

배열회수 보일러 전열관군에서 열전달 모델링에 따른 온도 분포 특성 연구

하지수[†]

계명대학교 기계자동차공학과

(2015년 2월 23일 접수, 2015년 4월 6일 수정, 2015년 4월 8일 채택)

A study on the temperature distribution characteristics in the tube modules of a heat recovery steam generator with the change of heat transfer modeling

Ji Soo Ha[†]

Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University

(Received 23 February 2015, Revised 6 April 2015, Accepted 8 April 2015)

요 약

배열회수 보일러는 입구 확장 덕트와 전열관군으로 이루어져 있는데 전열관군에서 열전달 효율을 향상하기 위해서는 전열관군 전에서 배기가스 유동이 균일하게 되어야 한다. 본 연구에서는 전열관군 전의 배열회수 보일러 입구 덕트에서 유동 특성을 살펴보고 전열관군의 열전달 메커니즘을 지금까지 다른 연구들에서 적용하였던 일정한 열전달 량으로 한 경우와 전열관군 배관의 내부와 외부의 대류열전달을 고려한 열전달 메커니즘을 적용한 경우의 해석에서 온도 분포를 비교하여 배열회수 보일러의 전열관군에서 실제 현상에 보다 적합한 열전달 메커니즘을 정립하는 것을 목적으로 하였다. 본 연구를 통하여 전열관군 배관의 내부와 외부의 대류열전달을 고려한 열전달 메커니즘을 적용한 해석이 일정한 열전달 량을 적용한 경우보다 온도 분포가 타당한 결과를 도출하였고 이렇게 적용한 경우는 배열회수 보일러 탈질설비 전단에서 온도 분포가 설계 기준 $\pm 10^{\circ}C$ 에 만족함을 알 수 있었다.

주요어 : 배열회수 보일러, 전열관군, 대류열전달 계수, 속도 rms, 탈질설비, 온도범위

Abstract - A heat recovery steam generator consists of inlet expansion duct and heat transfer tube bank modules. For the enhancement of heat transfer in the tube bank modules, the flow should be uniform before the 1st heat transfer tube bank module. The present study has been carried out to analyze the flow characteristics in the inlet expansion duct of a heat recovery steam generator by using numerical flow analysis. The aim of the present study is to establish the proper heat transfer mechanism in the heat transfer tube bank modules by the comparison of the heat transfer models, the case with the constant heat loss per unit volume and the case with heat loss by using inner and outer convective heat transfer coefficient of heat transfer tube. From the present research, it could be seen that the heat transfer mechanism with using inner and outer convective heat transfer coefficient derives more proper temperature distribution results and the acceptance criteria of the temperature distribution within $\pm 10^{\circ}C$ before SCR is satisfied with using this heat transfer mechanism.

Key words : heat recovery steam generator, heat transfer tube bank module, convective heat transfer coefficient, velocity rms value, SCR(selective catalytic reduction), temperature range

[†]To whom corresponding should be addressed.

Korea Maritime and Ocean University, 727 Taejong-ro,
Yeongdo-Gu, Busan 606-791, Korea
Tel : 051-410-4682 E-mail : jslim@kmou.ac.kr

1. 서론

배열회수 보일러는 복합 화력발전에서 가스터빈과 발전기를 연결하여 전기를 생산하고 가스터빈에서 나오는 고온의 배기가스를 회수하여 증기를 만들어 이것으로 증기터빈을 구동시켜 다시 전기를 생산하는데 이용한다. 배열회수보일러의 배기가스 배열 회수 효율은 이러한 복합 화력발전에서 매우 중요한 역할을 담당하고 있다. 배열회수 보일러의 배열회수 효율은 배열회수 보일러의 전열 관군에 들어가는 배기가스가 균일하게 들어가도록 하는 것에 직접적인 관련성이 있다. 배열회수 보일러에 관한 연구는 전열관군의 입구 덕트에서 유동의 균일화에 관한 연구들[4-6]이 많이 이루어졌다.

배열회수 보일러의 전열관군에서 배열을 회수하여 보일러 관군 내의 보일러수를 증기로 변환하는데 이에 대한 열전달 특성을 규명하는 것도 배열회수 보일러의 성능 예측에 매우 중요하며 이에 관한 연구[1-3,7,8]도 활발히 수행되고 있다. 배열회수 보일러의 유동균일화와 열전달 메카니즘 규명을 위해 연구한 대부분의 전산 유체역학적 연구들은 매우 많은 개수의 전열관군을 설계된 압력손실과 동일한 효과를 가져다주는 다공성 매질로 모델링하였으며 전열관군에서의 열전달량은 각 부분의 전열관군에서 열전달량을 체적으로 나누어서 단위 체적 당 균일한 열전달량으로 열전달되는 것으로 해석을 수행하였다. 전열관군의 내부에는 증기를 만들기 위한 보일러수가 들어 있고 보일러수는 고온의 배기가스로부터 열전달을 받아 액체상태의 보일러수가 고온 고압의 증기로 변환된다. 수직으로 세워져 있는 대부분의 전열관군은 보일러수가 하부에

서부터 상부로 움직이지만 일부분의 전열관은 보일러수의 흐름이 상부에서 하부로 되어 있는 것도 있다. 보일러수가 하부에서 상부로 흐를 때 상대적으로 낮은 온도에서 상대적으로 높은 온도로 변한다. 이러한 현상으로 배열회수 보일러의 전열관군으로 들어가는 고온의 배기가스와 전열관군 내의 보일러수 사이의 열전달은 보일러수 온도가 높은 곳에서 보다 낮은 온도에서 많은 열전달이 일어난다.

본 연구에서는 배열회수 보일러의 유동과 열전달에 관한 전산유체해석에서 기존의 연구에서 사용한 전열관군에서의 균일한 열전달량으로 모델링한 경우와 관군 내 보일러수의 온도 변화와 유동에 따른 대류열 전달계수를 감안하여 보다 실제적인 열전달을 사용할 경우에 전열관군에서 열적 특성이 어떻게 차이가 나는지를 비교하여 배열회수 보일러의 열전달 특성을 규명함으로써 배열회수 보일러의 열적 해석의 신뢰성을 향상하는데 목적으로 하여 수행하였다.

2. 수치해석 방법

배열회수 보일러의 전열관군에 대한 유동을 해석하기 위하여 배열회수 보일러의 입구 확대 덕트 및 고온의 배기가스와 열교환하여 증기를 생산하는 전열관군 모듈에 대한 개략도와 본 연구에서 구현한 격자 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 배열회수보일러 입구 영역은 사각형상의 2단 급확대 덕트로 이루어져 있다. 급확대 덕트 이후에 전열관군 배관들로 이루어져 있는데 5개의 모듈로 구성되어 있고 배기가스 중에 포함된 질소산화물을 저감하는 탈질설비(SCR)가 두 번째 모듈 이후에 설치되어 있다. 배열회수 보일러 입구 원형

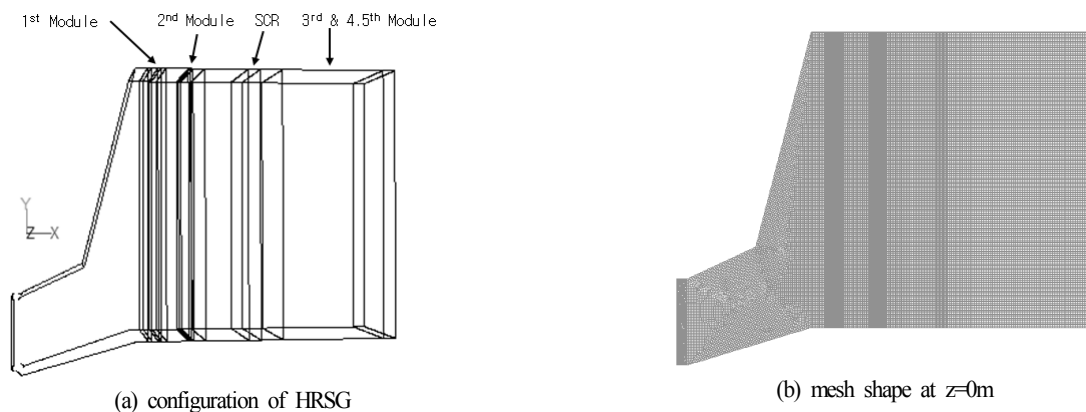


Fig. 1. Computational modeling of the present heat recovery steam generator.

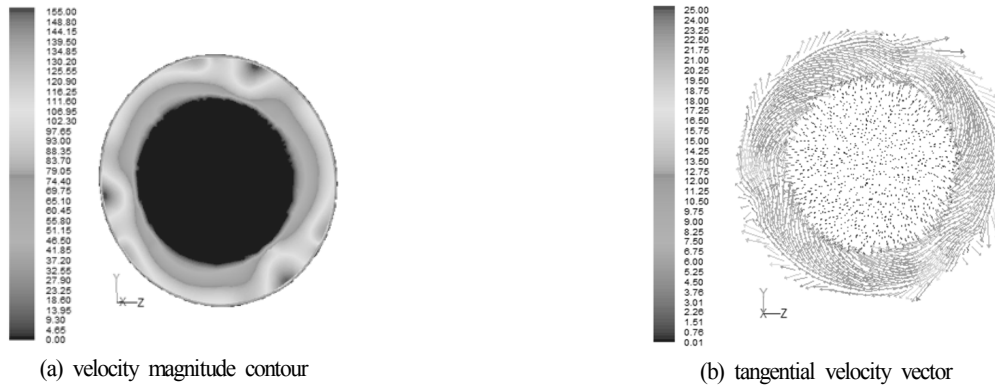


Fig. 2. HRS inlet velocity distribution used in the present CFD analysis.

직경은 6.4m이며 입구 덕트 길이는 10.2m, 전열관군의 높이는 22m이다.

배열회수 보일러로 흐르는 유동은 충분한 난류유동이며 또한 고온의 배기가스가 흘러가면서 열교환 배관들과 열전달을 하게 된다. 이미 가스터빈에서 연소반응이 완료되었기 때문에 HRSG 유동해석에서는 연소반응을 고려하지 않아도 된다. 다만 배기가스에 포함된 각종 화학종과 온도에 따른 물성치 변화는 고려해야 한다. 따라서 배열회수 보일러 유동해석에 필요한 지배방정식은 일반적인 3차원 유체역학의 연속방정식(식 (1)), 운동량방정식(식 (2)), 에너지방정식(식 (3)) 그리고 난류 관련 방정식(식 (4), (5))으로 구성할 수 있다. 난류모델은 realizable $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고 다음에 정리하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) - \rho \overline{u'_i u'_j}] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\frac{k_i}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} H) \tag{3}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_j) \tag{4} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon U_j) \tag{5} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned}$$

배기가스의 성분은 가스터빈에서 연소된 배기가스로서 질소, 이산화탄소, 수증기 등 여러 가지 성분으로 구성되어 있으며 각 성분의 온도에 대한 밀도, 점성계수, 비열, 열전도율을 각각 구하고 혼합가스의 물성치로 변환하여 본 연구의 수치계산에 이용하였다.

입구영역의 경계조건은 가스터빈 후류영역의 계산 결과 데이터를 이용하였고 입구에서의 속도분포는 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에 나타난 속도의 단위는 m/s이다. Fig. 2(a)는 속도크기 분포를 나타내었고 Fig. 2(b)는 접선방향 속도 벡터를 나타내었다. Fig. 2에서 관찰할 수 있듯이 입구에서의 속도는 반경 2.2m 내에서는 유동이 흐르지 않고 반경 3.2m까지만 유동이 흐른 형상이다. 원형 형상 벽면에서 국부적으로 속도가 큰 영역은 가스터빈 이후에 유동을 유인하는 가이드 베인의 영향으로 나타나는 현상이다. Fig. 2에서 살펴 볼 수 있듯이 축방향 최대속도는 약 155m/s 이고 접선방향 최대속도는 약 25m/s이다.

본 연구에서 열유동해석에 사용한 전산해석 소프트웨어는 열유체 전산해석에 널리 사용되고 있는 상용 코드인 Fluent 소프트웨어를 사용하였다. 본 연구에서 사용한 격자 형상은 Fig. 1(b)에 나타내었는데 격자의 개수는 약 600만개를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 배열회수 보일러 유동 특성

배열회수 보일러의 전열관군에서의 열전달 특성을 살펴보기 전에 우선 입구 덕트와 전열관군에서의 유동 특성을 살펴보기로 한다. 본 연구의 해석에 사용한 입구 유동 유량은 572.7kg/s이고 입구 평균 온도는

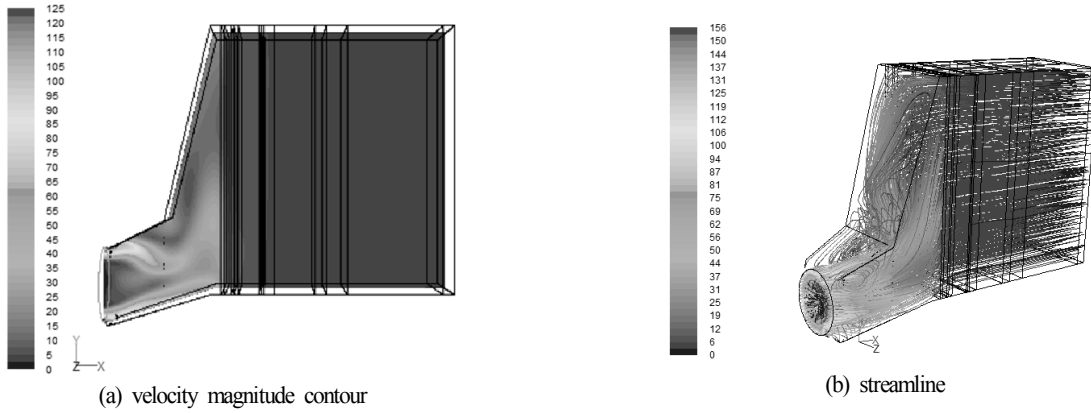


Fig. 3. Velocity magnitude contour at the section $z=0m$ and streamline.

659.1°C이다. Fig. 3에 배열회수 보일러 중앙 단면 ($z=0m$)에서 속도분포와 입구에서부터의 유선분포를 함께 나타내었다.

배열회수 보일러 입구 유동은 Fig. 2에서 살펴 본 바와 같이 입구 원형 형상 가운데는 유동이 흐르지 않고 원형 벽면에 가까운 곳에 유동이 편중되어 흐른다. 이러한 유동 조건 때문에 Fig. 3(a)에서 관찰할 수 있듯이 $z=0m$ 단면에서 입구 부근의 속도는 입구 아래 위 양 끝 부분에 유동이 치우쳐 있는 것을 알 수 있다. Fig. 3(b)에서는 접선방향의 회전 유동에 따른 유선 분포가 $z=0m$ 를 중심으로 대칭 흐름이 아닌 것을 확인할 수 있다. 또한 입구 덕트에서 덕트 각도가 확대 되는 곳에서는 유동의 박리가 일어나는 것을 관찰할 수 있다.

배열회수 보일러의 전열관군에서 열전달 효율을 높이기 위해서는 전열관군 전단에서 균일한 유동으로 되는 것이 바람직하다. 배열회수 보일러 입구에서 입구 덕트를 따라가면서 축방향 속도의 평균 값(v_x)과 속도의 균일 정도를 알 수 있는 rms(root mean square) 값의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 축 방향 위치 x 는 2m부터 시작하였고 $x=6m$ 위치 부근에서 입구 덕트의 각도가 변하는 곳이다. 그리고 $x=10.98m$ 위치가 1st module 전단의 x 위치로 Fig. 4에서 최대 길이이다. 축 방향 평균속도(v_x)는 $x=2m$ 에서 v_x 값으로 나눈 값을 사용하였고 rms 값은 각 위치에서의 v_x 값으로 나눈 값을 이용하였다.

Fig. 4에서 축 방향 평균속도의 변화를 살펴보면 배열회수 보일러 입구에서 후류로 갈수록 축 방향 평균속도가 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 입구 덕트의 단면적이 증가하기 때문이다. 특히 입구 덕트 각도가 변하여 단면 면적이 급격히 증가하는 곳($x=6m$)에서부

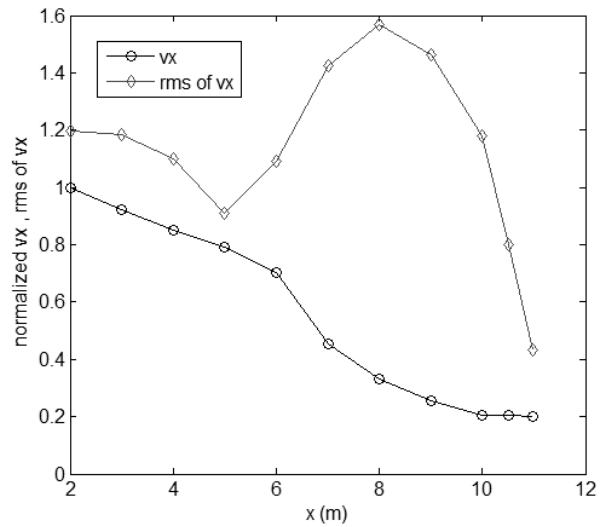


Fig. 4. Normalized axial velocity and its rms distribution along axial direction in the inlet duct before tube modules.

터 축 방향 평균속도가 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 축 방향 속도의 rms 변화는 입구 덕트의 각도가 크게 되는 곳($x=6m$) 전에서는 rms값이 감소하지만 그 이후에는 급격히 증가하다가 확대 덕트의 중간 부분에서 최대값(약 160%)이 되었다가 그 이후부터 다시 감소하기 시작하여 1st module 전단에서는 축 방향 평균속도의 약 40%로 되었다. 입구 덕트 확대관($x=6m$ 이후)에서 rms 값이 증가하는 이유는 확대 관 이후에 유동이 박리가 일어나고 재순환 유동의 영향으로 역류 영역도 존재하여 유동의 속도 편차가 커지기 때문이다. 그리고 1st module 전단에서 유동이 균일해 지는 이유는 전열관군의 영향으로 유동이 균일해 지기 때문이다.

3.2. 열전달 모델링에 따른 전열관군 온도 분포 특성

배열회수 보일러의 전열관군에서 열전달은 지금까지 많은 연구들에서 전열관군 모듈에서 설계 값 열전달량을 각 모듈의 체적으로 나눈 단위 체적 당 열전달량을 사용하여 각 모듈별로 일정한 값을 사용하였다. 서론에서 언급한 바와 같이 이렇게 되면 전열관군에서 보일러 수의 입 출구 부분에서 온도가 다른 것에 따른 열전달이 잘 묘사되지 않아 실제와 차이가 많이 나는 해석 결과를 초래하게 된다. 본 절에서는 이와 같이 전열관군에서 단위체적당 일정한 열전달량을 사용한 경우와 실제와 같이 보일러 수의 입 출구 온도 변화와 배기가스 유동에 따른 대류열전달 변화를 고려한 경우의 온도 분포 특성을 살펴보기로 한다.

배열회수 보일러의 전열관군은 과열기, 재열기, 증발기 등으로 구성되어 있으며 배관의 내부는 과열증기로 되어 있는 경우와 액체와 증기가 공존하여 다상으로 존재하는 경우도 있다. 배관의 외부는 고온의 배기가스가 흐르고 있다. 배관은 모두 스파이럴 형태의 흰 튜브를 사용하고 있다. 이러한 흰 튜브에서 열전달은 ESCOA사의 fin tube manual[7] 참고문헌에 정립되어 있고 이를 이용하여 배열회수 보일러에 적용하여 M. N. Dumont[8]에 의해 배열회수 보일러 열전달 메커니즘이 정립되어 있다. M. N. Dumont가 정립한 흰 튜브 열전달 메커니즘은 본 연구와 같이 3차원적인 해석에서 정립한 것이 아니라 열전달 모듈 전체에 대한 열전달 메커니즘을 정리한 것이지만 본 연구에서는 3차원 열유동 해석 시 국부적인 열전달 메커니즘에 대하여 M. N. Dumont의 개념을 도입하여 아래와 같은 식으로 총합 열전달 계수를 사용하였다.

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{d_a}{k} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i \frac{d_a}{d_i}} \quad (6)$$

$$\ddot{q} = -C_m \alpha (T_b - T_w) \quad (7)$$

식 (6)에서 α_o 는 fin tube측 대류열전달계수, α_i 는 배관 내 증기의 대류열전달계수, α 는 총합열전달계수, d_a, d_i 는 각각 fin 직경, 관 내부 직경, k는 배관의 열전도율이다. 식 (7)에서 \ddot{q} 는 열유속, C_m 은 보정계수, T_b, T_w 는 각각 배관 외부 배기가스 온도와 배관내부 증기의 온도이다. 배관외부 배기가스 온도는 열유동 해석에서 계산된 온도를 이용하고 배관내부 증기 온도는 주어진 설계 온도를 이용한다. 1st module에서 배관 내 온도는 하부에서 425.7°C이고 상부는 495.4°C이다. 2nd module에서는 269.4°C이고 상부는 303.8°C이다. 배관 내부 증기의 온도는 하부에서 상부로 가면서 선형적으로 변한다고 간주하였다. 탈질설비 이전에서의 온도 분포 균일도가 중요한 결과이므로 3rd module이후는 일정한 열전달량을 적용하여 계산하였다.

배열회수 보일러에서 z=0m 단면에서 온도분포를 비교한 것을 Fig. 5에 나타내었다. 온도 단위는 °C이다. Fig. 5(a)는 전열관군의 열전달량을 기존의 연구에서처럼 단위체적당 일정한 열전달량으로 적용한 경우이고 Fig. 5(b)는 M.N. Dumont의 fin tube 열전달 메커니즘을 사용한 경우의 온도 분포이다. 두 경우 모두 전열관군의 후류로 갈수록 온도가 감소하는 것을 확인할 수 있지만 1st module 직후의 수직 방향으로의 온도 균일도는 식 (7)의 대류열전달계수를 이용한 경

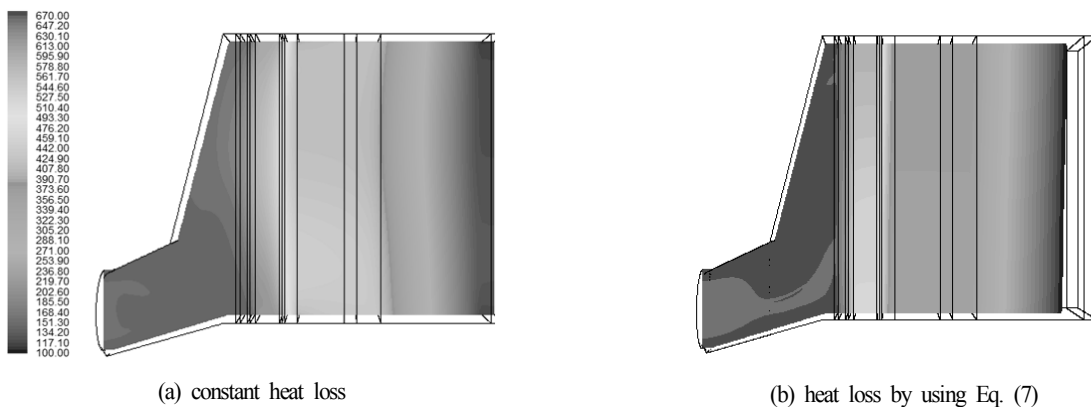


Fig. 5. Comparison of temperature distribution at z=0m section.

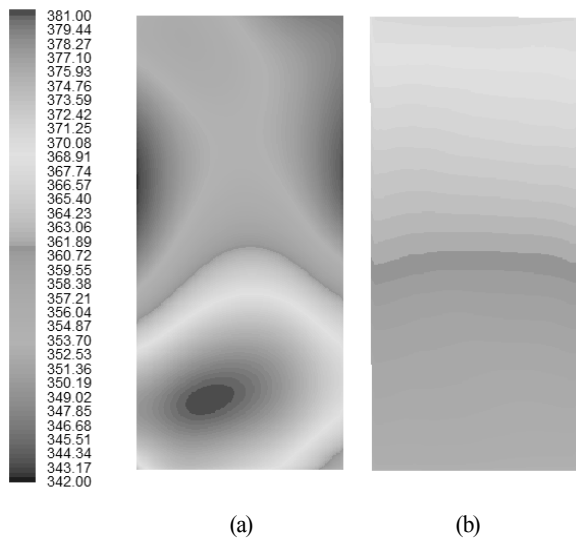


Fig. 6. Comparison of temperature distribution before SCR inlet with (a) constant heat loss and (b) heat loss by using Eq. (7).

우가 상대적으로 균일한 결과를 보여주고 있다.

온도가 균일해야 하는 조건이 적용되어야 하는 곳은 탈질설비(SCR) 전단에서이다. 배열회수 보일러에 장착되는 탈질설비의 온도 균일도 조건은 일반적으로 최대와 최소 온도가 $\pm 10^{\circ}C$ 이내에 있어야 한다. 이렇게 되어야 탈질설비 전단에서 분사한 암모니아와 탈질설비 촉매 층에서 질소산화물이 반응하여 질소산화물의 환원 효율이 보장되기 때문이다. Fig. 6에 탈질설비 전단에서 일정한 열전달량을 사용한 경우(Fig. 6(a))와 M.N. Dumont의 fin tube 열전달 메커니즘을 사용한 경우(Fig. 6(b))의 탈질설비 전단에서 온도 분포를 비교하여 나타내었다. Fig. 6(a)를 살펴보면 하부의 온도가 상대적으로 높고 온도의 최소 최대 차이가 $39^{\circ}C$ 이며 평균온도는 $362.2^{\circ}C$ 이다. 평균온도에서의 차이는 $-20.4^{\circ}C$ 에서 $+18.8^{\circ}C$ 으로 나타났으며 이는 SCR 전단에서 $\pm 10^{\circ}C$ 이어야 하는 기준에서 벗어난다. 이렇게 온도 차이가 나는 이유는 전열관군에서 단위 체적당 일정한 열전달량으로 배기가스의 열이 빼앗긴다고 모델링하였기 때문이다. 배열회수 보일러의 유동은 Fig. 3에서 관찰할 수 있듯이 전열관군 전단에서 하부에 유동이 치우쳐 흐르게 되는데 이러한 이유로 하부의 배기가스 온도가 상대적으로 높은 온도 분포를 가져오게 된다. M.N. Dumont의 fin tube 열전달 메커니즘을 사용한 경우(Fig. 6(b))를 살펴보면 일정한 열전달량을 사용한 경우에 비하여 탈질설비 전단에

서 균일한 온도 분포를 보여주고 있다. 최소와 최대 온도 범위는 $353\sim 371^{\circ}C$ 이며 평균온도는 $362.4^{\circ}C$ 이다. 평균온도에서 $-9.4^{\circ}C$ 에서 $+8.6^{\circ}C$ 범위이므로 이는 탈질설비 전단에서 온도 기준인 $\pm 10^{\circ}C$ 을 만족한다. 식 (7)을 이용한 경우에 온도 분포가 균일해 지는 이유는 전열관군 하부에서 증기의 온도와 배기가스 온도 차이가 크며 이 곳에서 유동이 치우쳐 있기 때문에 열전달 되는 것이 많아서 일정한 열전달량을 이용한 경우에 전열관군 하부에서 온도가 높게 나타나는 것을 상쇄시켜주기 때문이다. 하부의 온도와 배기가스의 온도 차이가 크고 하부에 유동이 많이 흐르기 때문에 일정한 열전달량으로 모델링하는 것 보다 현실적으로 타당하다. 따라서 배열회수 보일러의 전열관군에서 열전달 해석은 M.N. Dumont의 fin tube 열전달 메커니즘을 사용하여 해석하는 것이 일정한 열전달량으로 모델링하는 것 보다 신뢰할 만한 결과를 가져다 줄 것으로 판단된다.

4. 결론

지금까지 배열회수 보일러에서 입구 덕트 유동 특성과 전열관군에서의 온도 분포 특성을 전산유체역학 해석을 통해 살펴보았으며 전열관군에서 열전달 메커니즘을 일정한 열전달량으로 한 경우와 배기가스 측 대류열전달과 배관 내 증기 측 대류 열전달을 고려한 열전달 모델링을 이용한 경우에 대하여 탈질설비 전단에서 온도분포를 통해 비교 분석하여 다음과 같이 연구 결과를 요약할 수 있다.

1) 배열회수 보일러 입구 덕트 유동 특성

배열회수 보일러의 전열관군에서 열전달 효율을 높이기 위해서는 전열관군 전단에서 균일한 유동으로 되는 것이 바람직하다. 입구 덕트에서 축 방향 평균속도는 배열회수 보일러 입구에서 후류로 갈수록 축 방향 평균속도가 감소하는 것을 알 수 있었고 이는 입구 덕트의 단면적이 증가하기 때문이었다. 축 방향 속도의 rms 변화는 입구 덕트의 각도가 크게 되는 곳 전에서는 rms값이 감소하지만 그 이후에는 급격히 증가하다가 확대 덕트의 중간 부분에서 최대값이 되었다가 그 이후부터 다시 감소하기 시작하여 1st module 전단에서는 축 방향 평균속도의 약 40%로 되었다. 입구 덕트 확대관에서 rms 값이 증가하는 이유는 확대 관

이후에 유동이 박리가 일어나고 재순환 유동의 영향으로 역류 영역도 존재하기 때문이었다. 그리고 1st module 전단에서 유동이 균일해 지는 이유는 전열관군의 영향으로 유동이 균일해 지기 때문이었다.

2) 열전달 모델링에 따른 전열관군 온도 분포 특성 배열회수 보일러에 장착되는 탈질설비의 온도 균일도 조건은 일반적으로 최대와 최소 온도가 $\pm 10^{\circ}C$ 이내에 있어야 탈질설비 촉매 층에서 질소산화물의 환원 효율이 보장된다. 탈질설비 전단에서 일정한 열전달량을 사용한 경우와 배관 내부 외부의 대류열전달을 고려한 열전달 메커니즘을 사용한 경우의 탈질설비 전단에서 온도 분포를 비교하면 일정한 열전달량을 적용한 경우에는 하부의 온도가 상대적으로 높고 온도의 최소 최대 차이가 $39^{\circ}C$ 이며 평균온도는 $362.2^{\circ}C$ 이다. 평균온도에서의 차이는 $-20.4^{\circ}C$ 에서 $+18.8^{\circ}C$ 으로 나타났으며 이는 SCR 전단에서 $\pm 10^{\circ}C$ 이어야 하는 기준에서 벗어난다. 배관 내 외부의 대류 열전달을 고려한 열전달 메커니즘을 사용한 경우는 최소와 최대 온도 범위가 $353\sim 371^{\circ}C$ 이며 평균온도는 $362.4^{\circ}C$ 이다. 평균온도에서 $-9.4^{\circ}C$ 에서 $+8.6^{\circ}C$ 범위이므로 이는 탈질설비 전단에서 온도 기준인 $\pm 10^{\circ}C$ 을 만족한다. 따라서 배열회수 보일러의 전열관군에서 열전달 해석은 배관 내 외부의 대류열전달을 고려한 열전달 메커니즘을 사용하여 해석하는 것이 일정한 열전달량으로 모델링하는 것 보다 신뢰할 수 있는 온도 분포 결과를 도출할 수 있었다.

References

1. Jae Dong Park, Il Wong Park, Kyong Chun Kim, "Heat Transfer and Draft Loss In HRSG Tube Banks", Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference, 2000, p. 141-146
2. Chae_hon Chong, Jung-il Song, "Stress Behaviors of Superheater Tubes under Load Change Operation in HRSG", Journal of the Korean Solar Energy Society, 2008, Vol. 28, No. 6, p. 33-39
3. Chae_hon Chong, Jung-il Song, "Effect on Thermal Performance of Superheater Module under Part Load Operation in HRSG", Journal of Energy Engineering, 2008, Vol. 17, No. 3, p. 161-166
4. H.K. Choi, G.K. Yoo, B.J. Shin and C.H. Kim, "NUMERICAL STUDY ON FLOW CHARACTERISTIC IN THE HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR", 2010, Vol. 15, No.1, p. 17-23
5. Tae Kwon Kim, Boo Yoon Lee, Ji Soo Ha, "A Numerical Analysis of Flow Characteristics in a Heat Recovery Steam Generator with the Change of Inlet Flow Conditions", Journal of the Korean Institute of Gas, 2011, Vol. 15, No.3, p. 53-57
6. Ji Soo Ha, "Characteristics of Flow Uniformity at the Section before Tube Bank with the Change of Expansion Inlet Duct Shape in a Heat Recovery Steam Generator", 2012, Journal of the Korean Institute of Gas, 2011, Vol. 16, No.1, p. 1-7
7. ESCOA, "Fin Tube Manual", ESCOA Corp., 1978
8. Marie-Noelle Dumont, Georges Heyen, "Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator", Computer and Chemical Engineering, Vol. 28, 2004, p. 651-660
9. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1980, 126-131