

열적 제한요소를 고려한 열회수 증기발생기의 시동 특성 해석

김영일* · 김동섭** · 김재환* · 노승택*** · 고상근***

(1999년 3월 31일 접수)

Analysis of Start-up Characteristics of a Heat Recovery Steam Generator Considering Thermal Constraints

Young Il Kim, Tong Seop Kim, Jae Hwan Kim, Sung Tack Ro and Sang Ken Kauh

Key Words : HRSG(열회수 증기발생기), Combined Cycle(복합발전), Dynamic Behavior(동적거동) Start-up(시동), Thermal Stress(열응력), Fatigue(피로)

Abstract

A thorough understanding of the transient behavior during start-up is essential in the design and operation of the heat recovery steam generator(HRSG). During this period of time, material that is exposed to high temperature and experiences a large temperature variation is subject to high thermal stress. In this work, a transient formulation of the HRSG is constructed including the estimation of the thermal stress and fatigue of the drum wall. Start-up behavior of a single-pressure HRSG is analyzed and the effect of bypassing part of the gas turbine exhaust flow on the thermal stress evolution is examined. It is found that the modulation of the gas flow rate using a bypass damper is very useful in view of reducing the thermal stress of the drum and ensuring the fatigue lifetime.

기호설명

A	: 전열면적
c	: 비열
c_p	: 정압비열
c_v	: 정적비열
E	: 탄성계수
G	: 그린함수
G_s	: 정상상태 그린함수 값
h	: 열탈피
m	: 질량
\dot{m}	: 질량유량
N	: 피로파괴에 도달하는 사이클 횟수
P	: 압력
r	: 반경방향
RA	: 단면감소율
T	: 온도

TS	: 인장응력
t	: 시간
u	: 내부에너지
V	: 부피
α	: 열전달계수
α^*	: 열팽창계수
α_t	: 열확산율
ν	: Poisson 비
ρ	: 밀도
σ	: 열응력
σ_T	: 상당열응력

상첨자

n	: 시간단계
-----	--------

하첨자

b	: 경계
d	: 증기드럼에서의 상태
ec	: 절단기
ev	: 증발기
g	: 가스

* 서울대학교 대학원 기계공학부

** 회원, 서울대학교 터보·동력기계연구센터

*** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

- i : 입구, 안쪽 벽면
- k : 열교환기의 단위격자
- m : 금속
- o : 출구, 바깥쪽 벽면
- r : 반경방향
- sh : 과열기
- t : 원주방향
- w : 물 또는 증기
- z : 길이방향

1. 서론

가스터빈에서 배출되는 고온 배기가스의 열을 회수하여 이용하는 복합발전 및 열병합발전은 여타의 열동력 시스템과 비교해 볼 때 에너지 자원의 효율적 이용 및 공해 문제의 측면에서 우월하며, 현재 꾸준히 성능개선이 이루어지면서 보급이 증가되고 있다. 이와 같은 시스템에서 하부사이클의 주요 구성부인 열회수 증기발생기(heat recovery steam generator, 이하 HRSG)는 가스터빈 배기가스의 에너지를 이용하여 증기터빈에 공급되는 고온, 고압의 증기를 발생시키는 구성부로서 핵심 요소들 중의 하나이다. HRSG는 고온 가스에 직접 노출되므로 시스템의 효율 및 출력의 향상뿐 아니라 운전 신뢰성 확보를 위해서 다양한 운전범위에서의 작동 특성 해석이 필수적이다.

특히 복합발전 시스템은 작동유체의 온도 및 압력이 높으므로 운전상태의 변화에 따라서 온도와 압력의 변화폭이 크며, 이에 따라 여러 가지 문제점이 발생할 소지가 많다. 특별히 중급 규모(수십 MW)의 복합 열병합발전 또는 매일 기동, 정지를 반복(daily start/stop)하는 복합발전 시스템들에 있어서는 빠른 시동과 신뢰성 있는 동적 거동(dynamic behavior)이 필요하다. 이러한 동적 특성은 효율과 더불어 플랜트를 선택할 때 중요한 파라미터가 된다. 따라서 설계점, 탈설계점 해석뿐만 아니라 동특성 해석이 필요하다. 과도운전중의 가장 대표적인 것은 시동과 정지로서 가장 큰 온도 및 압력의 변화를 가져온다. 특히 시동 시에는 시스템 구성부의 급격한 온도 증가로 인한 열응력의 성장에 의하여 드럼과 튜브의 파손을 가져올 수 있으며, 이러한 파손은 플랜트의 수명에 영향을 미치게 된다. 또한, 드럼의 수위가 급격하게 변하는 swell effect가 발생하므로 적절한 드럼내의 압력과 수위를 유지해서 보일러와 터빈을 보호해야 한다. 따라서 시동과정에서 각 구성부의 온도 변화와 드럼내의 수위 및 압력 변화 예측은 매우 중요하다.

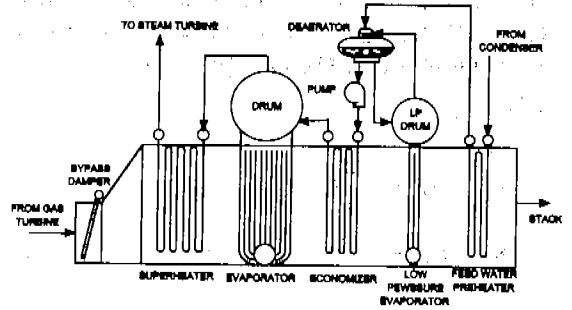


Fig. 1 Schematic of the HRSG.

현재까지 HRSG 해석에 있어서는 주로 정상상태 해석이 많으며 일부 과도특성 해석들이 이루어지고 있으나^(1,2), 중요한 열응력의 예측 등은 활발히 이루어지지 않았다. 본 연구에서는 HRSG의 시동특성 파악에 중점을 두고 과도 작동특성 해석용 계산과정을 구성하고, 개념 설계된 모델 시스템을 대상으로 시동 특성을 해석한다. 해석된 온도, 압력 변화에 바탕을 두고 증기 드럼벽에서 시간에 따른 열응력의 성장을 예측하고 피로수명을 예측한다. 그리고 과도한 열응력 발생을 억제하기 위한 방안의 하나로서 가스터빈에서 배출되는 가스의 일부를 바이패스시키는 방법에 대해서도 해석을 수행한다.

2. 해석

2.1 구성부 모델링

2.1.1 개요

본 연구의 해석에 이용된 HRSG의 개략도를 Fig. 1에 보였다. 이러한 형태의 HRSG는 단압(single-pressure) 터빈용 시스템이지만, 탈기(deaerator)용 저압증발기를 포함하고 있으므로 실제에는 2가지 압력 수준(pressure level)이 존재한다. 따라서 본 연구의 해석과정은 다소간의 수정을 통하여 다압(multi-pressure) 시스템으로 발전 가능하다. 구성부들을 크게 세가지로 나누어서 모델링하였다. 과열기, 절판기, 급수예열기는 상변화가 일어나지 않는 단상(single-phase)의 열교환기로, 증발기는 비동에 의해 상변화가 일어나고 있으므로 2상(two-phase)의 열교환기로 각각 모델링을 하였다. 또한 기수분리가 일어나는 드럼을 하나의 구성부로 따로 모델링을 하였다. 각 열교환기는 모두 원판 내부로 물(또는 증기)이 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여 직교류형(cross flow) 열교환을 한다.

가스, 열교환기 금속 및 물(또는 증기)로 이루어지는 열교환 요소(검사체적)에 대하여 1차원 과도상태 지배방정식을 도입한다. 질량 균형식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{g,o} - \dot{m}_{g,i} + V \frac{\partial \rho_g}{\partial t} &= 0 \\ \dot{m}_{w,o} - \dot{m}_{w,i} + V \frac{\partial \rho_w}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

에너지 균형식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_g \frac{\partial(\rho u)_g}{\partial t} &= (\alpha A)_g (T_m - T_g) - [(\dot{m}h)_{g,o} - (\dot{m}h)_{g,i}] \\ V_m \frac{\partial(\rho c T)_m}{\partial t} &= (\alpha A)_g (T_g - T_m) + (\alpha A)_w (T_w - T_m) \\ V_w \frac{\partial(\rho u)_w}{\partial t} &= (\alpha A)_w (T_m - T_g) - [(\dot{m}h)_{w,o} - (\dot{m}h)_{w,i}] \end{aligned} \quad (2)$$

2.1.2 파열기, 절탄기, 급수에열기

전체적으로 보면 물과 가스의 입출구가 서로 반대편에 위치한 대향류형(counter flow)의 열교환기이므로 가스 유동 방향으로 1차원 제어체적을 두어 계산을 수행한다.

$$\begin{aligned} (mc_v)_{g,k} \left[\frac{T_{g,k}^{n+1} - T_{g,k}^n}{\Delta t} \right] &= (\alpha A)_{g,k} (T_{m,k}^n - T_{g,k}^n) - (\dot{m}c_p)_{g,k} (T_{g,k}^n - T_{g,k-1}^n) \\ (mc)_{m,k} \left[\frac{T_{m,k}^{n+1} - T_{m,k}^n}{\Delta t} \right] &= (\alpha A)_{g,k} (T_{g,k}^n - T_{m,k}^n) + (\alpha A)_{w,k} (T_{w,k}^n - T_{m,k}^n) \\ (mc_v)_{w,k} \left[\frac{T_{w,k}^{n+1} - T_{w,k}^n}{\Delta t} \right] &= (\alpha A)_{w,k} (T_{m,k}^n - T_{w,k}^n) - (\dot{m}c_p)_{w,k} (T_{w,k}^n - T_{w,k+1}^n) \end{aligned} \quad (3)$$

해석을 위해서는 물(증기)과 가스의 물성치들 및 관내외부의 열전달계수 값들이 필요하다. 가스의 물성치로는 대표적인 가스 터빈 출구조건에 따른 조성비를 고려한 온도에 의존하는 값들을 부프로그램⁽³⁾을 이용하여 구하였고, 물 및 증기의 물성치는 전산화된 자료⁽⁴⁾를 사용하였다. 관 내부의 열전달계수는 빈번히 사용되는 Dittus-Boelter 형상관식⁽⁵⁾을 사용하여 구하였다. 관 외부의 열전달

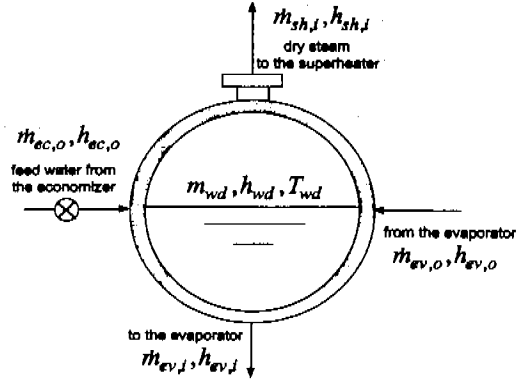


Fig. 2 Schematic of the steam drum.

계수는 판의 형상과 배열 등의 함수로 주어지는 제작사⁽⁶⁾에서 제안한 식을 사용하였다. 계산 대상 HRSG의 설계점 파라미터들을 결정할 때에도 같은 식들이 사용되었다.

2.1.3 증발기

증발기에서는 물/증기의 온도가 일정하므로 하나의 검사체적으로 두고 평균적 개념으로 계산하여도 큰 오차가 발생하지 않을 것이므로, 증발기 전체를 하나의 단위요소로 모델링하였다. 따라서 식 (3)과 같이 차별화하지 않고 식 (2)를 그대로 증발기 전체에 적용하여 계산한다. 증발기에서의 관내 유동은 핵비동을 수반하는 강제대류유동이므로 핵비동 열전달과 강제대류 열전달을 조합하여 고려한 Chen⁽⁷⁾의 경험식을 사용한다. 강제순환을 고려하여 설계점 순환유량을 시동 시부터 부여하여 계산하였다.

2.1.4 증기드럼

물과 증기의 출입을 나타낸 증기드럼에서의 개략도는 Fig. 2와 같다. 드럼 내부에서 매순간 포화상태로서 열적으로 평형을 이룬다고 가정하면 드럼에서의 질량 및 에너지 균형식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dm_{wd}}{dt} = \dot{m}_{ec,o} + \dot{m}_{ev,o} - \dot{m}_{ev,i} - \dot{m}_{sh,i} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{d(mu)_{wd}}{dt} &= (\dot{m}h)_{ec,o} + (\dot{m}h)_{ev,o} \\ &\quad - (\dot{m}h)_{ev,i} - (\dot{m}h)_{sh,i} \end{aligned} \quad (5)$$

드럼에서 파열기로 나가는 증기유량은 증기배출구물 노즐로 생각하여 다음의 식으로부터 구한다.

$$\frac{\dot{m}_{sh,l} \sqrt{T_{wd}}}{P_d} = \text{constant} \quad (6)$$

설계점 계산시에 상수값을 구하면 그 이의 작동 상태에서 유량이 구해진다.

2.1.5 기타

본 연구에서는 특별한 인위적 제어(수위제어 등)는 하지 않았다. 시동과정을 통하여 드럼의 압력이 상승하는데, 지정된 압력 즉, 설계 압력보다 높아지는 경우에는 식 (6)으로 주어지는 유량보다 더 많이 배출하여 드럼의 압력을 유지시켜서 과열을 막도록 하였다. 정상상태에 이르면서 이러한 추가 배출유량은 감소하게 된다.

2.2 열응력 및 피로수명 계산

2.2.1 열응력 계산

드럼은 원통형 실린더 형태이며, 원주 및 길이 방향으로의 온도변화를 무시하면, 드럼 벽에 대하여 다음과 같은 지배방정식의 적용이 가능하다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha_r} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

적절한 경계조건을 적용하면 위 식에서 온도분포가 계산된다. 드럼내벽 온도는 포화온도와 같게 두고, 외벽에서는 공기에 의한 자연대류 열전달 조건(일정한 공기온도 및 열전달 계수)을 준다. 온도분포가 주어지면, 반경, 원주, 길이 방향의 세 가지 성분의 열응력을 다음식⁽⁹⁾으로 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E\alpha^*}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 - r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^r T \cdot r \cdot dr - \int_{r_i}^r T \cdot r \cdot dr \right) \\ \sigma_t &= \frac{E\alpha^*}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^r T \cdot r \cdot dr + \int_{r_i}^r T \cdot r \cdot dr - T \cdot r^2 \right) \\ \sigma_z &= \frac{E\alpha^*}{1-\nu} \left(\frac{2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^r T \cdot r \cdot dr - T \right) \end{aligned} \quad (8)$$

열응력은 Von Mises 외 식에 의해 다음과 같이 상당응력으로 계산된다.

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 \right]} \quad (9)$$

이러한 기본적 계산 방식을 따르면 응력계산은 매 시간단계에 모든 위치에서 이루어져야 한다. 실제로 문제가 되는 것은 최고응력 즉, 가장 크게 응력을 받는 곳에서의 응력의 절대값이므로 가능하다면 계산 시간을 줄이면서 최고응력을 예측하는 것이 요구된다. 본 해석에서는 이러한 방법의 하나로서 위의 일반적 방법을 단위온도변화(본 연구의 경우에는 드럼내부 벽 온도 1K 변화)에 대하여 적용하여 각 부위의 응력을 계산하여 그린함수(Green's function)를 구한 뒤 다른 온도조건, 즉 임의의 시간에서는 주어지는 경계(내부벽면) 온도와 그린함수를 바탕으로 열응력을 구하는 방식⁽¹⁰⁾을 사용한다. 본 연구에서는 비록 드럼 형상을 단순화하였기 때문에 직접 각 시간단계에 응력을 계산하는 방법과 계산 시간면에서 큰 차이는 없을 수 있으나, 구체적인 형상을 다루고자 할 때에는 큰 장점이 되므로 추후 확장 가능하도록 본 연구에서 채택하였다.

Figure 3은 단위온도를 변화시켰을 때의 드럼 각 지점에서의 시간에 따른 온도변화를 나타내고 있다. 내벽에 가까울수록 온도변화가 급격함을 알 수 있다. Figure 4에서는 드럼 각 지점에서의 시간에 따른 열응력의 변화를 나타낸다. 내벽에서 가장 큰 응력의 변화를 보이고 두께 가운데 부근에서 가장 작은 응력을 보인다. 여기서 구한 Fig. 4의 결과가 각 위치에서의 그린함수가 된다. 판성체의 응력분포는 온도변화를 유일한 변수로 사용한다는 준 정적 열탄성 이론⁽¹⁰⁾으로부터 그린함수를 이용한 열응력 계산식은 다음과 같이 표현된다.

$$\sigma_T(r, t) = \int_0^t G(r, t - \tau) \frac{\partial}{\partial \tau} T_b(\tau) d\tau \quad (10)$$

여기서 T_b 는 경계, 즉 내벽의 온도이다. 그린함수 G 는 어느 정도의 시간(decay time)이 지나면 일정한 값(G_s)을 가지게 되는데 이를 이용하면 열응력은 단순한 경계조건외 합으로서 다음과 같이 표현된다.⁽¹¹⁾

$$\sigma_T(r, t) = \sum_{k=1}^n G(r, k) \Delta T_b(k) + G_s(r) T_b(t) \quad (11)$$

드럼 내벽이 가장 열응력을 크게 받는 부분이므로 각 시간 단계에서는 이 부분의 열응력의 변화를 고찰한다.

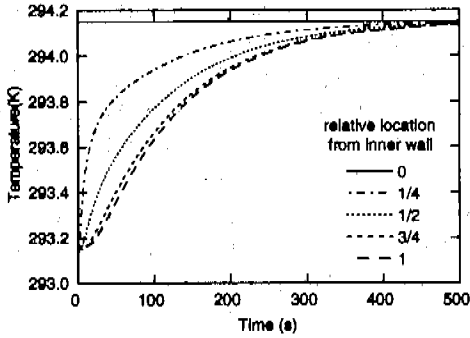


Fig. 3 Evolution of drum wall temperature distribution for unit temperature rise at the inner wall.

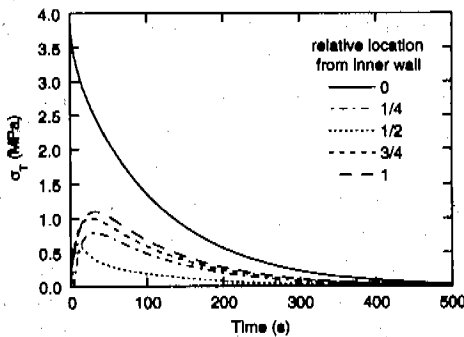


Fig. 4 Evolution of thermal stress distribution of drum wall for unit temperature rise at the inner wall.

2.2.2 피로수명 계산

시동과 정지를 주기적으로 행하면 반복하중에 의한 점진적 파단 현상인 피로가 생기게 된다. 이러한 손상은 수명에 영향을 미치게 된다. 한 주기(한번의 시동과정)의 응력 최대치를 알면 이 응력과 피로파괴에 이르는 횟수 사이의 관계(피로 곡선, $\sigma-N$ curve)로부터 그 응력이 반복될 경우에 피로파괴에 도달하는 사이클의 횟수(N)를 결정할 수 있다. 탄소강(carbon steel) 계통의 재질에 대한 응력과 피로수명 사이의 관계식은 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\sigma = \frac{E}{4\sqrt{N}} \ln \frac{100}{100 - RA} + 0.35TS \quad (12)$$

TS 는 인장강도이며, RA 는 단면감소율이다. 한편 본 연구에서는 드럼을 단순화된 원통형 실린더로 가정하여 내벽면에서 최대응력이 발생하는 것으로 예상되었으나, 실제 드럼에서는 취약한 형상 부위 즉 증기출구 노즐이나 플랜지 등에서 국부적으로 매우 높은(벽 응력의 2 배까지 가능) 응력 집중 현상이 생기고, 피로파괴도 가장 쉽게 일어난다.⁽⁹⁾ 따라서 식 (12)에 의한 피로 파괴에 이르는 사이

Table 1 Design specifications of the HRSG.

gas inlet temperature	800K
gas flow rate	120kg/s
steam generation rate	13.57kg/s
Live steam temperature	780K
Live steam pressure	50bar
Low pressure	10bar
deacerator pressure	1.4bar
superheater area and mass	3110m ² , 34850kg
evaporator area and mass	8110m ² , 53210kg
conomizer area and mass	4160m ² , 27320kg
Low pressure evaporator area and mass	920m ² , 6030kg
feedwater preheater area and mass	915m ² , 6010kg

Table 2 Design specifications of the steam drum.

Inner radius	0.61m
radial thickness	79.4mm
Length	8.32m
mass	21370kg
density	7850kg/m ³
specific heat, c_m	0.544kJ/kgK
modulus of elasticity, E	220GPa
coefficient of thermal expansion, α	1.28x10 ⁻⁵ /K
Poisson's ratio, ν	0.29
tensile strength	100MPa
yield strength	50MPa

클 횟수 계산에는 내벽면 응력의 2 배에 해당하는 값을 사용한다.

3. 결과 및 고찰

본 연구의 대상은 45MW급 복합발전 플랜트(가스터빈 30MW, 증기터빈 15MW)의 HRSG이다. 설계점 해석⁽¹²⁾을 통하여 설계형상이 주어진 HRSG에 대하여 시동 해석을 수행하였으며 주요 제원은 Table 1과 같다. 드럼 재질은 SA-302C이며, ASME 규격⁽¹³⁾에 따른 설계 허용응력은 184MPa이다. 증기드럼의 제원 및 물성치는 Table 2에 나타나 있다. 드럼과 비교하여 여타 열교환기는 재질 성분상에는 다소 차이가 있으나 비열과 밀도는 큰 차이가 없으므로, 드럼과 같은 값을 사용한다. 가스터빈으로부터 배출되는 가스의 상태변화는 실제의 고성능 가스터빈의 자료⁽¹⁴⁾를 본 연구의 설계점 값에 맞게 수정하여 사용하며, Fig. 5에 나타난 바와 같다. 가스의 온도와 유량이 점진적으로 상승하여 정상상태에 도달하며, 시동기간 중에 가스터빈의 압축기에서 입구 안내깃과 가변정익들의 개도(opening) 조절이 병행되면서 얻어지는 전형적인 형태이다. 본 연구에서는 가스터빈의 출구유량을 그대로 HRSG에 공급하는 방식 외에도 일부의 가

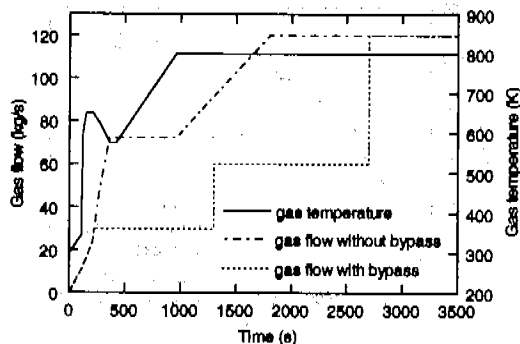


Fig. 5 HRSG inlet gas flow and temperature (scaled from gas turbine exit raw data⁽¹⁴⁾).

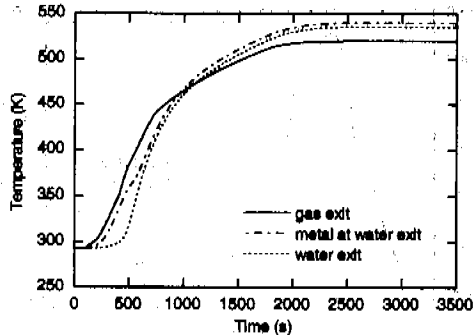


Fig. 7 Temperatures of gas exit, water exit and metal at water exit of the economizer (without gas bypass).

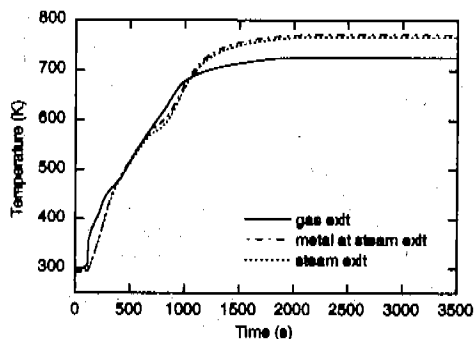


Fig. 6 Temperatures of gas exit, steam exit and metal at steam exit of the superheater (without gas bypass).

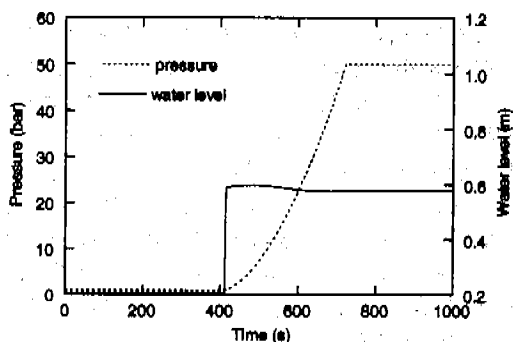


Fig. 8 Drum pressure and water level (without gas bypass).

스물 바이패스시키는 방식도 고려하고자 하며, 그림에서 파선으로 나타낸 유량변화가 바로 이 경우를 모사하기 위하여 가정된 것으로서, 단계적으로 유량을 증가시키는 방식이다. 가스온도는 두가지 경우에 모두 가스터빈 배기조건으로서 동일하다. 시동 초기조건은 293.15K, 1.013bar 이며, 초기에 급수 예열기, 절탄기 및 증발기 내부에는 물이 차 있고, 과열기에는 증기나 물이 존재하지 않는다고 가정한다. 초기 드림수위는 바닥으로부터 0.2m 이다.

3.1 바이패스 댐퍼가 없는 경우

가스터빈이 시동을 하면서 배출되는 전체의 배기가스가 그대로 HRSG를 통과한다. Figure 6은 과열기에서 가스 출구온도, 증기 출구온도 및 증기 출구측에서의 열교환기 금속의 온도를 나타내었다. 초기에는 판내에 증기가 없으므로 배기가스의 열이 열교환기벽 금속을 가열하는데 사용되어 금속의 온도 증가가 크다. 증발이 일어나 과열기로 증기가 유입되기 시작하더라도 가스측보다 증기측에서의 열전달계수가 충분히 크므로 증기의 출구온도는 같은 위치의 금속온도에 매우 가깝다. Figure

7은 절탄기에서 가스 출구온도, 증기 출구온도 및 증기 출구측에서의 열교환기 금속의 온도를 보여 주는데, 전체적인 정성적 변화가 과열기에서와 유사하다. 그러나 초기의 온도 변화에 있어서 과열기는 Fig. 5에 나타나 있는 급격하고 불규칙적인 가스 입구온도 변화를 직접 받아들이기 때문에 과열기 출구 온도변화가 심한 반면에, 과열기, 증발기 등 열적 감쇄기를 거친후의 절탄기에서의 온도 변화는 비교적 완만한 편이다. 약 2000초 이후에 시스템이 정상상태에 접근하는 것으로 나타난다.

Figure 8은 드럼내부 압력의 변화와 드럼내에서 증발이 일어나면서 생기는 드럼 수위의 변화를 나타내고 있다. 초기에는 증발판은 물의 순환에 의한 현열 증가 역할을 하며, 증발기에서 증기가 발생하면서부터 드럼내에 증기가 존재하고 이때부터 건포화 증기가 과열기로 배출된다. 따라서 이전까지는 시스템의 압력이 증가되지 않는다. 최초의 증기가 발생되기 시작하면 증발기의 밀도가 급격히 감소하게 되고 밀도의 감소는 드럼으로 물을 밀어내는 역할을 하게 되어서 드럼에서의 수위의 갑작스런 증가(swell effect)를 가져온다. 이러한 계산을 통하여 어느 시기에 얼마만큼의 드럼 내부수위의 변화가 일어나는지를 예측할 수 있다. 드럼

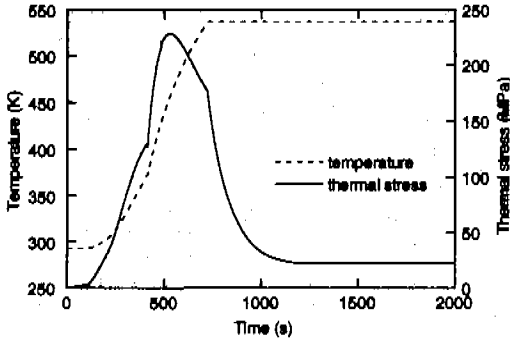


Fig. 9 Temperature and thermal stress at the drum inner wall (without gas bypass).

의 크기는 이러한 수위의 변화를 수용할 수 있도록 설계되어야 한다. 수위 상승 정도와 소요 시간 등은 시스템의 최초 상태 및 가스로부터의 열전달 상태에 의존한다고 볼 수 있다. 즉 본 계산에서는 매우 짧은 시간 내에 급격한 수위 상승이 일어나는 것으로 예측되어 있는데, 이는 본 해석이 차갑고 압력이 낮은 초기 상태에서의 시동(cold start)을 다루기 때문에 증발이 최초 발생하는 시점의 압력이 낮아 포화액과 증기의 밀도차가 크기 때문에 일어나는 현상으로 이해된다. 예를 들어 어느 정도 온도, 압력이 높은 상태에서 시동되는 경우(warm start)에는 수위 상승 정도가 그리 높지는 않을 것이다. 또한 가스로부터의 열전달율이 적으면 수위변화 속도가 더 완만해질 것이다.

드럼내부의 증기온도와 드럼에서 가장 큰 응력을 받는 드럼 안쪽 벽면에서의 열응력의 변화를 Fig. 9에 나타내고 있다. 물의 온도가 상승하면서 열응력이 높아지다가 증기가 생성된 후 온도 증가 기울기가 급해지면서 열응력이 급격히 높아진다. 그 뒤 다시 온도 변화 기울기가 작아지면서 열응력은 감소하기 시작하며, 온도가 설계수준으로 유지되면서 열응력은 급속히 감소한다. 주기동안의 최고응력은 증기가 발생하는 초기 단계에서 발견되며, 그 수치는 약 230MPa로 설계허용응력(184MPa)을 넘어서며, 피로 사이클 횟수는 1200회 정도로 예상된다.

3.2 바이패스 댐퍼가 있는 경우

바이패스 댐퍼를 사용하면 가스터빈의 작동과 독립적으로 HRSG의 운전이 가능하고 배기가스의 유량을 조절함으로써 열의 공급을 조절할 수 있다. 여기서는 1300초까지 25%의 유량, 2700초까지 50%의 유량을 그 이후로는 100%의 유량이 되도록 Fig. 5와 같이 바이패스를 시켰을 때의 변화를

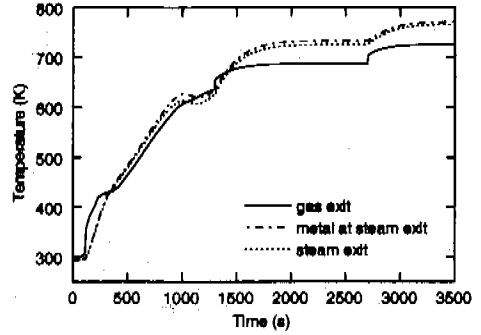


Fig. 10 Temperatures of gas exit, steam exit and metal at steam exit of the superheater (with gas bypass).

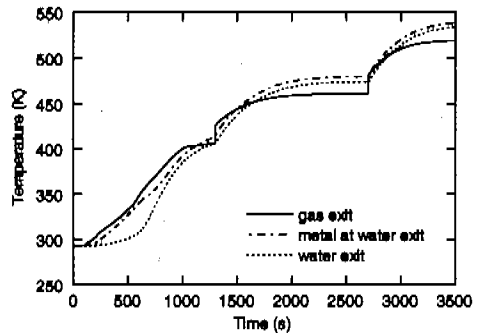


Fig. 11 Temperatures of gas exit, water exit and metal at water exit of the economizer (with gas bypass).

살펴보았다.

Figure 10과 11은 과열기와 절탄기에서 가스 출구온도, 증기(물) 출구온도 및 증기(물)출구에서의 열교환기 벽온도를 나타내고 있다. 바이패스로 가스의 유량을 변화시키는 시점에 온도가 아주 짧은 시간동안 급격히 변한다. 반면에 평균적인 온도증가 기울기(특히 초기단계에서)가 바이패스를 하지 않는 경우에 비하여 작고, 따라서 정상상태에 도달하는 시간이 증가한다. 드럼내부의 증기압력과 수위를 나타낸 Fig. 12를 통해서도 증발이 일어나는 시점과 정상상태에 도달하는 시간이 증가함을 알 수 있다.

드럼내부 증기의 온도와 내벽의 열응력 변화를 Fig. 13에 보였다. 초기에 가스로부터의 열전달율이 낮아서 응력성장이 작으며, 따라서 최고 열응력은 약 160MPa로 설계허용응력보다 낮다. 드럼내부 증기 온도의 상승 기울기만 상대적으로 작을 뿐이지 경향은 바이패스하지 않는 경우와 유사하므로 열응력의 성장 경향도 유사하다. 한편 피로 사이클 횟수는 약 6000회 정도로 바이패스하지 않는 앞의 결과와 비교해 볼 때 5배정도 증가하여 수명에 상당히 긍정적 영향을 미친다는 것을

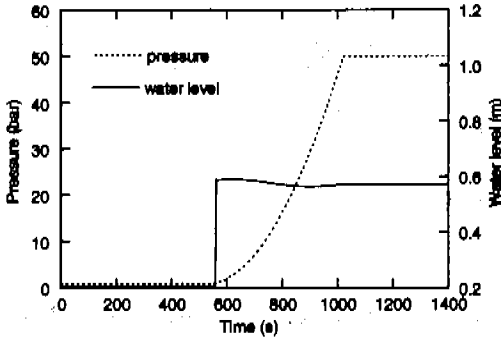


Fig. 12 Drum pressure and water level (with gas bypass)

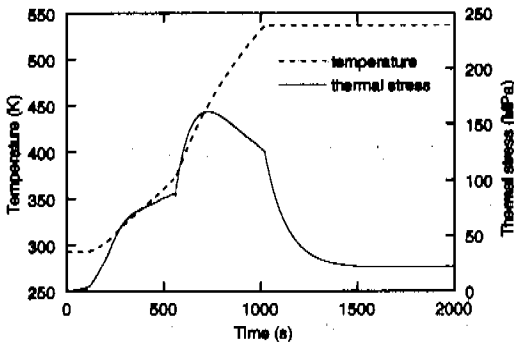


Fig. 13 Temperature and thermal stress at the drum inner wall (with gas bypass)

알 수 있다.

4. 결 어

본 논문에서는 HRSG의 시동과정에 중심을 두어 열용력, 피로등 열적 제한요인을 고려한 과도 해석방법을 제시하였다. 열병합 또는 복합발전의 주요 구성부인 열회수 증기발생기의 동적 거동 해석을 위해서 단상, 2상의 열교환기 그리고 드럼으로 각 구성부를 과도상태 모델링하여 프로그램을 구성하였으며, 개념 설계를 한 시스템에 대하여 차가운 초기 조건에서부터의 시동(cold start) 시에 시스템의 동적 특성을 살펴보았다. 시간의 진행에 따른 온도, 압력 등 시스템 파라미터들의 변화와 이를 바탕으로 드럼에서 용력집중 부위인 내벽의 열용력 발달 및 피로 파괴 이르는 사이클 횟수를 예측하였다. 바이패스 댐퍼를 이용하여 가스의 유량을 단계적으로 증가시키는 것이 시스템 특성과 열용력의 발달 및 피로수명에 미치는 영향도 해석하였다. 중발전에서 증기가 발생하면서 생기는 드럼 수위의 급격한 변화인 swell effect를 확인할 수 있었다. 가스터빈에서 나오는 배기가스와 유량과

온도 변화에 대해서 HRSG가 허용된 용력 범위내에서 적절한 수명을 갖는 가를 판별하여 적합하지 않으면 바이패스로 유량을 조절해서 원하는 운전 조건을 만들 수 있으며 이를 해석을 통해서 확인할 수 있었다.

후 기

이 연구는 교육부의 지원(과제번호 1998-018-E00015)으로 수행되었다.

참고문헌

- (1) Dechamps, P. J., 1994, "Modelling the Transient Behavior of Combined Cycle Plants," ASME paper 94-GT-238.
- (2) Jolly, S., Gurevich, A. and Pasha, A., 1994, "Modelling of Start-up Behavior of Combined Cycle HRSGs," ASME paper 94-GT-370.
- (3) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집(B), 제 20 권, 제 8 호, pp. 996~1008.
- (4) PROPATH Group, 1997, *PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 10.2, Kyushu University, Japan.
- (5) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University press.
- (6) ESCOA Corp., *Fin Tube Manual*, 1979, U.S.A.
- (7) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5.
- (8) Babcock & Wilcox Company, 1972, *Steam/its generation and use*, 38th ed.
- (9) Riccardella, P. C., Dendorff, A. F. and Griesbach, T. T., 1992, "Fatigue Lifetime Monitoring in Power Plants," *Advance in Fatigue Lifetime Predictive Techniques*, ASTM STP 1122, pp.460~473.
- (10) Boley, B. A. and Weiner, J. H., 1960, *Theory of Thermal Stress*, John Wiley and Sons.
- (11) Kuo, A.Y., Tong, S. S. and Riccardella, P. C., 1986, "An On-Line Fatigue Monitoring System for Power Plants : Part I - Direct Calculation of Transient Peak Stresses Through Transfer Matrices and Green's Functions," *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Chicago, U.S.A.
- (12) 김상준, 1997, "다압 열회수 증기발생기의 설계점 및 탈설계점 해석," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B, pp. 7~12.
- (13) ASME, 1977, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II - Material Specification & Section III - Nuclear Power Plant Component*.
- (14) ABB Power Generation, 1995, *Advanced Cycle System GT24/GT26*.