

증기터빈 강제냉각 장치의 설계 및 적용

김효진*, 류승우*, 강용호*

Design and Application of Forced Cooling System in Steam Turbine

Hyo-Jin Kim*, Sung-Woo Ryu*, Yong-Ho Kang *

ABSTRACT

The forced cooling system is designed to shorten the overhaul time of steam turbine, which is important in view of economic concern of utility companies. Forced cooling of the hot turbine is achieved by suction of air flow into the turbine after the turbine shuts down. The heat transfer process by suction of air flow can cause thermal stress due to the thermal gradients. In this paper, the analysis of heat transfer is performed to calculate the air flow rate. Based on the prediction of cyclic fatigue damage and the experience, the cooling equipment is designed for shortening the cooling time of steam turbine.

Key Words : forced cooling(강제냉각), steam turbine(증기터빈), thermal stress(열응력), shut down(정지), Cyclic Life Expenditure(주기수명 소비율)

1. 서론

한국에는 현재 10년에서 30년사이의 노후 발전소가 약 40기 정도 운전되고 있고, 이들은 주기적인 점검을 통하여 유지/보수된다. 발전소의 노후화 정도에 따라 점검 주기가 짧아지고, 이로인한 발전소의 정지시간 증가 때문에 발전소에서는 경제적인 관점에서 점검기간을 단축하기 위하여 많은 노력을 하고 있다. 현재 발전소의 점검기간 중 터빈의 냉각은 자연냉각에 의존한다. 터빈의 분해, 점검 및 보수가 필요시 터빈의 냉각을 자연냉각에 의존하게 될 경우 냉각 소요일수가 과다하게 소요된다.

따라서 본 연구에서는 터빈의 냉각기간을 단축하기 위한 강제냉각 장치를 설계하였고, 이를 기동중인 화력 발전소에 적용하여 강제냉각을 실시하였다. 본 연구에서 개발한 터빈의 강제냉각은 터빈의 출구에서 입구 쪽으로 대기중의 공기를 흡입함으로써 이루어진다. 공기의 흡입은 강제냉각 장치에 의하여 이루어지며, 흡입된 공기는 터빈의 각 단을 통과하면서 터빈을 냉각하고 다시 대기중으로 방출된다. 터빈을 강제냉각시킬 경우 상대적으로 후속 부위인 터빈 로타는 표면과 내부의 온도차에 의해 열응력이 발생하고, 이 열응력은 터빈의 수명에 치명적인 영향을 미칠 수 있다. 또한 강제냉각율이 증가할수록 발생하

* 한국중공업(주)기술연구원

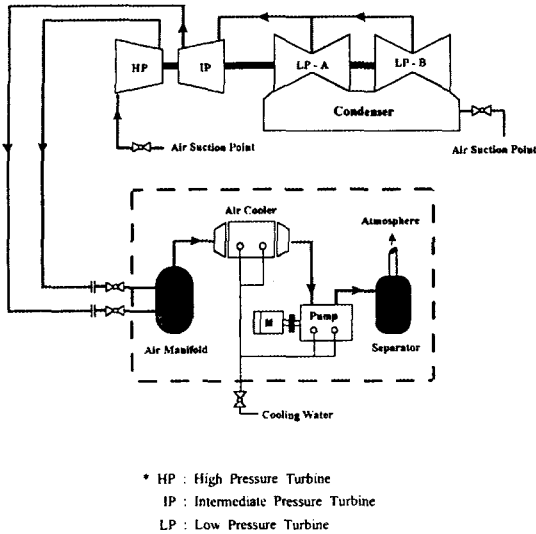


Fig. 1 Turbine forced cooling system.

는 열응력의 크기도 증가하기 때문에 터빈 강제냉각장치의 설계에는 적절한 냉각율의 선택이 필요하다. 개발된 터빈의 강제냉각 시스템을 Fig. 1에 제시하였다. 여기에서 얻어진 냉각곡선을 이용하여 터빈 로타의 열응력 해석을 수행하였고, 강제냉각시 터빈의 주기수명 소비율(Cyclic Life Expenditure)을 계산하였다. 또한 터빈의 강제냉각 조건을 바탕으로 이론적인 냉각곡선을 산출하였고, 산출된 결과는 실험으로 얻어진 냉각곡선과 비교하여 강제냉각장치 설계의 타당성을 검증하였다. 강제냉각시 로타에 발생하는 열응력의 해석은 과도상태의 열전달 방정식을 이용한 1차원 해석과 범용유한요소 프로그램인 ABAQUS를 이용한 유한요소 해석을 각각 수행하여 이를 비교 검토하였다.

2. 터빈강제냉각장치 설계

개발된 터빈 강제냉각 장치는 크게 네 부분으로 나누어져 있다. 터빈을 냉각한 공기가 모여지는 대기관(manifold), 대기관에 모여진 공기를 냉각하는 냉각기(air cooler), 공기를 흡입하는 진공펌프(vacuum pump), 그리고 냉각된 공기를 분리하여 대기중으로 방출하는 분리기(separator)로 구성되어 있다. Table 1에는 현재 개발된 강제냉각 장치의 주요부 성능이 표시되어 있다. 강제냉각 장치는 터빈의 고압단과 중압·저압단을 분리하

Table 1 Capacity of forced cooling apparatus.

Air cooler	Maximum air inlet temperature : 320 °C Air flow capacity : 1440 m ³ /hr Maximum heat transfer : 117,000 kcal/hr
Vacuum suction Pump	Maximum temperature : 100 °C Suction pressure : 430 mmHg Vacuum capacity : 50 ~ 600 Torr Speed : 850 rpm Power : 75 kw
Water separator	Type : Cylindrical Air flow inlet dia : 150 mm Air flow outlet dia : 150 mm

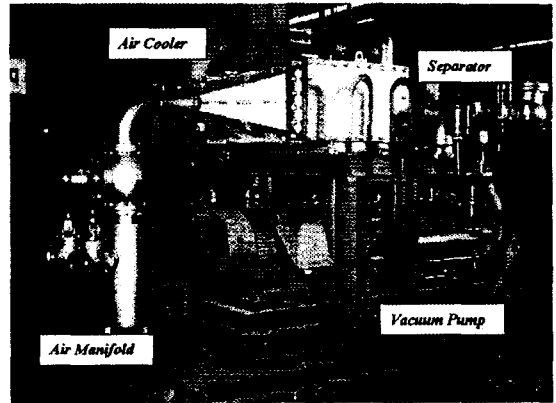


Fig. 2 Forced cooling apparatus.

여 공기를 흡입한다. 고압단의 경우 고압단에서 재열기로 향하는 증기관을 절단하여 대기중의 공기를 흡입하고, 중압·저압단의 경우에는 응축기를 통하여 대기중의 공기를 흡입한다. 이렇게 흡입된 공기는 각각의 터빈 마지막 단으로부터 터빈을 통과하여 터빈을 냉각한 후 터빈입구를 통하여 냉각장치의 대기관에 모인다. 이렇게 모여진 공기는 냉각기에서 냉각된 후 분리기를 통하여 대기에 다시 방출된다. Fig. 2에 강제냉각장치를 나타내었다.

현재 운전중인 발전소에 강제냉각장치를 적용하여 얻어진 냉각곡선을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3의 냉각곡선은 고압단 터빈의 1단 부위에서 온도변화를 측정할 결과로서, 이때의 강제냉각은 터빈이 정지한 후 터빈 1단 부위 온도가 450°C가 되면 강제냉각장치를 가동하여, 적정냉각율을 유지하면서 1단 부위의 온도가 150°C가 되면 강제냉각 장치를 정지하여 얻은 결과이다. 이와 같은 방법으로 강제냉각을 실시할 경우 자연냉각시보다 터빈을

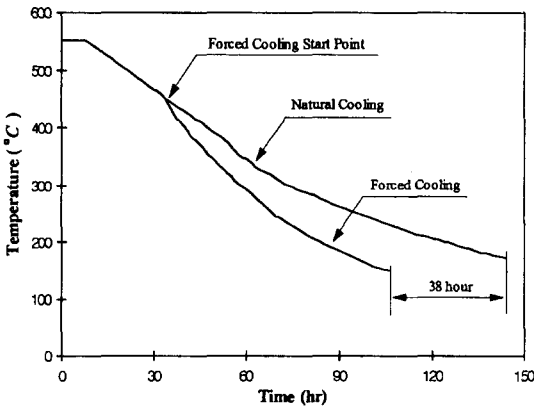


Fig. 3 HP turbine cooling curve.

냉각하는데 약 38시간 단축이 된다.

3. 강제냉각에 따른 터빈 로타의 응력해석

3.1 과도열전달 방정식을 이용한 응력해석

터빈의 기동/냉각시 상대적으로 후속 부위인 로타는 표면과 내부의 열전도 차에 의하여 열응력이 발생한다. 이때 발생하는 열응력은 로타 내부의 온도를 계산하여 해석할 수 있다. 강제 냉각시는 터빈이 1~2rpm으로 회전하기 때문에 기동시와 달리 블레이드에 의한 원심응력을 무시할 수 있다. 따라서 열응력 해석만으로 로타의 손상을 평가할 수 있다. 냉각시에 발생하는 열응력은 로타 표면에서는 인장응력, 로타중심부에서는 압축응력이 발생한다. 기동시는 이와 반대방향으로 응력이 발생한다. 이렇게 발생하는 응력중 인장응력은 로타 표면과 보어에서 균열을 발생시키고 기존의 균열을 진전시키는 역할을 하기 때문에 해석시 중요한 부위라고 할 수 있다. 응력해석은 로타가 무한히 길다고 가정하여 반경방향만을 고려하였다. 열응력의 계산은 과도상태의 열전도 방정식을 이용하여 계산하였으며, 일반적인 과도상태의 열전도 방정식은 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = d \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

위식에서 d 는 열확산계수(diffusivity)이다. 식(1)에 좌우대칭의 1차원 열전도 경계조건 ($x=0$ 에서 $T=T_1$, $t=0$ 에서 $T=T_0$)과 표면과 보어 면에서의 무응력 경계

조건을 대입하면 로타 내부의 온도를 계산할 수 있다. 경계조건을 대입하여 얻어진 과도상태의 온도분포식은 식(2)와 같다.

$$T_2 = T_1 - \frac{4(T_1 - T_0)}{\pi} \left[e^{-r(\frac{\pi}{2})^2 t} - \frac{1}{3} e^{-r(\frac{3\pi}{2})^2 t} + \frac{1}{5} e^{-r(\frac{5\pi}{2})^2 t} + \dots \right] \quad (2)$$

위식에서 $\gamma = \frac{4\alpha}{w^2}$ 이고 α 는 열팽창 계수, w 는 열전도 거리이다. T_1 은 표면온도, T_2 는 중심부의 온도, T_0 는 초기 온도를 나타낸다. 식(2)를 이용하여 과도상태의 로타 온도분포를 1차원으로 계산할 수 있다. 식(2)에서 계산된 온도분포를 이용하여 표면과 내부의 온도차에 의하여 발생하는 열응력을 식(3)과 같이 계산할 수 있다⁽¹⁾.

$$\sigma = \frac{E\alpha}{(1-\nu)} \Delta T \quad (3)$$

위식에서 E 는 탄성계수, ν 는 포아송비를 나타낸다. 식(2)와 식(3)을 이용하여 Fig. 3에서 얻어진 냉각곡선의 1차원 열응력 해석을 수행하면 Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있다. 계산 결과는 로타 반경방향에 대한 1차원 해석이며, 사용한 로타의 재료 물성치는 Table 2와 같다. Fig. 4의 결과는 고압단 터빈 1단부 표면에서의 응력변화로서 자연냉각보다는 강제냉각시 더 큰 응력이 발생하고, 최대응력의 크기는 약 4.2 kg/mm²이다. 하지만 강제냉각의 경우 차가운 공기가 마지막 단을 통하여 유입되기 때문에 1단보다 마지막 단의 응력이 크게 발생한다. 따라서 강제냉각의 경우 마지막 단의 응력을 계산하여 냉각시의 손상을 평가해야 한다. Fig. 5에는 강제냉각시 마

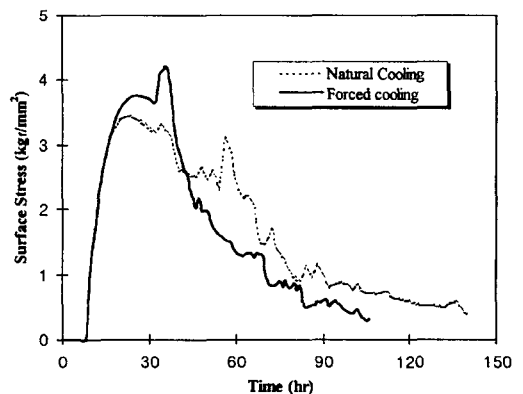


Fig. 4 Thermal stress of HP turbine rotor at first stage.

Table 2 Material properties of HP turbine rotor.

Data \ Temp. (°C)	0	100	200	300	400	500
Density(kg/mm ³)	7.85E-06					
Thermal Conductivity (10 ⁻² cal/s · mm · °C)	0.846	0.905	0.922	0.908	0.874	0.831
Young's modules (10 ⁶ kg/mm ²)	2.12	2.08	2.04	1.96	1.87	1.76
Poisson Ratio		0.234	0.242	0.245	0.240	0.236
Coeff. of Thermal Exp. (10 ⁻⁶ mm/mm · °C)		0.123	0.126	0.132	0.137	0.141
Specific Heat (cal/kg · °C)	185					

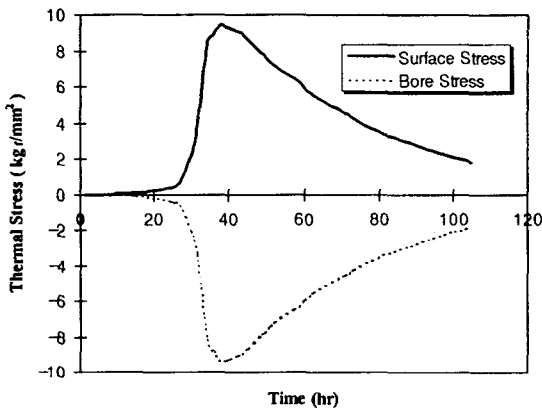


Fig. 5 Thermal stress of HP turbine rotor at last stage.

지막 단에서 표면과 보어부의 응력해석 결과를 나타내었다. 발생하는 최대 응력의 크기는 약 9.1 kg/mm² 이다.

3.2 유한요소법 프로그램을 이용한 응력해석

과도열전달 방정식을 이용한 응력해석의 타당성을 검증하기 위하여 3차원 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소법을 이용한 강제냉각의 해석은 범용 유한 요소 해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하였다. 해석은 축대칭 3차원 요소를 사용하였으며, 냉각시 터빈 각 단에서의 열전달 계수를 계산하였다. 해석에 사용한 터빈로타의 물성치는 Table 2와 같고, 터빈에 흡입된 공기와 로타와의 열전달 계수는 블레이드 부착부위와 로타 디스크 사이의 실(seal) 부위로 나누어 계산하였다. 블레이드 부착부위의 열전달 계수 h_b 는 식(4)로 주어진다⁽²⁾.

$$h_b = \frac{2k_b}{9\pi r_0} \quad (4)$$

Table 3 Heat transfer coeff. of blade attachment part.

Stage	Blade conductivity (cal/mm · s · °C)	Rotor radius (mm)	Film coefficient (cal/mm ² · s · °C)
1	6.658E-03	495	9.516E-07
2	6.561E-03	475	9.773E-07
3	6.469E-03	473	9.674E-07
4	6.378E-03	469	9.619E-07
5	6.281E-03	469	9.471E-07
6	6.183E-03	474	9.229E-07
7	6.075E-03	474	9.069E-07

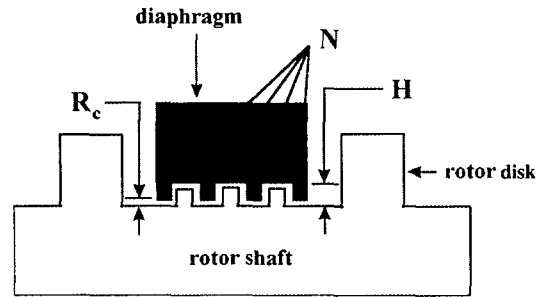


Fig. 6 Schematic of a turbine rotor seal section.

위식에서 k_b 는 블레이드 열전도계수이며, r_0 는 로타의 반경이다. 식(4)을 이용하여 각단에서 블레이드 부착부위의 열전달 계수를 계산하면 Table 3 과 같다.

로타 각단 실 부위의 열전달 계수 h_s 는 식(5)에 의하여 계산 할 수 있다⁽³⁾.

$$h_s = \frac{C_1 k_a}{2R} \left(\frac{2FR_c}{\nu} \right)^{C_2} \left(\frac{H}{R_c} \right)^{-0.56} \quad (5)$$

위식에서 C_1, C_2 는 상수이며, k_a 는 공기의 열전도계수, R_c 는 원주방향 간격, H 는 원주방향 거리이다. F 는 공기의 흐름량(flux)이며 식(6)에 의하여 계산된다. Fig. 6에는 실부위 형상이 자세히 나타나 있다.

$$Flux = C_3 \left\{ P_1 \rho \left[\frac{1 - (P_2/P_1)^2}{N - \log(P_2/P_1)} \right] \right\}^{0.5} \quad (6)$$

식(6)에서 P_1, P_2 는 각 단에서의 압력이며, N 은 실의 갯수이다. 식(5)와 식(6)을 이용하여 각 단 실 부위의 열전달 계수를 계산하면 Fig. 7과 같다.

해석에는 최대칭 4절점 3차원 요소를 사용하였으며, 전체 요소는 총 985개이다. Fig. 8이 해석에 사용한 유한 요소 모델이다. 해석방법은 먼저 로타의 초기온도 산출을 위하여 터빈의 운전조건을 이용한 정상상태 열전달 해석을 수행하였으며, 정상상태 해석으로 얻어진 냉각초기의 로타 온도분포를 이용하여, 강제냉각시 과도상태 열전달 해석과 열응력 해석을 수행하였다. Table 4에 정상상태 운전시 로타 각 단계에서의 온도와 열전달계수의 산출 결과를 나타내었다. 정상상태의 해석결과는 Fig. 9에 보이는 바와 같다. 강제냉각 중의 응력변화를 살펴보기 위하여, 로타 1단 부위의 표면 요소 628번과 보어 요소 639번, 6단 부위의 표면 요소 268번과 보어 요소 73번을 선택하여 분석하였다.

Fig. 10에 이들 요소의 시간에 따른 응력의 변화를 나타내었다. 해석결과 최대응력의 크기가 1단보다 6단에서

Table 4. Steady State Condition of HP Turbine

Stage	1	2	3	4	5	6
Temperature (°C)	550	520	489	459	428	398
Film coefficient (cal/mm ² · s · °C)	0.6397	0.6953	0.7804	0.7731	0.7706	0.7593

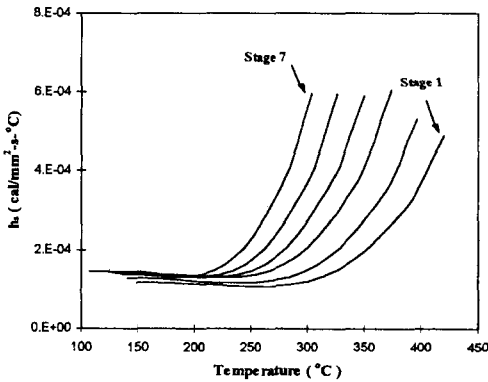


Fig. 7 Heat transfer coeff. of rotor seal section.

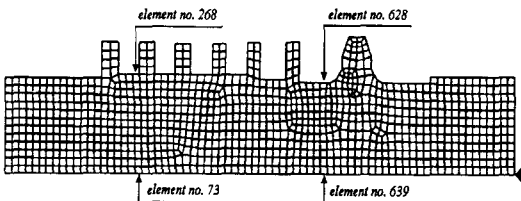


Fig. 8 FEM model of turbine rotor.

크게 나타난다. 또한 6단에서는 최대응력이 1단보다 늦게 발생하고, 급격하게 응력이 감소한다. 반면 1단의 경우는 최대응력이 발생한 후 점진적으로 응력이 감소하는 경향을 보여준다.

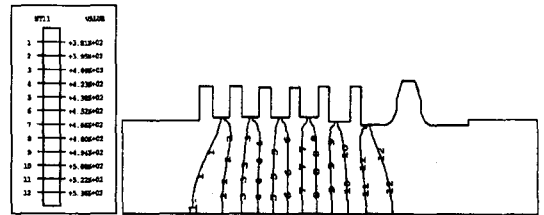


Fig. 9 Contour plot of rotor initial temperature.

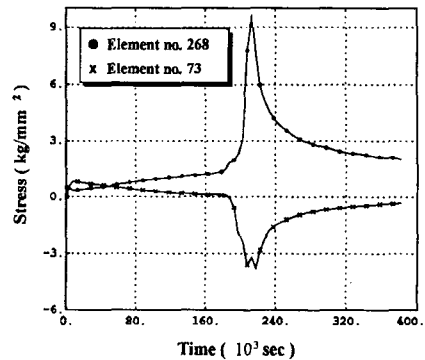
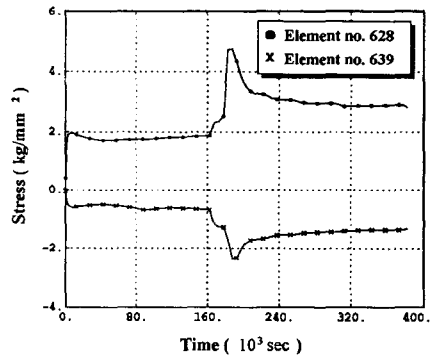


Fig. 10 Stress result of FEM analysis.

3.3 해석적 방법과 유한요소 해석에 따른 응력해석 결과 터빈 강제냉각시 로타에 발생하는 열응력을 이론적인 1차원 해석과 유한요소법을 이용한 3차원 해석으로 계산하여 비교 검토하였다. 계산 결과 전체적인 응력 분포와

최대응력의 발생시기 등은 차이를 보여주고 있지만, 로타의 표면과 보어에서 발생하는 최대응력의 크기는 거의 일치하고 있다. 따라서 본 연구에서는 해석적인 방법을 사용하여 설계 인자를 산출하였다. 두 가지 해석 모두 차가운 공기가 유입되는 마지막 단계에서 가장 큰 응력이 발생한다. Table 5에는 해석 방법에 따른 최대응력의 크기와 발생시기가 정리되어 있다.

Table 5 Maximum stress variation of analytical solution and F.E.M.

Method		Max. surface stress (kg/mm ²)	Max. bore stress (kg/mm ²)	Appearance time of max. stress (min)
Analytical Solution	Stage 1	4.197	-4.148	2160
	Stage 6	9.351	-9.351	2250
FEM	Stage 1	4.218	-4.148	1970
	Stage 6	9.210	-9.773	2020

4. 강제냉각에 따른 수명소비를 계산

터빈의 기동과 냉각시 발생하는 로타의 수명소비는 기본적으로 실험에 의하여 얻어지는 로타 재료의 저주기 피로 손상 데이터에 의하여 계산된다. 로타 재료의 저주기 피로손상 데이터는 전체 변형율과 저주기 사이클의 함수로 주어지기 때문에 기동/냉각시에 발생하는 최대변형율을 계산하여 그때의 수명소비를 계산한다. 하지만 발전소에서는 반복되는 기동/냉각시 모두에 대하여 응력해석을 수행할 수 없기 때문에 수명소비율선도를 이용하여 기동/냉각시의 수명소비를 계산하고, 이를 운전시 이용하고 있다. 수명소비율 선도는 기동/냉각시의 온도 변화량과 온도 변화율(ramp rate)을 이용하여 로타의 수명소비를 계산한다. 수명소비율 선도는 로타재료의 저주기 피로 데이터와 로타의 형상에 의하여 결정되는 변형을 집중계수를 이용하여 작성된다⁽⁴⁾. 이 값들은 터빈 로타의 고유한 값으로 터빈의 제작시 결정된다. Fig. 11에는 수명소비를 선도를 계산하는 흐름도를 나타내었다. 특정주기에서의 변형율에 상응하는 온도변화율은 비어트 수(Biot Number)를 이용하여 계산된다. 비어트 수는 대류와 전도가 혼합되는 열전달 문제에 나타나는 무차원 수로서 터빈로타와 같은 원형 실린더 형상에서 유량에 따른 열확산 시간을 계산하기 위하여 이용된다⁽⁵⁾. Fig. 12에 강제냉각시 고압단 터빈의 1단과 6단에서 비어트수의 변화를 나타내었다. Fig. 12는 온도가 증가할수록 비어트 수가 증

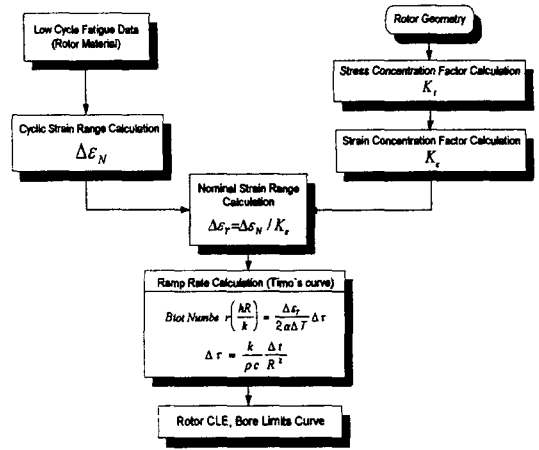


Fig. 11 Flowchart of CLE curve determination.

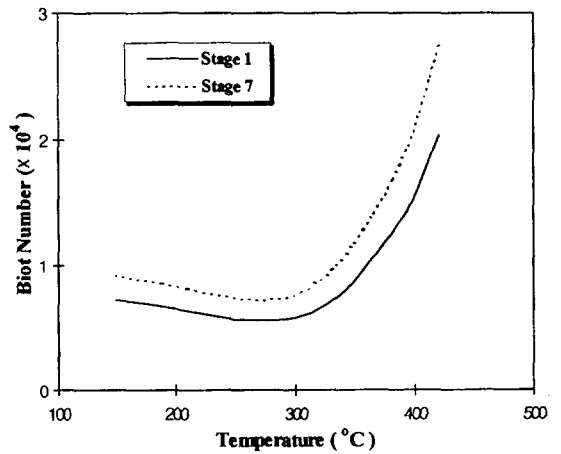


Fig. 12 Change of Biot number according to forced cooling.

가하는 경향을 보여준다. 비어트 수가 증가할수록 대류에 의한 열전달이 많이 발생한다는 것을 의미하기 때문에 냉각 초기에는 대류에 의한 열전달이 지배적이고, 냉각이 진행되어 로타의 온도가 내려가면 대류 열전달이 적게 발생한다는 것을 알 수 있다. 해석에 사용한 고압단 터빈의 계산된 주기 수명소비율 선도가 Fig. 13이다. 계산된 수명소비율 선도를 이용하여 기동과 냉각시 각각의 주기 수명소비율값을 계산할 수 있다. 계산결과 냉기동시에 가장 큰 주기수명이 소진되고, 강제 냉각시에는 원기동시와 핫기동시의 중간에 해당하는 수명소비율이 발생한다. 하지만 자연냉각의 경우는 응력이 가장 작게 발생하는 핫기동

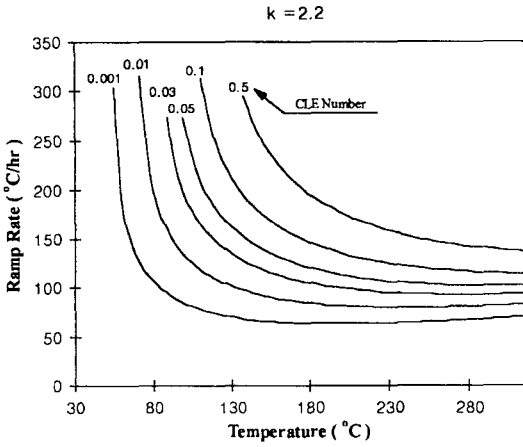


Fig. 13 CLE curve of HP turbine rotor.

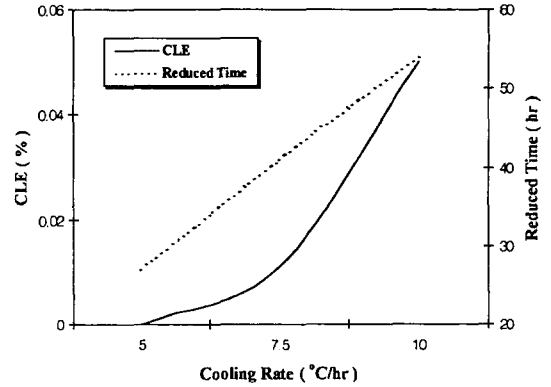


Fig. 14 Reduce time and CLE value at each cooling rate.

Table 6 CLE at each startup and shutdown condition.

Start/Shutdown condition	Max. Surface Stress (kg/mm ²)	Total Strain Range	CLE (%)
Cold startup	21.09	8.33×10^{-3}	0.1604
Warm startup	12.16	4.85×10^{-3}	0.021
Hot startup	8.72	3.43×10^{-3}	0.003
Forced cooling	9.49	3.66×10^{-3}	0.0052
Natural cooling	3.52	1.36×10^{-3}	0.0001

시 보다 훨씬 작은 주기수명 소진이 발생한다. Table 6은 각 기동/냉각 조건에서 계산된 주기 수명소비율 값들을 보여주고 있다. 강제냉각시는 기동시와 달리 찬공기가 들어오는 마지막 단에서 가장 큰 응력이 발생하기 때문에 수명 소비율의 계산 역시 마지막 단을 기준으로 계산 하였다.

Table 5에서 총변형을 범위(Total Strain Range)는 다음식에 의하여 계산하였다.

$$\Delta E = 4\epsilon_{\alpha}(d) + (1 - 2\nu)\sigma_R / E \quad (7)$$

위식에서 $\epsilon_{\alpha}(d)$: Diametal strain amplitude
 σ_R : True stress range
 E : Elastic modules

Fig. 14에는 강제냉각에 따른 CLE 값의 변화와 단축시간이 나타나 있다. 위와 같은 해석 결과는 현재 개발된 강제냉각 장치가 원하는 손상범위에서 운전되고 있고, 최대 냉각을 운전시에도 터빈 손상의 범위가 허용 손상범

위 내에 있음을 알 수 있다.

5. 강제냉각곡선 산출

터빈의 강제냉각곡선을 산출하는 방법은 먼저 목적 냉각온도를 설정한 후, 터빈의 형상과 재질로부터 흡입 공기량을 산출하고, 이를 강제냉각장치의 성능과 비교한 후 적정한 값을 보정하여 터빈의 온도 강하를 계산한다. 여기에서 흡입 공기량의 산출은 터빈으로부터 공기에 전달되는 열량으로 계산되며, 터빈의 온도 강하는 계산된 흡입 공기량을 이용하여 터빈내의 열전달해석을 수행함으로써 얻어진다. 터빈에 필요한 공기량은 식(8)과 같이 계산된다.

$$m_{air} = Q_r / (C_a \cdot \delta T_a) \quad (8)$$

위식에서 Q_r 는 터빈이 빼앗긴 열량이고 C_a 는 공기의 비열, δT_a 는 출구와 입구에서의 공기 온도차이다. 공기의 출구온도는 공기가 터빈을 통과하면서 발생하는 열전달에 의하여 계산되어지며, 터빈의 온도강하는 식(9)에 의하여 계산된다.

$$T_2 = T_1 - \frac{(m_a \cdot C_a) \delta T_a}{m_i \cdot C_i} \quad (9)$$

강제냉각곡선을 계산하는 흐름도가 Fig. 15 이다. 가동 중인 발전소의 고압단 터빈 강제냉각 곡선을 산출하기 위하여 냉각시작 온도를 450°C, 목적냉각온도를 150°C로 설정하고 냉각곡선을 산출하였다. 산출에 이용한 터빈의

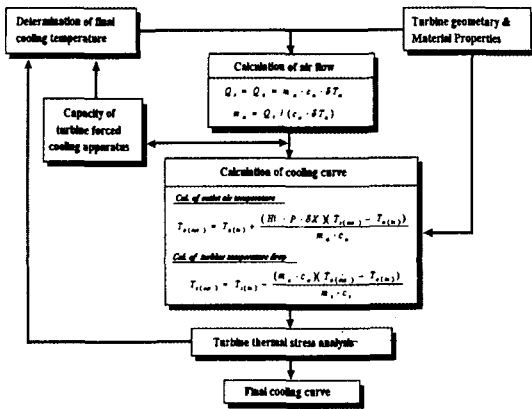


Fig. 15 Flowchart of forced cooling curve determination.

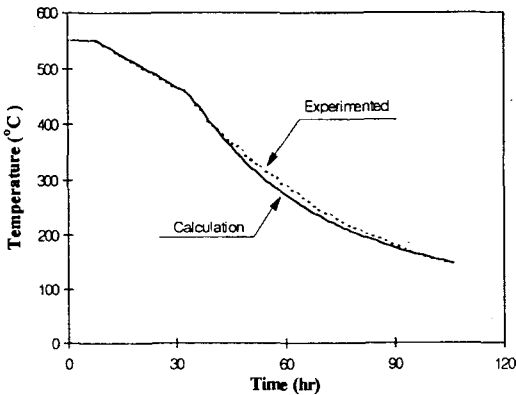


Fig. 16 Calculation cooling curve versus experimented cooling curve.

Table 7 Turbine properties and suction air flow.

Turbine mass (kg)	Specific Heat (cal/kg · °C)	Thermal Conductivity (10 ³ cal/s · mm · °C)	air flow (mm ³ /sec)
12141	185	$k = 3 \times 10^{-3} \times \text{Temp}^2 - 6 \times 10^{-5} \times \text{Temp} + 0.0248$	386.1E+05

질량과 재료 물성치, 흡입 공기량은 Table 7과 같다. 산출된 냉각곡선은 강제냉각장치를 직접 적용하여 얻은 냉

각곡선과 냉각 단축시간, 시간당 냉각율에서 약간의 오차를 가지고 일치하였다. Fig. 16에는 계산된 냉각곡선과 측정에 의하여 얻어진 냉각곡선의 차이를 보여주고 있다.

6. 결론

본 연구에서는 터빈 강제냉각 장치를 설계하여 현재 운전중인 발전소에 적용하였다. 설계의 타당성을 검증하기 위하여 강제냉각 장치를 적용하여 얻은 냉각곡선을 바탕으로, 강제냉각시 고압단 터빈 로타에 발생하는 응력해석과, 주기 수명소비를 계산할 수 행 하였다. 해석결과를 바탕으로 이론적인 냉각곡선을 산출하고, 이를 실제 적용 데이터와 비교하여 적정 냉각율을 결정하였다. 해석 결과는 설계된 강제냉각장치를 터빈의 냉각에 적용할 수 있고, 이때 터빈의 손상은 수명에 영향을 주지 못함을 입증하였다. 따라서 터빈의 분해/점검시 강제냉각을 실시할 경우 경제적인 관점에서 큰 효과를 가져올 수 있다.

참고 문헌

1. S. P. Timoshenko, "Theory of Elasticity," McGraw-Hill, pp. 443-452, 1970.
2. T. S. Cook, H.G.Pennik, C.H.Wells, "Steam Turbine Rotor Reliability-Task Details," South Research Institute, pp. 167-171, 1980.
3. K. Kuwabara, A.Nitta, "Improvement to SAFER and It Application to an HP Rotor," EPRI CS-4160, pp 29-43, 1985.
4. R.Viswanathan, "Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components," ASM INTERNATIONAL, pp. 284-287, 1989.
5. F. Kreith, W. Z. Black "Basic Heat Transfer," pp 55-58, 1987.