

전치 가이드 베인 설치에 따른 열회수 보일러 입구 온도 최적화

이 수 윤,¹ 안 준,² 신 승 원^{*3}

NUMERICAL OPTIMIZATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION IN HRSG SYSTEM USING INLET GUIDE VANE

Sooyoon Lee,¹ Joon Ahn² and Seungwon Shin^{*3}

Diverging channel from gas engine exit to the inlet section of Heat Recovery Steam Generator (HRSG) has been re-designed for 1 MW system. To improve the uniformity in velocity and temperature distribution of existing design(Case A and B), two additional test geometries have been chosen for the numerical simulation. At first, gas burner exit section has been centered to the inlet section of the boiler(Case C) and uniformity in velocity and temperature distribution has been improved considerably. Secondly, the diverging channel length can be further reduced to compact geometry with new guide vane design (Case D and E). Proposed design shows overall improvement in uniformity in velocity and temperature distribution compared to existing one.

Key Words : 수치해석(Numerical Simulation), 전치 가이드 베인(Inlet Guide Vane), 덕트 유동(Duct Flow), 열회수보일러(HRSG), 온도 균일성(Temperature Uniformity)

1. 서 론

최근 친환경 경제성장을 이루는 것이 전 세계적으로 관심을 받게 되면서 에너지 이용효율을 높일 수 있는 방법인 열병합발전 시스템에 대한 보급을 확대하려는 노력이 계속하여 진행되고 있다. 우리나라는 제2차 전력수급 기본계획으로서 2017년까지 2,700 MW의 전력을 소형 열병합발전을 통해 공급할 계획을 수립하였다. 지금까지 소형 열병합발전은 주로 아파트 단지 등에 보급되어 왔고 대부분 200~500 kW의 작은 용량 수준으로 2,700 MW의 목표를 달성하기에는 한계가 있는 것이 사실이다. 따라서 목표를 달성하기 위해서는 1~5 MW급의 가스엔진 열병합발전 시스템이나 5~10 MW급의 가스터빈 소형 열병합발전 시스템이 적극적으로 보급되어야 한다. 본 연구에서는 1 MW급의 가스엔진을 바탕으로 열병합발

전 시스템을 구성하는 데 가장 핵심이 되는 기술인 배열회수 기술을 개발하고자 한다.

1 MW에서 10 MW급에 해당하는 소형 열병합발전 시스템의 경우 규모면에서 공동주택보다 대형 병원, 주상복합 건물, 자립형 공장, 온천 리조트 등에 주로 활용되고 있다. 이러한 경우 온수를 이용한 급탕, 난방 수요 이외에 증기 형태의 열 수요가 있는 경우가 많아지게 된다. 증기를 발생시키는 소형 열병합발전 시스템에서 증기는 원동기의 출구에 Fig. 1(a)과 같은 열회수 보일러(HRSG: Heat Recovery Steam Generator)를 설치하여 얻게 된다[1]. 열회수 보일러의 입구는 대부분 원동기의 출구보다 넓은 면적을 갖고 있기 때문에 유동방향으로 면적이 확장되는 덕트를 사이에 설치하여 연결하게 된다.

덕트의 면적이 확장되는 부분에서 유체의 유동은 박리(Separation)현상을 동반하여 유동방향 단면에서 온도의 균일성을 파괴할 수 있다. Fig. 1(b)는 3 MW급 가스터빈 소형 열병합발전 시스템에 사용되었던 HRSG의 입구에서의 온도분포를 실험하여 측정된 것이다. 이 실험을 통하여 보일러 입구에서의 온도분포가 A지점과 B지점에서 크게 다른 것이 확인되었으며, 배기가스가 B지점의 좁은영역에 대하여 집중적으로 유입되어 온도 균일성이 확보되지 못하여 실제 증발량이 열

접수일: 2008년 11월 13일, 수정일: 2009년 8월 10일,

게재확정일: 2009년 8월 21일.

1 학생회원, 홍익대학교 대학원 기계공학과

2 정회원, 한국에너지기술연구원

3 정회원, 홍익대학교 기계시스템디자인공학과

* Corresponding author, E-mail: sshin@hongik.ac.kr

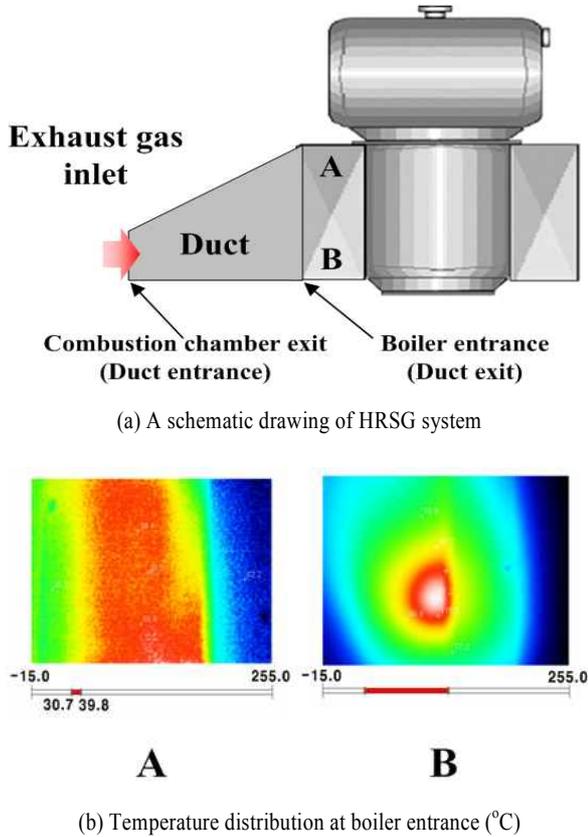


Fig. 1 A schematic drawing of HRSG system and experimentally measured temperature distribution at boiler entrance

설계 값에 크게 미치지 못하는 현상을 경험하였다. 이러한 덕트 내부에서 유동의 불균일성을 유도하게 되는 급확대 유동에서의 박리현상을 극복하는 방법은 가이드 베인을 설치하는 방법[2], 소용돌이(Swirl) 유동을 유도하는 방법[3], 유량을 분할하는 방법[4]과 같이 이미 여러 방법[5]들이 제시되어 있는 상태이다. 그 중에서 위에 제시한 문제는 입구에 가이드 베인을 설치하여 어느정도 해결할 수 있었다.

본 논문에서는 유체유동 해석도구인 FLUENT를 이용하여 보일러 입구에서 균일한 온도분포를 얻는 상태에서 연결 덕트의 길이를 최소화 할 수 있는 좀 더 효과적인 전치 가이드 베인 설계를 도출하고자 한다. 본 연구의 대상 원동기[6]는 발전 용량 1 MW급의 가스엔진(Waukesha 16V150LTD)으로 열병합 발전시스템에서 엔진에서 배출되는 배기가스의 온도는 430°C, 유량은 6,098 kg/hr, 보유에너지는 약 0.7 MW이다. 이와 같은 조건에서 HRSG의 입구를 통과하게 되는 작동유체인 배기가스의 온도 균일성을 향상시키기 위하여 덕트의 길이 및 가이드 베인의 형상을 변화시키며 전치 가이드 베인 설치의 최적화된 설계점을 얻고자 한다.

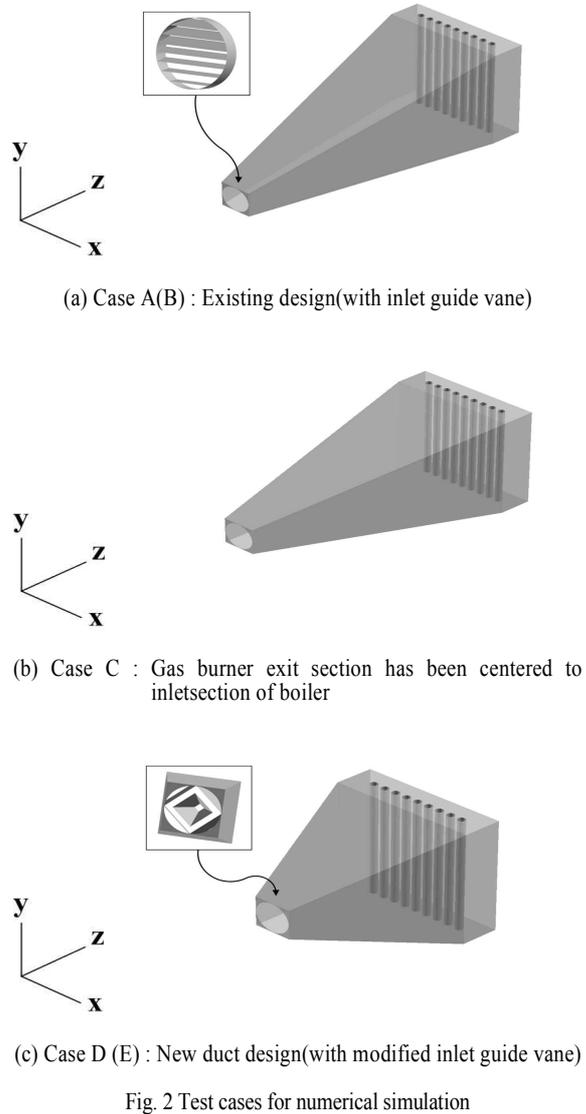
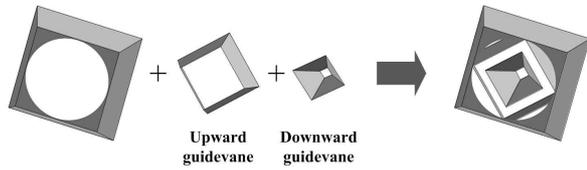


Fig. 2 Test cases for numerical simulation

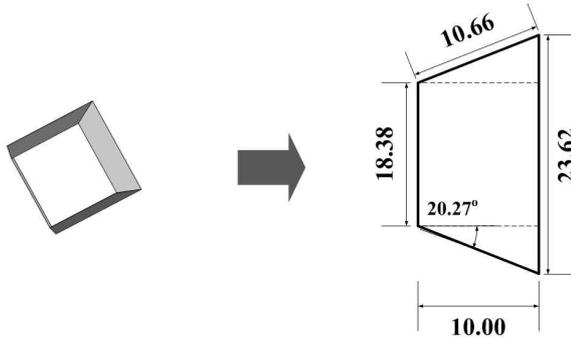
2. 전치 가이드 베인 설계 및 수치해석 기법

2.1 연결덕트 모형화

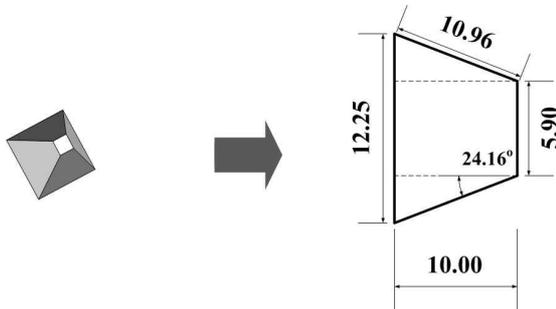
소형 열병합발전 시스템의 원동기 출구에서 HRSG 입구로 배기가스 유동을 해석하기 위한 수치해석 모델을 구성함에 있어서 전체적으로 배기가스가 공급될 원동기 출구, 면적이 확장될 수 있는 선형 확장유로를 가지는 덕트, 보일러 입구에서 열 흡수원의 역할을 할 HRSG의 증발관, 그리고 전치 가이드 베인과 상호작용이 발생하지 않을 정도의 충분한 입구영역과 Backflow가 발생하지 않을 정도의 충분히 긴 출구영역을 고려하였다. 본 논문은 연결유로(Duct)에 대한 수치해석이 주목적이므로 수치계산의 효율성을 위해서 열 흡수원의



(a) A schematic drawing about installation of inlet guide vanes



(b) Upward guide vane specification [mm]

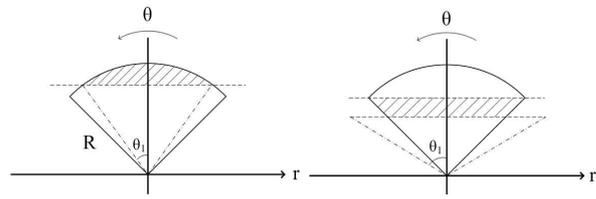


(c) Downward guide vane specification [mm]

Fig. 3 A schematic drawing about installation and specification of inlet guide vanes

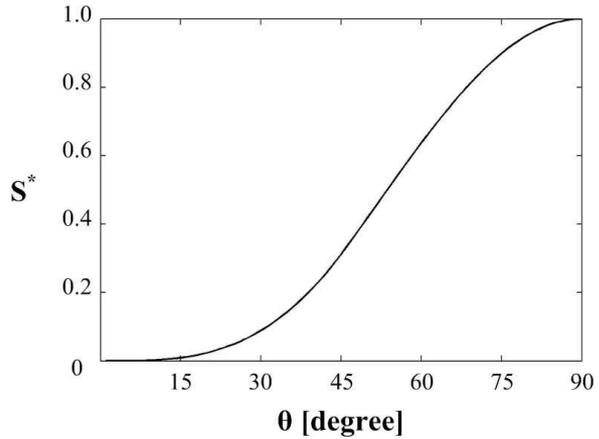
역할을 하는 HRSG의 증발관은 그 첫째 열만을 수치해석의 계산영역에 포함하였다. 기존에 시도되었던 3 MW급 가스터빈 소형 열병합발전 시스템에서 사용된 HRSG의 덕트 디자인을 그대로 적용하는 것을 시작점으로 하여 최적화된 설계점을 찾아가기 위하여 총 5개의 경우에 대하여 수치해석을 수행하였고, 결과를 비교, 분석하였다(Fig. 2).

Case A(Fig. 2(a))는 일반적인 대형 HRSG의 경우에서 중력을 고려하여 원동기 출구가 지표면에 닿을 수 있도록 설치하였고, 덕트의 길이를 2 m로 설정하였으며 전치 가이드 베인은 설치하지 않은 조건으로 계산을 수행하였다. Case B는 Case A와 동일한 덕트 디자인에서에서 3 MW급 가스터빈 소



(a) $\theta_1 \leq 45^\circ$

(b) $\theta_1 \geq 45^\circ$



(c) Non-dimensional mass fraction (S^*) v.s. angle (θ_1) at a quarter cross sectional area

Fig. 4 Concept of dividing section at inlet region

형 열병합발전에서 사용된 가이드 베인을 장착하여 모델을 구성하였다. 기존에 사용된 전치 가이드 베인은 Fig. 2(a)와 같이 가로 방향의 가이드 베인을 세로 방향으로 등간격으로 배열한 형태이다[7]. Case C(Fig. 2(b))는 Case A와 동일한 덕트의 길이를 가지면서 지표면에 닿게 설계되었던 원동기 출구의 위치를 보일러 입구의 위치를 고려하여 각각의 중앙부분이 서로 일직선을 유지할 수 있도록 높게 설치하였다. 실제 본 연구의 대상인 1 MW급 가스엔진의 경우 원동기 출구가 엔진상단에 위치하고 있고, 기존의 대형 HRSG에 비하여 규모가 작기 때문에 중력에 대한 영향이 크게 미치지 않을 것으로 예상되어 출구의 위치를 높여 덕트의 형상을 작동 유체의 유동방향에 대하여 수직단면이 일정한 비율로 커지는 축대칭 디퓨저(Diffuser) 형태로 모델을 구성하였다. Case D(Fig. 2(c))는 Case C와 동일한 덕트의 디자인으로부터 실제 덕트를 제작할 경우에 덕트의 길이를 줄이는 것이 설치공간 및 제작단가 측면에서 유리하므로 Case C의 덕트 길이의 절반인 1 m로 둔 모델이며, Case E는 Case D에서 급확대 유동이 유발하는 박리현상으로 인하여 발생하는 정체와류(Stagnation vortex)가 보일러 입구단면의 모서리 부분에서 크게 발생할

것을 예상하여 마름모 형상의 가이드 베인(Fig. 2(c))을 디자인하여 모델을 구성하였다.

2.2 유량 균등분배 원리를 적용한 가이드 베인 설치 위치 선정

3 MW급 가스터빈 소형 열병합발전 시스템에 사용된 HRSG의 전치 가이드 베인(Fig. 2(a))은 중력방향으로 시행오차 방법을 통하여 결정된 특정한 각도로 설치되었다. 본 연구의 Case E에 설치할 가이드 베인은 기존에 설치하던 방법과는 달리 가이드 베인에 의하여 나누어지는 원동기 출구영역 즉 덕트 입구영역에 각각 동일한 유량의 배기가스가 나누어질 수 있도록 시작부분의 위치를 정하여 설계하였다. Case E에 적용된 가이드 베인에 대한 전체적인 설치 개요도와 각 가이드 베인의 형상 및 제원을 Fig. 3에서 확인할 수 있다. 가이드 베인은 그림에서 확인할 수 있듯이 원형 덕트 입구의 정면에서 바라볼 때 마름모 형상을 띄고 있으며, 이번 해석에서는 유동방향 조절 및 질유량의 적절한 분배를 목적으로 하였기에 수치해석 상에서 두께를 고려하지 않았다. Fig. 3(a)에서 확인할 수 있듯이 마름모 형상의 가이드 베인이 설치되어야 하는 덕트 부분의 경우 전체 덕트 길이의 1/10 만큼의 공간에 해당되며, 가이드 베인 끝부분의 위치는 가이드 베인이 설치될 덕트 내부공간과 끝부분이 만나는 지점을 조절하여 정하였다. 먼저 윗방향 가이드 베인(Upward guide vane)의 경우(Fig. 3(b))를 살펴보면 보일러 입구영역 즉 덕트 출구영역의 가장자리 방향으로 배기가스가 원활하게 유입될 수 있도록 위쪽 방향으로 약 14.66° 향하게 기울어져 설치되어 있다. 반면에 아래방향 가이드 베인(Downward guide vane)의 경우(Fig. 3(c))에는 상대적으로 중앙방향으로의 유입량이 부족해질 것을 예상하여 아래방향으로 약 18.19° 기울어져 설치되었다. 가이드 베인이 설치될 덕트 입구의 경우 마름모 형태의 가이드 베인이 적용되기 때문에 원형단면 면적의 1/4에 해당되는 영역을 3등분하기 위하여 Fig. 4의 (a)와 (b), 두 경우로 나누어 벽에서부터 특정한 가이드 베인이 설치되는 임의의 위치까지의 질량유량을 계산할 수 있는 식을 유도하여 이를 통해 균등한 질량이 공급되도록 적용하였다.

Table 1 Numerical settings for each cases

Case No.	# of mesh	Boundary condition	
Case A	460,274	Inlet (Uniform velocity)	26.85 m/s
Case B	626,073	Outlet	Open condition
Case C	244,071	Fin-tube (Wall temperature)	423.15 K
Case D	200,717		
Case E	295,121		

우선 원형관에서 완전 발달된 난류유동의 속도분포를 식 (1)과 같이 가정한다.

$$\frac{u}{U} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} \quad (1)$$

위의 난류유동 속도분포를 이용하여 먼저 Fig. 4(a)의 빗금 친 영역에 대한 질량유량을 고려해 보도록 한다. Fig. 4(a)에서와 같이 원형 파이프의 위쪽 끝인 거리 R부터 거리 $R\cos\theta_1$ 까지의 빗금 친 면적으로 흐르는 총 질량유량은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \rho \int \int 2\pi r u(r) dr d\theta \quad (2)$$

식 (2)에 식 (1)을 대입하고 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_a = \rho \int_0^{\theta_1} \left[\int_{\frac{R\cos\theta_1}{\cos\theta}}^R 2\pi r U \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} dr \right] d\theta \quad (3)$$

다음으로 Fig. 4(b) 영역에 대한 질량유량 고려해보면, 식 (2)에서 (a)영역과 다른 적분구간을 설정해야 하며, 아래의 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_b = \rho \int_0^{\pi/4} \left[\int_{\frac{R}{\cos\theta\sqrt{2}}}^{\frac{R\cos\theta_1}{\cos\theta}} 2\pi r U \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7} dr \right] d\theta \quad (4)$$

위에서 구한 질량유량에 대한 식을 적절히 적분하여 임의의 θ_1 에 따른 무차원화 된 질량유량 S^* 를 나타낸 그래프가 Fig. 4(c)이다. 덕트 원형입구에 설치된 가이드 베인으로 나누어진 입구영역에 각각 동일한 질량유량이 공급될 수 있도록 설치지점을 계산하여 수치해석 모델에 적용하였다.

2.3 수치해석 기법

해석해야 할 각 케이스 별 덕트 유동 시스템의 형상 구성, 격자생성, 경계조건 설정 등의 수치해석 이전 과정은 GAMBIT 2.4를 사용하였으며, 전체 케이스에 대해서 대칭조건 (Symmetric condition)을 적용하여 더 효과적인 해석을 유도하였다(Case A, B의 경우에는 형상의 1/2, Case C, D, E의 경우에는 형상의 1/4을 해석). 각 케이스 별 격자의 개수와 경계조건에 대한 설정 내용은 Table 1에 나타내었다. 먼저 입구 조건은 균일 속도 조건으로 실제 원동기 출구에서 배출되는 배기가스전체질량유량이 6,098 kg/hr일 경우의 속도인 26.85 m/s로 설정하였으며, 각 케이스 별 수치해석 모델이 충분한 출구영역을 갖고 있으므로 출구조건은 Open condition으로 설정하

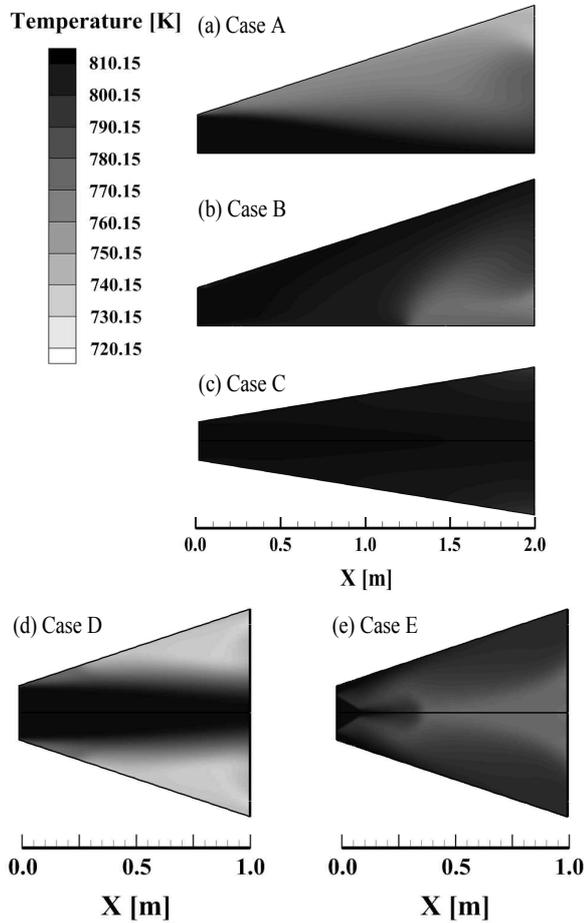


Fig. 5 Static temperature contour at the center plane(z=0) for each test cases

었다. 실제 HRSG 내부의 증발관의 역할(즉, 열흡수원의 역할)을 수행할 Fin-tube의 경우에는 실제 시스템에서는 증발관 입구로 5 기압의 물이 증발할 때의 온도인 150°C(423.15 K)로 공급되며 내부에서 상변화를 일으키지만, 본 논문에서는덕트 내부에서의 배기가스 유동에 대하여 주로 관심을 가지기 때문에 상변화 과정을 튜브 벽면의 온도가 상변화 할 때의 온도인 150°C으로 일정하다고 가정하여 경계조건을 설정하였다. 전 반적인 수치해석 과정은 FLUENT 6.3을 이용하여 비압축성 유동해석을 수행하였고 난류 모델로는 표준 k-ε Model을 적용하였다.

3. 결과 및 토의

수치해석 결과로부터 각 케이스에 대한 덕트 내부 유동의 균일성을 판단하기 위해서 Fig. 5와 Fig. 6에 덕트 중앙면(Fig.

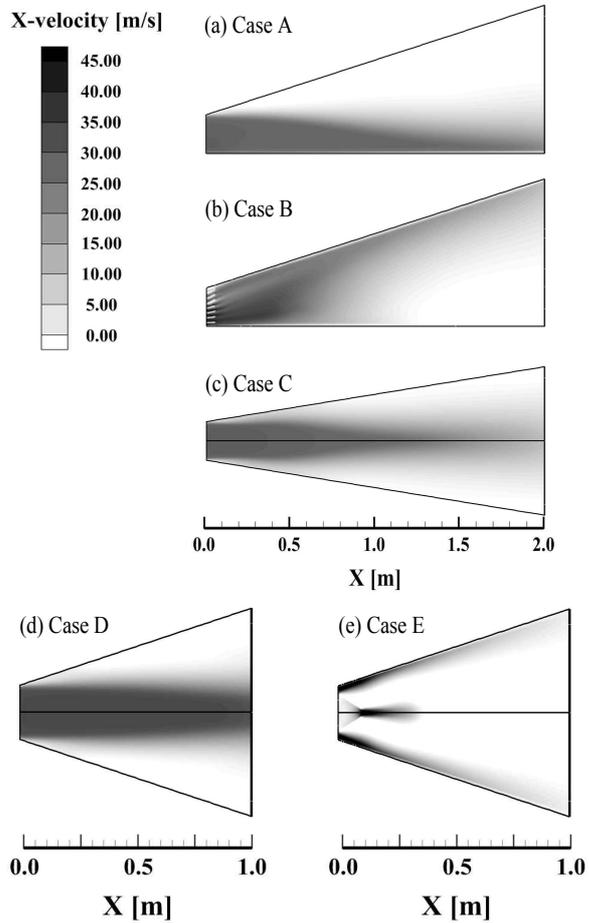


Fig. 6 Streamwise velocity contour at the center plane(z=0) for each test cases

2에서 z=0 평면, duct center plane)에 대한 온도 및 유동방향 속도분포를 나타내었고, Fig. 7에 보일러 입구 평면(즉, 덕트 출구 평면)의 온도장 및 속도장 크기를 나타내었다. 보일러 입구 평면의 온도 균일성을 정량적으로 파악하고자 Fig. 8에 각 케이스 별 보일러 입구 평면의 평균 온도값(a), 온도의 표준편차값(b), 속도의 표준편차값(c)을 나타내었다(보일러 입구에서의 속도의 평균값은 모든 케이스에서 동일하므로 속도의 표준편차값 만을 제시함). 마지막으로 위에서 언급한 바 있는 선형 확장유로를 가지는 덕트 내부의 유동에서 발생하게 되는 정체와류(Stagnation vortex)를 확인할 수 있는 와류 발생영역과 박리현상을 판단할 수 있는 박리점(Separation point)을 확인해 보기 위해서 각 케이스 별 유선(Streamline)을 Fig. 9에 나타내었다.

먼저 Case A의 경우에 덕트 중앙면의 온도장(Fig. 5(a))과 속도장(Fig. 6(a))을 확인해보면 덕트의 선형 확장유로가 배기

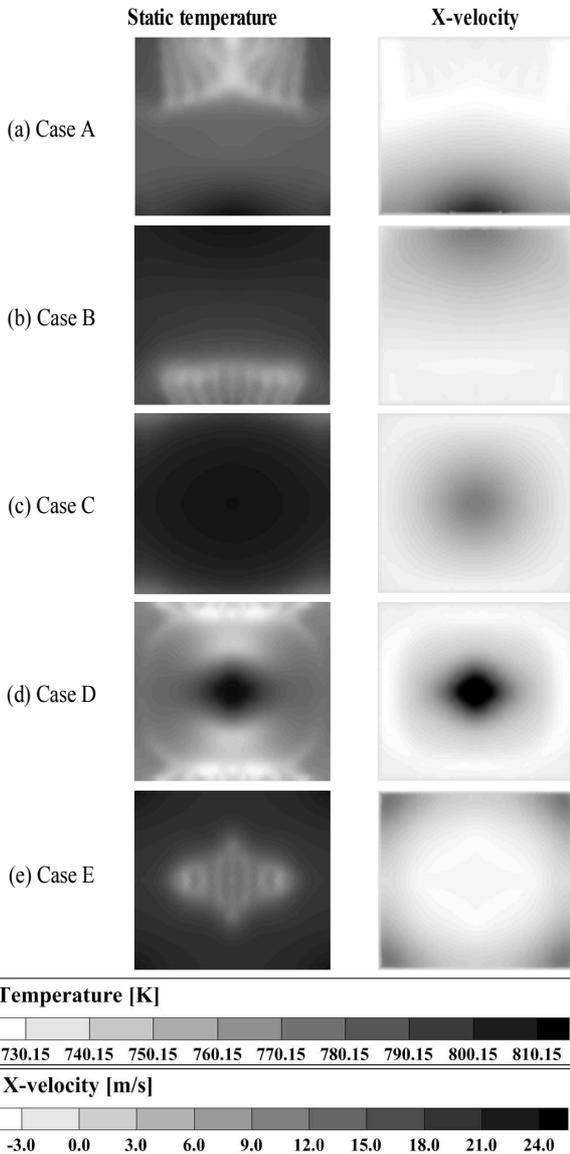


Fig. 7 Static temperature and streamwise velocity contour at the boiler entrance for each test cases

가스의 유동방향에 대하여 수직인 방향(y축 방향)으로 크게 증가하기 때문에 덕트의 아랫면을 따라서 배기가스가 집중적으로 유입되는 것을 알 수 있다. 보일러 입구 평면의 온도장 (Fig. 7(a))에서도 아랫부분에 집중적으로 높은 온도분포를 보이게 되며, Fig. 8에서 측정되듯이 전체적으로 다소 불균일한 온도분포가 확인된다. Case A에서 배기가스의 유동이 덕트 아랫면을 따라서 집중되는 이유는 Fig. 9(a)에서 확인할 수 있듯이 주 선형 확장유로인 윗면에 의해 박리점이 윗면의 상류

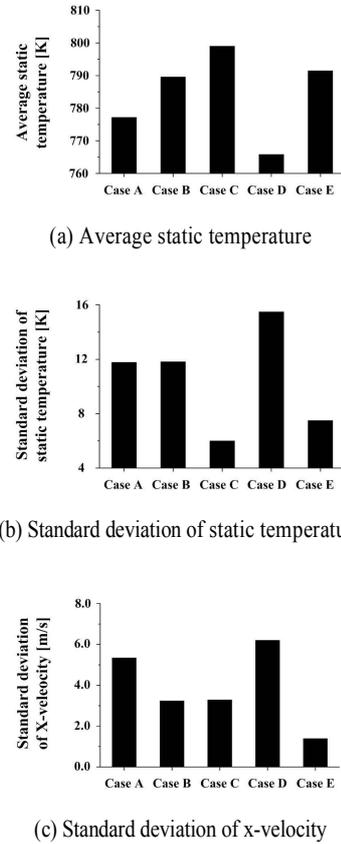


Fig. 8 Average static temperature and standard deviation of static temperature & x-velocity at the boiler entrance for each test cases

영역($X = 0.18 \text{ m}$)에 형성되고, 그로 인하여 낮은 온도의 증발관을 부딪히며 순환되는 큰 영역의 정체와류가 형성되기 때문이다. 반면에 Case B는 Case A에서의 단점을 극복하고자 배기가스의 유동방향에 대하여 수직인 방향의 균일한 유동을 확보하기 위하여 실험적으로 판단하여 디자인된 배치 및 형상을 가지는 전치 가이드 베인을 설치한 케이스이다. 가이드 베인의 상부에 의해 잘려진 입구면적이 매우 작아지고, 그 부분에서 상당한 노즐 효과가 발생하게 되어 Fig. 5(b)와 Fig. 6(b)를 보면 덕트의 윗면을 따라서 매우 높은 유속을 가지는 배기가스의 유동이 확보되는 것을 알 수 있다. Fig. 9(b)에서 나타나듯이 Case B는 덕트 아랫면의 하류영역($X = 1.25 \text{ m}$)에 박리점이 발생하며 증발관 앞부분에서 Case A에 비해 작은 영역의 정체와류가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 그러므로 덕트 입구 근처에서부터 정체와류가 형성되던 Case A에 비해서 상대적으로 더 균일한 온도분포를 보이게 되며 이에 대한 정량적인 내용은 Fig. 8에서 확인할 수 있다. Case C의 경우

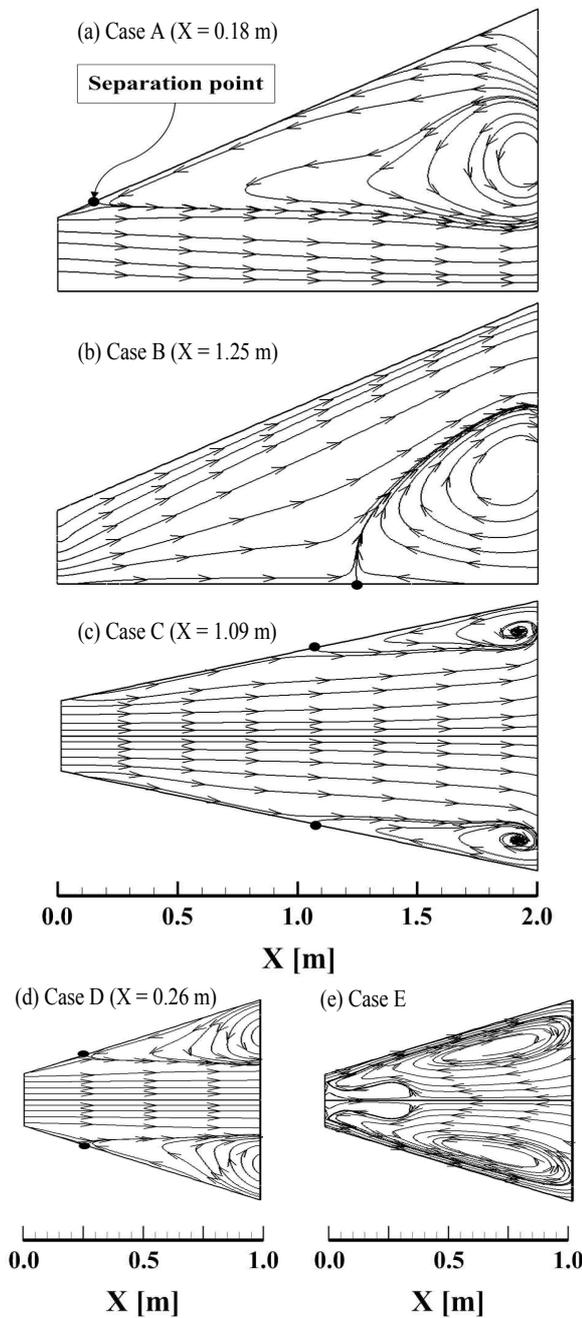


Fig. 9 Streamline distribution at the center plane($z=0$) for each cases X : Position of separation point on x-axis

에 기존 원동기 출구의 위치를 상향조정하게 됨에 따라서 덕트의 모든 면이 Case A와 B에 비해서 더 작고 서로 동일한 크기의 기울기인 선형 확장유로를 가지게 된다. 덕트 중앙면에 대한 온도장(Fig. 5(c))과 속도장(Fig. 6(c))을 판단하여 보면

배기가스의 유입방향이 보일러 입구 평면의 중앙방향으로 향하기 때문에 보일러 입구 평면(Fig. 7(c))에서 배기가스가 고르게 유입되어 매우 균일한 온도분포를 보이는 것을 알 수 있으며, Fig. 8에서도 확인할 수 있듯이 모든 케이스들 중에서 가장 높은 온도 균일성이 확보되는 것을 알 수 있다. Fig. 9(c)를 보면 선형 확장유로의 기울기가 감소하게 됨에 따라서 박리점이 덕트의 윗면과 아랫면을 따라서 Case A에 비해서 하류영역($X = 1.09$ m)으로 이동하게 되며, 이로 인해서 모든 케이스 중에서 가장 작은 크기의 정체와류 영역이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 실제 소형 열병합발전 시스템에 사용될 HRSG를 설계함에 있어서 덕트의 크기를 줄이는 것은 공간적으로나 경제적으로나 매우 유리한 이점을 가질 수 있다. 따라서 Case D의 경우 Case C의 설계 디자인을 그대로 유지하는 한편 덕트의 길이를 1/2로 줄이는 경우에 대해서 수치해석을 하였다. 덕트의 길이를 1/2로 줄이게 됨에 따라서 이전의 Case C에 비해서 덕트의 선형 확장유로를 가지는 면의 기울기가 $(0.5 - 0.254) / 2$ 에서 $(0.5 - 0.254) / 1$ 로 2배 증가하게 되고, 동시에 덕트에서 면적이 확장되는 비율이 더 높은 값을 가지게 된다. 이로 인하여 Case D의 보일러 입구 평면에서 측정된 온도의 평균값, 표준편차값 그리고 속도의 표준편차값 (Fig. 8)들을 판단하여 볼 때, 모든 케이스 중에서 가장 낮은 온도 균일성이 확보되는 것을 알 수 있다. Fig. 9(d)를 보면 선형 확장유로의 기울기가 증가함에 따라서 박리점이 Case C에 비해서는 매우 상류영역($X = 0.26$ m)에 형성되게 되고, Case A에 비해서 덕트의 전체 크기로 비교해 볼 때, 상당히 큰 영역의 큰 영역의 정체와류가 형성되는 것을 확인할 수 있다. 특히 Case A와 B의 덕트의 경우에는 폭 방향(z축 방향)에 대한 배기가스의 유동에 관심을 가지지 않았던 것에 비해서 Case D의 경우에는 보일러 입구 평면(Fig. 7(d))의 좌우 가장자리 부분에서 불균일한 온도분포를 보이는 것을 확인하였고, 따라서 양 가장자리 방향으로 배기가스의 유동을 유도하기 위해서 작동유체의 유동방향에 대하여 수직인 방향 뿐만 아니라 폭 방향 또한 같이 고려해야 할 필요성을 느끼게 되었다. Case E의 경우에는 이와 같이 두 방향에 대한 유동의 균일성을 확보하기 위하여 Fig. 3과 같은 마름모 형태의 전치 가이드 베인을 장착한 디자인이 적용되었다. 덕트 중앙면과

Table 2 Pressure loss of exhaust gas for each test cases

Case No.	P (inlet)	P (outlet)	ΔP
Case A	446.593 Pa	1.302 Pa	445.291 Pa
Case B	865.980 Pa	1.439 Pa	864.541 Pa
Case C	416.952 Pa	1.143 Pa	415.809 Pa
Case D	490.650 Pa	1.147 Pa	489.503 Pa
Case E	1382.083 Pa	1.354 Pa	1380.729 Pa

보일러 입구면의 온도 및 속도분포를 확인하여 보면 가이드 베인이 설치됨에 따라 온도 및 유동의 균일성이 향상된 것을 알 수 있다. Fig. 9(e)를 확인하여 보면 Case D의 경우에 선형 확장유로를 가지는 덕트의 윗면과 아랫면을 따라서 배기가스의 유동이 유도되고, 박리점이 형성되어 정체와류가 형성되지만, Case E의 경우에는 입구로부터 배기가스가 유입되지 않는 부분에 유동을 전체적으로 혼합하여 주는 순환하는 와류가 형성되는 것을 알 수 있다. 특히 보일러 입구 평면의 온도장 (Fig. 7(c))을 보면 평면의 양 가장자리 방향에 높은 온도분포가 측정된 것을 볼 수 있는데, 이로 인하여 덕트 내부의 배기가스가 Case D에 비해 전반적으로 더 잘 섞이게 되어 결과적으로 보일러 입구에서 높은 균일성이 확보된다. Fig. 8을 보면 Case E의 경우 온도의 균일성에 있어서 Case B와 Case C에 비교하여 큰 차이를 보이지 않지만 실제 위의 두 케이스는 Case E에 비하여 덕트의 길이가 2배 더 길다는 점을 고려하여 볼 때, 설치공간 및 제작단가 대비 보일러 입구에서의 온도 및 속도의 균일성 확보 능력은 Case E가 가장 우수하다고 할 수 있다.

마지막으로 각 케이스에 따른 압력장을 분석한 결과를 Table 2에 나타내었다. 가이드 베인이 없는 Case A, C, D의 경우에는 비슷하고 낮은 압력손실을 보여주는 반면에 가이드 베인이 설치되어있는 Case B와 Case E에서는 2배에서 3배 정도의 높은 압력손실을 보여주는 것을 확인할 수 있다. 이는 전치 가이드 베인이 설치됨에 의해 배기가스의 유동에 방해 요소로 작용하게 되므로 동시에 압력손실도 상승하기 때문이다. 그러므로 위에서 분석하여 본 온도 및 속도의 균일성 확보 능력에 추가하여 압력손실의 증가에 따른 소요 동력의 증가에 대한 부분을 같이 고려하여 더 최적화된 가이드 베인의 설계점을 찾을 수 있을 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 1 MW급 가스엔진 소형 열병합 발전시스템에서 사용될 HRSG와 원동기 출구 사이의 연결덕트와 덕트 내부에 설치될 전치 가이드 베인에 대한 최적화된 설계점을 찾아보았다. 기존의 연결 덕트의 설계는 대형 HRSG를 위한 설계를 그대로 수용하여 원동기 출구가 지면과 접하도록 설계되었다. 이는 덕트 내부에서 비대칭 유동을 유발하여 온도의 균일성을 파괴하게 되므로 이를 보완하기 위해 설치된 기존의 가이드 베인은 한 방향의 유동 균일성을 고려하였기 때

문에 그 결과를 1 MW급 HRSG에 적용하였을 때 만족스러운 성능을 발휘하지 못하였다. 본 연구에서 사용한 원동기의 경우 출구의 위치를 높일 수 있는 것을 확인하였고 (1)출구를 보일러 입구와 같은 중심에 놓는 것만으로도 온도 및 유동 균일성이 크게 향상되는 결과를 얻을 수 있었다. (2)추가적인 가이드 베인의 설치로 덕트의 길이를 1/2로 줄이면서도 동일한 수준의 온도균일성을 얻을 수 있었다. 하지만 가장자리에서 발생할 것으로 예상되는 정체와류에 대하여 주로 고려하였기 때문에 중앙 부분에서 발생하는 순환되는 와류영역이 확인되었고, 다른 케이스들에 비하여 압력 손실이 다소 높다는 점 등을 고려하여 볼 때 가이드 베인의 개수 및 길이의 조절 등의 방법을 통하여 이를 보완할 더 향상된 가이드 베인 설계점에 대한 추가적인 연구를 수행할 것이다.

참고문헌

- [1] 2003, Ganapathy, V., *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generator*, Marcel Dekker, Inc., New York · Basel.
- [2] 2008, Lee, S. and Shin, S., "Numerical Simulation of Duct Flow about Shape and Arrangement of Inlet Guide Vane to Increase the Temperature Uniformity," *Proc. SAREK 2008 Summer Annual Meeting*, pp.1172-1177.
- [3] 2002, Lee, B.E., Kwon, S.B. and Lee, C.S., "On The Effect of Swirl Flow of Gas Turbine Exhaust Gas in an Inlet Duct of Heat Recovery Steam Generator," *ASME J. Transaction*, Vol.124, pp.496-502.
- [4] 2006, Spliethoff, H., Rieger, T., Bruckner, J. and Woyke, W., "Investigation of Advanced Waste Heat Boiler Concepts," *The 10th International Conference on Boiler Technology*.
- [5] 2001, Hubert, N., Reinhard, P. and Eisenkolb, "Developments in HRSG Technology," *The 7th Annual Industrial and Power Gas Turbine, O&M Conference*, Birmingham, UK, Nov., pp.14-15.
- [6] 2006, Dresser Inc., *Waukesha APG Series Gas Engine Catalog*, pp.1390-1530, BHP.
- [7] 2008, Ahn, J., Kim, H.J., Choi, K.S. and Song, D.S., "Heat Recovery from a 1 MW Class Gas Engine CHP System: 100 kW Class Model Test," *Proc. SAREK 2008 Winter Annual Meeting*, pp.345-350.