

화력발전용 증기터빈 밸브 케이싱의 수명 설계를 위한 최대허용온도차 계산

하준욱*, 김태완*, 이부윤**

Calculation of Maximum Allowable Temperature Difference for Life Design of Valve Casings for Steam Turbines of Fossil Power Plants

Joon Wook Ha*, Tae Woan Kim*, and Boo Youn Lee**

ABSTRACT

Large valves for steam turbines of fossil power plants are exposed to a severe mechanical and thermal loading resulting from steam with high pressure and high temperature. Valve casings are designed to withstand such a loading. During the operation of a plant, temperatures at inner and outer surface of the casings are measured and steam flow is controlled so that the measured difference is lower than the maximum allowable value determined in the design stage. In this paper, a method is presented to calculate the maximum allowable temperature difference at the inner and outer surface of valve casings for steam turbines of fossil power plants. The finite element method is used to analyze distribution of temperature and stresses of a casing under the operating condition. Low cycle fatigue and creep rupture are taken into consideration to determine the maximum allowable temperature difference. The method can be usefully applied in the design stage of the large valves for the steam turbines, contributing to safe and reliable operation of the fossil power plants.

Key Words : Valve Casing(밸브 케이싱), Operating Condition(운전조건), Stress Intensity(응력강도), Finite Element Analysis(유한요소해석), Maximum Allowable Temperature Differences(최대허용온도차), Low Cycle Fatigue(저주기피로), Creep(크립), Fossil Power(화력발전)

1. 서론

화력발전소는 보일러, 터빈, 발전기, 각종 열교환기 및 이들을 연결시켜주는 배관과 각종 보조장치들로 이루어져 있다. 이 가운데 터빈의 입구에 위치하는 대형 밸브는 크게 주정지밸브(Main stop valve), 조절밸브(Control valve), 복합재열밸브(Combined reheat valve) 등으로 나눌 수 있으며, 터

빈을 과속도로 부터 보호하기 위하여 터빈 출력 변화에 대한 유량 및 유동 조절 기능을 갖추고 있다.⁽¹⁾ 터빈에 연결된 주증기관 입구에는 Fig. 1 과 같은 주정지밸브가 설치된다. 주정지밸브는 조절밸브 앞에 위치하여 주증기관과 연결되어 있어서 주정지밸브를 통과한 증기가 조절밸브에서 균일한 압력을 유지하도록 하며, 조절밸브와 터빈의 과열을 방지하고 터빈 비상사태 시 증기의 유입을 차

* 한국중공업㈜ 기술연구원
** 계명대학교 자동차공학과

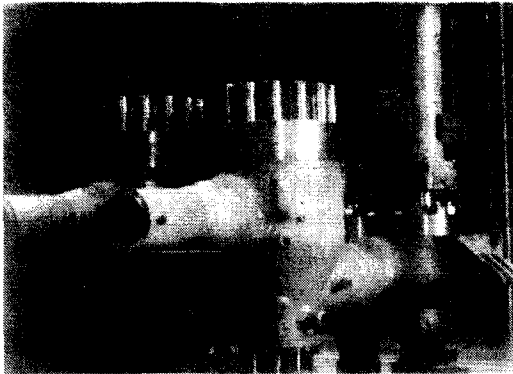


Fig. 1 Photograph of the main stop valve casing and the control valve casing assembly

단하여 터빈이 받을 손상을 최소화 하는 역할을 담당한다.

이와 같이 화력발전소 증기터빈용 밸브의 케이싱은 고온, 고압의 증기에 노출되어 작동되므로 이러한 하중 하에서 주어진 수명 주기 동안에 원활하게 작동하도록 설계되어야 한다. 이를 위하여 Fig. 2 와 같이 케이싱 표면에 부착된 열전대를 사용하여 발전소 가동 중에 내벽과 외벽의 온도를 측정하며, 이렇게 측정된 온도차가 저주기피로(Low cycle fatigue, LCF)와 크립(Creep)을 고려하여 설계 단계에서 미리 규정된 최대허용온도차(Maximum allowable temperature differences)를 초과하지 않도록 밸브로의 증기 유입이 자동으로 조절된다. 이와 같이 설계 수명을 보장하고 안정적인 발전소 운용을 위해 밸브 케이싱의 설계의 정확성과 신뢰성을 향상시키는 것은 매우 중요하며, 설계 단계에서 케이싱 내외벽의 최대허용온도차를 효율적이고 정확히 계산하는 것이 요구된다.⁽¹⁾

본 연구는 터빈에 공급되는 증기량 및 흐름의 조절을 위해 중심적인 역할을 담당하는 화력발전용 주정지밸브 케이싱을 대상으로 하여, 수명 기간 동안에 저주기피로 수명을 보장하고 크립 파열을 방지하기 위한 계산 절차와 이에 근거한 최대허용온도차 계산 방법을 제시한다. 제시된 방법의 적용 예로서는 500MW 용량의 증기터빈의 주정지밸브 케이싱에 대해 온도 및 응력의 해석에서부터 시작하여 저주기피로 해석, 크립 해석을 수

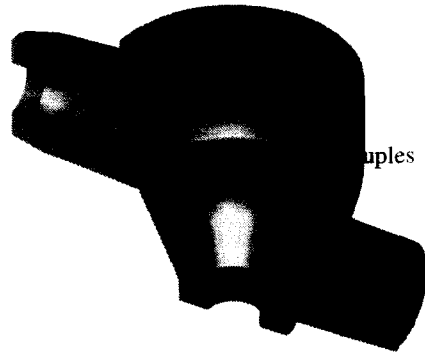


Fig. 2 Location of the thermocouples to monitor wall temperature

행하고 이 결과로부터 최대허용온도차를 구하고자 한다.

2. 케이싱의 수명 설계

2.1 최대허용온도차 선도

밸브 케이싱의 벽은 기동(Start-up), 유지(Holding) 및 정지(Shut-down) 시 반경방향 온도구배의 영향을 받아 열응력이 발생한다. 터빈의 운전 방식에 따라 가열과 냉각이 주기적으로 가해지므로 밸브 케이싱의 저주기피로와 크립에 의한 수명단축을 유발하며 이러한 손상을 막기 위해 Fig. 2 와 같이 케이싱 내외벽 표면에 열전대 부착위치를 결정한 다음 내벽온도의 함수로써 저주기피로 수명을 계산하여 내외벽의 최대허용온도차를 결정하게 된다.

본 논문에서는 아래에 언급한 설계 원칙을 만족하도록 Fig. 3 에 나타낸 바와 같이 케이싱의 최대허용온도차를 내벽 온도에 관한 선형함수로 가정한 최대허용온도차 선도를 제시하고자 한다.

- 지정된 수명 주기동안 사용 가능해야 한다.
- 399°C 이하의 온도에서는 저주기피로에 관한 설계 수명을 만족해야 하며, 399°C 이상의 온도에서는 저주기피로 뿐만 아니라 크립 파열의 방지도 고려해야 한다.

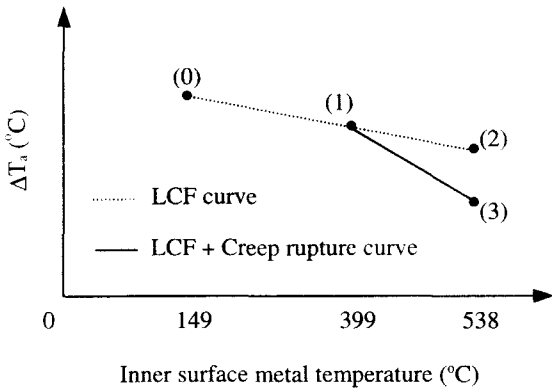


Fig. 3 Graph of the maximum allowable temperature difference

상기 설계 원칙에 따라 최대허용온도차 선도를 결정하기 위해서는 Fig. 3에 표시된 세 점 (1)~(3)에서의 케이싱 내벽 온도에 따른 내외벽의 최대허용온도차를 결정하면 된다. 엄밀하게는 내벽 온도의 함수로써 내외벽의 최대허용온도차를 결정해야 하지만 계산에 많은 시간과 비용이 소요되므로 케이싱의 최대허용온도차를 내벽 온도에 관한 선형함수로 가정하였으며, 이렇게 가정된 최대허용온도차 선도는 실제보다는 보수적이라고 할 수 있다. 399°C에서 꺾인 점 (1)은 저주기피로 영역과 크립 영역의 경계를 나타내며 538°C상의 점 (2), (3)는 Fig.3에서 각각 점선과 실선으로 표시된 저주기피로 및 저주기피로와 크립을 고려한 최대허용온도차 선도를 구하기 위해 편의상 임의로 선택되었다. 저주기 피로해석을 통하여 두 점(1), (2)의 최대허용온도차와 저주기피로와 크립을 동시에 고려하여 점(3)의 최대허용온도차가 결정되면 발전소 운용에 사용되는 최대허용온도차 선도는 (0), (1), (3)을 연결하는 직선이 된다. 한편, 밸브 케이싱의 온도는 비교적 높은 온도이며 실제 최대허용온도차 선도에서는 149°C 이하의 데이터는 사용되지 않기 때문에 Fig.3에 나타내지 않았다.

2.2 저주기피로 해석

본 절에서는 최대허용온도차 선도 작성을 위해 수행하는 저주기피로 해석의 과정을 제시하고자 한다. 밸브 케이싱 내벽의 온도가 399°C 이하인 경우 저주기피로에 의한 손상만 고려하며, Fig. 3의 점(1)과 (2)를 구하는 순서는 다음과 같다.

우선 밸브 케이싱에 대해 요구되는 수명 주기에 대한 허용총변형률(Permissible total equivalent strain) $(\epsilon_T)_{perm}$ 을 Fig. 4와 같은 $\epsilon-N$ 곡선에서 찾는다. 그리고 운전 조건에서의 유한요소법을 사용한 온도 및 응력해석으로부터 최대허용온도차를 구할 밸브 케이싱 내외벽의 온도와 응력분포를 계산하고, 다음의 식에서 형상계수 k 와 탄성응력집중계수 K_i 를 계산한다.⁽²⁾

$$k = \frac{(1-\nu)\sigma_i}{E\alpha\Delta T}, \quad K_i = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_i} \quad (1)$$

여기서 E, ν, α 는 각각 탄성계수, 포와송 비, 열팽창계수를 나타낸다. ΔT 는 열전대가 부착되는 내외벽 두 지점의 온도차를 나타내며, 또한 σ_i 와 σ_{max} 는 각각 내벽 열전대 부착점의 유효응력(Equivalent stress)과 케이싱에서의 최대 유효응력을 나타내며, 역시 유한요소 해석 결과로부터 계산된다. 다음은, Fig. 4의 $\epsilon-N$ 곡선에서 구한 399°C에 대한 허용총변형률을 다음 식에 대입하여 399°C에 대응되는 허용응력강도 σ_T 를 계산한다.

$$\epsilon_T = \frac{\sigma_T}{E} + \left(\frac{\sigma_T}{K}\right)^{1/n} \quad (2)$$

여기서 K 는 소성계수(Plastic coefficient)를, n 은 가공경화지수(Strain hardening exponent)를 가리킨다. 다음은 앞에서 계산된 허용총변형률과 허용응력 및 탄성응력집중계수를 다음 식에 대입하여 399°C에 대한 공칭변형률(Nominal equivalent strain) ϵ_{nom} 을 계산한다.⁽³⁾

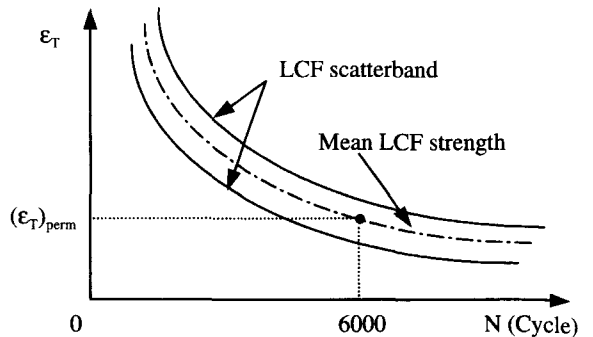


Fig. 4 Strain - life curve

$$\epsilon_T = \frac{\epsilon_T}{\sigma_T} E \epsilon_{nom} + (K_T - 1) \epsilon_{nom} \quad (3)$$

그리고 계산된 공칭변형률을 다음 식 (4)에 대입하여 399°C의 공칭응력(Nominal equivalent stress) σ_{nom} 을 계산한 후 식 (5)를 사용하여 최대허용온도차 ΔT_a 를 계산한다.

$$\epsilon_{nom} = \frac{\sigma_{nom}}{E} \quad (4)$$

$$\sigma_{nom} = k \frac{E\alpha}{1-\nu} \Delta T_a \quad (5)$$

이와 같이 계산된 최대허용온도차는 Fig. 3의 내벽온도 399°C와 일치하는 점 (1)의 수직 좌표로 사용된다.

한편 내벽 온도가 538°C일 경우는 우선 $\epsilon-N$ 곡선에서 구한 399°C의 허용총변형률을 사용하여 다음 식으로부터 538°C에 대한 허용총변형률을 계산한다.

$$(\epsilon_T)_{538} = (\epsilon_T)_{399} \left(\frac{\sigma_y}{E} \right)_{538} \left(\frac{E}{\sigma_y} \right)_{399} \quad (6)$$

여기서 하첨자는 해당되는 온도를 가리키며, σ_y 는 항복응력을 나타낸다.

저주기피로의 영향만을 고려한 Fig. 3의 점 (2)에 해당되는 최대허용온도차는 538°C에 대한 허용총변형률을 먼저 계산한 후 나머지는 앞서 구한 점 (1)의 최대허용온도차를 계산한 경우와 동일한 절차로 계산할 수 있다.

2.3 크립 해석

저주기피로 및 크립의 영향을 함께 고려한 Fig. 3의 점 (3)에 해당되는 최대허용온도차는 다음의 순서에 따라 계산한다.

먼저 기동 후 정상상태에 도달했을 때 케이싱의 최대유효응력 σ_{max} 를 계산한다. 그리고 최대응력과 다음 식 (7) 및 Larson-Miller 도표를 이용하여 파열시간 t_r 을 구한다.⁽⁴⁾

$$P = 0.001(T + 460)(20 + \log t_r) \quad (7)$$

여기서 P 와 T 는 Larson-Miller 변수 및 절대온도를 나타낸다. 이와 같이 계산된 파열시간 t_r 과 운전시간 t_s 를 다음 식에 대입하여 파열손상(Rupture damage) D_R 을 계산한다.

$$D_R = \frac{t_s}{t_r} \quad (8)$$

케이싱의 내벽온도가 538°C인 크립영역에서는 일반적으로 저주기피로와 크립파손이 상호 작용하여 파손을 일으킨다. 파열손상에 관련해서는 Minor 법칙을 적용하여 파열손상과 요구 수명이 주어졌을 때의 균열시작주기(Crack initiation cycle) N 를 계산하게 되며, 이 균열시작주기를 이용하여 $\epsilon-N$ 곡선에서 399°C의 허용총변형률을 계산하게 된다. 나머지 절차들은 내벽 온도가 538°C이고 저주기피로의 영향만을 고려한 Fig. 3의 점 (2)에 해당되는 최대허용온도차를 구하는 절차와 동일하게 결정할 수 있다.

3. 적용 예

본 장에서는 앞 장에서 제시된 최대허용온도차 계산 방법의 적용 예로서 500MW 용량의 증기터빈 주정지밸브 케이싱에 대해 유한요소법을 이용한 응력해석을 수행하고, 이 결과로부터 앞 장에서 기술한 방법에 의거하여 저주기피로해석과 크립해석에 근거한 최대허용온도차를 구하였다.

3.1 유한요소법을 사용한 온도와 응력 해석

본 연구의 설계 대상인 주정지밸브 케이싱의 온도와 응력해석을 위하여 대칭성을 고려하여 전체 형상의 절반만 모델링하였으며, 유한요소해석 프로그램으로는 ANSYS⁽⁵⁾를 사용하였다. 유한요소 모델은 Fig. 5와 같으며, 사용한 요소는 선형 8절점 육면체 요소이고 절점과 요소의 수는 각각 12,270 개와 2,353 개이다. 해석에 사용된 밸브 케이싱 재료의 화학적성분은 Table 1과 같다.

운전 조건 하에서의 하중은 증기의 압력과 온도를 고려해야 한다. 온도해석을 위해서 온도의 함수로 정의되는 물성치를 입력함으로써 증기터빈의 기동, 유지 및 정지 시의 온도 변화에 따라서

Table 1 Chemical composition of the valve casing material

C	Mn	Si	Cr	Mo	V
0.12	0.50	0.20	1.00	0.90	0.20
~0.20	~0.90	~0.60	~1.50	~1.20	~0.35

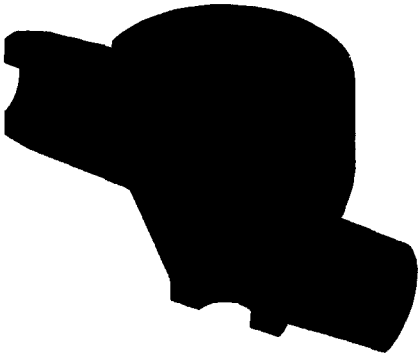


Fig. 5 Finite element model of the main stop valve casing

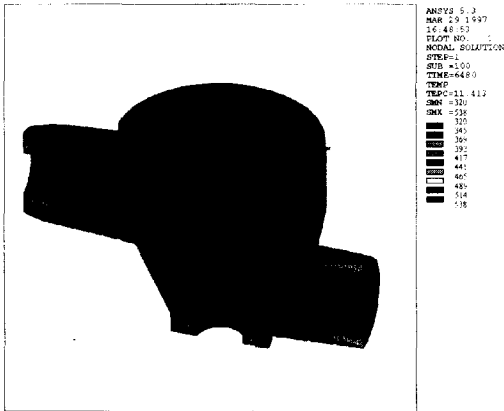


Fig. 6 Temperature distribution at the last time step of start-up (TRR=260°C/hr)

물성치 변화를 감안할 수 있도록 하였다. 온도 해석을 위한 경계조건으로서 밸브 케이싱 내벽의 온도는 증기 온도와 동일한 것으로 가정하고, 외벽

은 완전 단열을 고려하였다. 엄밀하게는 케이싱 내벽에는 각 부분마다 다른 열전달계수를 고려하여 열전달 해석을 수행해야 하지만 본 연구에서는 편의상 실제보다 엄격한 조건으로서 내벽의 온도를 증기의 온도와 동일한 것으로 가정하였으며, 이 방법은 실제 운전 조건보다 내외벽의 온도차가 크게 계산되므로 더 보수적인 조건이다. 밸브의 운전은 기동 시 정상 상태에 도달할 때 까지 일련의 여러 단계를 거쳐 온도 상승이 이루어지는데 본 연구에서는 한 단계만의 온도 상승만을 가정하고, 온도경사율(Temperature ramp rate, TRR)이 각각 93°C/hr, 166°C/hr 및 260°C/hr 의 3 가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. Fig. 6 은 온도해석 결과 중에서 밸브 기동 시 260°C/hr 의 온도경사율을 고려한 기동 종료 시간에서의 밸브 케이싱 온도분포를 나타낸 것이다.

운전 압력과 온도를 고려한 열응력해석을 위한 유한요소 모델로는 온도해석에서 사용된 모델을 그대로 사용하고, 요소의 종류만 변환하였다. 그리고 온도 변화에 따른 기계적 물성치를 적용할 수 있도록 하였다. 응력해석을 위한 경계조건으로는 밸브 케이싱 구조물의 배치 및 구속 환경에 가장 근접하게 구속조건을 설정하였다. 먼저 대칭면에는 대칭 구속조건을 고려하였고, 케이싱 하단면에는 수직 방향의 변위를 구속하였다. 그리고 주정지밸브케이싱의 출구와 조절밸브 케이싱의 입구는 용접 체결되므로 출구의 단면에 수직 방향의 변위를 구속하였다. 또한, 케이싱 입구는 주증기 배관과 연결되므로 이를 고려하여 입구의 단면에 수직 방향으로 분포 하중을 설정하였다. 한편, 밸브 케이싱 상부 면에는 케이싱의 뚜껑이 나사로 체결 되어 증기의 누설을 방지하는 역할을 수행하므로 힘의 평형을 고려하여 수직 방향으로의 분포 하중을 부과하였다. 케이싱 내벽에는 운전 증기압을 작용시켰는데, 밸브 케이싱의 운전 시에 기동 후 정상상태에 도달할 때까지 단계적인 압력 상승이 이루어지지만 본 연구에서는 일정한 압력이 가해지는 경우로 가정하여 해석했다. 그리고 앞서 해석한 결과인 밸브 케이싱 내의 시간에 따른 온도분포가 열응력해석을 위한 입력 데이터로 사용된다. 실제 밸브 케이싱의 기동 시 앞서 언급한 바와 같이 압력과 온도가 여러 단계를 거쳐 상승하지만 본 연구에서는 경계조건 설정 및 해석의 간소화를 위해 일정한 작동 증기압과 한 단계

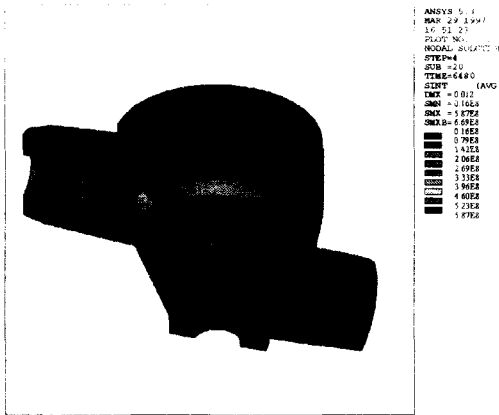


Fig. 7 Stress intensity distribution at the last time step of start-up (TRR=260°C/hr)

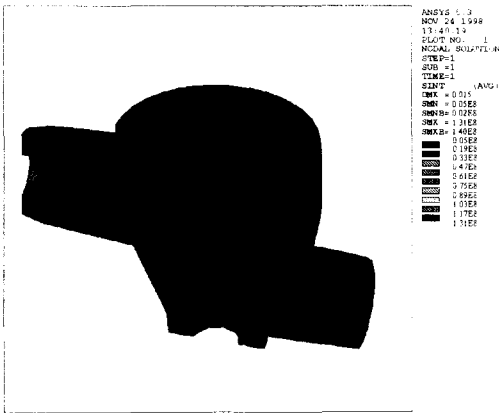


Fig. 8 Stress intensity distribution at steady state after completion of start-up

의 온도 상승만을 고려하였는데 그 결과는 실제 운전 조건보다 보수적인 해로 볼 수 있다.

ASME Code⁽⁶⁾에서는 설계 기준을 응력강도 (Stress intensity)의 관점에서 규정하고 있는 바, 기동 종료 시간에서의 케이싱 내의 응력강도의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 이 해석 결과는 뒤에서 기술될 저주기피로만을 고려한 최대허용온도차 계산에 이용된다. 그리고 정상상태에서의 응력강도 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 이 해석 결과는 저주기피로와 크립을 동시에 고려한 경우의 최대허용온도차 계산에 이용된다.

3.2 수명 설계와 최대허용온도차 계산

본 절에서는 앞에서의 응력 해석 결과를 사용하고, 제 2 장에서 제시한 방법에 따라 주정지밸브 케이싱의 수명 설계를 위한 기동 시의 최대허용온도차를 계산한 결과를 기술하고자 한다. 수명 설계를 위한 조건으로 6000 주기의 수명을 가정하였다.

기동시 온도경사율이 각각 93°C/hr, 166°C/hr 및 260°C/hr 의 3 가지 경우에 대한 기동종료 시간에서의 온도 및 응력해석의 결과와 이로부터 계산한 형상계수와 탄성응력집중계수를 정리한 결과는 Table 2 와 같이 표시된다.

Table 2 Results of finite element analysis and the geometry factor and the elastic stress concentration factor

TRR (°C/hr)	ΔT (°C)	σ _f (MPa)	σ _{max} (MPa)	k	K _t
93	39	157	273	0.855	1.732
166	71	243	422	0.854	1.732
260	105	337	587	0.852	1.739

또한, 정상상태에 도달했을 때의 최대응력 σ_{max} 는 131MPa 로 나타났다. Table 2 에서 알 수 있듯이 세 가지의 각각 다른 온도경사율을 사용하더라도 형상계수 k 와 탄성응력집중계수 K_t 의 계산 결과는 차이가 거의 없는 것으로 나타났다.

이러한 해석 결과와 제 2 장에서 기술된 계산 절차를 바탕으로 저주기피로 및 크립을 함께 고려한 경우 기동 시의 화력발전용 주정지밸브 케이싱 내벽온도에 따른 내외벽의 최대허용온도차를 계산한 선도를 Fig. 9 에 나타내었다.

한편, 앞 절에서 가정한 내벽에서의 경계조건은 본 연구의 최종 계산 목표인 최대허용온도차를 계산하는 데에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 실제로 실험과 수치해석을 통해 얻은 밸브 케이싱 내부의 열전달계수를 사용한 경우와 본 연구에서와 같이 증기의 온도를 내벽의 온도로 사용한 경우에 대해 각각 계산된 최대허용온도차의 오차는 5% 이내의 범위 내에 들어감을 알 수 있었다. 밸브 케이싱 내벽에서의 열전달계수를 실험이나 수치 해석에 의해 정확하게 구하는 것은

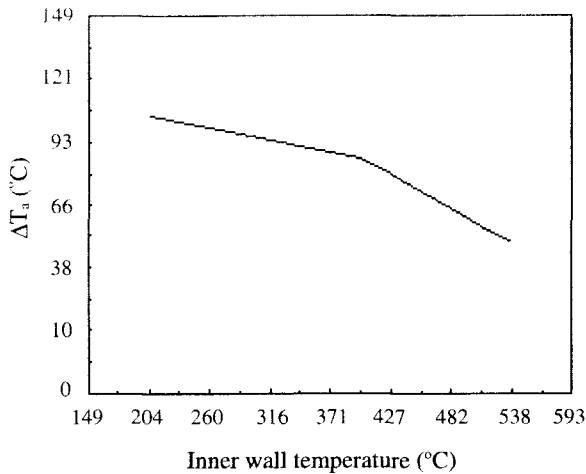


Fig. 9 The maximum allowable temperature difference versus Inner wall temperature during start-up

상당한 시간과 비용이 소요되므로, 본 연구에서와 같이 열응력 해석을 위한 온도경계조건으로 내벽이 증기의 온도와 동일한 것으로 가정하더라도 최대허용온도차를 비교적 정확하게 계산할 수 있는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 증기터빈 밸브 케이싱에 대하여 유한요소법을 이용한 온도 및 응력해석 결과로부터 저주기피로 수명을 보장하고 크립 파열을 방지하기 위한 수명 설계 과정과 이에 근거한 최대허용온도차 계산 방법을 제시하였다. 제시한 방법을 화력발전소 주정지밸브에 적용하여 터빈 제어를 위한 최대허용온도차 선도를 작성하였다. 본 연구에서 제시한 방법은 증기터빈 밸브의 효율적 설계를 위해 유용하게 적용될 수 있으며, 나아가 화력발전소 가동의 안전성과 신뢰성 향상에 기여할 수 있다.

참고문헌

1. Leyzerovich, A., Large Power Steam Turbines: Design and Operation, Vol. 1, pp. 297, Pennwell Publishing Co., Tulsa, Oklahoma, 1997.

2. Timoshenko S.P. and Goodier J.N., Theory of Elasticity, Third Edition, Mcgrow-Hill Book Company, pp. 449, 1970.
3. Gonyea, D.C., A Method for Low-Cycle Fatigue Design Including Notch and Biaxial Stress, General Electric, DF70LS77, 1977.
4. Viswanathan, R., Damage Mechanisms and Life Assessment of High Temperature Components, ASM International, 1994.
5. ANSYS Theory Reference Manual, Release 5.3, ANSYS Inc., 1994.
6. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, Rules for Construction of Pressure Vessel – Alternative Rules, 1996.