

응축형 가스보일러 연소기의 연소특성 및 열교환기의 열전달특성에 관한 수치적 연구

김석철* · 금성민** · 이창언***

The Numerical Study on the Cobustion Characteristics and the Heat Transfer Characteristics of Heat Exchanger for Condensing Gas Boiler

S. C. Kim, S. M. Kum and C. E. Lee

Key Words: Condensing Boiler(응축형 보일러), Heat Exchanger(열교환기), Baffle(배플)

Abstract

It was numerically studied that characteristics of fluid flow and heat transfer in a tube with disk and annular baffle for heat exchanger of condensing boiler.

Using a finite volume technique and CFD code, STAR-CD, the governing equations were solved and the temperature and flow fields were investigated. The interval between tube and annular baffle, height and diameter of baffle were selected as important design parameters, and the effects of these parameters on heat transfer and fluid flow were studied.

As a result, in the case of with interval, the pressure was decreased but heat transfer was increased. Also heat transfer was slowly increased as the size of disk and annular baffle were increased and the distance between baffles were decreased

1. 서론

석유 중심의 불안정한 에너지 수급체계 개선과 경제위기로 인하여 에너지에 대한 중요성이 증대하고 있고, 에너지 절약 및 환경오염에 대한 관심도 고조와 대책강구의 일환으로 기존의 가정용 보일러의 고효율과 에너지 절약을 위한 연구개발이 활발히 진행되고 있다. 현재 국내에서 사용되는 가스보일러의 대부분은 열교환기와 버너가 상하로 배치되어 있어 수증기가 응축하여 낙하하면 화염이 불안정해진다. 이를 방지하기 위하여 고

온의 배기가스를 강제 배기시키므로 배기가스의 잠열을 이용하지 못하여 열효율이 낮을 수밖에 없다. 특히, 연소가스가 갖고 있는 증발잠열을 활용하면 가스보일러의 효율이 약 12~17% 증가하게 되므로 에너지 절약 효과가 매우 크게 된다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위해 최근 응축형 가스보일러가 개발되었는데 이것은 기존의 연소기 및 열교환기의 형태와는 완전히 다른 것으로 개략도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 이는 연소가스 흐름을 하향식으로 하여 응축 열교환이 용이하도록 한 것이고 열교환기 내부에 배플을 삽입하여 유동의 난류화를 촉진시키고 직교 유동 속도성분을 유발하여 열전달을 증가시킬 수 있도록 고안되었다.

* 현대자동차
 ** 한라대학교 기계공학부
 *** 인하대학교 기계·항공자동차공학부

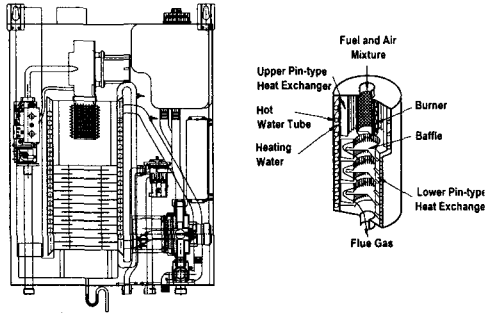


Fig. 1 Schematic of developing boiler

이와 같은 배플의 삽입에 의한 열전달 효과는 지금까지 많은 연구가 이루어졌다. Kelkar⁽¹⁾는 등온의 평행한 평판 채널 안에 배플이 엇갈린 배열로 놓여 있을 경우 배플 사이의 거리나 배플의 높이, Pr수, Re수가 열전달이나 압력강하에 미치는 영향을 조사하였고, Webb⁽²⁾은 같은 형상에서 일정 열유속이 있을 경우에 대하여 조사가 이루어졌고, Berner⁽³⁾는 유동 가시화 실험을 하여 층류와 난류 유동형상을 보여주었다. 그리고, Rowley⁽⁴⁾는 원형덕트에 원형배플만 있을 경우에 대하여 계산을 수행하였는데, 배플 근처에서의 재순환 유동으로 인하여 열전달이 감소하는 결과를 보고하였다. 그러나 이러한 결과들을 응축형 가스 보일러에 직접 적용을 하기에는 상당한 어려움이 있다. 한편, 최근에 Jeon⁽⁵⁾은 원형배플과 환형배플을 이용하여 유동과 열전달 현상을 여러 가지 설계 변수를 도출하여 이러한 변수들이 성능에 미치는 영향을 조사하였는데, 내부의 환형 배플의 삽입으로 고온 가스의 열교환기 내 체류 시간을 늘려주고, 열전달면과 평행하게 흐르는 주유동의 흐름을 수직한 방향으로 전환시켜 유동의 혼합 효과를 증가시킴으로써 유동의 열전달 표면에서의 영향성을 증가시킨다고 보고하고 있다. 그러나, Jeon 등이 제안한 형상을 바탕으로 열교환기의 성능 실험을 수행하였으나, 연소실내의 압력이 너무 커서 소음이 발생하고 연소가 불안정하여 이를 실용화하기에는 많은 어려움이 있다.

따라서 본 연구에서는 개발중인 응축형 가스보일러에서 사용하고 있는 열교환기를 대상으로 연소실내의 압력으로 인한 불안정한 연소와 소음 발생, 열전달을 증대시키는 방안으로써 원형 덕

트와 환형배플간의 간격 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하였고 또한, 이를 중심으로 Re수와 환형배플의 크기, 배플의 직경, 배플 사이의 거리등 기하학적인 형상의 변화가 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 조사하여 열교환기의 최적 설계조건을 제시하고자 한다.

2. 수치해석 방법

2.1 해석모델

본 연구에서는 응축형 가스보일러의 열교환기에서 하부 열교환기로서 원형 덕트내에 원형(disk)배플과 환형(annular)배플의 삽입에 따른 유동 및 열전달 효과를 파악하기 위하여 Fig. 2의 형상과 같이 2차원으로 모델링하여 연구가 수행되었다. 여기서, 같은 형상의 반복에 의한 유동의 발달 경향을 보기 위하여 7개의 모듈이 연속적으로 배치하도록 하여 계산을 수행하였다.

계산 영역은 Fig. 2에서 사선이 그어진 부분에 대하여 수행되었고, 계산에서 직경에 대한 배플과 원형덕트 사이의 간격비(C/R)는 0~0.04로 가변적이며, 배플의 직경(B_a/R)은 0.3~0.9, 환형배플의 높이(B_a/R)는 0.1~0.7, 그리고 직경에 대한 배플사이의 거리비(L/R)는 0.4~2.8로 변화시켰다. 또한, Re수는 층류는 100에서 500, 난류는 3500에서 6500으로 변화시켜 계산하였으며, Pr수는 작동유체가 연소가스로 가정하여 0.7로 계산하였다. 그리고 모든 형상에서 배플과 환형배플의 두께는 무시하였다.

2.2 지배방정식

유동 및 열전달 계산 시 실제적으로 반경방향으로 급격한 온도의 변화가 일어나서 유체의 물성치가 일정하지 않으나 계산의 편의를 위해 일정한 물성치를 가지는 비압축성, Newton유체, 정상유동으로 가정하였다.

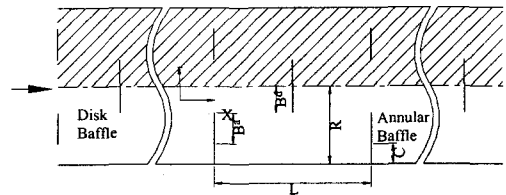


Fig. 2 The geometry considered

본 연구의 계산 형상의 경우 매끈한 원형덕트에 비해 유동장과 온도장이 훨씬 빠르게 발달하게 된다.^{(3),(5)} 이러한 형상의 난류 해석은 Yakhot et al.가 제안한 RNG(Renormalization Group) $k-\epsilon$ ^{(6),(7)} 모델을 이용하여 계산하였다.

본 수치해석에 사용된 연속, 운동량 및 에너지 방정식 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

여기서, $\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'}$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_t - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' h'}) \\ = u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, $h_t = \overline{c_p} T - c_p^0 T_0$, (5)

레이놀즈 응력은 아래와 같이 RNG $k-\epsilon$ 난류 모델을 이용하였다.

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (6)$$

$$\overline{\rho u_j' h'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad (7)$$

여기서, $k = \frac{\overline{u_i' u_i'}}{2}$, $\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}$ (8)

난류 운동에너지와 소산률은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - \frac{u_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \\ = \mu_t P - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \epsilon - \frac{u_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ = \frac{\epsilon}{k} \left[\mu_t C_{\epsilon 1} P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, $P = 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ (11)

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon}, \quad S = (2s_{ij} s_{ij})^{1/2} \quad (12)$$

그리고 각각의 상수는 다음과 같이 주어진다.

$$C_\mu = 0.085, \quad \sigma_k = 0.719, \quad \sigma_\epsilon = 0.719, \quad \sigma_h = 0.9,$$

$$\eta_0 = 4.38, \quad \beta = 0.012$$

$$C_{\epsilon 1} = 1.42, \quad C_{\epsilon 2} = 1.68, \quad C_{\epsilon 3} = -0.387$$

완전히 발달한 영역에서의 압력의 변화는 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$p(x, r) = -\beta x + P(x, r) \quad (13)$$

$$\text{여기서, } \beta = \frac{p(x, r) - p(x+L, r)}{L} \quad (14)$$

그리고 $P(x, r)$ 은 연속된 동일한 형상의 모듈 반복으로 인해 나타나는 유동의 움직임과 관련된 함수이다. 압력에서의 선형 구성 요소인 βx 는 운동량 방정식에서 유체의 강제작용에 의하여 발생하는 함수를 나타낸다. 더불어 완전히 발달한 유동은 모듈마다 동일한 유동패턴을 나타내며 다음과 같이 표현된다.

$$u(x, r) = u(x+L, r) \quad (15)$$

$$v(x, r) = v(x+L, r) \quad (16)$$

유동 계산 시 경계조건은 입구 영역에서 작동 유체 속도분포가 균일하다고 가정하였고, 출구는 정상 유출 경계조건을 적용하였다. 벽면 경계조건으로 관 벽이나 배플과 같은 고체의 표면에는 no-slip 조건을 사용하였다. 그리고, 점성효과가 지배적인 벽 주변 영역은 일반적인 벽함수(wall function)⁽⁹⁾를 이용하여 계산하였으며, 선형법칙이 적용되는 영역은 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하여 계산하였다.

이 계산에서의 Re수는 다음과 같이 표현된다.

$$Re = 2\rho \bar{u} R / \mu \quad (17)$$

또, 원형덕트의 평균 속도는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(x, r) r dr \quad (18)$$

각각의 모듈의 마찰계수와 정압계수는 아래와 같다.

$$f = -2R(dp/dx) / [(1/2)\rho \bar{u}^2] \quad (19)$$

$$fRe = 8\beta R^2 / (\mu \bar{u}) \quad (20)$$

여기서 β 는 식에 정의되어 있듯이 한 모듈 당 총압력 변화량의 크기이다.⁽⁸⁾

온도장 계산 시 관 벽면 표면 온도를 T_w 로 동일하게 놓았다. 원형배플의 경우는 관 벽면과 접촉하고 있지 않으므로 관벽과는 다른 온도를 나타내게 된다. 이런 이유로 원형배플은 단지 열을 전달하는 전도물질로 가정되었으며, 환형배플의 경우 원형덕트와의 간격이 0일 때는 벽면의 표면 온도인 T_w 로 동일하게 두었지만 간격이 있는 경우는 원형배플과 같이 열을 전달하는 전도 물질로 가정하였다.

그리고, 국소 Nu수는 다음식에서 계산된다.

$$Nu_x = 2h_x R / \lambda \quad (21)$$

여기서, h_x 는 국소 열전달계수이고 λ 는 열전도계수이다.

식에서의 국소 열전달계수는 다음과 같다.

$$h_x = q_x / (T_w - T_b) \quad (22)$$

여기서, q_x 는 국소 열유속이다.

그리고, 혼합 평균 온도 T_b 는 다음과 같이 계산된다.

$$T_b = \frac{\int_0^R T |u| r dr}{\int_0^R |u| r dr} \quad (23)$$

여기서 속도의 절대값은 재순환영역에서의 유동이 주유동과 반대방향으로 흐르게 되므로 그 부분의 유동으로 인한 열전달 영향을 정확히 계산하기 위해 사용되었다.

그리고, 총괄 Nu수는 다음과 같이 정해진다.

$$Nu = \int_{A_w} Nu_x dA / \int_{A_w} dA \quad (24)$$

여기서, A_w 는 관 벽의 면적을 나타낸다. 이 면적 A_w 를 사용함으로써 총괄 Nu수의 증가정도를 원형덕트의 Nu수와 직접 비교할 수 있게 된다.

2.3 계산방법

본 연구에서는 열교환기의 열전달과 유동특성을 해석하기 위하여 유한 체적법(Finite Volume Method)을 적용하는 상용코드인 STAR-CD를 이용하였다. 계산 시 지배방정식의 대류항과 확산항을 이산화하는 과정에서 upwind scheme을 사용하였고, 속도와 압력사이의 커플링을 재계산하는 과정에서 Simple 알고리즘을 사용하였다.⁽¹⁰⁾ 계산격자는 충분한 격자민감도에 대한 조사가 이루어진 후 각 모듈 당 112×64 의 부등간격 격자를 기준으로 형상의 변화에 따라 가변적으로 사

용하였고, 격자가 관 벽이나 환형배플 주위와 배플 끝에서 밀집되도록 하였다. 그리고 발달하는 유동 영역의 길이를 판별함에 있어서 한 모듈의 평균 마찰계수가 완전히 발달한 값의 99%에 도달하였을 때를 완전히 발달한 영역으로 보았고, 열적으로는 한 모듈의 총괄 Nu수가 완전히 발달한 값의 99%에 도달하였을 때를 완전히 발달한 값으로 판별하였다.⁽⁵⁾

3. 계산 결과

본 연구에서는 열교환기의 배플 효과를 해석하기 전에 사용 모델의 타당성을 확인하기 위하여 기존 논문의 결과들과 비교 검토하였다.

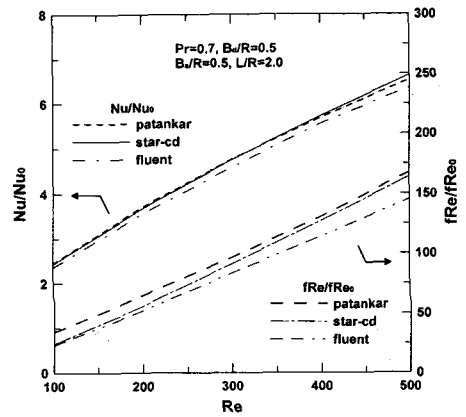


Fig. 3 Comparison of overall Nusselt number and friction factor with other's results

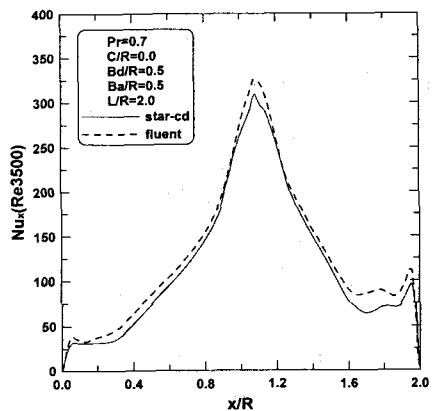


Fig. 4 Comparison of local Nusselt number with other's results

층류 모델의 경우 평행한 채널 내에 전단원이 삽입된 Kelkar⁽¹⁾의 결과와 Jeon⁽⁵⁾이 FLUENT로 계산한 결과의 Nu수와 fRe를 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 3에서 보여주고 있다.

그림에서 보듯이 FLUENT에 의한 계산 결과보다 본 연구에서 STAR-CD를 이용한 계산이 Patankar의 결과와 더 일치하고 있는 것을 알 수 있다.

난류인 경우는 Jeon⁽⁵⁾이 Fig. 2에 있는 형상을 대상으로 상용프로그램인 FLUENT로 계산하였

는데, 이 계산 결과와 완전히 발달되었다고 판단되는 다섯 번째 모듈에서의 국소 Nu수를 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 4에서 보여주고 있다. 그림에서 보면 FLUENT로 계산한 결과가 다소 높게 나타나고 있는데, 이는 벽면 경계조건에 대한 처리방법에 의한 차이라고 생각된다.

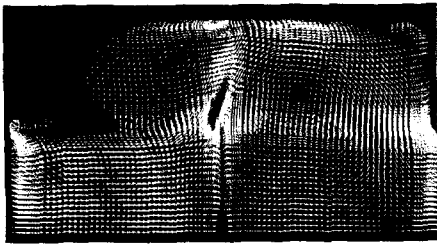
Fig. 5, 6은 Pr=0.7이고 C/R, L/R, B_a/R, B_b/R이 각각 0, 2, 0.5, 0.5일 경우 층류(Re=500)와 난류(Re=4500)에서 완전히 발달한 영역(다섯번째 모듈)의 유동장과 국소 Nu수를 나타낸 것이다.

Fig 5에서 보면 유동은 원형배플과 환형배플에 의한 유동 단면적의 증가와 감소로 환형배플 앞·뒤 벽면 근처에서 정체영역이 존재하고 원형배플 앞·뒤 2부분에서 재순환 영역이 발생하고 있다. 그리고, 층류와 난류의 유동 형태는 비슷하지만 난류인 경우 유속의 증가로 인하여 유동의 강도가 증가하고 정체영역이나 재순환영역이 감소하는 것을 알 수 있다.

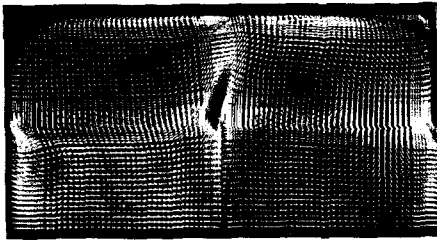
Fig. 6은 유동형태에 따라 층류와 난류 상태에서의 국소 Nu수의 변화를 보여준다. 층류에 비해 난류의 국소 Nu수는 유동 강도의 증가로 인해 상당히 증가하는 것으로 나타나고, Fig. 5에서의 유동형태와 같이 주유동이 벽면에 충돌하는 원형배플 근처에서는 열전달이 상당히 높지만, 재순환영역과 정체영역이 발생하는 환형배플 앞·뒷면에서는 열전달이 급격히 감소하는 것을 나타내므로 이 부근의 유동형태를 변화시킬 수 있는 형상의 변화가 요구된다. 이를 위해 정체영역 부분에 주유동의 일부를 흐르게 하여 열전달을 상승시킬 수 있도록 환형배플과 원형덕트 사이에 간격에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하였다.

그리고, 실제 응축형 가스보일러의 운전 조건을 고려하여 난방부하에 따라 Re수가 약 3000~7000정도 되므로, 이는 난류로써 난방부하 20,000 kcal/hr(Re=4500)를 기준으로 Re수는 3500에서 6500, 원형덕트와 환형배플간의 간격(C/R)은 없는 경우(C/R=0.0)와 작은 경우(C/R=0.01), 큰 경우(C/R=0.04)를 비교하였으며, 원형배플의 직경, 환형배플의 높이, 배플간의 간격에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하였다.

Fig. 7은 Re=4500이고 B_a/R=B_b/R=0.5 그리고 L/R=2일 경우 간격에 따른 유동장을 나타내고 있다. 그림에서 보면 간격이 없는 경우(Fig. 6(b))와 있는 경우의 유동형태는 거의 비슷하지만 간



(a) Laminar flow (Re=500)



(b) Turbulent flow (Re=4500)

Fig. 5 Flow field of developed region
Pr=0.7, C/R=0.0, B_a/R=0.5,
B_b/R=0.5, L/R=2.0

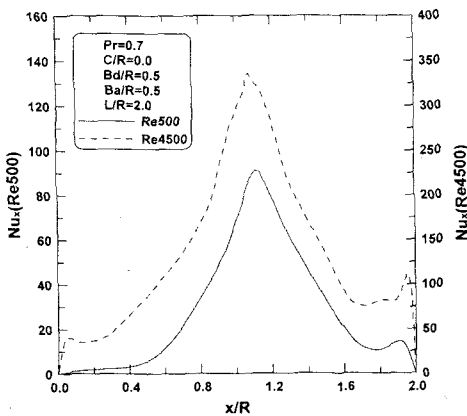
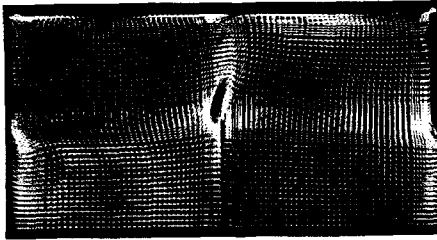
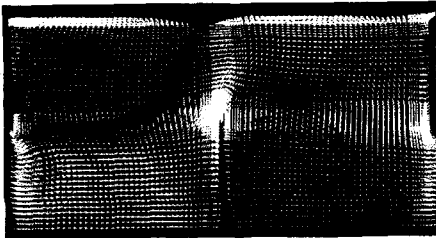


Fig. 6 Comparison of local Nusselt number with Reynolds number

격을 통한 유동으로 환형배플 앞·뒤의 벽면근처에서의 유동형태가 다른 것을 보여준다. 간격이 작은 경우($C/R=0.01$) 주유동의 속도는 없는 경우에 비해 다소 감소하지만 환형배플 앞·뒷면에서 환형배플과 원형덕트간의 간격을 통한 유동 인해 재순환 영역이 벽면에서 떨어져 2부분으로 분리되고 환형배플과 원형배플사이 중간 부분의 벽면 근처에서 정체현상이 발생하는 것을 알 수 있다.



(a) $C/R = 0.01$



(b) $C/R = 0.04$

Fig. 7 Flow field of developed region; $Re=4500$, $Pr=0.7$, $B_a/R=0.5$, $B_s/R=0.5$, $L/R=2.0$

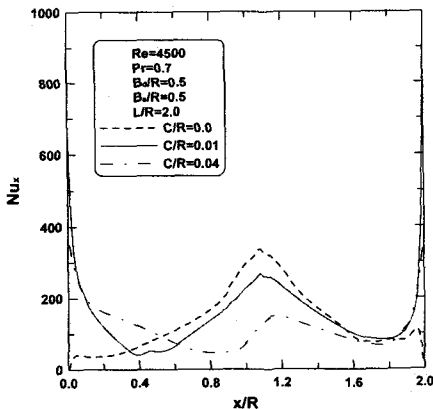


Fig. 8 Variation of local Nusselt number with the interval between tube and annular baffle for turbulent flow

그리고 간격이 클수록 주유동의 속도가 크게 감소하는 반면 간격을 통한 유량이 증가하여 재순환 영역이 원형배플의 앞면보다는 환형배플 뒷면에서 발생하고 있다. 그리고 정체 영역이 원형배플 근처에서 발생하여 이 부근에서의 열전달이 급격히 감소할 것으로 예측된다.

Fig. 8은 위의 조건에서 간격에 따른 국소 Nu 수를 나타내고 있다. 원형덕트와 환형배플간의 간격이 없는 경우와 있는 경우를 비교하고 있는데, 각 유동 형태에 따라 정체영역이 발생하는 부분에서 최소치를 나타내고 있다. 그리고, 간격이 작은 경우($C/R=0.01$) 환형배플 앞·뒷면 ($x/R=0, 2$)에서 최대치를 나타내고 있고, 간격이 없는 경우와 큰 경우($C/R=0.04$)보다 상당히 높게 나타내고 있다.

그리고 원형배플($x/R=1$) 근처에서는 간격이 클수록 없는 경우보다 유동 속도 감소로 인해 더 낮게 나타나고 있다.

Fig. 9는 Re수의 변화에 따른 유동 및 열전달 특성 변화를 Nu/Nu_s 와 f/f_s 로 나타낸것으로 여기서 Nu_s 와 f_s 는 각각 매끈한 원형덕트에서 발달한 영역의 Nusselt수와 마찰계수를 나타낸다. 그리고 Nu_s 와 f_s 값을 얻기 위해 Dittus-Boelter와 Blasius식을 사용하였으며, 식들은 다음과 같다.

$$Nu_s = 0.023 Re_s^{0.8} Pr^{0.4} \quad (25)$$

$$f_s = 0.046 Re_s^{-0.2} \quad (26)$$

Nu/Nu_s 는 Re수에 따라 크게 변하지 않는 것을 알 수 있다.

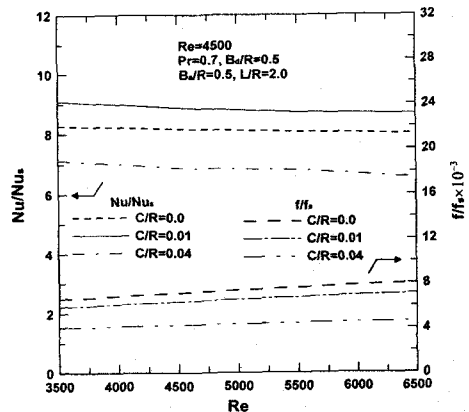


Fig. 9 Variation of characteristics with Reynolds number and interval between tube and annular baffle

이것은 Re수가 증가함에 따라 총괄 Nu수는 증가하나 원관과 비교했을 경우 Re수 변화에 따른 총괄 Nu수의 증가비가 거의 일정하다는 것을 의미한다. 그리고 결과에서 총괄 Nu수는 원관에 비해 약 7~9배정도 증가하나 마찰계수 f 는 최고 7000배까지 증가하므로 열교환기 설계시 이에 대한 주의 깊은 고려가 요구된다.

간격에 따른 특성을 보면 간격이 작은 경우가 간격이 없는 경우에 비해 총괄 Nu수가 10%정도 증가하고, 마찰계수도 약 11%정도 감소하고 있다. 그리고, 간격이 큰 경우의 총괄 Nu수 가장 낮게 나타나고 마찰 계수는 30%정도 감소한다. 이러한 결과로써 응축형 가스보일러의 열교환기 설계시 열전달을 상승시키고 압력을 낮추는 방안으로써 환형배플과 원형덕트사이의 적절한 간격이 설계시 주요 변수로 판단된다.

Fig. 10은 원형배플의 직경(B_d/R) 변화에 따른 총괄 Nu수와 마찰계수의 변화를 나타낸다. B_d/R 이 증가함에 따라 총괄 Nu수는 선형적으로 증가하지만 마찰계수의 변화는 B_d/R 이 0.7을 기준으로 이전보다 이후의 기울기가 다소 급격해지는 것을 알 수 있다. 이것은 B_d/R 이 증가할수록 유동 단면적의 감소로 관벽을 따라 흐르는 유동의 속도가 증가하여 벽면에 충돌하는 강도가 커지게 되고 벽면에서 유동이 정체하는 부분이나 재순환 유동의 크기가 감소하여 Nu수와 마찰계수가 증가하게 된다.

위의 결과에서 원관에 비해 Nu수는 최고 13배 정도 증가하는 반면 마찰계수는 최대 20,000배 정도 증가하는데, 열전달 및 압력강하를 주요하게

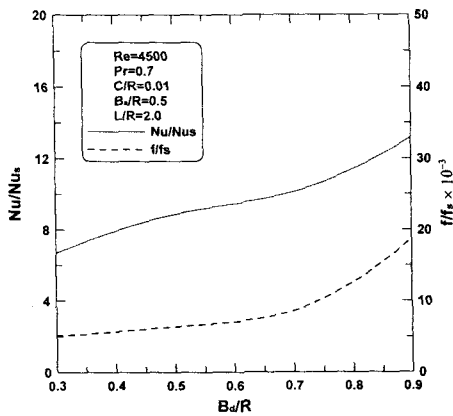


Fig. 10 Variation of characteristics with the disk baffle radius

고려해야하는 가스보일러의 열교환기 설계시 열전달만 고려한다면 B_d/R 이 클수록 좋지만 압력강하를 고려했을 경우 압력변화가 큰 부분 즉, 원형 배플의 직경이 0.7정도로 설계하는 것이 최적 조건으로 판단된다.

Fig. 11은 환형배플의 높이(B_a/R) 변화에 따른 열 및 유동특성을 나타내고 있다. 열전달 효과는 원형배플의 직경 변화와 비슷한 경향을 보이지만, f/fs 는 0에서 35,000까지 증가하면서 B_d/R 의 변화에 비해 약 2배정도 크게 나타나고 있다. 또한, 마찰계수는 B_a/R 이 0.5를 기준으로 B_a/R 이 증가함에 따라 매우 급격히 증가하고 있다. 열전달 계수에 비해 마찰계수가 급격히 증가하는 것은 유동의 속도는 B_a/R 에 따라 선형적으로 증가하는데, Nu수는 열적 경계층이 속도의 제곱근에

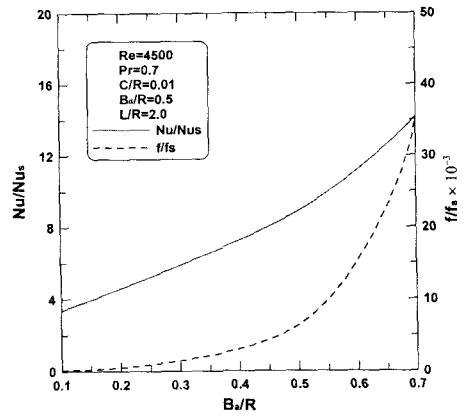


Fig. 11 Variation of characteristics with the annular baffle height

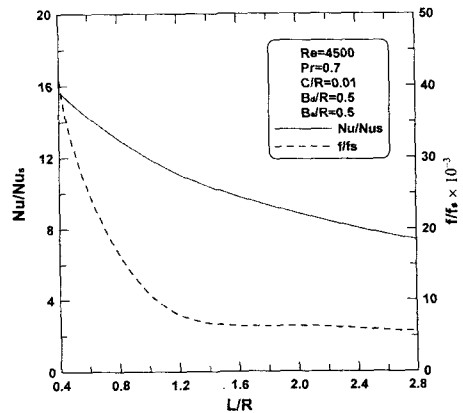


Fig. 12 Variation of characteristics with the distance between baffles

비례하므로 서서히 증가하는 반면, 압력은 이 속도의 제곱에 비례하여 증가한다고 보고하고 있다.⁽¹⁾ 이러한 결과로 압력강하를 고려했을 경우 마찰계수가 급격히 증가하는 부분 즉, $B_0/R=0.5$ 근처가 열교환기 설계시 환형배플의 최적높이로 판단된다.

Fig 12는 배플간의 거리(L/R) 변화에 따른 열 및 유동특성을 나타내고 있다. 배플간의 거리가 증가함에 따라 Nu수와 마찰계수는 모두 감소하고 있다. 특히, 배플간의 거리가 1보다 작을 경우에는 총괄 Nu수 변화 비례 마찰계수가 매우 급격히 감소하고 있는 것을 알 수 있다. 이것은 배플간의 거리가 줄어들며 따라 유동이 심하게 휘게되고 유동의 속도가 증가하면서 관벽에 충돌되는 강도와 경사가 커지고 재순환 영역이나 정체 영역이 감소하여 총괄 Nu수와 마찰계수가 증가하게 된다. 결과에서 보듯이, 보일러의 열교환기 설계시 배플간의 거리는 0.5 근처가 적절하나, 이 거리는 열교환기의 크기에 관련되어 있으므로 압력강하와 열교환기의 크기를 고려하여 설계하는 것이 바람직하다고 본다.

4. 결 론

본 연구에서는 응축형 가스보일러 열교환기의 최적설계를 위해 배플이 삽입된 열교환기의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 조사하였다. 특히, 원형덕트와 환형배플간의 간격에 따른 열전달 특성 압력강하를 검토한 결과, 간격이 작은 경우가 없는 경우에 비해 압력은 유동 단면적의 증가로 약 11%정도 감소하고, 국소 Nu수는 정체영역 부근에서의 유동 형태 변화로 약 10%정도 증가하였다. 그리고, 원형배플과 환형배플의 직경, 크기, 거리 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 분석한 결과, 직경 및 크기가 클수록, 배플간의 거리가 작을수록 유속과 충돌강도의 증가로 열전달은 향상되고, 압력손실은 각각 원형배플과 환형배플의 일정한 직경, 크기, 거리를 기준으로 급격히 변화하는 것으로 나타났다. 따라서, 열교환기 설계시 압력변화만을 고려한다면 각각의 형상에 따라 급격한 압력변화가 발생하는 부근이 최적조건으로 판단되지만, 열교환기의 용도와 용량에 따라 이러한 특성들을 고려하여 설계하는 것이 바람직할 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Kelkar, K. M., and Patankar, S. V., 1987, "Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 25~30.
- (2) Webb, B. W., and Ramadhyani, S., 1985, "Conjugate heat transfer in channel with staggered ribs", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1679~1687.
- (3) Berner, C., Durst, F., and McEligot, D. M., 1984, "Flow around baffles", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743~749.
- (4) Rowley, G. J., and Patankar, S. V., 1984, "Analysis of laminar flow and heat transfer in tube with internal circumferential fins", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, pp. 553~560.
- (5) Jeon, K. J., Seo, T. B., Lee, C. E., and Kim, C. B., 1999, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Tube with Circumferential Fins and Circular Disks", Conference of Renewable and Advanced Energy Systems for the 21ST Century, Hawaii.
- (6) Yakhot, V., and Orszag, S. A., 1986, "Renormalization group analysis of turbulence-I : Basictheory", J. Scientific Computing, Vol. 1, pp. 1~51.
- (7) Yakhot, V., 1992, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Phys. Fluids, A4, No. 7, pp. 1510~1520
- (8) Patankar, S. V., 1977, "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180~186.
- (9) Launder, B.E., "The numerical computation of turbulent flow", Comp. Meth. in Appl. Mech. & Eng., Vol. 3, pp. 269.
- (10) Gosman. D., 1997, STAR-CD Version 3.05 Users Manual, Computational Dynamics, London, England.