

縁体の段落としかで良い。

(3) 絶縁補強層はあらかじめ片側に挿入しておいた絶縁筒をずらして中央にセットするだけで良い。など工程が非常に簡略化され、熟練を要しない。ただ挿入の際、6kV級では人力で絶縁筒をセットするが、22~33kV級では、絶縁筒自体が大きくなるため、50~100kg以上の挿入力を必要とする。このため機械化を試み、簡易組立式の挿入工具を開発した。この機械は、ケーブルに固定して、手廻しのハンドルの回転で絶縁筒を移動させるもので、これにより200kg以上の挿入力も容易に得られ、特性的に安定性を見込んだ界面径差まで設計可能となった。挿入状況の写真をPhoto. 4に示す。なお接続部の全体の組立時間は、3~3.5時間/3相である。

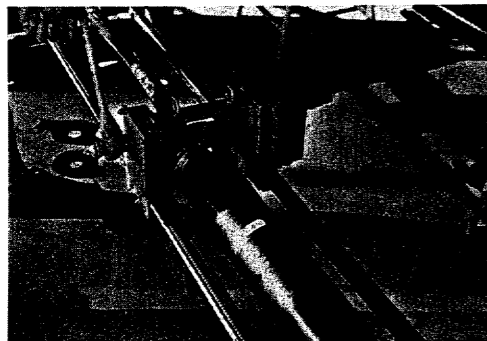


Photo. 4 The tool for insertion

10. 結言

ここで開発した22kV及び33kV級差込型接続部の特

徴は次の通りである。

- (1) 接続部の電界強度分布から、内部埋込電極の適正形状を知ることは重要な設計項目であり、このため電子計算機による電界計算が有効である。
- (2) 実サンプルの長期課通電試験は、22kV及び33kVとも1カ月~1カ年の総合試験を終了し、いずれも特性低下は認められず、初期特性とも十分高い値である。
- (3) 並行して界面の圧力変化について考察を行い、又130℃の高温試験を行っており、その面からも長期的に安定した構造であることを確認している。

以上の総合的検討により、初期及び長期特性とも十分高い接続部を得ることができた。本報告が、22~33kV級に対する差込型接続の実用化に当たり、参考となれば幸いである。

終わりに、本開発に当たり、ご指導、ご協力を戴いた、東京電力株式会社、関西電力株式会社及び中部電力株式会社関係の方々、感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 戸川隼人：微分方程式の数値計算（オーム社）
- 2) F.H. Kreuger: "Accessories for Plastic Insulated High Voltage Cable" CIGRE paper 201 1966
- 3) 電気学会技術報告：I部 第112号
- 4) 高分子工学講座7, "ゴムの性質と加工"

Received November 22 (1976)

電力ケーブルのトラフ内間接水冷方式の開発

Development of Indirect Water Cooling for Electric Power Cable Laid Within Trough

内田 健* 原田恒男*
二宮慶三** 中嶋峰夫***

概要 洞道内布設電力ケーブルの送電容量向上対策の一つとして、密閉形防災トラフ内に砂無しでケーブルを布設し、このケーブルに併設した専用冷却管に冷媒を流すことにより、間接的にケーブルを冷却する方式—トラフ内布設ケーブル間接冷却—が考えられる。

本間接冷却方式における送電容量を中心とした理論解析を行い、モデル実験線路による冷却効果の確認と本冷却方式の実用性、効果について検討した結果、水を冷媒に使った間接水冷方式の実用性の高いことが確認された。

1. はじめに

電力ケーブルによる地中送電線路（主に洞道内布設線路）の送電容量向上対策の一方式として、密閉型防災トラフ内に冷却管を設け、その冷却管に冷媒を流すことにより、トラフ内ケーブルを間接冷却する方式が考案された。すなわち本冷却方式は内外から火災などに対して延焼を防止する目的から特殊なフィルターを配合し、難燃化したFRP製の防災トラフ内にケーブルを気中布設するが、当該トラフ内空間にケーブルに沿って冷却管を敷設し、その冷却管に冷媒を送り、ケーブルを間接冷却する目的で考えられたものである。本方式のメリットは、送電容量・布設工法・経済性の面で有利なトラフを使用し、更に保守の容易さを加えた間接冷却であるといえる。

2. トラフ内間接水冷方式

2.1 トラフ内間接水冷方式の構成

本方式の構成はFig. 1基本構成に示す通りである。ケーブルはFRP製の密閉形防災トラフ（以下トラフと称す）内に3相積みの形で布設し、一容間隔毎に専用クリートで固定する。トラフ内への砂埋めは行わず、冷却管はトラフ内の両側上肩部の空間に2本組み込まれ、前述のクリートなどによって固定される。冷媒としては

* 東京電力株式会社 地中線建設所
** 電線生産本部 電力ケーブル部
*** 電線生産本部 研究部

経済性、使い易さ等から水が最適である。冷却水の循環シーケンスについては種々考えられるが、ここではFig. 1に示すように2本の冷却管には同一入口温度、同一流量の水を同一方向に循環し、トラフ外部の帰路管により戻すことを考えた。現実にはこの帰路管は複数回線の冷却水を集中して戻す形で使用することも可能である。

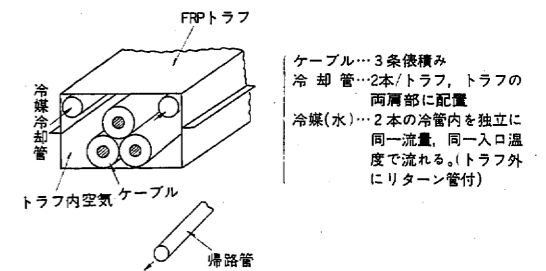


Fig. 1 Fundamental component

2.2 実用化への問題点

本方式の実用化にあたっては下記の問題点を解明する必要がある。

- (1) 許容電流計算式の確立
- (2) 許容電流算定定数の把握
- (3) 線路機械特性の把握
- (4) 冷却循環システムの設計
- (5) 線路全体の総合評価（信頼性、経済性、他方式との対比）

(6) その他

本報告では、上記のうち(1)、(2)を主に検討したものであり、以下机上検討及びモデル冷却線路による実験結果について述べる。

3. 送電容量特性の検討

本章では本方式の強制冷却線路としての冷却効果、機械特性等について検討した。

3.1 冷却効果計算式

Fig. 1の構成に対してFig. 2のごとき熱等価回路を考える。ここでは次の仮定を設けている。

- (1) 洞道内の空気は一定の気温 T_b である。
- (2) 帰路管による冷却効果は考えない。
- (3) トラフ内空気、トラフなどは一つの等温度面として作用する。

この時、各部の定常時温度について次の基本式が成立する。記号はTable 1 使用記号に示す。

$$T_r(x) = T_{rin} + (1 - e^{-x/\alpha}) (T_2 - T_{rin}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$T_a(x) = T_{rin} + \{1 - 2(R_4 + R_5 + R_6) / [2(R_3 + R_6) + R_7 + R_8 + R_9] e^{-x/\alpha}\} (T_2 - T_{rin}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$T_c(x) = T_a(x) + T_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし

$$\alpha = C\rho Q [2(R_4 + R_5 + R_6) + R_7 + R_8 + R_9] \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$T_1 = W_c [R_1 + (1 + P_s)(R_2 + R_3)] + W_d [R_1/2 + (R_2 + R_3)] \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$T_2 = T_b + 3[W_c(1 + P_s) + W_d](R_4 + R_5 + R_6) \quad \dots\dots\dots (6)$$

上記の各式より本方式での冷却線路の定常状態での温度分布、許容電流を求めることができる。

$$R_4 = \frac{10\rho_s}{\pi \sqrt{h_t t} \cdot W_t} (h_t, W_t \dots\dots \text{トラフ内面高さ, 幅 単位 mm}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

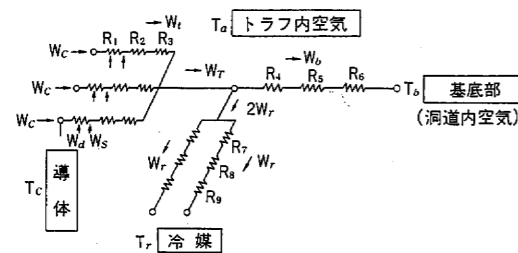


Fig. 2 Thermal equivalent circuit

3.2 計算定数

3.1 で述べた各式に代入すべき数値及び計算式は基本

Table 1. Mark

$T_r(x)$	°C	x 地点での冷媒温度
$T_c(x)$	"	" ケーブル導体温度
$T_a(x)$	"	" トラフ内空気温度
T_b	"	洞道内空気温度
T_s	"	洞道周囲土壌温度
T_{rin}	"	冷媒入口温度
T_c	"	ケーブル導体許容温度
W_c	w/cm	ケーブル導体発生損失 (1相あたり)
W_d	"	" 絶縁体誘電損失 (")
W_s	"	シース発生損失 (")
P_s	-	シース損失係数
R_1	°C cm/w	絶縁体熱抵抗 (1相あたり)
R_2	"	防食層熱抵抗 (")
R_3	"	防食層へトラフ内空気間熱抵抗(1相あたり)
R_4	"	トラフ内空気へトラフ内表面間熱抵抗
R_5	"	トラフ熱抵抗
R_6	"	トラフ外表面へ洞道空気間熱抵抗
R_7	"	トラフ内空気へ冷却管外表面間熱抵抗
R_8	"	冷却管熱抵抗
R_9	"	冷却管内表面へ冷却水間熱抵抗
$c\rho$	w-s/°Ccm	冷却水の熱容量 (ρ : 密度)
Q	cm/S	" の流量 (冷却管1本あたり)
l	cm	1冷却区間長
x	"	任意地点の入口からの距離
ΔP	kg/cm	冷媒の循環による圧力損失
v	cm	冷却管内径
d	cm	管摩擦係数
g	980cm/S ²	水冷却管内径
ν	C-St	重力加速度
Re	-	水の粘度 (1.7, 9at 0°C, 1.00 at 20°C)
		水のレイノルズ数

的には日本電線工業会規格 JCS 第168号 C (1973)「電流ケーブルの許容電流」によるが、これに記載のないものについては以下の通りである。

$$R_6 = \frac{10\rho_s}{\pi \sqrt{(h_t + 2t)(W_t + 2t)}} (t \dots\dots \text{トラフ厚さ 単位 mm}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$R_9 = \frac{\rho_r}{0.023\pi} \cdot R_e^{-0.8} \cdot P_r^{-1/3} \quad \dots\dots\dots (9)$$

(ρ_r冷却水の固有熱抵抗 °C cm/W)

3.3 冷却限界曲線

冷却水の循環時圧力降下は Fig. 3 に示すように流量が増せば大きくなる。すなわち循環ポンプの吐出圧力には限界があるので限界流量が存在することになる。反対に冷却効果を大きくするには流量を大きくしなければならない。一般には冷却区間は数 km、設計圧力降下を 3 kg/cm²、冷却水流量を 10 l/s・pipe までと考えられるの

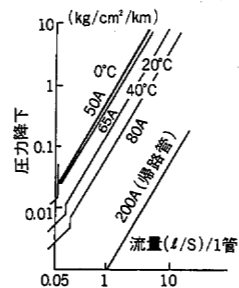


Fig. 3 Pressure drop of cooling water

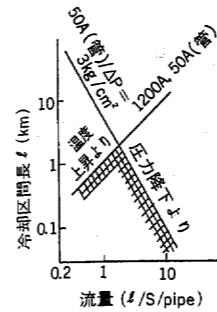


Fig. 4 Cooling length diagram

で、ケーブル導体面積 1,000 mm²、冷却水管を 50A とすれば Fig. 4 のような冷却限界曲線が得られる。Fig. 4 より各流量に対する冷却区間長が定まり、2線の交点が最大冷却区間長であるといえる。

4. モデル冷却線路による実験検討

前述の理論式を検証するものために、Fig. 5 に示すモデル線路で冷却実験を行った。その主要な構成は次の通りである。

- ケーブル.....275 kV 1×1,000 mm² アルミ被 OF 3相徒償, 約 36 m 長
- トラフ.....250 mm (高さ) × 400 mm (幅) FRP トラフ
- 水冷却管.....SGP 50A, PVC 50A, アルミコルゲート管 50A の 3 種類
- 洞道寸法.....1.2 m 幅 × 1.6 m 高さ
- 試験条件.....最大電流 1400 A
- 冷却水流量 0.05~0.2 l/s・pipe
- 冷却水入口水温 6~30°C

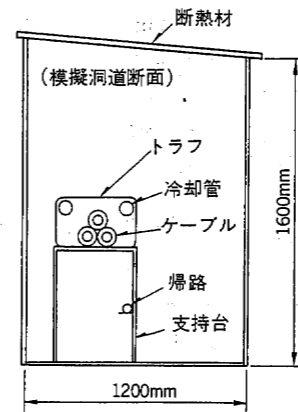
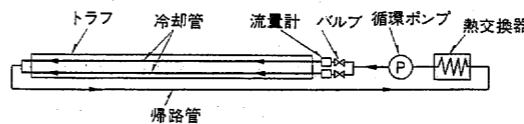


Fig. 5 Arrangement of water cooling system

4.1 実験結果

4.1.1 冷却水温度上昇

Fig. 6 は冷却水温度上昇実測値と 3.1 で述べた冷却水温度上昇理論値との比較を SGP 50A と PVC 50A の冷却管で行った実験の 1 例である。Fig. 6 によると、冷却水の温度上昇は実測値と理論値はほぼ一致しており、両冷却管とも同じ値を示している。このことは理論計算式及び算定定数の妥当性が、検証されたことになる。

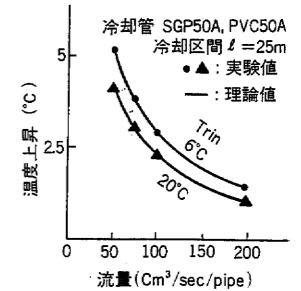


Fig. 6 Temperature rise of cooling water

4.1.2 冷却水交換熱量

Fig. 7 に PVC 50A, SGP 50A 両冷却管を使用した時の定常時の冷却管 1 本当りの交換熱量を示す。両管ともほぼ実験値と計算値は一致しており、等しいといえる。同図より冷却水入温度を低くすれば冷却量が大きくなることも判る。

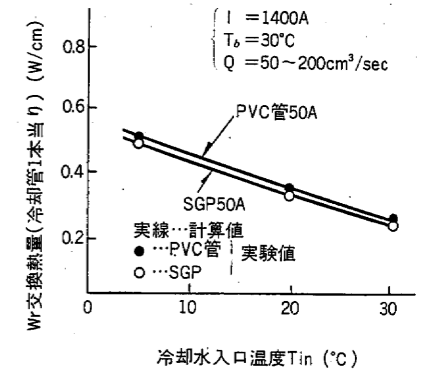


Fig. 7 Value of heat flow absorbed from cooling water

4.1.3 各部の熱抵抗

- (1) ケーブルの熱抵抗 R_1, R_2, R_3
 $R_1 + R_2 + R_3$ として考えた場合、実測値は理論値の 0.92 であり、妥当な値と思われる。
- (2) トラフの熱抵抗 R_4, R_5, R_6
理論値の R_6 と実測値の $R_4 + R_5$, 理論値 R_5 と実測

値 R_3 がそれぞれほぼ等しいといえる。理論値では R_4 が省略されていることを考慮すると、薄い肉厚のトラフの場合、設計上理論値 R_3+R_6 として全トラフの熱抵抗を算出することが望ましいと思われる。

(3) 冷却管の熱抵抗 R_7, R_8, R_9

SGP 50A と PVC 50A とも放散熱抵抗 R_7 は理論値よりも実測値の方が小さく出ているが、 $R_7+R_8+R_9$ としてみた場合には、理論値=実測値となっている。

同径のアルミコルゲート管を用いた場合は、管表面積の増加により、SGP 又は PVC に比べて冷却効果が約20%増加している。この場合熱抵抗 R_7 は30%減少している。しかし、いずれの冷却管にしても R_7 の占める割合が大きいため間接冷却の障害となっている。

4.2 モデル実験のまとめ

- (1) 冷却効果の計算式の作成ができ、しかも理論値と実験値がほぼ一致する。
- (2) 各算定定数は JCS の計算値を基本とすることができる。
- (3) SGP と PVC の冷却管の効果はほぼ等しい。
- (4) 本冷却方式では冷却管外表面熱抵抗 R_7 が大きくなるために冷却効果が制限を受けているので、 R_7 の減少化を検討する必要がある。
- (5) 冷却効果を上げるには冷却水温度を下げる必要がある。
- (6) 冷却水の吸熱量は空気の対流(含伝導)によって約70~60%、輻射によって約30~40%と考えられるが、冷却管外表面を黒くすれば、輻射を50%にすることが考えられる。
- (9) 冷却管のコルゲート化によっても冷却効果は改善され得る。

5. トラフ内間接水冷の計算例

OF ケーブルを対象とした具体例について以下に検討を示す。

5.1 計算例1 トラフ間接水冷単独方式

3.1 の式を使って以下の条件で行ったものについて述べる。

5.1.1 条件

- ケーブル 275 kV 1×1,000 mm²~
1×1,800 mm² OFAZV
- トラフ FRP, 250×400
- 水冷管 60~80A×2本方式
- 冷却水量 ~ 3 l/s/pipe
- ケーブル負荷 約1,400A

5.1.2 検討結果

各ケーブル導体サイズによる許容電流の変化を Fig. 8 に、導体サイズ 1,000 mm の場合の冷却水量による許容

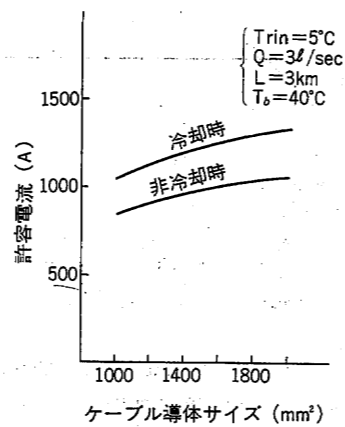


Fig. 8 Relation between allowable current capacity and conductor size on OF cable

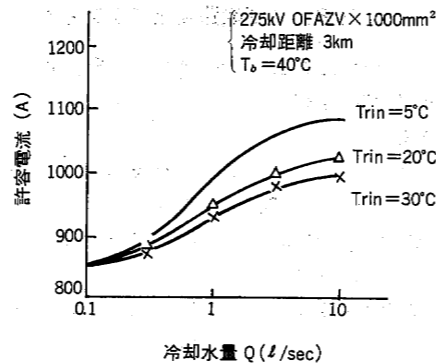


Fig. 9 Relation between allowable current and cooling water flow rate on OF cable

電流の変化を Fig. 9 に示す。

Fig. 8, 9 より本冷却方式にて非冷却時の20~30%増の送電容量が得られることが判る。

5.2 計算例2 トラフ内間接水/冷洞道風冷併用

多回線布設の場合には洞道内空気温度が40°Cを越えることが考えられるので、トラフ内間接水冷に洞道風冷を併用する方式を検討する。Fig. 10 に同方式の冷却サーケンスと熱等価回路を示す。

5.2.1 計算式

Fig. 10 に示す熱等価回路においては、次の形で冷却水などの温度式が与えられる。

$$\alpha_1 \alpha_2 \frac{d^2 T_r}{dx^2} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \frac{dT_r}{dx} + T_r - T_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$T_r(x) = K_1 e^{-\beta_1 x} + K_2 e^{-\beta_2 x} + T_2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

定数 K_1, K_2 は水冷/風冷の方向、入口条件により決定する。一例として 水冷/風冷が同方向である場合は

$$K_1 = \frac{1}{\alpha_1(\beta_1 - \beta_2)} [-T_{bin} + (1 - \alpha_1 \beta_2)]$$

$$T_{rin} - (1 - \alpha_1 \beta_2) T_2 + T_{22} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$K_2 = T_{rin} - T_2 - K_1 \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし

$$\alpha_1 = C_1 \rho_1 Q_1 (2R_{b1} + R_r) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\alpha_2 = C_2 \rho_2 Q_2 R_{b2} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\alpha_3 = 2N C_1 \rho_1 Q_1 R_{b2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\alpha_4 = C_1 \rho_1 Q_1 R_r \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$T_1 = W_c \{R_1 + (1 + P_s) (R_2 + R_3)\} + W_d \{R_1/2 + (R_2 + R_3)\} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$T_2 = T_s + W_T R_{b1} + (N W_T + W_e) R_{b2} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\beta_1 = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) + \sqrt{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)^2 - 4 \alpha_1 \alpha_2}}{2 \alpha_1 \alpha_2} \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\beta_2 = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) - \sqrt{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)^2 - 4 \alpha_1 \alpha_2}}{2 \alpha_1 \alpha_2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

そして

$$T_a(x) = (1 - \alpha_4 \beta_1) K_1 e^{-\beta_1 x} + (1 - \alpha_4 \beta_2) K_2 e^{-\beta_2 x} + T_2 \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$T_c(x) = T_a(x) + T_1 \quad \dots\dots\dots (23)$$

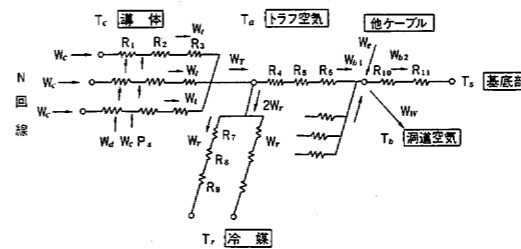


Fig. 10 Cooling system combined indirect water cooling with air cooling

ここに

- Q_1, Q_2 : 水, 風の流量
- $C_1 \rho_1, C_2 \rho_2$: 水, 風の熱容量
- T_0 : 風の温度
- R_{10} : 洞道内壁~空気間熱抵抗
- R_{11} : 洞道本体の熱抵抗
- N : トラフ水冷線路回線数
- W_e : 洞道内の他回線分の全発生熱量
- W_b : 風が奪う熱量

5.2.2 検討結果

Fig. 11 に併用方式の結果の一例を示す。

本併用方式にすれば洞道内に多回線布設された場合にも十分適用可能である。

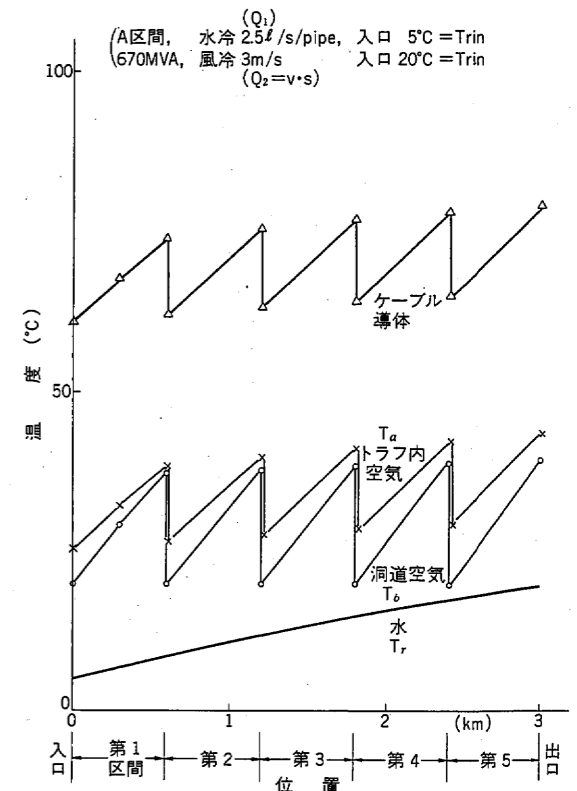


Fig. 11 Temperature of conductor, cooling water and air in combination system

6. おわりに

トラフ内間接水冷による OF ケーブルの強制冷却方式についてその基本構成、許容電流特性を中心に、理論・実験による検討結果を報告した。本実験と解析により、計算式の使用などが判った。冷却効果の増大の一方法として、冷却管に外面黒色を施したステンレスコルゲート管の使用が考えられる。更に実用化に際しては冷却管圧力損失の確認、冷却水循環方法、冷却管配置方法、冷却機器の信頼性、経済性等を考慮した設計を行う必要がある。

参考文献

- 1) 松尾, 渡辺他, 電気学会49年全国大会, No. 892
- 2) 南井, 他, 電気学会45年連合大会, No. 890

Received December 24 (1976)