

## 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 동적모델

한 도 영<sup>†</sup>, 노 희 전<sup>\*</sup>, 원 재 영<sup>\*\*</sup>

국민대학교 기계·자동차공학부, 국민대학교 기계공학과 대학원<sup>\*</sup>, 국민대학교 기계공학과 대학원<sup>\*\*</sup>

### Effective Dynamic Models of a Cooling System for the Main Transformer in a Tilting Train

Doyoung Han<sup>†</sup>, Heejeon Noh<sup>\*</sup>, Jaeyoung Won<sup>\*\*</sup>

**ABSTRACT:** In order to improve the efficiency of a main transformer in a tilting train, the optimal operation of a cooling system is necessary.

For the development of optimal control algorithms of a cooling system, mathematical models of a main transformer cooling system were developed. These include dynamic models of a main transformer, an oil pump, an oil cooler, a blower, and a pipe. Control algorithms for a blower and an oil pump were selected in order to identify the effectiveness of dynamic models.

A simulation program was developed by using the developed dynamic models and the selected control algorithms. Simulation results showed good predictions of dynamic behaviors of a main transformer cooling system. Therefore, dynamic models, which were developed in this study, may be effectively used to develop control algorithms of a main transformer cooling system.

**Key words:** Main transformer cooling system(주변압기 냉각 시스템), Dynamic models(동적 모델), Blower(송풍기), Oil cooler(오일냉각기), Oil pump(오일펌프), Control algorithm(제어 알고리즘)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $C$  : 유동 열용량 [ $J/K$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $J/kg\cdot K$ ]  
 $S$  : 제어신호  
 $s$  : 복소수

$\dot{m}$  : 유량 [ $kg/s$ ]  
 $\dot{Q}$  : 열전달률 [ $W$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총열전달계수 [ $W/m^2\cdot K$ ]

#### 1. 서론

기존선 고속화 과제를 통해 개발한 최고운행속도 200km/h 한국형 독자고유모델 중고속 틸팅열차의 구성요소 중에서, 전기 수송 효율을 위해 고전압으로 공급된 전압을 틸팅열차에 필요한 저

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839

E-mail address [dyhan@kookmin.ac.kr](mailto:dyhan@kookmin.ac.kr)

전압으로 변전하기 위한 주변압기가 설치되어 있다. 변압과정에서 발생하는 손실은 주변압기 내부로 흐르는 오일에 전달되며 고온의 오일은 주변압기 냉각시스템에 보내져 냉각되어 순환된다. 하지만 기존의 주변압기 냉각시스템은 오일펌프와 송풍기를 최대속도로 가동시키면서 각종 계전기와 컨서베이터 등을 이용한 안전장치만 설치되어 있어 과도하게 에너지를 사용하고 있는 실정이다.<sup>(1)</sup> 이를 개선하기 위하여 주변압기의 전체 효율을 고려한 효율적인 냉각시스템의 운용이 필요하며 이를 위해 오일펌프와 송풍기의 효율적인 제어를 위한 알고리즘 개발이 요구된다. 냉각시스템의 제어알고리즘을 효과적으로 개발하기 위하여 주변압기 냉각시스템의 동적현상을 모사할 수 있는 수학적 모델이 사용될 수 있다.<sup>(2)</sup>

따라서 본 연구에서는 킬팅열차 주변압기 냉각시스템의 동적현상을 모사할 수 있는 동적모델을 개발한 후 제어알고리즘을 적용하여 동적모델의 유용성을 확인하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 킬팅열차 주변압기 냉각시스템

Fig. 1은 킬팅열차 주변압기 냉각시스템의 개략도를 보여준다. 그림에서와 같이 주변압기 냉각시스템은 송풍기, 오일쿨러, 오일펌프, 유류계전기, 주변압기 등으로 구성되어 있으며 주변압기에는 온도센서, 온도계전기, 압력완해밸브, 컨서베이터 등이 설치되어 있다.<sup>(1)</sup>

오일쿨러에는 알루미늄골판을 사용하여 소형화 및 경량화된 열교환기가 사용되었고 3상 유도전동기와 직결된 형태의 원심 축류형 송풍기가 사용되었다.

오일펌프에는 임펠러가 전동기의 회전자에 직결되어 있고 전동기의 고정자가 축방향

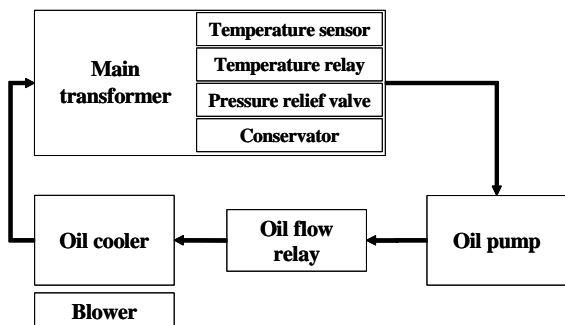


Fig. 1 Main transformer cooling system.

으로 대향하고 있으며 변압기유를 직접 순환시켜 전동기와 베어링의 급유가 별도로 요구되지 않는 펌프-전동기 일체형 펌프가 사용되었다.

주변압기에는 PT100Ω의 저항 온도 센서가 사용되었고 시스템을 보호하기 위해 100℃에 접점이 달리는 나선상의 바이메탈로 구성된 온도계전기가 설치되었다. 아크 가스발생 등으로 인한 이상압력 발생 시 가스와 오일을 외부로 방출하여 시스템을 보호할 수 있는 압력완해밸브가 사용되었고 오일의 팽창, 수축을 금속제 벨로우즈의 신축에 의해 흡수하여 주변압기 내부의 압력을 대기압으로 유지시킬 수 있는 컨서베이터와 오일유면계가 설치되었다.

## 3. 주변압기 냉각시스템의 동적모델

Fig. 2는 킬팅열차 냉각시스템의 제어선도를 보여준다. 그림에서 보듯이 킬팅열차 냉각시스템을 효과적으로 제어하기 위해서 오일펌프와 송풍기의 제어알고리즘이 필요하며<sup>(3, 4)</sup> 이를 개발하기 위하여 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기 및 파이프로 구성된 주변압기 냉각시스템의 동적모델 개발이 요구된다.<sup>(5)</sup>

### 3.1 주변압기

주변압기의 1차권선에서 2차권선으로 변압하는 과정에서 식(1)과 같은 열  $\dot{Q}_{mtr}$  이 발생되며

$$\dot{Q}_{mtr} = \dot{Q}_{mtr, max} S_{mtr} \quad (1)$$

여기서  $\dot{Q}_{mtr, max}$  는 주변압기 최대 열발생율,  $S_{mtr}$  은 0~1 사이의 주변압기 가동율을 의미한다. 발생된 열은 주변압기를 흐르고 있는 오일에 의해 흡수

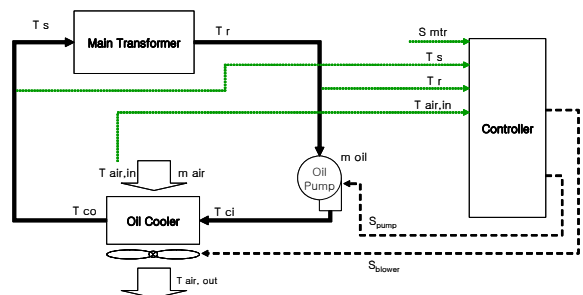


Fig. 2 Control diagram of a cooling system.

되므로 단류 열교환 형태로 가정하였으며 열교환 해석을 위하여  $\varepsilon$ - $NTU$ 법 (Effectiveness-number of transfer unit method)을 사용하였다.<sup>(6)</sup>

주변압기의 전달단위수  $N_{tu}$ 와 유용도  $\varepsilon$ 은 식(2), 식(3)에서 계산하며 주변압기 출구 오일의 온도  $T_r$ 은 식(4)와 같이 계산할 수 있다.

$$N_{tu} = \frac{(U_{mtr} \times A_{mtr})}{C_{oil}} \quad (2)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-N_{tu}) \quad (3)$$

$$T_r = \frac{\varepsilon \times \dot{Q}_{mtr}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \times \frac{e^{-\tau_{d,mtr}S}}{\tau_{mtr}S + 1} + T_s \quad (4)$$

여기서  $U_{mtr}$ 은 주변압기 권선의 총열전달계수,  $A_{mtr}$ 은 주변압기 권선의 전열면적,  $C_{oil}$ 은 오일의 유동열용량을 의미하며  $T_s$ 는 주변압기로 유입되는 오일 온도,  $\dot{m}_{oil}$ 은 오일유량,  $c_{p,oil}$ 은 오일의 정압비열,  $\tau_{d,mtr}$ 과  $\tau_{mtr}$ 은 온도변화에 대한 주변압기의 시간지연과 시상수를 의미한다.

### 3.2 오일펌프

오일펌프로부터 발생된 열  $\dot{Q}_{pump}$ 는 식(5)를 사용하여 계산할 수 있으며

$$\dot{Q}_{pump} = \dot{Q}_{pump,max} S_{pump} \quad (5)$$

여기서  $\dot{Q}_{pump,max}$ 는 오일펌프에서의 최대 열발생율,  $S_{pump}$ 는 0~1의 오일펌프 가동율을 의미한다. 오일펌프 출구오일의 온도  $T_{ci}$ 는 식(6)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$T_{ci} = \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump,oil}S}}{\tau_{pump,oil}S + 1} + T_r \quad (6)$$

여기서  $\tau_{d,pump,oil}$ 와  $\tau_{pump,oil}$ 는 온도변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수를 의미한다.

오일펌프의 오일유량  $\dot{m}_{oil}$ 은 펌프특성을 사용하여 식(7)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{oil,max} S_{pump} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump}S}}{\tau_{pump}S + 1} \quad (7)$$

여기서  $\dot{m}_{oil,max}$ 는 오일 최대유량을 의미하고,  $\tau_{d,pump}$ 와  $\tau_{pump}$ 는 오일 유량변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수를 의미한다.

### 3.3 오일쿨러

오일쿨러의 정적상태에서의 열교환 해석을 위하여  $\varepsilon$ - $NTU$ 법을 사용하였다. 오일쿨러의 용량비  $R_C$ 는 식(8)로부터 계산하고 전달단위수  $N_{tu}$ 는 식(9)에서 계산하며 유용도  $\varepsilon$ 는 혼합되지 않는 직교류 열교환기로 가정하여 식(10)으로부터 계산한다.<sup>(7)</sup>

$$R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\leq 1) \quad (8)$$

$$N_{tu} = \frac{(U_{cooler} \times A_{cooler})}{C_{min}} \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{N_{tu}^{0.22}}{R_C} \times (\exp(-R_C \times N_{tu}^{0.78}) - 1)\right] \quad (10)$$

여기서  $U_{cooler}$ 는 오일쿨러의 총열전달계수,  $A_{cooler}$ 는 오일쿨러의 열교환기 전열면적을 의미하며,  $C_{max}$ 는 오일과 공기 중 높은 열용량 값,  $C_{min}$ 은 두 유체 중 낮은 열용량 값을 나타낸다. 오일쿨러로 유입되는 오일은 송풍기를 통하여 유입되는 외부공기와 열교환한다. 정상상태에서의 오일쿨러 출구온도  $T_{co,s}$ 는 식(11)에서 계산할 수 있고, 배출되는 공기의 온도  $T_{air,out,s}$ 는 식(12)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co,s} = T_{ci} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{oil}} \right] \quad (11)$$

$$T_{air,out,s} = T_{air,in} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{air}} \right] \quad (12)$$

여기서  $T_{air, in}$ 은 송풍기로 유입되는 공기의 온도,  $C_{air}$ 는 공기의 유동열용량을 의미한다.

동적상태에서의 오일쿨러 출구온도  $T_{co}$ 와 배출되는 공기온도  $T_{air, out}$ 은 식(13)과 식(14)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co} = (T_{co, s} - T_{ci}) \times \frac{e^{-\tau_{d, cooler} S}}{\tau_{cooler} S + 1} + T_{ci} \quad (13)$$

$$T_{air, out} = (T_{air, out, s} - T_{air, in}) \times \frac{e^{-\tau_{d, air} S}}{\tau_{air} S + 1} + T_{air, in} \quad (14)$$

여기서  $\tau_{d, cooler}$ 와  $\tau_{cooler}$ 는 오일온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수를 의미하고,  $\tau_{d, air}$ 와  $\tau_{air}$ 는 공기온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수를 의미한다.

### 3.4 송풍기

송풍기의 공기유량  $\dot{m}_{air}$ 는 송풍기 특성을 사용하여 식(15)로 부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air, max} S_{blower} \times \frac{e^{-\tau_{d, blower} S}}{\tau_{blower} S + 1} \quad (15)$$

여기서  $\dot{m}_{air, max}$ 는 최대공기유량,  $S_{blower}$ 는 송풍기 가동율,  $\tau_{d, blower}$ 와  $\tau_{blower}$ 는 공기의 유량변화에 대한 송풍기의 시간지연과 시상수를 의미한다.

### 3.5 파이프

오일쿨러에서 배출되는 오일의 온도  $T_{co}$ 는 파이프를 지나면서 주변압기로 유입되는 오일의 온도  $T_s$ 가 된다. 파이프의 특성을 사용하여 식(16), 식(17)로부터 계산할 수 있으며

$$T_s = T_{co} \times e^{-\tau_{d, pipe} S} \quad (16)$$

$$\tau_{d, pipe} = \frac{\ell_{pipe} \times A_{pipe} \times \rho_{oil}}{\dot{m}_{oil}} \quad (17)$$

여기서  $\tau_{d, pipe}$ 는 파이프에서의 시간지연,  $\ell_{pipe}$ 은 관의 길이,  $A_{pipe}$ 는 관의 단면적,  $\rho_{oil}$ 은 오일의 밀도를 의미한다.

## 4. 주변압기 유입오일 제어알고리즘

개발된 동적모델의 주변압기 유입오일 제어알고리즘 개발을 위한 유효성을 확인하기 위하여 주변압기 유입오일의 온도를 설정하는 온도설정 알고리즘과 송풍기, 오일펌프의 제어알고리즘으로 구성된 온도제어 알고리즘을 사용하였다.

### 4.1 온도설정 알고리즘

주변압기 유입오일 온도는 주변압기 가동률  $S_{mtr}$ 과 실외공기온도  $T_{air, in}$ 에 의해 식(18)과 같이 설정할 수 있으며

$$T_{set} = T_{air, in} + aS_{mtr} + b \quad (18)$$

여기서  $T_{set}$ 은 주변압기 유입오일 설정온도,  $a$ 와  $b$ 는 상수로써 22와 13을 선택하였다.

### 4.2 온도제어 알고리즘

주변압기로 유입되는 오일의 온도를 설정온도로 유지시키기 위한 송풍기 제어알고리즘으로 식(19)와 같은 비례적분제어를 이용하였으며<sup>(8)</sup>

$$S_{blower} = K_{p, blower} e(t) + K_{i, blower} \int e(t) dt \quad (19)$$

여기서  $e(t)$ 는 주변압기로 유입되는 오일의 설정온도와의 편차를 의미한다. 송풍기의 비례계인  $K_{p, blower}$ 와 적분계인  $K_{i, blower}$ 로 0.0018와  $9 \times 10^{-8}$ 를 선정하였고 데드밴드로  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 를 사용하였다.

주변압기의 권선에서 발생된 열을 오일쿨러에 효율적으로 전달하기 위한 오일펌프 제어알고리즘으로 식(20)과 같은 비례적분제어를 이용하였으며

$$S_{pump} = K_{p, pump} e(t) + K_{i, pump} \int e(t) dt \quad (20)$$

여기서 펌프의 비례계인  $K_{p, pump}$ 와 적분계인  $K_{i, pump}$ 로 0.002와  $1 \times 10^{-6}$ 을 선정하였고 데드밴드로  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 를 사용하였다.

## 5. 동적모델의 성능분석

개발된 동적모델을 사용하여 제어알고리즘의 제어성능을 확인하기 위하여 Table 1과 같은 시상수와 시간지연을 사용하였고, Table 2와 같은 열전달률, 유량, 전열면적, 총열전달계수를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 1 Dynamic data used for a simulation

		$\tau$	$\tau_d$
$\dot{m}$	Blower	1	1
	Oil pump	2	1
T	Oil cooler	8	2
	Oil pump	2	1
	Main transformer	10	1
	Pipe	-	0.3

Table 2 Static data used for a simulation

Variables	Values
$\dot{Q}_{mtr, max}$	30,816 W
$\dot{Q}_{pump, max}$	264 W
$\dot{m}_{oil, max}$	2.85 kg/s
$\dot{m}_{air, max}$	16 kg/s
$A_{mtr}$	20 m <sup>2</sup>
$U_{mtr}$	350 W/m <sup>2</sup> · K
$A_{cooler}$	30 m <sup>2</sup>
$U_{cooler}$	90 W/m <sup>2</sup> · K
$A_{pipe}$	0.0314 m <sup>2</sup>
$\ell_{pipe}$	1.5 m

### 5.1 오일펌프와 송풍기의 속력에 따른 냉각시스템의 냉각성능

주변압기에 최대의 열  $\dot{Q}_{mtr, max}$ 가 발생되고 실외온도가  $26.2^\circ\text{C}$ 일 때 송풍기와 오일펌프의 속력에 따른 냉각시스템의 성능을 시뮬레이션하여 Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5에 나타내었다.

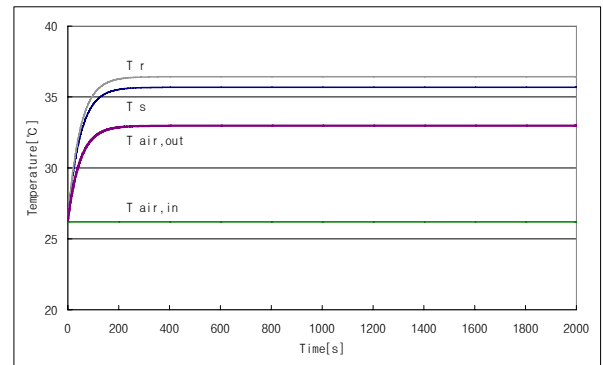


Fig. 3 Temperatures for the maximum speed of pump and blower.

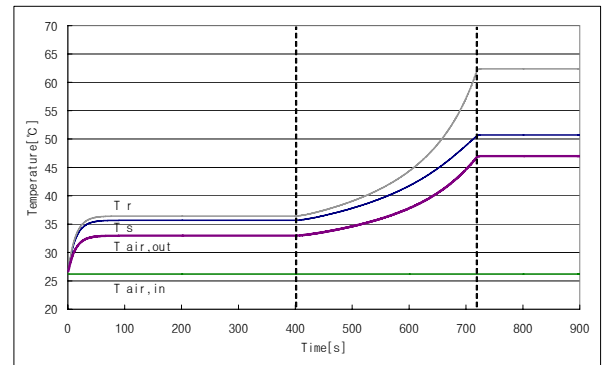


Fig. 4 Temperatures for various pump speeds.

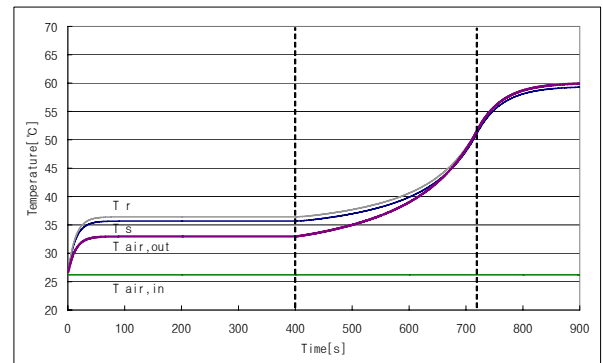


Fig. 5 Temperatures for various blower speeds.

Fig. 3은 오일펌프와 송풍기를 최대속력으로 가동했을 때의 냉각시스템의 오일과 공기의 입·출구온도를 보여준다. 그림에서 보듯이 초기 안정화 단계를 거친 후 오일의 입·출구온도차는 0.8℃이고 공기의 입·출구온도차는 6.8℃로 오일과 공기사이에 안정적으로 열교환이 이루어지는 것이 확인되었다.

Fig. 4는 오일펌프와 송풍기를 최대속력으로 가동하여 열교환이 안정된 후 400초부터 송풍기의 속력을 최대로 유지한 채 오일펌프의 속력을 100%에서 매 2초 마다 0.5% 감소시켜 720초 이후 20%로 유지될 때의 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 100% 오일펌프 가동 시에는 오일과 공기의 입·출구 온도차가 0.8℃, 6.8℃이었으나 오일펌프 속력이 감소함에 따라 점차 증가하여 20% 속력일 때에는 11.6℃, 20.8℃로 모두 증가함을 알 수 있었다.

Fig. 5는 오일펌프와 송풍기를 최대속력으로 가동한 후 400초부터 오일펌프를 최대속력으로 유지하면서 송풍기의 속력을 100%에서 매 2초마다 0.5%씩 감소시켜 720초 이후에 20%로 유지할 때의 결과를 보여주고 있다. 송풍기의 속력이 100%일 때에는 오일과 공기의 입·출구 온도차가 0.8℃, 6.8℃이었고, 송풍기 속력이 감소됨에 따라 오일의 입·출구 온도차는 조금씩 감소하고 공기의 입·출구 온도차는 점차 증가하여 송풍기의 속력이 20%로 가동될 때에는 오일과 공기의 입·출구 온도차는 0.6℃와 25.7℃로 공기의 입·출구 온도차가 크게 증가함을 알 수 있었다.

## 5.2 주변압기 유입오일 제어알고리즘의 제어성능

주변압기 유입오일 제어알고리즘의 제어성능을 개발된 동적모델을 통해 확인하기 위하여 시스템이 안정화된 300초 이후에 실외온도를 26.2℃로, 주변압기의 가동율  $S_{mtr}$ 을 식(21)과 같은 정현파로 가정한 후 Table 3과 같은 3개의 실험조건에서 시뮬레이션을 수행하였다.

$$S_{mtr} = 0.5, \quad 0 < t < 300 \quad (21)$$

$$S_{mtr} = 0.1 \times \sin\left(\frac{2\pi(t-300)}{2000}\right) + 0.5, \quad 300 \leq t$$

Table 3 Test conditions.

Test	Blower speed	Pump speed
Test 1	50% fixed	variable
Test 2	variable	50% fixed
Test 3	variable	variable

Test 1은 송풍기의 가동율을 50%로 고정하면서 주변압기 유입오일온도를 오일펌프 제어알고리즘에 의해 제어한 경우로써 Fig. 6은 오일펌프 제어알고리즘에 의해 제어된 결과를 보여주며 Fig. 7은 그때의 오일펌프 제어신호를 보여준다. 그림에서 보듯이 주변압기의 가동율  $S_{mtr}$ 이 정현파로 변화되었을 때 주변압기 유입오일온도  $T_s$ 는 온도설정 알고리즘에 의해 설정된 온도  $T_{set}$ 으로 적절하게 제어되었으며 펌프의 가동율  $S_{pump}$ 도 펌프 제어알고리즘에 의해 안정되게 제어되었다.

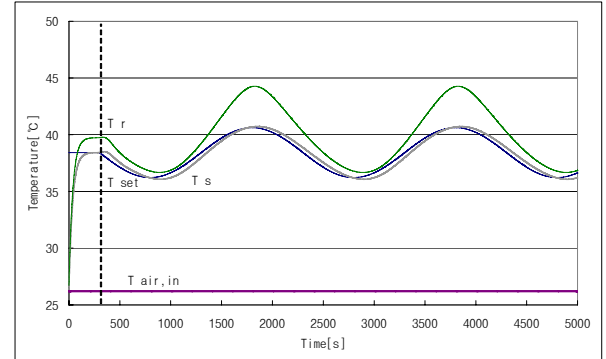


Fig. 6 Control results (Test 1).

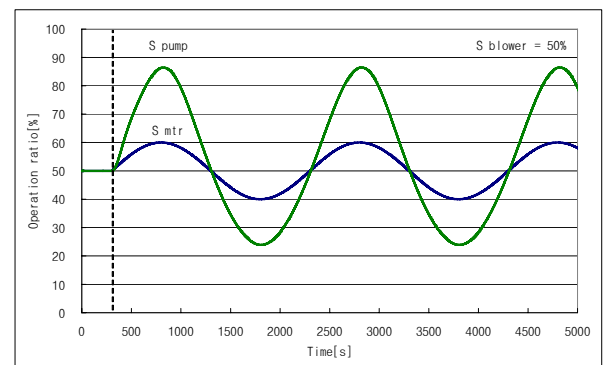


Fig. 7 Pump control signal (Test 1).

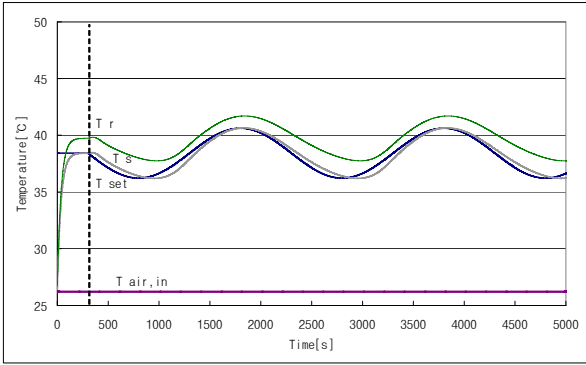


Fig. 8 Control results (Test 2).

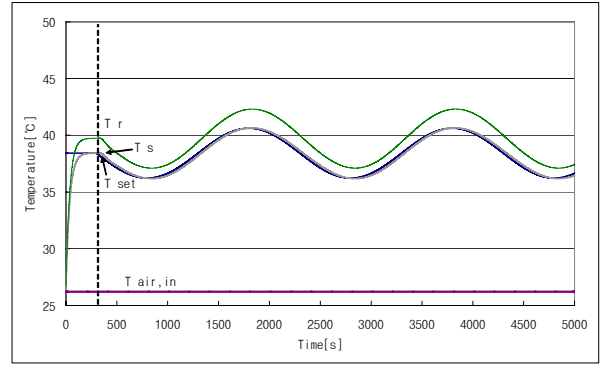


Fig. 10 Control results (Test 3).

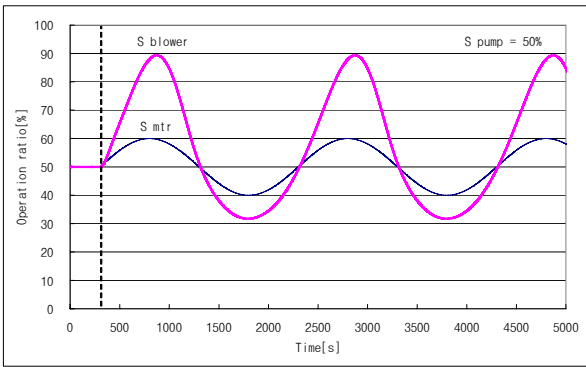


Fig. 9 Blower control signal (Test 2).

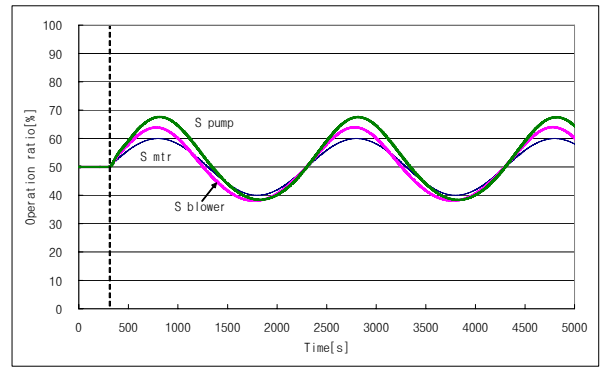


Fig. 11 Pump and blower control signal (Test 3).

Test 2는 오일펌프의 가동율을 50%로 고정하면서 주변압기 유입오일온도를 송풍기 제어알고리즘에 의해 제어한 경우로써 Fig. 8은 송풍기 제어알고리즘에 의해 제어된 결과를 보여주며 Fig. 9는 그때의 송풍기 제어신호를 보여준다. 그림에서 보듯이 주변압기의 가동율  $S_{mtr}$ 의 변화에 따라 주변압기 유입오일온도  $T_s$ 가 설정온도  $T_{set}$ 으로 적절히 제어되었으며 송풍기의 가동율  $S_{blower}$ 도 송풍기 제어알고리즘에 의해 안정되게 제어되었다.

Test 3은 오일펌프와 송풍기를 동시에 사용하여 제어한 경우로써 오일펌프 알고리즘과 송풍기 알고리즘에 의한 제어결과는 Fig. 10에 보여주고 있고 오일펌프와 송풍기의 제어신호는 Fig. 11에 보여준다. 그림에서 보듯이 주변압기의 가동율  $S_{mtr}$ 에 따라 주변압기 유입오일온도  $T_s$ 가 설정온도  $T_{set}$ 으로 적절히 제어되었으며 오일펌프의 가동율  $S_{pump}$ 와 송풍기의 가동율  $S_{blower}$ 도 안정되게 제어되었다. Test 1과 Test 2의 경우에 비해 Test 3에서는 주변압기 유입오일온도  $T_s$ 가 설정온도  $T_{set}$ 으로 상대적으로 빠르게 제어됨을 확인할 수 있었다.

## 7. 결론

틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 제어 알고리즘 개발을 위하여 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기, 파이프로 구성된 냉각시스템의 수학적 동적모델을 개발하였다.

동적모델의 성능을 확인하기 위하여 주변압기로 유입되는 오일의 온도를 설정하기 위한 온도 설정 알고리즘과, 설정된 온도로 제어하기 위한 온도제어 알고리즘으로 구성된 주변압기 유입오일 제어알고리즘을 선정하였다. 온도설정 알고리즘으로 주변압기의 가동율과 외기온도를 주변수로 한 알고리즘을 선택하였고 오일펌프 제어알고리즘과 송풍기 제어알고리즘으로 구성된 온도제어 알고리즘은 데드밴드를 갖는 비례적분 알고리즘을 선택하였다.

개발된 냉각시스템의 동적모델과 선정된 주변압기 유입오일 제어알고리즘을 사용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 동적모델의 성능을 확인하기 위하여 냉각시스템의 냉각성능시험과 제어알고리즘의 제어성능시험으로 구별하였으며

냉각시스템의 냉각성능시험은 펌프나 송풍기의 가동상태에 따라 시뮬레이션을 수행하였고 제어 알고리즘 제어성능시험은 송풍기와 펌프 제어 알고리즘의 적용 정도에 따라 3가지 경우로 구분하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 개발된 동적모델은 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 정적 및 동적현상을 적절히 묘사하였고 선정된 각종 알고리즘의 분석을 통해 제어알고리즘 개발에 효과적으로 사용할 수 있음을 확인하였다.

따라서, 본 연구에서 개발된 동적모델은 틸팅 열차 주변압기 냉각시스템의 제어알고리즘 개발을 위해 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

### 참고문헌

1. 2007, Technical development of propulsion system, Construction and transportation report, Woojin industrial systems Co., pp. 307-357.
2. Han, D., and Jang, K., 2006, Dynamic models and intelligent control algorithms for a CO<sub>2</sub> automotive air conditioning system, KSAE, Vol. 14, No. 4, pp. 49-58.
3. Han, D. and Park, K., 2006, A system operating algorithm for the effective operation of a multi-type air-conditioning system, SAREK, Vol. 18, No. 7, pp. 587-595.
4. Han, D. and Park, K., 2006, Fuzzy control algorithms for the compressor and the electronic expansion valve of a multi-type air-conditioning system using multiple input variables, SAREK, Vol. 18, No. 2, pp. 163-171.
5. Han, D., and Kim, S., 2007, Effective dynamic models for the development of control algorithms of a condensing gas boiler system, Proceedings of the SAREK, pp. 34-39.
6. Mills, A. F., 1999, Basic heat mass transfer, McGraw Hill, New York, pp. 621-646.
7. Stoecker, W. F., 1989, Design of thermal system, McGraw-Hill, pp. 80-142.
8. Gene F. F., 2002, Feedback control of dynamic systems, Prentice Hall, pp. 215-230.