열회수 증기발생기와 증기터빈 시스템의 동적 거동 해석

박형준* • 김동섭** • 노승탁***

(2000년 1월 20일 접수)

Analysis of Dynamic Behavior of a Heat Recovery Steam Generator and Steam Turbine System

Hyung Joon Park, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : HRSG(열회수 증기발생기), Steam Turbine(증기터빈), Combined Cycle(복합발전) Dynamic Behavior(동적 거동), Control(제어), Inertia(관성)

Abstract

The dynamic behavior of a single-pressure heat recovery steam generator and turbine system for the combined cycle power plant is simulated on the basis of one-dimensional unsteady governing equations. A water level control and a turbine power control are also included in the calculation routine. Transient response of the system to the variation of gas turbine exit condition is simulated and effect of the turbine power control on the system response is examined. In addition, the effect of the treatment of inertia terms(fluid inertia and thermal inertia of heat exchanger metal) on the simulated transient response is investigated.

기호설명

A	: 면적
c	: 비열
d	: 직경
e	: 에너지, 오차
F_s	: 검사체적에 작용하는 힘
G	: 토크
g	: 중력가속도
h	: 엔탈피
I	: 질량관성 모멘트
K	: 손실계수
K_d	: 미분제어 게인
K_p	: 비례제어 게인
k	: 열전도율
L	: 길이
m	: 질량
$\dot{m}$	: 질량유량
N	: 회전수
p	: 압력
$\dot{Q}$	: 열전달률
R	: 비체적비
T	: 온도
t	: 시간
ΔT_{lm}	: 로그평균온도차
U	: 총괄열전달계수
u	: 속도
V	: 부피
v	: 비체적
WL	: 수위
$\dot{W}_{ST}$	: 증기터빈 출력
α	: 열전달계수
η_{fo}	: 핀효율
ρ	: 밀도
ω	: 각속도

하첨자

cir	: 순환
d	: 설계값
dr	: 증기드럼

* 회원, 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

eco : 절탄기
eva : 증발기
fw : 급수
g : 가스
i : 입구
l : 액상
load : 부하
m : 열교환기벽 금속
new : 새로운 시간 단계
o : 출구
ref : 기준값
s : 물 및 증기
sh : 과열기
ST : 증기터빈
v : 증기
vl : 밸브

1. 서 론

높은 열효율과 낮은 건설비를 비롯한 여러 가지 장점으로 인하여 가스/증기터빈 복합발전(combined cycle) 시스템의 설치가 꾸준히 증가하고 있다. 특히 복합발전은 일반 화력발전 및 원자력 발전에 비하여 상대적으로 부하변동에 대한 응답 특성이 좋기 때문에, 기저부하용 뿐만 아니라 첨두부하(peak load) 처리용 또는 일일 기동, 정지를 반복(daily start/stop)하는 용도 등에도 적합하다. 그러므로 많은 경우에 복합화력 발전 시스템은 운전 상태 변화가 심하고, 빈번히 과도상태 운전을 겪게 된다. 따라서 신뢰성 있는 운전을 확보하고 비정상적 운전으로 인한 열경제성 하락을 최소화하기 위해서는 과도상태에서의 작동특성 해석과 적절한 시스템 제어기술의 개발이 필요하다.

열회수 증기발생기(heat recovery steam generator, HRSG)와 증기터빈은 하부 사이클의 핵심 구성부로서 가스터빈의 배기가스 상태 변화에 직접 영향을 받는다. 단압(single-pressure) 시스템에 대한 개략도를 Fig. 1 에 보였다. 특히 부하 변동이 클 때에는 가스터빈 출구의 유량 및 온도의 변화가 커지고, 하부사이클의 운전 상태도 심하게 변하게 된다. 이 때 적절한 제어를 통하여 시스템이 가능한 신속하고 안정적으로 새로운 운전점으로 이동하도록 하여야 한다. 최근 복합발전의 설치 용량이 급증하면서 이러한 문제들의 중요성과 함께 하부사이클 운전해석의 중요성이 부각되고 있다. 국내에서도 그 중요성이 인식되기 시작하였으며 본 저자들 및 공동 연구자들은 과도상태 모델링 및 해석 등과 관련하여 주로 시동과정에 중점을 둔 연구들을 수행하여 왔다.[1~3] 또한 이와 유사한 분야로서 일반 화력발전용 보일러 및 증기터빈 시스템의 과도 특성 해석도 수행한 바 있다.[4]

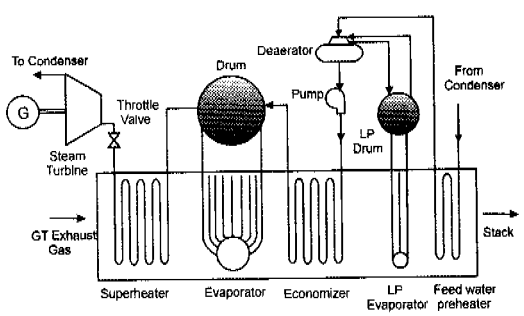

Fig. 1 A schematic diagram of a single-pressure HRSG and steam turbine system

본 연구에서는 열회수 증기발생기와 증기터빈의 과도 상태 모델링을 통하여 두 요소가 복합된 시스템의 동적 작동특성, 특히 부하가 바뀔 때의 응답 특성이 고찰된다. 대상은 개념적으로 설계된 단압(single pressure) 시스템으로서 절탄기 입구에서부터 증기터빈 출구까지가 해석의 대상이며, 1차원 비정상 지배방정식이 도입되어 각 구성부가 모델링되고, 증기드럼 수위 제어와 터빈 출력제어가 고려된다. 열교환기의 모델링 방법 차이에 따른 해석 결과 차이가 분석되고, 부하 변동에 의한 시스템의 작동 변화가 고찰된다.

2. 정상상태 해석

각 열교환기에서 정상상태의 물(증기)과 가스의 유량과 온도 그리고 열전달 면적을 파악하고 있어야만 과도특성 해석이 가능하다. 본 연구에서는 대표적인 가스터빈 출구조건, 즉 열회수기 입구조건을 바탕으로 하여 정상상태 설계점 해석을 통하여 설계점이 정해진다. 이어 설계점으로 운전되다가 외부 요인에 의하여 유발되는 과도상태에서의 시스템 동적 운전이 모사된다. 정상상태 설계 및 탈설계 해석[5,6]에 바탕을 둔 계산 프로그램이 이용되어 다음과 같은 가장 일반적인 방법으로부터 절탄기, 증발기, 과열기를 비롯한 각 구성부에서의 물 및 증기와 가스의 상태가 결정된다.

$$\dot{m}_g(h_{g,i}-h_{g,o})=\dot{m}_s(h_{s,o}-h_{s,i})=U_gA_g\Delta T_{lm} \tag{1}$$

$$\frac{1}{U_gA_g}=\frac{1}{\eta_{fo}\alpha_gA_g}+\ln\frac{(d_o/d_i)}{2\pi kL}+\frac{1}{\alpha_sA_s} \tag{2}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{g,i} - T_{s,o}) - (T_{g,o} - T_{s,i})}{\ln \frac{T_{g,i} - T_{s,o}}{T_{g,o} - T_{s,i}}} \quad (3)$$

전체적인 유동 방향을 생각하면 절탄기와 과열기 등 단상(single phase) 열교환기는 대향류형(counter flow type)이고, 2상 열교환기인 증발기는 직교류형(cross flow type)이다. 그러나 국부적으로는 모두 원관 내부로 물(또는 증기)이 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여 직교류형 열교환을 한다.

가스의 물성치는 가스터빈 계산 프로그램의 부프로그램[7]을 이용하여 구해지고, 물 및 증기의 물성치는 전산화된 자료[8]가 사용된다. 관 내부의 열전달계수는 빈번히 사용되는 Dittus-Boelter 형 상관식[9]을 사용하여 구해진다. 관 외부의 열전달계수로는 관의 형상과 배열 등의 함수로 주어지는 식[10]이 사용된다. 증발기에서의 관내 유동은 핵비등을 수반하는 대류 유동이므로 핵비등 열전달과 대류 열전달을 조합하여 고려한 Chen[11]의 경험식이 사용된다.

3. 과도해석을 위한 모델링

3.1 열교환기

가스, 열교환기 금속 및 물(또는 증기)로 이루어지는 열교환 요소(검사체적)에 대하여 다음과 같은 1차원 과도상태 지배방정식이 적용된다.

- 연속 방정식

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

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

- 운동량 방정식

$$V\frac{\partial (\rho u)_s}{\partial t} = (\dot{m}u)_{s,i} - (\dot{m}u)_{s,o} + (p_{s,i} - p_{s,o})A + F_s \quad (6)$$

- 에너지 방정식

$$V\frac{\partial (\rho e)_g}{\partial t} = (\dot{m}h)_{g,i} - (\dot{m}h)_{g,o} - \dot{Q}_g \quad (7)$$

$$V\frac{\partial (\rho e)_s}{\partial t} = (\dot{m}h)_{s,i} - (\dot{m}h)_{s,o} + \dot{Q}_s \quad (8)$$

$$V_m\frac{\partial (\rho c T)_m}{\partial t} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_s \quad (9)$$

이러한 검사체적 방식을 택할 때 궁극적으로 구하고자 하는 변수는 검사체적 사이에서의 압력, 온도(엔탈피), 속도(유량)가 되며, 검사체적을 통해 전달되는 양들, 예를 들어 에너지식의 열전달률 등은 편의상 각 계산시간에 주어져야 한다. 이러한 항들은 각 순간의 정상상태 계산으로부터 구해진다. 이러한 방법은 에너지 방정식에서 터빈 출력, 운동량 방정식에서 검사면에 작용하는 힘 등을 구하는 데에도 마찬가지로 유효하다.

열전달률은 다음식으로 계산되며, 열전달계수는 앞서 언급한 상관식들로부터 구해진다.

$$\dot{Q}_g = (\alpha A)_g (T_g - T_m), \quad \dot{Q}_s = (\alpha A)_s (T_m - T_s) \quad (10)$$

3.2 증기 드럼 및 수순환

드럼에서의 열손실은 무시하고, 드럼에서 증발기로 흘러 나가는 물은 포화액으로 가정하며, 또한 매순간 열적평형을 이룬다고 가정하면 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dm_{dr}}{dt} = \dot{m}_{eco,o} + \dot{m}_{eva,o} - \dot{m}_{eva,i} - \dot{m}_{sh,i} \quad (11)$$

$$\frac{d(me)_{dr}}{dt} = (\dot{m}h)_{eco,o} + (\dot{m}h)_{eva,o} - (\dot{m}h)_{eva,i} - (\dot{m}h)_{sh,i} \quad (12)$$

드럼 내부의 포화액/증기 혼합물의 질량과 에너지는 다음식으로 표현된다.

$$m_{dr} = \rho_l V_l + \rho_v (V_{dr} - V_l),$$
$$e_{dr} = \rho_l V_l e_l + \rho_v (V_{dr} - V_l) e_v \quad (13)$$

위 식을 통해 드럼안의 물의 부피가 계산되면 기하학적 관계를 이용하여 수위가 구해진다.

수순환은 자연순환식이 고려된다. 증발기는 단열된 강수관과 가스로부터 열을 전달받는 승수관으로 구분된다. 두 관 사이에 밀도차가 발생하여 수순환이 일어나는데, 정상상태에 대하여 승수관에서 열유속은 균일하다고 가정하고 수순환량을 해석적으로 구하면 다음식이 구해진다.[12]

$$\dot{m}_{cir} = \frac{A}{v_1}\sqrt{\frac{2gL(1 - \frac{\ln R}{R-1})}{K(R+3)+(R-1)}}, \quad R = \frac{v_2}{v_1} \quad (14)$$

위식에서 A는 관의 단면적, L은 관의 길이, g는 중력가속도, v는 비체적, K는 손실계수이며, 하첨자 1은 드럼에서 강수관으로 나가는 상태, 2는 드럼으로 들어오는 승수관 출구상태이다. 과도상태에서도 드럼에서는 준평형 상태로 가정하여 위의

유량을 강수관 입구 포화액의 유량으로 부여한다.

한편 시스템의 안전한 운전을 위해서는 수위가 적절한 수준으로 유지 되어야 한다. 뿐만 아니라, 드럼자체에 과다한 열응력이 발생되지 않게 하기 위해서 그리고 과열기로 나가는 증기에 수적이 섞여 나가지 않도록 하기 위해서 수위 제어는 매우 중요하다. 급수량의 조절만으로 수위를 제어하는 간단한 제어를 고려하였으며, 다음과 같이 PID 제어를 도입하였다.

$$\dot{m}_{fw,new} = \dot{m}_{fw} + K_P e + K_d \frac{de}{dt}, \quad e = WL - WL_{ref} \quad (15)$$

K_p, K_d 는 각각 비례, 미분제어상수이며, e 는 실제 드럼수위와 기준(설계) 드럼수위와의 차이를 의미한다.

3.3 증기터빈

HRSG 의 과열기를 지난 고압, 고온의 증기는 제어밸브를 지나서 증기터빈으로 들어간다. 터빈은 고압터빈 1 개와 저압터빈 1 개로 이루어져 있으며, 각각 하나의 검사체적으로 고려하여 다음의 지배방정식을 적용한다.

$$V\frac{\partial \rho_s}{\partial t} = \dot{m}_{s,i} - \dot{m}_{s,o} \quad (16)$$

$$V\frac{\partial (\rho e)_s}{\partial t} = (\dot{m}h)_{s,i} - (\dot{m}h)_{s,o} + \dot{W}_{ST} \quad (17)$$

변동하는 압력비에 대한 유량변화를 고려한 다음의 Stodolla 식[13]이 터빈입구 상태를 결정하는데 사용된다.

$$\frac{\left(\dot{m}\sqrt{T}/P\right)_i}{\left(\dot{m}\sqrt{T}/P\right)_{i,d}} = \frac{\sqrt{1-(p_o/p_i)^2}}{\sqrt{1-(p_o/p_i)_d^2}} \quad (18)$$

응축기의 압력은 일정하다고 가정하였다. 터빈내의 유동이 다른 구성부에서의 유동보다 충분히 빠르므로 준 정상상태로 가정하여 터빈출력 $\dot{W}_{ST}$ 가 구해진다. 즉, 주어진 입구 증기 상태를 기준으로 정상상태 터빈 성능 특성을 적용하여 출구 상태를 구하여서 출력을 계산한 뒤 식 (17)에 대입한다. Spencer[14] 등이 제시한 방법으로부터 정상상태 성능(터빈 출구 상태)이 구해진다. 터빈축에서 부하와 출력간의 일의 불일치가 있으면 축의 운동방정식은 다음과 같다.

$$I\frac{d\omega}{dt} = G_{ST} - G_{load} \quad (19)$$

I 는 회전축의 질량관성모멘트, ω 는 각속도를 나타내며, G_{ST} 는 증기터빈의 출력에 의한 토크, G_{load} 는 부하에 의한 토크이다.

3.4 계산 방법

각 구성부의 지배방정식들을 정리하면 계산식들은 다원 상미분 방정식의 형태로 표현되며 다 변수 뉴튼-랩슨 방법(multi-variable Newton-Raphson method)과 수치적으로 안정한 완전 암시적방법(fully implicit method)을 사용하여 해를 구한다. 실제 계산에 있어서 각 지배방정식들을 차분화하여 사용하므로 원칙적으로 하나의 열교환기에 대하여 다수의 검사체적을 잡아서 계산할 수 있으나, 본 해석에서는 수치적 안정성 및 계산시간의 단축을 위하여 각 구성 요소를 하나의 검사체적으로 잡아서 계산하였다. 일정한 정상상태 조건(본 계산에서는 설계조건)이 초기 조건으로 주어지며, 설계계산으로 구해진 기하학적 데이터와 가스의 입구 압력, 온도 및 공급수의 온도와 응축압력 등이 경계조건으로 주어진다. 다변수 방법으로 모든 지배방정식이 한꺼번에 풀리게 되며, 모든 변수들(모든 검사면에서의 온도, 압력, 유량)이 동시에 구해진다.

4. 해 석

4.1 대상

선정된 시스템은 설계 터빈 출력 17.55 MW 의 단압(single pressure) 시스템으로 설계점 제원을 Table 1 에 요약하여 나타내었다. 이 시스템에 대하여 설계점으로 운전되다가 입구 가스의 유량 및 온도의 변화에 의하여 야기되는 과도 운전이 모사된다. 먼저 가스터빈 축의 출력 조절에 의한 회전수 제어를 하지 않는 경우와 하는 경우로 나누어 동특성을 살핀 뒤, 지배방정식의 비정상항, 즉 관성항이 해석결과에 미치는 영향을 분석한다.

4.2 부하변동에 대한 동특성

발전용 터빈은 일정한 회전수를 유지하여야 하므로 부하가 변동될 경우에 출력을 조절해 줄 필요가 있다. 일반적으로 복합발전에 쓰이는 증기터빈에서는 노즐에서의 부분유입(partial admission)을 사용한 조속단(governing stage)에 의한 제어가 없이 압력이 자연스럽게 변하는 운전(sliding pressure

Table 1 Design specifications of the HRSG and steam turbine system

HRSG	
gas inlet temperature	800.15 K
gas inlet pressure	101.39 kPa
economizer exit gas temperature	491.73 K
gas flow rate	120 kg/s
steam generation rate	15.58 kg/s
circulation mass flow rate	165.06 kg/s
live steam temperature	785.15 K
live steam pressure	50 bar
superheater area	4572 m^2
evaporator area	9279 m^2
economizer area	4177 m^2
Steam Turbine	
rotational speed	3600 RPM
number of control valve	1
pitch diameter of the first stage	104.1 cm
mass moment of inertia	9663 kg/m^2
HP section volume	0.274 m^3
LP section volume	4.383 m^3
power	17.55 MW

operation)이 이루어진다. 반면에 제어밸브를 사용하여 다소의 유량 조절은 가능하다. 본 연구에서는 두 가지 경우에 대한 과도상태 해석을 수행한다. 첫 번째는 터빈 출력 제어에 관심을 두지 않는 경우 즉, 회전수 제어를 실시하지 않는 경우로서 외부 작동 조건 변화에 따른 시스템의 기본적인 동특성을 살피기 위한 것이다. 두 번째로는 터빈축의 부하변동에 대응하여 제어밸브를 이용한 유량조절로서 터빈 출력을 변화시켜 회전수를 제어하는 경우에 시스템의 작동 특성을 살핀다.

증기터빈의 출력 조절을 얼마나 적극적으로 하느냐 하는 것은 복합발전 플랜트의 운용 분야에 따라 조금씩 다를 것이다. 대체로 발전 플랜트가 큰 규모의 전력계통에 연결되어 운전될 경우에 상대적으로 응답속도가 빠른 발전기(예를 들어 가스터빈)들에서 부하변동의 상당부분을 처리하게 되고 상대적으로 응답속도가 느린 발전기(증기터빈 등)들이 부하처리에 기여하는 바는 크지 않다. 따라서 응답이 느린 발전기축에서는 적극적인 출력 조절이 필요 없을 수 있다. 반면에 계통에 연결되어 있지 않아 독립적인 운전을 하는 경우에는 증기터빈에서도 적극적으로 출력 조절을 하여야 할 것이다. 두 번째 경우는 이와 같은 상황을 간단히 모사하여 고압터빈 입구의 제어밸브로서 출력을 조절하여 회전수 제어를 하도록 한다.

복합발전 플랜트에서 가스터빈축에 가해지는

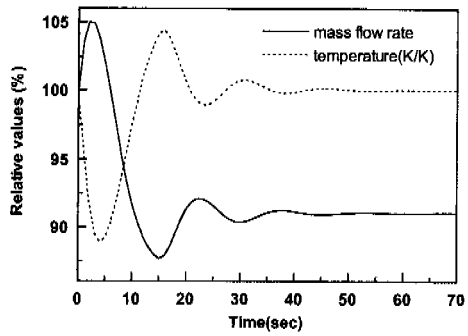

Fig. 2 Variation of gas turbine exhaust mass flow rate and temperature used for the inlet condition of HRSG

부하가 갑자기 감소한 경우에 대하여 하부사이클의 응답을 살폈다. 가스터빈 동특성 해석 프로그램[15]을 이용하여 시간에 따른 가스터빈 출구의 유량 및 온도의 변화를 계산하여 본 해석의 입력자료로 이용하였으며, Fig. 2 에 나타내었다. 이 조건은 터빈입구온도 1300°C 급의 가스터빈에서 부하가 약 15% 감소한 경우이다.

먼저 출력 제어를 하지 않는 경우의 HRSG 및 증기터빈의 과도 특성을 Fig. 3 에 보였다. 궁극적으로 새로운 정상상태에 이르게 되면 가스터빈의 배기가스 유량이 줄어들어 HRSG 흡수 열량이 감소하고, 그 결과 증기터빈 입구의 증기 유량과 압력이 감소하면서 출력이 줄어든다.

드럼에서 증발기로 유입되는 유량은 다소 증가하며, 증발기의 열전달량 감소 효과로 증발기에서 드럼으로 순환 유입되는 유량은 초기에는 급히 감소하다가, 진동모드를 거친후 궁극적으로는 건도는 감소하고 유량은 입구유량과 평형을 이루게 된다. 아주 초기에는 증발기로 순환되어 들어오는 물/증기 혼합물의 유량 감소는 드럼에서 배출되는 증기의 유량과 수위의 감소를 가져오며, 이 수위 감소를 만회하기 위해 공급수가 다소 급하게 증가한다. 그 후 급수조절로 수위가 제어되면서 정상상태로 접근한다. 증기의 유량과 압력은 초기의 감소 구간을 거쳐 아주 미소한 진동 상태를 겪은 후 정상상태에 이르고, 초기에는 가스로부터의 열전달량이 감소하기 때문에 HRSG 출구의 증기 온도는 약간 낮아지지만 이후 증기 유량 감소를 보상하기 위해 상승한 상태로 정상상태에 이른다. 그러나 가스온도가 일정하므로 온도 상승이 크지 않다. 최종적인 출력은 이전 값의 약 88.4% 이다.

두 번째 해석에서는 앞선 해석에서 얻은 정상상태 출력과 같은 크기(이전 값의 88.4%)로 부하를 순간적으로 줄여서 유지시키면서 회전수 제어

에 의한 출력 조절을 행한다. 출력조절 즉 회전수 제어는 터빈입구의 제어밸브의 개도조절에 의한 유량 조절로 가능하다. 밸브의 개도 조절은 결국 전후의 압력손실을 변화시켜서 유량을 조절하는 것이다. 따라서 본 계산에서는 밸브 개도 조작을 간단히 손실계수의 변화로 모사하였다. 즉 밸브 전후에 운동량방정식을 적용하고, 유동방향에 작용하는 힘을 밸브의 손실로 처리한다.

$$V\frac{\partial(\rho u)_s}{\partial t} = \dot{m}_{s,i}u_{s,i} - \dot{m}_{s,o}u_{s,o} + (p_{s,i} - p_{s,o})A + F_s$$

$$\text{where } F_s = -\frac{1}{2}K_{vl}\rho_{s,i}Au_{s,i}^2 \qquad (20)$$

부하와 출력이 불일치하면 식 (19)와 다음의 PID 제어를 사용하여 밸브의 손실계수 변화에 의한 유량 변화로서 출력 즉, 회전수를 제어한다.

$$K_{vl,new} = K_{vl} + K_P e + K_d\frac{de}{dt},\ e = N - N_{ref} \qquad (21)$$

해석 결과를 Fig. 4 에 나타내었다. 압력이 앞의 예에서와 달리 단조롭게 변하지 않고 밸브제어로 인하여 진동 모드를 겪는다. 특히 초기에는 줄어든 부하에 맞추어 출력을 줄이기 위하여 밸브의 손실이 커지면서(즉 개도가 줄어 유량이 급히 감소) 밸브 앞뒤 압력차가 커지고, 정상상태에 접근하면서 다시 압력차이가 줄어들게 된다. 한편 드

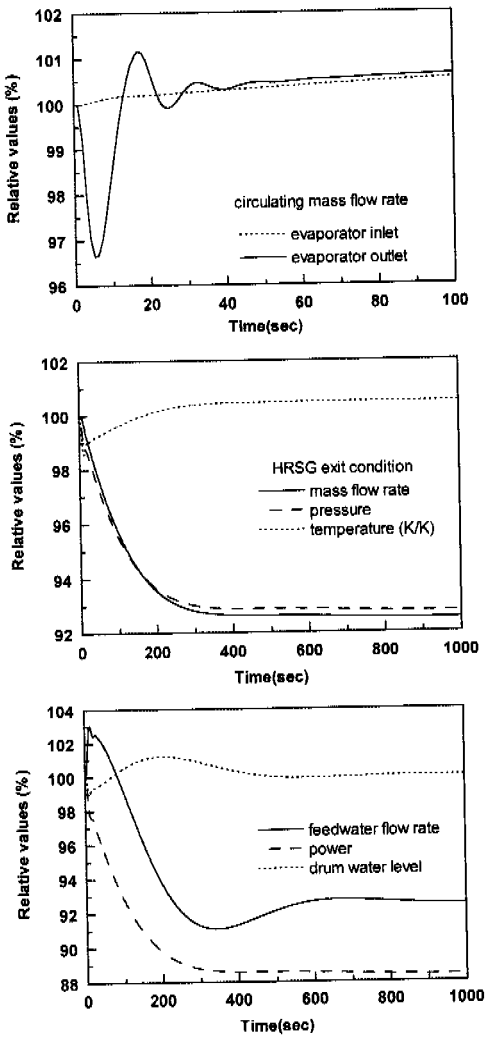

Fig. 3 Transient response of the HRSG and steam turbine system to the gas condition change given in Fig. 2 (without shaft speed control)

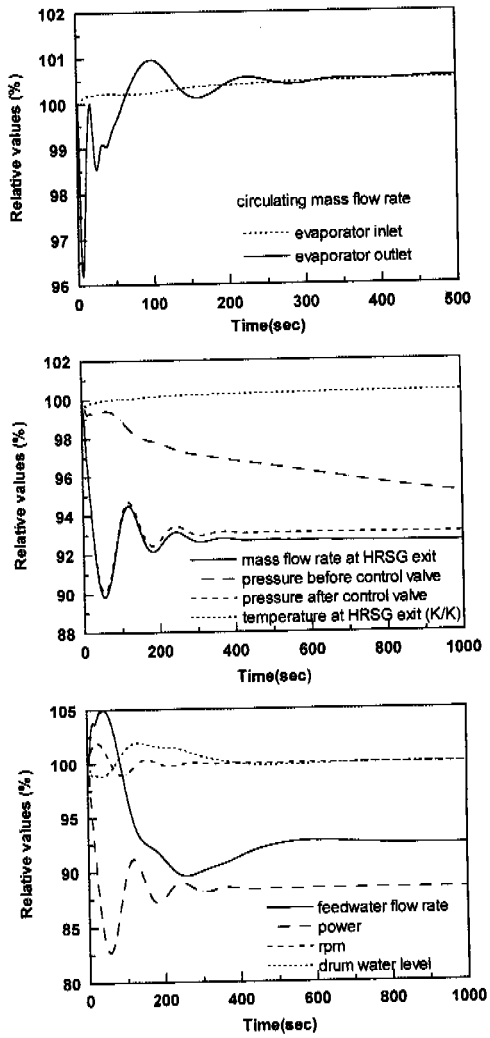

Fig. 4 Transient response of the HRSG and steam turbine system to the gas condition change given in Fig.2 (with shaft speed control)

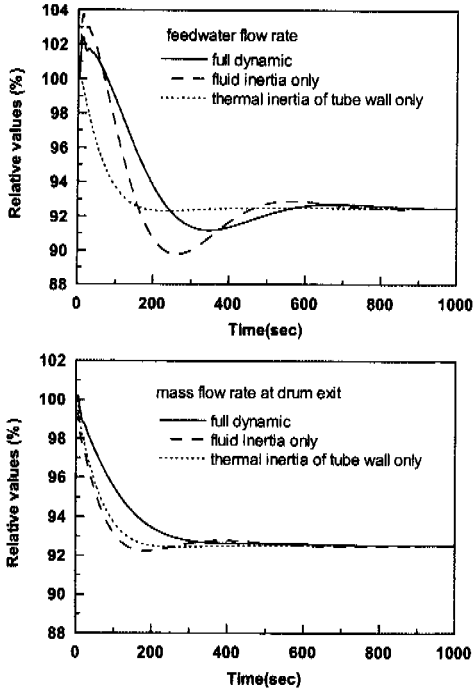

Fig. 5 Influence of inertia on the transient behavior prediction (without shaft speed control)

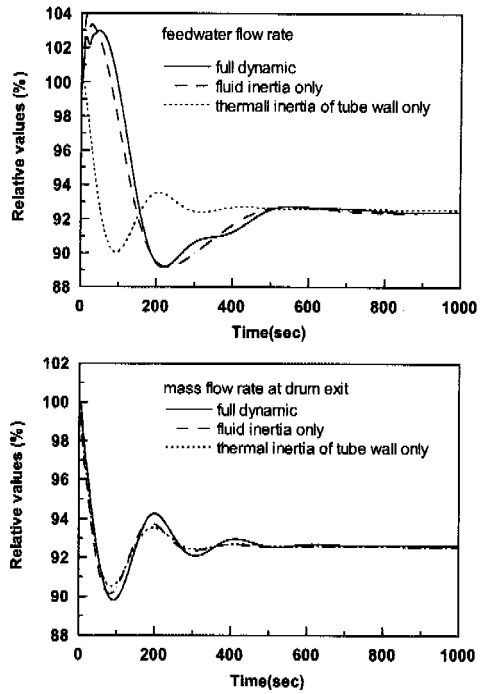

Fig. 6 Influence of inertia on the transient behavior prediction (with shaft speed control)

럼에서 배출되는 유량의 변화가 있으므로 증발기에서 순환하여 유입되는 유량이 안정화되는 데에는 비교적 긴 시간이 걸린다. 그러나 증발된 유량의 변화 폭 자체는 앞선 경우와 큰 차이가 없기 때문에 드럼내의 수위 변화가 역시 회전수 제어가 없는 경우와 유사한 변화 양상을 보이며, 그 결과 공급수의 변화 역시 회전수 제어를 하지 않는 경우와 큰 차이를 나타내고 있지 않다. 출력은 밸브 출구압력 및 유량과 유사하게 변하게 된다. 회전수는 최대 약 2%내에서 제어된다. 가스터빈의 회전수 제어[15,16]와 비교하면 더 긴 정정시간(settling time)을 가지며 하부 사이클의 출력 제어가 상대적으로 더 힘들다는 것을 확인할 수 있다. 이는 결국 열교환기의 존재에 의한 유체 및 벽의 열관성에 의한 시간 지연효과에 기인한다.

4.3 비정상 모델링의 영향

여러 요소로 이루어진 시스템은 각 구성부의 응답지연이 적절히 고려되어야만 안정적인 제어를 할 수가 있다. 따라서 부하변동에 대한 응답 특성 해석을 수행하기 전에 본 시스템에서 유체의 관성과 관벽의 열관성이 과도 응답에 미치는 영향을 분석하고자 간단한 해석을 수행하였다. 가스터빈으로부터 유입되는 가스의 조건은 역시 Fig. 2 와 같게 두고, 완전 비정상모델의 경우, 유체의 관성만 고려한 경우, 관벽의 열관성만을 고려한 경우로 나누어 앞절의 계산을 반복한다. 계산결과에서 급수의 유량과 드럼에서 과열기로 배출되는 유량을 Fig. 5 와 6 에 예시하였다.

회전수 제어를 하지 않는 Fig. 5 의 결과를 보면 대체로 유체의 관성에 의한 유동 방향으로의 열 및 유체 이동 시간 지연이 관벽을 통하여 열이 가스에서 물(증기)로 전달 되는데 요구되는 시간 지연보다 상대적으로 더 큼을 알 수 있다. 가스나 증기의 관성은 벽의 열관성보다도 작아 무시할 만하나, 밀도 변화가 큰 증발관 내부와 드럼에서의 물/증기 혼합물의 관성 영향이 크다. 이러한 추론은 드럼을 지난후의 유량을 예측하는 데에는 두 가지 관성이 비슷한 결과를 보이지만, 절탄기 입구에 공급되는 급수의 유량을 예측하는데 있어서는 유체의 관성이 더 지배적으로 작용하는 결과를 통해 확인할 수 있다. 한편 드럼에서 배출되는 증기유량의 변화가 공급수 유량의 변화보다 더 안정적으로 나타내는데 이는 유량의 인위적 제어와 같은 조작량이 없는 단순 시스템에서 드럼이 일종의 열, 유체역학적 감쇄기 역할을 하기 때문이다.

Figure 6 은 증기유량 조절에 의한 증기터빈의 회전수 제어를 하는 경우의 증기드럼 입구와 출구에서 유량의 거동이다. 이 경우에 공급수의 거동

을 보면 회전수 제어를 하지 않는 경우보다 유체의 관성이 응답지연에 더 지배적인 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그러나 증기드럼에서 과열기로 배출되는 증기의 유량은 어떠한 방법으로 계산하여도 유사한 경향과 크기를 보인다. 앞선 Fig. 5에서는 인위적 제어가 없으므로 각각의 관성에 의한 시간지연 효과가 충분히 지속적으로 시스템에 반영된다고 볼 수 있으나, Fig. 6 의 예에서와 같이 과열기를 나가는 증기의 유량이 인위적으로 감소 및 증가를 반복하게 되면 관성 역시 외란의 감소 혹은 증가에 의한 효과에 반하여 반복 작용하게 된다. 본 계산의 경우에는 두 가지 관성 중 어느 하나를 무시하여도 과열기 이후의 증기 상태, 더 나아가 증기터빈 출력 등의 예측에는 큰 차이를 나타내지 않는 것으로 나타났다. 그러나, 계산결과는 각 관성항에 의한 시간 지연 특성(크기)과 외부적 교란의 변화주기(여기서는 밸브에서의 유량조절)간의 상대적 크기 차이에 영향을 받을 것이므로, 일반적인 계산에서는 관성항의 처리에 주의를 요한다고 볼 수 있다.

5. 결 어

HRSG 와 증기터빈으로 이루어진 복합발전 시스템의 과도 운전이 모사되었다. 가스터빈 배기가스의 유량과 온도가 변하는 과도 운전시 증기 터빈의 유량제어를 통한 출력(즉 회전수)제어를 하는 경우와 하지 않는 경우로 나누어 HRSG 와 증기터빈의 증기유량, 압력, 온도, 그리고 터빈출력의 동특성이 해석되었다. 출력제어를 하지 않으면, 공급수와 수위 이외의 파라미터들은 모두 단조로운 변화를 한다. 터빈입구에서의 유량조절이 모사되어서 출력 변화에 의한 회전수의 제어에 따른 현상이 해석되었고, 이 경우에는 조금 더 복잡하게 진동하면서 수렴하는 응답 특성이 확인되었다. 또한, 유체의 관성 및 관벽의 열관성이 각각 시스템 응답 지연에 미치는 영향이 분석되었다. 각 열교환기에서 유체의 관성 크기에 따라 계산 결과에 미치는 영향이 다르며, 어느 한가지 관성의 효과가 다른 것에 비하여 월등히 작지는 않음을 보였다.

후 기

이 논문은 1999 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

(1) 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.

(2) 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.

(3) 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.

(4) 박근한, 김동섭, 노승탁, 2000, "증기발전 시스템의 과도상태 특성," 대한기계학회 논문집 B (게재예정).

(5) 김상준, 노승탁, 1997, "다압 열회수 증기발생기의 설계 점 및 탈설계점 해석," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B, pp. 7~12.

(6) Shin, J. Y., Kim, S. J. and Ro, S. T., 1998, "Design and off-design performance analysis of heat recovery steam generators," *Proceedings of the 11th International Symposium on Transport Phenomena*, Hsinchu, Taiwan, Nov. 29- Dec. 3, pp. 156~161.

(7) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집 B, 제 20 권, 제 8 호, pp. 996~1008.

(8) PROPATH Group, 1997, *PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 10.2, Kyushu University, Japan.

(9) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University press.

(10) ESCOA Corp., *Fin Tube Manual*, 1979, U.S.A.

(11) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., 5.*

(12) Haywood, R.W., 1991, *Analysis of Engineering Cycles*, 4th ed ., Pergamon Press, U.K

(13) Horlock, J. H., 1966, *Axial Flow Turbines*, Butterworth.

(14) 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.

(15) Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S. and Ro, S. T, 2000, "Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines," ASME paper 2000-GT-548.

(16) 김재환, 전용준, 김동섭, 노승탁, 1999, "소형 재생가스터빈의 동적 작동특성 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 23 권, 제 6 호, pp. 769~777.