

구형축열체를 이용한 축열기의 성능예측

조한창* 조길원* 이용국*
*포항산업과학연구원 에너지화성연구팀

Prediction of Performance in heat regenerator with spheres

H. C. Cho, K. W. Cho and Y. K. Lee
Research Institute of Industrial Science & Technology

ABSTRACT

Heat regenerator occupied by regenerative materials improves thermal efficiency of regenerative combustion system through the recovery of sensible heat of exhaust gases. By using one-dimensional two-phase fluid dynamics model, the unsteady thermal flow of regenerators with spherical particles were numerically analyzed to evaluate performance of ratio of waste heat recovery and temperature efficiency and to suggest optimized conditions of heat regenerator. It is predicted that exhaust gases temperature at regenerator outlet of 3.5×10^6 kcal/hr heat regenerator is even lower than design condition and ratio of waste heat recovery is 75.8%.

1. 서론

축열연소시스템에서 축열기는 채워진 축열체를 통해 배가스의 현열을 직접 회수하고 이를 공기에 전달하는 역할을 통해 시스템의 열효율을 크게 증대시킨다. 축열기에는 1000℃ 이상의 고온 배가스가 유입되어 200℃ 내외로 배출되고 대기온도의 공기가 800℃ 이상으로 예열되어 배출된다. 구형과 허니컴형의 축열체가 주로 이용되며, 낮은 압력손실과 높은 배열회수율을 갖는 허니컴형에 비해 재사용과 운용상의 편리성 때문에 구형도 많이 사용된다. 구형 축열체를 이용한 축열기는 다음 방법으로 해석하고 있다. 일본 Chugairo사 등의 버너전문업체에서 수행하고 있는 방식으로 간단한 이론적 열정산을 통해 배열회수율과 공기/배가스의 출구온도를 예측하고 실험자료를 종합하여 기초적 설계가 이루어지고 있다. 고체-기체 이상이 존재하는 유동장인 축열기를 연속체역학 또는 PSIC 방식으로 이론적으로 분석하여 축열기내 온도분포, 압력분포 등의 수치해를 얻을 수 있다. 이때 축열기가 고정층이므로 연속체역학을 이용한 수치모델이 주로 적용되는데, 조 등은 연속체역학 모델의 하나인 1차원 2상 유체역학 모델을 사용하여 축열기내 열유동을 해석하고 열전달과 압력손실 등을 평가하였다. 본 연구에서는 실제 사용되는 축열체의 물성과 축열기의 성능을 예측하고 개선방안을 도출해 보고자 한다.

2. 이론적 해석

2-1 지배방정식

축열기는 입자와 가스가 공존하는 이상 고정층 유동장으로 Fig.1과 같이 정리할 수 있다. 일정 시간동안은 저온의 공기가 공급되고 다음 일정 시간동안은 고온의 배가스가 공급되는 비정상상태의 유동장이다. 공기와 배가스가 교차되면서 공급되는 시간주기를 축열연소시스템에서는 절환시간이라 정의한다. 이상 유동장에 대한 해석모델중에 반경방향의 구배를 무

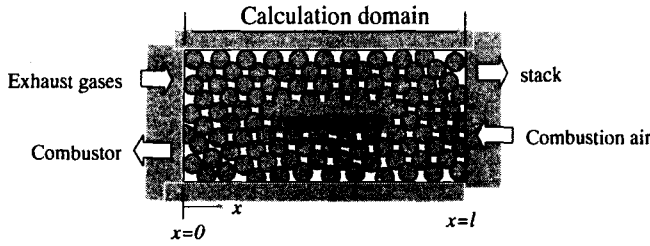


Fig.1 calculation domain of heat regenerator

시하고 축방향 구배만 고려하는 1차원 이상 유체역학 모델을 채택하였다. 이 모델은 유동장의 제어체적에서 입자와 가스가 차지하는 부분의 질량, 운동량과 에너지 유속(flux)에 대한 보존법칙을 근거로 수식화한 것이다. 1차원 이상 유체역학 모델을 완성하기

위해서는 다음의 가정들이 필요하다. a) 유체는 축열기의 반경방향과 축면방향으로 역학적 구배없이 공급된다. b) 비압축성, 비반응성의 축열체는 모두 같은 형태와 크기를 갖는다. c) 축열기는 연속체 역학으로 해석가능한 충분한 단면적을 갖고 있다. 가스의 연속 방정식, 운동량 방정식, 그리고 에너지 방정식은 다음과 같다.

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

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

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

여기서 ρ 는 밀도, U 는 기체유속, P 는 압력, T 는 온도를 의미한다. 축열기내 기공률, ϕ 는 제어체적에서 가스가 차지하는 부피비이며, 구형 축열체를 사용하는 고정층에서는 0.3으로 일정하다. 입자의 비표면적(specific surface area), A_s 은 $(1-\phi)S_p/V_p$ 로 정량화되며 이때 S_p , V_p 는 입자의 표면적과 부피이다. 에너지, E 는 내부에너지와 운동에너지의 합으로 정의하였다. D_v 는 점성항력, q 는 열전도량, Q_w 는 벽면 열손실량, T_{ss} 는 입자의 표면온도, h_i 는 입자와의 열전달에 따른 전체 열전달계수이다.

입자의 에너지방정식에서는 입자의 평균온도(bulk temperature)를 얻을 수 있지만, 이상간의 열전달은 입자 표면에서 이루어진다. 적은 열전달계수를 갖는 축열체에서 축열체의 평균온도를 가지고 열전달을 계산하면 상당한 오차가 발생할 수 있다. 입자내 온도분포와 표면온도 계산을 통해 보다 정확히 계산할 필요가 있다. 이를 위해서 본 연구에서는 입자내 온도를 반경방향 구배만 존재하는 1차원이라 가정하고, 입자표면과 입자내 온도, T_s 는 다음의 에너지방정식으로부터 계산하였다.

$$\left(\frac{\partial T_s(t)}{\partial t} \right)_{s \text{ at } r=r_s} = \frac{\alpha_s}{r} \frac{\partial^2(rT_s)}{\partial r^2} + \frac{A_s}{1-\phi} \frac{\alpha_s}{k_s} h_i [T(t) - T_{ss}(t)] \quad (4)$$

2-2 구성방정식(Constitutive laws)

5개 지배방정식에 9개의 변수들이 존재한다. 이에 따라 네 개의 구성방정식이 더 필요하다. 모든 유체는 이상기체 상태방정식(ideal gas law), $P = \rho R_u T / M_i$ 을 만족한다. 입자와 유체간의 전체 열전달 계수, h_i 는 전도 열전달량이 매우 적기때문에 대류 열전달과 복사 열전달만을 고려하였으며, 대류 열전달계수, h_c 는 Denton의 관계식⁽²⁾을 사용하였다.

$$h_i = h_c + \epsilon_s \sigma [T(t) - T_{ss}(t)] \cdot [T(t)^2 + T_{ss}(t)^2] \quad (5)$$

$$h_c = 0.58(k_g/d_p)Re^{0.7}Pr^{0.3} \quad (6)$$

여기서 Re 는 레이놀즈 수($Re = \rho \phi d_p |U| / \mu$)이고 Pr 은 프란틀 수이다. 이상간의 속도차에 의해 발생하는 점성항력, D_v 는 Ergun의 관계식⁽⁴⁾을 적용하였다.

$$D_v = \rho U |U| [1.75 + 150(1 - \phi) / (\phi Re)] / 6 \quad (7)$$

벽면 열손실은 $Q_w = hA_w(T_w - T_\infty)$ 으로 계산되며, 여기서 A_w 는 대기에 노출된 축열기의 표면적이다. 대기에 노출된 벽면온도, T_w 를 125℃, 대기온도, T_∞ 를 25℃로 가정하였다. 자연 대류(natural convection) 열전달계수, h 는 Churchill & Chiu의 관계식⁽⁵⁾을 적용할 수 있다.

$$Nu_L = \frac{hL}{k} = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right) \quad (8)$$

여기서 Ra_L 은 레이일리 수($Ra_L = g\beta(T_w - T_\infty)L^3/\nu\alpha$), L 은 축열기외벽 높이, g 는 중력가속도이다. $\beta = 2/(T_w + T_\infty)$ 에서 정의된 가스의 열전도율 k , 열확산률 α , 동점성계수 ν 등을 대입하여 대류열전달계수, h 를 계산하였다.

Table 1 Basic data for the computations

Gases	Pr=0.7 $\alpha_s = 131 \times 10^{-2} \text{ (cm}^2/\text{s)}$	$\mu = 384.3 \times 10^{-6} \text{ (g/cm s)}$ at 850K $k_g = 59.6 \times 10^2 \text{ (g/s}^2 \text{ K)}$
Exhaust gases	$Q_i = 3573 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ $T_i = 1273\text{K}$	$P_i = -200\text{mm H}_2\text{O}$ $M_i = 32 \text{ (g/mol)}$
Air	$Q_i = 3935 \text{ (m}^3/\text{hr)}$ $T_i = 323\text{K}$	$P_i = 500\text{mm H}_2\text{O}$ $M_i = 30 \text{ (g/mol)}$
regenerative particles	$k_s = 1.682 \text{ (W/m K)}$ $\epsilon_s = 1.0$ $d_p = 1.3\text{cm}$	$\alpha_s = 2.944 \text{ (J/kg K)}$ at 700K $\rho_s = 3.51 \text{ (g/cm}^3)$ $\sigma = 5.67 \times 10^{-5} \text{ (erg/cm}^2)$
regenerator	$A = 13182 \text{ cm}^2$ $\phi = 0.305$	$l = 29\text{cm}$ $t_r = 60\text{s}$

2-3. 계산방법(Computation procedure)

5개의 비선형(coupled non-linear) 지배방정식은 선행자(predictor)와 교정자(corrector)로 구성된 이단 MacCormack 방식⁽⁶⁾으로 풀이하였다. 계산의 불안정성을 해소하기 위하여 Courant 조건을 만족하도록 시간간격 $\Delta t = 1.0\text{ms}$ 으로 계산하였다.

수치해석을 위한 경계조건은 다음과 같다. 모든 변수에 대하여 벽면에서는 벽면조건(wall condition)을, 유체가 공급되는 격자면에 대해서는 Dirichlet의 경계조건을 사용하였다.

수치해석대상의 축열기는 Table 1과 같이 일본 C사가 개발, 보급중인 연소부하 350만 kcal/hr의 버너에 부착된 축열기와 축열체를 기준으로 하였다. 배가스는 연료로 COG를 사용하였을 때 이론적으로 발생하는 배가스의 80%가 축열기를 통과한다고 가정하였다. 축열기 단면적은 A 이고, 높이를 l , 절환시간을 t_r , 축열체 구경을 d_p 로 정의하였다. 공기는 가압된 상태로 공급되고, 가스 비열은 종류에 관계없이 온도의 1차함수로 정의하였다. 물성치는

축열기내 평균온도인 850K에서의 값을 사용하였으며, $\Delta x=1.0cm$ 의 동일 격자를 적용하였다.

수치해석은 배가스가 $x=0$ 에 공급되면서 시작된다. 지배방정식을 풀이하여 시간간격(time step)의 시간진행(time marching)된 해를 절환이 될 때까지 얻고 그 결과를 유동장 전후단면에 대하여 바꾸어 저장한다. 절환, 즉 배가스공급을 중단하고 공기가 $x=0$ 에 공급하여 다음 절환이 이루어질 때까지 지배방정식을 풀이한다. 그 결과를 유동장 전후단면에 대하여 바꾸어 저장한다. 이러한 과정을 반복 수행하여 온도상승과 하강곡선이 일치할 때까지 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

비정상 상태의 축열기내 열유동을 해석하여 축열기내 열유동이 축열과 예열모드의 한 사이클에서 정상상태에 도달되었을 때의 축열기내 온도분포, 압력분포, 그리고 속도분포를 Fig.2-4에 도시하였다. Fig.2-4에서 화살표는 각각 절환되면서 공급되는 공기와 배가스의 유동방향을 의미한다. Fig.2에서 배가스가 1273K의 고온으로 공급되어 축열체를 가열시키면서 점차 그 온도가 하락하여 423K정도로 배출된다. 절환되어 공급된 공기는 축열체로부터 전달된 열에 의해 예열되어 배가스 입구온도의 약 78%인 1146K로 버너로 공급된다. 배가스 배기온도는 적정값(473K)보다 낮은 423K로 예측되었다. 축열체 온도는 배가스와 공기의 중간온도를 유지하였다. 즉 한 사이클에서의 정상상태에서는 입자의 열흡수율과 열방출량이 동일하게 나타난다.

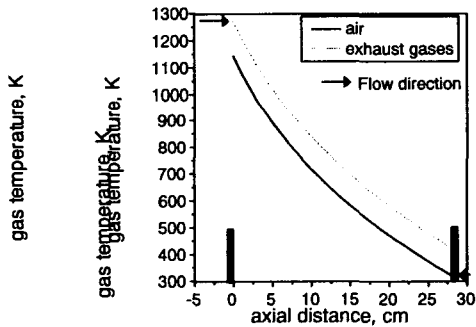


Fig.2 Axial gas temperature distribution at steady state

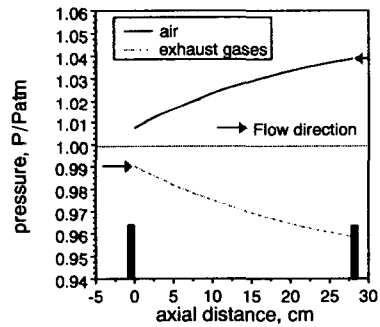


Fig.3 Axial pressure distribution at steady state

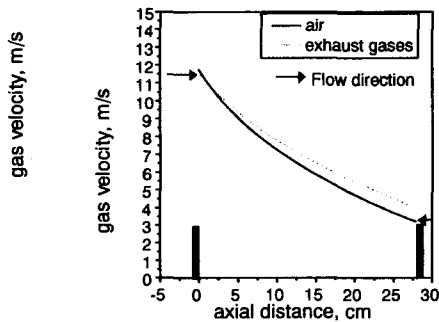


Fig.4 Axial gas velocity distribution at steady state

Fig.3은 축열기내 압력분포를 도시한 것으로 고압으로 공급된 공기가 점차 낮아지고 ID fan으로 흡입되는 배가스는 로내 압력에 비해 낮은 압력으로 배출된다. Fig.4는 공기 유속을 도시한 것으로 고속의 배가스가 공급되어 점차 온도가 낮아지면서 부피가 줄어들면서 유속도 느려지게 된다. 반면 공기는 예열되기 때문에 점차 가속되는 것을 볼 수 있다. 즉 유속의 제곱에 비례하는 압력손실은 유속이 증가하는 지점에서 증가되는 것을 Fig.3에서 볼 수 있다.

Table 2는 동일한 축열기에서 축열기 설계에 있어 중요 인자인 배가스의 공급온도, 축열체 입

경, 축열체 양에 따른 배가스의 배출온도와 공기의 예열온도, 압력손실의 크기 및 온도효율, 배열회수율을 나타낸 것이다. 여기서 배가스 배출온도와 공기의 예열온도는 절환될 때 얻어지는 배가스의 최하 배출온도와 공기의 최대 예열온도이다. 배가스의 온도회수율을 나타내는 온도효율, η_t 와 배가스의 배열중회수된 열에너지의 비율인 배열회수율, η_g 는 아래와 같이 계산된다.

$$\eta_t = \frac{T_{Ao} - T_{Ai}}{T_{Ei} - T_{Ai}} \quad (9)$$

$$\eta_g = \frac{V_A(c_{p,Ao} \cdot T_{Ao} - c_{p,Ai} \cdot T_{Ai})}{V_E \cdot c_{p,Ei} \cdot T_{Ei}} \quad (10)$$

여기서 하첨자 A는 공기, E는 배가스, i는 입구측, o는 출구측을 의미하고 V는 유속, c_p 는 비열을 의미한다.

Table 2 The predicted results with several design variables

ball diameter		13mm			13mm			19mm		
$T_{Ei}(\text{℃})$		1100			1000			1100		
mass of ball(kg)		900	700	500	900	700	500	1100	900	700
outlet temp. (℃)	air	966	943	901	873	850	810	938	916	886
	exhaust gases	155	187	239	150	180	229	189	219	255
pressure loss (mm H ₂ O)	air	337	242	150	324	232	143	237	193	143
	exhaust gases	341	252	163	327	241	156	251	211	162
temperature efficiency(%)		87.2	85.0	81.0	78.4	76.2	72.4	84.6	82.5	79.6
waste heat recovery ratio(%)		75.8	73.3	69.6	72.8	70.2	67.9	72.6	71.0	68.3

직경 13mm 축열체가 900kg이 들어있는 기준 축열기에서 배가스의 공급온도가 100K 증가하면 배가스의 배출온도는 5K 상승하고 압력손실은 약 13mmH₂O가 증가되나 공기의 예열온도는 90K정도 상승함을 알 수 있다. 또한 온도효율과 배열회수율이 증가됨을 알 수 있다. 즉 높은 로온을 갖는 연소로에서는 높은 열효율을 기대할 수 있다. 축열체양이 감소되면 배가스의 배출온도는 상승하고 공기의 예열온도는 하락하며, 압력손실도 급격히 감소함을 알 수 있다. 즉 배열회수율이 감소되는 단점은 있으나 압력손실의 감소에 따른 운전비용 등을 다소 줄일 수 있다. 동일한 축열체 양을 사용하였을 때 축열체 구경만 증가되면 압력손실이 30%정도 감소하나 전체적인 배열회수율이 감소함을 알 수 있다.

Table 2에서 배가스의 배열 온도를 보면, 900kg의 구형 축열체를 사용하였을 때는 배가스의 최하 배출온도가 155℃(배가스 공급온도 1100℃)로써 보통 설계치로 이용되는 200℃에 비해 낮은 값을 갖고 있다. 더구나 배가스의 공급온도가 낮다면 이는 더욱 낮아지기 때문에 실제 운전을 위해서는 절환시간의 단축이나 축열체 양의 감축이 필요하다. 배가스의 최하 배출온도를 200℃라고 한다면 대략 650-700kg정도의 축열체 양이 적당한 것으로 판단되며, 만약 19mm의 구형축열체를 이용한다면 900kg이상의 축열체가 요구된다. 이 두 경우에 축압력손실은 19mm의 구형 축열체를 사용하는 경우가 다소 유리하나 배열회수율은 13mm의 구형 축열체를 사용하는 경우가 높고 축열기를 다소 작게 만들어도 되는 장점이 있어 유리하다고 판단된다.

Table 3은 13mm 구경의 구형 축열체를 900kg사용하고 배가스의 입구온도를 1100℃라고 한 경우 축열기의 단면적에 따른 배가스의 배출온도, 공기의 예열온도, 압력손실, 그리고 온도효율/배열회수율을 정리한 것이다.

Table 3 The predicted results with several cross-sectional area of heat regenerator

ball diameter		13mm		
$T_{Ei} (^{\circ}C)$		1100		
normalized cross-sectional area($A/A_{standard}$)		0.8	1.0	1.2
outlet temp.($^{\circ}C$)	air	970	966	961
	exhaust gases	143	155	167
pressure loss (mm H ₂ O)	air	622	337	204
	exhaust gases	626	341	207
temperature efficiency(%)		87.6	87.2	86.8
waste heat recovery ratio(%)		76.9	75.8	74.8

Table 1의 축열기 단면적을 기준으로 하고 기준 단면적에 0.8, 1.2배인 경우에서의 예측 결과를 Table 3에 정리한 것으로 단면적이 0.8배인 경우를 보면 배가스 배출온도가 낮아지고 공기에 열온도는 상승하나 압력손실이 거의 2배로 증가되는 것을 볼 수 있다. 반면 단면적이 증가되면 배열회수율이 다소 하락하고 압력손실이 50%정도 감소하는 것을 볼 수 있다. 이로부터 단면적의 증가는 열효율의 향상에 비해 급격한 압력손실의 증가를 초래하여 팬의 운전비용이 증가될 수 있음을 알 수 있다. 이에 따라 축열기의 단면적이 중요한 설계 인자가 되지만, 일반적으로 과도하게 넓은 축열기는 설치공간의 한계에 의해 설계상 제약을 받게 된다.

4. 결론

연소 배가스의 현열을 회수하여 연소용공기를 고온으로 예열, 연소시키는 축열연소시스템의 요소설비인 축열기내 열유동을 해석하기 위하여 1차원 2상 유체역학모델을 도입한 수치코드를 이용하였다. 상용의 축열기에 대한 계산으로부터 축열기는 넓고 짧게 제작하여 압력손실의 크기를 조절하고 있으며, 운전 로온에 대한 요소가 축열체양의 결정에 중요하기 때문에 연소로 조건에 따라 적절한 축열체 양의 조절이 요구된다. 전반적으로 구형축열체를 이용하는 경우 배열회수율이 70-80%에 이르는 것을 알 수 있다.

5. 후기

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

6. 참고문헌

- (1) F. Duprat and G. L. Lopez, Comparison of performance of heat regenerators: Relation between heat transfer efficiency and pressure drop, vol.25, pp.319-329, 2001
- (2) H. Krier and M. Summerfield, eds., Interior ballistics of guns, Progress in Aeronautics and Astronautics, vol.66, AIAA, 1979
- (3) K. K. Kuo, Principles of Combustion, John Wiley & Sons, 1986
- (4) H. Krier and S. S. Gokhale, AIAA Journal, vol.16, p.177, 1978
- (5) F. P. Incropera and D. P. Witt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, 1985
- (6) 조한창, 고체-기체 이상에서의 비정상 연소현상에 관한 연구, 한국과학기술원 석사학위논문, 1992