

발전용 저 NOx 가스터빈의 연소모드 변환시기의 연소특성 전산해석

정재모¹⁾ · 정재화²⁾ · 박정규³⁾

한국서부발전(주) 발전처¹⁾ · 한전 전력연구원 발전연구실²⁾ · 건국대학교 기계항공공학부³⁾

Numerical Analysis of Combustion Characteristics during Combustion Mode Change of a Low NOx Utility Gas Turbine

Jai-Mo Jeong¹⁾ · Jae-Hwa Chung²⁾ · Jung-Kyu Park³⁾

¹⁾Department of Power Generation, Korea Western Power Company, Seoul 135-791, Korea

²⁾Power Generation Laboratory, Korea Electric Power Research Institute, Daejeon 305-380, Korea

³⁾Department of Mechanical & Aerospace Engineering, Konkuk University, Seoul 143-701, Korea

(Received 23 June 2004 / Accepted 20 September 2004)

Abstract : Three-dimensional numerical investigations are carried out to understand the combustion characteristics inside a DLN(dry low NOx) utility gas turbine combustor during the combustion mode change period by applying transient fuel flow rates in fuel supply system as numerical boundary conditions. The numerical solution domain comprises the complex combustor liner including cooling air holes, three types of fuel nozzles, a swirl vane, and a venturi. Detailed three-dimensional flow and temperature fields before and after combustion mode changeover have been analyzed. The results may be useful for further studies on the unfavorable phenomena, such as flashback or thermal damage of combustor parts when the combustion mode changes.

Key words : Gas turbine(가스터빈), Numerical simulation(전산해석), Lean premixed combustion(희박 예혼합연소), Combustor(연소기), Fuel nozzle(연료노즐)

Nomenclature

J : diffusion mass flux
 m : mass fraction
 R : rate of formation,
 t : time, sec
 u : velocity, m/sec
 x : distance
 ρ : gas density, kg/m³

1. 서론

발전용 가스터빈이나 자동차용 왕복동 엔진에는 유해배출물을 저감시키고, 동시에 연소효율을 향상시키기 위하여 희박연소 방식을 많이 사용하고 있다. 과거에는 발전용 가스터빈은 NOx 저감을 위하여 물분사 방식이 사용되었으나 최근 국내에 도입된 발전용 가스터빈은 희박예혼합 연소방식인 DLN(Dry Low NOx) 방식을 사용하여 운전하고 있다. 이러한 DLN 방식은 저부하에서는 연소 안정을 위하여 확산연소가 일어나도록 하고, 일정부하 이상에서는 NOx 저감을 위하여 희박예혼합 연소방식으로

*To whom correspondence should be addressed.
jjmo@jwest.co.kr

연소모드를 변환하는 다단 연소방식을 채택하고 있다.^{1,2)} 그러나 다단 연소방식에서는 연소모드 변환시에 연소불안정, 화염의 역화, 연소진동 및 이에 기인한 연소기 부품들의 소손 등이 발생할 가능성이 높아져 DLN 가스터빈의 연소에 대한 연구의 필요성이 증대되고 있다.

이러한 가스터빈 연소기 내부에서의 연소불안정이나 복잡한 유동특성을 파악하기 위한 유용한 도구로 최근에는 3차원 전산해석 방법이 많이 사용되고 있다.³⁻⁵⁾ 그러나 기존 가스터빈 연소에 관한 전산해석들은 정상상태(steady state)에 대한 해석 위주로 연구되어 있어서, 연소모드의 변환과 같이 과도상태(transient state)의 현상을 3차원으로 해석한 문헌들은 찾아보기 어렵다. 또한 대부분의 기존 해석결과들은 복잡한 냉각 홀 등 연소기의 실제 형상을 고려하지 않고 연소기 형상을 단순화하여 해석하고 있어 연소기 내부에서의 연소현상을 파악하는 데에도 한계가 있다.

본 연구에서는 국내에서 운용하고 있는 건식 저 NO_x 발전용 가스터빈(GE7F 모델)의 연소기를 대상으로 연소모드 변환과정에서 서로 다른 연료분사 노즐에서의 연료분사량을 1차원 비정상상태로 해석하여 상용 CFD 코드에서 비정상 3차원 해석을 위한 경계조건으로 입력하는 기법을 개발하였다. 이러한 1차원 비정상 해석과 3차원 해석을 병행하는 방법은 기본적으로 엔진 사이클을 비정상 상태로 해석해야 하는 내연기관의 연소해석에 많은 적용이 예상⁶⁾되며, 왕복동 엔진의 배기소음해석⁷⁻⁸⁾ 등에 이러한 기법이 일부 사용되고 있다.

본 연구에서 개발된 전산해석 기법을 발전용 가

스터빈 연소해석에 적용하여 연소모드 전환전후의 연소기 내부 유동, 온도분포 및 고온부를 예측하여 연소모드 변환전후에 가스터빈의 연소상태를 비교 분석하였다. 특히 본 전산해석에서는 가스터빈 연소기의 연료노즐 형상, 공기와 연료의 혼합을 위한 스웰 베인 형상, 라이너 벽에 있는 냉각공기 구멍들의 세부적인 3차원 형상을 고려하여 이들의 형상 변경이 연소기 내부유동이나 온도분포에 미치는 영향을 파악할 수 있도록 하였다.

2. 계산조건 및 계산방법

2.1 지배방정식 및 수치모델

2.1.1 연료량 1차원해석 방법

연소모드 변환시기에서의 연료량 변화를 구하기 위해서는 연료공급계통의 배관 구조를 고려해야 한다. Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 하고 있는 DLN 가스터빈의 천연가스 연료공급계통의 개략도이며, 복합발전 플랜트로 인입된 천연가스의 정압기로부터 DLN 가스터빈 연소기까지 배관계통과 연료량 제어밸브들을 보여준다. 이 그림에서 GCV, GSV 및 GTV는 가스터빈에 공급되는 연료량을 제어하는 밸브들이며 밸브의 개도는 가스터빈 제어계통에서 제어한다. SRV는 가스터빈에 공급하는 연료압력 조절용 밸브이며, GCV는 가스터빈의 출력을 조절하기 위해 가스터빈에 공급되는 천연가스 유량을 설정하는 밸브이다. GSV는 연소기 내부에 설치된 1차 노즐과 2차노즐로 연료를 분배하는 밸브이다. GTV는 가스터빈의 연소모드 변환시기에 단기간 동안 연료유로의 절환에 사용되는 밸브이다.

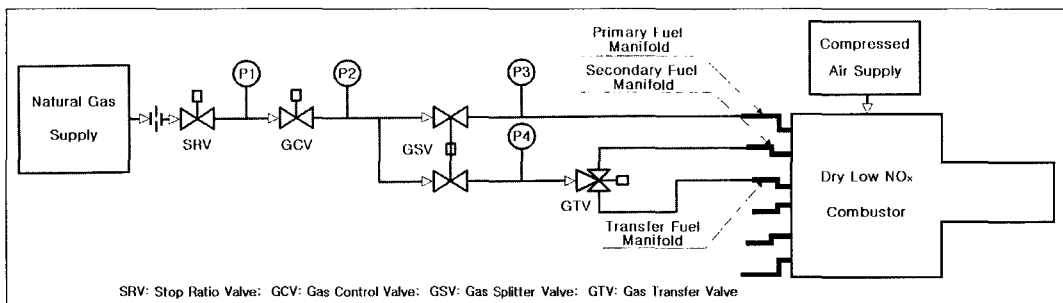


Fig. 1 A schematic of a natural gas supply system of a DLN gas turbine

연소모드 변환과정의 3차원 해석에 필요한 연료 노즐별 연료량의 변화를 구하기 위해서 특성곡선법 (method of characteristics)을 사용하여 Fig. 1에 표시된 전체 연료 배관망들의 길이와 직경들을 모두 입력하여 1차원 비정상 압축성으로 해석하였다. 연료 노즐별 연료량을 비정상 1차원 압축성으로 해석하는 데는 Flowmaster code⁹⁾를 이용하였다. 본 특성곡선법을 적용한 노즐별 연료량의 1차원 해석방법은 Ahn¹⁰⁾ 등의 연구보고서에 잘 정리되어 있다. 이러한 연소모드 변환기간 중의 노즐별 비정상(unsteady) 1차원 연료량 해석결과는 C++ 언어를 사용하여 사용자 부 프로그램(user-subroutine)으로 작성하여 3차원 전산해석 프로그램에 경계조건으로 입력할 수 있도록 하였다.

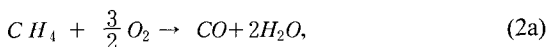
2.1.2 3차원 전산해석 모델

가스터빈 연소기 내부 연소모드 변환과정의 연소 특성을 파악하기 위해서 연속방정식, 운동량 보존식, 에너지보존식을 포함한 3차원 비정상 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용하여 유한체적법(finite volume method)으로 해석하였다.

연소과정 해석에서 연소에 참여하는 화학종 *i*의 보존식은 다음과 같이 tensor 형태로 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j m_i) = -\frac{\partial}{\partial x_j} J_{i,j} + R_i \quad (1)$$

여기서, *m_i*는 화학종 *i*의 질량분율, *J_{i,j}*는 화학종 *i*의 확산 flux를 나타내며, *R_i*는 화학반응에 의한 화학종 *i*의 질량 생성율(또는 소멸율)을 나타낸다. *R_i*를 구하기 위해서 Finite rate chemistry 모델^{11,12)}을 사용하였다. 가스터빈 연소기에서의 연료는 순수한 메탄으로 가정하여 화학종은 CH₄, O₂, CO₂, CO, H₂O, N₂의 6종류를 고려하여 다음과 같이 2단계의 연소가 일어나는 것으로 해석하였다.



난류계산 모델로는 k-ε 모델이 적용되었고, 전체적인 방정식의 해법으로는 SIMPLE 알고리즘이 사용되었다. 비정상 과정의 수치해석 방법으로는 완

전 1차 implicit 차분법을 사용하였다. 복사에 의한 열전달 해석을 위해서는 P-1 근사법¹³⁾을 적용하였으며, 평균 흡수계수는 0.2m⁻¹로 일정하게 가정하였다. 전산해석에는 상용의 FLUENT 6.0 code¹⁴⁾를 사용하였다.

2.2 계산격자제

연소기는 라이너, 라이너 벤츄리 부분, 각 연료노즐들(1차연료 노즐, 2차연료 노즐, 변환노즐), 연료와 공기의 혼합을 촉진하기 위한 스윙 베인, 라이너 벽에 있는 냉각공기 구멍들을 모두 포함하여 해석하였다. 실제 계산에는 계산시간의 단축을 위하여 연소기의 6분의 1을 전산해석 영역으로 선정하여 주기 경계조건(periodic boundary condition)을 적용하였다.

Fig. 2는 연소특성 해석에 사용한 연소기 실제 형상을 6분의 1을 표시한 그림으로 우측이 압축기 방향으로 공기가 유입되는 방향이며, 좌측이 터빈 방향으로 연소가스가 연소되어 나가는 쪽이다. 계산 영역은 노즐 갭 어셈블리(assembly) 상면에서 라이너 끝까지 총 길이는 970mm로 선정하였고, 라이너의 내경은 350mm, 라이너에서 역화방지를 위하여 단면적 축소부위인 벤츄리 부는 내경 250mm로 설정하여 계산하였다. Fig. 3은 본 해석에 사용한 연소기의 세부 치수이며, 그림에 표시된 수치는 라이너 내경으로 무차원화 한 값이다. 해석에 사용한 계산격자는 GAMBIT code¹⁵⁾로 생성하였으며, 연소기 6분의 1의 계산영역에 대하여 약 24만 셀(cell)의 비구조형 격자(unstructured grid)를 생성하였다. Fig. 4는 본 해석에 사용한 3차원 계산격자 형상을 보여주며, Fig. 2의 계산 영역을 6개 합한 전체 연소기 형상으로 표시하였다.

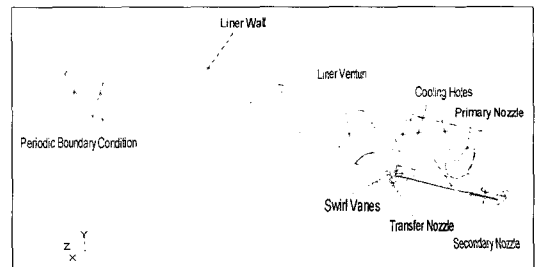


Fig. 2 Schematic of the combustor

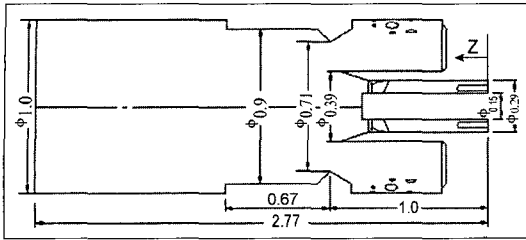


Fig. 3 Dimensions of the combustor

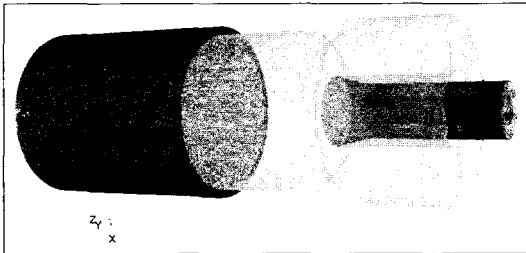


Fig. 4 Unstructured grid for the simulation

3. 전산해석 결과 및 고찰

3.1 연료경계 조건 1차원 해석

연소 모드변환 시기의 연료량 변화를 1차원 해석하기 위하여 Fig. 1에 나타난 밸브들의 시간에 따른 개도 데이터가 필요하다. Fig. 5는 노즐별 연료량의 1차원 해석을 위하여 입력데이터로 사용한 연료밸브들의 개도를 보여주는 그림이며, 이 밸브 개도는 실제 가스터빈의 운전 중에 취득한 연소모드 변환 시기의 데이터이다. 제어밸브 GCV, GSV, GTV의 개도함수는 각각 CTRL, SPLTR 및 XFR로 표기하였다. Fig. 6은 Fig. 5의 연료 밸브들의 움직임을 고려하여 연료노즐별 연료량을 특성곡선법으로 비정상 1차원 압축성 방정식을 해석한 결과이다.

Fig. 6에서 1차연료(primary fuel)는 밸브 개도 변화에 따라 약 27초 부근에서 연료공급이 일시적으로 중단되어 1차 연소 영역의 화염이 소멸된다. 27초 이후에는 다시 1차 연료가 증가되고 46초 부근에서는 GSV의 개도가 100%가 되므로 순간적으로 1차 측으로 전 연료가 흐르게 된다.

모드 변환후인 약 60초 이후에는 1차 연료는 1차 연소 영역에서 연소되지 않고 2차 연소 영역의 예혼합 연소용 연료로 공급된다. 연소모드 변환중의 변환(transfer)노즐 측의 연료량은 40초 부근에서 GTV

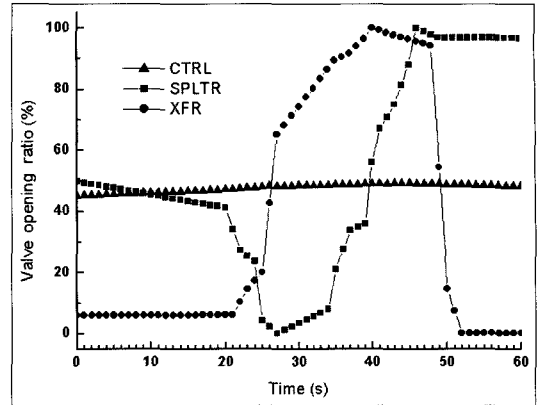


Fig. 5 Opening ratios of control valves during the combustion mode change

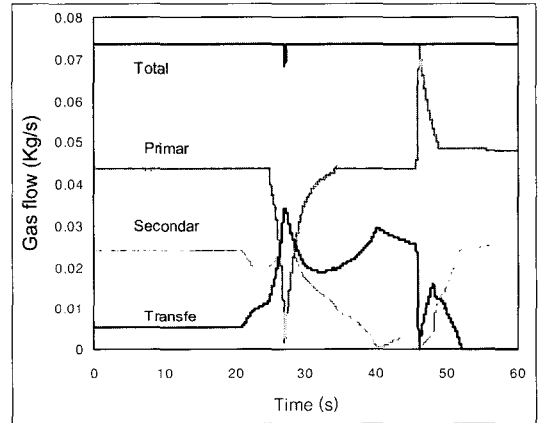


Fig. 6 Variations of natural gas flows through the separate fuel lines

의 개도가 100%가 되므로 2차(secondary)측 연료량은 영이 되고 절환(transfer)측 유량이 최대가 되었다가 모드 변환이 끝나면 연료공급이 중단된다.

Fig. 6에서 GSV와 GTV의 개도가 급격히 변화한 직후인 약 27초 부근에서 총 연료유량이 미소하지만 급속히 감소하였다가 회복되는 것을 알 수 있다. 이는 일정한 연소용 공기량이 공급되고 있음을 감안하면 순간적인 당량비 저하가 발생하여 열원설비의 연소상태가 매우 불안정하거나 소염(blow-off)될 수 있음을 나타낸다.

3.2 3차원 해석 결과 및 고찰

1차원 해석결과로부터 구한 Fig. 6의 노즐별 연료 분사 스케줄(노즐별 연료량은 연소기의 6분의 1 부

분을 기준으로 산정)을 3차원 해석코드에 경계조건으로 사용하여 확산연소모드(Fig. 6의 0초~약 20초 사이)에서 예혼합 연소모드(Fig. 6의 약 52초 이후)까지 약 40초 동안 3차원 비정상상태의 연소과정을 해석하였다. 연소모드 변환시기에서 연소가 6분의 1 계산영역을 기준으로 전산해석에 사용한 총 공기량은 2.39 kg/sec이며, 연료노즐들로 공급되는 전체 연료량은 0.073 kg/sec 이다. Fig. 2에 표시된 냉각공기 구멍들과 연료노즐을 통과하는 공기량은 총 공기량이 유로단면적에 비례하여 분배되는 것으로 가정하여 계산경계조건을 설정하였다.

3차원 전산해석 결과로 연소모드 변환전후의 2가지 연소모드(연소모드 변환전의 확산연소모드와 연소모드 변환후의 직후의 예혼합연소 모드)에서의 유동과 연소특성에 대하여 상세히 비교하여 분석하였다.

Fig. 7은 연소모드 변환전의 확산연소모드에서 연소가 일어나고 있는 상태에서 연소가스의 속도분포를 해석한 결과이다. 1차 연료노즐(primary nozzle) 바로 상부의 1차 연소 영역에서 연소가 일어나서 연소가스가 라이너의 벤츄리 부분을 통과하므로 확산연소모드에서 벤츄리 부분의 유속이 매우 고속으로 유지되는 것을 알 수 있다. 1차 연소 구역에서 연소된 가스는 벤츄리 부분을 통과하여 라이너의 중심부로 향하고 다시 transfer 노즐 상부의 2차 연소 영역에서 연소가 발생하며 고속 영역이 형성된다. 2차 연소 영역에서 연소된 연소가스와 함께 라이너를 통과하면서 점차로 연소가 하부로 가면서 전단면에 걸쳐서 균일한 속도분포를 보인다.

Fig. 8은 확산연소모드에서의 온도분포 해석결과이다. 1차 연소 영역과 2차 연소영역에서 모두 연소가 일어나므로 두 영역에서 온도가 높게 형성되는 것을 관찰할 수 있다. 확산연소모드에서는 1차 연소 영역에서 확산연소가 일어나므로 화염 온도도 국부적으로 고온이며 화염의 최고온도 계산치도 2,300K 정도로 높게 예측되었다. 따라서 확산연소 모드에서 1차 연소영역에서 국부적으로 형성된 고온부가 열적(thermal) NOx의 배출에 영향을 많이 미치는 것을 예상할 수 있다.

실제 현장 가스터빈에서 측정된 결과인 Fig. 9에

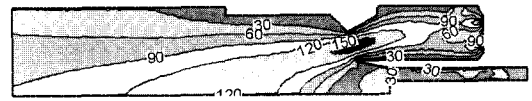


Fig. 7 Velocity contours(m/sec) at diffusion combustion mode (symmetric plane)

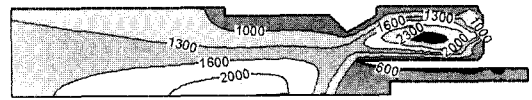


Fig. 8 Temperature contours(K) at diffusion combustion mode (symmetric plane)

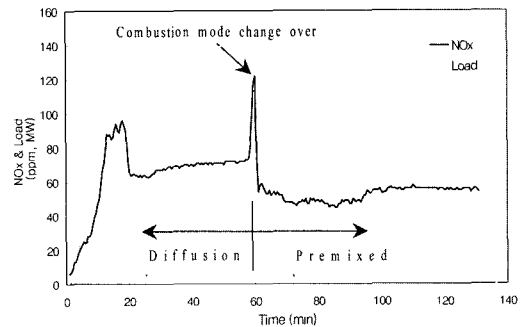


Fig. 9 NOx emission characteristics of GE7F gas turbine (measured in Seoinchon site)

서 NOx 발생이 확산연소모드에서 예혼합 연소모드로 변환한 후에 점차로 감소하는 이유는 이러한 1차 연소 영역에서 형성된 국부적인 고온부가 모드변환 후 사라지는데 기인함을 추정할 수 있다. 연료의 양이 1차 및 2차로 나누어져서 연소가 되므로 2차 연소 영역에서 연소되는 연료량이 적어져서 라이너 중심부에 형성되는 2차 영역의 고온부위는 상대적으로 크기가 줄어든다.

Fig. 10은 확산연소시의 각 단면별 온도 분포를 보여준다. Z는 연소기의 중심축을 따른 거리로 연소기의 내경으로 무차원화 한 값이며, Fig. 3에 표시한 2차 연료노즐(secondary nozzle)이 위치한 우측 끝 부분을 Z=0으로 정의하였다. Fig. 10(a)는 1차 연료 노즐이 위치한 1차 연소 영역에서의 온도분포를 보여준다. 이 부분은 주로 확산연소가 일어나므로 화염의 온도가 높다.

고온부분이 링 형태로 형성되며 라이너 벽에 설치된 냉각홀을 통과하는 낮은 온도의 공기가 불어오는 방향은 화염온도가 상대적으로 낮고, 냉각홀

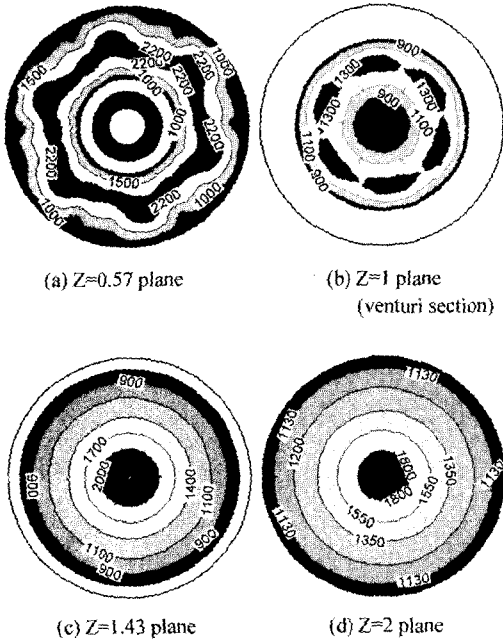


Fig. 10 Temperature contours(K) at diffusion combustion mode (Z-planes)

이 없는 부분은 연소온도가 높게 형성되어 원주방향으로 온도 분포가 불균일한 형상을 보이고 있어서 냉각효율의 영향을 알 수 있다.

Fig. 10(b)는 벤츄리 부분의 온도분포를 보여주며, 1차 연소 영역에서 냉각효율을 통하여 연소기로 도입된 공기와 1차 연소된 고온가스가 혼합되어 단면에서 균일한 온도를 유지하고 있다. Fig. 10(c)는 2차 연소 영역에서 2차 연료 노즐을 통하여 분사된 연료가 연소되어 라이너 중앙에 고온부가 형성되어 있는 것을 보여준다. 이 부분은 스윙 베인을 통과하기 전에 2차 연료 노즐을 통해서 분사되어 예혼합된 연료와, 노즐 팁에서 2차 연료의 일부(subpilot)가 확산되어 연소되는 부분으로 주로 예혼합 연소가 일어나므로 Fig. 10(a)의 1차 연소 영역에 비하여 화염의 온도가 낮게 예측되었다. Fig. 10(d)에서는 연소가 완료되어 온도분포가 전단면에 걸쳐서 균일해지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 확산연소 모드에서 예혼합 연소모드로 모드 변환이 일어난 직후의 연소가스의 속도분포를 해석한 결과이다. 예혼합 연소의 경우는 1차 연소 영역에서는 화염이 존재하지 않으므로 벤츄리 부분

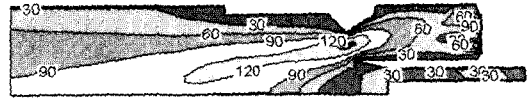


Fig. 11 Velocity contours(m/sec) at premixed combustion mode (symmetric plane)

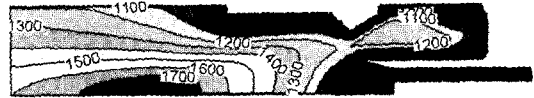


Fig. 12 Temperature contours(K) at premixed combustion mode (symmetric plane)

을 통과하는 혼합기의 유속은 Fig. 7에 표시된 확산 연소 모드에서 벤츄리 부분의 유속에 비하여 감소한 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 확산연소 모드에서 모드 변환이 된 직후의 예혼합 연소 모드에서의 온도분포를 보여준다. 고온부는 라이너의 중심부에 형성된다.

화염온도는 확산연소 모드에 비하여 감소하여 최고 온도가 약 1,700K 정도로 예측되어 연소모드 변환전인 Fig. 8의 확산연소 모드 온도분포 결과와 비교하면 최고 온도가 상당히 감소되었음을 알 수 있다. 따라서 확산연소 모드에서 예혼합연소 모드로 변환시에 최고온도의 감소에 의하여 thermal NOx의 배출이 감소될 수 있음을 본 해석결과로부터 예측할 수 있다.

Fig. 13은 예혼합연소에서 각 단면별로 온도분포를 해석한 결과를 보여준다. 벤츄리 부분인 Fig. 13(a)에서 낮은 온도에서 혼합기가 2차 영역으로 유입되고, Fig. 13(b)에서와 같이 연소가 시작됨에 따라서 라이너 중심부의 온도가 상승하기 시작하고, Fig. 13(c)에서는 라이너 중심부에서 최고 연소온도에 도달한 것을 보여준다. Fig. 13(c)에서 최고 연소온도에 도달한 부분에서 라이너 중심부와 라이너 벽의 온도 차이가 크게 나타나고 중심부에서의 온도구배도 비교적 크다. 그러나 연소가 거의 완료되는 라이너 끝 부분인 Fig. 13(d)에서는 전체 단면에 걸쳐서 점차로 온도 분포가 균일해지며, 확산연소인 앞의 Fig. 10(d)와 유사한 경향을 보인다.

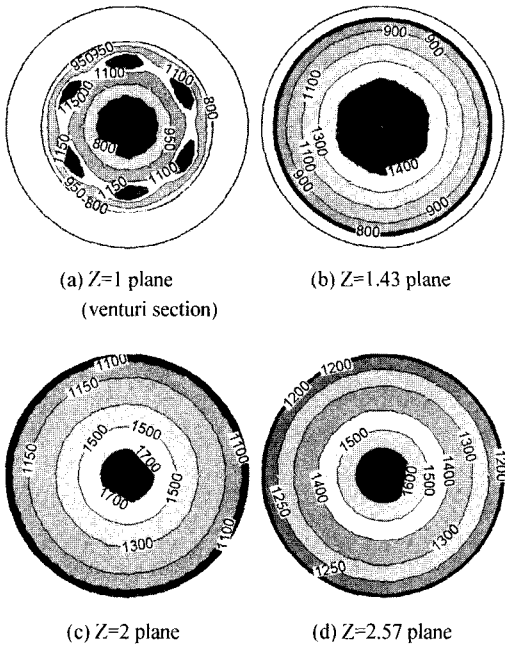


Fig. 13 Temperature contours(K) at premixed combustion mode (Z-planes)

4. 결론

희박 예혼합 방식을 사용하여 국내 발전소에서 운용되고 있는 DLN 가스터빈의 연소모드 변환시기의 연소특성을 파악하기 위하여 특성곡선법을 사용하여 연료노즐별 연료분사 스케줄을 1차원으로 해석하여 상용코드에서 비정상 3차원 해석을 위한 경계조건으로 입력하는 기법을 개발하였다. 본 기법을 적용하여 연소모드 변환과정을 3차원 비정상 전산해석하여 연소모드 변환전후의 확산연소와 예혼합 연소의 연소특성을 비교하여 가스터빈 연소기 내부의 3차원적인 속도분포와 온도분포를 세부적으로 파악할 수 있었다.

유동해석 결과에서는 단면이 급격히 줄어든 라이너 벤츄리부에서 강한 유속을 생성하여 화염의 역화 방지효과가 있음을 확인하였다. 확산연소모드에서는 1차 연소 영역에 화염 최고온도가 존재하는 것이 예측되었으며 이 부분에서 NOx의 배출농도가 예혼합연소 모드에 비하여 높은 이유를 설명할 수 있었다. 확산연소 모드에서 예혼합연소 모드로 변환시에 최고 연소온도가 상당히 감소하여 예혼합연소로 연소모드 변환에 의하여 열적(thermal) NOx

가 감소되는 실험 결과를 본 해석결과로부터 설명할 수 있었다. 또한, 실제 가스터빈 연소기 형상을 고려한 온도분포의 해석결과에서 연소기내부의 고온부위를 예측할 수 있어서, 연소기 부품의 열 소손 원인분석이나 냉각 홀의 변경 등에 의한 연소 성능의 변화 및 운전조건 변경 시에 가스터빈의 연소상태를 파악하는데 활용할 수 있다.

본 연구에서 적용한 해석방법은 발전용으로 운전되고 있는 건식 저 NOx 가스터빈의 운전 중에 빈번히 발생하는 화염의 역화, 연소불안정, 연소진동, 고온부품의 열 소손 등의 원인 분석에 유용한 도구로 활용될 수 있을 것이다.

References

- 1) KEPCO, "STAG 107F Operation & Maintenance Manual(1-2), Utility Application Block 2," Korea Electric Power Corporation ILDO Combined Cycle Power Plant, 1991.
- 2) KEPCO, "MS7001F Gas Turbine-Generator Operation Training," Korea Electric Power Corp. Ildo Combined-Cycle Project, 1991.
- 3) J. H. Chung, S. B. Seo, D. H. Ahn and J. J. Kim, "Numerical Analysis of the Combustion Characteristics in a Lean Premixed Gas Turbine Combustor with Multi-nozzles for Power Generation," The First National Congress on Fluids Engineering, Muju, pp.827-830, 2000.
- 4) D. S. Crocker, D. Nickolaus and C. E. Smith, "CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor from Compressor Exit to Turbine Inlet," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.121, pp.89-95, 1999.
- 5) T. Wang, "Modeling of Combustion Dynamics in Gas Turbine Engines," Doctoral thesis, Pennsylvania State University, 1997.
- 6) K. D. Min, "Analysis of HSDI Dissel Engine Using CFD," Journal of KSAE, Vol.23, No.1, pp.27-33, 2001.
- 7) B. Y. Jin, S. H. Lee and N. H. Cho, "Prediction of Vehicle Exhaust Noise using 3-Dimensional CFD Analysis," Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, pp.148-156, 2001.
- 8) D. O. Mackey, G. P. Blair and R. Fleck, "Cor-

- relation of Simulated and Measured Noise Emission Using a Combined 1D/3D Computational Technique," SAE 970801, pp.105-121, 1997.
- 9) ATES, FLOWMASTER2, The New User Training Course, FLOWMASTER UK LIMITED, June, 2000.
 - 10) D. H. Ahn, J. J. Kim, J. H. Chung, S. B. Seo and H. Y. Park, "Stabilization of Abnormal Combustion and Reduction of Combustion Oscillation of Gas Turbine," Technical Report of KEPRI, TR00GJ02, 2003.
 - 11) B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, "On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," 16th Symp. (Int'l) on Combustion, Cambridge, MA, Aug. 15-20, 1976.
 - 12) A. Brink, C. Mueller, P. Kilpinen and M. Hupa, "Possibilities and Limitations of the Eddy Break-up Model," Combustion and Flame 123, pp.275-279, 2000.
 - 13) R. Siegel and J. R. Howell, Thermal Radiation Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, 1992.
 - 14) Fluent Inc., FLUENT6 User's Guide, Volume 1-4, 2002.
 - 15) Fluent Inc., GAMBIT User's Guide, Fluent Inc., May, 1998.