

틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 온도설정알고리즘

한도영[†], 노희전^{*}, 원재영^{*}

국민대학교 기계·자동차공학부[†], 국민대학교 기계공학과 대학원^{*}

Temperature Setpoint Algorithm for the Cooling System of a Tilting Train Main Transformer

Doyoung Han[†], Heejeon Noh^{*}, Jaeyoung Won^{*}

ABSTRACT: In order to improve the efficiency of the main transformer in a tilting train, the optimal operation of a cooling system is necessary. For the development of the optimal control algorithm of a cooling system, the mathematical model of a main transformer cooling system was developed. This includes the dynamic model of a main transformer, an oil pump, an oil cooler and a blower.

The system algorithm of a cooling system, which consists of the temperature setpoint algorithm and the temperature control algorithm, was developed. Optimal oil temperatures of the inlet and the outlet of the main transformer were obtained by considering the total electric power consumption of the system. The oil inlet temperature was controlled by the blower and the oil outlet temperature was controlled by the oil pump.

A simulation program was developed by using the mathematical model and the system algorithm. Simulation results showed that the system algorithm developed from this study may be effectively used to control the main transformer cooling system in a tilting train.

Key words: Tilting train(틸팅열차), Main transformer(주변압기), Cooling system(냉각시스템), Mathematical model(수학적모델), Temperature setpoint algorithm(온도설정알고리즘), Temperature control algorithm(온도제어알고리즘)

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

국내에는 경부선, 호남선 등 13개의 노선으로 구성된 총 연장길이 2,500km이상의 철도망이 구축되어있다. 국내 철도의 고속화를 위하여 철도

[†] Corresponding author

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

E-mail address dyhan@kookmin.ac.kr

의 복선화, 전철화가 추진되고 있으며 또한 국내와 같이 기존선로에 곡선이 많은 경우 적은 투자로 큰 효과를 볼 수 있는 틸팅열차의 사용이 추진되고 있다. 가장 빠른 철도 운영을 위해서는 선로를 최대한 직선으로 만들어야 하지만 국토의 70% 이상이 산지인 국내에서 철로를 직선으로 건설하려면 많은 비용과 환경 파괴 등 여러 문제점이 야기되므로 이탈리아, 스웨덴, 일본 등과 비슷한 지형을 갖고 있는 국내에서도 틸팅열차의 중요성이 인정되고 있다.

이러한 틸팅열차를 추진하기 위하여 250kW급 3상 유도 전동기가 사용되며 효율적인 전기수송을 위해 고전압으로 공급된 전기를 틸팅열차에서 필요로 하는 저전압으로 변환하기 위한 주변압기가 설치되어 있다. 변압과정에서 발생하는 손실은 열에너지 형태로 주변압기 내부로 흐르는 냉각오일에 전달되고 냉각오일은 주변압기 냉각시스템에 의해 냉각되어 순환한다.⁽¹⁾ 하지만 기존의 주변압기 냉각시스템은 오일펌프와 송풍기를 최대 속도로 가동시켜 과도하게 에너지를 사용하고 있어 시스템 전체의 효율을 고려한 개선방안이 필요한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 동적현상을 모사할 수 있는 수학적모형을 개발한 후 이를 이용하여 시스템을 효율적으로 운용할 수 있는 시스템알고리즘을 개발하는 것을 목적으로 한다.

2. 냉각시스템의 수학적모형

Fig. 1은 틸팅열차 냉각시스템의 제어선도를 보여준다. 그림과 같이 틸팅열차 냉각시스템을 효과적으로 제어하기 위해서 오일펌프와 송풍기의 제어알고리즘이 필요하며^(2,3) 이를 개발하기 위하여 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기 등으로 구성된 주변압기 냉각시스템의 동적모형을 개발하였다.⁽⁴⁾

2.1 주변압기

주변압기의 1차 권선에서 2차 권선으로 변압하는 과정에서 발생한 열 \dot{Q}_{mtr} 는 식 (1), (2), (3)을 이용하여 계산할 수 있으며

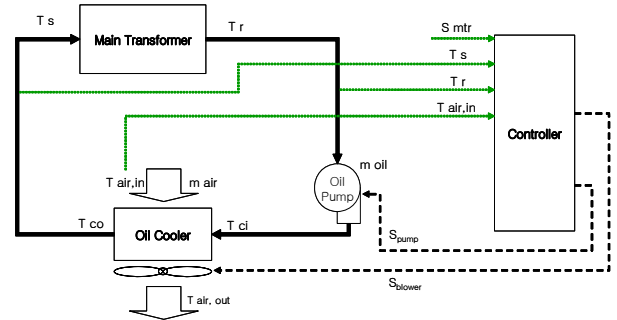


Fig. 1 Control diagram of a cooling system.

$$\dot{Q}_{mtr} = 0.5A(T_r + T_s) + B \quad (1)$$

$$A = 127.77S_{mtr}^2 + 13.227S_{mtr} \quad (2)$$

$$B = 34898S_{mtr}^2 + 3614.3S_{mtr} \quad (3)$$

여기서 T_s 과 T_r 은 주변압기의 입·출구 오일 온도를 의미하며 S_{mtr} 은 0 ~ 1 사이의 주변압기 가동율을 의미한다.

주변압기에 흐르고 있는 오일은 주변압기 내부에 발생한 열을 흡수하므로 단류 열교환 형태로 가정하여 $\epsilon-NTU$ 법 (Effectiveness-number of transfer unit method)을 사용하여 해석할 수 있다. 주변압기의 전달단위수 N_{tu} 와 유용도 ϵ 는 식 (4), 식 (5)에서 얻을 수 있으며 주변압기의 코일에서 발생하는 열 때문에 증가된 오일온도 T_{mtr} 은 식 (6)를 사용하여 계산할 수 있다.

$$N_{tu} = \frac{(U_{mtr} \times A_{mtr})}{C_{oil}} \quad (4)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-N_{tu}) \quad (5)$$

$$T_{mtr} = \frac{\epsilon \times \dot{Q}_{mtr}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \quad (6)$$

여기서 U_{mtr} 은 주변압기 권선의 총열전달계수, A_{mtr} 은 주변압기 권선의 전열면적, C_{oil} 은 오일의 유동열용량, \dot{m}_{oil} 은 오일유량, $c_{p,oil}$ 은 오일의 정압비열을 의미한다.

동적상태에서의 주변압기 출구 오일의 온도 T_r 은 식 (7)에서 계산할 수 있으며

$$T_r = T_{mtr} \times \frac{e^{-\tau_{d,mtr}S}}{\tau_{mtr}S + 1} + T_s \quad (7)$$

여기서 T_s 는 주변압기 입구 오일의 온도, $\tau_{d,mtr}$ 와 τ_{mtr} 은 온도변화에 대한 주변압기의 시간지연과 시상수를 의미한다.

2.2 오일펌프

오일펌프에서의 오일유량 \dot{m}_{oil} 은 식 (8), 식 (9)에서 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{oil,s} = \dot{m}_{oil,max} S_{pump} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{oil,s} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump}S}}{\tau_{pump}S + 1} \quad (9)$$

여기서 S_{pump} 는 0~1 사이의 오일펌프 가동율, $\dot{m}_{oil,max}$ 는 오일펌프의 최대오일유량, $\tau_{d,pump}$ 와 τ_{pump} 는 오일유량 변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수를 의미한다.

오일펌프 출구 오일의 온도 T_{ci} 는 식 (10), 식 (11)와 같이 계산할 수 있으며

$$T_{pump} = \frac{\dot{Q}_{pump,max} S_{pump}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \quad (10)$$

$$T_{ci} = T_{pump} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump,ci}S}}{\tau_{pump,oil}S + 1} + T_r \quad (11)$$

여기서 $\dot{Q}_{pump,max}$ 는 오일펌프에서의 최대 발생열, $\tau_{d,pump,oil}$ 와 $\tau_{pump,oil}$ 는 온도변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수를 의미한다.

2.3 오일쿨러

혼합되지 않는 직교류 열교환기 형태인 오일쿨러를

$\varepsilon-NTU$ 법을 사용하여 해석할 수 있다. 오일쿨러의 용량비 R_c 는 식 (12), 전달단위수 N_{tu} 는 식 (13), 유용도 ε 는 식 (14)로부터 계산할 수 있으며

$$R_c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\leq 1) \quad (12)$$

$$N_{tu} = \frac{(U_{cooler} \times A_{cooler})}{C_{min}} \quad (13)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{N_{tu}^{0.22}}{R_c} \times (\exp(-R_c \times N_{tu}^{0.78}) - 1) \right] \quad (14)$$

여기서 U_{cooler} 는 오일쿨러의 총열전달계수, A_{cooler} 는 오일쿨러의 전열면적, C_{max} 와 C_{min} 는 오일과 공기 중에 높은 열용량과 낮은 유동열용량 값을 나타낸다.

오일쿨러로 유입되는 오일은 송풍기를 통하여 유입되는 외부공기와 열교환된다. 정적상태에서의 오일쿨러의 출구 오일온도 $T_{co,s}$ 와 배출되는 공기온도 $T_{air,out,s}$ 는 식 (15)와 식 (16)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co,s} = T_{ci} - \left[\frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{oil}} \right] \quad (15)$$

$$T_{air,out,s} = T_{air,in} - \left[\frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{air}} \right] \quad (16)$$

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

동적상태에서의 오일쿨러의 출구 오일온도 T_s 와 배출되는 공기온도 $T_{air,out}$ 는 식 (17), 식 (18)에서 계산할 수 있으며

$$T_s = (T_{co,s} - T_{ci}) \times \frac{e^{-\tau_{d,cooler}S}}{\tau_{cooler}S + 1} + T_{ci} \quad (17)$$

$$T_{air,out} = (T_{air,out,s} - T_{air,in}) \times \frac{e^{-\tau_{d,air}S}}{\tau_{air}S + 1} + T_{air,in} \quad (18)$$

여기서 $\tau_{d, cooler}$, τ_{cooler} 와 $\tau_{d, air}$, τ_{air} 는 오일쿨러의 오일온도 변화와 공기온도 변화에 대한 각각의 시간 지연과 시상수를 의미한다.

2.3 송풍기

송풍기의 공기유량 \dot{m}_{air} 는 송풍기 특성을 사용하여 식 (19), 식 (20)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{air, s} = \dot{m}_{air, max} S_{blower} \quad (19)$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air, s} \times \frac{e^{-\tau_{d, blower} S}}{\tau_{blower} S + 1} \quad (20)$$

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

3. 시스템 알고리즘

주변압기의 변압과정에서 주변압기 내부오일의 온도를 낮춤으로써 변압과정에서의 변전손실을 감소시킬 수 있으나 냉각시스템을 구성하고 있는 오일펌프와 송풍기의 추가적인 가동이 요구된다. 이를 위해 시스템 전체의 전기소모량을 최소화할 수 있는 온도설정알고리즘이 요구되며, 설정된 온도로 유지하기 위해 온도제어알고리즘의 개발이 요구된다.

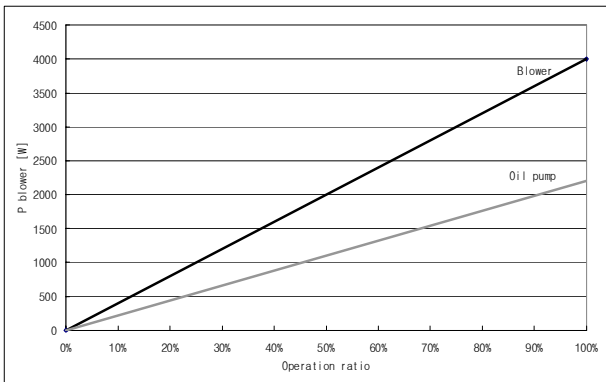


Fig. 2 Power consumption at an oil pump and a blower.

3.1 온도설정알고리즘

주변압기의 1차 권선에서 2차 권선으로 변압하는 과정에서 발생된 열 \dot{Q}_{mtr} 는 변압과정에서 손실된 변전손실 $P_{mtr, loss}$ 를 의미하며 가동율에 따른 오일펌프와 송풍기의 전력소모 P_{pump} , P_{blower} 는 Fig. 2와 같다. 냉각시스템에서의 총전력소모 P_{loss} 는 식 (21)과 같이 주변압기에서의 변전손실과 냉각을 위해 사용된 오일펌프와 송풍기 전력소모의 합으로 계산할 수 있으며

$$P_{loss} = P_{mtr, loss} + P_{pump} + P_{blower} \quad (21)$$

총전력소모를 최소화 할 수 있는 주변압기 입·출구 오일 설정온도 $T_{r, set}$ 과 $T_{s, set}$ 를 구하기 위하여 Table 1과 같은 조건에서 시뮬레이션 한 후 이를 사용하여 식 (22), 식 (23)과 같은 다항식을 개발하였다.

$$T_{s, set} = a_1 S_{mtr}^4 + a_2 S_{mtr}^3 + a_3 S_{mtr}^2 + a_4 S_{mtr} + a_5 \quad (22)$$

$$T_{r, set} = b_1 S_{mtr}^4 + b_2 S_{mtr}^3 + b_3 S_{mtr}^2 + b_4 S_{mtr} + b_5 \quad (23)$$

Table 1 Data used for the optimal temperature search

| S_{mtr} | S_{pump} | S_{blower} |
|-----------|------------|--------------|
| 0.1 | 0.1 | 0.1 |
| | | 0.2 |
| | | 0.3 |
| | | 0.4 |
| | | 0.5 |
| | | 0.6 |
| | | 0.7 |
| | | 0.8 |
| | | 0.9 |
| | | 1.0 |
| 0.2 | 0.2 | ⋮ |
| | ⋮ | ⋮ |
| | 1.0 | ⋮ |
| ⋮ | ⋮ | ⋮ |
| | ⋮ | ⋮ |
| 1.0 | 1.0 | 1.0 |

여기서 $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ 는 최소제곱법을 이용하여 구한 상수로써 Table 2와 같다.

Table 2 Coefficients obtained from the least square method

| | i | | | | |
|-------|--------|---------|--------|--------|----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| a_i | 207.17 | -349.88 | 121.81 | 48.359 | 25 |
| b_i | 290.48 | -493.04 | 160.04 | 70.201 | 25 |

3.2 온도제어알고리즘

주변압기 오일의 입·출구 온도를 온도설정알고리즘에 의해 설정된 온도로 제어하기 위해 송풍기 제어알고리즘과 오일펌프 제어알고리즘을 개발하였다.

주변압기 입구오일 온도를 설정된 온도로 유지하기 위하여 식 (24)와 같은 비례적분로직을 이용한 송풍기 제어알고리즘을 사용하였으며

$$S_{blower} = K_{p,blower}e(t) + K_{i,blower} \int e(t)dt \quad (24)$$

여기서 $e(t)$ 는 주변압기 입구 오일온도와 설정온도와의 편차를 의미하고, 비례게인 $K_{p,blower}$ 와 적분게인 $K_{i,blower}$ 는 0.0005 와 9×10^{-8} 로, 데드밴드는 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 로 선정하였다.

또한 주변압기 출구오일 온도를 설정온도로 유지하기 위하여 식 (25)와 같은 비례적분로직을 이용한 오일펌프 제어알고리즘을 사용하였으며

$$S_{pump} = K_{p,pump}e(t) + K_{i,pump} \int e(t)dt \quad (25)$$

여기서 $e(t)$ 는 주변압기 출구 오일온도와 설정온도와의 편차를 의미하고, 비례게인 $K_{p,pump}$ 와 적분게인 $K_{i,pump}$ 는 0.0006 과 1×10^{-6} 로, 데드밴드는 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 로 선정하였다.

4. 시스템 알고리즘의 성능평가

주변압기 냉각시스템 알고리즘의 성능을 확인하기 위하여 개발된 동적모델을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 3에 보여주듯이 식 (26)과 식 (27)을 사용하여 주변압기 가동율을 변화시켰으며 실외온도를 25°C 로 가정하였다.

$$S_{mtr} = 0.5, \quad 0 \leq t < 300 \quad (26)$$

$$S_{mtr} = 0.3 \times \sin\left(\frac{2\pi(t-300)}{4000}\right) + 0.5, \quad 300 \leq t \quad (27)$$

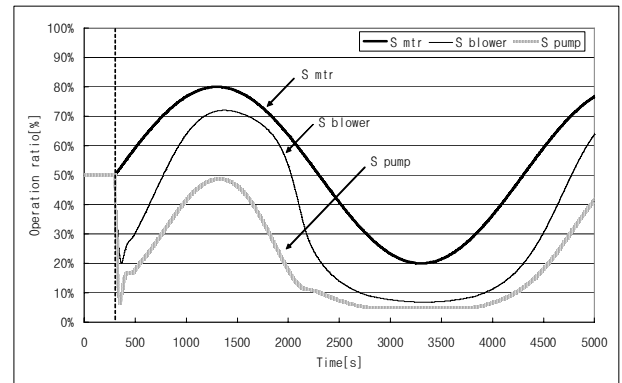


Fig. 3 Operation ratio of a main transformer, a blower and a pump.

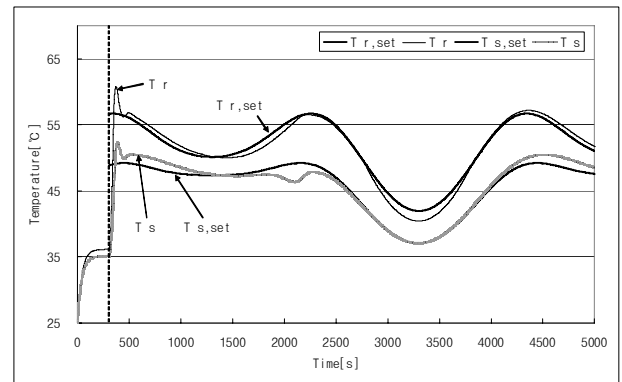


Fig. 4 Temperature control.

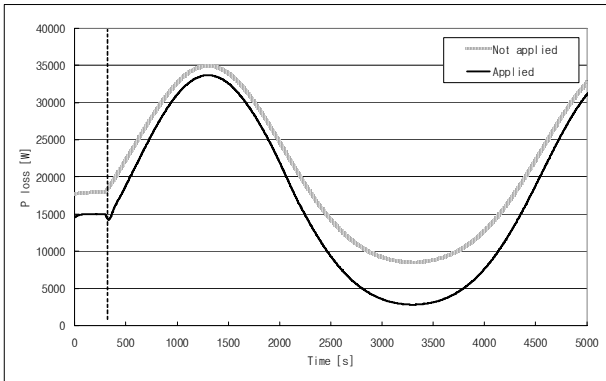


Fig. 5 Total power loss.

Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5에는 시뮬레이션 결과를 보여준다. 정현파 형태의 주변압기 가동율에 따라 온도설정알고리즘에 의해 Fig. 4와 같이 주변압기 오일의 입·출구 온도가 적절히 설정되었으며 설정된 온도로 주변압기 입·출구 오일온도가 적절히 제어되는 것을 알 수 있었다. Fig. 3에 보듯이 그 때의 오일펌프와 송풍기의 제어는 100% 이내의 가동범위 내에서 적절히 제어되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 5는 온도설정알고리즘을 적용하지 않은 기존의 경우와 개발된 온도설정알고리즘을 적용한 경우의 총전력소모를 비교한 결과를 보여준다. 그림에서 보듯이 온도설정알고리즘을 적용한 경우 적용하지 않은 경우에 대비하여 3.6%에서 67.1%사이의 총전력소모가 감소되었음을 알 수 있었다. 특히 3000~3700초 구간에서와 같이 주변압기의 가동율이 낮은 경우 에너지 소비가 크게 감소함을 알 수 있었다.

5. 결론

틸팅열차 주변압기 냉각시스템을 구성하고 있는 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기의 수학적 동적모델을 개발한 후 이를 사용하여 냉각시스템의 시스템알고리즘을 개발하였다. 시스템 최적효율을 고려하여 주변압기 입·출구 오일온도를 설정하기 위하여 온도설정알고리즘을 개발하였으며 설정된 온도로 적절히 제어하기 위하여 온도제어알고리즘을 개발하였다. 온도설정알고리즘은 주변압기 가동율을 주요 변수로 하여 주변

압기 입·출구 오일온도를 출력하는 알고리즘으로써 총전력소모를 최소화 할 수 있도록 구성하였으며 온도제어알고리즘은 주변압기 출구 오일온도를 제어하기 위한 오일펌프 제어알고리즘과 주변압기 입구 오일온도를 제어하기 위한 송풍기 제어알고리즘으로 구분하여 비례적분로직을 이용하여 개발하였다.

개발된 냉각시스템의 동적모델과 시스템알고리즘을 사용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발한 후 주변압기 냉각시스템의 제어성능을 확인하기 위하여 주변압기 가동율을 변화하면서 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 주변압기 냉각시스템은 온도설정알고리즘과 온도제어알고리즘에 의해 적절히 제어되었으며 기존의 냉각시스템에 비하여 에너지 소비가 크게 감소되었음을 확인할 수 있었다.

따라서, 개발된 동적모델은 냉각시스템의 동적현상을 모사할 수 있어 제어알고리즘 개발에 적절히 사용할 수 있으며 개발된 시스템알고리즘은 냉각시스템의 효율적인 운용을 위해 효과적으로 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

- 2007, Construction and transportation report, Woojin Industrial Systems Co. Report pp. 307-357.
- 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.
- 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.
- Han, D., Noh, H. and Won, J., 2007, Effective dynamic models of a cooling system for the main transformer in a tilting train, Proceedings of the SAREK, pp. 22-29.