

<論 文>

맥동 연소식 온수기의 모델링

이 관 수* · 김 창 기**

(1987년 8월 12일 접수)

Modeling of a Pulse Combustion Water Heater

Kwan Soo Lee and Chang Kee Kim

Key Words: Combustion(연소), Pulsation(맥동), Water Heater(온수기), Computer Simulation(컴퓨터 시뮬레이션)

Abstract

In previous modeling of Helmholtz-type pulse combustion water heater, muffler and the motion of the flapper valve were omitted. In present work, these have been included in modeling for providing more accurate information regarding the thermal and dynamic behavior of the water heater. In addition, a computer simulation based on the modeling was developed. The comparison of computer predictions with available experimental data shows that the simulation is satisfactory in predicting the nature of operating behavior, amplitudes of the pressure oscillations, and the magnitude of the frequency. But the predicted time-averaged axial temperature of the flue gas along the flue tube length is somewhat below the previous experimental results. The temperature pulsation of the combustion chamber and the velocity pulsation of the flue gas were predicted which have never been measured in previous studies. In particular, the latter is of importance for a valid determination of the heat transfer enhancement due to the gas flow pulsation. Heat transfer results in flue tube were presented and discussed. Also the effects on the installation of the muffler were investigated.

기 호 설 명

- A : 면적
- C : 펌프유량계수
- c : 음속
- C_p : 정압비열
- C_v : 정적비열
- D : 동가감쇠계수

- e : 단위질량당 내부에너지
- F : 연소실 체적에 대한 기연부 체적의 비
- f : 관 마찰계수
- \overline{GS} : 총 열교환 면적
- H : 대류 열전달 계수
- h : 단위 질량당 엔탈피
- M : 플레퍼의 질량
- m : 질량
- m : 질량 유동률

* 경희원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

** 한양대학교 대학원

- p : 압력
- ΣQ : 열손실률
- \dot{q} : 단위면적당 열손실률
- R : 기체상수
- r : 공연비
- T : 온도
- t : 시간
- u : 속도
- V : 체적
- W : 접수(接水)길이
- γ : 비열비
- ρ : 밀도
- τ : 전단응력
- ΔH : 연료의 발열량
- σ : Stefan-Boltzmann 상수
- β : 기연부의 광학깊이
- ϵ : 방사율
- η : 플레퍼의 변위
- $\dot{\eta}$: 플레퍼의 속도
- $\ddot{\eta}$: 플레퍼의 가속도

하 첨 자

- atm : 대기
- c : 연소실
- e : 배기실
- eq : 등가
- f : 도관
- g : 가스(연료)
- i : 초기상태
- in : 흡입
- l : 총류
- m : 머플러
- 0 : 배출
- p : 생성물
- r : 반응물
- s : 공급
- $t1$: 배기실과 머플러 사이의 관
- $t2$: 미관
- v : 벨브
- w : 벽
- vp : 벨브입구

1. 서 론

석유파동 이후 연료수급의 불안정으로 인하여 에너지 절약형 연소기에 대한 관심이 높아지면서, 맥동 연소기는 열효율 향상에 대한 잠재력으로 인하여 에너지 절약기로서 많은 주목을 받아왔다. 그러나 맥동연소기는 장치에서 발생하는 심한 소음문제와, 제내의 현상이 너무 복잡하여 체계적인 이론적 및 실험적 연구의 부족으로 설계시 시행착오적인 방법에 의존하고 있는 실정이다.

맥동 연소에 대한 연구는 실험적인 것이 대부분이고 이론적인 해석에 대하여 발표된 논문은 그리 많지 않은 편이다. 과거의 이론적인 연구의 대부분은 펄스제트(pulse-jet)의 응용을 위한 것으로 기체역학적인 접근 방식에 기초를 두고 있다. 이러한 방식의 가장 최근의 연구는 Winiarski⁽¹⁾에 의한 것이며, 그는 벨브가 없는 펄스제트의 근사적인 해석을 위한 컴퓨터 프로그램을 개발하였다. 그후 Ahren 등⁽²⁾은 Helmholtz 공명기를 조금 변경한 간단한 모델을 제시하여 연소실과 도관에서의 압력과 주파수를 예측하였다. Dhar 등⁽³⁾은 Ahren 등의 모델을 발전시켰고, 시동시의 거동, 압력변화, 운전 주파수 등 실험적으로 관찰된 특성들을 예측하였다. Lee⁽⁴⁾는 Dhar 등의 모델을 개선하기 위하여 도관과 미관의 해석시 유한요소법을 사용하였다. 그러나 이들 모델들은 장치의 동적거동만을 예측하였을 뿐 열전달해석에 기초가 되는 열적거동을 예측하지는 못하였다. 장치의 열적거동에 관한 연구는 Reay⁽⁵⁾가 맥동유동이 열전달에 미치는 실험적인 연구를 한 이래로 여러학자들⁽⁶⁻¹⁰⁾에 의하여 열적 측정치들이 발표되었으나 이론적인 연구는 거의 없는 실정이다. Reader⁽¹¹⁾는 메탄을 연료로 하는 벨브가 없는 맥동 연소기에 대해 1차원 보존 방정식들에 기초한 수학적 모델을 세우고, 실험적인 연구와 병행하여 연구를 수행하였으나 이렇다 할 이론적인 결과를 얻지 못하였다. 맥동 연소기의 열적 및 동적거동을 동시에 예측한 컴퓨터 시뮬레이션은 Lee 등⁽¹²⁾에 의하여 이루어졌다. 그러나 그들은 파다한 컴퓨터의 계산시간으로 인하여 정상운전상태의 결과를 얻지 못하였다.

본 연구에서는 참고문헌(12)에서 배제된 머플러와 플레퍼벨브의 운동을 추가시킴으로써 앞의 모델보다 실제장치에 근접시켜 보다 정확한 열적 및 동적거동을 예측하고, 또한 컴퓨터 시뮬레이션의 수행시 계산시간을 줄여 정상운전상태의 결과를 얻고자 한다.

2. 수학적 모형

본 연구에 사용된 장치의 물리적인 모형은 Fig. 1과 같다. 장치는 흡입 플래퍼밸브, 연소실, 도관, 배기실 그리고 머플러를 포함하는 미관으로 구성된다. 각 구역에서의 지배방정식은 다음 각 절에서 유도하였다.

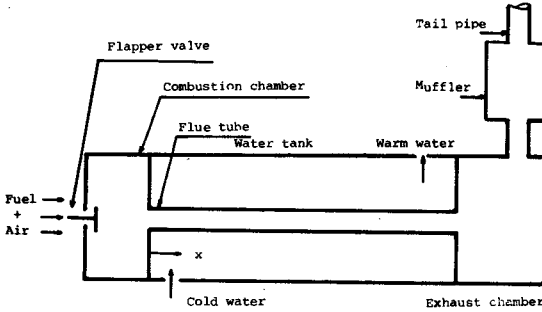


Fig. 1 Physical model of pulse combustion burner for water heating

2.1 연소실

복잡한 연소 현상의 해석을 위하여 연소실 내부에서 다음과 같은 가정을 세웠다.

- (1) 실제 화염을 연소실 단면 A_c 와 같은 동가 화염면으로 대체하여 연소실 내의 가스를 기연부와 미연부로 나눈다.
- (2) 어떤 순간의 압력은 연소실 전체를 통해 일정하다.
- (3) 각 구역에서의 물성치는 균일하다.
- (4) 기연부와 미연부사이의 열전달은 무시한다.
- (5) 미연부로부터의 열손실은 무시하고, 반응물은 등엔트로피 변화한다.
- (6) 각 구역의 기체는 이상기체의 상태방정식을 따른다.

위의 가정을 도입한 지배방정식은 다음과 같다.

연속 방정식 :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{in} - \dot{m}_s \tag{1}$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_s - \dot{m}_f \tag{2}$$

에너지 방정식 :

$$\frac{d}{dt} (m_r e_r + m_p e_p) = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_s h_{s,0} + \frac{\Delta H}{1+r} \dot{m}_s - \sum \dot{Q}_c \tag{3}$$

상태 방정식 :

$$P_c V_r = m_r R_r T_r \tag{4}$$

$$P_c V_p = m_p R_p T_p \tag{5}$$

반응물의 온도와 압력의 관계 :

$$\frac{T_r}{T_i} = \left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{\gamma_r}{\gamma_r - 1}} \tag{6}$$

2.2 도관

도관은 연소 생성물이 연소실로부터 빠져 나가면서 불과 열교환이 일어나고, 유동이 공명진동을 하는 구역이므로 도관의 열적 및 동적 해석은 열교환기로서의 맥동연소기에서 매우 중요시 된다. 도관에서는 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 국소 가스밀도의 시간 변화율은 무시한다.
- (2) 유동속도는 도관의 단면을 통해 균일하다.

그러면 연속 방정식, 운동량 방정식, 그리고 에너지 방정식은 다음식으로 주어진다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_f) = \frac{\partial}{\partial x} (\rho_f u_f A_f) = 0 \tag{7}$$

운동량 방정식 :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} A_f - \tau_w W_f = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_f u_f A_f) + \frac{\partial}{\partial x} \times [(\rho_f u_f A_f) u_f] \tag{8}$$

에너지 방정식 :

$$\dot{m}_f C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \rho_f C_p A_f \frac{\partial T}{\partial t} + W_f \dot{q}_f = 0 \tag{9}$$

2.3 배기실 및 머플러를 포함하는 배기계통

배기계통은 Fig. 2와 같이 크게 4개의 구역 즉, 배기실, 배기실과 머플러 사이의 관, 머플러 그리고 미관으로 나누어 해석하였다.

각 구역에서 세운 가정은 다음과 같다.

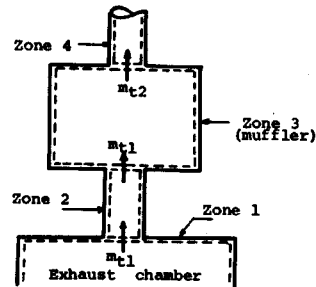


Fig. 2 Physical model of exhaust line

(1) 각 구역의 기체는 이상기체의 상태방정식을 따른다.

(2) 배기실과 머플러 내의 가스 물성치는 자기 균일하다.

(3) 구역 2에서의 가스의 유동은 비압축성이고 관 길이를 따른 온도변화를 무시한다.

위의 가정을 기초한 각 구역의 지배방정식은 다음과 같다.

구역 1

연속 방정식 :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_1 - \dot{m}_{11} \quad (10)$$

에너지 방정식 :

$$\frac{d}{dt}(m_s e_s) = \dot{m}_1 h_{1, in} - \dot{m}_{11} h_{11, 0} - \sum \dot{Q}_i \quad (11)$$

상태 방정식 :

$$P_s V_s = m_s R_s T_s \quad (12)$$

구역 2

연속 방정식 :

$$\dot{m}_{11} = \bar{\rho}_{11} A_{11} u_{11} \quad (13)$$

운동량 방정식 :

$$\bar{\rho}_{11} L_{11} A_{11} \frac{du_{11}}{dt} = A_{11}(P_s - P_{11}) - \tau_w W_{11} L_{11} \quad (14)$$

에너지 방정식 :

$$\frac{d}{dt}(m_{11} e_{11}) = \dot{m}_{11}(h_{s, in} - h_{11, 0}) - \sum \dot{Q}_i \quad (15)$$

구역 3과 4

머플러의 해석은 배기실과 같은 방법으로 하였다. 본 연구에 사용된 장치에서 배기가스는 머플러로부터 긴 미관을 통하여 밖으로 배출되므로 미관을 anechoic pipe로 생각하면 관 입구에서의 유동속도는 다음식으로 주어진다.⁽¹³⁾

$$u_{12} = (P_s - P_{s, in}) / \rho_{12} c \quad (16)$$

2.4 연소율

연소과정을 해석하기 위하여 연소율에 대한 계산이 요구된다. 실제 화염을 등가화염면으로 가정하였기 때문에 반응물의 질량 연소율은 다음과 같다.

$$\dot{m}_s = \rho_s A_s u_{s, r} \quad (17)$$

여기서 $u_{s, r}$ 는 등가화염속도이다. 이것은 조성비, 난류강도 그리고 연료 등에 의해 결정되는 실제 화염속도와는 다르다. 등가화염속도는 연소실 내부의 조건에 따라 변할수 있도록 연소실 내의 조건을 고려한 층류 화염속도에 대한 식에 적절한 인자를 곱한 다음 식을 사용하였다.

$$u_{s, r} = k u_i \quad (18)$$

여기서 층류화염속도는 Bradley 등⁽¹⁴⁾이 제안한 식

$$u_i = 0.455 P_c^{-0.5} \quad (19)$$

을 사용하였고, k 값은 연료혼입률에 의하여 결정되어지는 상수이다.

2.5 반응물의 흡입률

본 연구에서는 연소실 내로 들어오는 연료와 공기의 흐름을 조절하기 위하여 기계식 플래퍼밸브를 사용하였다. 플래퍼가 1자유도의 강체로 밸브시이트(seat)에 대하여 평행하게 움직인다고 가정하면, 밸브는 Fig. 3과 같이 모형화 시킬 수 있다.

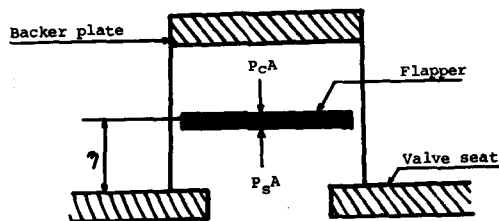


Fig. 3 Modeling of flapper valve

밸브에 대해 운동 방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$M \ddot{\eta}(t) + D \dot{\eta}(t) = A_{v, r} [P_s - P_c(t)] \quad (20)$$

식 (20)으로부터 플래퍼의 변위 η 가 결정되면 밸브를 통한 유동면적은 다음식으로 구해진다.

$$A_v = \text{Min}[\eta(t) W_v, A_{v, r}] \quad (21)$$

밸브를 통한 유동을 준정상(quasi-steady) 오리피스 유동이라고 가정하고, 공기와 연료의 공급압력이 같다고 근사화 하면 반응물의 질량 유동률은 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_s &= \dot{m}_s + \dot{m}_s = \dot{m}_s (1+r) \\ &= \begin{cases} \sqrt{2\rho_s} (1+r) C_d A_v \sqrt{P_s - P_c}, & P_s > P_c \\ 0, & P_s \leq P_c \end{cases} \end{aligned} \quad (22)$$

2.6 열손실과 전단력

액동 연소기와 관련된 열손실과 전단력에 관한 문헌이 아직 보고된 바가 없으므로 각 부분에서 이에 대한 계산은 다음과 같은 이론식 및 실험식을 사용하였다.

연소실의 열손실⁽¹²⁾ :

$$\sum \dot{Q}_c = A_c \sigma (T_s^4 - T_{s, a}^4) \epsilon_s^{0.8} F^m (1 - e^{-n}) \quad (23)$$

도관에서의 열손실 :

$$\begin{aligned} \dot{q}_r &= \text{복사열손실}^{(15)} + \text{대류열손실}^{(16)} \\ &= 0.5\sigma(1+\epsilon_w)\epsilon_r T_r^{1.5}(T_r^{2.5} - T_w^{2.5}) \\ &\quad + H_r(T_r - T_w) \end{aligned} \quad (24)$$

도관의 전단력 :

$$\tau = \frac{f}{8} \rho_f u_f |u_f| \quad (25)$$

여기서 관마찰 계수⁽¹⁷⁾는

$$f = \frac{0.07}{R_{e,d}^{0.214}} \quad (26)$$

배기실의 열손실⁽¹⁸⁾

$$\Sigma \dot{Q}_r = \overline{GS} [\sigma(T_r^4 - T_w^4) + 57.68(T_r - T_w)] \quad (27)$$

배기실과 머플러 사이의 관에서의 열손실은 도관과 같은 방법으로 계산하였다.

4. 결과 및 토의

백동 연소식 온수기의 열적 및 동적특성을 예측하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 도관의 모델링시 파생된 두개의 편미분 방정식은 semi-discrete 방법을 사용하여 시간에 대한 상미분 방정식으로 전환하였으며, 연립 상미분방정식을 풀기위한 수치해석은 6-order Runge-Kutta 방법을 사용하였다. 마무리 오차(round-off error)를 최소화 하기 위하여 10⁻⁴ 초의 시간 증분을 취하였다. 그리고 컴퓨터 계산시간을 줄이기 위하여 연소가스의 물성치(열탈피, 비열, 점성계수, 열전도계수)를 계산할 때 계산기에서 보통 사용되는 cordic 방법⁽¹⁹⁾을 택하였다. 즉, 매 시간 간격마다 물성치를 구할 때 이온수식에 의해서 구하기보다는 온도에 따라서 미리 도표화된 값으로부터 선형보간법으로 구하였다. 이 방법으로 계산시간을 상당히 줄일

수 있어, 본 연구에서 정상운전상태의 결과를 얻는 것을 가능케 하였다. 시뮬레이션에 필요한 수치값들은 Purdue 대학교에서 수행한 실험⁽¹⁰⁾과 관련된 치수를 사용하였으며, 그것은 Table 1과 같다.

Fig. 4는 정상상태에 도달하였을 때의 연소실과 배기실의 압력 변화를 나타낸 것이다. 이때 예측된 연소실의 최고압력과 평균압력은 각각 약 3,570N/m²과 1,270N/m²이었으며, 운전주파수는 약 105Hz로 나타났다. 이러한 결과들을 기존의 실험결과⁽¹⁰⁾와 비교하여 볼 때 참고문헌 (12)에 비하여 정량적인 오차의 크기가 줄어들었다. 배기실의 최고압력은 약 1,970N/m²이었고, 이 압력은 연소실의 압력과 약 180°의 위상차를 보였다.

Fig. 5는 배기실과 머플러의 압력변화를 도시한 것이다. 머플러의 최고 및 평균압력은 각각 1,730N/m²과 1,240N/m²으로 배기실에 비하여 낮아졌고, 배기

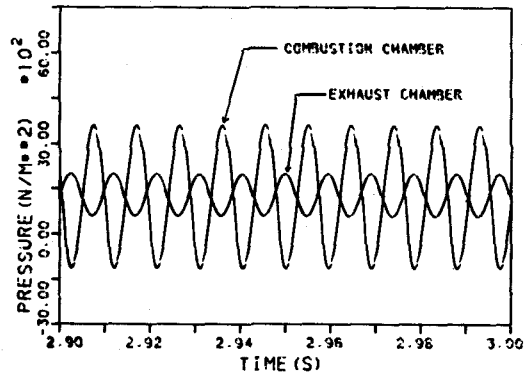


Fig. 4 Simultaneous pressure traces for combustion chamber and exhaust chamber

Table 1 Input data used for computer simulation

Diameter of combustion chamber	0.305m	Diameter of tail pipe	0.076m
Length of combustion chamber	0.091m	Maximum valve lift	7.37×10 ⁻⁴ m
Diameter of flue tube	0.071m	Mass of flapper	3.54×10 ⁻³ kg
Length of flue tube	1.829m	Wetted perimeter of valve	2.689×10 ⁻¹ m
Diameter of exhaust chamber	0.305m	% excess air	26.9
Length of exhaust chamber	0.250m	Fuel input rate	1.472×10 ⁻³ m ³ /s
Diameter of muffler	0.250m	Air input rate	1.831×10 ⁻² m ³ /s
Length of muffler	0.300m		

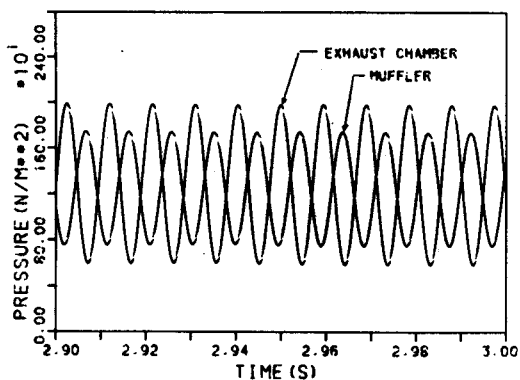


Fig. 5 Simultaneous pressure traces for exhaust chamber and muffler

실과의 위상차는 약 180°이었다. 연소실, 배기실 그리고 머플러의 압력 사이의 위상차는 실험결과와 정확히 일치한다.

Fig. 4와 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 압력진폭은 연소실, 배기실 그리고 머플러의 순으로 감소하고 있다. 이러한 사실은 액동 연소기의 소음을 줄이기 위하여 배기실과 머플러가 필요함을 잘 입증하여 주고 있다.

Fig. 6은 연소실과 배기실의 온도변화를 도시한 것이다. 온도의 진폭은 상당히 작게 나타났으며, 정상상태에 도달하였을 때 연소실 및 배기실의 시간평균온도는 각각 1,550K와 501K로 예측되었다. 이것은 기존의 실험결과와 비교하여 다소 작은 값을 보였는데 이러한 오차는 모델링에서 벽의 온도를 주위온도와 같다고 가정하였기 때문에 열손실이 실제보다 크게 작용하였다는 사실에 기인한 것 같다. 이 오차는 장치 각 부분의 열관성을 고려한 온도변화의 효과를 포함시킴으

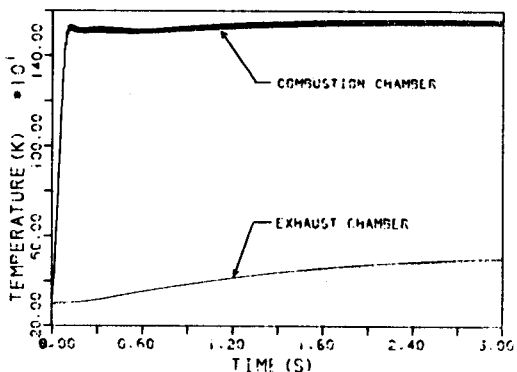


Fig. 6 Gas temperature traces for combustion chamber and exhaust chamber

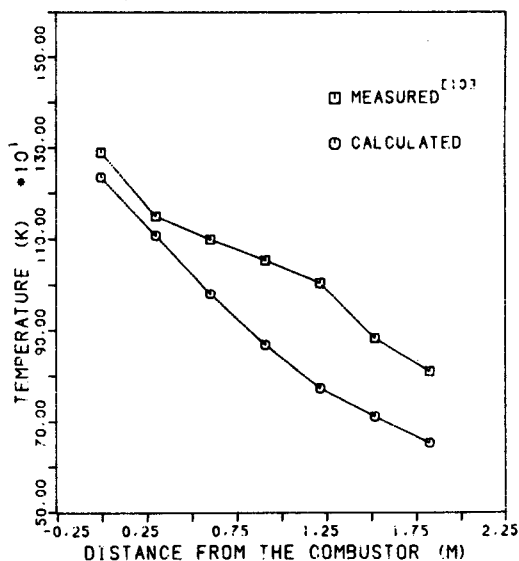


Fig. 7 Time-averaged axial temperature distribution along the flue tube length

로써 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

Fig. 7은 도관길이를 따른 시간평균 온도를 기존의 실험치⁽¹⁰⁾와 비교하여 도시한 것이다. 예측된 결과는 연소실의 온도가 낮게 예측되었기 때문에 전체적으로 실험치보다 낮게 나타났다. 실험치와의 차이가 도관의 입구쪽보다 출구쪽이 큼을 볼 수 있는데 이것은 전술한 바와 같이 계 전체의 열관성을 무시한 데 기인한 것으로 생각된다.

도관 내부로 흐르는 연소 생성물의 속도에 대한 정보는 도관 내에서 맥동으로 인한 열전달 향상을 결정하는데 매우 중요한 인자이다. Fig. 8은 도관 입구에서 가

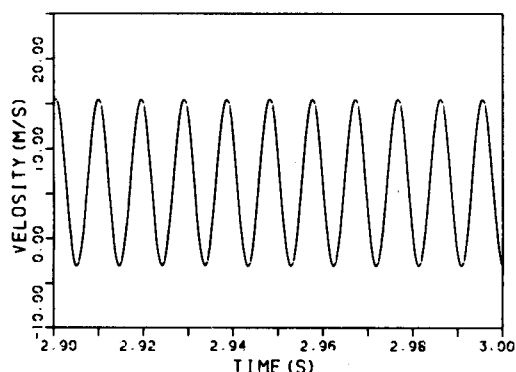


Fig. 8 Gas velocity traces at the inlet of the flue tube

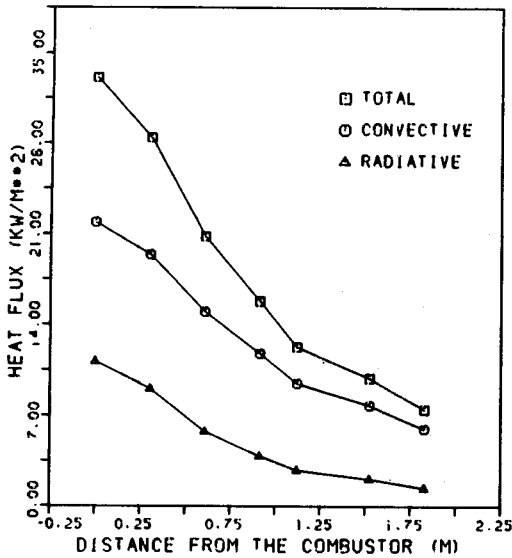


Fig. 9 Time-averaged heat flux at flue tube wall along the flue tube length

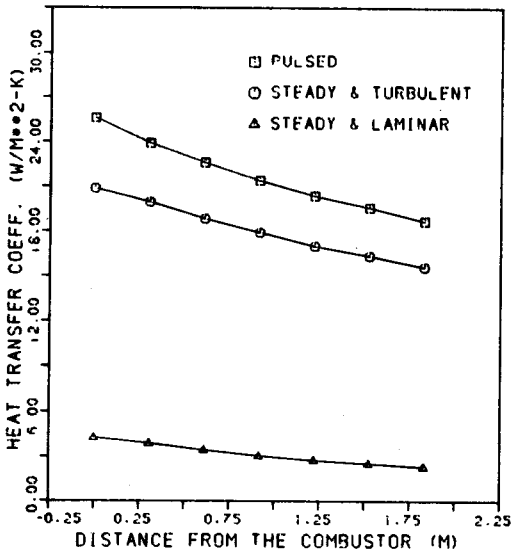


Fig. 10 Comparison of time-averaged convective heat transfer coefficient along the flue tube length

스속도의 맥동을 나타낸 것이다. 예측된 결과는 평균 속도에 대해 주기적인 변화를 보였으며, 연소실 압력 파는 약 90°의 위상차를 나타내었다. 평균속도는 약 6.25m/s, 최고 및 최저속도는 각각 15.5m/s와 -3m/s

이었다.

Fig. 9에 도관에서의 열유속을 대류와 복사로 나누어 비교하여 보았다. 대류열전달이 복사에 비하여 약 2배 정도로 도관에서는 대류열전달이 주가 됨을 알수 있었고, Schoenhals 등⁽¹⁰⁾의 2중 연소실의 실험결과와 비교 하였을때 정성적으로 잘 일치하였다.

Fig. 10은 도관을 따른 시간평균 열전달계수를 도시한 것이다. 이때 열전달 계수의 계산은 맥동하는 도관의 가스속도를 사용하여 Hanby⁽¹⁶⁾의 방법으로 구하였다. 도관 내의 평균유동에 대한 Reynold수는 도관 길이를 따라 3,300 내지 5,300의 값을 나타내었는데, 이것은 원관 내의 유동이 층류에서 난류로 변하는 천이영역에 해당하는 값이다. 따라서 예측된 결과들과 맥동이 없는 정상유동의 층류와 난류의 경우를 함께 비교하였다. 입구영역의 효과를 무시하고, 완전히 발달된 흐름이라고 가정하였을때, 도관 전체의 평균 열전달계수는 맥동으로 인하여 정상유동의 층류에 비해서는 약 580%, 난류에 비해서는 약 19.5%의 증가를 보였다.

Fig. 11은 연소실 내부로 들어오는 반응물의 질량 유동률을 보여준다. 반응물은 연소실 압력이 공급압력보다 낮아질 때 연소실 내로 들어오므로 주파수는 압력의 그것과 일치하여야 하는데 결과는 이와 같은 사실을 잘 보여주고 있다. 장치가 정상상태에 이르렀을때 연소실 내로의 반응물의 질량유동률을 계산하여 기존의 실험치⁽¹⁰⁾와 비교해 본 결과 그 오차는 약 2%로 아주 작게 나타났다.

예측된 결과들은 약 2.9초 후에는 정상상태에 도달하였다. 그러나 실제장치에 있어서는 장치 벽의 열관성으로 인하여 정상상태에 이르는 시간은 훨씬 길어질 것으로 사료된다.

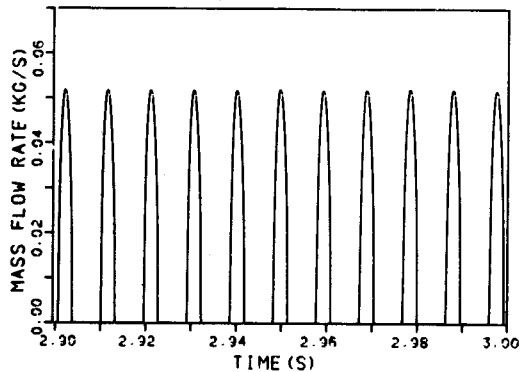


Fig. 11 Mass flow rate of the mixture of fresh air and fuel into the combustion chamber

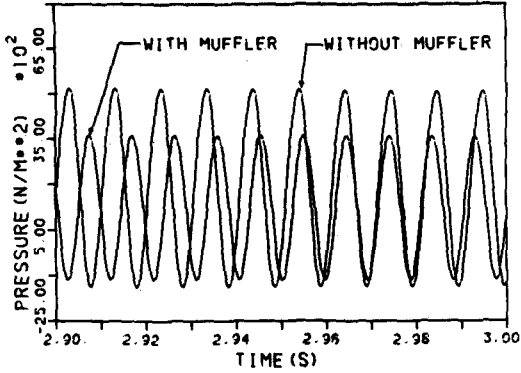


Fig. 12 Simultaneous pressure traces with muffler and without muffler in combustion chamber

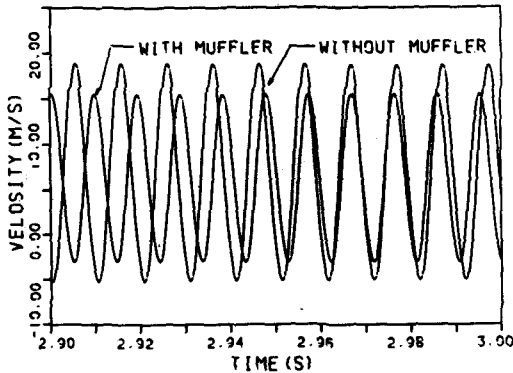


Fig. 13 Simultaneous gas velocity traces with muffler and without muffler in flue tube entrance

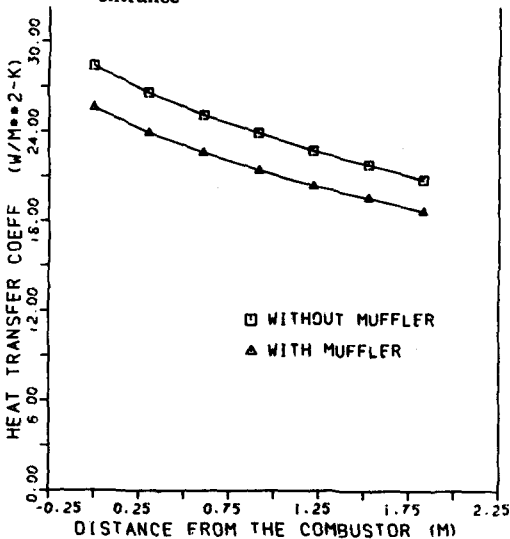


Fig. 14 Time-averaged convective heat transfer coefficient with muffler and without muffler along the flue tube length

Fig. 12에서 Fig. 14까지는 머플러가 장치의 운전 특성에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 머플러가 없는 경우와 비교한 것이다.

Fig. 12는 연소실의 압력변화를 나타낸 것이다. 머플러가 없는 경우 평균압력은 약 690N/m^2 , 최고압력은 약 $1,550\text{N/m}^2$ 정도 증가하였으며 운전주파수는 5% 정도 감소하였다. 이러한 압력의 변화는 도관 내의 유동속도에 변화를 줄 것으로 생각된다. Fig. 13은 도관 입구에서의 가스속도를 각각의 경우에 대하여 도시하였다. 머플러가 없는 경우 최고 및 평균속도는 조금 증가하였으며, 진폭도 증가하였다.

Fig. 14는 도관 내의 속도매동의 변화가 열전달에 어떻게 영향을 미치는가를 알아보기 위하여 대류열전달 계수를 서로 비교한 것이다. 머플러가 없는 경우 도관 전체의 평균 열전달계수는 약 11.3% 증가하였는데 이것은 주로 속도의 진폭이 커진데 기인한 것으로 사료되며, Hanby⁽¹⁶⁾의 실험결과와 정성적으로 일치한다.

4. 결 론

백동 연소식 온수기의 열적 및 동적거동을 예측하기 위하여 모델링을 한 후 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 예측된 결과들은 기존의 실험치와 비교하여 볼 때 정성적으로는 잘 일치하였으며, 참고문헌(12)에 비하여 정량적인 오차의 크기도 줄어들었다.

(2) 도관 내의 평균 열전달 계수는 정상유동의 종류와 비교할 때 약 580%, 난류와 비교할 때 약 19.5%의 증가를 보였다.

(3) 머플러의 존재는 머플러가 없는 경우와 비교할 때, 연소실 내의 압력의 평균값 및 진폭을 감소시켰으며 운전주파수를 약간 증가시켰다. 또한 도관 내의 유동속도의 평균값 및 진폭은 감소하였고 열전달 계수의 평균값도 감소하였다.

(4) 참고문헌(12)의 시뮬레이션 결과는 과도한 컴퓨터 계산시간으로 인하여 정상상태까지의 결과를 얻지 못하였으나, 본 연구에서는 이러한 문제를 개선하여 정상 운전시의 결과를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학기술연구소의 1986년도 전반기 연구비로 이루어졌으며, 동 재단의 관계 제위께 감사의 뜻을 표한다.

참 고 문 헌

- (1) D. L. Winiarski, 1971, "A Logically Simple Method for Solving the Gas Dynamics of Pulsating Combustor", Proceedings of the First International Symposium on Pulsating Combustion, University of Sheffield, England, Paper No. 2.
- (2) F.W. Ahrens, C. Kim and S.W. Tam, 1978, "An Analysis of Pulse Combustion Burner", Symposium on Combustion Driven Oscillations, ASHRAE 1978 Semi-annual Meeting.
- (3) B. Dhar, H.C.G. Huang, J.H. Lee, W. Soedel and R.J. Schoenhals, 1982, "Dynamic and Thermal Characteristics of a Pulse Combustion Gas-Fired Water Heater", Proceedings of Symposium of Pulse-Combustion Applications, Atlanta, Georgia, Paper No. 4.
- (4) J.H. Lee, 1983, "Computer Simulation of Pulsation in a Gas-Fired Pulse Combustion Device and Predictions of Their Exhaust Noise for Single and Dual Combustion Chamber Designs", Ph. D. Thesis, Purdue University.
- (5) D. Reay, 1969, "The Thermal Efficiency, Silencing and Practicability of Gas-Fired Industrial Pulsating Combustor", Journal of the Institute of Fuel, Vol. 42, pp. 135~142.
- (6) C.A. Blomquist, J.M. Clinch and H.H. Chiu, 1982, "Operational and Heat Transfer Results from an Experimental Pulse-Combustion Burner", Proceedings of Symposium on Pulse-Combustion Applications, Vol. 1, Paper No. 1.
- (7) A. Alhaddad and G.A. Coulman, 1982, "Experimental and Theoretical Study of Heat Transfer in Pulse-Combustion Heaters", Proceedings of Symposium on Pulse-Combustion Applications, Vol. 1, Atlanta, Georgia, Paper No. 5.
- (8) F.W. Ahrens, 1979, "Predictions of Heat Transfer in Pulse-Combustion", Technology for Heating Applications, Argonne National Laboratory, p. 46.
- (9) S.T. Vogt, M.S. Yen, R.J. Schoenhals and W. Soedel, 1981, "Performance of Pulse-Combustion Gas-Fired Water Heater", ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part 1, Paper No. 2563, pp. 126~141.
- (10) R.J. Schoenhals and H.C.G. Huang, 1984, "Heat Transfer in Pulse-Combustion Water Heater", Purdue University, Herrick Laboratories Report HL 84-1, Gas Research Institute Contract No. 0257-57-12885.
- (11) G.T. Reader, 1978, "Aspects of Pulsating Combustion", SAE, No. 789251, pp. 548~557.
- (12) K.S. Lee and R.J. Schoenhals, 1985, "A Study on the Thermal and Dynamic Behavior of the Single Combustion Chamber Pulse Burner", Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 9, No. 6, pp. 810~820.
- (13) W. Soedel, 1974, "On the Simulation of Anechoic pipes in Helmholtz Resonator Models of Compressor Discharge Systems", Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 136~140.
- (14) D. Bradly and G.E. Andrews, 1973, "Determination of Burning Velocity by Double Ignition in Closed Vessel", Combustion and Flame 20, pp. 77~89.
- (15) A.H. Lefebvre, 1984, "Flame Radiation in Gas Turbine Combustion Chamber", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 27, pp. 1493~1510.
- (16) V.I. Hanby, 1969, "Convective Heat Transfer in Gas-Fired Pulsating Combustor", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 91, pp. 48~52.
- (17) R.I. Issa, 1970, "One-Dimensional, Unsteady Compressible Flow with Friction and Heat Transfer", M.S. Thesis, University of London.
- (18) H.C. Hottel and A.F. Sarofim, 1967, Radiative Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, pp. 468~470.
- (19) C.F. Gerald and P.O. Wheatly, 1984, Applied Numerical Analysis, Addison Wesley Publishing Company, Massachusetts, pp. 171~173.