

# SF<sub>6</sub> 가스를 충전한 변압기의 자연순환 냉각시스템의 성능시뮬레이션

## Performance Simulation of Natural Circulating Cooling System of SF<sub>6</sub> Gas Charged Transformer

최영돈\*, 허창수\*\*, 김진봉\*\*,  
Y. D. Choi, C. S. Huh, J. G. Kim,

**Key words:** Naturally Circulating Cooling System(자연순환냉각시스템), SF<sub>6</sub> Gas(SF<sub>6</sub> 가스), Transformer(변압기), Air-Cooled Radiator(공냉식 라디에타)

### Abstract

Performance of naturally circulating cooling system of SF<sub>6</sub> gas charged transformer was simulated and the variations of gas flow rate, maximum coil temperature, gas temperature and cooling air temperature were investigated with respect to the height of radiator, interplates distance and heat generation rate at core. The results show that the height of radiator most significantly affects the performance of natural circulating cooling system of transformer.

### 기호설명

$A$ : 유로단면적	$k_s$ : 벽면의 열전도계수
$A_a$ : 이중동심원관 유로단면적	$L_a$ : 이중 동심원관의 길이
$A_r$ : 라디에타 유로단면적	$L_{pa}$ : 라디에타에서 공기가 흐르는 유로 단면의 폐 리미터
$B_R$ : 라디에타 plate 간격	$L_{pg}$ : 라디에타에서 가스가 흐르는 유로 단면의 폐 리미터
$C_D$ : 저항계수	$m_g$ : 가스의 총 질량유량
$C_P$ : 정압비열	$m_{gh}$ : 변압기속에서 각 유로의 질량유량
$D_H$ : 수력직경	$N_b$ : 장애물의 수
$f$ : 마찰계수	$N_u$ : 누셀트수
$f_c$ : 총 등가 마찰계수	$P$ : 압력, 페리미터
$g$ : 중력상수	$P_r$ : 프란틀수
$Gr$ : Grashof 수	$q_w$ : 열유속
$h$ : 열전달계수	$Q_c$ : 코아의 열발생율
$H_L$ : 에너지손실율	$R$ : 반경
$h_R$ : 라디에타 밑면으로 부터의 거리	$Re$ : 레이놀즈수
$H_R$ : 라디에타 높이	$St$ : Stanton수
$h_T$ : 변압기 코아 밑면으로 부터의 거리	$T$ : 온도
$H_T$ : 변압기 코아의 높이	$V_t$ : 평균유속
$k, K$ : 국부손실계수	$W_g$ : 변압기에서의 가스의 평균속도
	$W_r$ : 라디에타에서 가스의 평균속도

\* 고려대학교 기계공학과

\*\* 한국전기연구소

Z : 높이

그리스 문자

$\gamma_g$  : 가스의 비중량

$\nu$  : 동점성계수

$\epsilon$  : 표면거칠기

$\lambda$  : 회로방향의 길이

$\rho$  : 밀도

하첨자

a : 공기

b : 장애물

D, d : 하류

g : 가스, 변압기

i : i번째 관로

max : 최대

s : 표면

R, r : 라디에타

T, t : 변압기

U, u : 상류

w : 벽

### 1. 서론

SF<sub>6</sub> gas 충전 변압기는 변압기에서 발생하는 열을 자연순환 라디에타에서 방출한다. 가스충전 변압기의 설계에서 변압기와 라디에타의 가스유로 형상과 크기의 설계는 변압기 설계에서 가장 중요한 부분으로 되어있다.<sup>(1)</sup> 라디에타의 크기와 연결 유로의 크기가 변압기의 크기와 잘 조화되지 않으면 변압기에서 냉각기체의 유동이 원활해지지 못하여 변압기 온도상승을 초래하여 그 성능을 떨어뜨릴 수 있고, 라디에타를 너무 과다하게 설계할 경우 필요없는 제작비의 상승을 초래할 것이다. 따라서 라디에타와 연결유로, 변압기내 유로 크기와 형상에 대한 최적설계가 요구되며 이를 위해서는 라디에타와 변압기내의 자연대류 유동과 열전달에 대한 시뮬레이션이 필요하다. 본 연구에서는 SF<sub>6</sub> 가스충전식 자연순환 변압기 냉각시스템을 라디에타, 변압기, 상부연결유로, 하부연결유로로 나누어 각 유로의 유동해석과 열전달해석을 하였고 이를 복합하여 전 냉각시스템의 성능시뮬레이션을 하였으며 이 성능시뮬레이션 프로그램을 사용하여 냉각시스템 형상의 최적설계를 위한 기초자료를 얻으려 하

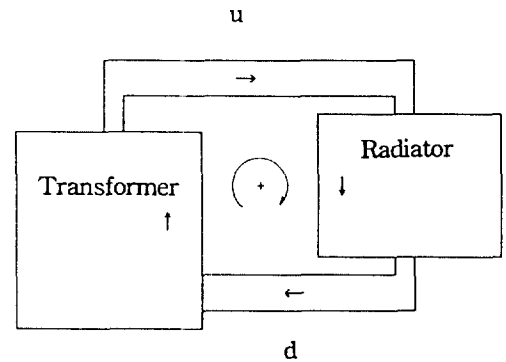
였다.

### 2. 이론 해석

#### 2.1 자연대류 냉각시스템의 유동해석

가스충전식 자연순환 변압기의 냉각시스템은 Fig. 1과 같이 변압기, 라디에타, 상부연결유로, 하부연결유로로 되어있다. 변압기에서 발생하는 열에 의해 가열된 가스는 라디에타에서 공기의 자연대류에 의해 가열된 가스는 라디에타에서 공기의 자연대류에 의해 냉각되고 변압기와 라디에타의 가스온도차에 의해 발생하는 가스의 밀도차에 의해서 순환력이 발생하여 그 순환력에 의해 가스가 순환하게 된다. 이때 가스순환량의 계산이 필요하며 이 순환량은 변압기에서 열발생율과 라디에타에서 외부공기로의 열전달량에 의해서 결정된다. Fig. 1을 회로화하면 Fig. 2와 같다.

Upper connecting flow channel



Lower connecting flow channel

Fig. 1 Schematic diagram of naturally circulating cooling system of gas charged transformer

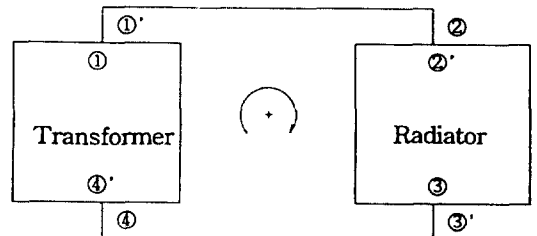


Fig. 2 Circuit diagram of natural cooling system of gas charging transformer

이 냉각시스템에서 발생하는 순환력과 순환가스의 양을 계산하기 위해서는 Euler방정식<sup>(2)</sup>

$$dP = -\gamma_g dZ - dH_L - \gamma_g d\left(\frac{W_g^2}{2g}\right) \quad (1)$$

를 이 회로에 대해 풀어야 한다. 식 (1)을 시계방향으로 1회전하여 적분하면

$$\oint dP = -\oint \gamma_g dZ - \oint dH_L - \oint \gamma_g d\left(\frac{W_g^2}{2g}\right) \quad (2)$$

이 된다. 여기서  $\gamma_g$ 는 가스의 비중량,  $dH_L$ 은 에너지 손실율, 그리고  $W_g$ 는 가스의 속도이다.

냉각시스템을 Fig. 2의 ①'-②, ②-②', ②'-③, ③-③', ③'-④, ④-④', ④'-①, ①-①'의 8개 구간으로 나누어 각 구간에서의 압력변화를 계산하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_{21'} &= -\int_{1'}^2 r dZ - \int_{1'}^2 \frac{\rho f W_g^2}{2D_H} d\lambda + \sum_{1'}^2 \left( k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \right) \\ &= -g \rho_{1'} Z_{21'} - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{1}{D_H} \int_{1'}^2 \frac{f}{\rho_{1'} A_u^2} d\lambda \right. \\ &\quad \left. + \sum_{21'} \frac{k_i}{\rho_i A_u^2} \right) \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{22} &= -\sum_{22} \left( k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \right) - \rho_2 \left( \frac{W_{g2}^2 - W_{g2'}^2}{2} \right) \\ &= \frac{m_{gr}^2}{2} + \sum_{22} \frac{k_i}{\rho_i} - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{1}{\rho_i} - \frac{A_R/A_u}{\rho_i} \right) \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{32'} &= -\int_{2'}^3 r dZ - \int_{2'}^3 \frac{\rho f W_g^2}{2D_H} d\lambda \\ &= -g \int_{2'}^3 \rho dZ - \frac{m_{gr}^2}{2D_{HR}} \int_{2'}^3 \frac{f}{\rho} d\lambda \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{33} &= -\sum_{33} \left( k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \right) - \rho_3 \left( \frac{W_{g3}^2 - W_{g3'}^2}{2} \right) \\ &= -m_{gr}^2 \sum_{33} \left( \frac{k_i}{\rho_i} \right) - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{A_R/A_d}{\rho_3} - 1 \right) \quad (6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{43'} &= -\int_{3'}^4 r dZ - \int_{3'}^4 \frac{\rho f W_g^2}{2D_H} d\lambda + \sum_{43'} k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \\ &= -g \rho_{3'} Z_{43'} - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{1}{D_H} \int_{3'}^4 \frac{f}{\rho_{1'} A_d'} d\lambda \right. \\ &\quad \left. + \sum_{43'} \frac{k_i}{\rho_i A_d'^2} \right) \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{44} &= -\sum_{44} \left( k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \right) - \rho_4 \left( \frac{W_{g4}^2 - W_{g4'}^2}{2} \right) \\ &= -\frac{m_{gr}^2}{2} \sum_{44} \left( \frac{k_i}{\rho_i A_d'^2} \right) - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{1/A_t^2 - 1/A_d^2}{\rho_4} \right) \\ &\quad - \int_{44} \gamma dZ \quad (8) \end{aligned}$$

$$\Delta P_{14'} = -\int_{4'}^1 r dZ - \int_{4'}^1 \frac{\rho f W_g^2}{2D_H} d\lambda - (k_i \rho_i)_{4'} \frac{V_{g1}^2}{2}$$

$$= -g \int_{4'}^1 \rho dZ - \frac{m_{gr}^2}{2} \left[ (k_i \rho_i)_{4'} + \frac{1}{D_{H1}} \int_{4'}^1 \frac{f}{\rho} d\lambda \right] \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{11'} &= \sum_{11'} \left( k_i \rho_i \frac{W_g^2}{2} \right)_{11'} - \rho_1 \left( \frac{W_{g1}^2 - W_{g1'}^2}{2} \right) \\ &\quad - \int_{11'} \gamma dZ \\ &= -\frac{m_{gr}^2}{2} \sum_{11'} \left( \frac{k_i}{\rho_i A_d^2} \right) - \frac{m_{gr}^2}{2} \left( \frac{1/A_u^2 - 1/A_r^2}{\rho_1} \right) \quad (10) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{32'} + g \int_{2'}^3 \rho dZ &= -\frac{m_{gr}^2}{2} \left[ \left( \frac{k_i}{\rho_i} \right)_{22'} + \left( \frac{k_i}{\rho_i} \right)_{33} \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{1}{\rho_i} - \frac{A_r/A_u}{\rho_3} \right) + \frac{1}{\rho_3} \left[ \left( \frac{A_r}{A_d} \right)^2 - 1 \right] \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{D_{1R}} \int_{2'}^3 \frac{f}{\rho} d\lambda \right] \\ &= -\frac{m_{gr}^2}{2} APR \quad (11) \end{aligned}$$

$$m_{gr}^2 = -2(g \int_{2'}^3 \rho dZ + \Delta P_{32'}) / APR \quad (12)$$

따라서

$$\begin{aligned} m_{gr} &= \sqrt{-2 \times (g \int_{2'}^3 \rho dZ + \Delta P_{32'}) / APR} \quad (13) \\ m_g &= \sum_{j=1}^{NBj} \sum_{i=1}^{NBi} m_{gr} A_{rij} \end{aligned}$$

그런데 식 (12)에서  $\oint dP$ 는 밀폐회로에서 0이 되므로 식(3)에 식(10)을 합한

$$\Delta P_{21'} + \Delta P_{22'} + \dots + \Delta P_{11'} = 0 \quad (14)$$

이 된다.

식(14)을 해석하면 이 냉각시스템에서 가스의 속도  $W_g$ 와 질량유량  $m_g$ 를 계산할 수 있다. 그러나 이 계산을 위해서 각 위치에서 가스의 밀도  $\rho_g$ 의 등가마찰계수를 알아야 하고  $\rho_g$ 를 알기 위해서는 각 위치에서 가스의 온도  $T_g$ 를 알아야 한다.  $T_g$ 의 변화는 가스와 변압기 코아, 가스와 가리오타 사이의 열전달이 해석되어야 한다. 본 연구에서 이에 대한 열전달 해석을 하였다. 변압기 코아 각 유로에서의 유량은 식(13)과 마찬가지로

$$m_{gr} = \sqrt{-2(\Delta P_{14'} + g \int_{4'}^1 \rho dZ) / APT} \quad (15)$$

$$APT = -\left[ \frac{K_{ti}}{\rho_{ti}} + \frac{K_{to}}{\rho_{to}} + \frac{1}{D_{H1}} \int_e^f d\lambda \right]$$

$$m_g = \sum_i A_{ti} m_{gi} \quad (16)$$

로 계산한다.

## 2.2 라디에터의 열성능 해석

### 2.2.1 내벽면의 마찰계수

라디에터는 그 형상과 단면이 Fig. 3과 같이 되어

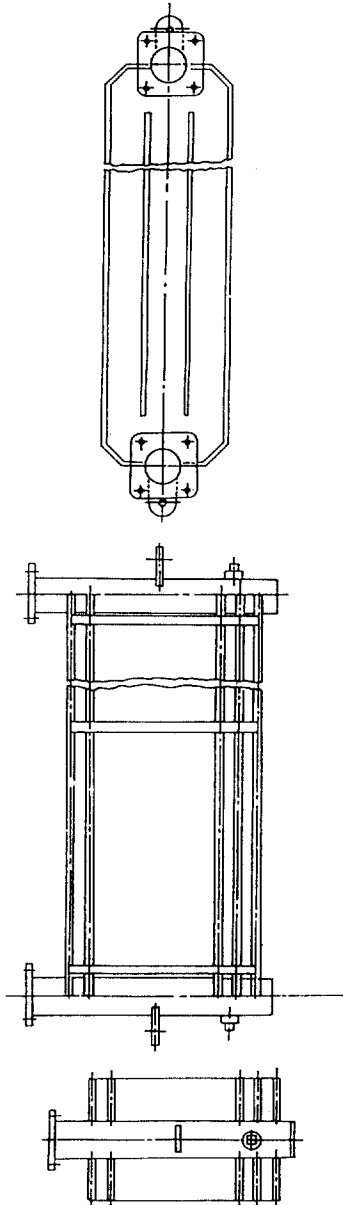


Fig. 3 Shape of radiator

있다고 하자. <sup>(3)</sup> 유로단면적을  $Ar$ 이라고 하고 페리미터를  $P$ 라고 하면 수력직경은

$$D_h = \frac{4Ar}{P} \quad (15)$$

이다. 유로의 마찰계수는 층류유동에서<sup>(4)</sup>

$$f = \frac{Cr}{Re_h} \quad (16)$$

난류유동에서

$$f = \frac{0.316}{Re_h^{0.25}} \quad (17)$$

로 나타낼 수 있다. 여기서  $Re_h$ 는 수력직경으로 계산한 레이놀즈수로

$$Re_h = \frac{W_r D_h}{\nu} \quad (18)$$

로 나타내어진다. 여기서  $W_r$ 은 유체의 평균속도이다.  $Cr$ 은 원관유동에서는 64이나 유로와 단면의 형상에 따라 변한다. <sup>(1)</sup>

따라서 라디에터에서의 압력강하는

$$\Delta P_r = f_r \frac{\rho_r}{D_h} \frac{W_r^2}{2} d\lambda \quad (19)$$

이다. 여기서  $\lambda$ 는 라디에터 절연면 길이이고  $\rho_r$ 은 라디에터내 가스의 밀도이다.

### 2.2.2. 내벽면의 열전달 계수

라디에터 내부에서의 등가직경을 갖는 채널유동에서 벽면에 거칠기가 있는 유동으로 간주한다. 이때 벽면과 가스사이의 열전달계수<sup>(5)</sup>는

$$Nu_m = 0.629 f \left( \frac{\epsilon}{D_h} \right) Re_h^{0.2} (GrPr)^{0.1} Pr^{0.2} \quad (20)$$

로 계산한다.

이 식에서  $\epsilon$ 는 코아벽면의 등가거칠기이며 매끄러운 벽면인 경우  $f$ 를 1로 하여 계산한다. 식(20)에서  $Re_h$ 는 관로의 등가직경으로 계산한 레이놀즈수이며  $Gr$ 은 식(21)로 정의되는  $Gr$ 은 식(21)로 정의되는 Grashof수이다.

$$Gr = \frac{\beta g D_h^3 \Delta T_{gs}}{\nu^2} \quad (21)$$

여기서  $\Delta T_{gs}$ 는 가스와 절연면 사이의 온도차이다.

### 2.2.3 외벽면의 열전달계수

라디에터 외벽면에서 공기와 라디에터 벽면 사이

의 열전달은 수직벽에서의 자연대류 열전달식인<sup>(16)</sup>

$$\text{층류} : Nu_m = 0.508 Pr^{0.5} (0.952 + Pr)^{-0.25} Gr_x^{0.25} \quad (22)$$

$$\text{난류} : h = 0.95 (\Delta T)^{1.3} \quad (23)$$

를 적용한다. 이 식에서 Grashof수는

$$Gr = \frac{\beta g X^3 \Delta T_{gs}}{\nu^2} \quad (24)$$

로 정의된다. 여기서 X는 라디에터에서 최하단으로부터 상방향으로의 거리이다. 한편, 양쪽이 라디에터 벽으로 둘러싸인 유로에서의 열전달은 역시 식(20)으로 나타낼 수 있다.

### 2.2.4 라디에터의 에너지평형식

라디에터의 열전달을 해석하기 위해서 앞에서 제시한 라디에터 내의벽면의 열전달계수를 이용하여 에너지평형식을 풀어야 한다. 가스쪽과 공기쪽 유동의 에너지평형식을 세워보면

$$\frac{dT_g}{dx} = \left( \frac{U_{ga} L_p (T_g - T_a)}{\rho_g C_{pg} A_g W_g} \right)_1 + \left( \frac{U_{ga} L_p (T_g - T_a)}{\rho_g C_{pg} A_g W_g} \right)_2 \quad (25)$$

$$\frac{dT_a}{dx} = \left( \frac{U_{ga} L_{pa} (T_g - T_a)}{\rho_g C_{pa} A_a W_a} \right)_1 + \left( \frac{U_{ga} L_{pa} (T_g - T_a)}{\rho_g C_{pa} A_a W_a} \right)_2 \quad (26)$$

이 된다. 위 식들에서 하첨자 1은 좌측벽면, 하첨자 2는 우측벽면을 나타낸다.  $L_{pa}$ 는 공기가 흐르는 유로 한단면의 페리미터이다. 식(25), (26)에서  $U_{ga}$ 는 벽면의 등가열관류율로 다음의 식으로 계산한다.

$$U_{ga} = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_a} \frac{L_{pg}}{L_{pa}} + \frac{\delta_s}{k_s}} \quad (27)$$

위 식에서  $L_{pg}$ 는 가스가 흐르는 유로의 페리미터이고  $\delta_s$ 는 벽면의 두께,  $k_s$ 는 벽면의 열전도계수이다. 식(27)에서 공기측과 가스측의 오염을 적다고 생각하여 오염계수는 무시하였다.

### 2.3 변압기 열성능해석

본 연구에서 해석하려는 공냉식 변압기의 형상은 Fig. 4, Fig. 5와 같다. Fig. 4는 정면도를 나타내고 Fig. 5는 평면도를 나타낸다. 변압기 내부는 1차코일, 2차코일, 절연재와 End Filer로 구성되어 있다. 변압기시스템의 냉각성능해석에서 변압기 내

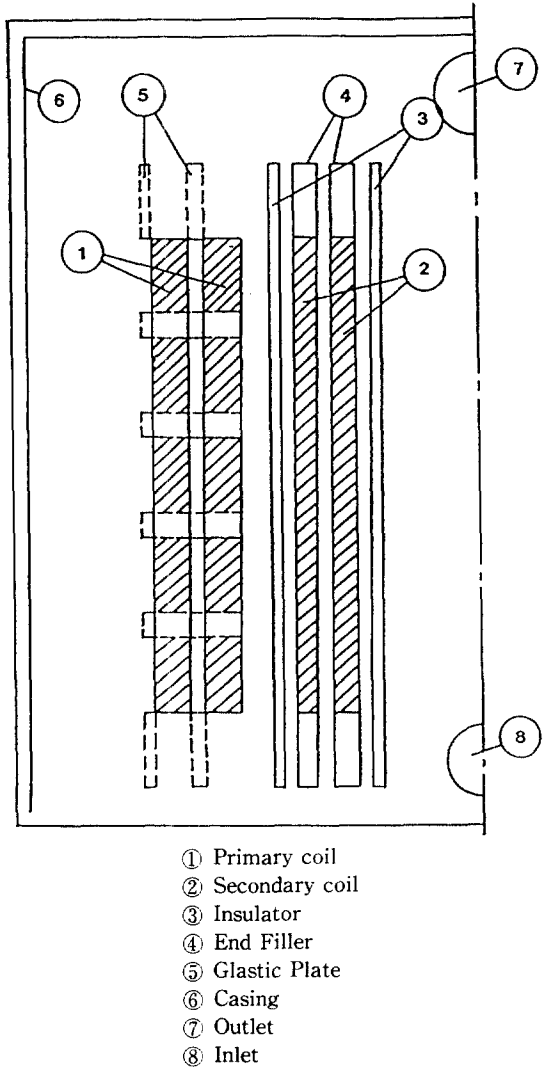


Fig. 4 Front view of transformer

부에서의 자연대류유동과 열전달의 정확한 해석은 대단히 중요하다. 전산유체역학등을 사용하여 정확한 해석을 할 수도 있으나 전산시간과 전산기 용량이 너무 많이 들기 때문에 실용성이 없다. 따라서 이보다 정확성이 떨어지나 해석이 편리한 1차원 유동해석과 열전달해석이 바람직하다. 1차원 유동해석과 열전달해석에서는 유동의 평균속도와 열전달계수를 한 유동단면에 대해서 일정하다고 가정하는 방법이다.

본 연구에서는 변압기내 유로를 장애물이 있는 2중동심원관 유동으로 간주하여 등가수력직경의 개

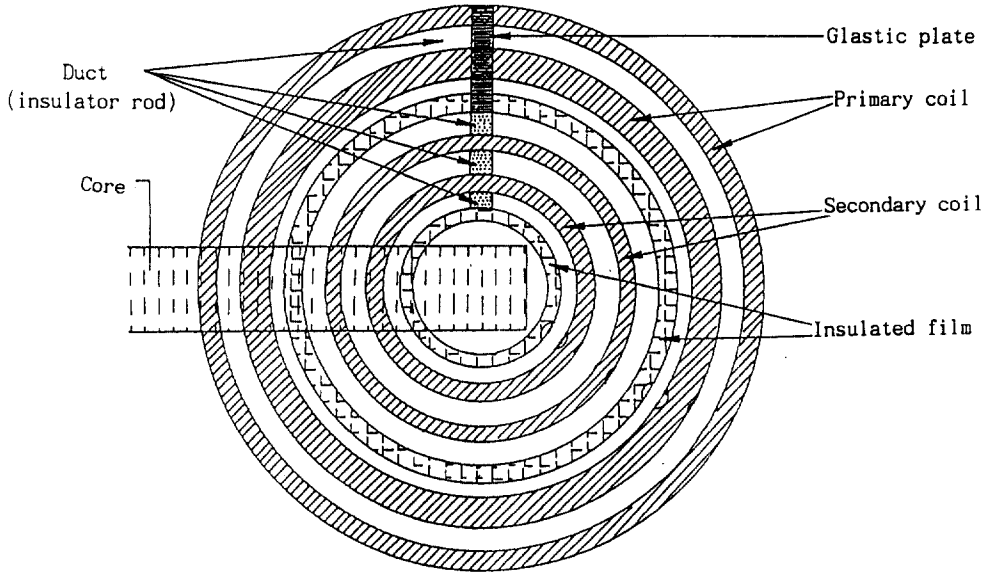


Fig. 5 Plane view of transformer

념을 도입하여 해석하였다.

2.3.1. 장애물이 있는 2중동심원관의 유동해석  
장애물이 주기적으로 있는 2중동심원관에서

- 장애물의 유로단면적 :  $A_b$
- 장애물의 수 :  $N_b$
- 2중동심원관 단면적 :  $A_a$
- 2중동심원관 길이 :  $L_a$
- 유동 평균 속도 :  $V_t$

라 하자. 장애물의 존재는 유동의 압력강하를 증가시킨다. 장애물의 형상이 Fig. 6과 같을 때, 장애물에 의한 등가 압력구배를  $(\frac{dP}{dx})_b$ 라 하면 장애물에 의한 힘의 평형식은

$$\left(\frac{dP}{dx}\right)_b A_a L_a V_t = \frac{1}{2} C_D \rho_g A_b V_t^2 N_b \quad (28)$$

따라서

$$\left(\frac{dP}{dx}\right)_b = \frac{1}{2} C_D \rho_g \left(\frac{A_b N_b}{A_a}\right) \frac{V_t^2}{L_a} \quad (29)$$

여기서  $C_D$ 는 장애물의 항력계수이다. 유로의 총압력구배는

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dx} &= f \rho_g \frac{V_t^2}{2D_H} + \frac{1}{2} C_D \rho_g \frac{A_b N_b}{A_a} \frac{V_t^2}{L_a} - \gamma_g \\ &= \rho_g \left(f + C_D \frac{A_b N_b D_H}{A_a L_a}\right) \frac{V_t^2}{2D_H} - \gamma_g \quad (30) \end{aligned}$$

이 된다. 따라서 장애물에 의한 등가마찰계수가  $f_b$ 라 하면

$$f_b = C_D \frac{A_b N_b D_H}{A_a L_a} \quad (31)$$

이 되고 총등가마찰계수는

$$f_e = f + f_b \quad (32)$$

가 되어

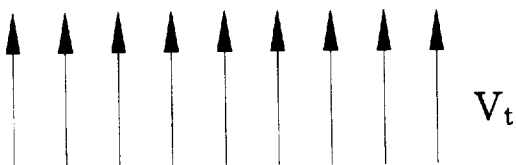
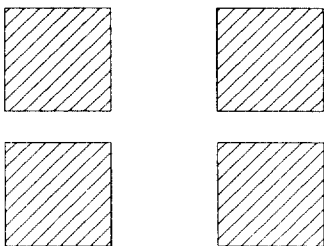


Fig. 6 Channel with blockages

$$\frac{dP}{dx} = \rho g f \epsilon \frac{V_t^2}{2D_H} - \gamma_s \quad (33)$$

이 된다.

### 2.3.2 한쪽벽면이 가열되는 평행평판 유동에서의 마찰계수

양쪽 벽면이 가열되는 2중동심원관의 마찰계수는 층류유동인 경우

$$f = \frac{96}{Re_s} \quad (34)$$

난류유동인 경우

$$f = \frac{0.316}{Re_s^{0.25}} \quad (35)$$

로 계산하면 된다. 그러나 한쪽 벽면만이 가열되어 발생하는 자연대류인 경우 마찰계수는 달라질 것이다.

유동이 완전 발달되었다고 가정하고 적분방정식을 사용하여 마찰계수를 구하면

$$f = \frac{3.16}{Re_s^{1/4}} \quad (36)$$

이 얻어진다.

### 2.3.3 한쪽 벽면이 가열되는 평행평판 유동에서 열전달계수

층류유동인 경우 온도분포를 적분방정식으로 해석하여 누셀트수를 계산하여 다음의 결과를 얻었다.<sup>(3)</sup>

$$Nu = \frac{10}{3} \quad (37)$$

### 2.3.4 난류유동

난류유동인 경우 Reynolds의 유추를 사용하여 벽면의 열전달계수를 계산한다. 확장된 Reynolds 유추는<sup>(7)</sup> 다음과 같다.

$$St = \frac{1}{2} (f + f_b) Pr^{-2/3} = \frac{h}{\rho c U} \quad (38)$$

따라서 누셀트수는

$$Nu_{DH} = \frac{1}{2} (f + f_b) Pr^{1/3} Re_{DH} \quad (39)$$

이 된다. 여기서  $f$ 와  $Re_{DH}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$f = 0.045 \left[ \frac{\nu}{U\delta} \right]^{1/4} = \frac{0.0535}{Re_{DH}} \quad (40)$$

$$f_b = 0.021 C_D \frac{A_b N_b D_H}{A_a L_a} \quad (41)$$

$$Re_{DH} = \frac{UD_H \rho}{\mu} \quad (42)$$

이다. 양면이 모두 가열되는 경우의 누셀트수 계산에서는 식(40), (42)에서 레이놀즈수 계산시  $U$ 를 평균속도  $V$ 로 고치고 식(40)의 상수 0.0535를 0.316, 식(41)의 상수 0.021을 1로 고쳐 계산하면 된다.

### 2.3.5 코일의 열전도해석

Fig. 7에서와 같이, 2중동심원관 사이의 변압기 코아의 내반경을  $R_{1m}$ , 외반경을  $R_{2m}$ , 단위체적당 발열율을  $q_c$  ( $W/m^3$ ), 코아의 등가열전도계수를  $k_c$  ( $W/^\circ C m$ ), 코아의 등가열전달계수를  $h_{w1}$  ( $W/m^2^\circ C$ ), 외벽면의 열전달계수를  $h_{w2}$  ( $W/m^2^\circ C$ ), 내부유동의 단면평균온도를  $T_{g1}(x)$  ( $^\circ C$ ), 외부유동의 단면평균온도를  $T_{g2}(x)$  ( $^\circ C$ ), 내벽면의 전열율을  $q_{w1}'$  ( $W/m^2$ ), 외벽면의 열전열율을  $q_{w2}''$  ( $W/m^2$ )이라 하자.

코일은 전체적에 걸쳐서 등가열전도계수가  $k_c$ 로 일정하다고 가정하고 문제를 간단하게 하기 위해서 열전도는 반경방향으로만 있고 축방향 열전도는 무시한다. 이와 같은 가정을 쓸 경우 코일의 열전도 방정식은

$$k_c \frac{1}{r} \frac{d^2(rT)}{dr^2} + \dot{q}_c = 0 \quad (43)$$

식(43)을 두번 적분하면

$$T_{w1} = \frac{q_c R_1^2}{4k_c} + C_1 \ln R_1 + C_2 \quad (44)$$

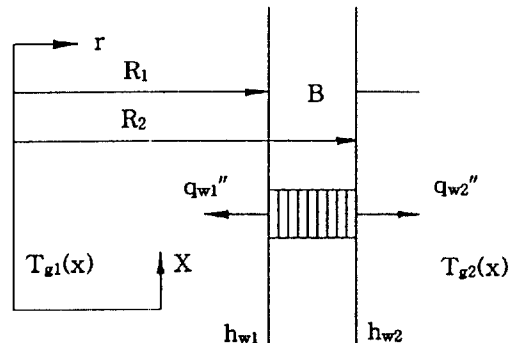


Fig. 7 Section of coil

이 얻어진다.

$r = R_1$ 에서의 경계조건

$$\dot{q}_{w1}'' = k_c \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R_1} = h_{w1} (T_{w1} - T_{g1}) \quad (45)$$

와  $r = R_2$ 에서의 경계조건

$$\dot{q}_{w2}'' = k_c \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R_2} = h_{w2} (T_{w2} - T_{g2}) \quad (46)$$

을 식(44)에 대입하여 정리하면  $C_1$ ,  $C_2$ 가 다음과 같이 얻어진다.

$$C_1 = \frac{T_{g1} - T_{g2} + \frac{\dot{q}_c (R_1^2 - R_2^2)}{4k_c} - \frac{\dot{q}_c}{2} \left( \frac{R_1}{h_{w1}} + \frac{R_2}{h_{w2}} \right)}{\ln \frac{R_1}{R_2} - k_c \left( \frac{1}{R_1 h_{w1}} + \frac{1}{R_2 h_{w2}} \right)} \quad (47)$$

$$C_2 = \frac{\left[ h_{w1} \ln R_1 - \frac{k_c}{R_1} \right] \left[ h_{w2} (T_{g2} + \frac{\dot{q}_c R_2^2}{4k_c}) + \frac{\dot{q}_c R_2}{2} \right]}{h_{w1} h_{w2} \left[ \ln \frac{R_1}{R_2} - k_c \left( \frac{1}{R_1 h_{w1}} + \frac{1}{R_2 h_{w2}} \right) \right]} \\ \frac{\left[ h_{w2} \ln R_2 + \frac{k_c}{R_2} \right] \left[ h_{w1} (T_{g1} + \frac{\dot{q}_c R_1^2}{4k_c}) \right]}{\quad} \quad (48)$$

한편 최대온도가 일어나는  $r$ 은 식(44)를 미분하여 0으로 놓으면 구해진다.

$$0 = -\frac{q_c R^{*2}}{2k_c} + C_1 \\ \therefore R^* = \sqrt{\frac{2k_c C_1}{q_c}} \quad (49)$$

최대온도는

$$T_{\max} = \frac{q_c R^{*2}}{4k_c} + C_1 \ln R^* + C_2 \\ = C_1 (\ln R^* - 0.5) + C_2 \quad (50)$$

이 된다.  $C_1$ ,  $C_2$ 가  $T_{g1}(x)$ ,  $T_{g2}(x)$ 의 함수이므로  $T_{\max}$ 는  $T_{g1}(x)$ ,  $T_{g2}(x)$ 의 함수가 되어  $T_{\max}$ 도  $x$ 의 함수가 된다.

### 2.3.6 변압기 유동의 열평형 방정식

식(33)을 해석하여 변압기 유로에서의 압력강하를 계산하기 위해서는 벽면으로부터의 열전달을 고려한 유로의 열평형방정식을 해석하여야 한다.

Fig. 8은 2중동심원관 변압기 유로에 길이  $dx$ 인 검사체적을 두고 열평형식을 세우기 위한 그림이다. 유체의 평균속도가  $V_t$ , 밀도를  $\rho_g$ 라고 하면

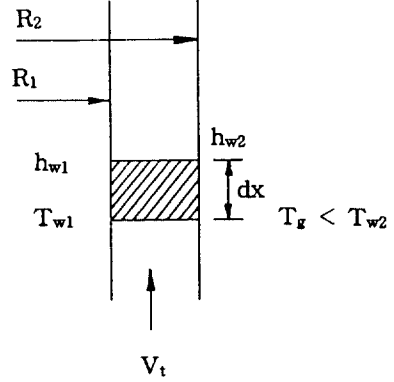


Fig. 8 Heat balance at the flow passage of transformer.

$$\therefore \frac{dT_g}{dx} = \frac{2[R_1 h_{w1} (T_{w1} - T_g) + R_2 h_{w2} (T_{w2} - T_g)]}{\rho_g C_{pg} (R_2^2 - R_1^2) V_t} \quad (51)$$

$$= \frac{2[R_1 h_{w1} (T_{w1} - T_g) + R_2 h_{w2} (T_{w2} - T_g)]}{C_{pg} m_{gt} (R_2^2 - R_1^2) V_t} \quad (52)$$

식(52)에서 변압기 코아에서의 가스의 온도  $T_g$ 가 구해지면

$$P_g = \rho_g R T_g \quad (53)$$

에서 가스의 밀도를 계산하여 식(52)에 대입하여 변압기 유로에서의 유체속도를 계산한다.

### 2.4 변압기 냉각시스템의 열성능 전산시뮬레이션

변압기 냉각시스템은 변압기와 라디에타가 복합되어 있기 때문에 반복계산으로 해석한다. 계산하는 순서는 다음과 같다.

- (1) 먼저  $\Delta P_{1r}$  가정한다.
- (2) 변압기 각 유로의  $m_{gh}$ 를 가정하여 유로 입출구의 압력변화가 (1)에서 가정한  $\Delta P_{1r}$ 가 되게 조절한다.
- (3)  $\sum A_{ti} m_{gh} = m_g$ 을 식을 사용하여 총변압기 유량을 계산한다.
- (4)  $m_g$ 를 사용하여 냉각시스템 상부유로에서의 압력손실을 계산한다.
- (5) 라디에타 각 유로 입출구의 압력차가 같아지도록  $m_{gr}$ 을 결정하되  $\sum A_{rij} m_{gr} = m_g$ 의 조건을 만족시키도록 한다.
- (6) 냉각시스템 하부유로에서의 압력손실을 계산한다.



(7) 식(14)에 의해서  $\sum \Delta P$ 가 0이 되는지 검토한다. 이 값이 0이 되지 않을 경우  $\Delta P_{14}$ 를 변화시켜 (1)~(7)과정을 반복한다.

2.5 시뮬레이션 내용

본 연구에서는  $SF_6$ 가스 냉각식 변압기의 냉각성능을 해석하기 위해서 전산프로그램을 작성하여 변압기 냉각시스템의 형태를 변화시키며 그 성능을 해석하였다. 냉각시스템의 기본 운전조건은 다음과 같다.

- 라디에타 높이 ( $H_R$ ) = 1.245 m
- 라디에타 Plate간격 ( $B_R$ ) = 50 mm
- 코아의 열발생율 ( $Q_C$ ) = 14316 W/m<sup>3</sup>
- 라디에타 Plate의 수 ( $N_p$ ) = 15

이다. 이 기준조건을 중심으로 라디에타 높이(상부 헤더 중심과 하부 헤더 중심 사이의 거리)를 1.0 m에서 1.75 m까지 라디에타 plate간격은 25 mm에서 100 mm까지 코일의 열발생율은 5000 W/m<sup>3</sup>에서 20,000 W/m<sup>3</sup>까지, 라디에타 plate의 수는 5~20까지 변화시키며 변압기의 냉각성능을 해석하여 냉각가스의 순환량, 변압기 코일의 최고온도, 라디에타와 변압기내에서 가스의 온도변화 등을 계산하였다.  $SF_6$  가스의 특성은 참고문헌 (1), (3)을 참고하였다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 9은 라디에타 단면형상을 유지시킨 상태에서 라디에타 높이를 변화시켰을 때 냉각가스의 순환량 변화와 코일의 최대온도를 나타낸다. 라디에타 높이가 약 1.0 m까지는 냉각가스의 순환량이 서서히 증가하다가 1.0 m보다 커지면 급속히 증가하지만 1.5 m보다 커지면 다시 그 상승구배가 둔화된다. 변압기 냉각시스템에서 순환력은 라디에타 높이에 비례하므로 라디에타 높이가 어느 이하로 떨어지면 변압기 냉각성능이 급격히 저하된다. 그러나 라디에타의 높이를 계속 증가시킨다고 해서 순환력이 계속 증가되는 것은 아니다. 순환력은 라디에타 출구 가스온도와 변압기 출구 온도차에 의해서 발생하는데 라디에타 높이를 증가시키는 것이 온도차가 직선적으로 증가하는 것은 아니기 때문이다. 그리고 라디에타 높이가 높아지면 유로의 저항력이 증가되어 순환을 방해하는 효과도 커진다

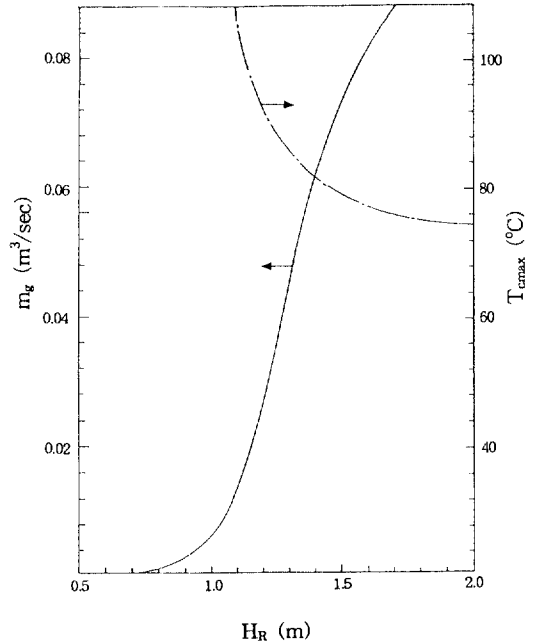


Fig. 9 Variation of circulating flowrate and maximum coil temperature with respect to the height of radiator.

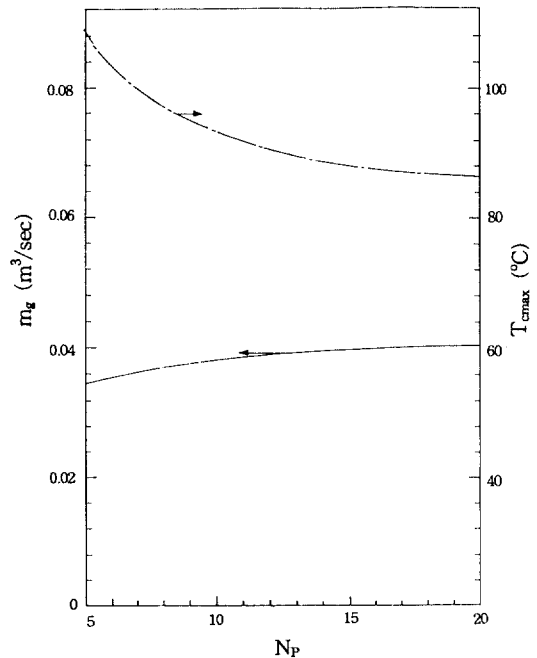


Fig. 10 Variation of circulating flowrate and maximum coil temperature with respect to the number of plates of radiator.

로  $H_R$ 이 1.5 m 이상에서 가스 순환력의 상승구배가 둔화된 것이다. 코아와 최대온도는 라디에타 높이가 증가함에 따라 급격히 감소하다가 역시  $H_R$ 이 1.5 m 이상에서는 그 감소구배가 둔화됨을 알 수 있다.

Fig. 10에서와 같이 라디에타 plate수의 변화에 따른 냉각가스 순환량과 코일 최대온도의 변화를 나타낸다. plate수가 증가되면 라디에타 유로 단면적이 넓어져서 유동저항이 적어지고 라디에타 입출구의 냉각가스 온도차가 커져서 순환력이 증가하게 된다. 그에 따라 코아 최대온도도 감소하게 된다. 이것은 plate수가 증가해도 라디에타 입출구의 냉각가스 온도차가 비례해서 증가하지는 못하기 때문이다.

Fig. 11은 변압기 코일에서 발생하는 열량의 변화에 따른 냉각가스 순환량과 코일 최대온도의 변화를 나타낸다. 열발생율이 증가함에 따라 순환유량은 조금 밖에 증가하지 않기 때문에 코아 최대온도는 급격히 상승하게 된다. 따라서 변압기 설계시 발생열량이 증가되면 라디에타 전열면적의 크기와 높이를 증가시킬 필요가 있다.

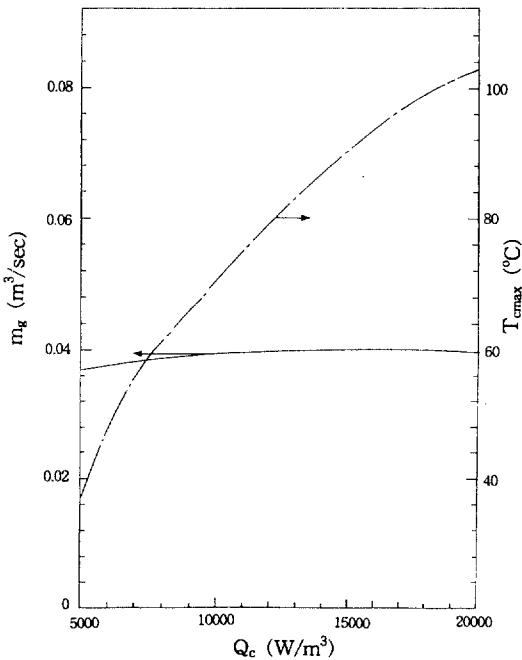


Fig. 11 Variation of circulating flowrate and maximum coil temperature with respect to the heat generation rate at core.

라디에타 plate 사이 간격의 변화에 따른 순환유량과 코아 최대온도의 변화는 Fig. 12에 나타나 있다. 이 그림은 plate사이 간격에는 순환유량을 최대로 하고 코아온도를 최저로 하는 최적간격이 존재함을 나타낸다. 본 연구대상 변압기 냉각시스템에서는 최적 plate간격이 약 60 mm임을 알 수 있다.

Fig. 13은 라디에타 높이에 따른 제 1차 코일

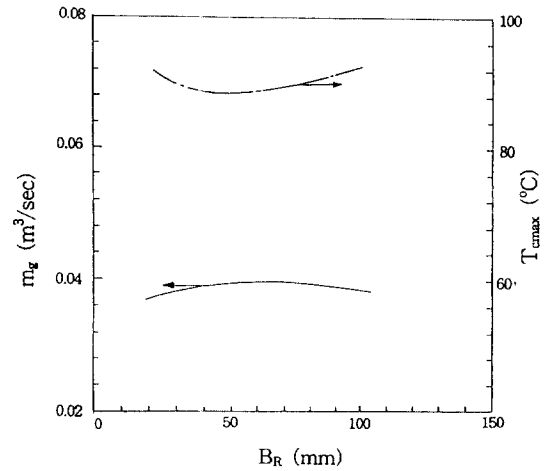


Fig. 12 Variation of circulating flowrate and maximum temperature of coil with respect to the inter-plates distance.

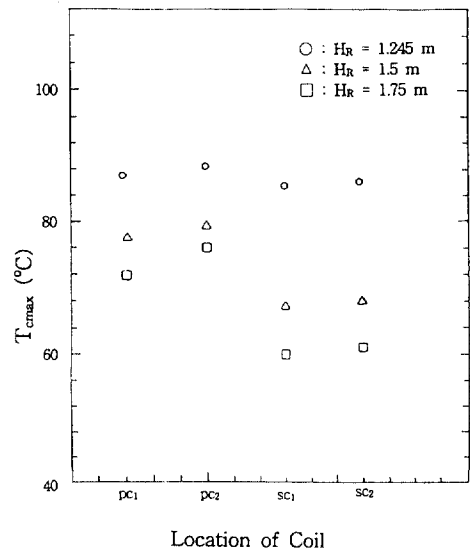


Fig. 13 Variation of maximum temperature of coil with respect to the height of radiator.

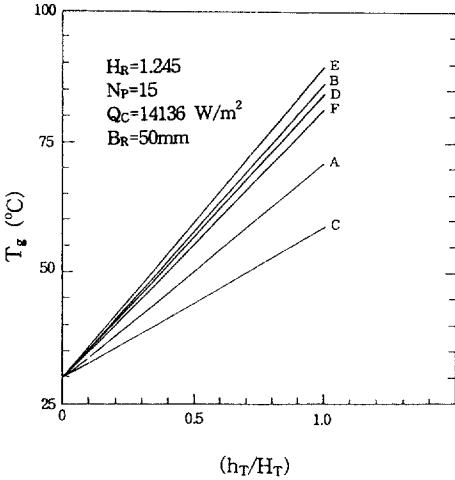


Fig. 14 Variation of gas temperature in the flow passage of core.

(PC<sub>1</sub>, PC<sub>2</sub>)와 제 2차 코일(SC<sub>1</sub>, SC<sub>2</sub>)의 최대온도의 변화를 나타낸다. 각 코일에서 냉각시스템 형상 변화에 따른 최대온도의 변화는 Fig. 9의 변화 경향과 일치한다. Fig. 13에 의하면 H<sub>R</sub>의 변화에 따라 최대온도의 변화가 큼을 알 수 있고 특히 제 2의 1차 코일(APC2)의 최대온도가 가장 높음을 알 수 있다.

변압기코아 내에서 냉각가스의 온도변화는 Fig. 14에 나타나 있는 바와 같이 A, B, C, D, E, F 각 유로에서의 냉각가스 온도는 입구에서는 일정하다가 각기 다른 구배로 직선적으로 증가한다. 온도가 직선적으로 증가하는 것은 코일에서 일정유의 열이 발생한다고 가정했기 때문이고 각 유로의 온도구배가 다른 것은 각 유로의 냉각가스 유량이 각각 다르기 때문이다.

Fig. 15는 라디에타 높이 변화에 따른 라디에타 주위로 흐르는 냉각공기 온도변화를 나타낸다. 이 그림에서 h<sub>R</sub>은 라디에타 밑면으로부터의 거리이다. 라디에타는 일종의 반류형 열교환기이다. 공기는 라디에타로부터 가열되어 상승운동을 하며 온도가 상승한다. 그러나 공기가 상승하여 냉각가스 유로상부 입구부쪽에 가까워지면 가스온도가 대단히 높으므로 열전달율이 증가하여 공기의 온도상승구배가 커진다.

그러나 H<sub>R</sub>이 1일때는 냉각가스의 순환량이 극히 적으므로 공기가 상승할 때 온도가 서서히 증가하다가 라디에타 상단에 이르러서야 급격히 상승한

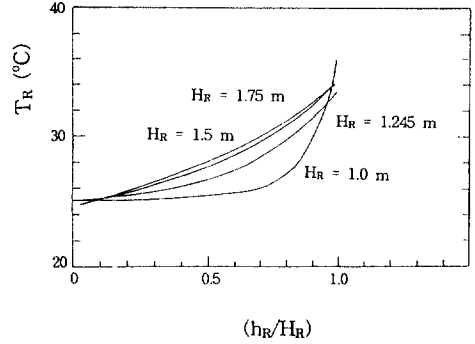


Fig. 15 Variation of cooling air around the radiator with respect to the height of radiator.

다. 이것은 냉각가스의 열용량율이 작기 때문이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 SF<sub>6</sub> 가스냉각변압기의 냉각시스템을 전산시뮬레이션하여 냉각시스템 형상변화에 따른 냉각성능 변화를 고찰하였다. 그 결과 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 가스냉각식변압기 냉각시스템 설계에서 순환량의 크기에 가장 큰 영향을 주는 것은 라디에타 높이이며 이 높이가 어느 값 이하로 떨어지면 변압기의 냉각성능이 급격히 감소한다.
- (2) 라디에타 plate수가 증가하면 냉각가스순환량은 약간 증가하나 코아 최대온도는 큰 감소가 있다.
- (3) 코아에서의 열발생율이 증가하면 코일 최대온도도 거의 비례적으로 증가한다. 이것은 열발생율의 증가에 따라 순환력이 비례해서 증가하지 않기 때문이다.
- (4) plate 사이 간격에는 순환력을 최대로 하고 코일온도를 최저로 하는 최적간격이 존재한다.

#### 참고문헌

- (1) 허창수 외, 1990, "전력기기의 CGI화를 위한 SF<sub>6</sub> GAS 변압기의 개발 연구," 한국전기연구보고서.
- (2) Gehart, P. M. and Gross, R. J., 1985, "Fundamentals of Fluid Mechanics," Addison-Wesley Co., pp. 184~185.
- (3) 허창수 외, 1991, "전력기기의 CGI화를 위한

- SF<sub>6</sub> GAS 변압기의 개발 연구," 한국전기연구소 보고서.
- (4) Gehart, P. M. and Gross, R. J., 1985, "Fundamentals of Fluids Mechanics," Addison-Wesley Co., pp. 439~445.
- (5) Karsai, K., Kerényi, D. and Kiss, L., 1987, "Large Power Transformers," Elsevier Co., pp. 451.
- (6) Ozisik, M. N., 1985, "Heat Transfer," McGraw-Hill Co., pp. 416~475.
- (7) Chapman, A. J., 1974, "Heat Transfer," Collier Macmillan International Ed., pp. 290~293.