどちらを選ぶかは、実際の掘削状況による。

## (2) 切削刃の材質の選定

温度  $-50$ – $-60^{\circ}\text{C}$  の低領域、そして  $300\text{ kg/cm}^2$  の高圧下での切削刃の材質についてもその資料は全くなかった。特に、低温下の切削は材質の低温脆性の問題もあり、従来の刃の材質である高速度鋼 (SKH 系) ではその耐久性に懸念があった。JARE-34 は深層掘削のための 111.3 m のパイロット孔を従来の刃を用いて掘削した。使用機の SKH 系の刃は磨耗が激しく、長時間の使用に対する耐久性に乏しく、深層掘削に適切な刃ではないことが指摘された (MOTOYAMA *et al.*, 1995)。

表 3 実験掘削刃の鋼種とそのシャルピー衝撃値と硬度

Table 3. Charpy impact values and hardness of various kinds of metal used for test cutters.

鋼 種	シャルピー衝撃値	硬度 (HRC)
(a) マルエーシング	23.6	54.9
(b) ATT (熱間ダイス鋼系)	3.8	59.8
(c) DC53 (冷間ダイス鋼)	3.2	62.5
(d) SKH51	1.9	62.7
(e) SKH2	1.7	63.7
(f) DEX20 (粉末ハイス)	1.9	64.8

実験を行った材質 (鋼種) とそれらのシャルピー衝撃値と硬度値を表 3 に示した。いずれも  $530^{\circ}\text{C}$  で焼き戻した材料の値である。表のシャルピー衝撃値は、試験片をドライアイスとアルコール液で作った  $-78^{\circ}\text{C}$  の低温槽に約 1.5 時間侵漬した後測定した値である。実際の測定時の温度は、試験片を低温槽から取り出して測定するまで約 10–15 秒 (温度上昇は約  $2^{\circ}\text{C}/10$  秒) であったので、その刃の温度は少なくともドームふじ観測拠点の掘削最低温度 (約  $-60^{\circ}\text{C}$ ) 以下であったと考えられる。硬度は、温度  $30^{\circ}\text{C}$  での値である。シ

シャルピー値と硬度の間には、シャルピー値が高ければ、硬度は小さく、またシャルピー値が小さければ、硬度が大きいというよい相関関係がある。つまり、ある衝撃に脆い材料ほど粘り（硬度）も少ない。

#### 実験方法と結果

これらの材料に対する切削実験は、図 7a に示した装置で行った。試験刃は氷試料室の底面の回転円盤に上向きに取り付け、15 mm 程度の立方体の角氷を多量に試料室に入れ、図のように荷重 14 kg をかける。円盤の回転によって角氷は切削粉碎される。切削チップは収納室へ落ちる。円盤上の円錐コーンが氷を効率よく刃先に送り込むために取り付けた（図 7b）。先ず、表 3 に上げた試験刃すべてについて、 $-55^{\circ}\text{C}$  の下で 1.5 時間の連続切削実験を行った。この時間は、実際の掘削深 9 m に相当する。図 8a-f は、(株) 東洋刃物・技術部によって撮影、測定された走査型電子顕微鏡写真と輪郭形状測定機で測定した刃先の凸凹の状態を示したものである。写真の撮影方向と形状測定機の粗さ計触針の動く方向を図 9 に示した。写真撮影方向 A、B による写真は、図 8 の A、B に対応する。図 8

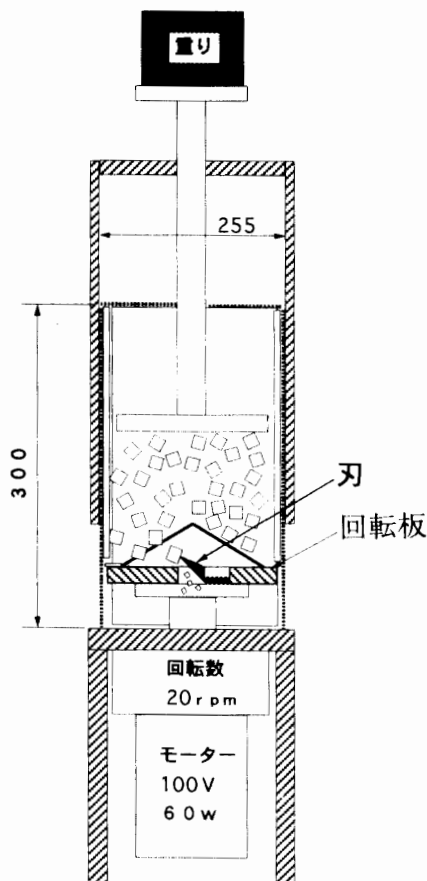


図 7a 切削刃の耐久実験装置

Fig. 7a. Apparatus for an endurance test of cutter edge used for core drilling at Dome Fuji Station.

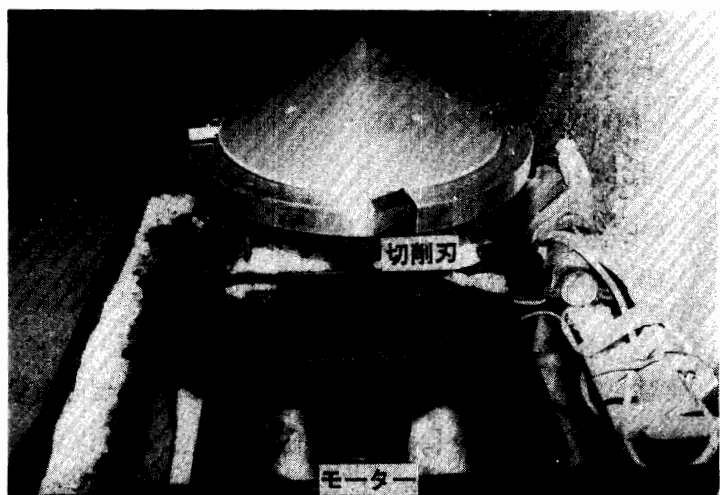
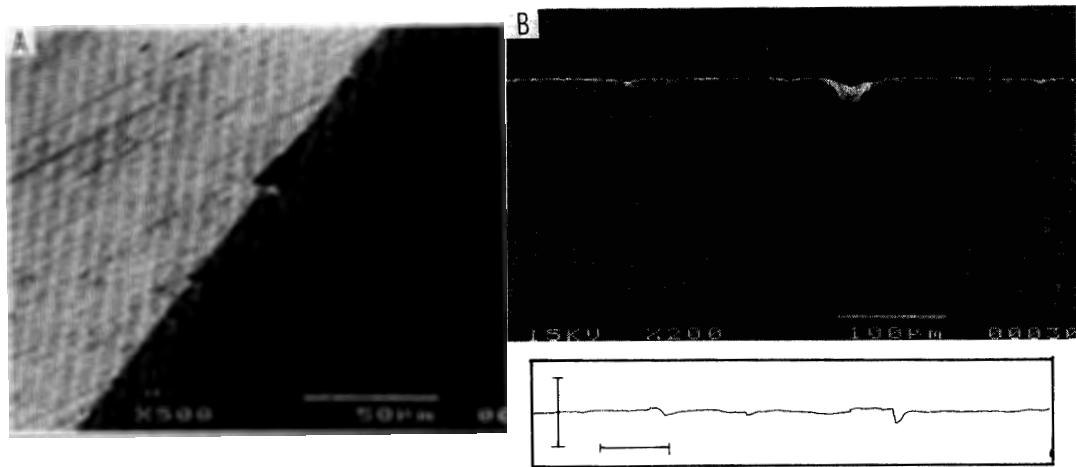


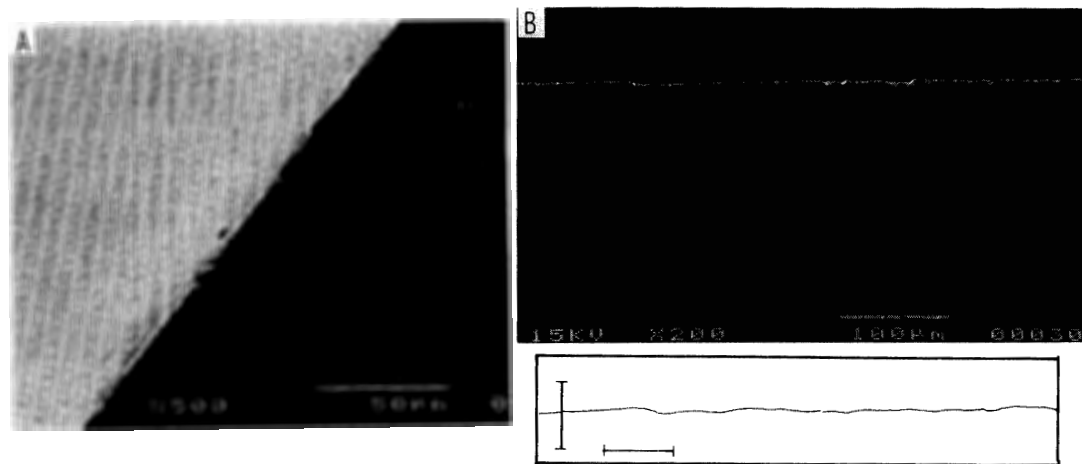
図 7b 耐久実験装置の刃と円錐回転盤

Fig. 7b. Cutter edge and rotating disk of cone in shape in the apparatus of Fig. 7a.

## (a) マルエージング



## (b) ATT (熱間ダイス鋼系)



## (c) DC53 (冷間ダイス鋼)

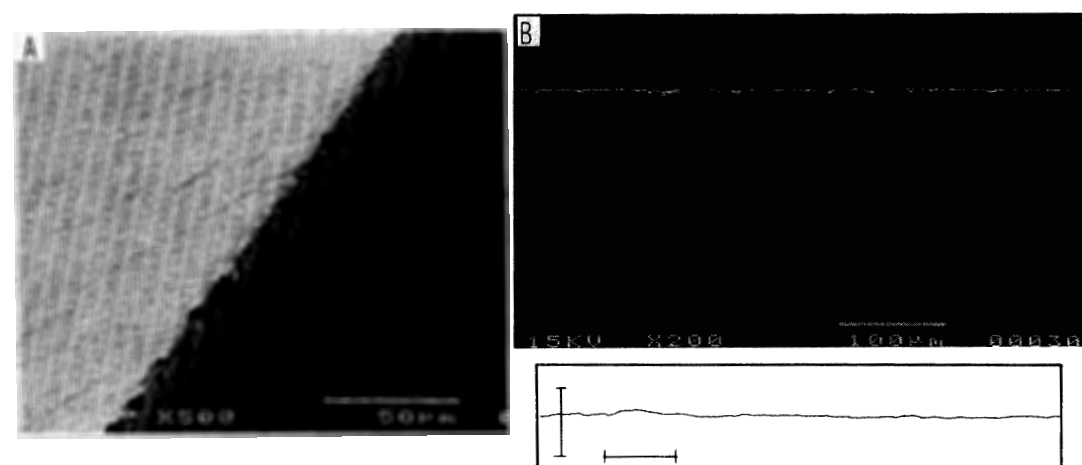
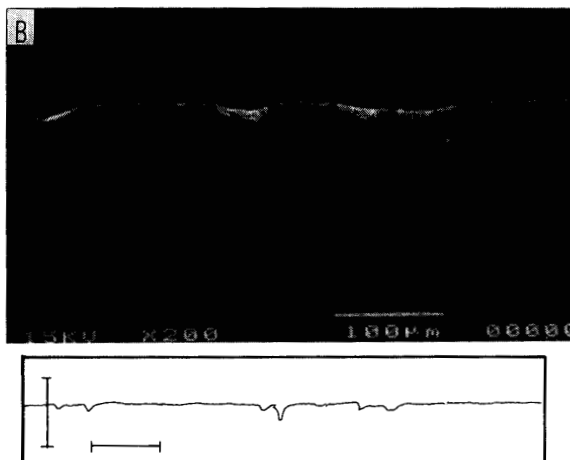
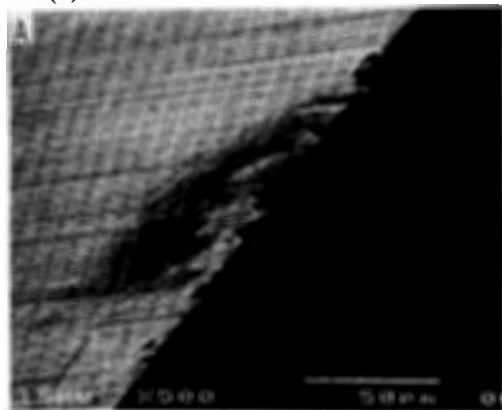


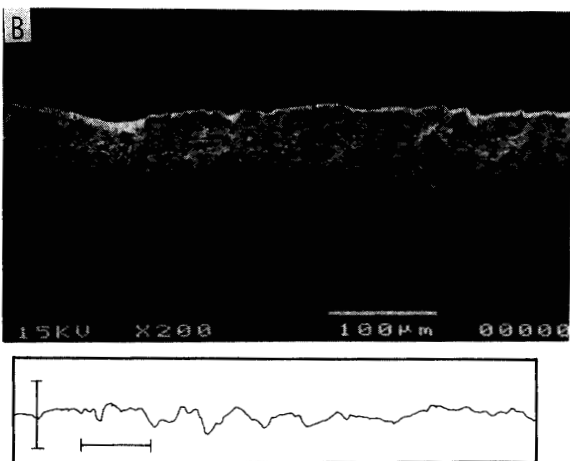
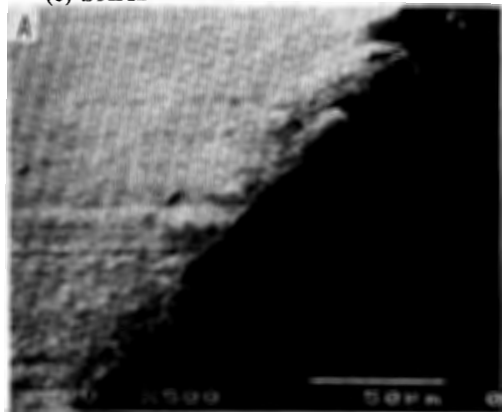
図 8a-c 各鋼種の切削実験後の刃先損傷状況。グラフの縦棒と横棒は、それぞれ 50  $\mu\text{m}$  と 0.5 mm のスケールである。

Fig. 8a-c. Conditions of damaged cutter edge of various metals after endurance test during 1.5 hours under temperature of  $-55^{\circ}\text{C}$ .

(d) SKH51



(e) SKH2



(f) DEX20 (粉末ハイス)

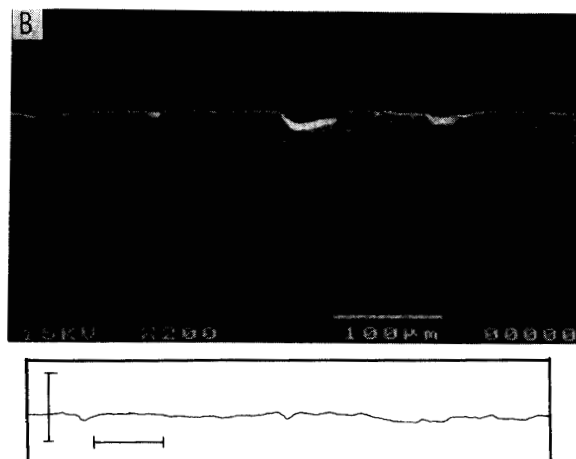
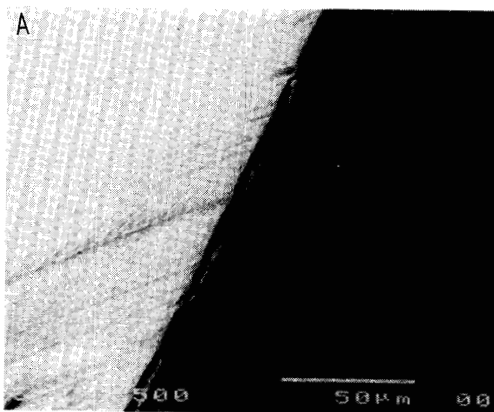


図 8d-f 各鋼種の切削実験後の刃先損傷状況。グラフの縦棒と横棒は、それぞれ 50  $\mu\text{m}$  と 0.5 mm のスケールである。

Fig. 8d-f. Conditions of damaged cutter edge of various metals after endurance test during 1.5 hours under temperature of  $-55^{\circ}\text{C}$ .

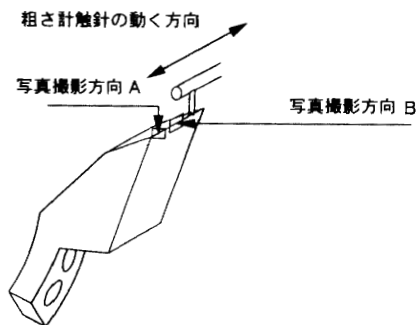
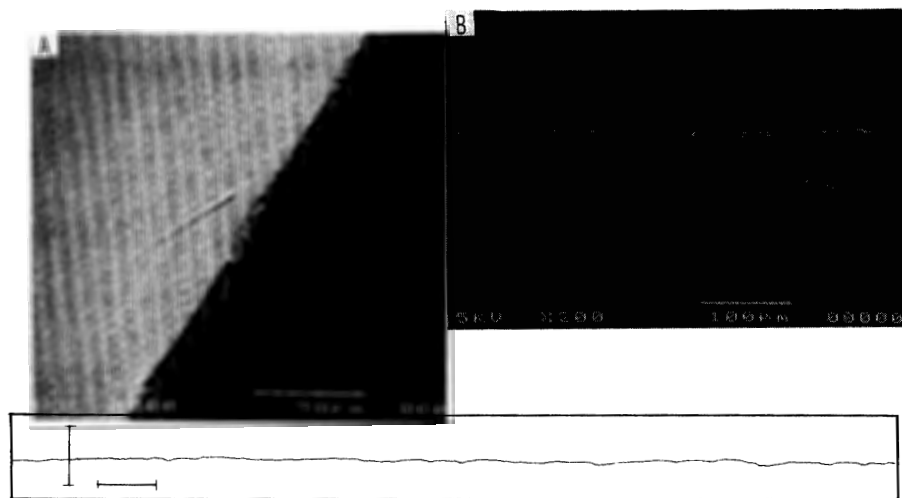


図9 切削実験後の刃先の損傷状況観察の方法  
Fig. 9. Methods of observation of damaged cutter edge.

(b) ATT (熱間ダイス鋼系)



(c) DC53 (冷間ダイス鋼)

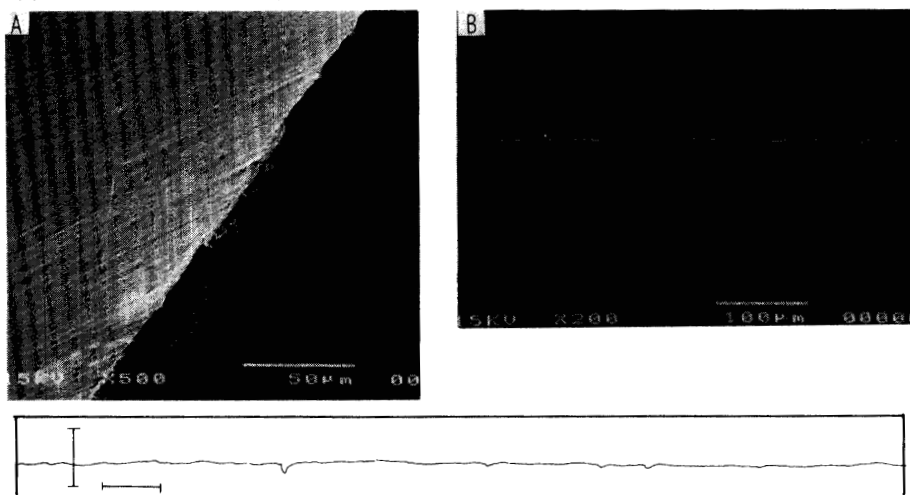


図10 ATT鋼とD53切削刃の長時間(5時間50分)切削耐久実験による刃先の損傷状況。グラフの縦棒と横棒は、それぞれ50  $\mu\text{m}$  と0.5 mmのスケール。

Fig. 10. Conditions of cutter edge of D53 and ATT metals after long time endurance test (5 hours and 50 min) under temperature of  $-55^{\circ}\text{C}$ .

から判るように、従来使用していた高速度鋼のSKH系刃に刃欠けが極端に多く見られる。一方、ダイス鋼系の刃には刃の欠けは僅かしかみられない。総じて言うと、①マルエージング刃はやや大きい欠けと小さな欠けが混在する、②ダイス系刃はいずれも小さな欠けが多い、③その他は大きな欠けと小さな欠けや刃先まくれが観察できる。これらの結果、最も損傷が少ないのはダイス系の二種類である。この二種類の刃について5時間50分間の長時間切削を同様な条件下で行った。結果は図10のようになった。ATT刃はDC53より凸凹が少ないが、硬度がやや低い分磨耗し易い傾向があるように思われる。すなわち、DC53刃はATT刃より刃の欠けが発生し易いことになる。このことは実際の使用条件によって、刃の欠けが優先して発生するか、また磨耗が優先するかによって両者の選択が異なる。現段階では、優劣つけがたいこととなり、実用機には両者を準備し、状況によって使い分けることが望まれる。

### (3) 刃の形状と取り付け法

プロトタイプに取り付けた刃の形状は、現在の表層ドリルと同様な平刃で、その取り付けは一本のボルトで固定されていた。この刃は簡単に、そして安価に製作できるが、その固定方法は不安定であった。フィールドテストに使用された実用型ドリルでも、掘削前に最適位置に固定していた刃が掘削中にずれてしまうことがあった。このように、この刃の

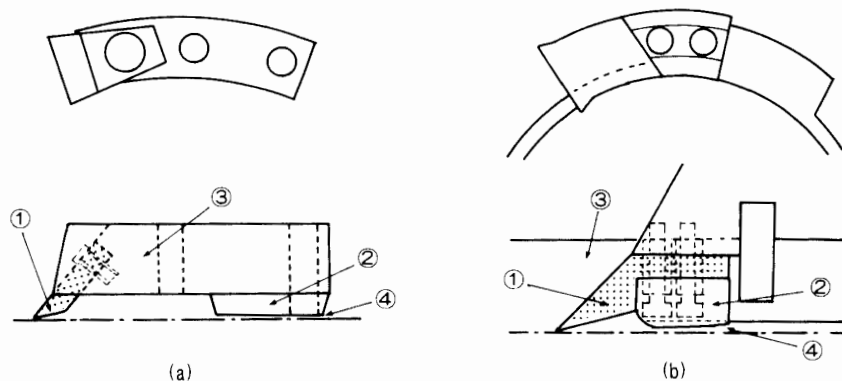


図 11 切削刃の形と取り付け台、①切削刃、②ヒール、③取り付け台、④切り込み。  
(a) III 型 (b) 改良型

Fig. 11. Shapes of cutter and cutter shoe. (a) Prototype. (b) Actual type.

形状と取り付け固定法については、フィールド実験で難しさが生じ、刃と取り付け台（シュー）との一体化が要望されていた。改良した形状と取り付けた状況図を、旧切削刃の形状と取り付けた状況と共に図11に示した。新しい刃の固定はボルト2本とし、常に一定位置に固定できるものとした。この刃の取り付けは実際の使用において、要望されていた一体化は実現されなかったが、刃の固定方法として十分満足できるものとなった。

もう一つの問題として、いかに良質なコアが得られるかである。1994年、東京で「氷



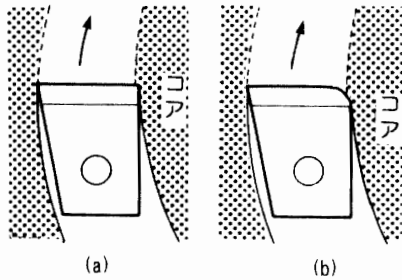


図 12 切削刃エッジの形状

Fig. 12. Shapes of cutter edge.

(a) General type. (b) Cutter with rounded inner corner.

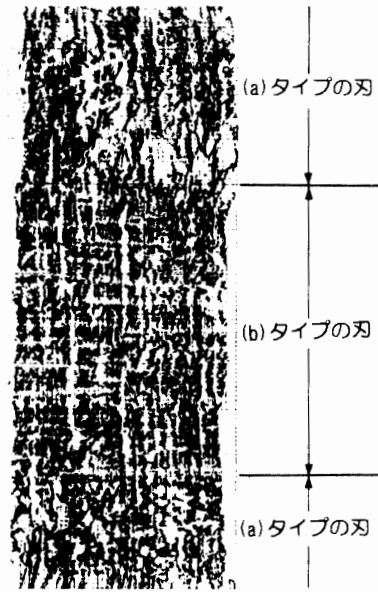


図 13 切削刃エッジの形状の違いによるコア表面の凹凸状況

Fig. 13. Surface conditions of a core cut by different cutter edges.

の掘削技術 (Ice Drilling Technology)」の国際ワークショップが開催された。その際に、この問題がテーマに持ち上がり、コアの質の良し悪しは刃の形状に起因するという意見が出された。それは、これまでのエッジ形刃先はコア表面にマイクロクラックを作るというわけである。これを回避するために、刃の内側（コアを削る側）を丸くすることによってコアに与える集中応力を少なく、クラックの発生を最小限にしようという試みであった (NARITA *et al.*, 1994)。図 12 は、通常の刃と刃のエッジを丸くした形状の刃を示したものである。矢印の方向は切削方向である。この刃を用いて掘削したコアの表面をペンシルラビングによって描き出したものを図 13 に示した。図の上下の部分エッジのついた刃で掘削した表面、そして中間部分は丸みのついた刃で掘削した表面である。上下の部分の表面には複雑な凹凸があるのに対して中間部は規則的な切削痕が見らる。前者ではコアの表面付近にクラックが入り込んでいた。このことから刃先に丸みを付けたこの形状は、良質なコアを得るために効果的のようである。特に、深層コア掘削で避けられないブリッテルゾーンでのコアの破損に対し、可能な限り良質なコアを得るためにこの手法を考慮に入れる必要がある。

### 2.2.3. コア収納機構

#### (1) コアキャッチャー

この機構には、安定なコア切断方式とコアのバレル内収納状況の検出の二つの問題があった。コアの切断には、爪状金具をドリル引き上げ時にコアに食い込ませて切断するコア

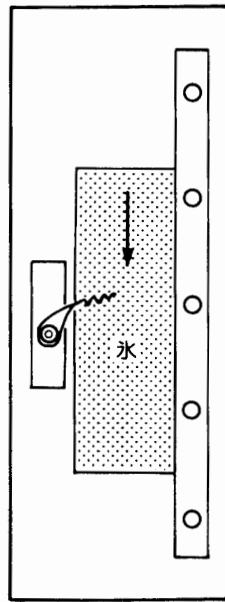


図 14 簡易コアキャッチャーテスト装置  
Fig. 14. Apparatus for test of a core catcher.

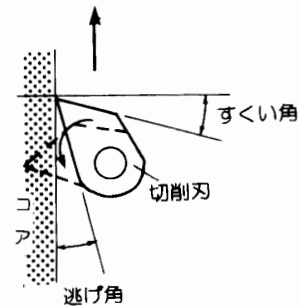


図 15a コアキャッチャーに関する名称  
Fig. 15a. Terms regarding works of core catcher.

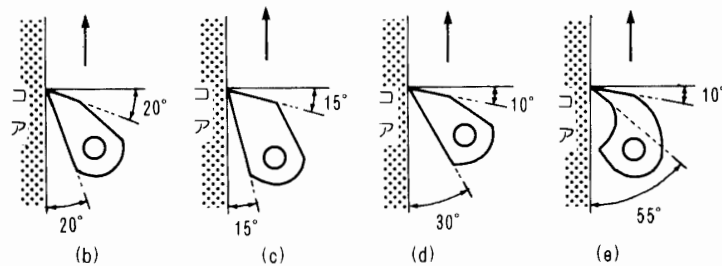


図 15b-e コアキャッチャーの形状と設定値の比較  
b-d: 従来使用のコアキャッチャー, e: GRIP のコピーモデル  
Fig. 15b-e. Comparison for shape and setting of core catchers.

キャッチャーを使うのが一般的である。従来型のコアキャッチャーでは、時々コアの取り残しがあり、問題のある所であった。このことは、Dome GRIPにおいても例外ではなかった。特に、深部でのコアの取り残しは空のドリル昇降を強いられるために掘削作業時間に大きく影響するので、コアの切断は確実にできる方策が必要である。問題は刃の形状にあると想定され、以下の実験を行った。

図 14 は、その装置である。板の上に長方体の氷試料（厚さ：3 cm）を氷試料右側のガイド金具に沿って矢印の方向にドリル引き上げ速度とほぼ同じ速さで動かす。コアキャッチャーはドリルに取り付けた時と同じようにバネで氷表面に押さえつけるようになっている。この時、コアキャッチャーが氷に食い込んで氷が動かなくなれば、コア切断可能な状況を再現したことになる。図 15a-e にコアキャッチャーの形状を決める因子と、実験を行ったコアキャッチャーの形状を示した。図 15b-d は、従来我々が使用していた形状であ

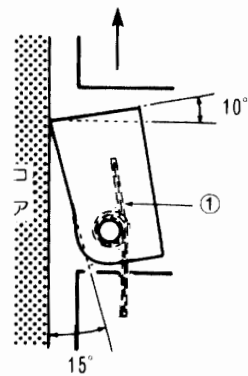
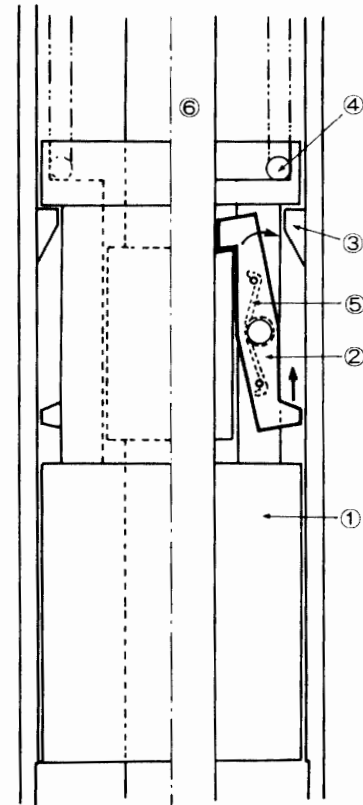


図 16 新コアキャッチャーの形状と支えバネ①  
の設定

Fig. 16. A new core catcher.

図 17 ノッカー落下機構. ①ノッカー, ②ノッカー  
フック, ③フックガイド, ④スプリング, ⑤  
インターロック用スプリング, ⑥シャフト

Fig. 17. A knocker to cut a core.



る。各々すくい角が  $20^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $10^\circ$  で、温度  $-15^\circ\text{C}$  下で実験を行った。その結果、(a) は食いつかず、(b) は時々食いつき、(c) は確実に食いつくことがわかった。図 15e は Dome GRIP で使用されていた ISTUK 型ドリルのコピーである。この形状に対してすくい角： $15^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $-5^\circ$ ,  $-10^\circ$  の 6 種類のもを作り、実験を行った結果、すくい角  $-10^\circ$  のコアキャッチャーが最も食いつきも、また食い込みもよいことがわかった。しかし、この形状は、逃げ角が大きいためとキャッチャーを押さえるバネの設定のバランス次第でコアキャッチャーの刃先が取り残し部分のコア上部を削ってしまう欠点がある。これらの結果からコアキャッチャーの設定は、

- (a) すくい角をマイナス側にとること、
- (b) 逃げ角を大きくとらないこと、
- (c) 押し付けバネは強すぎないこと、

が条件になった。以上のことを踏まえて新しく設計したコアキャッチャーを、図 16 に示す。図のような状態の時ですくい角が  $-10^\circ$ 、逃げ角が  $15^\circ$  である（すくい角をマイナス側にとる概念は本開発ではじめて導入したことである）。また、バネはキャッチャー内部に納めるようにし、コイルバネ 1 本でその倒れこみ過ぎも防いでいる。このコアキャッチャーを、掘削実験の際にドリルに取り付けた。結果は、室内実験をよく再現し、満足すべきものであった。残されたもう一つの問題であるコア収納検出の方法であったが、有効な

検出手段を見出していない。

## (2) ノッカー

コアキャッチャーによってコアが切断されない場合、コアにある衝撃を与えて切断する“ノッカー”が GRIP ドリルに備えられている。コアキャッチャーの信頼度は高まったものの、さらにコア切断を確実にするために、本ドリルにおいてもノッカーを搭載することとした。ノッカーの形式は落下型である。図 17 にその機構図を示した。コアキャッチャーが働き、ケーブルに張力が加わると、一体になっているノッカー、ノッカーフックが上昇すると共にバネが縮む。更に、ノッカーが上昇し続けると、フック下端の凸状突起がフックガイドに引っ掛かり、フックは矢印の方向に回転してフック上端で支えていたバネの力を開放して、ノッカーを下方にたたきつけることになる。

立川の実験塔での実験と 1992 年の陸別での実験では、ノッカー始動のバネの設定値が小さかったために、すべてのコア切断時にノッカーが働き、結果として 100 % のコア切断及び採取ができた。しかし、それがノッカーの効果によるか、コアキャッチャーによるものか判断できなかった。ノッカーは、コアキャッチャーでもコアの切断ができず、ドリルのスタックにつながる恐れがある時にのみ有効に作動すべきものである。ノッカーによって与えるドリルへの衝撃は、ドリル各部のボルト等のゆるみを生じさせ、ドリルに機械的疲労を与えるため、常時作動するのではなく非常時のみ作動させるようバネの強さの設定をする必要がある。

### 2.2.4. 切削チップの処理機構

チップの最適輸送方法の確立のため、ドリル開発当初 5 種類の方式を考案したように様々な方式を取り、思考と実験を行ってきた（藤井ら、1990）。その結果、A 型ドリルに搭載されたうずまき型軸流ポンプはチップ吸い込みに比較的よい効果を示したが、A 型ドリルにおけるチップ輸送パイプの切削刃直上にあるチップ取り入れ口の吸引ガイドは、空間的にしだいに狭くなってゆく構造になっていたので、しばしばチップの詰まりを起こした。そして、後にこのガイドは取り除かれた。一方、C 型ドリルではうずまき型ポンプの代わりにプロペラ型ポンプを使用した。C 型ドリルのパレルはスパイラル（アルキメデアンポンプ）によるチップ輸送を行う働きもあったためチップ取り入れ口での吸引効率もよく、実験塔による国内実験段階では未回収チップも僅かで、チップ回収室への輸送効率もよかった。チップ室に回収されたチップの密度は  $300\text{--}350\text{ kg/m}^3$  で、A 型の時の密度に比べ約 1.25 倍であった。このチップの密度は直接掘削機の長さに影響するので、我々が目指すドリルの軽量化に関する重要なものであった。これらの機構に対してかなりの成果があったものの、課題として、以下のものが残されていた。

- (a) チップ回収室が実寸大（約 4 m）になった時、実験と同じ効率でチップが回収できるか、

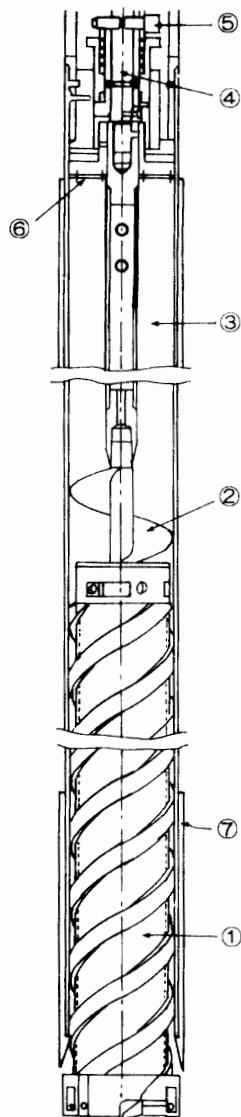


図 18 バレル、ブースター、チップ回収室、ワンタッチカプラーの構造。①バレル、②ブースター、③チップ回収室、④ワンタッチカプラー、⑤固定ピン、⑥チップ濾過フィルター、⑦スタビライザー

Fig. 18. Structure of the lower part of a drill.

(b) 変速ギアへのチップかみ込みの解消,

(c) チップ取り出し方法の合理化,

(d) チップ流路の抵抗の低減化,

である。これらの問題は、プロトタイプドリルでは変速ギアにカバーをかけ、チップ流路をできる限り流線形にするなどの加工をしてさらに実験が続けられた結果、使用に耐えるほどの成果を見たが、うずまき型ポンプの使用には、ポンプを高速で回転させなければならないこと、その回転をバレル回転速度まで減速するための減速機がポンプとバレルの間に設置しなければならないこと、そしてそのためにチップ流路が複雑になること等設計上の難しさがあった。

この問題解決のために改良・機構開発と平行して、C型によるブースター（スクリュウ型）の使用の実験が行われた。先に行われた実験では、プロペラ型ポンプはバレル頭部

(チップ吹き出し口) から約 10 cm 上部に取り付けてあった。ブースターの実験では、その 10 cm の空間を無くした。すなわち、バレルから出てきたチップをすぐにブースターの翼にのせ、液流でチップを輸送するのではなく、力学的に押し上げようというわけである。ドリル刃先からバレル、ブースター、回収室の構造を、図 18 に示したように、バレル回転軸にブースターを取り付け、その軸はドリル外管を回収室の中心を貫いて回収室上部でワンタッチカップラーとピンによって固定される。軸上部には、円盤状のチップ濾過フィルターが取り付けられている。この構造でのチップ回収率は前者よりも優れた性能を示し、掘削状態が良い時はほとんど孔内にチップを残すことはなかった。チップのドリルからの除去は、軸上部の固定ピンをはずしてバレルを軸ごと引き抜いて行う。この方式の採用は、うずまき型ポンプを使用した場合のような高速回転を減速するための減速機を先に述べた中間位置に設置する必要性もなくなり、更にチップ流路の改善の問題もなくなった。一方、スパイラルによるチップ輸送にはバレル外管内側に何等かの摩擦面を作らなければならない。浅層ドリルでは、それを外管内側に厚さ 0.5 mm 程度のアリウム板 (幅 1 cm) を両面テープで 3-4 本張り付けるリップを用いている。これまでは開発ドリルに同じものを使用してきた。本ドリルは液封液である酢酸ブチルの中で使用されるのと、2000 m 以上の連続掘削のため、従来の張り付け方法ではその耐久性に乏しいと考えられた。

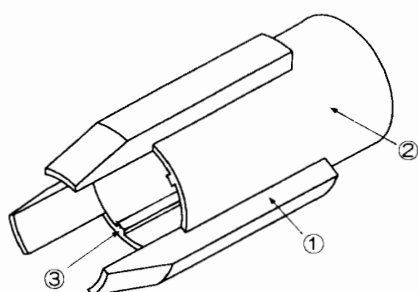


図 19 ドリル先端のスタビライザーの形状。  
①スタビライザー、②ドリル外管、③リブ

Fig. 19. Shape of a stabilizer.

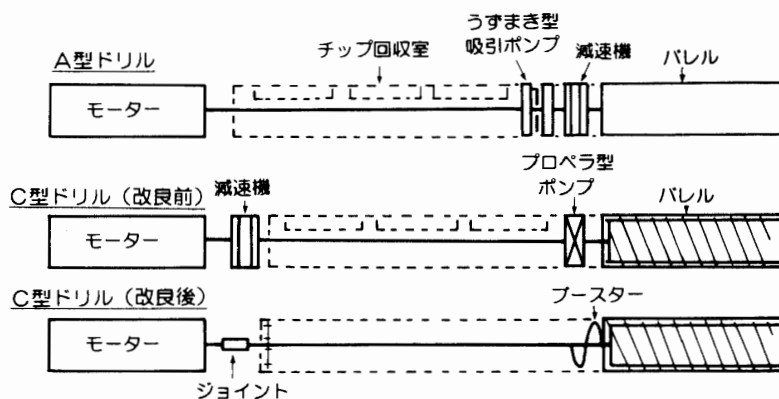


図 20 ドリルの軸系系統図

Fig. 20. Diagram of a drill driving axis.

そこで、ドリル外管内径と同じ直径の円柱形に深さ 0.5 mm の平型溝をつけた特殊ダイスにより、リブ付きパイプを製作してドリル外管とし、この問題を解決した。

また、C 型ドリルにおいてチップ取り入れ口を広くするためラップ状のアタッチメントを外管先端につけていたが、それがドリルスタックの原因になるとの GRIP メンバーの指摘により図 19 のような短冊状のスタビライザーを付けることとなった。このことについては、5.2 章で詳しく述べる。

#### 2.2.5. 駆動系機構

駆動系機構について結論的に述べると、後述する 1991 年夏のグリーンランドテストの結果、C 型ドリルを開発・性能向上の主力とする方針とした。先に述べたように、C 型はチップ吸引ポンプを必要としない上、中間の減速機も不要である。それ故、チップ室を通る軸の回転数も低速回転（約 60 rpm）でよい。ドリルモーターはギヤードモーター型とし、それをモーター室に装備した。以下は、この方法を取り入れる経過である。

ドリルの軸系系統図を A 型、旧 C 型、そして改良した C 型ドリル別に図 20 に示した。前章で述べたように、A 型ドリルはバレル直上に高速回転の吸引ポンプを配するために、減速機をもその位置に置かなければならない。その結果として、モーターからチップ回収室を通る軸は高速回転を強いられ、回転振れを防ぐため幾つかの軸受けが必要であった。更に、チップ輸送路上に減速機があるために輸送経路が狭くなり、複雑となった。これと比較して、旧 C 型ドリルは高速回転を必要としないスクリー型ポンプを設けたので、A 型ドリルに比べて軸受けを必要としないこと、そしてチップ輸送に優位さがある。しかし、チップ回収室に収納されたチップ除去は除去窓を開いて行わなければならない欠点があった。改良 C 型ドリルは、スクリー型ポンプの代わりにチップ輸送に効率のよいブラスターを置いた。チップ除去は、ワンタッチカプラーを外して、そこからバレルとフィルターごと引き抜くことによって行われる。

ギヤードモーターを用いたための旧モーターの減速比の変更は、ギヤユニットを新たに設計し、モーターと一体化して、従来の減速比 1/125 を 1/210 としてモーターの定格電圧 270 V で常用運転できるようにした。モーターへのギヤユニット追加のために従来のモーター室の拡張が要求された。新モーター室は、長さ 962 mm から 1060 mm になった。直径は変わらない。

これらの結果、軸系は C 型ドリルにおいて非常に簡単化され、ギヤやその軸受けにおける問題点もなくなった。更に、モーターの定格電圧で運転可能になったことが全体の稼動電流を、4.0 A から 1.9 A に大幅低下できたことにつながり、3000 m ケーブルによる電圧降下に対する対策にも寄与する結果となった。1992 年 1 月の時点では、バレル回転数 60 rpm で掘削速度 19.5 cm/min を得た。ドームふじ観測拠点での本掘削では、30 cm/min 程度の掘削速度が望まれる。この性能向上は掘削刃の設計にも関係する。

### 2.2.6. モニター，制御機構

この機構は先の報告（藤井ら，1990）ですでに述べられたように，ドリルのコントロール機能の向上と，事故・故障の防止であり，制御機構の最優先項目は，ドリル本体の作動状況を地上システムで安定かつ確実に把握し，ドリル稼動を制御することである．そのために，掘削機の主要部分に多様なセンサーを取り付け，動作中のデータをできるだけ頻繁に取得することが必須である．従って，コンピューターを用いた情報処理システムの利用は避けられないことであった．

このドリル開発で開発した制御系統図を，図 21 a, b に示した．パーソナルコンピューターを用いて掘削機の各構成部分の動作データを，掘削機制御盤から受け取り，データを表示するとともに外部記憶装置に保存し，同時に，基本統計処理も行うものである．表 4 は，開発当初のプロトタイプドリルのコントロールシステムと ISTUK ドリル，及び 1992 年 10 月以降の開発案を比較してまとめたものである．この中で最も異なる点は，ドリル電源を地上から送るか，またはドリル内部の電池によるかである．これらの方式は用いるケーブルの芯線数を決める要因にもなり，またケーブル重量にも直接関係する．電池の使用はドリル内コンピューターに安定した電源を供給でき，電源などからのノイズをすべて排除できる優位さがあるが，ドリルに電池を収納する耐圧室の拡張や適正電池の製作等の設計・製作上の困難さが生ずる．検討の結果，表 4 に挙げられたそれぞれの案の短所と課題について現状（プロトタイプ）をさらにフィールド実験等で克服してゆく見通しがあると判断された．

結果として，掘削のモニター及び制御は図 21a・図 21b に示したシステムで行うこととなった．

### 2.2.7. ドリル昇降

液封深層掘削では，ドリルが液中を昇降する時に受ける抵抗は掘削時間の見積もりやウインチの能力の検討に重要な要素となる．このため，第 2 回と 3 回の陸別実験においてドリルの液中抵抗実験を実施した．ドリルを液中で降下する時は，自由落下速度の 70-80% の速度になるようにウインチのケーブル繰り出し速度を制御する．これは，ウインチをフリーにすると，ケーブルの繰り出し速度がドリルの落下速度を上回り，ケーブルが孔の中で絡まることが考えられるからである．また，ドリル上昇の時は，ウインチの能力からどの程度の引き上げ速度が可能かを知っておく必要がある．

#### 液中抵抗の理論

一般に，流れの中に置かれたドリルが受ける抵抗は，次のようになる．

$$\text{表面抵抗} \quad F_1 = C_f \cdot A \cdot \rho U^2 / 2, \quad (1)$$

ここで， $C_f$  は抵抗係数 ( $=2.656 (1/Re)^{1/2}$ ),  $Re$  はレイノルズ数 ( $=UA/\nu$ ),  $\nu$  は動粘性係数),  $A$  は流れに平行な表面積 (ドリル外管の表面積),  $U$  はドリル外管側の流速,  $\rho$



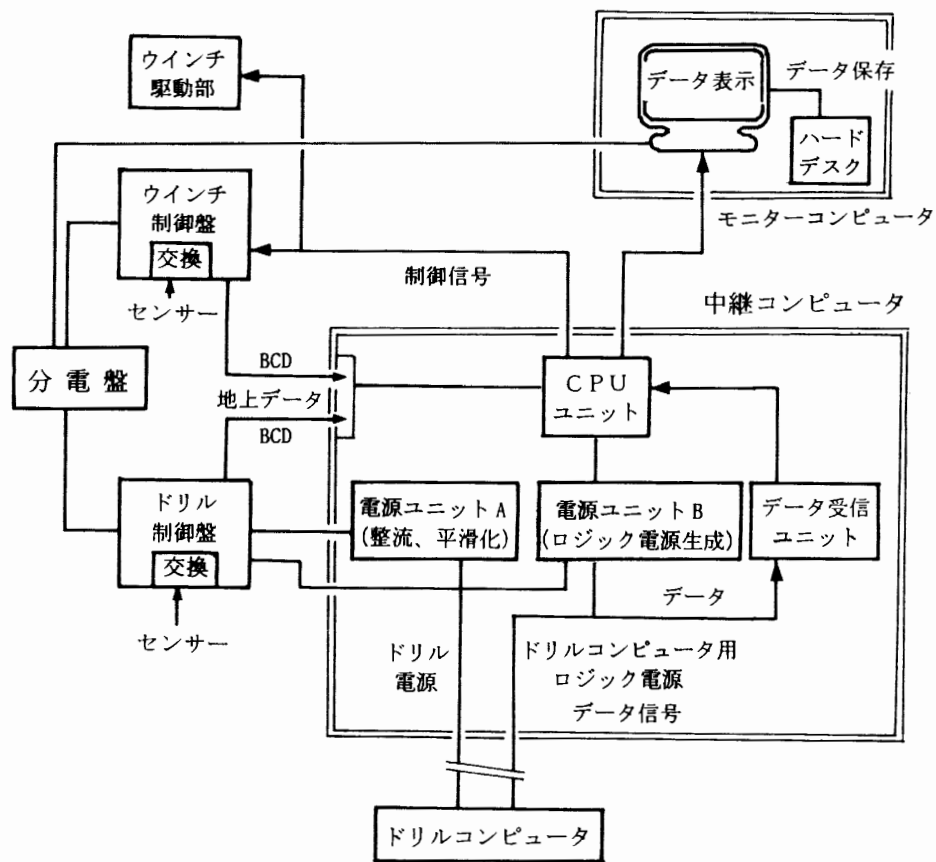


図 21a 掘削システムの電気系統機構図

Fig. 21a. Electrical diagram of drilling and winch control systems.

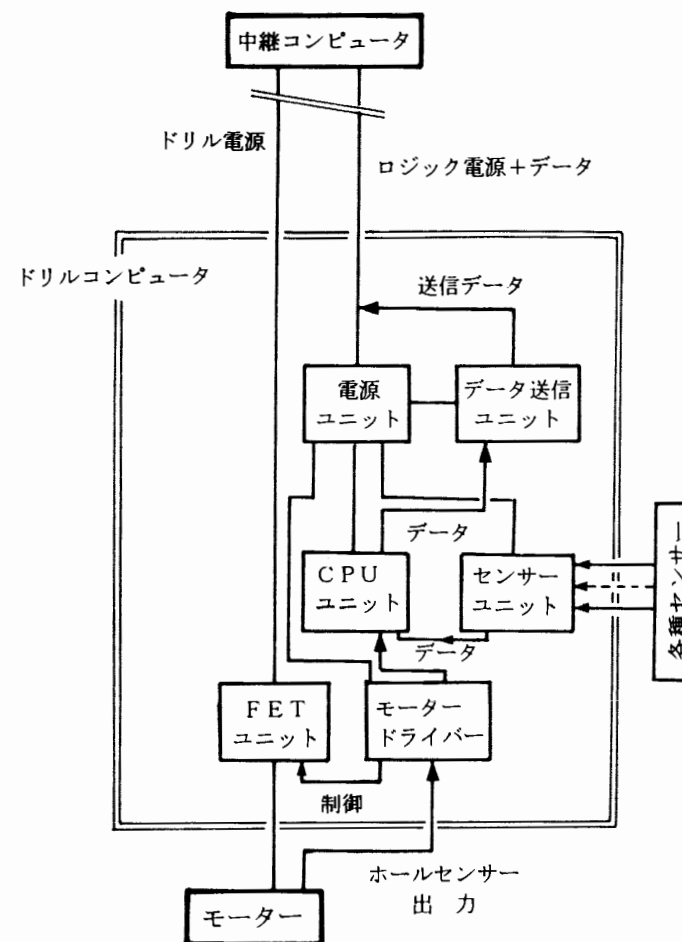


図 21b ドリル制御コンピュータ内の系統図

Fig. 21b. Electrical diagram of data acquisition system.

表4 ドリルコントロールシステムの比較  
Table 4. Comparison of drill control systems.

	プロトタイプ (現状)	ISTUK	実用機 A案	実用機 B案	実用機 C案
モータドライブ	・ホルセンサからの信号をみて FETより磁界を制御	・具体的なドライブ方法は 不明 (似たようなものだ と思う)	・プロトタイプと同じ	・プロトタイプと同じ	・プロトタイプと同じ
データ通信	・カレントループ (30mA) ・ウインチケーブル内に通信用の 信号線を確保 ・通信速度 300bps	・CCITT準拠 2線式全二重 方式 ・データを音声信号化し電源 線にのせる ・市販のケーブルを使用 ・通信速度 300bps	・ISTUKと同じ	・プロトタイプと同じ	・ロジック用電源線を データ電送路とする。 ・通信方法はISTUKと 同じ
電源	・モータ電源およびロジック用電 源を地上から別々に供給	・ドリル内のNi-Cd電池からとる ・電池の充電用電力は地上から 供給	・すべての電源を ウインチケーブルで地上 供給	・モータ電源のみ地上 から供給 ・ロジック用電源バッテリー を搭載 (NI-Cd) (フロート充電または トリプル充電を実行)	・モータとロジックの電源 を地上から供給
長所	・製作が簡単 ・すでにテスト済み ・データ電送はノイズに強い	・ウインチケーブルの導線をすべて 充電用電源にあてることが 可能 ・ウインチケーブルの計算化が可能 ・ウインチケーブル内の電流が一定 (バッテリー駆動だからできること)	・ウインチケーブル内の断線 に対応しやすい ・ケーブルの抵抗が相対 に低くなる	・ウインチケーブルはモータ電 源と信号線のみに 使用 ・充電回路以外は完成	・データ送受信部以外は 完成
短所と課題	・ウインチケーブル内の導線は 3本必要	・通信はややノイズに弱い ・ドリル制御はデータ通信の安定性 に強く依存する	・データ電送路の電流が 不安定なため、対策 が必要 ・モータドライブが不安定	・NI-Cd電池はフロート 充電に不向き? ・耐圧室内のモジュールが 増える	・この方法での3000m のデータ送信は未経験 ・耐圧室内のモジュールが 増える

は液密度である。

$$\text{形状抵抗} \quad F_2 = C_f' \cdot A' \cdot \rho U'^2 / 2, \quad (2)$$

ここで、 $C_f'$  は抵抗係数、レイノルズ数が大きい場合一定、 $A'$  は流れ方向の投影面積（ドリルの断面積）、 $U'$  はドリルの移動速度である。

ドリルが受ける液中抵抗は  $F_1 + F_2$  で与えられ、これがドリル両端の水頭差 ( $\Delta P$ ) と釣り合うことになるので、以下の式が成り立つ。

$$\Delta P = F_1 + F_2. \quad (3)$$

ドリルが液中を自由落下する時は、ドリルの液中荷重と液抵抗 ( $F_1 + F_2$ ) が釣り合うことになるので、最終落下荷重を求めることができる。

#### 実験

第2回目の陸別実験では掘削孔の中を実際にドリルを走らせる実験であったが、走行距離が短いことや氷柱の破壊等のトラブルもあって十分なデータが得られなかった。第3回目の陸別実験では、ドリルを液中で移動させる代わりに、孔の中に固定したドリルに液体を流し、その時の水頭差と流速、液の粘性を測る方法を採用した。ドリルは、掘削孔の直径に近い内径 137 mm、長さ 4 m の塩ビパイプを3本接続し、その中にドリルの中心がパイプの中心に一致するように置いた。液は水と 33%、50% の不凍液を用い、500 l のタンクから水中ポンプでパイプに流した。流す方向を変えることにより、ドリルが上昇する場合と下降する場合のデータを得た。パイプの両端には液圧計を取り付けて水頭差を測定するとともに、タンクの液面の変化からパイプの中を流れる流量を求めた。使用した液体の粘性は、現場で測定した。

#### シミュレーションと考察

ドームふじ観測拠点における液封液（酢酸ブチル）の動粘性係数は、 $-40^\circ\text{C}$  で  $3 \text{ cm}^2/\text{s}$

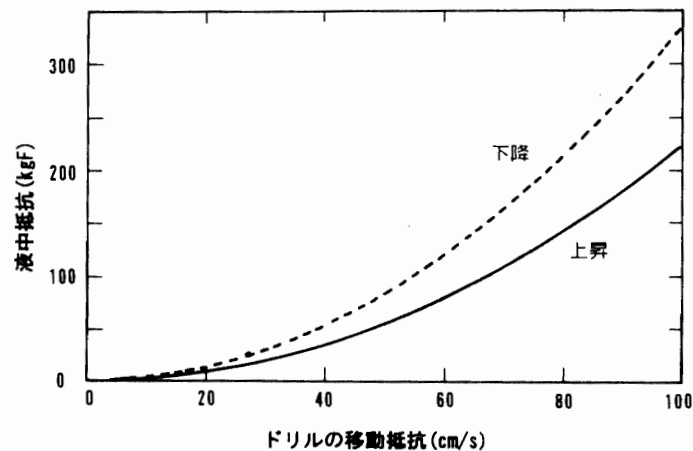


図 22 ドリルの液中抵抗と移動速度との関係

Fig. 22. Relationship between drill movement speed and its resistance in borehole liquid.

であり、密度は  $0.95 \text{ g/cm}^3$  である。ドリル引き上げ時と自由落下時の形状係数を、実験結果から各々 0.4 と 0.6 とした。ドリルの移動速度をパラメーターとし、掘削孔径が 135 mm, 137 mm の場合について、式 (1), (2) によりシミュレーションを行った。結果は以下のようなになった。

掘削孔径の違いは、ドリル周辺の流速の違いとして表面抵抗に現れるが、形状抵抗は変化しない。しかし、2 mm の孔径の違いは、表面抵抗すなわちドリルが受ける液中抵抗にはほとんど無視できることが分かった。一方、ドリルの引き上げ時と下降時では、ドリルの上端部と下端部の形状の違いを反映して形状係数が変化するが、表面抵抗は変化しない。

図 22 は、孔径 135 mm の掘削孔でドリルを上昇する時に、ドリルが受ける液中抵抗（表面抵抗と形状抵抗の和）とドリルの移動速度の関係を示したものである。

ドリルを降ろす場合を考える。液中での最終自由落下速度は、ドリルの液中重量とドリルが受ける液中抵抗とが釣り合った時の速度となる。ドリルの液中重量は 180 kg なので、図からこの時の自由落下速度は 70 cm/s 強となる。実際には、この 70-80 %, すなわち 50-60 cm/s の速度になるようにケーブルの繰り出しを調整する必要がある。

次に、ドリルを引き上げる場合を考える。ウインチの負荷荷重は、液中でのドリル荷重 + 液中でのケーブル荷重 + 液抵抗となる。ここでは、ウインチにかかる最大荷重、すなわち、掘削目標深度である 2500 m 深での場合を考える。

ウインチの負荷 ( $P$ ; kW) と負荷荷重 ( $W$ ; kg), ドリルの移動速度 ( $V$ ; m/s), 機械効率 ( $\mu$ ) との間には、以下の関係がある。

$$P = W \cdot V / (6120 \cdot \mu) \quad (4)$$

ウインチの最大能力は 11 kW, 機械効率として 0.8, また、ドリルとケーブルの液中荷重をそれぞれ 180 kg, 550 kg とすると、式 (4) はドリルの移動速度、すなわち、ドリルの引き上げ可能最大速度の方程式となる。これを解くと、95 cm/s が得られる。また、深度 1000 m の場合、この引き上げ可能最大速度は、125 cm/s となる。

### 3. 実用機及び掘削システム

1988 年から始まったドリル開発は 3 年間でドーム深層掘削機の設計、そして、その掘削環境の現実を検討し、実用機の製作までに至った。これまで述べられてきたように、従来のドリルよりもかなり軽量化、省力化でき、かつ取り扱い易い掘削システムを完成するために研究がなされてきた。その結果が図 20 で示した A 型ドリル及び C 型ドリル（詳細はそれぞれ藤井ら (1990) の図 2, 図 4 参照）である。この 2 種類は、以下に述べるすでに発表された深層ドリルの機構を参考にして、本開発研究で設計された。

以下にこれまで発表された深層ドリルとどのような関連があるかについて述べる。まず

最初に1968年南極バード基地で2164 mの掘削に成功したドリルである (UEDA and GARFIELD, 1968)。チップ回収は、予めチップ収納室にいてある不凍液をドリル先端に送り、チップを溶かしながら薄まった不凍液を収納室にもどす方式である。これは、本開発ドリルのD型に類似する (藤井ら, 1990)。ドリルモーターは13 kW (3600 rpm, 2300 V) であった。液循環のポンプは300 l/min, 3600 rpmの遠心型3段ポンプを用いたが、チップの回収率はよくない。次に、現在最も安定して掘削でき、Greenland Dye 3で2038 mの掘削を行ったISTUK型ドリルである (GUNDSTRUP *et al.*, 1984)。チップ回収は、3本の各切削刃のチップ取り入れ口を持ったチップ輸送パイプがドリル上部の各収納室 (容量7 l) につながり、掘削が進むにしたがって収納部空間が増す一種のピストンポンプである。ポンプの吸引速度は1.12 l/minであった。チップの回収率は約90%で、毎週2度の孔内チップ除去作業が必要であった。このドリルの欠点はチップ取り出しが面倒なことで、約43分も要したことである。もう一つのドリルの型として掘削の実績はないが、フランスで製作されたものがある (DONNOU *et al.*, 1984)。ドリル機能の各配置はA型と同様であるが、駆動軸を外径11 cmの円筒形にしてチップ収納部とした。円筒の壁に多数の小孔を設け、フィルターとして高速回転させチップの圧密を行う。収納部の壁には600 kg/m<sup>3</sup>に圧密されたチップが30 mm程度の厚さでついた。このドリルは大きな収納部を高速回転しなければならなかったために、3.6 kWものモーターを搭載しなければならなかった。

A型 (図20) は、各機能の配置はフランスの型と同じで、チップ取り込みはISTUK型に類似し、3本の掘削刃から出されるチップを各々のパイプを通して吸引ポンプによって収納室まで輸送するようになっている。C型 (図20) は、特徴としてチップ輸送のポンプの他にアルキメディアンポンプを用い、更に収納室内のチップ圧密のためにブースターを設けていることである。両者の駆動モーターは600 Wである。これらは、更にフィールド実験等で改良された。結果の一部はすでに2.2章で述べられている。

#### 4. グリーンランド (Dome GRIP) と陸別における総合テスト

3年間の開発期間はドリルの基本設計とその製作であった。その成果として、前章で述べたような実寸大のドリルが製作された。このドリルは、再び低温実験室や立川市に設けられた実験塔での部分的実験が繰り返されたことはもちろん、グリーンランド (Dome GRIP) と北海道・陸別でシステムの総合的テストが行われた。改良の一部はすでに2章で述べられたところであるが、それらに至る経過とシステムの取り扱いに関わる問題解決も含めて以下にフィールド実験の経過と結果を述べる。

#### 4.1. グリーンランド (Dome GRIP) でのテスト

Dome GRIP はグリーンランド頂上で岩盤までの深層コア掘削を行っていた地点である。そのプロジェクトの援助を得て、我々は 1991 年と 1992 年の夏季に本開発ドリルのテストを行った。

##### 4.1.1. 1991 年におけるテスト

1 年目のテストの目的は、以下の 2 点であった。

- (1) A 型及び C 型ドリルの性能比較試験
- (2) 切削速度、消費エネルギー、コアキャッチャー、コアの質、地上での取り扱い易さの検討

持ち込まれたドリルは A 型及び C 型のドリルであった。まず、氷床表面から 76 m まで従来の浅層掘削機を用いて掘削し、その後掘削孔に灯油を注入して、20 m (テスト回数は A 型：9 回、C 型：13 回) の液封掘削テストを行った。図 23 は、両ドリルとして最も良い状態で掘削した時のモーター電圧とモーター回転数の時間 (掘削時間経過) 変化の例を示したものである。チップ取り込みや輸送がスムーズに行われると図に示したような A 型及び C 型ドリルの両者とも安定した掘削ができる。しかし、チップの詰まりや他の原因で切削刃のスリップが生ずると、モーター電圧は減圧してしまう。また、刃が氷に食い込みすぎると、その電圧は急増することになる。今回のテストを通じて、ほぼスムーズに掘削できた回数は C 型ドリルの約 90% に対して A 型ドリルでは 9 回の掘削中 1 回であった。表 5 にこれらの比較テスト項目と A 型と C 型ドリルの性能結果をまとめた。切削性能 (切削刃の形状、取り付け角度等)、コア切断機構、操作性 (コアの取り出しや切削チップの除去の難易) などについて比較すると、A 型に比べ C 型ドリルの方が全体の機能を通してバランスのよい性能を示していることが判った。表 5 のアンチトルクはリーフスプリング型を使った。コアキャッチャーは 2.2.3 章で述べた最終型ではなく、従来型ですくい角を小さくした爪を用いた結果であったため、この段階では評価・対策として検討の余地を残した。切削速度は、C 型が A 型に比べ約 2 倍になっている。これはチップの輸送方式の違いによるものである。チップの回収性能は A 型で悪く、C 型ではコア収納室 (バレル内部) に僅かのチップが入り込むものの A 型に比べると非常に良好であった。C 型のチップ取り込みは 3.3.2 章で述べられるように更に改良され、結果としてすでに 2.2.5 章で述べたようになった。切削時の消費電力について、空転時で C 型でテスト回数の平均として A 型の約 70%、掘削時で 87% の消費電力であった。掘削時の差が空転時のそれに比べて小さいのは、ドリルには 600 W の容量のモーターが搭載されており、そのために A 型では消費電力が大きく、供給電力の制限がなされたためである。データの中で同じ掘削速度を示した両者の消費電力を比べると空転時とほぼ同様な差があった。空転時の差は、A 型にはうずまき型吸引ポンプがあり、それに伴う減速機が搭載されたのが主

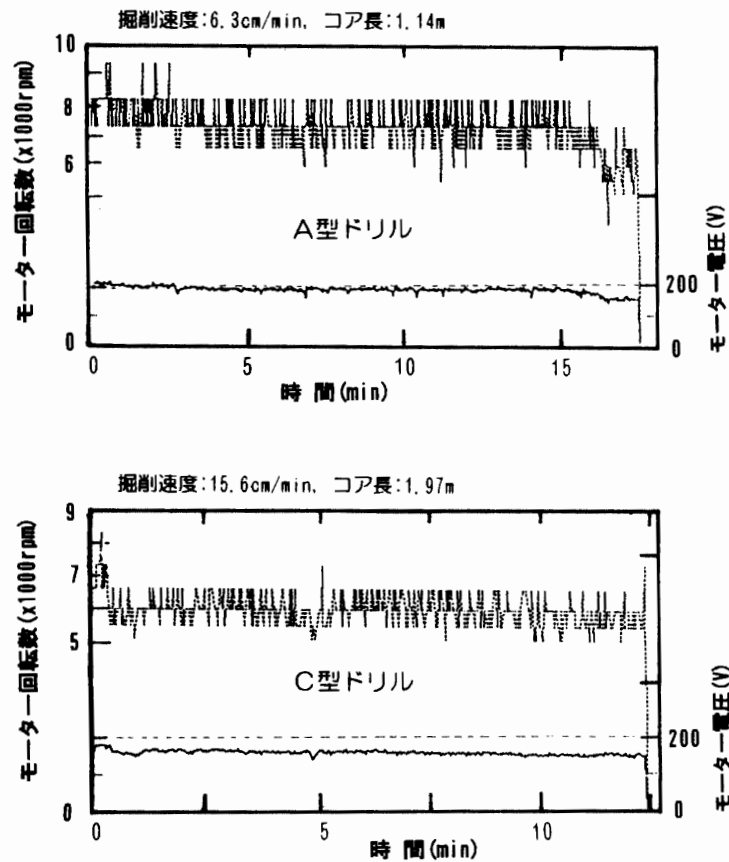


図 23 グリーンランド (Dome GRIP) における A 型及び C 型ドリルの掘削状況の比較  
 Fig. 23. Comparison of core drilling conditions at Dome GRIP between A- and C-type drills.

表 5 グリーンランドテストにおける A 型ドリルと C 型ドリルの性能比較  
 Table 5. Comparison of performance between A- and C-type drills used at Dome GRIP, Greenland.

テスト項目	A 型ドリル	C 型ドリル	備考
消費電力(切削時: 空転時)	800W: 800W	550W: 350W	刃の出の調整により 速度を大きくできる
切削速度(毎分)	9 cm	16 cm	
切削の安定性・消費電力の 変動係数	5.3 %	6.6 %	旧型を使用 モーター回転数を大 きくすると、改善 の可能性がある
コアの質	コアの折れが多い	比較的良好	
コアキャッチャー	ほぼ良好	ほぼ良好	
チップの回収性能	問題あり	良好	
コア回収時の操作性	バラバラのコアは 回収困難	簡単	
チップ除去の操作性	困難	簡単	
ドリルの重量	非常に重い	軽い	

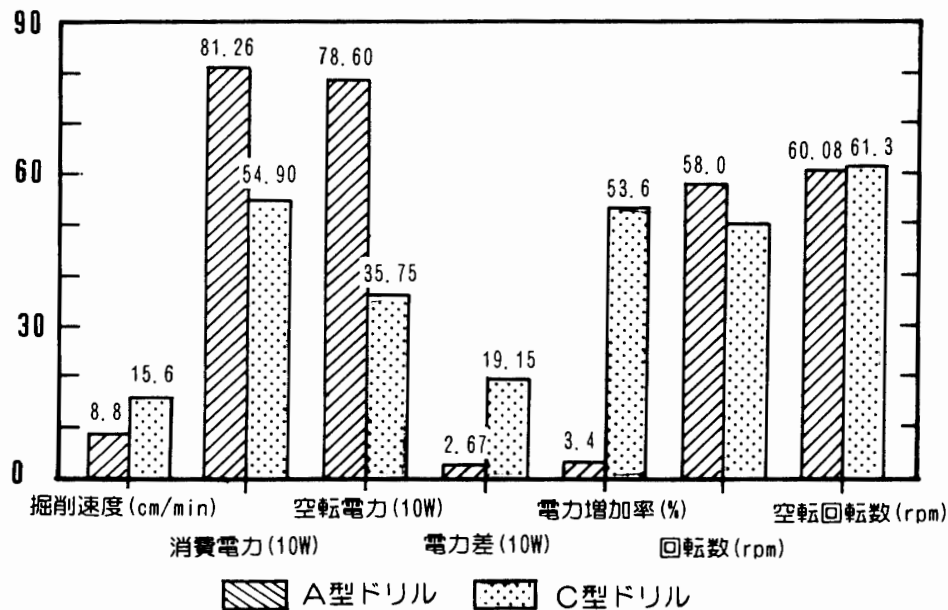


図 24 国内テストにおける A 型と C 型ドリルの性能比較

Fig. 24. Comparison of performance between A- and C-type drills in experiments with a 20-m test tower at Tachikawa, Tokyo.

たる原因であろう。コアの質は、C 型でテストごとの目標コア長を掘削でき、平均して二つに折れたコアが採取されたのに対して、A 型では数 10 cm のコア長にとどまった。そして、コアの折れも激しいものがあった。コアの質に関して、C 型ドリルが優れている結果となった。

一方、ドリルの操作性について、コアバレルがドリル本体から簡単に取り外せない構造になっていた A 型では、コアキャッチャーをドリル外側に倒してコアを引き抜かなければならなかったために、C 型に比べ操作の簡便さを欠いた。また、チップの除去についても、チップ回収室の除去窓の開閉のスムーズさと構造上窓を十分に大きくできなかったため、隅々のチップを取り除くのに時間を要するなど簡便さを欠いた。

A 型及び C 型ドリルの比較は、国内テストとして立川実験塔（東京）でも行った。その比較結果を図 24 に示した。この場合も、C 型ドリルが A 型ドリルよりも消費電力が約 30 % 少ないにもかかわらず、掘削速度が約 2 倍速い結果となり、より省力化されたことがわかる。消費電力がより小さいのは、空転時の電力の差からもわかるように、C 型ドリルは機械的なロスが少ないためである。

以上のテストを総合的に見て、C 型ドリルをドームふじ観測拠点における深層ドリルの機種として採用し、再度の改良を重ねることによって、開発委員会が目指す軽量型、省力化されたドリル製作にかかることとなった。

#### 4.1.2. 1992 年におけるテスト

1992 年のテストでは、1991 年のグリーンランドテストと立川実験塔でのテスト（後述



する)を踏まえ、C型ドリルを持ち込み、前年の掘削孔を利用して15mの液封掘削を行った。テストの目標は、

- (1) 前年のテストを踏まえ、C型ドリルの構造及び操作性の改良点を見出すこと、
- (2) リーマーのテストを行うこと、

であった。

#### (1) ドリルの構造及び操作性の改良の抽出

(1)に関連した問題点と提言及びそれらに対する対処を以下に示した。ここで、左側のそれぞれの問題点及び提言の解答は右隣の対処で述べられている。

##### 問題点と提言

##### 対 処

#### (1) ケーブル接続部

- (a) ケーブルとドリルの接続をエポキシ樹脂で固定していた。万一のケーブル交換のために、簡単に交換可能なクランプ式にする。

○米国・PMI Industries, Inc.製のDIYNA-GRIP 端末 (Model No.119) を使用、交換可能とした。

- (b) ドリル頭部の砲弾型の改良

○GRIP メンバーの忠告によるもので、砲弾型は孔壁とのドリルの形状から浮遊チップの取り込み口となる可能性があるため、砲弾型を平面型とした。

- (c) ケーブルの耐寒性

○使用するケーブルは、Rochester 社製のアーマードケーブル (直径 76 mm) である。引張強度は常温で 3.74 t である。  
-60 °C という環境温度下で使用するために、強度の再試験をしておく必要がある (6.1 章を参照)。

#### (2) アンチトルク

- (a) アンチトルクの効きを調べる調整リングの必要性
- (b) アンチトルクの板バネとドリル本体との間にチップが詰まる。

○掘削孔径と同じ塩ビパイプ (擬似掘削孔で代用する: 2.2.1 章を参照)。

○本テストでは、掘削孔に浮遊したチップの除去をしなかったための問題であった。ドームにおける本掘削では、専用のチップ除去機を使用することで対処する (7 章を参照)。

#### (3) モーター・減速部

- (a) 減速部における発熱が大きい。

○遊星式減速機の使用と減速ギヤーの精巧

- (b) モーターの出力が少ない。  
 ○ 2.2.5 章で述べたように、270 V、600 W の定格通りで運用できるようになった。
- (4) 電気系統（コンピューター）
- (a) コンピューターの通信に支障が度々発生  
 ○今後の問題
- (b) モータードライバーが弱い。  
 ○一段レベルアップを図る。
- (c) コンピューター通信を FM 通信にする。  
 ○FM 通信とする。詳細は 2.2.6 章で述べた。
- (d) ドリル内部でのブロック毎の配線接続をコネクタとする。  
 ○コネクタブロックを使用、一括接続とした。コネクタ等を使用して一括接続にする。
- (e) 配線ケーブルの耐寒性  
 ○シリコン耐寒ケーブルを使用する。
- (5) バレル回転軸と本体とのジョイント部
- (a) バレル回転軸の固定法とその確認  
 ○軸固定はワンタッチカプラーのみで行われていた。固定位置の確認マークを付け、更に固定ピンをも並用した。
- (b) ジョイント部に溜まったチップの除去  
 ○圧搾空気で除去
- (c) チップフィルター（二重）がよく働かない。  
 ○フィルターを一重にする。
- (d) バレルとシャフトの回転軸を精度よく製作できないか。シャフトの長さが 3.3 m あり、そのために回転振れが生じ、それが外管内側のリブを損傷し、コアの質に悪い影響をもたらさないか。  
 ○スパイラルの厚さを増し、外管との隙間を小さく取るとともに張り付け方式のリブを外管一体型とした（2.2.4 章を参照）。
- (6) バレル
- (a) スパイラルの耐久性  
 ○スパイラルの材質は硬質ポリエチレンである。取り付け作業上この材質を変えることが困難であったため、スパイラルのバレルへの固定法を改善した。実際には、ビス止めからスタット溶接にし、止め間隔を 5

- (b) スパイラルのピッチの最適条件
- cm ごととした。  
○ピッチの最適条件は、現在の設計で十分な性能を有していると判断され、現状のままにした。
- (7) 刃とシュー
- (a) この実験では、バレルスカートを外しての掘削であったため、チップの取り込みが悪く、刃の形状とシューとの関係が未解決となった。  
○2.2 章でこの解決が述べられた。
- (8) コアキャッチャー
- (a) 100%のコア回収であった。特に、本掘削での破碎帯での採取コアの質に対する影響は疑問である。  
○現在、この問題に対する専用のコアキャッチャーはない。

以上、これらの問題点と提言は右欄で上げたように、改良・処理された。

本実験での掘削状況

本実験では、3日間で合計17回の液封掘削をすることができた。この掘削で回数の6割で良質のコアが回収され、チップ収納室の中のチップも掘削量に見合った量であった。

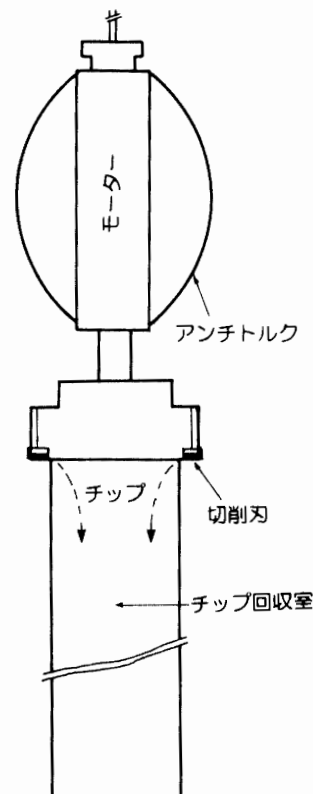


図 25 掘削孔拡大用リーマー装置  
Fig. 25. Schematic diagram of a borehole reamer.

しかし、順調に掘削されなくなった時は共通してドリルモーター電流が上昇し、掘削を中断せざるを得ない状況であった。モーター電流の上昇はチップの取り込み及び輸送、過切削抵抗等の原因による。順調でなかった掘削時の掘削のピッチが 3.6 mm 以上での掘削であった。この時は、チップもほとんど回収されなかった。

以上、上に述べられたように、多くの問題点が持ち上がった。これらは、ほとんど室内実験や立川の実験塔での実験では現れないものであった。

## (2) リーマーのテスト

1991 年には、掘削孔を使用してリーマーのテストを行った。通常、深層掘削孔の表面積雪層部分は液封液の掘削孔からの流出を防ぐためにケーシングされる。リーマーはそのための孔の拡大機である（図 25）。図に見られるように、チップは刃の下側のチップ収納室に落ち込むようになっている。実際のリーミングは直径の違うものを順次使用して孔を広げてゆく。90 m の孔を三段階のリーマーを使ってリーミングした結果、チップの回収率が悪く、90 m の孔を 60 m までチップで埋めてしまったためそれ以深のリーミングはできなかった。改良すべき主たる指摘は（1）回転軸芯出し不良と（2）チップ回収率の向上の 2 点であった。これらの問題は、現場の使用状況に照らし合わせて具体的に再検討された。以下に、その指摘と対応を示した。

現場での指摘	対 応
(1) 回転軸芯出しに関すること	
(a) モーターシャフトとリーマー及びリーマーとチップチャンバーの取り付けを差し込み式とする。（フランジによるボルト締めであった）。	○再製作
(2) チップ回収に関すること	
(a) 刃をチャンバー内側まで広げる。	○再製作
(b) チャンバーの刃の位置に横穴をあける。	
(3) その他	
(a) ヒールを刃の直後に置き、ピッチを 8.3 mm とする。	○再製作、8.3 mm は大きすぎるため、3 mm と 7 mm の 2 種類を作る。
(b) アンチトルク調整リングの準備	○アンチトルクの作動状況が分かるように、内径 181 mm, 221 mm, 252 mm 短管を用意。
(c) アンチトルクの首振りを大きくする。	○再調整

## (d) 減速機の発熱

○オイルシールの撤去, 各部の再研磨, モーターチャンバーに 6 mm の通気孔を 12 個あける。

## (e) チップ回収器の作製

○直径 130 mm, 長さ 2 m, スクリューチップ回収方式 (バタフライ弁付き)。

以上の改良・修正の後, 実験を行った。この結果, 回転軸の芯の偏芯運動は最大 2.4 mm/2 m となり, チップのチャンバー外のこぼれもほとんど無くなった。また, モーターと減速機からの発熱も刃の昇温に影響を与えないまでになった。結果は, 改良されたリーマーは JARE-34 によってドームふじ観測拠点に持ち込まれ, 深さ 89 m までのケーシングを終えた (MOTOYAMA *et al.*, 1995)。

## 4.2. 陸別 (北海道) における寒冷総合テスト

北海道東部にある陸別町は, 冬季他にみられない寒冷にさらされる所である。1992-1994 年冬季に, 掘削システムの寒冷総合テストをこの地で行った。総合的テストはグリーンランドでも行われていたが, その準備や応急措置等の便宜さと実際に氷中を掘進する

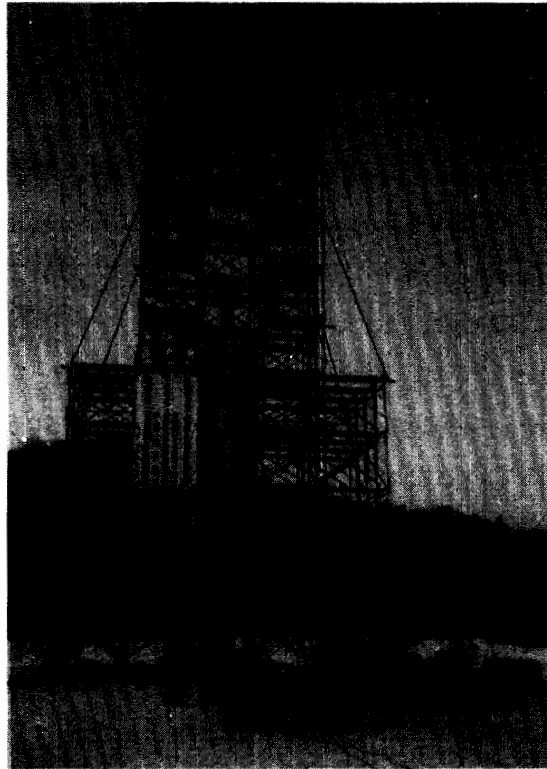


図 26 陸別掘削テスト用水塔実験装置

Fig. 26. A 30-m tower for experiment on ice coring in liquid-filled hole at Rikubetsu, Hokkaido.

ドリルを観察する目的もあって、当地でのテストが計画された。このテストのために、1992 年に  $0.9\text{ m} \times 0.9\text{ m}$ 、地上高さ  $9\text{ m}$ 、1993 年と 1994 年には高さ  $15\text{ m}$  の掘削テスト用氷柱が作られた（石橋ら、1993）。図 26 は 1993 年のテスト氷柱塔である。塔の真中にある氷柱は  $0.9\text{ m} \times 0.9\text{ m} \times 0.9\text{ m}$  の氷ブロックを鉄棒で囲い、積み上げたものである。氷柱の外側一面は鉄棒がはずされて掘進するドリルを観察できるようになっている。氷柱を取り巻く櫓の高さは初年度で  $20\text{ m}$ 、次年度のテストからは  $30\text{ m}$  であった。

#### 4.2.1. 1992 年のテスト

テスト期間は、1992 年 1 月 27 日から 2 月 1 日であった。テスト機は、全長  $8.5\text{ m}$ 、直径  $12\text{ cm}$ 、重量  $100\text{ kg}$ 、採取コア長  $2.0\text{ m}$ 、コア径  $9.4\text{ cm}$ 、掘削速度  $20\text{ cm/min}$  の規格のものである。このドリルはグリーンランドテストの 1 年目（3.1.1 章）に用いた C 型ドリルで、コアキャッチャー、掘削刃、スカート、バレルジョイント部、リーフスプリングの最終改良がまだ行われていないものであった。実際のテストは、まず浅層ドリルを用いて氷柱に深さ  $6\text{ m}$  のパイロット孔を 9 本作った後、液封液としての灯油を注入した。ドリルは櫓頂上にアーマードケーブルでつり下げ、ウインチ操作で昇降した。ドリルの掘削状況はケーブルを通してモニターに映し出される。氷柱の高さは  $9\text{ m}$  であったので、実際の液中掘削は、パイロット孔 1 本につき約  $2.7\text{ m}$  程度であった。

テストでは、切削性能を確認するとともに採取されるコアの質、ドリルの構造的・機能的問題及び取り扱いの点検を行った。その結果、

①コアの質としては、コア表面の傷は極めて少ないものの、このテストの最初の段階では  $30\sim 40\text{ cm}$  の長さに折れたコアが採取された。この原因は、切削刃が図 11a に示されたようにボルト 1 本で固定する方式であったので、掘削中に刃の固定が不十分になったためと考えられる。この点に注意した後半では、約  $160\text{ cm}$  のコアが 2 分されるか、また完全な長さで採取されるようになった。

②ドリルの構造的問題としては、刃を固定しているボルトが 1 本であること、スカート、バレルジョイント、チップ室内などに使用している止めビスが径  $2\text{ mm}$  と小さく、厚さ  $2\text{ mm}$  の外管で固定されているために強度的に耐久性があるか、そして、ドリルのチップ室以下全体の強度が弱いことが指摘された。

③機能としては、コアの取り残しはなかったが、コアキャッチャーの滑りがあったこと、スタビライザーの表面を滑らかにすること、アンチトルクをスケート型から GRIP 方式に換えるほか、ドリルに搭載されているセンサーの追加として、傾斜、方位、異常振動警報、ケーブル張力・繰り出し長さセンサーが指摘された。コアキャッチャーとアンチトルクの改良は結果的に 3 章で述べたように行ったが、それらはこのテストと先に述べたグリーンランドテストを踏まえてのことであった。

④モータードライバーとコンピューターの低温下の使用では予熱が必要である。3 枚の

刃を同レベルでセットするための治具の準備, または3枚の刃を一体化したドリル先端部の作製, バレルジョイント部固定の信頼度を高めること及びそこに付着するチップの容易な除去法が指摘された。

これらの問題は, 方位, 異常振動警報センサーの搭載を除き上で述べたことを含め, すべて2章等で述べられたように, 後で解決された。

この実験の段階で得られた液封ドリルの切削性能は以下のようであった。

- ・掘進長: 160 cm/1 run (バレル長は 197 cm)
- ・掘削速度: 15 cm/min
- ・バレル回転数: 63 rpm
- ・供給電圧: 230 V
- ・モーター電圧: 280 V
- ・コア長: 155 cm/1 run
- ・コア径: 94.4 mm
- ・刃の切込み厚さ: 0.8 mm
- ・電流: 2.0 A
- ・入力電力: 560 W

#### 4.2.2. 1993 年のテスト

テスト期間は, 1993 年 1 月 30 日から 2 月 7 日であった。テスト氷柱の高さは 15 m にし, 櫓の高さは 30 m となった。テストのシステムの配置は前年のものと同じであった。使用したドリルは, 2 年目のグリーンランドテスト後に改良したものである。

テストの目的は, 以下の通りであった。

- ① スタビライザーを取り付けての切削実験
- ② 自動掘削実験
- ③ ドリル昇降実験

その結果: ①に関連して以下のようなことが分かった。

(1) 先ずスタビライザーの取り付け方式の違いによるチップ取り込み効果を実験した。その取り付けは図 19 に示したように, ドリルの外管先端にアルミニウム製の板を短冊状に張り付けている。板は幅広型 (幅 20 mm), 幅広新型 (20 mm), 幅狭 (15 mm) の 3 種類である。幅広新型は他の切断面が長方形なのに対し, 回転方向にエッジが切ってある。これらの 4 種類の組み合わせにおける切削速度と刃先荷重の関係を表 6a に示した。実験結果から, 4 方式に大きな差異は認められなかった。しかし, 幅広と幅広新型の組み合わせは接地圧が他よりも約 30 % 小さいにもかかわらず切削速度が比較的大きくなっており, やや優れていた。(2) 刃の切り込み量を規定する枕 (ヒール) の方式を, 線接触と面接触方式にした時の切削速度の比較では, 両者に大きな差は認められなかったが (表 6b), 約 10% 線接触方式が良かった。これは, 線接触の方が枕と切削面の間に入り込むチップを即座にその外に排除する効果を持っているためと考えられるからである。(3) 刃先荷重を変えた実験では, スタビライザーは幅狭 3 枚, 刃の切り込み量 7 mm の条件のみであった。表 6c に示したように, 刃先荷重が大きければ, 当然ながら切削速度も大きくなることがわかる。しかし, この実験の荷重が大きい後者では, 枕の下側のビス用穴の凹みにチップ

表 6a スタビライザーの種類による掘削速度の比較

Table 6a. Comparison of drilling speed with different types of stabilizer.

スタビライザーの種類と方式	切削速度 (cm/min)	刃先荷重 (kg)
幅 狭 3 枚	15.1, 15.3	50 ~ 58
幅広新型 3 枚	14.1, 14.3	49 ~ 70
幅広新型 3 枚 + 幅狭 3 枚	14.5, 14.1	52 ~ 61
幅広新型 3 枚 + 幅広 3 枚	15.4, 14.6	35 ~ 41

表 6b ヒール (枕) の方式の違いによる掘削速度の比較

Table 6b. Comparison of drilling speed with different types of heel.

ヒールの方式	掘削速度 (cm/min)
面接触	14.6
線接触	15.2

表 6c 刃先荷重の違いによる掘削速度の比較

Table 6c. Comparison of drilling speed with different cutter loads.

刃先荷重 (kg)	掘削速度 (cm/min)
63 ~ 70	15.2

が溜り、氷化・固着してしまった。そのために規定の食い込み量が得られず、刃のスリップの原因になった。

その他、刃の逃げ角が  $5^\circ$  と小さい刃では、後ろに回ったチップによるスリップがしばしば起こった。ドリル外管に付けたスタビライザーは、予想通り掘削中のドリルの首振り防止に十分な効果を示した。

②通信系統の装置が十分に作動しなかったために満足できるデータが得られなかった。

③ドリル昇降テストは、ドリルテスト後の灯油を満たした掘削孔を利用し、その中でドリルを自由落下させた時にどの程度の液抵抗を受けて減速落下するかを確かめるために試みられた。しかし、使用孔の氷壁が実験中に破壊したために十分なデータを得るに至らなかった。

#### 4.2.3. 1994 年のテスト

テスト期間は、1994 年 2 月 1 日から 2 月 6 日の期間であった。テストの項目は、昨年に引き続き以下の通りで行った。

- (1) 自動掘削、適正接地圧・ウインチ繰り出し速度の調整
- (2) システム細部の点検
- (3) ドリル昇降実験

自動掘削は、ドリル頭部にあるスプリングバネに平行に動くポテンシオメーターでドリル先端荷重 (接地圧) を自動調整しながら掘削する。この自動調整は、バネの稼動距離の設定、ウインチの繰り出し速度の設定による。この実験では、バネの稼動距離の設定によ



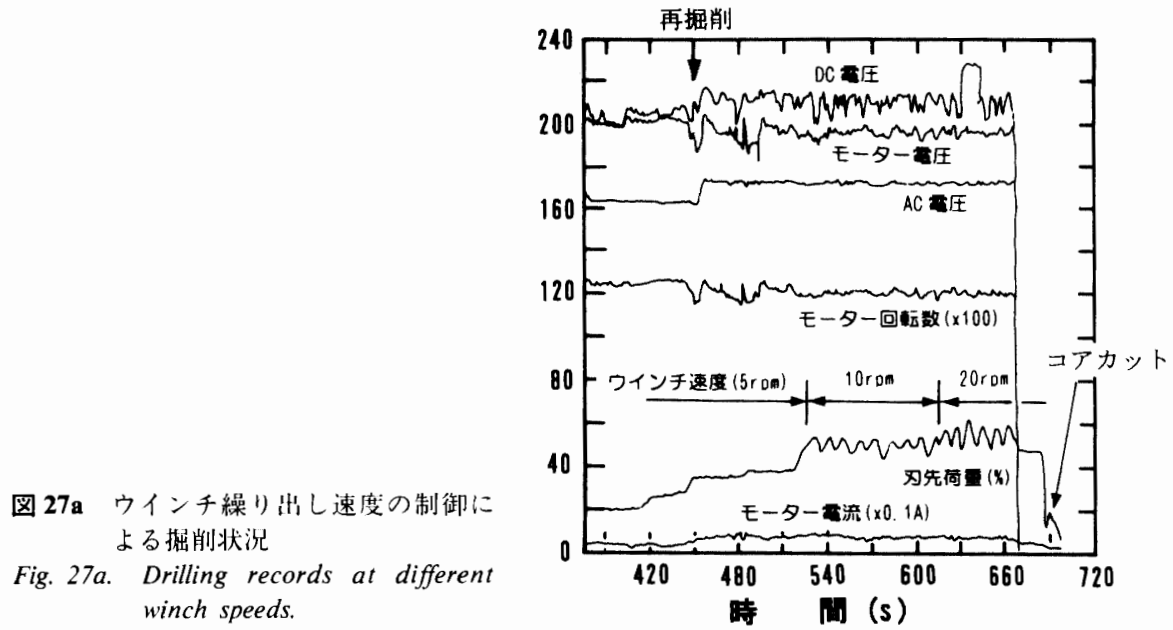


図 27a ウインチ繰り出し速度の制御による掘削状況

Fig. 27a. Drilling records at different winch speeds.

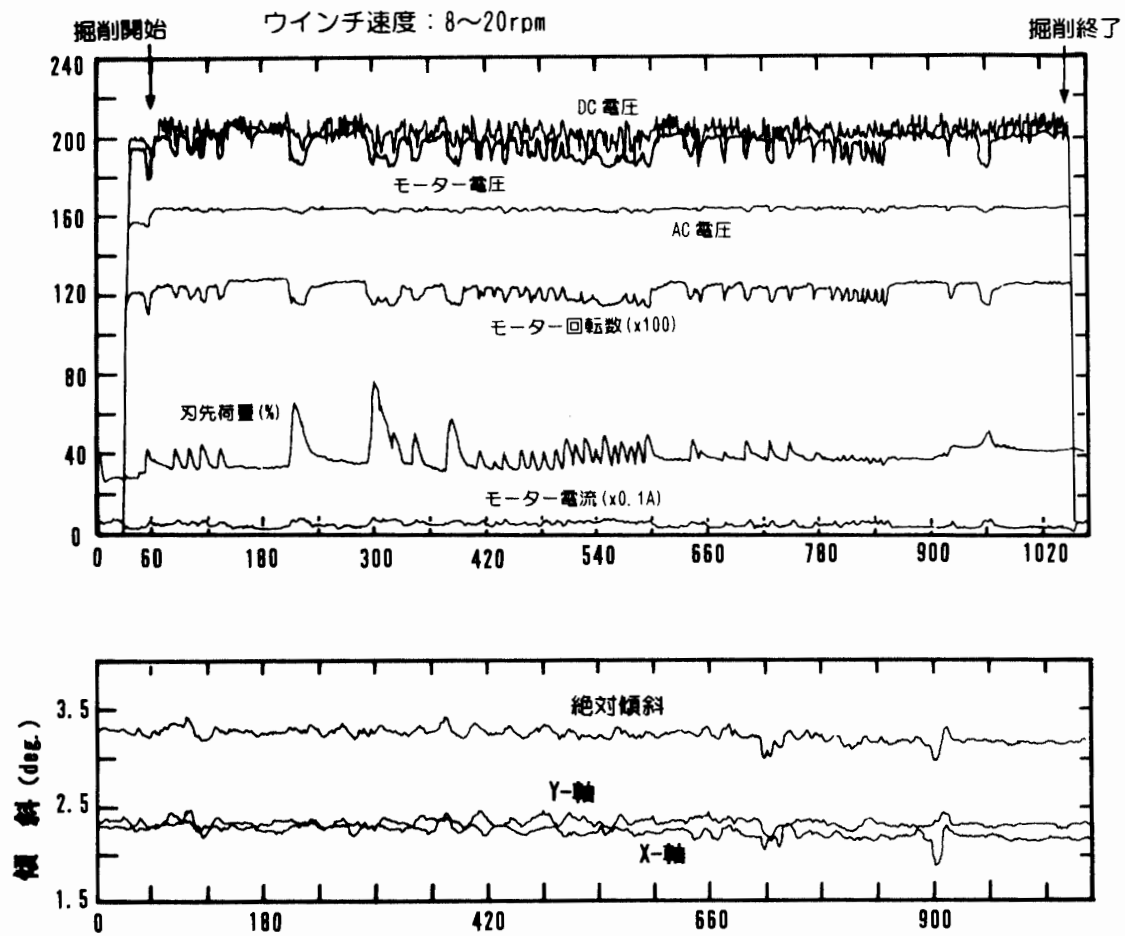


図 27b 刃先荷重の違いによる掘削状況

Fig. 27b. Drilling record at different cutter loads.

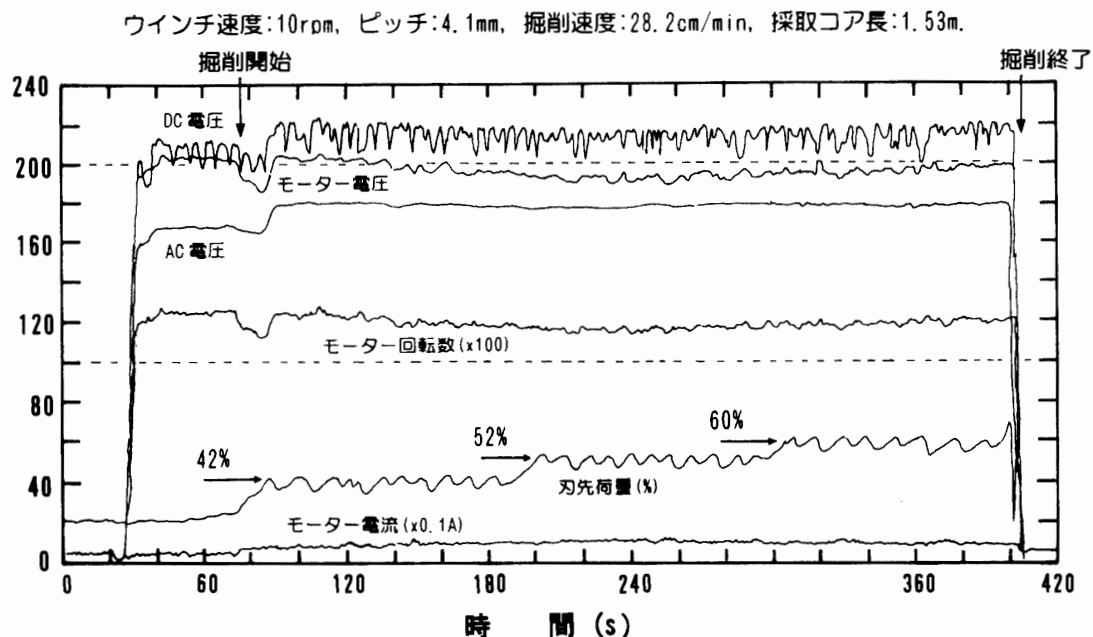


図 27c 最適掘削条件下での刃先荷重を変化させた時の掘削状況

Fig. 27c. Drilling record at different cutter loads under suitable drilling conditions.

る接地荷重を最大 20 kg, 40 kg, 60 kg になるように設定し、繰り出し速度を 20.3, 42.0, 79.8 cm/min の各 3 段階で行った。この速度が小さすぎると、設定荷重に達せず十分な掘削は出来なくなる。また、大きすぎると、無理な掘削を行い、孔の曲がりの原因にもなる。このテストでは、繰り出し速度が 20.3 cm/min では荷重が小さすぎ、掘削の制御はされていない。すなわち、宙づり状態で掘削を行っている。また、79.8 cm/min では荷重が変動しすぎて掘削が不安定となった。42.0 cm/min の時が最も安定した掘削となった。これら一連の実験結果から、設定荷重が 40-60 kg であれば、荷重よりも繰り出し速度が掘削を支配することが確認され、その最適値は、42 cm/min 程度であることが分かった。テストにおいて示されたモニターの例を図 27a, b, c に示した。図 27a は、ウインチ速度を変えて自動掘削した場合である。その速度は 20 rpm までであるが、5 rpm の時は電圧、回転数等に不安定が見られ、また 20 rpm の時も直流電圧が荷重の大きな変動に同期していることが見られる。図 27b は、刃先荷重を変えた場合で、それが約 60% 以上になるとモーター電圧等に影響することが判る。また、このドリルには孔の傾斜を随時測定する傾斜計が搭載された。その記録のモニターが図下のグラフである。X 軸及び Y 軸成分と全体の傾斜が常に監視することができる。最後に、図 27c は掘削の最適条件の下で掘削したときの例である。全体として、電圧、回転数等が安定した掘削となっている。この時の掘削速度は、28.2 cm/min であった。問題になっていた掘削速度の改善はここで達成された。

システム細部の点検については、アンチトルクの取り付け元の加工と曲げパターン (2.

2.1 章で述べた), 回転シャフトとドリルとの結合部と空気孔の追加, ドリル中間部へのスタビライザー取り付けの必要性等であった。

ドリル昇降実験については, すでに 2.2.7 章で述べた。

## 5. その他のテスト

### 5.1. ケーブルの低温強度試験

先に述べたように, ケーブルの使用環境温度は最低  $-60^{\circ}\text{C}$  である。ケーブルの仕様は, 常温での値のみが示されており, その引張強度は 3740 kg で, 使用ドリルと繰り出し最長時のケーブル重量約 830 kg の 4.5 倍である。しかし, この値は低温下でどの程度の強度低下を起こすかは不明であった。そこで, ケーブルを  $-60^{\circ}\text{C}$  前後に冷却し, その静的荷重による引張破断強度を調べた。

#### 試験装置と方法

試験ケーブルは, 実用機に使用される米国 Rochester 社のアーマードケーブル (7 芯, 直径 7.72 mm) である。試験装置の略図を図 28a に示した。試験機はアムスラー (島津製作所製) である。ケーブルの試験機への取り付け方は図 28b に示した。試料(a)は両端にループを作り, アルミニウムの圧着リングで止めた。試料 (b) は全体をループにし, 圧着リングで止め, 更にクランプで固定した。更に, 圧着リングとクランプを併用して固定した試料 (c) を準備した。これらを試験機に図のように固定し, 試料中間部分を断熱箱で囲い, 液体窒素を適量送って約  $-60^{\circ}\text{C}$  に保った。

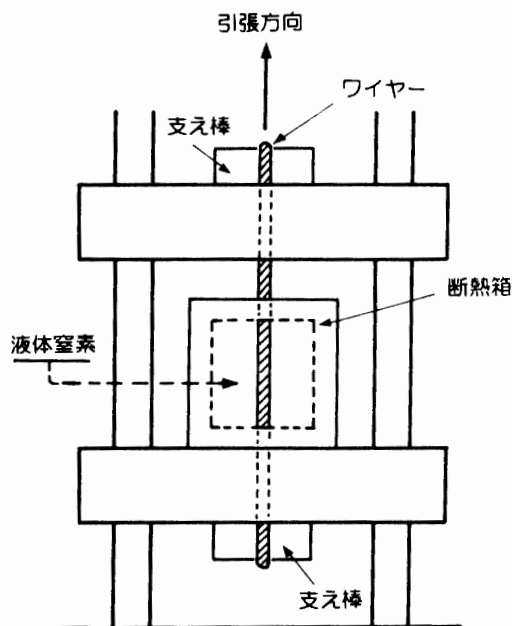


図 28a ケーブル強度試験装置

Fig. 28a. Apparatus for cable strength test.

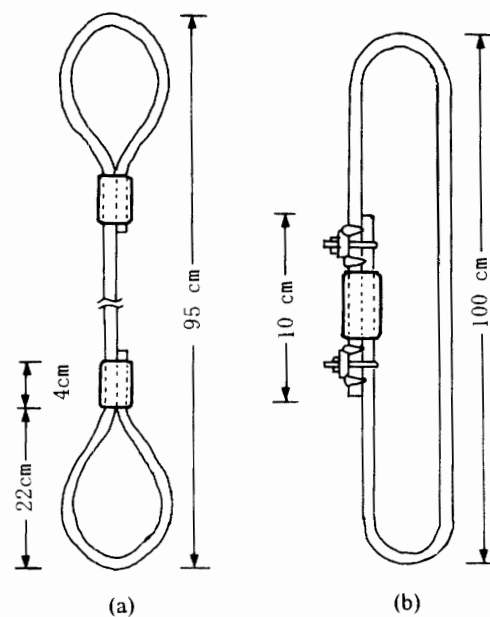


図 28b テストケーブルの形状

Fig. 28b. Used test cable.

表7 ケーブル強度試験結果  
Table 7. Results of cable strength test.

	試料 (a)	試料 (b)	試料 (c)
温度	$-60 \pm 10^{\circ}\text{C}$	$-60 \pm 5^{\circ}\text{C}$	$-60 \pm 5^{\circ}\text{C}$
最大可能荷重	10 t	10 t	10 t
破断荷重	3.590 t	3.750 t	2.925 t
破断状況	上側ループのとめ金からワイヤーが抜けた	上側とめ金の直下で破断	下側ループで破断
導通試験	良好 (0.0575 $\Omega/\text{m}$ )	良好 (0.053 $\Omega/\text{m}$ )	良好 (0.056 $\Omega/\text{m}$ )

### 結果

試験結果を表7にまとめた。表の破断状況に示したように、(a) と (b) の試料は固定した部分から破断した。そして、(c) の試料はループ部分で破断したのであるが、これはループの支え棒がV字形 ( $90^{\circ}$ ) であったためと考えられる。しかし、すべての試料は約 3 t 以上であり、ケーブルは与えた低温度 ( $-60^{\circ}\text{C}$ ) でも 3 t 以上の強度をもつことが確認できた。また、破断直前のケーブルの伸びは 5-10 cm であった。試験後の通信ケーブルの導通試験も良好であり、内部の通信ケーブル被覆の状態にも異常は見られなかった。

本試験では、低温下の繰り返し実験はできなかったが、このケーブルはドームふじ観測拠点における掘削機用ケーブルとしてその使用に十分耐えるものと判断された。

この試験は、北海道大学低温科学研究所の兒玉裕二博士、同大学院学生中林宏典氏、(株)ジャスコの山川真人氏によって行われた。

### 5.2. モーター・コンピューター室容器の耐圧試験

ドリル内に搭載されるモーター及びコンピューターを収納する容器（耐圧容器）は、少なくとも掘削深度 3000 m に相当する静水圧 300 kg/cm<sup>2</sup> に耐えなければならない。耐圧容器の設計にはある制限が与えられる。すなわち、直径の拡大は、掘削孔径の拡大に繋がる。そのために、液封液の必要量も膨大になり、液封液の使用量に直接関係する。また、モーターの直径が制限されているために効率的に耐圧室の設計を行い、耐圧室の壁をできる限り薄くして、内容積が大きくなるように製作をしなければならない。耐圧室の外径は 12.0 cm、長さは 90.2 cm で厚さ 3 mm の鉄製パイプが用いられた。この容器を特別に準備した耐圧試験機を用い、常温で 300 kg/cm<sup>2</sup> の静水圧を 30 分間加えた。その結果、圧力容器に何の変形や液漏れも見られなく、300 kg/cm<sup>2</sup> の静水圧下の使用に耐えることが確認された。同時に、圧力容器内で軸シールにバリシールを用いた軸回転試験も行った。ここにおいても、液もれの問題は起こらなかった。この結果は、次の軸シールの問題とともに述べる。

### 5.3. 耐圧室用軸シールの試験

耐圧室内モーターからの駆動軸に使用されるシールもまた重要である。シールの善し悪しは軸回転の抵抗になるためである。当初、高圧・低温使用に適するシールとしてバランス型メカニカルシール（バルカン社製）とバリシール（キャプテン社製）の2種類が上げられたが、常温・高圧での回転抵抗実験ではバリシールの方が約10数倍回転トルクが少なく、且つ前者に比べ構造も単純で取り付けスペースも大きく取る必要もなかった。

まず、このバリシールは、2.2.2章で述べられた高圧・低温切削装置に取り付けられた。最初に軸径20 mm用のシールを用いていたが、表7に見られるように、特に高圧でのトルクが大きく、モーターにかなりの負担がかかった。そのために、軸径を15 mmに変えて試験した。その結果、 $-60^{\circ}\text{C}$ ・圧力  $30\text{ kg/cm}^2$  で約  $6\text{ kg}\cdot\text{cm}$ 、 $-20^{\circ}\text{C}$ ・圧力  $300\text{ kg/cm}^2$  で  $24\text{ kg}\cdot\text{cm}$  程度であった。回転トルクは前者の条件に比べ後者の条件で4倍になった。また、実際に使用される耐圧室での実験を前章の実験と平行して行った。実験条件は、常温で圧力を100, 200,  $300\text{ kg/cm}^2$ の3種類であった。表8及び表9にモーター回転試験の結果と回転に要したモータートルクと圧力の関係を示した。これらの値はモーターのもつ性能に比べて最大7%程度であり、モーター回転としては、起動時も定格時も与える圧力に影響しないことが確認された。モータートルクは圧力  $100\text{ kg/cm}^2$  時に比べ  $300\text{ kg/cm}^2$  時で約4.2倍となった。これらの結果と高圧・低温切削実験における結果から温度よ

表8 耐圧室から出る軸回転の圧力依存

Table 8. Performances of voltage and current at starting and during the operation of moter which is set in pressure chamber.

静水圧 ( $\text{kg/cm}^2$ )	起 動 時				定格回転時 (12000/70 rpm)			
	供給電圧	モーター 電圧	モーター 電流	回転数	供給電圧	モーター 電圧	モーター 電流	回転数
0	2.8 V	1.8 V	0.1 A	100 rpm	144.8 V	192.2 V	0.25 A	12000 rpm
100	2.8	1.8	0.1	100	145.0	191	0.35	12000
200	2.8	1.3	0.3	75	147.3	193.6	0.35	12100
300	3.2	1.7	0.4	50	148.5	193	0.40	12100

表9 耐圧室から出る軸回転トルクの圧力依存

Table 9. Dependence of rotation torque of axis from pressure chamber on hydrostatic pressure.

静水圧 ( $\text{kg/cm}^2$ )	回転に要したモータートルク	シール部分における実際の回転トルク
100	0.2 $\text{kg}\cdot\text{m}$	34 $\text{kg}\cdot\text{m}$
200	0.6	102
300	0.085	144.5

※実際の回転トルクは、(回転に要したモータートルク)×(減速比：1/170) から求めた。

りもむしろ圧力増加によって回転トルクが大きくなることがわかる。従って、今回採用したバリシールは実際の使用に十分耐えるものと判断でき、採用することとした。

## 6. ま と め

ドーム深層掘削機の開発は、1988年から3年間の開発期間を経て、プロトタイプと実用機による立川実験塔、グリーンランド Dome GRIP 及び陸別（北海道）における実践的掘削実験を行ってきた。深層掘削が行われるドームふじ観測拠点は、昭和基地から内陸へ約 1000 km の距離で、平均気温が  $-58^{\circ}\text{C}$  であるため (AGETA *et al.*, 1989)、掘削環境はいままで経験のない厳しさである。それ故に、この環境に適応するドリルの開発と輸送、設営的においても掘削システムの軽量化と省力化が要求された。

本開発研究では、デンマークの ISTUK 型ドリル (GUNDESTRUP *et al.*, 1984) と北海道大学低温科学研究所型ドリル (SUZUKI and SHINBORI, 1986) を基本に 5 つのタイプのドリルを考案した (藤井ら, 1990)。この中から最終的に基本的構造として後者に准ずる C 型ドリルがドーム深層掘削機開発のために選ばれ、実験室内で機能別の部分テストが行われるとともにフィールドテストでシステムの総合的テストが行われた。本開発で、GRIP グループからの多くの助言を受けたが、我が国として独創的なものが幾つか考案された。第 1 番目は、チップ取り込み・回収に関する機能である。すでに述べたように、この機能のためにスパイラルを付けた回転バレルの使用である。スパイラルはアルキメディアンポンプの働きをすると同時にドライ掘削と同じ様にチップを機械的にチップ収納室入り口まで輸送する働きを持っている。このチップは更にバレル直上のブースターでチップ収納室の奥まで詰め込まれる。この方式は効率的でドリルの省力化に有効であった。また、スパイラルと対で用いられる外管内側のリブは特別なダイスを用い、凸型をもった引き抜きパイプを製作して恒久的なものにした。第 2 番目は、コアキャッチャーの形状である。従来の形はコアキャッチャーの爪が氷コアの面に対する角度（すくい角）がプラス側であり、マイナス側にとる概念はなかった。本ドリルでは、その角度を  $-10^{\circ}$  にとることによって、確実にコアを取ることができるようになった。その他、低温用掘削刃の開発、チップ除去の簡素化、ドリルモーターの開発、アンチトルク機構の簡素化等がなされた。本開発で改良を重ねて製作したドリルは、深層掘削技術の最先端にあるデンマークがこの方式を導入ししつつあることから、この方式のユニークさが認められるであろう。

ドリルシステムの開発は当初の目的であった軽量化と省力化について、これまで最もコンパクト型であった ISTUK ドリルよりもすべての点で約 20% 軽量で省力化したシステムを作製することができた。このドリルは、「東南極クイーンモードランド氷床のドーム頂上における深層コア掘削計画（ドーム計画）」で 1995-1996 年に行われる深層コア掘削のために使用される。

## 謝 辞

1988 年以来, 3 年間の開発期間とその後のフィールド実験によって軽量化と省力化したドリルを完成することができた。開発・設計段階では, 北海道大学名誉教授の鈴木義男先生に多大なる助言をいただいた。製作段階においては, 当初から実験場所と多くの実験の便宜に協力をいただいたオリンピア工業 (株) 社長の宮原英輔氏はじめ他の皆様, 九州オリンピア工業 (株) 社長の宮原盛義氏と技術部の皆様に協力をいただいた。また, 総合実験では, 北海道・陸別町町長の金澤紘一氏, 実験氷塔の製作と実験に協力をいただいた陸別町しばれ技術開発研究所の方々, そしてグリーンランド・Dome Summit のテスト掘削実験では, Dr. H. CLAUSEN, Dr. N.S. GUNDESTRUP, そして, Dr. S.J. JOHNSENにお世話になった。掘削刃の選定については (株) 大同特殊鋼の西条英俊氏, (株) 東洋刃物の技術部の猪狩克夫氏, 掘削コンピューター製作には (株) シモレックスの小沢行雄氏, リブ付きジャケットの製作には (株) 住友金属工業の鋼管技術部の皆様に適格な助言をいただいた。ここに合わせて感謝の意を表します。また, ケーブル強度テストを行っていただいた北海道大学低温科学研究所の兒玉裕二博士及び (株) ジャスコの山川真人氏に感謝いたします。

## 文 献

- AGETA, Y., KAMIYAMA, K., OKUHIRA, F. and FUJII, Y. (1989): Geomorphological and glaciological aspects around the highest dome in Queen Maud Land, East Antarctica. *Proc. NIPR Symp. Polar Meteorol. Glaciol.*, **2**, 88-96.
- DANSGAARD, W. and OESCHGER, H. (1989): Past environmental long-term records from Arctic. *The Environmental Record in Glacier and Ice Sheets*, ed. by H. OESCHGER and C.C. LANGWAY, Jr. Chichester, J. Wiley, 287-318.
- DANSGAARD, W. and 10 others (1993): Evidence for general instability of past climate from a 250-kyr ice-core record. *Nature*, **364**, 218-220.
- DONNOU, D., GILLET, F., MANOUVIER, A., PERRIN, J., RADO C., HOLDSWORTH, G., KUIVINEN, K.C. and RAND, J.H. (1984): Deep core drilling: Electro-mechanical or thermal drill? *CRREL Spec. Rep.*, **SR 84-34**, 81-84.
- 藤井理行・田中洋一・成田英器・宮原盛厚・高橋昭好 (1988): 雪氷表層メカニカルドリルの切削特性。南極資料, **32**, 286-301.
- 藤井理行・本山秀明・成田英器・新堀邦夫・東 信彦・田中洋一・宮原盛厚・高橋昭好・渡辺興重 (1990): 氷床深層ドリルの開発。南極資料, **34**, 303-345.
- GREENLAND ICE-CORE PROJECT (GRIP) MEMBERS (1993): Climate instability during the last interglacial period recorded in the GRIP ice core. *Nature*, **364**, 203-207.
- GUNDESTRUP, N.S., JOHNSEN, S.J. and REEH, N. (1984): ISTUK - A deep ice drill system. *CRREL Spec. Rep.*, **SR 84-34**, 7-19.
- 石橋 勉・外崎義治・浜田 始・菊池規哲・小島靖典・高橋一昭 (1993): 厳寒の町の挑戦・巨大氷柱製作。寒地技術シンポジウム'93 講演論文集。札幌, 寒地技術シンポジウム実行委員会, 511-514.
- JOHNSEN, S.J., GUNDESTRUP, N.S., HANSEN, S.B. SCHWANDER, J. and RUFLI, H. (1994): The new improved version of the ISTUK ice core drill. *Mem. Natl. Inst. Polar Res., Spec. Issue*, **49**, 9-23.

- JOUZEL, J. and 16 others (1993): Extending the Vostok ice-core record of palaeoclimate to the penultimate glacial period. *Nature*, **364**, 407-412.
- MOTOYAMA, H., ENOMOTO, H., MIYAHARA, M. and WATANABE, O. (1995): Shallow ice coring and borehole casing at Dome Fuji Station, East Antarctica. *Nankyoku Shiryô (Antarct. Rec.)*, **39**, 189-197.
- NARITA, H. (1994): Special section, Report 2. Status shallow drill. *Mem. Natl Inst. Polar Res., Spec. Issue*, **49**, 400.
- NARITA, H., SHINBORI, K. and KODAMA, Y. (1994): An experiment on ice cutting under high liquid pressure and low temperature. *Mem. Natl Inst. Polar Res., Spec. Issue*, **49**, 124-131.
- 日本雪氷学会極地雪氷分科会 (1988): 東南極内陸ドーム雪氷研究計画, 17p.
- PETIT, J.R., BRIAT, M. and ROYER, A. (1981): Ice age aerosol content from East Antarctic ice core samples and past wind strength. *Nature*, **293**, 391-394.
- REEH, N. (1984): Antitorque leaf springs. *CRREL Spec. Rep.*, **SR 84-34**, 69-72.
- 新堀邦夫 (1994): 日本南極観測隊ドーム深層掘削ドリルに採用したコアキャッチャーについて—従来型の改良—, 北海道大学低温科学研究所技術部技術報告, **2**, 13-18.
- SUZUKI, Y. and SHINBORI, K. (1986): Development of an ice core drill for liquid-filled holes. *Mem. Natl Inst Polar Res., Spec. Issue*, **45**, 86-92.
- TANAKA, Y., TAKAHASHI, A., FUJII, Y., NARITA, H., SHINBORI, K., AZUMA, N. and WATABABE, O. (1994): Development of a JARE deep ice core drill system. *Mem. Natl Inst Polar Res., Spec. Issue*, **49**, 113-121.
- UEDA, H.T. and GARFIELD, D.E. (1969): Core drilling through the Antarctic Ice Sheet. *CRREL Tech. Rep.*, **231**, 17p.
- WATANABE, O., ed. (1994): Ice Drilling Technology; Proceedings of the Fourth International Workshop on Ice Drilling Technology, Tokyo, April 20-23, 1993. *Mem. Natl Inst. Polar Res., Spec. Issue*, **49**, 408p.

(1995年5月23日受付; 1995年6月7日改訂稿受理)