

구형 축열체를 사용한 축열기의 성능예측: 압력손실과 열전달의 관계

조한창* · 조길원 · 이용국

포항산업과학연구원 에너지화성연구팀

Performance Prediction of Heat Regenerators with using Spheres: Relation between Heat Transfer and Pressure Drop

Han Chang Cho*, Kil Won Cho and Yong Kuk Lee

Energy & Chemical Process Research Team, Research Institute of Industrial Science & Technology,
#32, Hyoja-dong, Nam-gu, Pohang, Kyungbuk, 790-330

요 약

본 연구에서는 배가스의 현열회수를 통해 연소기기의 열효율을 향상시키는 축열연소시스템에서 구형축열체를 이용한 축열기내 열유동을 해석할 수 있는 수치해석 코드를 개발하였다. 이를 통해 축열기내 비정상 열유동을 해석하고 축열기 길이를 포함한 축열기 형상과 축열체 구경에 따른 배열회수와 압력손실의 관계를 파악해 보았다. 수치해석은 1차원 2상 유체역학 모델을 도입하여 MacCormack 방식으로 해를 얻었으며, 실험적 경향과 일치함을 알 수 있었다. 개발된 수치코드를 통해 얻은 결론은 축열기 길이가 길고 입자구경이 작으며 축열기내 유체 유속이 빠른 경우에 많은 배열을 회수할 수 있으나 압력손실이 커짐을 알 수 있었다.

Abstract — Heat regenerator occupied by regenerative materials improves thermal efficiency of regenerative combustion system through the recovery of heat of exhaust gases. By using one-dimensional two-phase fluid dynamics model, the unsteady thermal flow of heat regenerator with spherical particles, was numerically simulated to evaluate the heat transfer and pressure drop and thereby to suggest the parameter for designing heat regenerator. It takes about 7 hours for the steady state of the flow field in regenerator, in which heat absorption of regenerative particle is concurrent with the same magnitude of heat desorption. The regenerative particle experiences small temperature fluctuation below 10 K during the reversing process. The performance of thermal flow in heat regenerator varies with inlet velocity of exhaust gas and air, configuration of regenerator (cross-sectional area and length) and diameter of regenerative particle. As the gas velocity increases, the heat transfer between gas and particle enhances and with the increase of pressure losses. As particle diameter decreases, the air is preheated higher and the exhaust gases are cooled more with the increase of pressure losses.

1. 서 론

최근 공업로 등의 열설비기기에 대한 열효율 극대화하기 위하여 축열연소시스템의 도입이 적극적으로 추진되고 있다. 축열연소시스템은 기존의 연소방식과 달리 버너와 축열기로 구성된 두개의 버너계를 두고 하나는 연료와 산화제를 공급하여 연소시키는 통상의 버너로 이용되고 또다른 버너계는 배가스가 배출되는 배기구 역할을 담당하게 된다. 이때 배가스가 축열기를 통과하면

서 열을 회수당하게 된다. 이후 어느정도 시간이 지난 축열기에서 축열이 어느정도 되면, 버너계의 역할을 바꾸어 버너역할을 하는 곳에서 배기역할을 하고 배기 역할을 하던 버너계를 통해 연료와 산화제가 공급되도록 한다. 이렇게 버너계의 역할이 바뀌는 시간을 절환시간(reversing time)이라 한다. 축열연소시스템에 있어 열의 흡수와 방출을 연속적으로 수행하는 축열기(regenerator)는 시스템의 열효율을 결정하는 중요한 핵심기기이다. 축열기의 설계에서는 공기의 유량과 예열온도, 배가스의 유

량, 유입온도 및 배열온도 등의 자료를 종합하여 축열체 종류와 양, 축열기의 형상 등을 결정해야 한다. 이때 연소용 공기는 800°C 이상 예열되고 배가스는 200°C 이상에서 배출 되도록 해야 한다.

박스(box)형의 축열기에는 고온에서 지속적인 열응력에 대응가능한 세라믹 제품의 축열체¹¹⁾를 충전시켜 구성시킨다. monolith 형, 허니컴형과 구형의 축열체가 보통 사용된다. 허니컴 형은 가장 좋은 배열회수율과 낮은 압손을 갖지만 재사용이 불가능한 단점이 있다. 구형 축열체는 배열회수율이 떨어지고 압력손실이 크지만 재사용이 가능하고 부착된 수트(soot)제거가 쉬우며 관리상 편리하다. monolith 형은 구형과 허니컴형의 중간정도인 열적성능을 갖지만 재사용이 불가능한 특징을 갖고 있다. 최근에는 재사용이 가능한 구형축열체가 많이 채택되고 있으며, 특히 배가스내 수트가 축열체에 침착되어 발생할 수 있는 압력손실을 해소시키기 위하여 보통 10 mm 이상의 구형 축열체들이 채택되고 있다.

축열식 버너생산업체인 일본의 주가이로¹²⁾ 등에서는 단순한 lumped sum 방식의 수치계산을 토대로 축열기의 기초 설계자료로 이용하기는 하지만, 자체적인 많은 실험을 통한 축열기 설계자료를 갖고 있어 수치계산에 큰 의미를 두고 있지 않는 것으로 평가되나, 다양한 버너 용량과 축열체 종류, 축열기 형상 등에 대한 많은 실험을 수행할 수 없는 우리 실정에서는 축열기 설계인자와 축열기 성능간의 관계를 종합적으로 고려하여 축열기를 설계, 개발할 필요가 있다.

본 연구에서는 구형 축열체가 충전된 축열기에 대한 열유동을 이해하고 축열체구경, 축열기 길이 및 축열기 형상 등의 설계인자들이 축열기내 온도분포, 압력손실, 그리고 속도분포 등에 미치는 민감도를 파악하고자 하였다. 이를 위하여 고체기체가 혼합된 이상유동(two-phase flow)에 1차원 2상 유체역학모델(1-dimensional 2-phase fluid dynamics model)과 explicit scheme을 이용한 수치해석 코드를 개발하였다.

2. 해석방법

2-1. 기본 가정과 지배방정식

축열기는 입자와 가스가 공존하는 이상 고정층(fixed bed) 유동장으로 Fig. 1과 같은 해석 도메인으로 정리할 수 있다.

이상 유동장에 대한 해석모델¹³⁾⁴⁵⁾ 중에 반경방향의 구배를 무시하고 축방향 구배만 고려하는 1차원 이상 유체역학 모델¹³⁾을 채택하였다. 이 모델은 유동장의 제어 체적(control volume)에서 입자와 가스가 차지하는 부분의 질량, 운동량과 에너지에 대한 보존법칙을 근거로 수

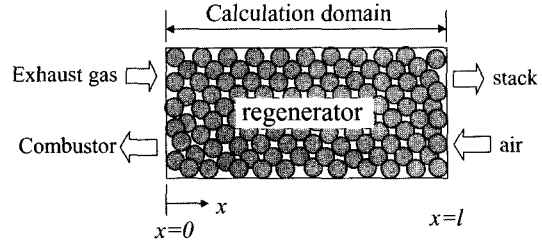


Fig. 1. Schematic domain of regenerator.

식화한 것이다. 1차원 이상 유체역학 모델을 위해서는 다음의 가정들이 필요하다. a) 유체는 축열기의 축방향으로만 역학적 구배가 존재한다. b) 비압축성, 비반응성의 축열체는 모두 같은 형태와 크기를 갖는다. c) 축열기는 연속체 역학으로 해석가능한 충분한 단면적을 갖고 있다.

위의 가정과 방법을 이용하여 아래와 같은 지배방정식을 얻을 수 있다. 가스상에 대한 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\phi\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho U)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\phi\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\phi P)}{\partial x} = -A_s D_v \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\phi\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho UE)}{\partial x} + \frac{\partial(PU\phi)}{\partial x} = -A_s D_v U - A_s D_v U - A_s h_i(T - T_{ss}) - \frac{\partial(q\phi)}{\partial x} - Q_w \quad (3)$$

여기서 축열기내 기공률, ϕ 는 제어체적에서 가스가 차지하는 부피비이다. D_v 는 점성항력(viscous drag force)이다. 비표면적, A_s 은 기상에 노출된 입자의 표면적으로 $A_s = (1-\phi)S_p/V_p$ 로 정량화된다. 여기서 S_p , V_p 는 입자의 표면적과 부피이다. 에너지, E 는 내부에너지(internal energy)와 운동에너지(kinetic energy)의 합으로 정의하였다. q 는 열확산량, Q_w 는 벽면 열손실량, T_{ss} 는 입자의 표면온도, h_i 는 입자와의 열전달에 따른 전체 열전달계수(total heat transfer coefficient)이다.

본 연구에서는 비반응 입자의 사용에 의해 입자의 연속방정식과 운동량 방정식은 풀이하지 않았다. 입자의 에너지방정식에서는 입자의 평균온도(bulk temperature)를 얻을 수 있지만, 이상간의 열전달은 입자 표면에서 이루어진다. 작은 열전도계수를 갖는 축열체의 평균온도를 가지고 열전달을 계산하면 상당한 오차가 발생할 수 있다. 정확한 계산을 위해서는 입자내 온도분포를 알고 있어야 한다. 본 연구에서는 입자내 온도를 반경방향 구

배반 존재하는 1차원이라 가정하고, 입자내 온도, T_s 는 다음의 열방정식을 사용하여 계산하였다.

$$\left(\frac{\partial T_s(t,r)}{\partial t}\right)_{s \text{ at } r} = \frac{\alpha_s}{r} \frac{\partial^2 (rT_s)}{\partial r^2} \quad (4)$$

이때 입자의 표면온도, T_{ss} 는 가스와의 열전달을 고려하여 계산할 수 있다.

$$\left(\frac{\partial T_{ss}(t)}{\partial t}\right)_{s \text{ at } r=p} = \frac{\alpha_s}{r} \frac{\partial^2 (rT_s)}{\partial r^2} + \frac{A_s}{(1-\phi)k_s} h_i [T(t) - T_{ss}(t)] \quad (5)$$

실제 해석에서는 가스의 연속방정식과 운동량 방정식에서 압축성에 따른 유동변형이 크지 않을 것이라고 판단하고, 비정상항을 무시하였다.

2-2. 구성방정식(Constitutive laws)

5개 지배방정식에 9개의 변수들이 존재한다. 이에 따라 네 개의 구성방정식이 더 필요하다. 먼저 모든 유체는 이상기체 상태방정식(ideal gas law), $P = \rho R_o T / M_i$ 을 만족한다. 여기서 R_o 는 일반 가스상수이고, M_i 는 가스의 분자량이다.

입자와 유체간의 전체 열전달 계수, h_c 는 전도 열전달량이 매우 작기때문에 대류 열전달과 복사 열전달만을 고려하였다.

$$h_c = h_c + \epsilon_s \sigma [T(t) - T_{ss}(t)] \cdot [T(t)^2 + T_{ss}(t)^2] \quad (6)$$

고정층에서의 대류 열전달계수, h_c 는 Denton^[4]의 관계식을 사용할 수 있다.

$$h_c = 0.58(k_g/d) \cdot \text{Re}^{0.7} \text{Pr}^{0.3} \quad (7)$$

이때 Re 는 레이놀즈 수($\text{Re} = \rho \phi d |U| / \mu$), Pr 은 프란틀 수를 의미한다.

이상간의 속도차에 의한 항력인 점성항력, D_s 는 고정

층에서 Ergun의 관계식^[4]을 이용하여 풀이하였다.

$$D_s = \rho U \cdot |U| [1.75 + 150(1-\phi) / (\phi \text{Re})] / 6 \quad (8)$$

벽면 열손실은 $Q_w = h A_w (T_w - T_{\infty})$ 으로 계산되며, 여기서 A_w 는 대기에 노출된 축열기 표면적이다. 육면체의 축열기에서는 총 6면의 열손실을 고려해야 한다. 대기에 노출된 벽면온도, T_w 는 약간의 차이를 무시하고 일정한 75°C로 가정하였다. 대기온도, T_{∞} 는 25°C로 가정하였다. 수직 벽면에서 대기로의 열손실은 자연 대류이므로 대류 열전달계수, h 는 Churchill & Chiu 관계식^[6]을 적용할 수 있다.

$$\text{Nu}_L = \frac{hL}{k} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \text{Ra}_L^{1/6}}{[1 + (0.492/\text{Pr})^{9/16}]^{4/27}} \right\}^2 \quad (9)$$

여기서 Ra_L 은 레이렐이 수(Rayleigh number, $\text{Ra}_L = g\beta (T_w - T_{\infty}) L^3 / \nu \alpha$), L 은 외벽 높이, g 는 중력가속도이다. $\beta = 2 / (T_w + T_{\infty})$ 에서 정의된 가스의 열전도율 k , 열확산률 α , 동점성계수 ν 등으로 계산하면 대류열전달계수는 $h = 4.57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 이 되고 이를 계산에 대입하였다.

2-3. 계산방법(Computation procedure)

5개의 비선형(coupled nonlinear) 지배방정식은 선행자(predictor)와 교정자(corrector)로 구성된 이단 MacCormack 방식^[7]으로 풀이하였다. 계산의 불안정성을 해소하기 위하여 Courant 조건^[7]을 만족하도록 시간간격 $\Delta t = 1.0(10^{-3} \text{ s})$ 으로 계산하였다.

다음의 경계조건을 사용하였다. 유체의 출구에서는 모든 변수들에 대하여 구배(gradient)를 무시한 벽면조건(wall condition)을 사용하고, 유체의 공급면에 대해서는 Dirichlet boundary condition을 사용하였다.

사용된 조건과 데이터는 Table 1과 같이 연소부하 1,100 Mcal/hr의 버너에 부착된 축열기를 기준으로 하였

Table 1. The input data for the computation.

Gases	Pr=0.7 $\mu = 384.3 \times 10^{-6} \text{ (g/cm} \cdot \text{s) at 850 K}$ $\mu = 384.3 \times 10^{-6} \text{ (g/cm} \cdot \text{s) at 850 K}$ $\alpha_g = 131 \times 10^{-2} \text{ (cm}^2/\text{s)}$	$P_o = 1013250 \text{ (g/cm}^2 \text{ s}^2)$ $k_g = 59.6 \times 10^2 \text{ (g/s}^2 \text{ K)}$ $k_g = 59.6 \times 10^2 \text{ (g/s}^2 \text{ K)}$
exhaust gases	$Q = 1541 \text{ (m}^3/\text{hr)}$ $T_i = 1273 \text{ (K)}$	$P_i = 0 \text{ (g/cm}^2 \text{ s}^2)$ $M_i = 32 \text{ (g/mol)}$
air	$Q = 1283 \text{ (m}^3/\text{hr)}$ $T_i = 303 \text{ (K)}$	$P_i = 14715 \text{ (g/cm}^2 \text{ s}^2)$ $M_i = 30 \text{ (g/mol)}$
regenerative particle	$k_s = 1.59 \text{ (W/m K)}$ $\epsilon_s = 1.0$ $d = 2.2 \text{ (cm)}$	$\alpha_s = 1180 \text{ (J/kg K) at 700 K}$ $\rho_s = 3.65 \text{ (g/cm}^3)$ $\sigma = 5.67 \times 10^{-5} \text{ (erg/cm}^2)$
regenerator	$A = 2809 \text{ (53} \times \text{53 cm}^2)$ $\phi = 0.4764$	$l = 70 \text{ (cm)}$ $t_r = 60 \text{ (s)}$

다. 공기는 가압된 상태로 공급되고, 가스 비열은 종류에 관계없이 온도의 1차함수로 정의하였다. 열전도, 점도와 열확산률 등은 축열기내 평균온도인 850 K에서의 값을 사용하였다. 축방향 격자는 $\Delta x=1.0$ cm의 동일 격자를 사용하였다. 절환시간은 60초로 설정하였다. 축열기내 기공율을 0.4764를 대입하였으며, 이는 실제 사용되는 축열체가 완전 구형이 아니고 축열기내 충전방법에 따라 기공율을 차이가 발생할 수 있어 축열기내 열유동의 전체적인 정성적 경향을 파악하기 위함이었다. 실제 기공율의 차이에 따른 열유동 경향의 차이가 크지 않음을 알 수 있다.

수치해석은 배가스가 $x=0$ 에 공급되면서 시작된다. 지배방정식을 풀이하고 시간간격(time step)으로 시간진행(time marching)된 해를 절환시간이 될때까지 계속적으로 계산하며, 그 결과를 유동장의 전후단면에 대하여 바꾸어 저장하였다. 이 절환시간에서 배가스의 공급이 중단되고 공기가 $x=0$ 에 공급되는 절환이 이루어진다. 이후 다음 절환시간까지 계속적으로 시간진행하며 계산하고, 다음 절환시 그 결과를 유동장의 전후단면에 대하여 바꾸어 저장하였다. 그리고 공기의 공급이 중단되고

배가스가 공급되는 것이다. 이러한 절환과정을 반복 수행하게 된다. 위의 계산과정을 반복 수행하여 온도상승과 하강곡선이 일치할 때까지 수행하는데, 10^{-3} K 보다 적은 오차범위를 수렴조건으로 하기 위해서는 과도한 계산시간이 요구되어 본 연구에서는 총 1000분 동안의 열유동을 해석하였다. 같은 시간에 대한 비교를 위하여 모두 1000분 동안에 대한 계산을 수행하여 비교하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 축열기내 비정상 열유동

위의 계산방법으로 얻은 결과중 매60분마다 온도, 압력, 속도분포를 Fig. 2에 도시하였다. $x=0$ 에 배가스와 공기가 공급되는데, 이는 계산방법에서 설명한 것처럼 축열기 전후단 결과를 바꾸어 저장하는 방식을 취하였기 때문이다. 가스 온도분포를 도시한 Fig. 2(a)에서 배가스가 공급되면, 입자로의 열전달에 의해 배가스 온도는 급격히 저하되지만, 시간이 지나면서 점차 상승되었다. 또한 공급된 저온 공기는 시간이 지나면서 점차 고온으로 예열된다. 대략 7시간(450분)이 지나면 급격한 온도구배

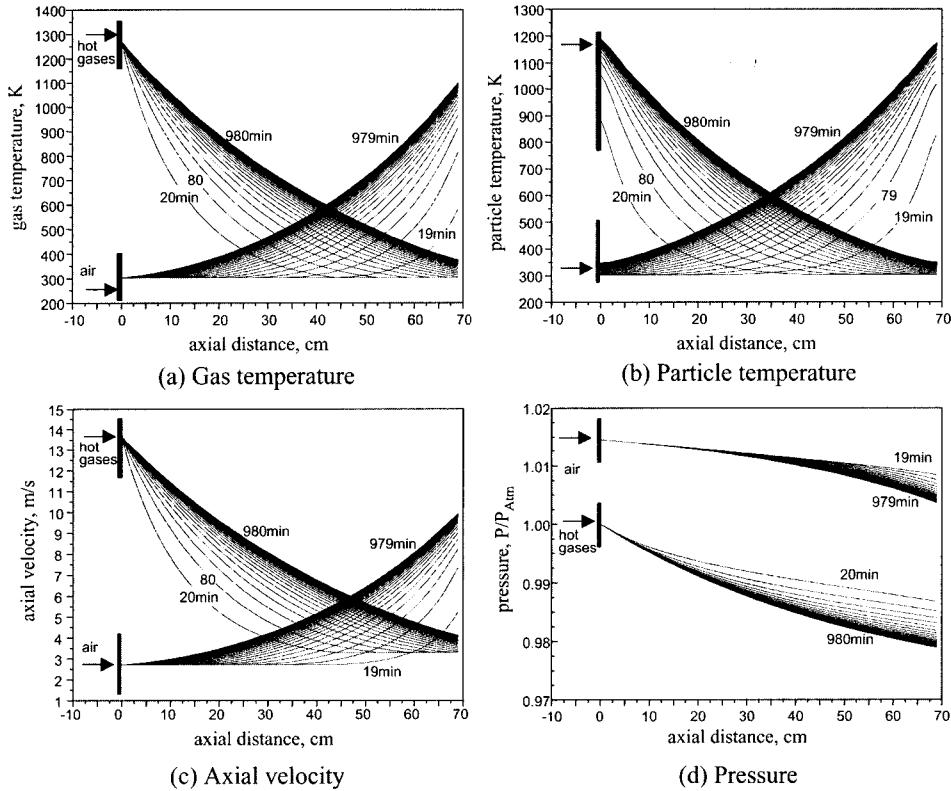


Fig. 2. Axial profiles of several variables with time.

없이 선형적인 온도분포를 갖는다. 이로부터 초기 7시간동안만 해석하면 정상상태, 즉 예열량과 방열량이 동일한 상태가 됨을 알 수 있었다. 16시간(979분)후의 결과를 보면, 공기가 배가스 공급온도의 약 85%인 1100 K로 예열되었다. 이는 배가스 온도의 85~90% 수준까지 공기를 예열시킬 수 있다는 기존 실험결과¹⁸⁾와 비슷한 값이다. 배가스 배기온도는 황의 고체화에 따른 부식방지를 위한 적정값(473~523 K)보다 낮은 373 K였다. Fig. 2(b)의 입자 표면온도분포에서 초기에는 배가스 공급구 부근의 축열체 표면온도만이 상승하지만 이는 점차 출구쪽으로 확산되었다. Fig. 2(c)는 축열기내 가스의 속도 분포를 도시한 것으로 온도분포와 동일한 경향이 얻어졌다. 즉 축열기 후단으로 가면서 온도가 하강하면 속도도 하강하고, 상승하면 같은 경향으로 상승하였다. Fig. 2(d)는 시간에 따른 축열기내 압력분포를 도시한 것으로 공기는 로압보다 높게 공급되고 배가스는 로압보다 낮은 압력으로 배출된다. 공기는 송풍기를 이용하여 연소로에 강제 공급하는데, 본 연구에서는 대기압보다 15 cm의 높은 수두차로 가압되어 공급된다고 가정하였다. 축열연소시스템에서 배가스의 배기는 IDF(Induced draft fan)를 통해 강하게 흡입하게 되며, 이에 따라 연소로내 압력이 축열기 후단의 압력보다 높게 된다.

계산 시작후 979분과 980분이 지난 후 절환될 때의 입자와 가스 온도분포를 Fig. 3에 도시하였다. Fig. 4는 t=16 hr 이후를 t=0라고 정의하고 축열기의 x=12 cm에서 가스 온도, 입자의 중심과 표면의 온도이력을 도시한 것이다. 배가스가 공급(t=0)되면, 배가스가 입자보다 55 K 정도 높은 온도로 점차 가열된다. 이때 입자표면이 중심보다 0.5 K 정도 높은 온도를 갖고 있었다. 즉

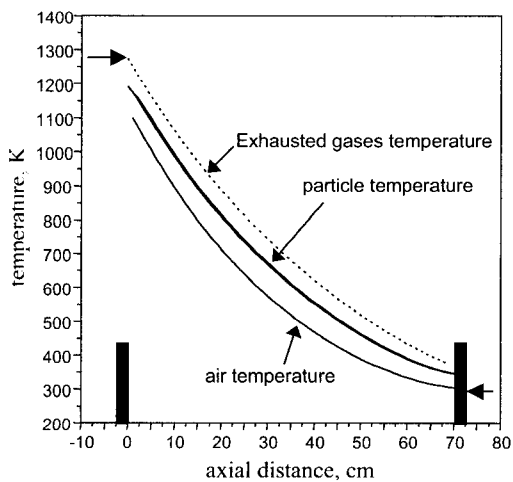


Fig. 3. Temperature profiles at t=979 and 980 min.

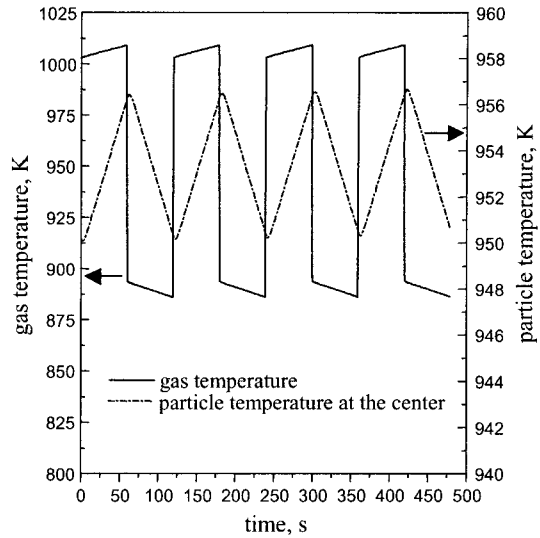


Fig. 4. Temperature histories of the gases and particle at x=12 cm and t=16 hrs.

매우 적은 온도차를 갖고 있었다. 비슷한 성질의 축열체를 사용한다면 입자온도를 식 (4), (5)를 통해 계산할 필요없이 단순한 방법으로 계산하여도 큰 오차가 없을 것임을 알 수 있다. 60초가 지나 절환되어 공기가 공급되면, 입자가 가스보다 55 K 정도 높은 온도를 갖는다. 다시 말하면 절환에 따른 입자의 열흡수량과 열방출량이 동일하며 절환시간동안의 온도차가 입자에서 발열 또는 축열되는 총열량이다.

Fig. 4의 절환시점에서 불연속적인 가스온도결과를 볼 수 있다. 이는 실제 절환과정에서는 절환밸브에 의해 공급되었던 유체의 공급이 중단되고 약 1초 정도 후에 공급 중지되었던 유체가 전환밸브의 작동으로 공급되기 때문에 축열기에서 유체의 1초 이상 정체되어 존재할 수 있으며, 또한 넓고 좁은 축열기내에 유체가 균일유속(uniform velocity)으로 공급되지 못하는 가정의 한계에 의해 연속적인 가스온도이력이 얻어지지 못하였다고 판단된다.

3-2. 축열기 길이에 따른 영향

축열기 길이가 축열기내 열유동에 미치는 영향을 평가하기 위하여 축열기 길이를 기준조건보다 20 cm 줄여 50 cm인 경우를 풀어 보았다. 계산시작후 t=16 hr에서 절환될 때의 온도분포를 Fig. 5에 도시하였다. 축열기 길이가 단축되면, 축열기내 온도구배가 보다 급해지고, 배가스 배기온도는 90 K 정도 상승하고 공기 예열온도는 단지 25 K 정도 저하되었다. 축열기 길이는 공기의 예열온도, 배가스의 배기온도 등에 영향을 주는 것으로 파

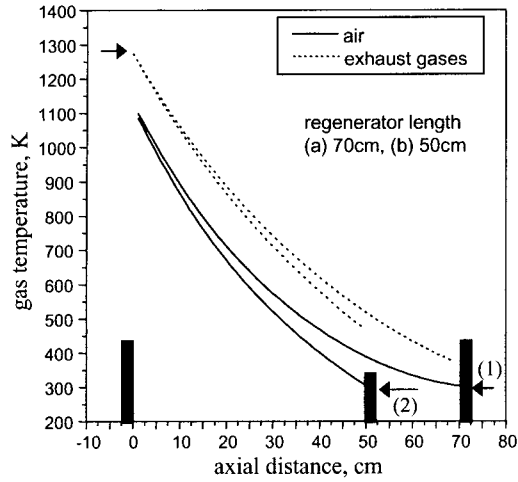


Fig. 5. Temperature profiles with regenerator lengths at $t=980$ min.

악되었다. 축열기 길이의 단축이 배가스 배기온도의 과도한 상승을 유발하므로 배가스 배기온도의 허용범위내에서 길이를 조절하여야 한다.

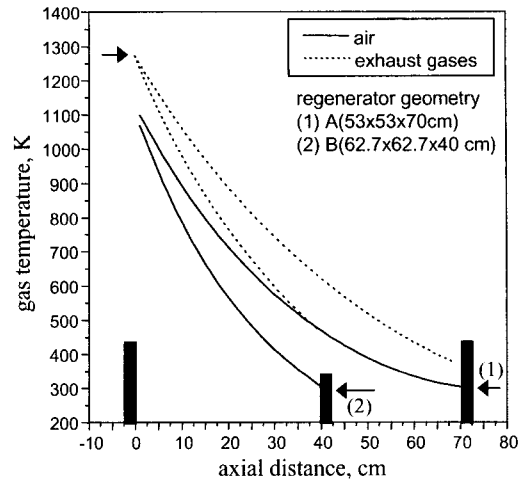
3-3. 축열기 형상에 따른 영향

축열기의 단면적이 바뀌면, 축열기내 유속이 변화되면서 축열기내 열유동에 큰 차이를 유발할 수 있다. 이에 따라 동일한 축열체양을 사용한 축열기에서 축열기 형상에 따른 열유동 특성을 다음과 같이 해석하였다. 기준 축열기 A(53×53×70 cm) 보다 단면적이 넓고 짧은 축열기 B(62.7×62.7×40 cm)에서 열유동을 해석하고 $t=16$ hr 이후의 값을 Fig. 6에 도시하였다. 축열기가 넓고 짧아지면, 온도와 압력 구배가 증가하여 배가스 배기온도의 급격한 상승, 공기 예열온도의 급격한 하락, 압력손실의 증가가 나타났다. 이는 가스유속의 감속으로 열전달계수와 점성항력이 감소하면서 열전달량 감소와 압력손실이 증가되기 때문이다.

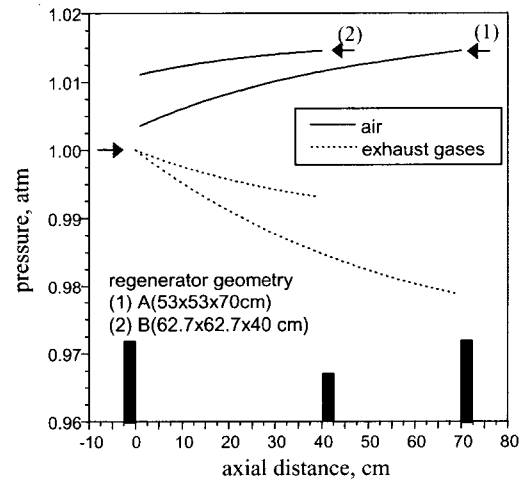
Fig. 6에서 넓고 짧은 축열기를 사용하면, 공기 예열온도가 저하되고 배가스 배기온도가 상승되었다. 즉 시스템의 열효율이 저하되었다. 이를 방지하기 위해서는 축열기 길이를 증가, 즉 축열체량을 증가시켜야 한다. 이 결과로부터 연소부하당 축열체 질량만으로 축열기를 설계하는 것은 매우 불합리함을 알 수 있었다.

3-4. 축열체 구경에 따른 영향

축열기에 있어 축열체의 구경은 입자와 가스간의 열전달량을 결정하는 중요한 설계인자이다. 이에 따라 본 연구에서는 축열기 구경에 따른 축열기 열유동 특성을



(a) Temperature



(b) Pressure

Fig. 6. Temperature and pressure profiles with regenerator geometries at $t=980$ min.

고찰해 보았다. 이를 위해 입경 22 mm와 13 mm의 축열체를 선정하여 수치해석하였으며, 그 결과중 정상상태인 $t=16$ hr 이후의 온도분포와 압력분포를 Fig. 7에 도시하였다. 가스의 온도분포를 도시한 Fig. 7(a)에서 축열체 구경이 적을수록 비표면적 증가에 따라 열전달량이 증가되면서 온도기울기 증가, 배가스 배기온도의 저하, 공기 예열온도의 상승을 통해 열효율 향상이라는 긍정적인 효과를 얻을 수 있다. 그러나 Fig. 7(b)의 압력분포에서 보는 바와 같이 축열체의 구경이 작을수록 압력손실이 급격히 증가된다. 압력손실은 식 (2)에서 본 바와 같이 비표면적에 비례하기 때문인데, 과도한 압력손실은 팬(fan)의 흡입능력을 향상시켜야 하는 문제를 야

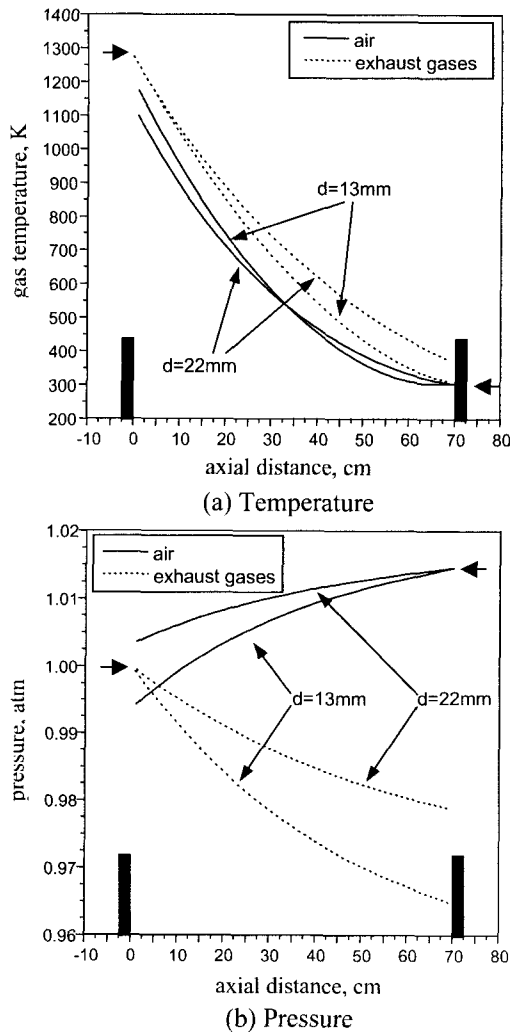


Fig. 7. Temperature and pressure profiles with ball diameters at $t=980$ min.

기할 수 있다.

작은 입경의 축열체를 사용하면 열효율을 향상시킬 수 있으나 증가된 압력손실에 의해 송풍기 공급능력과 배가스 흡입능력의 향상이 요구된다. 특히 배가스 배기온도의 저하는 연소로의 연속운전에 있어 반드시 좋은 것은 아니기 때문에 축열기 길이의 조절이 필요하다.

4. 결 론

축열기내 비정상상태의 열유동을 해석하기 위해 1차원 이상유체역학 모델을 채택하여 수치코드를 개발하고, 축열기 설계인들이 열전달과 압력손실에 미치는 영향을 평가하였다.

(1) 1차원 2상 유체역학 모델을 이용하여 축열기내 열유동을 정성적으로 풀이할 수 있음을 확인하였다. 이러한 열유동은 배가스와 공기의 유속, 축열기 형상 및 축열체의 구경에 의해 지배됨을 확인하였다.

(2) 축열기내 유속 증가는 열전달량의 증대를 유도하지만 압력손실도 증가하므로 적당한 유속 기준치를 선정하여야 한다. 축열체 구경이 작을수록 열전달이 촉진되어 보다 고온의 예열공기와 저온의 배가스를 얻을 수 있어 축열기 길이를 단축시킬 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 “에너지절약기술개발사업 중대형과제” 사업의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Duprat, F. and Lopez, G.L.: International Journal of Energy Research, 25, 319 (2001).
2. Chugairo catalog.
3. Krier, H. and Summerfield, M. eds.: "Interior ballistics of guns", Progress in Aeronautics and Astronautics, AIAA (1979).
4. Kuo, K.K.: "Principles of Combustion", John Wiley & Sons (1986).
5. Krier, H. and Gokhale, S.S.: AIAA Journal, 16, 177 (1978).
6. Incropera, F.P. and Witt, D.P.: "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons (1985).
7. 조한창: 한국과학기술원 석사학위 논문 (1992).
8. Cornfroth, R. J.: "Combustion Engineering and Gas Utilization", British gas E&Fn spon, 3rd ed. (1992).