

증기발전 시스템의 과도상태 특성 해석

박근한* · 김동섭** · 노승탁***
(2000년 1월 5일 접수)

Analysis of Transient Characteristics of a Steam Power Plant System

Keun-Han Park, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Boiler(보일러), Steam Turbine(증기터빈), Transient Characteristics(과도특성), Fuel(연료), Attemperator(과열저감기), Gas Recirculation(가스재순환), Control Valve(제어밸브) Inertia(관성)

Abstract

Transient characteristics of a boiler and turbine system for a steam power plant are simulated. One-dimensional unsteady models are introduced for each component. An interaction between boiler and turbine and a control of the water level in the drum are taken into account. Transient responses of the system to the variations of main system variables such as fuel and air flow rate, cooling water injection rate at the attemperator, gas recirculation rate at the furnace and opening of the turbine control valve are examined. Effect of fluid inertia and tube wall thermal inertia on predicted dynamic behavior is investigated.

기호설명			
A	: 전열면적	t	: 시간
c	: 비열	u	: 속도
c_i	: 제어상수	V	: 부피
e	: 내부에너지	\dot{W}_s	: 터빈 출력
F_c	: 복사 열전달 면적 수정계수	WL	: 수위
F_s	: 검사체적에 작용하는 힘	α	: 열전달계수
$g_{g-l,r,c}$: 총 복사 열전달 인자	ρ	: 밀도
h	: 엔탈피	σ	: 스테판-볼츠만 상수
K	: Stodolla 식 상수		상첨자
K_p	: 제어 상수	n	: 시간단계
K_{vl}	: 밸브 손실계수	*	: 정상상태
m	: 질량		하첨자
\dot{m}	: 질량유량	c	: 대류 열전달
p	: 압력	d	: 증기드럼
\dot{Q}	: 열전달률	f	: 포화액체
T	: 온도	FC	: 강제대류
		g	: 가스
		i	: 입구
		l	: 열 흡수부
		m	: 평균
		NB	: 핵비등

* 서울대학교 대학원 기계공학부
 ** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부
 E-mail : tskim@plaza1.snu.ac.kr
 TEL : (02)880-7434 FAX : (02)889-6205
 *** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

- o : 출구
- r : 복사 열전달
- s : 증기 또는 물
- TP : 2상 유동
- v : 포화 증기
- VWO : 밸브 전개(valve wide open)
- w : 수관벽

1. 서론

현재 새로운 발전방식의 설치가 증가하는 추세이지만 보일러와 증기터빈을 이용하는 증기발전 방식이 전체 발전 용량에서 차지하는 비중은 여전히 크다. 증기발전 플랜트의 효과적이고 안정적인 운전은 장기적 열경계성 측면에서 매우 중요하며, 이를 위해서는 시스템의 비정상 작동 특성에 대한 이해를 바탕으로 한 시스템 운전기술 개발이 필요하다. 특히 보일러나 증기터빈에서 문제가 발생했을 때에는 짧은 시간에 급격한 성능 변화가 일어나므로, 올바른 제어를 하지 않을 경우에는 시스템의 수명에 악영향을 미치거나 심지어는 시스템에 심각한 손상을 초래할 수도 있다. 또한 부하 변동시에는 가능한 속히 그리고 안정적으로 과도상태를 거쳐 원하는 운전 상태에 도달하는 것이 요구된다. 따라서, 시간에 따른 동적 특성을 파악하고, 이를 바탕으로 시스템이 안전한 범위 내에서 운전하도록 하는 것은 매우 중요하다.

보일러 및 증기터빈의 동특성 해석에 관한 연구는 1950년대 초반부터 시작되었다고 볼 수 있는데, 주로 제어계통의 설계를 위해 시스템의 선형화된 모델들이 사용되었다. Chien 등⁽¹⁾은 지배방정식을 시간에 관한 선형 미분방정식으로 간략화하고 실험식들을 사용하여 입력변수의 변화에 따른 반응 지연 시간상수를 구하고 선형제어방법을 이용하여 시스템의 응답을 관찰하였다. 그 이후로 많은 연구들에서도 역시 구성부들을 선형모델화하여 급수량과 연료량 등을 입력으로 하고 배출증기의 상태를 출력으로 하는 전달함수를 구한 후 이를 바탕으로 시스템을 해석하는 시도들이 이루어지고 있는데, 시스템 전체의 동특성보다는 제어기법의 개발에 중점이 주어지고 있다.⁽²⁻⁶⁾

본 저자들 및 공동 연구자들은 최근에 증기발생기를 비롯한 증기발전 시스템, 특히 열회수 증기발생기의 시동을 비롯한 동적 작동을 잘 기술할 수 있는 해석 수단의 개발을 시도하여 왔으며,⁽⁷⁻⁹⁾ 이러한 연구들을 바탕으로 하여 보다 직관적이고 시스템의 동특성을 잘 기술할 수 있는 비정상 해석법을 도입하여 증기발전 플랜트의 과도 상태 운

전 특성을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고자 한다. 본 연구에서는 최근 대형 증기발전 시스템에서 주로 사용되고 있는 수관 보일러를 대상으로 하여 과도상태 해석을 위한 시스템 작동 모델링을 수행한다. 기본적으로 비정상상태 기술을 위하여 1차원 비정상 지배방정식이 사용되며, 각 구성부(화로, 증발기, 과열기, 재열기, 절탄기, 드럼 등) 별로 적절한 열전달 모델링이 도입된다. 아울러서 증기터빈의 모델링도 수행되어 보일러와 증기터빈의 상호작용을 고려한 과도상태 계산 모델이 구성되며, 이를 바탕으로 주요 인자들(연료량, 과열저감기 분사량, 재순환가스유량, 제어밸브의 유량 조작 등)의 변화에 의한 보일러의 과도상태 특성에 대한 파라메트릭 해석이 수행되어 각 응답특성이 관찰된다. 또한 과도상태 해석에 있어서 해석 모델링에 따른 예측 결과 차이가 분석된다. 즉, 과도상태에서의 유체의 관성, 관벽의 열관성 등이 시스템 특성에 미치는 영향이 분석된다.

2. 해석

2.1 대상

해석의 대상이 되는 보일러를 Fig. 1에 개략도로서 나타내었다. 이러한 보일러는 El-Paso형 보일러라 불리우며, 증유, 가스 등 비교적 깨끗한 연료를 사용하기에 적합하도록 설계된다. 본 연구에서는 국내의 대표적인 발전소의 설계자료를 바탕으로 수행된 바 있는 설계해석⁽¹⁰⁾의 자료를 근간

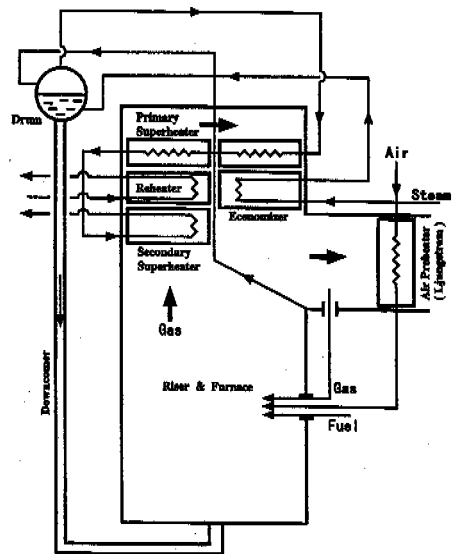


Fig. 1 Schematic diagram of a boiler

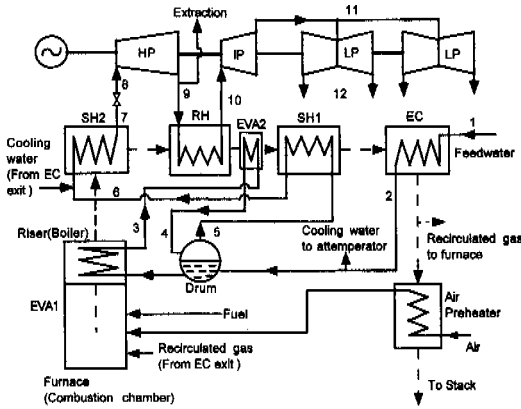


Fig. 2 Analysis model for a boiler and steam turbine system

으로 하여 보일러 및 터빈 시스템의 과도 특성 해석을 위한 모델을 개발하는 것을 목적으로 한다.

연소가스는 수냉노벽 증발관, 제 2 과열기, 재열기, 제 1 과열기, 절탄기, 공기예열기를 거쳐 배출되며, 순환형 보일러이므로 증기드럼이 존재한다. 대체로 화로내에서는 가스와 증발관 사이에 복사 열전달이 이루어지지만, 화로를 지난 유로에도 증발관이 존재하고 이 부분에서는 대류가 우세하므로 증발기는 제 1, 2 증발기로 분리하여 모사하였다. 증기터빈과의 연계를 고려하여 해석에 사용한 개략도를 Fig. 2 에 보였다. 증기추기, 가스재순환, 과열저감기 등도 고려된다. 대상 보일러의 설계 해석 결과 얻어진 사양은 문헌^(10,11)에 기술되어 있으며, Table 1 에 요약되었다.

2.2 모델링

2.2.1 개요

본 연구에서는 보일러와 증기터빈의 동적 작동 특성 해석을 위한 모델링이 수행된다. 각 요소 (각 열교환기 및 터빈 등)에 대하여 1 차원 비정상 지배방정식들이 사용되어 모델링된다. 보일러에서의 각 열교환기가 하나의 열교환 유니트로 고려된다. 즉, 지배방정식을 적용함에 있어서 각 열교환기가 하나의 검사체적이 된다. 또한 터빈에서는 고, 중, 저압 터빈이 각각 하나의 검사체적으로 취급된다. 각 검사체적에 대한 연속방정식 및 에너지 방정식을 일반화하여 나타내면 다음과 같다.

1) 연속 방정식

- 가스

$$V \frac{\partial \rho_g}{\partial t} = \sum \dot{m}_{g,i} - \sum \dot{m}_{g,o} \quad (1)$$

- 물 및 증기

Table 1 Design specifications of the boiler

Steam flow	299.2 kg/s
Steam pressure at drum	183.9 kg/cm ²
Water inlet temperature	550 K
Steam temperature at super heater exit	844 K
Reheat temperature	814 K
RH steam flow/ SH steam flow	0.82
Air flow	311.6 kg/s
Gas flow	418.9 kg/s
Gas recirculation ratio	20 %
Coolant flow at the attemporator	4.48 kg/s
SH2 heat/ total SH heat	50 %
EV1 heat/ total EV heat	92 %
Evaporator exit steam quality	0.2
Evaporator area (EV1, EV2)	2030, 570 m ²
Reheater area	2980 m ²
Economizer area	4800 m ²
Inner diameter and length of drum	1.829, 19.11 m

$$V \frac{\partial \rho_s}{\partial t} = \dot{m}_{s,i} - \dot{m}_{s,o} \quad (2)$$

- 드럼

$$V \frac{\partial \rho_d}{\partial t} = \sum \dot{m}_{d,i} - \sum \dot{m}_{d,o} \quad (3)$$

여기서 V , ρ , \dot{m} 은 각각 체적, 밀도, 질량유량을 의미하며, 하첨자 g 는 가스를, s 는 증기(또는 물)를, d 는 드럼내부 증기/물 혼합물을 의미하고, i 와 o 는 각각 입구와 출구를 나타낸다.

2) 에너지 방정식

- 가스

$$V \frac{\partial (\rho_g e_g)}{\partial t} = \sum \dot{m}_{g,i} h_{g,i} - \sum \dot{m}_{g,o} h_{g,o} - \dot{Q}_g \quad (4)$$

- 물 및 증기(열교환기)

$$V \frac{\partial (\rho_s e_s)}{\partial t} = \dot{m}_{s,i} h_{s,i} - \dot{m}_{s,o} h_{s,o} + \dot{Q}_s \quad (5)$$

- 열교환기 벽(수관)

$$m_w c_w \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_s \quad (6)$$

- 증기 드럼

$$V \frac{\partial (\rho_d e_d)}{\partial t} = \sum \dot{m}_{d,i} h_{d,i} - \sum \dot{m}_{d,o} h_{d,o} \quad (7)$$

- 증기 터빈

$$V \frac{\partial (\rho_s e_s)}{\partial t} = \dot{m}_{s,i} h_{s,i} - \dot{m}_{s,o} h_{s,o} + \dot{W}_s \quad (8)$$

여기서 T , h , \dot{Q} , \dot{W}_s 은 각각 온도, 엔탈피, 열전달율 및 터빈 축동력을 지칭하며, m , c 는 질량과 비열을 의미하고, 하첨자 w 는 열교환기 벽 금속

을 의미한다. 식 (1), (3), (4), (7)은 드림과 화로에서 가스측의 입출구가 하나 이상임을 의미한다.

이러한 적분형태의 검사체적 접근 방식을 택할 때 궁극적으로 구하고자 하는 변수는 검사체적 사이에서의 압력, 온도(엔탈피), 속도(유량)가 되며, 검사체적을 통해 전달되는 양들, 예를들어 에너지 식의 열전달율 및 축동력 등은 편의상 각 계산시간에 주어져야 한다. 이러한 일종의 생성항들은 다음 각 절에서 설명되는 바와 같이 각 순간의 정상상태 계산으로부터 구한다. 이러한 정상상태 모델링의 도움은 에너지 방정식에서 터빈 출력, 뒤에 언급될 운동량 방정식에서 검사면에 작용하는 힘 등을 구하는 데에도 마찬가지로 유효하다.

2.2.2 화로

화로에서는 연료(종류)가 연소되어 연소가스로부터 제 1 증발기 및 내화벽으로 주로 복사에 의한 열전달이 이루어진다. 연료는 증유로서 탄소(C)와 수소(H)의 물비가 1:1.47, 발열량은 41120kJ/kg 이다. 연소에 의한 시간 지연은 없다고 가정한다. 연소가스는 이상기체 혼합물로 생각한다. 화로 전체를 하나의 열교환 유니트로 가정하여 물질 및 에너지의 유입(연료, 공기, 재순환 가스)과 유출(연소가스)을 고려해서 식 (1), (4)가 적용된다. 본 연구에서는 화로가 하나의 검사체적이므로 이에 적합하게 Truelove⁽¹²⁾가 제안한 stirred-reactor furnace model 을 사용하여 다음과 같이 복사 열전달률 (\dot{Q}_g)이 구해진다.

$$\dot{Q}_g = g_{g-l,r,c} \sigma (T_{g,m}^4 - T_l^4) \quad (9)$$

여기서 $T_{g,m}$, T_l 은 평균 복사온도와 열소산부 온도이며, $g_{g-l,r,c}$ 는 대류열전달 효과 등을 고려하여 수정된 총괄복사열전달 인자이고, σ 는 스테판-볼츠만 상수이다. 자세한 계산 방법은 문헌⁽¹⁰⁻¹²⁾을 참조할 수 있다. 증발관 내부에서는 2 상유동이 일어나므로 식 (5)의 열전달률(\dot{Q}_s)을 계산하기 위하여 핵비동과 강제 대류 증발열전달을 조합한 Chen 의 열전달계수 상관식⁽¹³⁾이 사용된다.

$$\dot{Q}_s = \alpha_{TP} A_s (T_w - T_s), \quad \text{where } \alpha_{TP} = \alpha_{FC} + \alpha_{NB} \quad (10)$$

여기서 α 와 A 는 열전달 계수와 면적이고, 하첨자 TP, FC, NB 는 각각 2 상 열전달, 강제대류 열전달, 핵비동 열전달을 의미한다. 아울러 수관에 대

하여 식 (6)의 에너지 식을 적용하여 관벽의 존재에 의한 열관성 효과를 고려한다. 물 및 증기의 물성치는 부프로그램으로 사용 가능한 자료⁽¹⁴⁾로부터 구한다. 운동량방정식을 적용하는 대신에 증발관에서는 압력이 일정하고, 화로에서의 가스 유동에서는 설계서에 주어진 압력 손실비(입구압력에 대한)가 일정하다고 가정한다.

2.2.3 열교환기

화로내의 제 1 증발기와 공기에열기를 제외한 가스 유로내의 모든 열교환기들은 원관 내부물 물(또는 증기)이 흐르고, 외부로는 가스가 통과하는 직교류형이다. 그러나, 전체적으로 보면 제 2 과열기와 재열기는 물과 가스의 입출구가 같은 평행류형 열교환기인 반면에 제 1 과열기와 절탄기, 제 2 증발기는 그 반대의 형식인 대향류형 열교환기이다. 설계점 선정시 모든 열교환기는 침전물의 손쉬운 처리와 열용력의 최소화를 위해 나관군(plain tube bank)을 사용한다고 가정하였다.

가스측과 물(증기)측에는 각각 식 (1), (4)와 식 (2), (5)를 적용한다(물론 각각 입출구가 하나뿐임). 가스에서 수관군으로의 열전달은 대체로 대류가 지배적 역할을 하지만, 일부 복사의 영향이 존재한다. 두 가지 영향을 모두 고려하여 다음과 같이 가스로부터의 열전달률을 구한다.

$$\dot{Q}_g = \alpha_g A_g (T_g - T_w), \quad \text{where } \alpha_g = \alpha_{g,r} F_c + \alpha_{g,c} \quad (11)$$

F_c 는 복사열전달 면적 수정계수이며, 복사에 의한 등가 열전달계수 $\alpha_{g,r}$ 는 문헌⁽¹⁵⁾에 선도로 주어진 값이 사용된다. 나관군에 대한 대류 열전달계수 $\alpha_{g,c}$ 는 Gnielinski 등⁽¹⁶⁾의 상관식을 사용하여 구해진다. 가스의 압력변화는 전체 성능에 큰 영향을 미치지 못하므로 정상상태라 가정하여 압력손실 계산식이 운동량 방정식을 대신한다.

제 2 증발기에서는 2.2.2 절의 방법이 사용되고 그 이외에서는 Dittus-Boelter 형 상관식으로 관내 대류열전달계수를 구하여 다음과 같이 수관벽에서 물로 전달되는 열전달률이 계산된다.

$$\dot{Q}_s = \alpha_s A_s (T_w - T_s) \quad (12)$$

제 2 증발기에서는 압력이 일정하다고 생각하고, 나머지 열교환기들에서는 다음과 같은 운동량 방정식을 적용한다.

$$V \frac{\partial(\rho_s u_s)}{\partial t} = \dot{m}_{s,i} u_{s,i} - \dot{m}_{s,o} u_{s,o} + (\rho_{s,i} - \rho_{s,o}) A + F_s \quad (13)$$

u 와 p 는 속도와 정압력이다. 동적 거동시 검사 체적에 작용하는 힘(F_s)은 마찰을 포함한 유동 손실로 표현되는데, 본 연구에서는 설계점에서 부여된 압력 손실을 바탕으로 하여 손실계수를 구한뒤, 과도상태에서도 이 계수 값이 유지된다고 가정하여 입구 상태를 바탕으로 정상상태에서 압력 강하식으로부터 유동방향의 힘이 구해진다.

2.2.4 증기드럼

증기드럼에서는 입출구가 각각 2 개씩 존재하고 외부로부터 단열되어 있다고 생각하면 식 (3), (7) 을 적용할 수 있다. 드럼 내부에서 매순간 포화상태로서 열적으로 평형을 이룬다고 가정한다. 강제순환 보일러로서 과도 상태에서도 순환유량은 처음 설정값으로 유지된다고 가정한다. 한편 시스템의 안전한 운전을 위해서는 수위가 적절한 수준으로 유지 되어야 한다. 드럼 내부의 물/증기 혼합물의 질량과 에너지는 다음 식으로 표현된다.

$$m_d = \rho_f V_f + \rho_v (V_d - V_f),$$

$$e_d = \rho_f V_f e_f + \rho_v (V_d - V_f) e_v \quad (14)$$

하침자 f 와 v 는 각각 포화액과 증기를 지칭한다. 위 식을 통해 드럼 내부의 물의 부피 V_f 를 계산하면 드럼의 기하학적 관계를 이용하여 수위를 구할 수 있으므로, 급수량(\dot{m}_{fw})의 조절을 통해 수위의 제어가 수행될 수 있다. 다음과 같이 비례, 적분 제어에 바탕을 둔 제어방식⁽¹⁷⁾이 사용된다.

$$\dot{m}_{fw}^{n+1} = \dot{m}_{fw}^n + K_p (error^n - ci \cdot error^{n-1}),$$

where $error = WL - WL_{ref}$ (15)

여기서 $error$ 는 수위 오차(실제 위치와 설정위치간의 차이)이고, n 은 계산 시간 단계이다. K_p, ci 는 각각 제어상수이며, 여러 반복계산으로부터 안전한 수위제어가 가능한 값들이 선정되었다.

2.2.5 제어밸브

실제 시스템에서는 다수(보통 4 개)의 제어밸브를 통해서 터빈으로 들어가는 증기의 유량이 제어

되는데, 본 연구에서는 하나의 밸브로 모델링되어 제어밸브에서의 현상이 모사되었다. 제어밸브에서의 연속 방정식과 운동량 방정식은 식 (1), (13)과 형태가 같으나, 유동방향으로 작용하는 힘은 정상상태일 때 밸브에서의 손실을 고려한 식을 이용하여 다음과 같이 나타난다.

$$F_s = -\frac{1}{2} K_{vl} \rho_{s,i} A_s u_{s,i}^2 \quad (16)$$

적절한 가정을 통해 밸브 손실계수 K_{vl} 를 예측하는 것이 필요한데, 본 연구에서는 버터플라이 밸브를 사용한다고 가정하여 아래와 같은 형태로 손실계수가 표시된다.⁽¹⁸⁾

$$\ln K_{vl} = a + b \cos^{-1} \left(\sqrt{A / A_{VWO}} \right) \quad (17)$$

밸브 전개(VWO) 상태에서 손실계수를 0.4 로 두고, 설계운전에서의 손실계수를 운동량방정식으로부터 역으로 계산하여 계수 a, b 가 구해진다. 설계점에서의 밸브개도는 VWO 의 75%로 두었다.

2.2.6 과열저감기

증기터빈으로 들어가는 증기의 온도를 제어하기 위한 방법으로 분무식 과열저감기가 제 1 과열기와 제 2 과열기 사이에 위치한다. 질탄기를 나온 급수의 일부가 과열증기에 분사되는데, 물입자가 빠른 속도로 증기에 분사되면서 증발하므로 유체의 관성을 무시해도 전체 성능에는 큰 변화가 없다는 가정하에 2 개의 입구와 하나의 출구를 가지는 정상상태 식들이 적용된다.

2.2.7 증기터빈

터빈은 고, 중압터빈 각 1 개씩과 저압터빈 2 개로 구성되며, 증기가 고압터빈 출구의 한곳에서만 추기된다고 가정한다. 각 터빈 입출구에서의 연속 방정식은 식 (2)와 같으며, 변동하는 압력비에 대한 유량변화를 고려한 Stodolla 식⁽¹⁹⁾을 사용하여 운동량 방정식을 대체한다. 상수 K 는 설계점 값이다.

$$\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P} \right)_i = K \sqrt{1 - \left(\frac{P_o}{P_i} \right)^2} \quad (18)$$

식 (8)의 에너지 방정식을 적용한다. 이때 생성항인 축동력이 주어져야 해석이 간편해 지는데, 비록 비정상 상태라 하더라도 유동이 충분히 빠르므로 다음과 같이 정상상태 가정으로부터 출력이

계산된다.

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{s,i} (h_{s,i}^* - h_{s,i}) \quad (19)$$

정상상태로 가정된 출구 상태(상점자 * 표시)는 Spencer 등⁽²⁰⁾의 터빈 성능계산 방법을 적용하여 구해진다.

2.3 해석방법 및 조건

시스템을 기술하는 전체 지배 방정식(또는 구성부 모델)은 다원 상미분 방정식의 형태이며, 수치적으로 시간간격에 안정한 완전 암시적 방법(fully implicit method)이 사용된다. 증기플랜트에서 보일러와 증기터빈만을 때 내어서 해석하기 위하여 공기예열기는 해석에서 제외하여 화로로 들어가는 공기의 온도는 설계점 값과 동일하게 두었고, 터빈출구 압력은 1.5 inch Hg 로 일정하게 두었다. 본 연구는 플랜트 제어를 위한 기초단계 작업으로서 주요 파라미터들의 변화에 대한 시스템 반응을 예시하는 것이 주 목적이므로 일반적으로 다변수 제어에 이루어지는 터빈축 회전수의 제어는 하지 않는다. 전체적인 계산과정을 요약하여 나타내면 Fig. 3 과 같다.

3. 결과 및 고찰

공연비가 일정한 상태에서 연료와 공기량을 순간적으로 10% 증가시키면서 수위제어를 수행하였을 경우에 시스템의 동특성을 Fig. 4 에 나타내었다. 이후 그림들에 나타나는 증기의 상태값들은

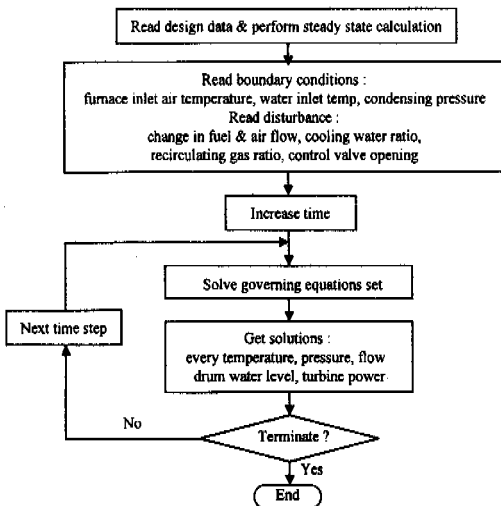


Fig. 3 Flow chart for the calculation procedure

보일러출구(즉 제 2 과열기 출구)의 값들이다. 연료와 공기량의 증가는 연소가스의 유량의 상승으로 인한 가스 측 보유열량의 증가를 가져오므로 화로를 감싸고 있는 증발기에서 발생하는 습증기의 건도에 큰 영향을 미친다. 습증기 건도의 증가는 증기 드럼에서 과열기로 나가는 포화증기 유량의 증가로 이어지며, 이로 인해 증기터빈의 일정한 배압 조건으로부터 보일러 출구의 증기 압력 역시 상승하는 경향을 보인다. 이에 반해 증기의 온도는 초반에 약간 상승하다가 감소하는 경향을 보이는데, 이는 가스 측 보유열량의 증가에도 불구하고 증기 유량이 그보다 많이 증가했기 때문이다.

건도의 증가로 인해 과열기로 나가는 증기유량이 증가하면 수위는 낮아지게 된다. 일단 감소된 수위를 회복하기 위해서는 급수량이 증가되어야 한다. 따라서 수위는 변동 중 오버슈트를 동반한 감쇠진동 형태의 변동모드를 보이게 된다. 그러나 이러한 급수량의 증가는 드럼 내부의 압력과 증발기에서 배출되는 습증기의 건도를 낮추는 효과를 가져와 연료량의 증가로 인한 증기압력과 건도의 증가 현상과 균형을 이루게 되므로, 배출 증기의 상태와 습증기의 건도는 감쇠진동을 하면서 새로운 정상상태로 수렴하게 된다. 터빈의 출력은 터빈으로 들어오는 증기의 상태와 매우 밀접한 관계

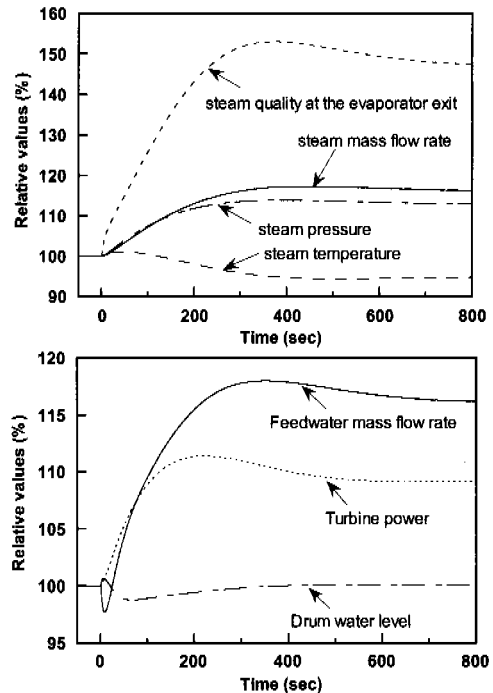


Fig. 4 Transient response to 10% increase of fuel and air flow

를 가지는데, 증기의 온도를 제외한 유량, 압력이 증가하는 경향을 보이므로, 터빈의 출력은 이전보다 증가한 값으로 천이하게 된다.

Figure 5 에는 과열저감기의 분사량을 2 배로 증가시켰을 경우에 동특성을 나타내었다. 과열저감기의 분사량이 순간적으로 증가한 만큼 드럼으로 들어가는 물의 양, 즉 급수량에서 분사를 위하여 추가되는 양을 제외한 유량은 감소하게 되는데(그림에 증가하는 것으로 나타난 유량은 절탄기 입구에서 공급되는 급수량임에 유의할 것), 이와 같은 드럼 유입수량의 감소는 초기에 습증기의 건도를 약간 감소시키는 요인이 된다. 한편 과열저감기에서 저온의 물이 더 많이 분사되므로 보일러 출구의 증기 유량은 많아지지만, 증기의 온도는 낮아진다. 이러한 현상들과 터빈 출구의 일정한 배압 조건의 결과로 보일러 출구의 증기 압력은 증가하고, 증기압의 증가로 인해 습증기의 건도는 초기에 나타나는 약간의 감소 현상 후 다시 증가하는 모습을 보인다. 수위는 건도의 증가에 따라 낮아지므로 수위제어 로직에 의해 급수량이 증가한다. 시간이 흐르고 나면 수위의 안정적 유지를 위하여 급수량이 다시 약간 감소한 값으로 수렴한다. 한편 초기에는 증기온도의 감소로 인한 터빈입구 엔탈피의 감소 요인보다 증기유량의 증가가 터빈출

력의 변화에 더 지배적이므로 출력이 증가하다가, 시간이 지나면서 엔탈피의 감소가 더 큰 영향을 미치면서(즉 터빈 열낙차 감소) 최종적으로 처음보다 약간 감소한 상태를 유지하게 된다.

절탄기 출구에서 화로로 재순환시키는 배기 가스의 양을 순간적으로 10% 증가시켰을 때의 결과를 Fig. 6 에 보였다. 재순환 가스량이 증가하면 화로 내 연소가스의 온도는 낮아지지만 그 유량은 증가한다. 보일러 본체(화로)에서는 대류보다는 복사 에 의한 열교환이 지배적이다. 따라서 연소가스의 유량보다는 온도가 열교환과정에 더 큰 영향을 미치기 때문에 재순환가스의 증가는 연소가스의 냉각효과와 함께 습증기 건도의 감소를 동반하게 된다. 이는 증기유량의 감소로 이어지며, Fig. 4 의 반대 현상으로서 증기의 압력은 감소하고 온도는 증가한다. 초기에 드럼의 수위는 순간적으로 감소하게 되지만 이후에 건도의 감소로 인해 곧 증가하는 경향으로 바뀌게 된다. 이러한 수위의 변화를 제어하기 위해 급수량은 궁극적으로 감소한다. 터빈출력은 초기에 증기유량 감소의 영향으로 감소하다가 이전보다 약간 증가한 값으로 접근한다.

터빈으로 들어가는 제어밸브의 면적을 10% 감소시켰을 때의 시스템 동특성을 Fig. 7 에 예시하였다. 제어밸브의 유체동과면적을 줄이면 배출유

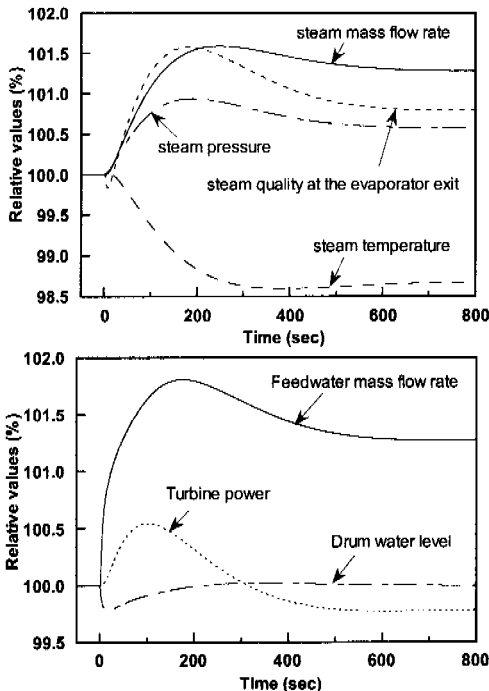


Fig. 5 Transient response to 200% increase of the cooling water at the atomizer

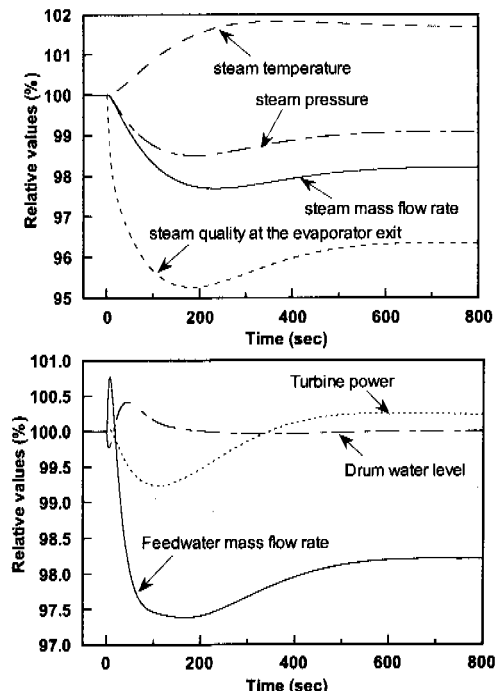


Fig. 6 Transient response to 10% increase of the recirculated gas flow in the furnace

량은 초기에 급히 감소하고, 터빈 배압은 일정하므로 밸브 손실계수의 증가로 인해 증기압력 역시 급격히 증가한다. 하지만 밸브면적의 순간적인 감소로 말미암아 이들 두 값은 급한 변화 후 몇 초 동안 맥동현상을 동반하게 된다. 이러한 맥동은 시스템 출력들의 급한 변동과 이로 인한 일부 구성부의 손상의 원인으로 작용하므로 실제로는 밸브를 시간을 두고 램프(ramp) 모드로 개폐함으로써 변동의 폭을 줄이는 것이 현실적일 것이다. 증기의 진도도 초기에는 심한 변화를 동반함을 확인할 수 있다. 그 뒤, 증기압력이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보인다. 수위 역시 초기의 변동 후 진도의 증가에 따라 감소하는 경향을 보이고, 이러한 변화를 감지하여 급수량을 늘림으로 수위는 원래의 값을 회복하게 된다. 증기유량의 변화를 살펴보면 밸브의 면적을 줄였음에도 불구하고 진보다 증가한 값으로 변화함을 확인할 수 있는데, 이는 손실계수의 증가와 터빈출구의 일정한 배압 조건이 조합되어 밸브 입구의 압력이 증가하고, 밸브 전후의 압력차가 커져서 더 많은 유량이 통과할 수 있게 되기 때문이다. 터빈출력은 초기에는 증기유량의 빠른 감소·회복 경향을 따라가다가 이전 값보다 약간 감소한 값으로 접근한다. 이상에서와 같이 밸브 조작은 다른 요소 변화

에 비하여 상대적으로 큰 시스템 운전 상태 변화를 가져온다. 즉, 밸브 조작에 의한 유량조절은 짧은 시간동안 큰 부하변동이 있을 때 효과적으로 사용될 수 있다. 그러나 본 연구 결과, 급한 유량의 변화는 운전 파라미터들의 맥동으로 인한 시스템에 불안정한 요인으로 작용할 가능성이 있으므로 주의를 요하는 것으로 보인다. 또한 밸브 조작으로 유량을 줄이더라도 궁극적으로는 출력이 크게 줄어들지 않을 수 있으므로 적절한 시기에 연료도 같이 줄여야만 효과적으로 부하감소를 따라갈 수 있을 것이고, 이를 위하여 앞서 언급한 바와 같이 맥동 현상 등을 고려해서 안정된 시스템 운전을 위한 최적의 제어조절(스케줄)에 대한 연구가 필요할 것이다.

외부 입력값의 변동에 대한 시스템의 응답속도와 그 특성은 그 시스템이 가지고 있는 각종 관성항의 크기에 따라 결정되므로 각 관성들(유체관성, 관벽 열관성 등)이 응답 특성에 미치는 영향을 분석하는 것은 의의가 있다. 지금까지 예시한 결과들(Fig. 4~7)은 완전 비정상모델(full dynamic)에 의한 것이다. 이번에는 완전 비정상 모델, 유체관성만을 고려한 모델, 관벽의 열관성만을 고려한 모델로 나누어 계산 결과들을 비교하고자 한다. 단, 어느 경우라도 수위제어를 위하여 드럼내부에서의 관성효과는 고려된다. 연료량을 순간적으로 10% 증가시켰을 경우의 응답특성(증기유량) 계산 예를 Fig. 8 에 도시하였다. 벽의 열관성만을 고려했을 경우에는 벽온도의 상승이 바로 유체에 영향을 미치게 되므로 증기의 상태가 급한 변화를 겪게 되고 증기유량뿐 아니라 모든 파라미터들이 큰 진동 모드를 보이게 된다. 이에 반해 유체관성만을 고려하였을 경우에는 열량의 증가가 관에서의 지연 없이 바로 증기에 영향을 끼치므로 초기에는 급한 변동을 보이게 되지만, 시간이 지남에 따라 1 차

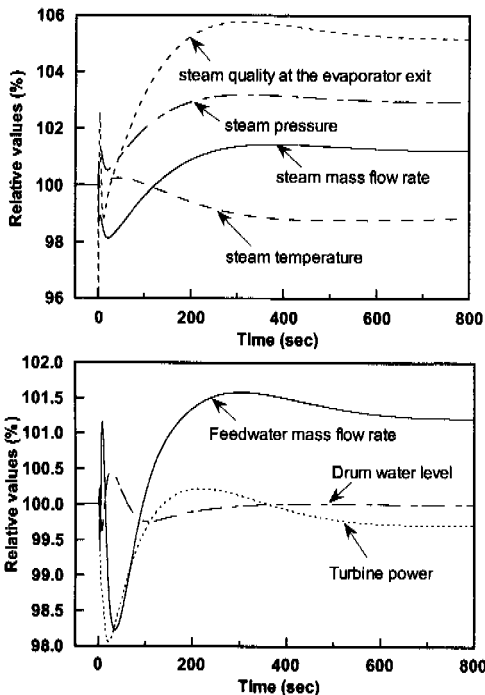


Fig. 7 Transient response to 10% decrease of the control valve opening

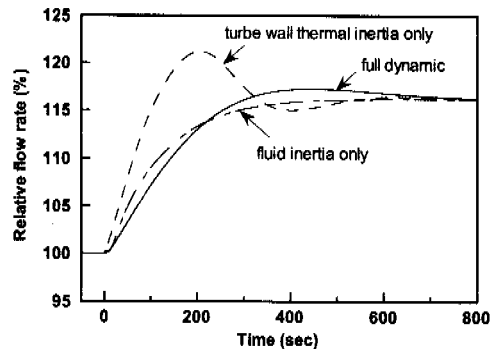


Fig. 8 Effects of fluid inertia and tube wall thermal inertia on the predicted dynamic response of steam flow rate in case of 10% fuel and air flow increase

특성을 보이며 진동 없이 정상상태로 수렴하게 된다. 이러한 결과는 두 관성중 어느 하나의 효과가 무시할 정도로 작은 것이 아니므로 어느 하나라도 고려하지 않으면 정확한 해석이 힘들 수 있음을 보여주는 것이다.

4. 결 어

본 연구에서는 1 차원 비정상 지배방정식에 기초한 고압 복사형 증기 보일러의 동적 작동 해석 모델이 구성되었다. 드림 수위제어, 보일러와 터빈과의 상호 작용을 고려하여 시스템 출력 조절과 관련된 주요 작동 변수(연료량, 과열저감기 냉각수 유량, 가스 재순환량, 터빈입구 제어밸브 개도)들의 변화에 따른 동특성 계산을 수행하였고, 각각의 독립적인 영향들을 나타내어 상호 비교 가능하도록 하였다. 특히 제어밸브 작동의 경우 시스템의 맥동현상이 생길 수 있음을 보였다. 또한 비정상 상태를 예측함에 있어서 유체 및 벽의 열관성의 포함 여부에 따라서 예측되는 결과가 상당히 차이가 날 수 있음을 보였다. 이러한 각 인자들이 시스템 동적 특성에 미치는 정량적 효과 분석은 실제 이러한 여러 인자가 복합적으로 작용하여 부하가 조절되는 실제 플랜트의 제어(다변수 제어)를 더욱 효과적으로 수행할 수 있는 기초로서 활용 가능할 것이다.

후 기

이 논문은 1999년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Chien, K. L., Ergin, E. I., Ling, C., and Lee, A., 1958, "Dynamic Analysis of a Boiler," *Trans. ASME*, Vol. 80, pp. 1809~1819.
- (2) Daniels, J. H., Enns, M., and Hottenstine, R. D., 1961, "Dynamic Representation of a Large Boiler-Turbine Unit," ASME paper 61-SA-69.
- (3) Nicholson, H., 1964, "Dynamic Optimization of a Boiler," *Proc. IEEE*, Vol. 111, No. 8.
- (4) McDonald, J. P. and Kwanty, H. G., 1973, "Design and Analysis of Boiler-Turbine-Generator Controls Using Optimal Linear Regulator Theory," *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. AC-18, No. 3.
- (5) Cheres, H., 1990, "Small and Medium Size Drum Boiler Models Suitable for Long Term Dynamic Response," *IEEE Trans. on Energy Conversion*, Vol. 5, No. 4.
- (6) De Mello, F. P., 1991, "Boiler Models for System Dynamic Performance Studies," *IEEE Trans. on Power Systems*, Vol. 6, No. 1.
- (7) 김영일, 김동섭, 김재환, 노승탁, 고상근, 1999, "열적 제한요소를 고려한 열회수 증기 발생기의 시동 특성 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 23 권, 제 11 호, pp. 1410~1417.
- (8) Kim, T. S., Lee, D. K. and Ro, S. T., 2000, "Dynamic Behavior Analysis of a Heat Recovery Steam Generator during Start-up," *Int. J. of Energy Research*, Vol. 24, pp. 137~149.
- (9) Kim, T. S., Lee, D. K. and Ro, S. T., 2000, "Analysis of Thermal Stress Evolution in the Steam Drum during Start-up of a Heat Recovery Steam Generator," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 977~992.
- (10) 박근한, 노승탁, 1998, "중유를 연료로 하는 복사형 수관 보일러의 설계점 성능해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 B, pp. 394~399.
- (11) 박근한, 1999, 보일러와 증기터빈의 부분부하에서 동적성능해석, 서울대학교 석사학위 논문.
- (12) Truelove, J. S., *Heat Transfer in Furnaces*, in Handbook of Heat Transfer Design, ed. G. F. Hewit, chap. 3.11.3~3.11.7, Bell House, Inc.
- (13) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., chap. 7, Oxford University Press.
- (14) PROPATH Group, 1997, *PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 10.2, Kyushu University, Japan.
- (15) Babcock & Wilcox Company, 1992, *Steam - Its Generation and Use*, 40th ed.
- (16) Gnielinski, V., Zukauskas, A., and Strinska, A., in Handbook of Heat Transfer Design, ed. G. F. Hewit, chap. 3.11.3~3.11.7, Bell House, Inc.
- (17) White, M. F., 1997, "Simulation of Transient Load Behavior of Gas Turbines in High Speed Marine Applications," ASME paper 97-GT-457.
- (18) Lyons, J. L., 1982, *Lyons' Valve Designer's Handbook*, Van Nostrand Reinhold Company.
- (19) Horlock, J. H., 1966, *Axial Flow Turbines*, Butterworth.
- (20) Spencer, R. C., Cotton, K. C., and Canon, C. N., 1963, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators ... 16,500 kW and Larger," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 85, pp. 249~301.