

土 木 研 究 所 彙 報

第 28 号

大口径掘削に関する研究

昭和 47 年 12 月

建 設 省 土 木 研 究 所

大口徑掘削に関する研究

(昭和 47 年 12 月)

千 田 昌 平*

要 旨:

機械を用いて岩石に大口徑の穴を掘削する工法は、土木工事においてもトンネルや基礎掘削に近年急激に採用されてきている。

本報告は大口徑掘削に関して、掘削機械、工法および経済性について現状をとりまとめ、問題点の抽出および削孔性について論じたもので、重錘落下掘削、オーガ掘削、回転バケット掘削およびロータリ掘削の各種のある掘削工法のうち、代表的な形式のロータリ掘削をとりあげたものである。

ロータリ掘削は他の方法に比べて地質の影響を受けることが少ない利点がある。今日ある機械の大部分は石油または水井戸掘削用の掘削機がベースになっており、ドリルストリング、ドリルビットおよび循環流用機械が大口徑掘削用として大容量のものに設計されたものである。これまで諸外国において、口径では約 8 m まで、深度では約 2,500m までの大口徑の穴がロータリ方式により掘削されている。

目 次

1. 序 説.....(1)	3. 施工上の問題.....(11)
2. 大口徑掘削機.....(3)	[1] 透水層の削孔.....(11)
[1] ドリルビット.....(7)	[2] 孔曲がり.....(12)
(1) ローラーカッタ.....(7)	[3] その他の問題点.....(12)
(2) クリーニング.....(8)	4. 削孔公式.....(12)
[2] ドリルストリング.....(9)	[1] 削孔単価.....(12)
[3] ロータリーテーブルユニット.....(10)	[2] 掘進速度.....(13)
[4] 巻上げ装置.....(10)	[3] カッタの寿命.....(17)
[5] パワーユニット.....(10)	(1) カッタの摩耗率公式.....(17)
[6] 作業架台.....(10)	(2) ベアリングの寿命.....(18)
[7] 循環流.....(11)	[4] 掘削トルク.....(18)
(1) 空気循環.....(11)	5. 結 論.....(19)
(2) 泥水循環.....(11)	

1. 序 説

わが国では鉱山の一部で数年前からレーズボーラを用いた以外はロックビットによるたて穴の掘削は試験掘削に用いられているにすぎず、海外においては西独、ソ連米国においてすでに鉱山や橋脚の基礎掘削に岩掘削用のロータリ掘削機が用いられている。特に米国では1958年にAEC(Atomic Energy Commission)が在来の石油水井戸掘削用の機械を用いて原爆地下実験用の穴を掘削し

て以来、それまで石油さく井業界と接触が少なかった鉱山会社がたて坑や通気坑の掘削にこの技術を採用し、1960年代に入ってからレーズボーリングや橋脚など構造物の基礎掘削用に大口徑の掘削が広く採用されるようになっていく。

この間実験や経験の積重ねによって、掘削機械器具や工法に改良が加えられ、口径や深度および地質条件における適用可能範囲が拡げられるとともに施工能率が高まり、掘削が一段と経済的に行なわれるようになった。たとえば、1963年にAECが口径1.8mφの穴を初めて960m

* 機械施工部機械研究室主任研究員

表-1 記 号 表

記 号	単 位	内 容
A	—	カッタの摩耗関数
A_a	m^2	ドリルパイプの中空部断面積
A_d	in^2	ドリルパイプの肉部断面積
A_f	—	カッタの摩耗係数
a, a_n	—	ビット回転速度に関するべき定数
a_i	—	循環流に関するべき定数
b, a_w	—	ビット推力に関するべき定数
B	—	標準化したベアリングの摩耗量
$C_1 \sim C_5$	—	定 数
C_s	¥または\$	カッタ費
C_d	¥/mまたは\$/ft	削孔単価
C_r	¥/hrまたは\$/hr	削孔機器損料
C_t	¥または\$	カッタ交換費
c	—	地質によるべき定数
D	—	標準化したカッタの摩耗量
D_f	—	カッタ寿命時の摩耗量
d	mまたはin	削 孔 径
d'	—	掘進速度公式におけるべき定数
d_n	in	ノズル口径
E	psi	ドリルパイプのヤング率
F_1, F_2	—	カッタの摩耗公式に関する定数
F_c	kg	カッタ1個当りの水平分力
$f(P_d)$	—	穴内差圧の関数
$f(t)$	—	カッタの摩耗関数 (時間で表わしたもの)
$f(h)$	—	カッタの摩耗関数 (カッタの歯の高さで表わしたもの)
G	m^3/hr	空気流量
h	—	標準化して表わしたカッタの歯の高さ
$K, K_1 \sim K_{17}$	—	ドリラビリティ定数
k	—	掘削トルク公式に関する定数
k_0	t/m	単位口径当りビット推力相当抵抗値
L	—	ビット推力増加に伴って減少する値
L_d	ft	ドリルパイプの長さ
l	m	ビット中心からカッタまでの距離
m	—	ベアリングの摩耗に関する定数
N	rpm	ビット回転速度
P	lb×1000	カッタの許容荷重
P_c	kg	カッタ1個当りの荷重
P_v	HP	掘削馬力
Q	gpm	循環水量
R	m/hrまたはft/hr	掘進速度
$\bar{R}$	"	平均掘進速度
R_0	"	カッタが新しい時の掘進速度
RW	—	ビット荷重減少率
r	cm	カッタの半径
S	kg/cm ² またはpsi	被掘削材の強度
S_d	"	削孔強度
T	hr	カッタの寿命 (カッタ刃先およびベアリング)

表-1 つ づ き

記 号	単 位	内 容
T_q	kg-m, t-mまたはft-lb	掘削トルク
T_c	hr	その他作業時間
W	tonまたはlb×100	ビット推力 (又は荷重)
W_0, W_0'	//	スレッシュョルド荷重
W_d	t/m, kg/cmまたはlb/in	単位口径当りビット推力
WR	—	カッタの摩耗率
X	ft	掘削深度
X_0	//	標準掘削深度
x	—	カッタの摩耗と回転速度に関する定数
y	—	ベアリング摩耗率公式における推力に関するべき定数
λ	cm	カッタの喰込みに関する係数
ϕ	—	カッタの摩耗による掘進速度減少係数

掘削したとき 265 日要していたが数年後には同じ 1.8 m 径で 1,800m の掘削を 108 日で完了している。

これまでの世界的な大口径の掘削例⁹⁾としては、1954 年から 1959 年にかけて、オランダ政府が口径 7.5m のシャフトを 2 本掘削したのがある。深度はそれぞれ 512m、506m で、最初 0.8m 径のパイロット孔を掘削したのち 1.5m、2.1m、2.7m、4.2m、6.0m、7.5m 径と 7 段階に分けて拡孔するいわゆるマルチパス工法 (Multipass method) が採用されており、ずりはエアリフトポンプによる逆循環流工法によって排出している。

ソ連では口径 6.2m 用の UZ TM-6.2 型掘削機に引きつづきこれまで世界最大径の 8.75mφ の UZ TM-8.75 が開発されている¹⁰⁾。これは最初に 3mφ のパイロット孔を掘削し、次に 8.75mφ に拡孔する 2 パス方式の掘削機で、長大のローラークッタが 4 列に配列してあり、カッタの最大径は 1.58mφ にも及んでいる。掘削ズリは 60m³/min (15kg/cm²) の空気圧縮機によるエアリフト工法によって排出され、空気の吐出口は深度 120m 以下におかれている。この掘削機は仕上り口径 7m、深さ 500m の鉱山のシャフト掘削に使用されたものである。

米国における主な大口径、高深度の掘削例は AEC が 1964 年に口径 4 m、深度 92m のシャフトを削孔したのをはじめ、同年さらに口径 2 m で 1,440 m 掘り下げ、1969 年に入って 3~3.6m 径で 1,450m の深さまで掘削している。また、1969 年 9 月から 1970 年 3 月にかけてニューメキシコ州のウラニウム鉱山で米大陸では最大の 5mφ のローラークッタによるシャフトの掘削を深度 230m まで掘削している。この掘削機のドリリングストリング (Drilling string) の重量は最終段階で 167 t に達し、このうちビットの重量だけで 40 t ある。掘削機は 2 台の在来の大形掘削機を結合して用い、機関の馬力合計が約 2,300Hp に

およんでいる。表-2 にこれまでに行なわれたロータリ掘削機による主な大口径掘削例を示す。

2. 大口径掘削機

これまで採用されている大口径掘削機は、

- (1) 全断面掘削機
- (2) コア掘削機
- (3) 多軸結合形掘削機

の 3 つの形式に大別することができる。

全断面掘削機は、在来の石油や水井戸掘削の工法をベースにしたものが最も一般的であり、本報告では主にこの形式についてとりあげる。さらに全断面掘削機には駆動部を上部陸上 (または足場上) に置くものおよび下部で駆動する方式があり、また掘削形式においても一回に所要径の穴を掘削する 1 段掘削 (Single pass) および何段かに拡孔する多段掘削 (Multipass) が行なわれている。

コア掘削機 (Calyx と呼ばれる) は、大口径の場合に全断面を掘削するエネルギーを軽減するために所要口径の穴をリング状に掘削して内部は破壊されないコアの状態で取出す形式の掘削機で、コアはコアキャッチャと呼ばれる特殊な取出し具によって穴外に吊り出される。これまで口径 2 m 前後の鉱山のシャフト掘削にとときどき使われている。

多軸結合形掘削機は在来の石油や水井戸掘削に用いられている小口径のダウンザホール形の電動ドリルやターボドリルをそのまま何機か結合して全体を公転させながら大口径の穴を形成するものである。この場合、各個の掘削機自体の回転反力を利用すれば公転動力が小さくてすむばかりでなく、完全に自転反力だけで公転力を得ているものもある。

表-2 主 な 大 口 径 削 孔 例

削孔年	削 孔 場 所 (国)	削孔または製作	孔 径 (m)	深 度 (m)	削孔および排土方式	地 質	備 考
1949 ~	Schinnen (オランダ)	Dutch State Mines	3.5~6.9	237	深度: 12~129mまで, 0.70 2.00, 3.50, 5.00, 6.85m ϕ 深度: 129~237mまで, 0.70 2.00, 3.5m ϕ リバース, エアリフト	sand, clay sandy clay tough chalk marl, green-sand, limestone	12mまでグラブ掘削 12~129m ドラグビット 129~237m主にスパイク ローラーカッタ 12~237m: 8,630時間
1954 ~9	オランダ	Dutch State Mines	7.5	512 506	0.8, 1.5, 2.1, 2.7, 4.2, 6.0, 7.5m ϕ リバース, エアリフト	sediments, marl, limestone	2 本 掘 削 1263日 1130日 止水工 ライニング 31日 44日 13日
1956 ~8	Bauxite, Ark. (アメリカ)	Reynolds Mining	2.1	155~160	2 パス 泥水リバース	sediments sand, coal clay	3 本 23ヵ月
1959 ~60	Mine No. 4-21 Donets kugol (ソ 連)	VNIOMShS Inst.	3.6	800	3 列水中電動機結合形 RBU3.6型	hard rock	オイルバス式 水中モータ
1960	Grant, N. Mex. (アメリカ)	Kermac Nuclear	2.3	217	2 パス 泥 水	shale, sandstone	45日 カッタ費: \$20,125
1960 ~64	Donbass (ソ 連)	VNIIBT Inst.	1.02 ~ 2.08	700	RTB 2.08型 小口径ターボドリル 結合型 無反力回転1~2 パス	argillite $f=3\sim4$ siltstone $f=5$ sandstone $f=6\sim8$	ターボドリル4 台結合 $\bar{R}=0.58-1.46\text{m/h}$
1960 ~64	Osnovaya (ソ 連)	VNIIBT Inst.	3.72	500	RTB 3.72型 同 上 2 パス エアリフト	—	ターボドリル4 台結合 エアリフト用ヘッド付
1960 ~64	Donbass (ソ 連)	Ural Heavy Machine Buld. Plant.	8.75	500	3.0, 5.75, 7.0, 7.5, 8.75m ϕ 5 パス UZ TM-8.75型	siltstone sandstone	$f=1\sim2$ 3.0~8.75m ϕ 2 パス
1960 ~64	ソ 連	TsNIIP	7.3	—	PD-IR型 Double skip	$f=4\sim6$	$N=1.9\text{rpm}$ $\bar{R}=0.4\text{m/h}$
1960 ~64	ソ 連	UkrNIIProek Inst.	6.5	500	結合形 TM-6.5型 コア(径×高さ)6m ϕ ×6m エアリフト	各 種	$f=1\sim3$ 全断面カッタビット $f=3.5$ " ロックビット $f=5\sim12$ コアドリル
1961	東 ド イ ツ	—	3.3~4.5	50	泥水ポンプサクシオン	sand lignite clay	0~10m 4.5m ϕ 10~36m 4.0m ϕ 36~50m 3.3m ϕ

表-2 つ づ き

削孔年	削 孔 場 所 (国)	削孔または製作	孔 径 (m)	深 度 (m)	削孔および排土方式	地 質	備 考
1963	Cote Blanche Isl. La (アメリカ)	Carey Salt	3.3	174	泥水リバース 1パス	sediments salt	20 日
1963	Carlsbad. N. Mex. (アメリカ)	kermac Potash	3.1	285	泥水リバース 2パス	sandstone anhydrite clay dolomite	カット費 \$87,000
1963	Talum Dome Miss. (アメリカ)	A. E. C	2.2	270	泥 水 2パス	sand, Shale limestone dolomite	0.4mφ pilot 2日 2.2mφ 19日
1963	NTS. Flats (アメリカ)	A. E. C	2.1	200	空 気	alluvium	掘 削 6.2日 ケーシング, セメント 10日
1964	NTS. Flats (アメリカ)	A. E. C	4.0 2.7	92 213	1パス 中央部段状ビット 泥水リバース, エアリフト	alluvium tuff	全所要日数 158日 掘削日数 65.3日
1963 ~ 4	Jefferson Isle. La. (アメリカ)	Diamond Crystal	2.3 3.3	74	1パス 泥 水	50mまで soft 70m以上 salt	2.3mφ $\bar{R}=0.8\text{m/h}$ 3.3mφ $\bar{R}=0.5\text{m/h}$
1964	Arkansas (アメリカ)	Reynold Mining Co.	2.2 2.4	502 114	泥 水	—	
1964	NTS. Pahute Mesa (アメリカ)	A. E. C	2.4	200	リバース, 空気	tuff rhyolites	
1964 ~ 5	Ellington (アメリカ)	Ozerk Lead	2.1	381	泥 水, 3パス	dolomite shale	
1964 ~ 5	Sandusky Bay (アメリカ)	National Engineering and Contracting (Hughes rig)	2.1	平均18	エアリフト ジニット エダクター 6in Pipe 4inエア(300HP)	—	橋 脚
1965 ~ 6	Oiga coal Mine (アメリカ)	Dravo Corp. Hughes Tool co.	2.4 3.6	300	0.31~0.55~2.4 or 3.6mφ		
1966	EI Aaium (アフリカ)	Strabag co. Wirth	2.6	海底下 11.5~ 20.5m	エアリフト 圧縮空気 22m³/min	砂岩(1,500kg/cm²) 泥灰岩	サン橋基礎 R_{opt} 3m/h

大口径掘削に関する研究

表-2 つ づ き

削孔年	削孔場所 (国)	削孔または製作	孔 (m) 径	深 (m) 度	削孔および排土方式	地 質	備 考
1966 ～ 7	Fredricktown (アメリカ)	The Bunker Hill co.	2.7	437	泥 水	limestone dolomite shale, granite	
1967	Grants (アメリカ)	United Nuclear Corp	2.6	274	—	—	
1968	Amchitka (アラスカ)	A. E. C	2～3	1,800	リバース エアアシスト	—	空 気 10～14kg/cm ² 空気量(max)56m ³ /min 平均掘進: 6.5～7m/日
1969	White Pine Copper mine (アメリカ)	Dravo corp.	3.6	—	0.25～0.56～2.4～3.6mφ	—	ダウンザホール形
1969	NST (アメリカ)	A. E. C	3.0 3.5	1,450	泥水 エアリフト 10m ³ /min (泥水)	—	掘削日数 200日
1969	Emil Thyssen (西ドイツ)	Wirth	4.5～5.0	—	ドライ掘削	—	電動機駆動 ダウンザホール形 max rpm: 6.3
1969	Po-River (イタリア)	ITALDECOS FRATELLI STROZZI	2.0	45	ポンプサクション	compact clay gravel compact fine sand	
1969 ～70	N. Mexico (アメリカ)	Kerr-McGee Corp.	5	230	エアドリル	—	ドリルストリングス 重量 167ton 孔曲 15cm
1969	LYNEMOUTH (イギリス)	WIRTH	2.5	水深 9m 海底 23m	リバース, エアリフト	sandstone	海水取水孔
1970	Habana (キューバ)	WIRTH	2.1	水深24～ 25m 海底30m	リバース, エアリフト	limestone	栈橋工事
1971 ～	Riode Janeiro (ブラジル)	ECEx WIRTH	2.0	水深25m 海底15m	リバース, エアリフト	gneiss 500～1500kg/cm ²	R=1m/h 掘削機 6 台

在来の代表的なロータリ式大口徑掘削機は次の七つの要素から構成される。

- ① ドリルビット
- ② ドリリングストリング
- ③ ローターテーブルユニット
- ④ 巻上げ装置
- ⑤ パワーユニット
- ⑥ 掘削機架台
- ⑦ 循環流体用機器

〔1〕ドリルビット

大口徑掘削用のドリルビットは掘削作用上ドラッグビットとローリングカッタービット（単にローラービットとも呼ぶ、以下ローラービットと呼ぶ）に分けられ、さらにビットの形状によって、フラット形ビット（またはブレイトビット）と段状ビットに分かれる。図-1にビットチャートを示す。一般にドラッグビットは軟かい地質のみに適用されるという限界があって、岩の掘削には大部分ローラービットが用いられている。しかし、最近ではタングステンカーバイト鋼のような超合金チップができるようになって適用限界も引き上げられ、ローラービットに比べて価格が安いことから今後さらに使用される傾向にある。

当初の大口徑掘削は小さな穴径から順次切り抜けていくいわゆるマルチパス工法が採られていたが、機械を何回かに分けてセットしなければならないという不経済な面があって最近では大口徑でも1～2パスで掘削している例が多い。

（1）ローラーカッタ

カッタのコストは掘削単価を左右するばかりでなく、削孔の可否をも決定するものであるから、工条件をよく検討したうえで選定する必要がある。

カッタには支持方法と形状においてコーン形カッタを取付けた片持式（写真-1(a)(b)）とシリンダ形カッタを取付けたサドル式（写真-1(c)(d)）がある。最近の大口徑ビットには中心部の中央カッタまたは段状ビットにコーン形を用いる他はシリンダ形カッタを用いている。コーン形ではカッタをビットボディに取付けるのにボルト・ナットを用い、カッタの交換のときは一式交換するのに対して、シリンダ形はサドルをビットボディに溶接し、カッタ、ベアリングおよびジャーナルを個々に交換することが出来るものである。

ローラーカッタはさらに刃先の形状によって、ミルドツース形 (milled tooth)、ディスク形 (disc)、カーフ形 (kerf)、およびカーバイトインサート形 (carbide insert) の4種類に分けられる。

ミルドツース形カッタ（写真-1(a)）はツースカッタまたはギヤローラカッタとも呼ばれ、歯車状にミリングされた刃形のもので頁岩や砂岩のような比較的軟かい堆積岩に適用される。

ディスク形カッタは円板の外周がくさび状の刃先になっている形式のもので軟岩または中軟岩に適用される。この形式のカッタは主にトンネル掘進機に用いられ、岩種によっては高能率の掘削を行なっている。西独ではたて穴に段状ビットとして使用している例がある。

カーフ形カッタ（写真-1(c)(d)）は複数のディスクカッタを一体にした形式のものでディスクカッタと同様に軟岩、中軟岩に適する。さらにこのカーフの外周にタングステンカーバイト鋼のチップを植込んだカッタ（写真-1(d)）がカーバイトカーフカッタと呼ばれ、中硬岩に適用されている。

カーバイトインサート形カッタ（写真-1(b)）はローラ

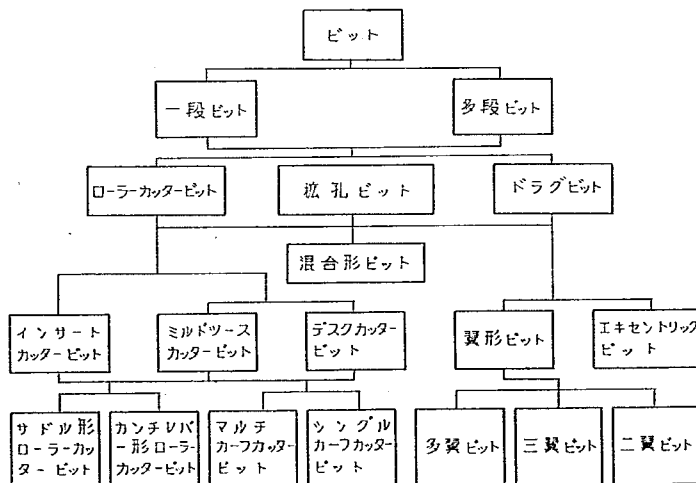
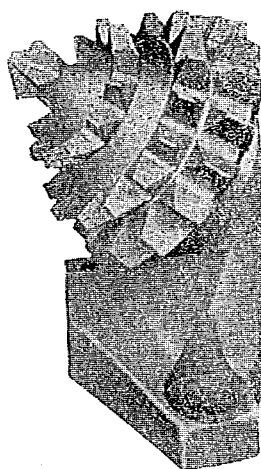
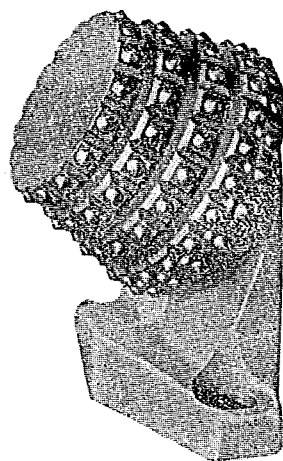


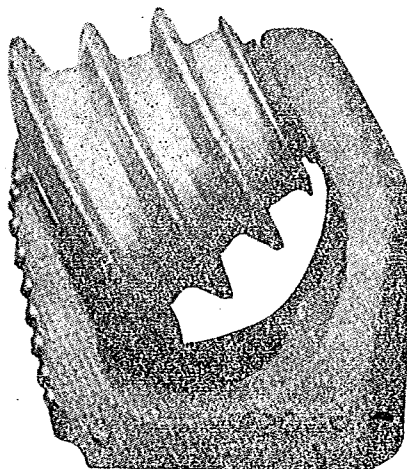
図-1 ビットチャート



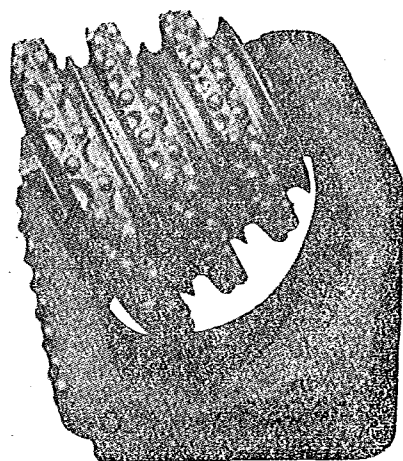
(a)



(b)



(c)



(d)

写真-1 各種ローラーカッタ

コーン（またはシリンダ）の外周にタングステンカーバイト鋼チップを植込んだもので、チップの先端が半球形の硬岩用に加えて、先端に丸味のある円錐やチゼル状のチップを用いた中硬岩、硬岩用のカッタも開発されている。表-3はカッタと適応地質の関係を示したものである。

(2) クリーニング

掘削面の掘削ずりを除去することをクリーニング (Cleaning) と呼び、大口径掘削の場合も小口径掘削と同様に流体を用いてクリーニングするのが大部分であるが、クリーニングする流体が掘削面を通過する面積が大きいため十分な流速を得ることがなかなか困難で、在来の小口径のように流速だけでクリーニングすることは困難である。クリーニングが不完全であればカッタに目詰

り (balling up) や再破碎が起り、掘進速度が著しく低下するばかりでなく、カッタの摩耗を早める原因になる。これまでクリーニングの対策として、大口径ビットの構造上次の方法がとられている。

- 1) ビットの外周やカッタの間に仕切版を設け、循環流がカッタの間を早い流速で流れるようにしたもの (写真-2) 最近のフラット形ビットに多く用いられている。
- 2) カッタの掘削する部分だけを露出するようにし、外の部分をプレートで覆って、掘削面の流速を早める構造にしたもの (写真-3)
- 3) ずりの吸込み口を中心から偏心させて回転による吸込口の有効作用面積を大きくしようとしたもので半径方向に長方形（または長だ円形）の吸込み口を

表-3 カ ッ タ と 適 応 地 質

分 類	一軸圧縮強度(psi)	代 表 的 な 地 質	適 応 カ ッ タ
軟 岩	6,000以下	頁岩, 泥岩, 粘板岩, レッドベット	ミルドーツ, カーフ, デスクドラッグビット, スクレーバ
中軟岩	6,000~12,000	石灰岩, 砂岩, マーブル, 流紋岩, 凝灰岩	ミルドーツ, カーフデスク
中硬岩	12,000~25,000	白雲岩, 片麻岩, 花崗岩	カーバイトカーフ, カーバイトインサート
硬 岩	25,000以上	閃緑岩, 角閃石岩, 玄武岩, チャート	カーバイトインサート

取付けたもの(写真-4)

- 4) 各ビットにスクレーバを取り付け, 回転によってずりが中心の吸込み口へかき寄せられるもの(写真-5)
- 5) その他上の方法を組合せたもの, 写真-6は上の3)4)の方法の組合せたものに更にジェットノズルを取

り付け, ジェットによる攪拌によって吸込み効果を高めるようにしたものである。

〔2〕 ドリルストリング

ドリルストリングは図-2に示すようにスィーベル, ケリーバ, ドリルパイプ, ドリルカラによって構成され, ずり上げ用の揚砂管, 掘削トルクの伝達管, およびビット

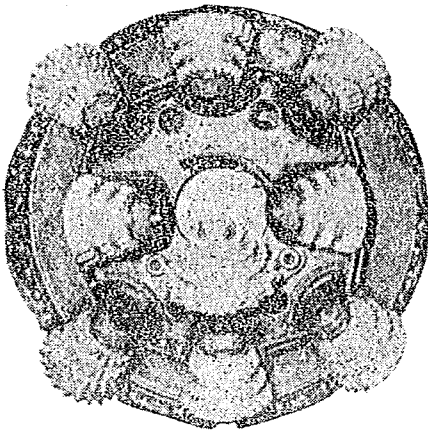


写真-2 仕切り板を取り付けたビット

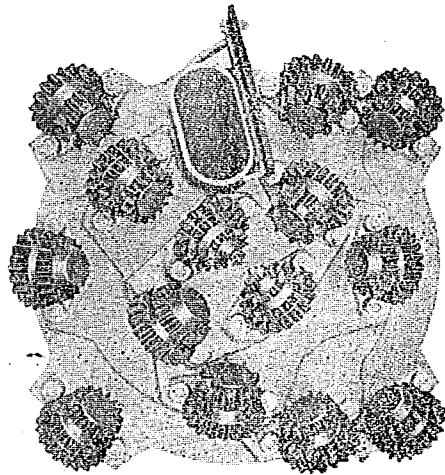


写真-4 偏心細長の吸込み口を取り付けたビット

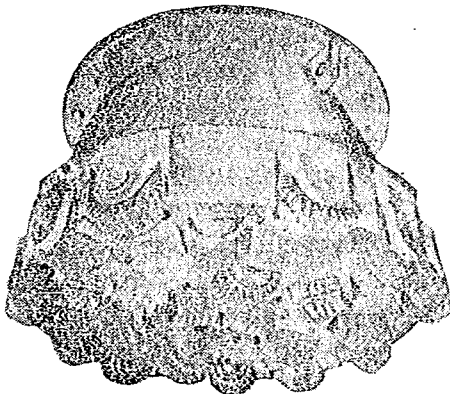


写真-3 底板を取り付けたビット

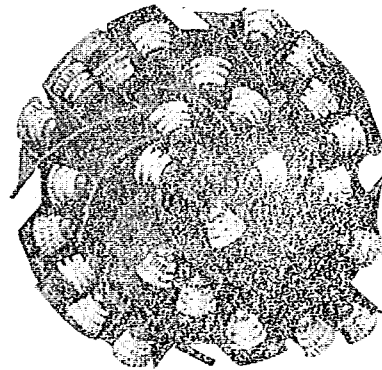


写真-5 スクレーバを取り付けたビット

に推力を与えるための重錘管の役目をするものである。ドリルパイプは、わが国では100, 150, 200, 300mmφの管にフランジ結合するのが一般に用いられているが、石油さく井用の機械がそのままベースになっている米国では $13\frac{3}{8}$ in(O D)のパイプが最も多く、結合にはねじ式の

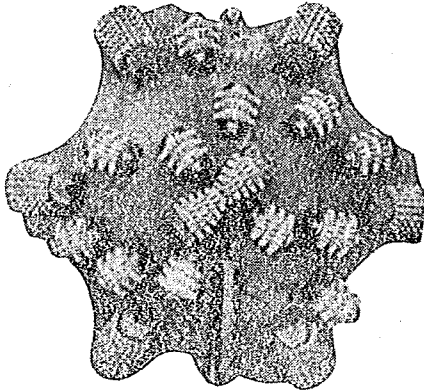


写真-6 偏心吸込み口、スクレーバ、
ジェットノズル

ツールジョイントが使用されている。

米国ではビットに推力を与えるドリルカラを当初は1m径で長さ2.7mのシリンダに鉛を流し込んだ1本当り19tのものでボルトによりフランジ結合のものが標準であったが、19tのドリルカラでは取扱いが困難なために最近ではドーナツ状や分割形式の1個当りの重量が小さく取扱いやすい重錘が数多く採用されている。

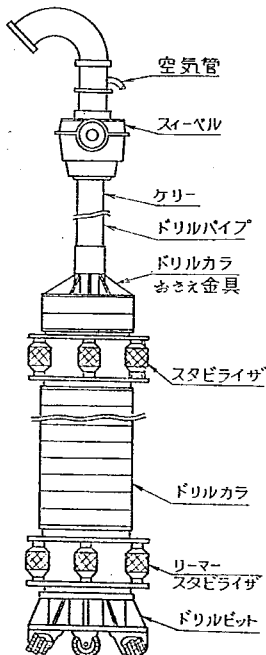


図-2 ドリルストリング

〔3〕 ロータリーテーブルユニット

米国では標準のロータリーテーブルとして、大口径用には $17\frac{1}{2}$ inから $37\frac{1}{2}$ inのサイズのものをを用いており、在来の石油や水戸掘削に比べるとはるかに小さい回転速度で駆動されている。Morlan⁹⁾は経験的に大口径掘削機の最大回転速度を次式で与えている。

$$N = \frac{120}{D(\text{ft})} \quad (\text{rpm}) \cdots \cdots (1)$$

ロータリーテーブルは施工時にドリルパイプを継ぎ足すときなどドリルストリングの全重量を支える架台にもなるためそれに耐えるものでなければならない。

近年、大口径、高深度の掘削が行なわれるようになりロータリーテーブルに複数個の油圧モータを取付けたりして伝達馬力が増大される傾向にある。またロータリーテーブルとスーベールを一体にし、掘進と共に油圧シリンダにより上下動するパワースーベール方式の掘削機も使用されている。

〔4〕 巻き上げ装置

巻き上げ装置は、ドリルパイプの継ぎ足し、取りはずし作業、カッタ交換作業、ビット推力調整などに重要な役目をもっている。数百米以上の高深度掘削になると、1本の穴を掘削するのに何回かカッタを交換する作業が入り、大口径の場合には大容量の巻き上げ装置で、速い速度で上げ下ろししなければ不経済になる。しかし、上げ下ろし速度は巻き上げ装置の馬力の限界のみならず、上げ下ろし作業中ドリルパイプやドリルカラが孔壁に接触することやドリルカラやビットが起こす水流による孔壁の崩壊を防ぐために巻き上げ下げの速度に限界がある。そのため大口径の場合は在来の小口径の場合よりも若干低い速度が用いられ、最大巻き上げ速度として50 fpm(約0.25m/s)が提案されている。

〔5〕 パワーユニット

一般に動力は巻き上げ用、ロータリーテーブル駆動用および循環流発生用に分けられ、一体形の掘削機ではこれらの3つの部門の運転を同時に行なうことがないから1個の機関から分配して使用している場合が多い。経験上機関の出力は油圧動力の2倍にとっている。しかし、大口径掘削機では分割形式が多く、巻上装置、テーブル駆動用、循環流用がそれぞれ独立しているもの、および循環流用装置だけが独立しているものがあり、後者の場合、主機関の出力は巻き上げ装置の容量によって決まることが多い。

〔6〕 作業架台

石油井戸掘削の場合は石油の噴出を防止するための装置を取付けるスペースとして3~4mの高さの架台であれば十分であるが、大口径掘削の場合は、大口径のビットやドリルカラなどの取付け取りはずし、ケーシングの

建て込み、カッタの交換などに十分な高さを必要とし、一般に5m以上といわれている。このように、海上足場を含む作業台は掘削の施工性に直接影響するため、工事の規模や施工条件を考慮して選定されるものである。

海上足場は、固定足場、浮遊足場、昇降式足場が代表的なものであって、足場上の架台設備も穴径、掘削深度、ドリルカラの重量、ケーシングの有無および建て込み方式などが選定の条件となる。

代表的な海上足場は石油井戸掘削用足場がベースになっており、次のようなものがある。(1) 浅い湖沼などで用いられる削孔船、(2) 深度10数m位までに適する潜水式削孔船、(3) 水深30mぐらいまでの昇降プラットフォーム式足場、(4) 半潜水式昇降プラットフォーム形式の20~50mの深度に適応する足場、(5) 海底部に基礎構造物を有する、昇降プラットフォーム形式の50~60mの深度に適応するものなどがある。しかしこれら石油井戸掘削用の足場は建造費・維持・運転費共ども非常に高価なものである。

[7] 循環流

循環流体には空気、水およびこれらに各種添加物を加えた流体があり、その作用には、(1) ビットの冷却、(2) 掘削屑の排出、(3) 孔壁の崩壊防止、(4) 地下水圧の調整、(5) ドリルストリング要素の潤滑、(6) 掘削屑のクリーニングなど削孔には欠かせない重要なものばかりである。したがって流体および流体用機器を選択する場合には次の点が問題になる。(1) ビットの形式、(2) 口径および深度、(3) 地下水位、(4) 穴全体を通しての透水性、(5) 予想されるずりの大きさと形状、(6) 予想される掘進速度から割り出したずりの量。

(1) 空気循環

空気を媒体とする循環法には正逆両循環工法があり、乾式掘削以外に適用できない欠点はあるが、泥水が使用できない透水性の大きい地層では特に効果的である。地層によっては空気のため孔壁が腐食して崩壊することがあるので、空気にベントナイトや洗剤を加えた気泡を媒体とした正循環工法も行なわれている。

空気逆循環工法も標準工法の一つであって、排出管末に真空ポンプを取り付けて吸込む方式のもの、ロータリーテーブルで穴と外気を遮断し、そこから大量の空気を送り込みドリルパイプを通してずりを排出する方式のものおよびこれらを併用した方式のものがある。

正循環には空気圧縮機による圧縮空気を用いるが逆循環では低圧大容量の送風機を用いるのが普通である。

AECが行なった例⁹⁾では口径1.8mの削孔に、吹き込み空気量 34~57m³/min、圧力0.35~0.7kg/cm²、管内流速 40~50m/s、空気損失 20~30%の状態で使用している。

(2) 泥水循環

泥水循環は清水のほか密度や粘度の調整または孔壁保護のためベントナイトなどを入れた泥水 (mud) を用いるものでこれにも正逆両循環工法がある。

正循環の場合の泥水の上昇速度は 100fpm(0.5m/sec)が適当であるといわれているが、口径が大きくなるとドリルパイプと孔壁の間の面積が大きくなり、膨大な容量のポンプを必要とすることになるため口径において経済的な限界ができる。

しかし実際の使用例⁹⁾では流速がさらに低く口径1.8mの掘削の場合の流量が38m³/minで、流速が約0.24m/s また口径3mの場合に0.09m/sで掘削している例がある。T.B.Dellinger⁹⁾は削孔径(in)とポンプ容量の関係を次式で与えている。

$$Q=50d \text{ (gpm)} \dots\dots\dots (2)$$

いずれにしても、正循環方式では口径2mぐらいの削孔に1,000馬力以上のポンプ設備を必要とするので、最近ではビットの形状などを改良してクリーニング効果を高める一方、逆循環工法が多く採用されている。逆循環流を発生させるにはサクションポンプによる方法、エアリフトによるもの、ジェットエジェクタによる方法があり、中でも深度の大きい掘削についてはエアリフト工法が主に用いられている。

米国で用いられているエアリフトの大部分は中央空気管式でたとえば13³/₈inのドリルパイプの中央にスリーブを通して空気を約60~90m浸水させた先端にたくさんの小さな穴のある管から空気を吐出させて揚水する形式で、空気管は回転しない。これまで土木研究所で行なったエアリフトポンプの実験の結果⁷⁾、エアリフトポンプの能力は空気吐出口の形状には関係がなく、揚水量は揚管長、浸水比および空気量によって定まり、実用上最適空気量は揚管長、浸水比に関係なく次式より求めることができる。

$$G=300A_a \text{ (m}^3\text{/min)} \dots\dots\dots (3)$$

1968年にAECがAmchitka島で行なった例⁹⁾では56m³/minの空気量で12m³/minの揚水をしており、さらに17m³/minの空気圧縮機2台を用いて空気圧6~7kg/cm²、浸水42m、ドリルパイプ外径13³/₈in(約340mmφ)の条件では19m³/minの揚水を行なっている。

3. 施工上の問題

[1] 透水層の削孔

透水性の高い地層では泥水が使用できず崩壊しやすいところが多く削孔条件としては最も悪い。これまで地下水位より上の透水層では空気循環工法を用いて満足する掘進速度を得ており、空気損失の大きいところでは空気にセメントやドライのベントナイトを混入して用いる

建て込み、カッタの交換などに十分な高さを必要とし、一般に5m以上といわれている。このように、海上足場を含む作業台は掘削の施工性に直接影響するため、工事の規模や施工条件を考慮して選定されるものである。

海上足場は、固定足場、浮遊足場、昇降式足場が代表的なものであって、足場上の架台設備も穴径、掘削深度、ドリルカラの重量、ケーシングの有無および建て込み方式などが選定の条件となる。

代表的な海上足場は石油井戸掘削用足場がベースになっており、次のようなものがある。(1) 浅い湖沼などで用いられる削孔船、(2) 深度10数m位までに適する潜水式削孔船、(3) 水深30mぐらいまでの昇降プラットフォーム式足場、(4) 半潜水式昇降プラットフォーム形式の20~50mの深度に適応する足場、(5) 海底部に基礎構造物を有する、昇降プラットフォーム形式の50~60mの深度に適応するものなどがある。しかしこれら石油井戸掘削用の足場は建造費・維持・運転費共ども非常に高価なものである。

[7] 循環流

循環流体には空気、水およびこれらに各種添加物を加えた流体があり、その作用には、(1) ビットの冷却、(2) 掘削屑の排出、(3) 孔壁の崩壊防止、(4) 地下水圧の調整、(5) ドリルストリング要素の潤滑、(6) 掘削屑のクリーニングなど削孔には欠かせない重要なものばかりである。したがって流体および流体用機器を選択する場合には次の点が問題になる。(1) ビットの形式、(2) 口径および深度、(3) 地下水位、(4) 穴全体を通しての透水性、(5) 予想されるずりの大きさと形状、(6) 予想される掘進速度から割り出したずりの量。

(1) 空気循環

空気を媒体とする循環法には正逆両循環工法があり、乾式掘削以外に適用できない欠点はあるが、泥水が使用できない透水性の大きい地層では特に効果的である。地層によっては空気のため孔壁が腐食して崩壊することがあるので、空気にベントナイトや洗剤を加えた気泡を媒体とした正循環工法も行なわれている。

空気逆循環工法も標準工法の一つであって、排出管末に真空ポンプを取り付けて吸込む方式のもの、ロータリーテーブルで穴と外気を遮断し、そこから大量の空気を送り込みドリルパイプを通してずりを排出する方式のものおよびこれらを併用した方式のものがある。

正循環には空気圧縮機による圧縮空気を用いるが逆循環では低圧大容量の送風機を用いるのが普通である。

AECが行なった例⁹⁾では口径1.8mの削孔に、吹き込み空気量 34~57m³/min、圧力0.35~0.7kg/cm²、管内流速 40~50m/s、空気損失 20~30%の状態で使用している。

(2) 泥水循環

泥水循環は清水のほか密度や粘度の調整または孔壁保護のためベントナイトなどを入れた泥水 (mud) を用いるものでこれにも正逆両循環工法がある。

正循環の場合の泥水の上昇速度は100fpm(0.5m/sec)が適当であるといわれているが、口径が大きくなるとドリルパイプと孔壁の間の面積が大きくなり、膨大な容量のポンプを必要とすることになるため口径において経済的な限界ができる。

しかし実際の使用例⁹⁾では流速がさらに低く口径1.8mの掘削の場合の流量が38m³/minで、流速が約0.24m/s また口径3mの場合に0.09m/sで掘削している例がある。T.B.Dellinger⁹⁾は削孔径(in)とポンプ容量の関係を次式で与えている。

$$Q=50d \text{ (gpm)} \dots\dots\dots (2)$$

いずれにしても、正循環方式では口径2mぐらいの削孔に1,000馬力以上のポンプ設備を必要とするので、最近ではビットの形状などを改良してクリーニング効果を高める一方、逆循環工法が多く採用されている。逆循環流を発生させるにはサクションポンプによる方法、エアリフトによるもの、ジェットエジェクタによる方法があり、中でも深度の大きい掘削についてはエアリフト工法が主に用いられている。

米国で用いられているエアリフトの大部分は中央空気管式でたとえば13³/₈inのドリルパイプの中央にスリーブを通して空気を約60~90m浸水させた先端にたくさんの小さな穴のある管から空気を吐出させて揚水する形式で、空気管は回転しない。これまで土木研究所で行なったエアリフトポンプの実験の結果⁷⁾、エアリフトポンプの能力は空気吐出口の形状には関係がなく、揚水量は揚管長、浸水比および空気量によって定まり、実用上最適空気量は揚管長、浸水比に関係なく次式より求めることができる。

$$G=300A_a \text{ (m}^3\text{/min)} \dots\dots\dots (3)$$

1968年にAECがAmchitka島で行なった例⁹⁾では56m³/minの空気量で12m³/minの揚水をしており、さらに17m³/minの空気圧縮機2台を用いて空気圧6~7kg/cm²、浸水42m、ドリルパイプ外径13³/₈in(約340mmφ)の条件では19m³/minの揚水を行なっている。

3. 施工上の問題

[1] 透水層の削孔

透水性の高い地層では泥水が使用できず崩壊しやすいところが多く削孔条件としては最も悪い。これまで地下水位より上の透水層では空気循環工法を用いて満足する掘進速度を得ており、空気損失の大きいところでは空気にセメントやドライのベントナイトを混入して用いる

ことにより損失を少なくしている。一方、地下水面下の削孔では空気循環工法ができないため、あらかじめ削孔する部分の地層にグラウトまたは凍結工法を施し、透水性を低めるとともに孔壁の崩壊を防ぐ工法が提案されており、グラウト工法はすでに用いられている。

AECでは1965年に地下水面下の削孔にガスリフトバルブをもつ2重管式のドリルパイプを用いる工法を試みたり。これは外径34cm ($13\frac{3}{8}$ in) のドリルパイプの内側に外径18cm (7in) の排出管を取付けた構造のもので浸水比の非常に小さいエアリフトポンプ工法であって、大量の空気を必要とし効率が低い。ここでは80~100 m³/minの空気を使用して削孔している。

〔2〕 孔 曲 が り

孔曲がりはケーシングの設置やビットの揚げ降しなどに多く問題になり、より鉛直に削孔するために、スタビライザによって孔壁をガイドにして掘進する方法 (Packed hole effect) およびペンジュラム効果 (pendulum effect または plumb-bob effect) と呼ばれるドリルストリングが振子になるような状態で削孔する方法とがある。最も良いペンジュラム効果を得るには、ビット荷重をドリルストリング重量の $\frac{1}{3}$ 以下に保って削孔するとよいことが経験によって確かめられている。ネバダ実験場でこの方法で削孔した結果1,300mの深度に対してずればわずか43cmに過ぎなかったことが報告されている。

パイロット孔をガイドにして大口径削孔に鉛直性をもたせることは非常に困難であると Bowman⁹⁾は報告している。

〔3〕 その他の問題点

以上のほか、今後さらに改良を要する問題点として、ずりの排出とクリーニング能力の向上、および機械類の小形軽量化があげられている。特に口径や深度が大きくなるにしたがって機械装置が大形化し、重いドリルカラを取扱うなどの運転操作上の問題、機械費の増大、運搬組立費の増加などが大口径削孔の経済的な限界になる。したがって、今後6m径以上の削孔に対しては下部に回転装置や堆力装置をもつダウンザホールドリル (down-the-hole drill) の開発が要望されている。写真-7は土木研究所で試作した2.5~3.0mφダウンザホール形大口径掘削機である。

4. 削孔公式

削孔の条件が与えられたときに掘進速度やカッタの寿命などをより正確に把握するための削孔公式は、削孔機械やビットの設計の資料を得るためにも、削孔単価を最小にするためにも、また石油井戸のような深度の大きい掘削では地層の変化を知るためにも重要なものである。



写真-7 土木研究所で開発した大口径掘削機

〔1〕 削孔単価

技術的に削孔可能か不可能かの問題が解決した場合、次の課題として削孔単価を最低にすることがあげられている。これまで掘削条件によるカッタの選定、ビット推力およびビット回転速度の選定が適当でなかったため削孔単価が適正時の2倍以上にもなっている例が少なくない。

一般に削孔単価とは単位掘削長さ当りの経費を言い、次式で表わされる。

$$\text{削孔単価} = \frac{\text{固定経費} + \text{運転経費}}{\text{掘進深さ}}$$

すなわち

$$C_d = \frac{(C_e + C_r) + C_r(T + T_c)}{R \times T} \dots\dots\dots (4)$$

(4)式は、カッタ1式の寿命までを1サイクルとしてその間の経費と掘進量の割合で示したもので、固定経費が一定であれば削孔単価はカッタの寿命と掘進速度によって定まる。さらにカッタの寿命と掘進速度はともにビットにかかる推力、ビットの回転速度および循環流を主要因として変化する値であるから削孔単価もまたビット推力、ビット回転速度および循環流の種類と量によって左右される値であるとみなすことができる。

クリーニングが完全に行なわれた場合の削孔単価とビット推力およびビット回転速度の関係を図に示せば図-3のようになる。ここに削孔単価が最低になるようなビット推力やビット回転速度を求める研究が Weight-Speed study と呼ばれ、循環流によるクリーニング効果や孔壁の保護などとともに最近の重要な課題になっている。もちろんこの場合掘削機械の馬力の限界、カッタにかけられ得る推力の限界などを考慮しておく必要がある。

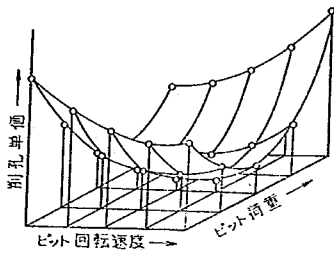


図-3 ビット荷重、回転速度と削孔単価
(Young による)

[2] 掘進速度

次の条件が掘進速度に関係する主な要因としてあげられる。

地質条件：(岩石の強度、深度、透水性、間隙水圧)

循環流：(粘性度、流量)

ビット条件：(口径、カッタ形式、ビット形状)

運転条件：(ビット推力、ビット回転速度)

以上のうち地質条件以外は人為的に選定できる条件であり、これらの最適条件を見出すことが望ましい。

これまで石油さく井における掘進速度については多くの研究者や削孔技術者によって表-4に示すような公式が導かれており、大口径の削孔にもこれらの式を応用することができる。

運転時に変えられ得る条件は循環流と運転の条件であり、クリーニングが十分に行なわれているという条件のもとでは掘進速度はビット推力とビット回転速度の関数の関係にあり、基本的には次式で表わすことができる。

$$R=f(N, W) \dots \dots \dots (5)$$

または、

$$R=KN^a W^b \dots \dots \dots (6)$$

ここに、 K はドリラビリティ定数 (drillability constant) と呼ばれる値で、ビット推力およびビット回転速度以外の条件によって定まる値ということになる。

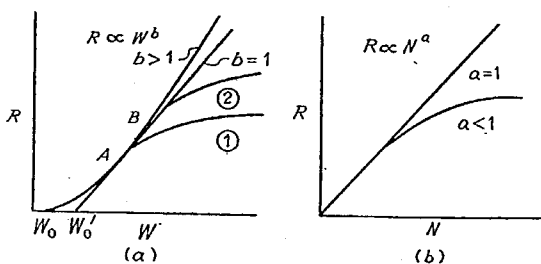
数多くの実験の結果、掘進速度とビット推力および掘進速度とビット回転速度はそれぞれ図-4(a)、図-4(b)に示す関係にあり、図-4(a)における W_0 、 W_0' はスレッシュホールド荷重 (threshold force) と呼ばれ、ビット推力がこの値を越したところからカッタが岩の応力に打ち勝ち喰込みが始まる。曲線①、②は循環流のクリーニング効果

表-4 掘進速度公式一覧表

著 者	掘 進 速 度 公 式	摘 要
Brantley J. E. Clayton E. E.	$R=K_1WN+C_1$	
Simon R.	$R=\frac{K_2P_a}{d^2}$	
Eckel J. R.	$R=K_3W^bN^a\left(\frac{C_2Q\rho}{d_n\mu}\right)$	ρ : 循環流の密度, μ : 循環流の粘度
Murroy A. S. Cunningham R. A.	$R=24N\left(\frac{W}{3\times 10^4d}\right)^c$	c : ビット推力と削孔径に関する定数
Wordroup W. R. Cannon C. E.	$R=K_4WN^{0.4}$	
Gatlin C.	$R=K_5WN^a+C_3$	$C_3<1.0$
Speer J. W.	$R=K_6WN^a$	$a<1.0$
Lubinski A.	$R=L_d \times \frac{1}{EA_d}RW$	
Maurer W. C.	$R=K_7\frac{NW^2}{d^2S_d^2}$	
Graham J. W. Muench N. L.	$R=K_8\left(\frac{X}{X_0}\right)^c\left(\frac{N}{100}\right)^aW$	$a=0.584$ c : 地質による定数
Somerton W. H.	$R=K_9Nd\left(\frac{W}{d^2S_d}\right)^a$	$\alpha=2$
Moore P. L.	$R=K_{10}WN$	

表-3 つ づ き

著 者	掘 進 速 度 公 式	摘 要
Galle E. M. Woods H. B.	$R = \frac{K_{11} W^b r}{A^p}$	$0.6 \leq b \leq 1.0, \quad 0.5 \leq p \leq 1.0$ $r = [e^{-100/N^2} N^{0.75} + 0.5N\{1 - e^{-100/N^2}\}]$
Van Lingen N. H.	$R = \phi \frac{K_{12}}{N^{0.2}} \left(\frac{W}{S_d} - C_4 \right)^2$	
Edwards J. H.	$R = \frac{K_{13}(W - W_0') N^a}{f(h)}$	
Jorden J. R. Shirly O. J.	$\frac{R}{N} = K_{14} \left(\frac{W}{d} \right)^{d'}$	
Vidrine D. J.	$R = K_{15} N^{0.8} \frac{(W - W_0)}{d}$	
Benit E. J.	$R = \frac{R_0}{(1 + 2.5h)}$	
Combs G. D.	$R = R_0 \left(\frac{W}{d \cdot 3500} \right)^{aw} \left(\frac{N}{200} \right)^{an} \left(\frac{Q}{d \cdot d_{n3}} \right)^{aq}$ $\times f(P_d) \cdot f(t)$	
Young F. S.	$R = \frac{K_{16}(W - W_0') N^2}{1 - C_5 D}$	
千 田	$R = K_{17} \frac{N^{1.1} W^{1.5} r^{0.8}}{d^{1.2} S^{1.5}}$	$K_{17} = 0.4 \sim 0.7$

図-4 ビット推力、ビット回転速度と掘進速度
(Edwards による)

によって与えられるもので、A、B点はそれぞれ循環流①、②のときのクリーニングの限界をあらわす点で、ボールアップポイント (balled up point) と呼ばれる。

図-4(a)において、 $R \propto (W - W_0)$ で表わされるように W_0 を最低推力として掘進速度がビット推力に対しては直線の関係にあるという考え方を採用しているのが Edwards¹⁰⁾の式に代表される Young¹¹⁾、および Vidrine・Benit¹²⁾の式である。

Eckel¹³⁾ はマイクロビットによる掘削試験から循環流の影響を採り入れた式を提案しており、循環流に関して掘進速度は循環流の流量、密度、流速に比例し、粘度に逆比例するものとして表わしている。

Combs¹⁴⁾ はビット推力、ビット回転速度および循環流の項にさらに掘削面における泥水圧と間隙水圧の圧力

差ならびにカッタの摩耗状態を加えた式を提案している。

これは標準掘削状態を定め、各項の実際の値を代入して標準掘進速度からその条件における掘進速度を求めるもので、標準掘削状態とは単位口径当りビット推力を、3,500lb/in に、ビット回転速度を 200rpm に、口径およびノズル径 1/32in 当りの循環流量を 3gpm/(in, 1/32in) にとり、さらに掘削面における圧力差の関数 $f(P_d)$ 、およびカッタの摩耗関数 $f(t)$ をそれぞれ 1 にとったものである。差圧の関数 $f(p_d)$ にみられるように深度が大きくなると掘削面における圧力の関係が掘進速度に影響することはよく知られている。図-5は Van Lingen¹⁵⁾ による図-6に示すような装置を用いたマイクロビット試験の結果の 1 例であり、図-7は Bingham¹⁶⁾ が実際の現場試験結果から求めたものである。

マイクロビット試験とは一般に 1 1/4 in の小形ビットを用いて、一辺約 10cm の立方体のテストピースを図-6に示すように配置し、これにそれぞれ独立した調整可能な 3 つの圧力、すなわち泥水圧、側圧、間隙水圧を加えて削孔実験を行なうもので、いわば三軸圧縮状態で削孔試験を行なうものである。テストピースは間隙水圧を与える底の一部を除いて外周をコーティングしてある。

岩石の強度が掘進速度に関係が深いことは容易に想像できるが、その強度がロータリ方式で掘削する場合にどのような試験方法で表示する値が最も関連が強いのかを見

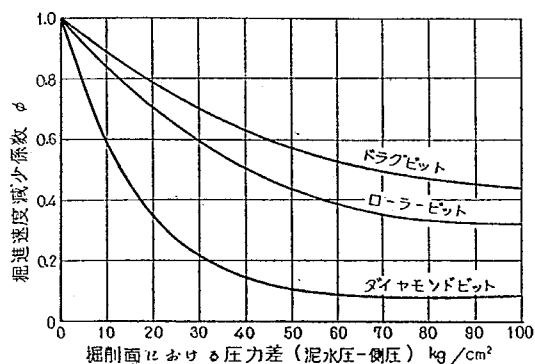


図-5 掘削面の差圧による掘進速度の減少
(Van Lingen による)

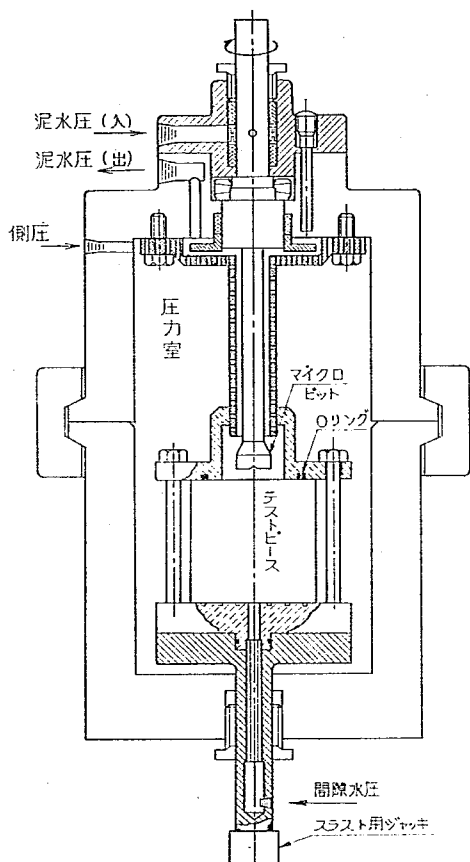


図-6 マイクロビット試験機の圧力室

い出すことが問題である。局部的には岩石の破壊理論に基づくせん断, 引張, または圧縮荷重によって掘削作用が起こるのであるが, 実際の削孔においてコアサンプルのせん断, 引張り, 圧縮試験等の値と必ずしも明確な関係がない。最近では岩石の強度を次元解析に基づく掘進速度公式を用い, 実験値から逆算した値を削孔強度

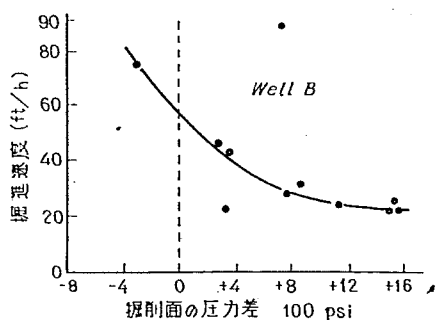


図-7 掘削面の圧力差による速進速度の低下
(Bingham による)

(drilling strength または drillability strength) と呼ばれる圧力の単位をもった値がよく用いられており, Maurer¹⁷⁾, Somerton¹⁸⁾, Van Lingen¹⁵⁾ の式がこれである。

Somerton によると削孔強度は図-8に示すように側圧 2,000psi のときの三軸圧縮強度と強い関係があると言及している。さらに Somerton・El-Hadidi¹⁹⁾ は図-9に示すような弾性波速度と削孔強度の関係を与えている。

Combs の式の $f(t)$ の項で表わされるように, 掘進速度はカッタの摩耗が進むにつれて低下する。カッタの摩耗量と掘進速度の低下の関係がわかれば逆に実際の作業時におけるカッタの摩耗の度合いが想定できるし, また地層に急激な変化があった場合にも掘進速度からそれを読みとることができ, 事実最近石油関係ではこの関係を応用して電子計算機による地層の判定をしながら循環泥水を管理したり掘削条件を設定する方法がとられている。

Edwards¹⁰⁾ によると掘進速度とカッタの摩耗の関係は図-10に示すように,

$$R \propto \frac{1}{f(h)} \dots \dots \dots (7)$$

の関係にあり, この関係を Vidrine・Benit¹²⁾ は近似的に次式で与えている。

$$f(h) = (1 + 2.5h) \dots \dots \dots (8)$$

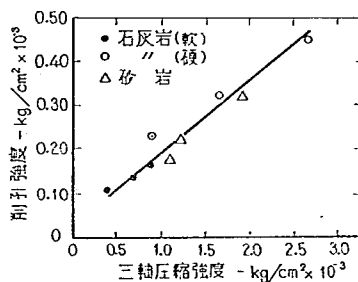


図-8 三軸圧縮強度と削孔強度
(Somerton による)

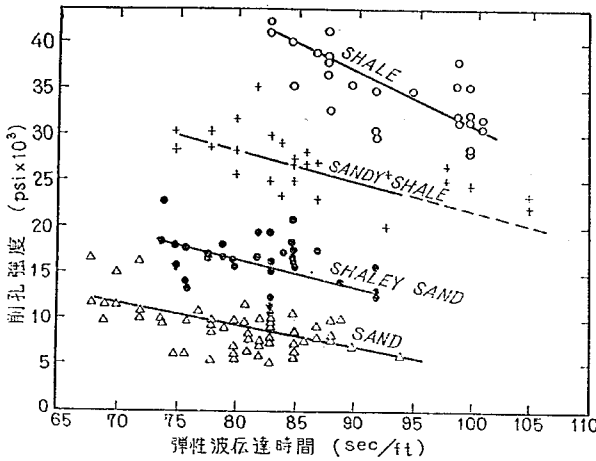


図-9 弾性波伝達速度と削孔強度
(Somerton:EI-Hadid による)

ここで、 h はカッタの歯の高さを標準化した値で表わしたもので新しいカッタで $h=0$ 、完全に摩耗したカッタに対しては $h=1$ として表わす。ここで、定数2.5は摩耗による掘進速度の減少こう配を示したもので、Van Lingen の式における定数 ϕ に相当する。

Somerton はとドリラビリティ定数 K_0 がカッタの摩耗率に直線的な関係にあるとし、図-11の関係を示している。Galle・Woods²⁰⁾によれば摩耗量に関する掘進速度の低下率を次式で与えている。

$$A=0.928125D^2+6.0D+1 \dots\dots\dots (9)$$

Graham・Muench²¹⁾は掘削深度による掘進速度の低

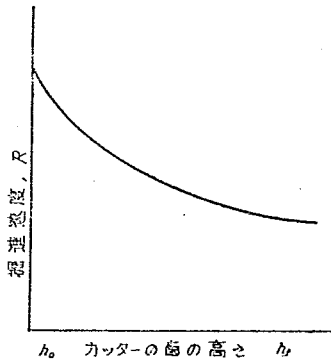


図-10 カッタの摩耗と掘進速度
(Edwards による)

減率を考慮した式を提案しており、3カ所での現場で行なった試験の結果、図-12に示すような関係にあり、べき定数 c が0.905になっている。ここに X_0 は計算の便宜上設けた標準深度とでもいうべき値であって、この場合1,000ftにとっている。同様に標準、回転速度の項も一

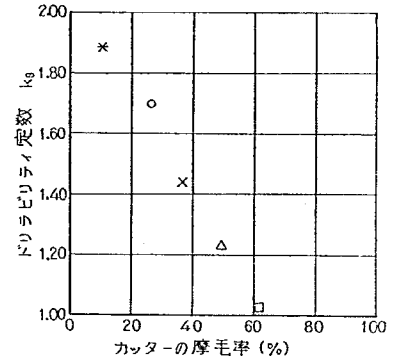


図-11 カッタの摩耗によるドリラビリティの低下 (Somertonによる)

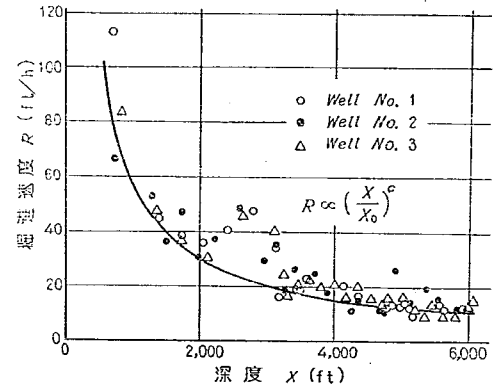


図-12 深度による掘進速度の変化例
(Graham and Muenchによる)

般に速度範囲が50~200rpm であることから100rpmにとったものである。

Lubinski²²⁾の式はダウンオフと呼ばれる方法 (Down off method)で、現場でその条件におけるビット推力と掘進速度の関係を求めるとともに掘削中の地層の変化をも知ることができる。すなわち、ある量の荷重をビットにかけた状態でクレーンの巻き下げを固定して、一定速度の回転をビットに与えたとき、クレーンの吊り荷重の増加(ビット推力の減少)とその時間の関係を図-13に示すようにプロットしてできた曲線を図のA, B, C……の点にあるように5,000lbの間隔で読みとり、それぞれの区間のビット推力の減少率、 R_0 (lb/hr)を求め、次式から掘進速度を求める。

$$R=L \times \frac{1}{EAa} \times R_0 \dots\dots\dots (10)$$

この場合のビット推力は2つの測点の推力の平均をとる。たとえばA, B間においては

$$\frac{1}{2}(52,500+47,500)=50,000\text{lb}$$

ということになる。それぞれ区間AB, BC, CD, D

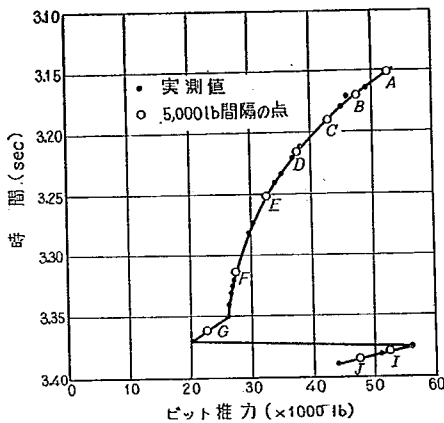


図-13 ドリルオフの記録例(Lubinskiによる)

E, E Fのときの値が図-13に示すP, Q, R, S, Tの各点である。図において区間G, Fの点で地層が変化していることがわかる。この場合、ただちに荷重を吊りなおしてI, Jのように新しい地層の掘進特性を確認しその状態に合った掘進条件, すなわちビット回転速度, ビット推力, 循環流の濃度等を選定して掘削を行なう。

なお, 当所で行なった試験の結果, ミルドーツ形ビットについて次元解析を用いて掘進速度公式を求めた結果,

$$R = K_{17} \frac{N^{1.1} W^{1.5} r^{0.8}}{d^{1.2} S^{1.5}} \quad (\text{m/hr}) \quad \dots \dots \dots (11)$$

が得られた²³⁾。ここにドリラビリティ定数 K_{17} は図-14に示すように0.4~0.7の範囲にあり, この場合コンクリートモルタルでは削孔強度に相当する被掘削材の強度, S は一軸圧縮強度とよく一致している。

[3] カッタの寿命

カッタの寿命はカッタの刃の摩耗・欠損およびカッタのベアリングの摩耗・欠損のうち短い方の値となるので両方の寿命が同時にすることが理想的である。欠損については不確定な要因によるものが多く, 大部分は摩耗によって寿命となる場合が多いので以下カッタの刃の寿命およびカッタのベアリングの寿命に関する公式をのべる。

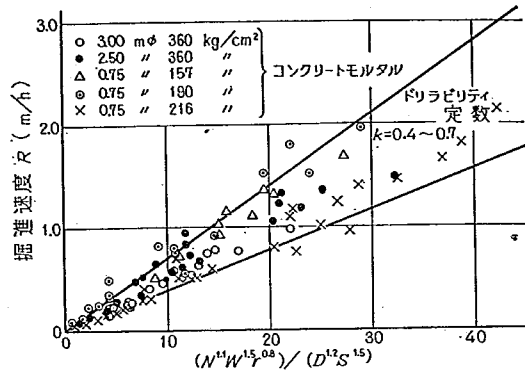


図-14 諸条件下におけるドリラビリティ

(1) カッタの摩耗率公式

カッタが摩耗した場合掘進速度が低下することは前項でのべた(4)式において摩耗したカッタを使用し続けると寿命, T は延ばすことができて平均掘進速度, $\bar{R}$ の低下の割合が大きくなるので削孔単価は割高になる。ここにこの(4)式を最低にするようなカッタの経済的摩耗限界がカッタの寿命ということになる。一方, カッタの寿命までの掘進を最大にするための条件を見出すためにカッタの摩耗率公式が表-5に示すようにいくつか提案されている。

摩耗率は dD/dt で表わされる値であるから, カッタの摩耗による寿命は次式で表わされる。

$$\int_1^T dt = \int_0^{D_f} WR \, dD \quad \dots \dots \dots (12)$$

ここに, D は摩耗量を標準化して表わしたものでカッタが新しいときを0, 完全に摩耗した状態を1で表わし D_f は寿命時の摩耗量を表わしている。表-5で明らかにように, いずれも摩耗率は摩耗量 D の関数で表わされている。このことはカッタの摩耗率がカッタの摩耗が進むにつれて変化することを意味している。

Edwards¹⁰⁾の式を例にとれば,

$$T = \frac{A_f(P-W)}{N^x} \int_0^{D_f} f(D) \, dD \quad \dots \dots \dots (13)$$

となる。ここに, $f(D)$ は摩耗率の逆数に比例する摩耗量関数で, 次式で与えられている。

表-5 カッタの摩耗率公式

著 者	カッタ摩耗率公式	摘 要
Galle E. M. Woods H. B.	$WR = \frac{i}{A_f \cdot a \cdot m}$	$i = N + 4 \quad 348 \times 10^{-5} N^3, \quad a = 928 D^2 + 6.0 D + 1$ $m = 1360 - 714 \log_{10} W$
Edwards J. H.	$WR = \frac{N^x}{A_f(P-W)f(D)}$	$x = \text{定数}$ $f(D) = D$ とともに増加する関数
Young F. S.	$WR = \frac{A_f(PN + QN^3 10^{-3})}{(D_1 - D_2 W)(1 + C_1 D)}$	ここでは, P, Q, D_1, D_2, C_1 = カッタの種類によるパラメータ

$$f(D) = F_1 - F_2 D \dots \dots \dots (14)$$

ここに、 F_1 は新しいときのカッタの刃の根元の幅で刃の先端幅を割った値で表わし、 F_2 は F_1 から1を引いた値で示されている。例えば刃元幅が $1/2''$ 、先端幅が $1/16''$ の新しいカッタでは、

$$f(D) = 8 - 7D \dots \dots \dots (15)$$

となる。

(14)式を(13)式に代入すると、カッタの寿命は次式となる。

$$T = \frac{A_f(P-W)}{N^x} \left(F_1 D_f - \frac{F_2}{2} D_f^2 \right) \dots \dots \dots (16)$$

Young¹¹⁾はカッタの形式と大きさによる摩耗率の影響を考慮した式を与えている。Galle・Woods²⁰⁾は摩耗量の関数 $f(D)$ は、摩耗量、 D の2次関数となり、回転速度に関しては Edwards, Young とともに3次の関数関係で表わしている。

(2) ベアリングの寿命

ベアリングの摩耗率は一般に次式で表わされる。

$$\frac{dB}{dT} = \frac{W_v N}{m} \dots \dots \dots (17)$$

カッタの刃先の場合と同様にベアリングの摩耗量を標準化し、新しいときを0、寿命時の摩耗を1とすれば(17)式よりベアリングの寿命は次式から求められる。

$$T = \int_0^1 \frac{m}{W_v N} dB = \frac{m}{W_v N} \dots \dots \dots (18)$$

ここに定数 y はビットの形式や循環流によって決まる値で表-6のような値が提示されている。

表-6 ベアリングの摩耗率公式における
推力のべき定数(y)

著 者	y	摘 要
Edwards	1.5	泥 水
Moore	2.0	"
Young	1.44	図-15 参照
Graham	1~2.0	泥 水
Muench	3.0, 3.3	油潤滑による一般工業用

Galle・Woods はベアリングの寿命の式を次式で与えている。

$$T = m \frac{L}{N} \dots \dots \dots (19)$$

他の式と同じように、 L はビット推力、 W が増加するにしたがって減少する値で図-16のような関係を示している。

[4] 掘削トルク

これまで大口径の削孔に関する掘削トルクの公式は、測定が困難であるという理由もあってあまり多く出されていない。

Morlan²¹⁾は次の実験式を与えている。

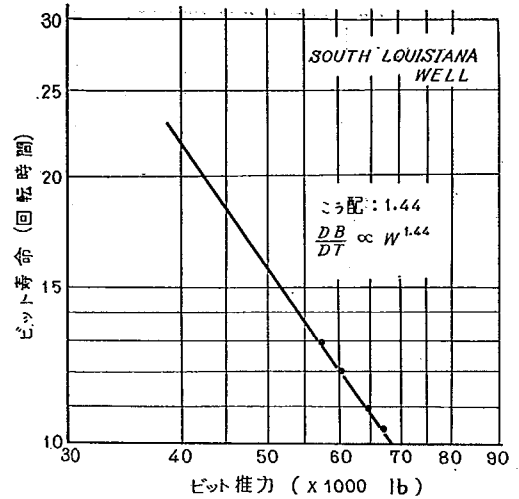


図-15 ビット推力と寿命測定例(Youngによる)

$$Tq = 5252 k d^{2.5} \times W_d^{1.5} \text{ (ft-lb)} \dots \dots \dots (20)$$

これをメートル系単位で表わすと

$$Tq = 2.96 \times 10^{-2} k W_d^{1.5} d^{2.5} \text{ (t-m)} \dots \dots \dots (20')$$

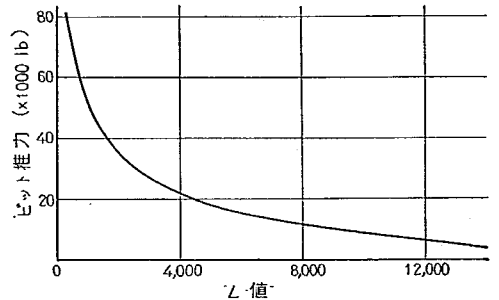


図-16 L 値とビット推力の関係
(Galle and Woodsによる)

となる。

ここに、地層による定数 k について、Berea Sand Stone (175 kg/cm^2) で 10×10^{-5} 、Gray Granite ($2,200 \text{ kg/cm}^2$) で 6×10^{-5} のような値をとっており、岩石の強度が大きくなるとトルクが低下する傾向にある。

Hay・Hughes²⁴⁾はトンネル掘進機のトルク算定式としてカッタ1個当りの推力と水平力の関係から次のように求めている。

$$F_c = P_c \sqrt{2\lambda/r} \dots \dots \dots (21)$$

$$Tq = \Sigma P_c \sqrt{2\lambda/r} \cdot l \dots \dots \dots (22)$$

ここに、 P_c はカッタ1個当りの推力であり、静的にはビット推力をカッタの個数で割った値ということになるが、動的(掘削中)にはカッタが1回転に通るパスの数が異なることから推力の分布がカッタに一樣になるとは限らない。加藤博士²⁵⁾の3カッタビットを用いた実験に

よれば λ はカッタの形状によって決まる値で軟岩用では $\lambda=0.08\sim0.11\text{cm}$ 、中硬岩用では $\lambda=0.07\sim0.09\text{cm}$ 、硬岩用では $\lambda=0.02\sim0.05\text{cm}$ となっている。

当所におけるビット試験および大口径掘削機による実験の結果²³⁾から次元解析によって次式を求めた。

$$T_q = k \sqrt{\frac{d}{S \cdot r}} (W + k_0 d)^b \dots\dots\dots (23)$$

ミルドツース形ローラビットの場合 $k=0.3\sim0.4$ 、指数 b は Marlan と同様 1.5 が得られた。ここに被掘削機の強度 S は削孔強度に相当するものであるがコンクリートモルタルの場合一軸圧縮強度とよく一致する。

図-17 は直径、強度、カッタの異なった条件における(23)式と実測の掘削トルクとの関係を示す。

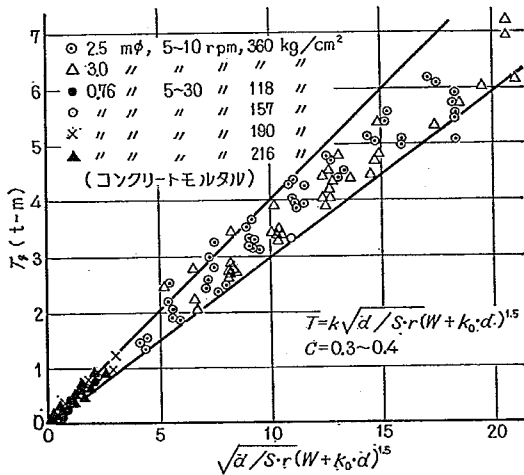


図-17 諸条件と掘削トルクの関係

5. 結 論

最近の大口径掘削に関して以下のようにとりまとめることができる。

- (1) 現有の機械や技術で口径 8 m 級、深度 1,000 m 級までの削孔が可能である。
- (2) 大口径化にあたって、機械や設備によりいっそうの施工性、機動性が要求される。
- (3) 現在の大口径掘削機は、① Honigmann system と呼ばれる在来形の一軸上部駆動方式のほか、② 小口径のターボドリルまたはダイナドリルを組み合わせた結合形の掘削機、③ 先きに外周を掘削し、次に残ったコアを抜き取る方式のコアドリル、④ 油圧ジャッキ方式で下部に駆動装置を有するダウンザホール形掘削機に大別される。
- (4) 循環流体としては圧縮空気または泥水が用いられ地層や立地条件などによって使い分けられる。空気循環は完全にドライにできる地層に適用され、大容

量、低圧のプロアが使われている。

- (5) 穴曲がりとはドリルストリングスの $\frac{1}{3}$ 以下のビット推力で掘削するベンチュラム効果およびスタビライザを用いるバックドホール効果によって小さくすることができる。パイロットホールは穴曲がりを防ぐのに効果的でない。
- (6) 透水性の大きい地層や崩壊性の大きい地層には凍結工法やグラウト工法がすすめられる。
- (7) 大口径化にあたっては、掘削ずりのクリーニングおよびビット推力の付加方法が限界になることが多い。
- (8) 削孔単価は運転施工上、カッタの寿命と掘進速度に影響され、カッタの寿命、掘進速度はまたビット推力、ビット回転速度に左右される。
- (9) 掘進速度、 R は一般にクリーニングの限界以内において $R = KW^a N^b$ で表わされ、 $a=1\sim2$ 、 $b\approx 1$ の値をとる。この場合削孔定数 K は被掘削材の強度、循環流体、カッタの摩耗などによって定まる値である。
- (10) 削孔の場合、被掘削材の強度は削孔強度で表わす方法がとられているが、さらに資料を加える必要がある。
- (11) カッタの寿命はカッタ刃先またはベアリングのいずれか短い方の寿命で決まり、いずれもビット推力回転速度に逆比例する。
- (12) 掘削トルクはミルドツース形のローラビットに関して、ビット推力、 W の 1.5 乗に比例し、ビット口径に対しては口径当りビット推力が等しい場合ビット口径の 2~2.5 乗に比例する。

謝 辞

本報告書は主に筆者が米国タルサ大学に学んだときに収集した資料および当所においてこれまでにこなってきた各種削孔試験の結果をとりまとめたもので、タルサ大学では削孔研究プロジェクトの B.J. Livesay 博士の御指導を得た。ここに厚く謝意を表します。また、これまでの大口径掘削実験にあたっては田中機械研究室長をはじめ官房機械課、本州四国連絡橋公団の協力を得た。合わせて関係各位に謝意を表します。

参 考 文 献

1. J. M. Weehuizen: "New Shaft of the Dutch State Mines" Symp. on Shaft Sinking and Tunneling, London, July, 1959
2. N. A. Malevich: "KOMPLEKSY OBOUROVANIYA DLYA PROKHODKI BURENIYA VERTIKAL'NYKH STVOLOV", IZDATEL'STVO "NEDRA", MOSKVA,

- 1965
3. E. A. Morlan: "Designing Large Diameter Hole Drilling Programs," World Oil, April, 1962
4. H. L. Caldwell: "Big Hole Drilling is Chencing", World Oil, Sept. 1965
5. T. B. Dellinger: "Economic Factors Relative to Drilling Large-Diameter Holes", 2nd Northern Ohio Geol. Soc. Symp. on Salt (Cleveland 5/3-5/65) Proc. V. 1, 99. 378-420
6. C. K. Presley: "What's Ahead for Big Hole Drilling", SPE of AIME Mech. Eng. Aspects of Drilling & Prod. Symp. (Front Worth 3/5-7/67) Preprint No. SPE-1754, 1967
7. 千田昌平: 「エアリフトポンプの特性」土木技術資料, vol. 9 昭和42年12月
8. R. G. Burke: "Big Holes Point to Deep Wells" Oil and Gas J., Jan. 22, 1968
9. G. A. Bowman: "Big Hole Drilling Methods, Equipment and Problems" Drilling, April, 1965
10. J. H. Edwards: "Engineering Design of Drilling Operations", API Drilling and Production Practice, March, 1964
11. F. S. Young: "Computerized Drilling Control", SPE of AIME, 43rd Annual Fall Meeting, Preprint No. SPE-2241, 1968
12. D. J. Vidrine and E. J. Benit: "Field Verification of the Effect of Differential Pressure on Drilling Rate", SPE of AIME, 42nd Annual Fall Meeting, Preprint No. SPE-1859
13. J. R. Eckel: "Microbit Studies of the Effect Fluid Properties and Hydraulics on Drilling Rate," J. of Petro. Tech. April, 1967
14. G. D. Combs: "Prediction of Pore Pressure from Penetration Rate," SPE of AIME, 43rd Annual Fall Meeting, Preprint No. SPE-2162, 1968
15. N. H. van Lingen: "Bottom Scavenging-A Major Factor Governing Penetration Rates at Depth," J. of Petro. Tech. Feb. 1962
16. M. G. Bingham: "What is Balanced Pressure Drilling", SPE of AIME, 44th Annual Fall Meeting, Preprint No. SPE-2541, 1969
17. W. C. Maurer: "The Perfect-Cleaning Theory of Rotary Drilling," J. of Petro. Tech., Nov. 1962
18. W. H. Somerton: "A Laboratory Study of Rock Breakage by Rotary Drilling," AIME, Petro. Trans. Vol. 216, 1959
19. W. H. Somerton and S. El-Hadidi: "Well Logs can Indicate Formation Drillability", World Oil, Dec. 1971
20. E. M. Galle and H. B. Woods: "Best Constant Weight and Rotary Speed for Rotary Rock bit", Spring Meeting of the Pacific Coast District Division of Petro., American Petroleum Inst., May, 1963
21. J. W. Graham and N. L. Muench: "Analytical Determination of Optimum Bit Weight and Rotary Speed Combinations", SPE of AIME, 34th Annual Fall Meeting (Dallas 10/4-7/59) Preprint No. SPE-1349-G, 1959
22. A. Lubinski: "Proposal for Future Tests", Petro. Eng., Jan. 1958
23. 千田, 石島: 「基礎工事用機械の作業性能の調査」昭和46年度道路事業調査費報告書, 土木研究所, 昭和47年
24. J. D. Hay and H. M. Hughes: "The Bretby Tunneling Machine" Civil Engineering, March, 1963
25. 加藤三重次: 「岩石トンネル掘進機施工における岩石の工学的性質とビットの掘削性能に関する実験的研究」建設の機械化, 第253号 昭和46年3月