

화염 정면 가시화를 위한 페리스코프 영상 시스템 설계 및 해석

신재익^{1,†}¹국방과학연구소

Periscope Imaging System Design and Analysis for Flame Front Visualization

Jaeik Shin¹¹Agency for Defense Development

Abstract

This paper describes the design and analysis of a periscope imaging system installed at the engine test facility in the Agency for Defense Development. The periscope system is a cylinder-shaped image observation system installed at the rear of the engine and at the top of the diffuser. The periscope system has high risk of breaking because it is directly affected by high temperature (2300 K) and products of combustion. Thus, we used 1D heat transfer calculation, and 2D and 3D CFD analysis to confirm the heat flux and temperature distribution. Also, the cooling performance was verified. In the current design, using the periscope system, we can see flame shapes, control of the nozzle, and stability of the exhaust flow visually.

초 록

본 논문은 국방과학연구소 엔진 시험장에 설치된 페리스코프 시스템의 설계 및 해석에 대해 다루고 있다. 페리스코프 시스템은 엔진 후단, 디퓨저 상단에 설치되어 있는 잠망경 모양의 관측 시스템이며 엔진 후단 고온(2300 K)의 연소 생성물 등에 직접적으로 영향을 받아서 파손 위험이 높다. 따라서 1차원 열전달 계산 및 2차원, 3차원 CFD 해석을 통해 열유속 및 정온도 분포를 확인하고 이를 통해 냉각 성능을 검증하였다. 현재의 설계에서 페리스코프 시스템을 통해 화염 형상 및 노즐 제어, 배출 유동의 안정성을 가시적으로 확인 가능하다.

Key Words : Periscope System(페리스코프 시스템), CFD(Computational Fluid Dynamics, 전산유체역학), Diffuser(디퓨저), Engine(엔진), Products of combustion(연소 생성물)

1. 서 론

엔진을 개발함에 있어 연소 효율 및 엔진의 성능을 증가시키는 것은 매우 중요하며, 이를 위해 연소 시 안정적인 화염이 형성되어야 한다. 이에 화염의 안정성을 계측하는 연구가 진행되어왔으며, 화염의 형상을 고속으로 관측하여 역화, 부상, 날림 등의 화염 불안정

특성에 대한 연구들 또한 진행되어왔다.

화염의 안정성을 계측하기 위하여 자발광, PLIF (Planar laser-induced fluorescence), 솔리렌 (Schlieren) 등 다양한 화염의 형상을 측정하는 기법들을 연소 과정 관찰 및 측정에 사용하였으며, 이를 통해 화염의 구조, 연료 분사 특성, 화염 전파 특성을 파악한다[1, 2]. 이러한 이미지 촬영 기법들의 대부분은 화염을 측면에서 관측하며 연소 현상을 분석하는데, 이는 엔진 후단에 직접 설치할 경우 연소생성물의 열기에 파손될 우려가 있기 때문이다. 하지만 화염을 측면에서만 관측하면 엔진 후단에서 발생 가능한 문제

를 직접 감지하지 못함에 따라 실시간으로 시험 시나리오에 대처하지 못하는 문제점이 발생되었다. 이에 연소 챔버의 고온 및 고압 환경 하에서 연소 현상을 직접 관측할 수 있는 영상 시스템이 요구되었다.

본 논문은 국방과학연구소의 엔진 연소 시험 중 화염의 형상 및 엔진 후단의 상태를 관측할 수 있는 페리스코프 영상 시스템의 설계 및 해석에 관한 것이다. 설계는 현재 운영중인 엔진 후단의 디퓨저 영역의 조건을 바탕으로 이루어졌으며, 이에 대한 열전달 및 냉각 성능에 대한 해석을 진행하였다.

2. 본 론

2.1. 페리스코프 시스템 구성

페리스코프 시스템은 디퓨저의 상단벽에서 내부로 삽입되는 관측 실린더, 실린더 측면벽에 위치하여 엔진을 바라보는 퀴즈창, 화염을 관측하는 카메라, 영상 정보를 카메라에 전달하는 거울, 냉각 공기 및 냉각수 공급 시스템, 영상을 제어실로 가져오는 RS485 통신 시스템으로 구성되어 있다.

관측 실린더는 고온에서 열변형이 일어나지 않는 STS 304 소재를 사용하였으며, CFD 해석을 통해 관측창에 열원이 집중되지 않도록 실린더의 길이를 조절하였다.

영상장치는 프로브 타입을 사용하여 내부 냉각공기를 질식시켜 퀴즈창 없이 관측하는 구조를 사용하고자 하였으나, 원하는 해상도를 얻을 수 없어서 카메라 타입의 영상장치를 사용하였다. 카메라는 8 m 이상의 거리에서 1920 X 1080 기준으로 200만 화소 이상의 화질을 제공하는 아날로그 타입의 카메라가 선정되었다. 카메라는 70 °C 이하 조건에서 운전하도록 명시되어 있다.

냉각장치는 실린더 내벽에 자켓 타입으로 흐르는 냉각수공급 시스템과 실린더 내부 시스템을 보호하고 퀴즈창 앞쪽으로 분사되는 냉각공기 시스템의 이중 냉각 방식으로 구성되어 있다. 엔진 시험부에 공급되는 냉각수 및 냉각공기와 동일하며 각각은 실린더 상부 전단에서 공급되어 하부까지 순환 후 상부 후단으로 배출된다.

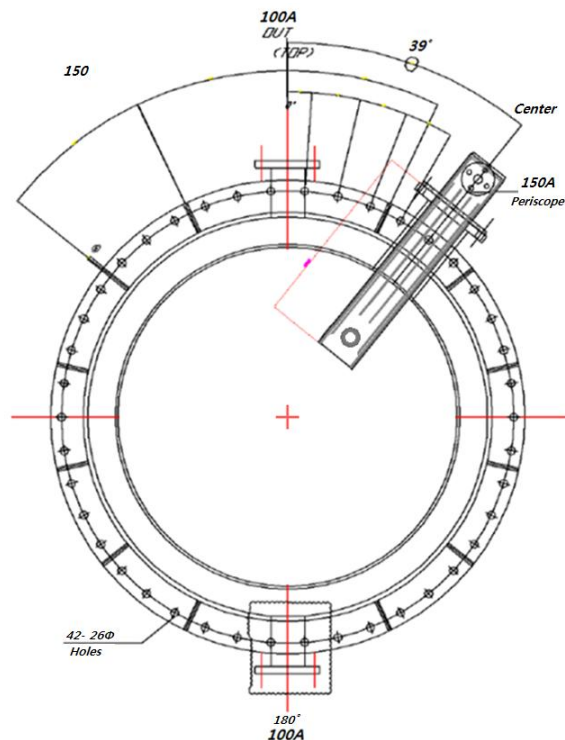


Fig. 1 Configuration of Periscope System (Cross Section)

2.2. 페리스코프 시스템 위치

페리스코프 시스템은 엔진의 후방에 위치한 1.1 m 직경의 디퓨저의 내벽에 설치되었다. 페리스코프가 위치한 디퓨저 단면에 대한 형상은 Fig. 1과 같다. 디퓨저는 100 A의 냉각수 공급 포트와 디퓨저 전후방 체결을 위한 42개의 구멍을 가지고 있으며 축형 엔진과 같은 대칭축을 갖는다. 디퓨저 입구로부터 5 m, 디퓨저 입구에서 출구를 봤을 때 수직축에서 시계방향으로 39° 위치에 디퓨저 내외벽을 통과하는 직경 200 mm의 구멍을 만들어냈으며, 페리스코프 관측 실린더가 이 구멍을 통과하는 구조이다.

페리스코프 초기 설계시에는 실린더의 관측창이 디퓨저의 중심축에 위치하여 상이 평행하게 들어오게 하였으나, 열전달에 대한 CFD 해석 결과를 반영하여 실린더의 길이를 디퓨저 중심축보다 위쪽에 위치하게 하였다. 따라서 카메라는 엔진 후단을 3.8° 낮은 각도로 보게 되지만 측정에 영향을 미치지 않는다.

초기 설계시 카메라를 디퓨저 내부에 위치한 실린더의 안에 삽입하여 관측물과의 거리를 줄이고자 했다. 하지만 거리에 대한 카메라 성능이 충분히 확보되었으

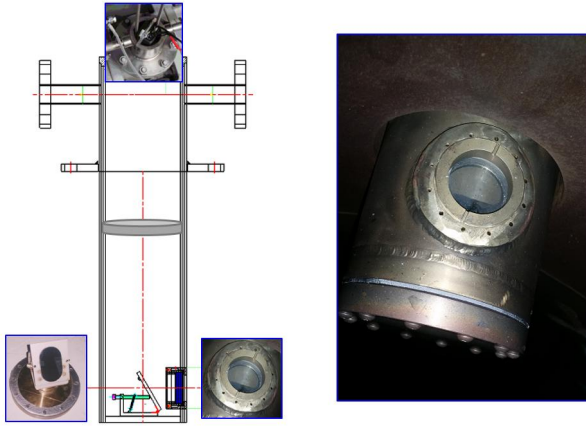


Fig. 2 Schematic and Picture of the Periscope System

며 디퓨저 내부에서 발생할 수 있는 파손 위험을 줄이고자 잠망경(Periscope) 형태로 디퓨저 외부에서 관측하는 구조를 택하였다. 형상 및 사진은 Fig. 2와 같다. 왼쪽 그림은 관측용 카메라, 상을 전달하는 반사경, 상이 들어오는 퀴즈창을 나타내며, 오른쪽 그림은 페리스코프가 디퓨저 내벽에 설치된 영상을 보여준다.

2.3. 1차원 열전달 계산

Figure 3은 페리스코프 시스템이 설치된 디퓨저에서 유동을 측면에서 본 형상을 나타낸다. ‘Inlet 1’에서는 고온의 연소 가스가 엔진에서 배출되어 디퓨저로 유입되며, ‘Inlet 2’에서는 시험부의 차가운 공기가 디퓨저로 유입된다. 이 때 1차원 열해석을 위해 연소가스와 시험부의 공기가 완벽하게 섞인 상태로 유입되는 것으로 가정하였다. 디퓨저 입구로 유입되는 유동에 대한 연속방정식, 모멘텀 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같다[3].

$$\begin{aligned} \dot{m}_{inlet1} + \dot{m}_{inlet2} &= \dot{m}_{dif} \\ \dot{m}_{inlet1} V_{inlet1} + \dot{m}_{inlet2} V_{inlet2} + p_{inlet1} A_{inlet1} + p_{inlet2} A_{inlet2} \\ &= \dot{m}_{dif} V_{dif} + p_{dif} A_{dif} \\ \dot{m}_{inlet1} H_{inlet1} + \dot{m}_{inlet2} H_{inlet2} &= \dot{m}_{dif} H_{dif} \end{aligned} \quad (1)$$

이 때 \dot{m} 은 질량유량, 아래 첨자 ‘inlet1’, ‘inlet2’ 및 ‘dif’는 각각 엔진 입구, 시험부, 디퓨저를 나타내며 p , V , A , H 는 압력, 속도, 단면적, 전엔탈피를 나타낸다.

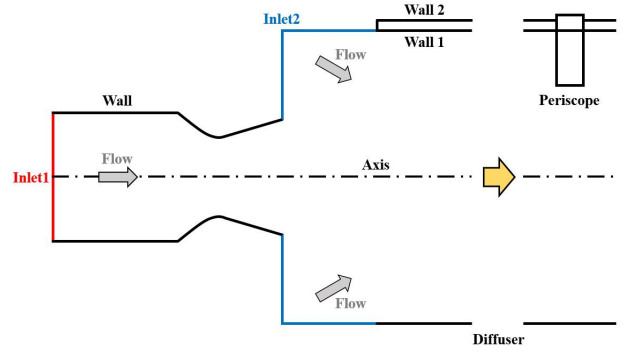


Fig. 3 Flows and Boundaries

디퓨저 내부에서의 열해석은 대류, 복사, 그리고 벽면에서의 열전도 식으로 표현되며 다음과 같다[3].

$$(\dot{q}_{conv,gas} + \dot{q}_{rad,gas}) A_{gas} = \dot{q}_{cond,steel} A_{steel} \quad (\text{at Wall1}) \quad (2)$$

$$\dot{q}_{conv,water} A_{water} = \dot{q}_{cond,steel} A_{steel} \quad (\text{at Wall2}) \quad (3)$$

이 때 아래 첨자 ‘conv’, ‘cond’ 및 ‘rad’는 각각 대류(convection), 전도(conduction), 복사(radiation)를 의미한다. ‘Wall1’은 고온가스와 접촉하는 디퓨저 내벽을, ‘Wall2’는 냉각수와 접촉하는 디퓨저 외벽을 의미하며 각각은 두께가 δ 인 철(steel) 벽의 하부 및 상부이다. 디퓨저 내부에서 대류에 의한 열유속 계산식은 다음과 같다.

$$\dot{q}_{conv} = h(T_b - T_{wall}) \quad (4)$$

$$h = Nu_D \frac{\kappa}{D}$$

이 때 T_b 는 유체의 임의 온도(Bulk Temperature)이며, h , Nu , κ 는 각각 대류 열전달 계수, Nusselt 수, 전도도(conductivity)를 의미한다. Nu 수를 사용하여 대류 열전달 계수를 구하며, 추가적인 대류 열전달 변수는 Frank R. Incropera의 문헌을 참고하여 계산하였다[4].

디퓨저 벽에서의 열전도는 식 (5)와 같다.

$$\dot{q}_{cond} = \kappa \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5)$$

디퓨저 내부에서 복사에 의한 열유속은 아래 식 (6)와 같다.

$$q_{rad} = \sigma (\epsilon_{gas} T_b^4 - \alpha_{gas} T_{wall}^4) \quad (6)$$

이 때 σ , ϵ , α 는 각각 스테판-볼츠만 상수, 방사율, 흡수율을 의미한다. 방사율과 흡수율은 H_2O 와 CO_2 에 의한 양이 지배적이어서 계산 시 H_2O 와 CO_2 에 의한 양만을 고려하였다. 복사 열전달에 대한 변수 ϵ , α 는 H. C. Hottel의 문헌을 참고하여 가스 온도 함수 및 방사율 선도, 흡수율 선도를 통해 계산하였다[5].

디퓨저 벽면 온도를 가정했을 때, 식 (4), (5) 및 식 (6)에 의해 열전달량이 계산되며, 최종적으로 배기가스에서 디퓨저 내벽으로의 열전달량, 디퓨저 벽면에서의 열전달량, 그리고 냉각수 채널로의 열전달량이 동일한지 비교한다. 이 때 경계에서의 열전달량 기준인 식 (7) 및 식 (8)을 만족해야 한다.

$$\frac{\dot{Q}_{steel} - \dot{Q}_{gas}}{\dot{Q}_{steel}} \leq \epsilon_1 \quad (7)$$

$$\frac{\dot{Q}_{steel} - \dot{Q}_{water}}{\dot{Q}_{steel}} \leq \epsilon_2 \quad (8)$$

ϵ_1 , ϵ_2 는 각각 ‘Wall1’, ‘Wall2’에서의 오차를 의미하며 디퓨저 벽면을 통한 열전달량의 오차가 10^{-5} 을 만족하도록 계산을 반복한다. 내벽면 온도 재설정을 위한 방정식은 식 (9) 및 식 (10)과 같으며 최종적으로 Newton-Rhapon법에 의해 벽면 온도를 구할 수 있다.

$$(D + \alpha) T_{wall1}^4 + (E + \frac{A^2}{B}) T_{wall1} = RHS \quad (9)$$

$$A = \frac{\kappa A_{steel}}{\delta_{steel}}, B = C - A, C = -h_{water} A_{water}'$$

$$D = \sigma A_{gas}', E = A + F, F = h_{gas} A_{gas}$$

$$RHS = \frac{AC}{B} T_{water} + FT_{gas} + \epsilon DT_{gas}^4 \quad (10)$$

$$T_{wall2} = -\frac{A}{B} T_{wall1} + \frac{C}{B} T_{water}$$

Table 1 2D CFD Boundary Conditions

Boundary	Composition		Value	
	Mole -cule	Mass fraction		
Inlet	Inlet 1 (Mass Flow)	N_2	0.725	10x kg/s, 15x kg/s 2300 K
		O_2	0.024	
		CO_2	0.178	
		H_2O	0.073	
	Inlet 2 (Mass Flow)	Air		x kg/s, 1.3x kg/s 288.15 K
Outlet	Outlet (Pressure)	Air		113.6 kPa, 288.15 K
Cooling Water	Wall (Heat Flux)	H_2O		400.0 kPa 33→85 °C

2.4. CFD 해석

2.4.1. 2차원 해석

페리스코프 실린더의 길이를 결정하기 위해 2차원 전산유체역학(CFD: computational fluid dynamics) 해석을 수행하였다. 해석 모델은 엔진 점화 시 페리스코프가 없는 디퓨저 구조이며 온도 분포를 2가지 점화 조건에서 해석하였다.

CFD 해석은 상용 소프트웨어인 Fluent 16.5을 사용하여 수행하였다. 2차원 블록 격자(2 dimensional block mesh)를 사용하여 정형 격자를 축대칭으로 구성하였으며 압축성 모델, 점성, 복사를 고려하여 계산하였다. 난류 모델은 F. R. Menter의 $k-\omega$ SST(shear stress transport) 모델을, 복사는 정확도가 높은 Discrete Ordinate 모델을 적용하였다[6]. $y^+ \sim 1$ 일 때 신뢰성 있는 해석 결과가 나오므로 y^+ 가 1.3 이하가 되도록 하였으며, 압력구배가 큰 영역에는 격자를 밀집시켰다. 격자 형상 및 경계 조건은 Fig. 4와 같다. 엔진의 연소 생성물이 ‘Inlet 1’로 유입되며, 시험부의 차가운 공기가 ‘Inlet 2’로 유입되어 디퓨저 내에서 섞이게 된다.

해석은 두 가지 조건에서 진행하였으며, 설비 설계 규격에 대한 최대 시험 조건과 실제 운영에 대한 최대

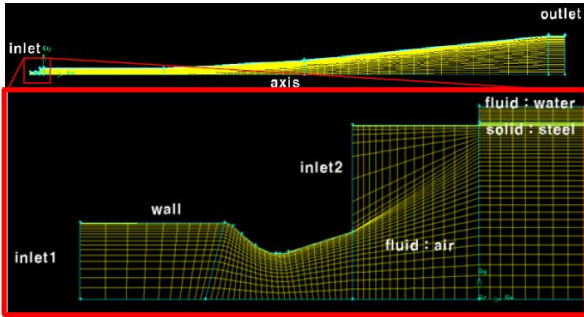


Fig. 4 Grid & Boundaries of Diffuser

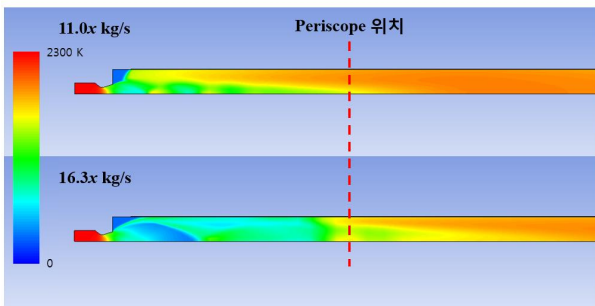


Fig. 5 Static Temperature of 2D CFD Analysis

시험 조건에 대해 진행하였다. 입출구 및 냉각수에 대한 조건은 Table 1과 같다.

위 조건에 대해 280,000 번 반복(iteration)을 했을 때 디퓨저 최종단의 출구 온도가 측정값(1555.7 K, 1188.4 K)과 일치하며, 유동의 분포를 보아 결과값이 충분히 수렴했다고 판단하였다. 이 때 해석구간 중 엔진에서 디퓨저 영역 일부까지의 정온도 분포(Contour)는 Fig. 5와 같다.

페리스코프 시스템의 초기 설계에는 설비 설계 규격 조건의 해석 결과 값인 유량 11.0x kg/s, 출구온도 1555.7 K를 반영하였다. 이 때 페리스코프 위치에서 디퓨저 단면의 정온도 분포는 1542.8 ~ 1894.5 K를 보였으며 'Inlet 1' 및 'Inlet 2'에서 유입된 유체가 섞여서 유동이 안정적으로 분포된 것을 확인할 수 있다. 이에 디퓨저 중심축까지 닿는 0.55 m의 페리스코프 실린더 관을 만들어서 운영하였으나, 진동으로 인한 상의 흔들림이 심하여 설계 변경이 필요하였다[7]. 이후 실제 설비 최대 운영 조건 값으로 유량 16.3x kg/s, 출구온도 1188.4 K이 확립되어 페리스코프 시스템을 다시 해석하였다. 페리스코프 위치에서 디퓨저

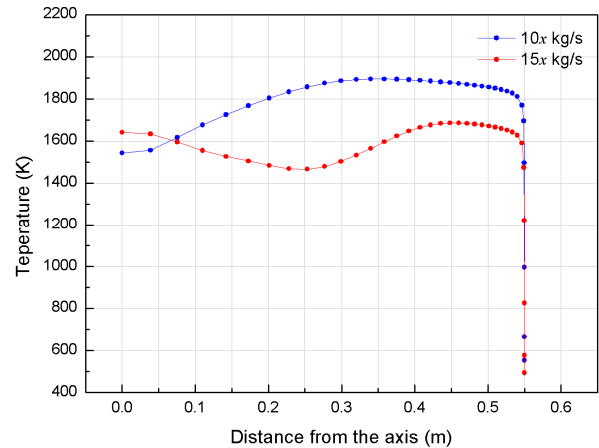


Fig. 6 Temperature of Periscope Section

단면의 정온도 분포는 1466 ~ 1685.7 K로 더 낮은 값을 보였으나 'Inlet 1' 및 'Inlet 2'에서 유입된 유체가 충분히 섞이지 않아 유동이 불안정한 것을 확인할 수 있었다. 이는 해석 시 디퓨저 벽면 냉각에 고정온도를 두어서 유량이 많은 16.3x kg/s 유동이 안정화되는 거리가 상대적으로 높기 때문이다. 해석 결과를 바탕으로 실린더가 디퓨저 중심축으로부터 0.3 m 이상에 위치하도록 실린더 길이를 디퓨저 내벽으로부터 0.13 m로 설계를 변경하였다. 페리스코프 위치에서 중심축에서 수직방향 거리에 따른 온도 분포는 Fig. 6와 같다.

2.4.2. 3차원 해석

2.4.2.1. 온도분포

실제 제작에 앞서 페리스코프 실린더 표면에서의 온도분포를 확인하고자 3D CFD 해석을 진행하였다. 격자 형상은 Fig. 7과 같다. 전체격자는 3차원 블록 격자(3 dimensional block mesh)를 사용하여 정형 격자를 구성하였으며 디퓨저 중심축을 기준으로 O-grid를 형성하였다. 압력구배가 큰 영역과 페리스코프 주변에는 격자를 밀집시켰다. 압축성 유체에 대해 해석하였으며 난류 모델은 $k-\omega$ SST 모델을 사용하였다.

2차원 CFD 해석과 마찬가지로 Table 1에 해당하는 두 가지 조건에 대해 해석을 진행하였으며 페리스코프의 냉각은 고려하지 않았다. 해석 결과에 대한 정온도 분포는 Fig. 8와 같다. 엔진 부분의 2300 K 고온의 연소 가스가 시험부의 288 K 공기와 혼합되어 디퓨저

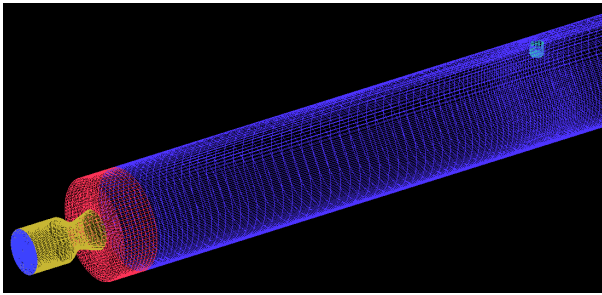


Fig. 7 Grid of 3D Modeling

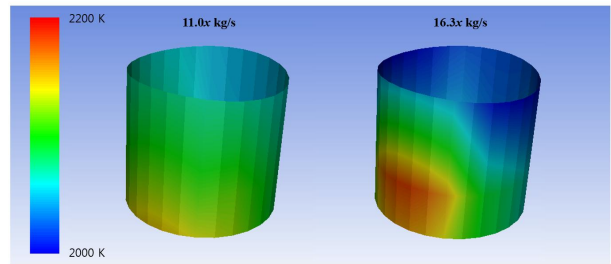


Fig. 9 Static Temperature of Periscope Surface

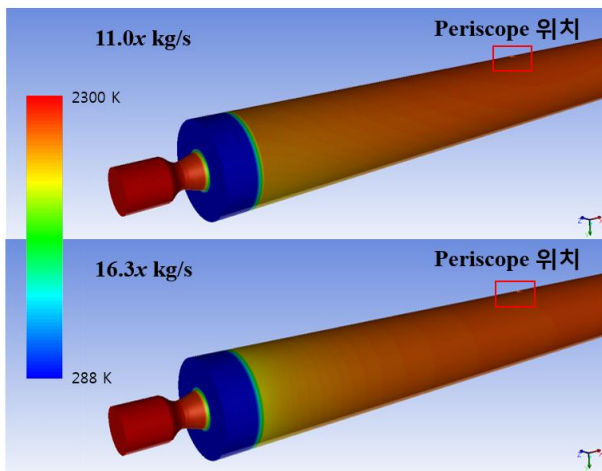


Fig. 8 Static Temperature of 3D CFD Analysis

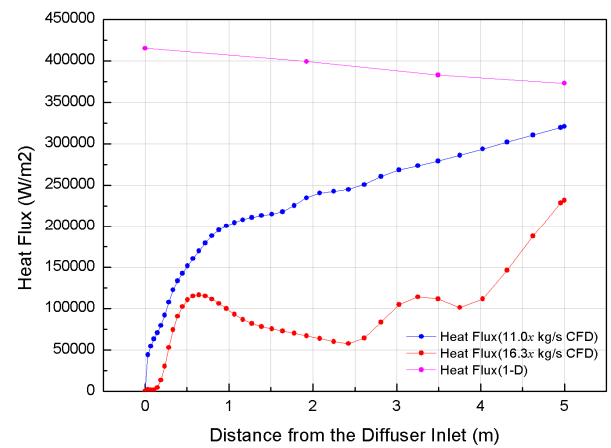


Fig. 10 Heat Flux Comparison

로 유입되는 것을 확인할 수 있다.

Figure 9은 페리스코프 실린더 표면 부분만 확대한 3차원 CFD 해석 결과다. 표면은 2000 ~ 2200 K를 나타내며 퀴츠창이 있는 부분에서 온도가 더 높음을 알 수 있다. 따라서 설계 시 Fig. 2와 같이 냉각공기가 퀴츠창 앞 12개의 구멍으로 분사되게 하여 충돌형 스텔을 형성하여 냉각성능을 향상시켰다.

2.4.2.2. 냉각 성능 해석

페리스코프 시스템의 냉각성능을 확인하기 위해 열유속을 실린더 표면에 주고 3차원 CFD 해석을 하였다. 열유속 값은 1차원 열전달 계산 및 CFD 해석을 통해 구하였으며 디퓨저 입구를 기준으로 유동방향으로 거리에 따른 열유속 그래프는 Fig. 10과 같다.

페리스코프가 위치하고 있는 5 m에서 열유속 값은 각각 3.21×10^5 W/m², 2.31×10^5 W/m², 3.73×10^5 W/m² 이며 또한 디퓨저 전체 구간에서 최대 열유속

값은 1차원 계산에서 4.15×10^5 W/m²으로 나타났다.

1차원 해석과 CFD 해석의 열유속 결과값은 큰 차이를 보이며, 특히 디퓨저 입구에서의 값이 1차원 해석 결과는 최대값, CFD 해석 결과는 최소값을 가지게 된다. 값의 차이를 보이는 이유는 1차원 해석에는 냉각수의 흐름을 고려하였지만 CFD 해석에서는 특정온도로 벽면 온도를 고정하였기 때문이다. CFD 해석에서 열전달이 더 잘 일어나며 따라서 입구에서 최소 열유속을 가지며 거리에 따라 열유속 분포가 크게 변하는 것으로 판단된다.

3차원 해석에는 충분한 마진을 고려하여 5.0×10^5 W/m²의 열유속을 실린더 표면에 적용하고 냉각 성능을 해석하였다. 해석은 디퓨저 내부의 실린더 길이 550 mm인 Case1 모델과 길이 126 mm인 Case2 모델에 대해 각각 진행하였다. 냉각수는 300 K, 2 m/s로 공급되어 330 K로 나가게 된다. 냉각공기는 서비스어를 통해 800 kPa로 공급되어 일부는 퀴츠창 앞

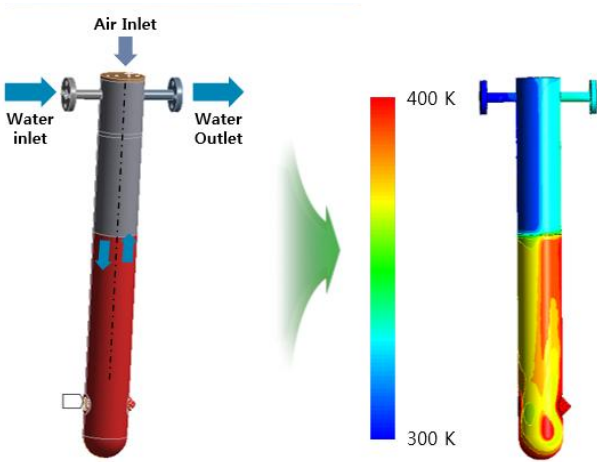


Fig. 11 Periscope Cooling Analysis - Case1

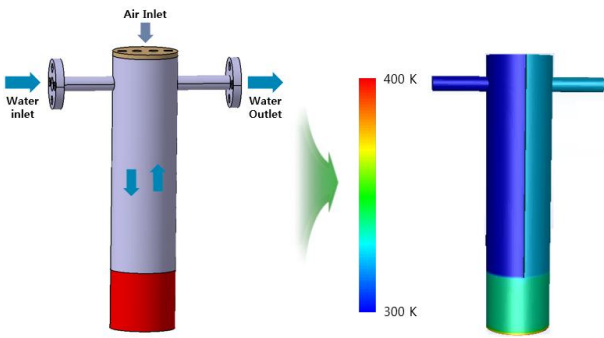


Fig. 12 Periscope Cooling Analysis - Case2

쪽으로 분사되며 나머지는 대기로 빠져나가게 된다. 모델 및 정온도 분포는 Fig. 11 및 Fig. 12와 같으며 300 ~ 400 K로 냉각됨을 확인할 수 있다. 또한 Case2 모델은 바닥을 제외하고 343 K 이하로 냉각이 잘 됨을 확인할 수 있다.

Case1 모델의 경우 실제 제작된 모델의 실린더 내벽에 온도센서를 부착하여 고온의 시험에서 내열성을 확인하였다[7]. Figure. 13의 그래프는 엔진 점화 시험에서 연료량의 최대값을 100%로 하여 상대적인 연료에 대한 온도 측정값을 나타내고 있다. 온도는 실린더 내부 벽 온도의 평균값이다. 연료량의 증가는 디퓨저로 유입되는 연소 생성물의 온도를 증가시키고 이로 인해 실린더 내벽의 온도가 증가된다. 최대 연료 조건에서 온도는 68 °C까지 올라갔으며 장치의 냉각 성능이 확보됨을 알 수 있다.

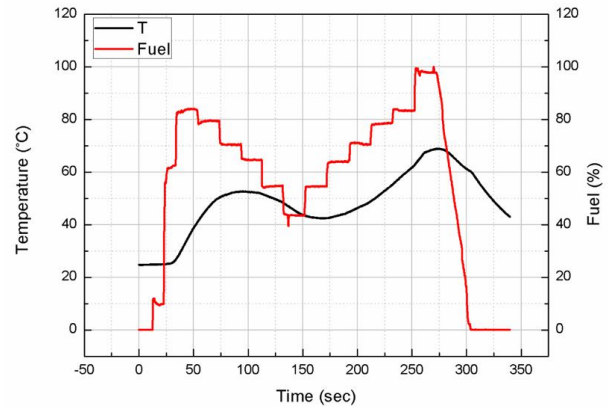


Fig. 13 Temperature and Fuel Distribution during the Combustion Test

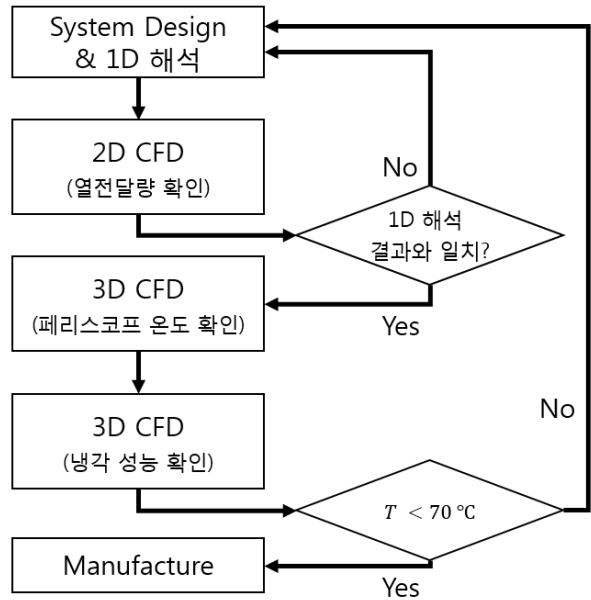


Fig. 14 Procedure of Periscope System Design

2.5. 설계 검증

제작된 페리스코프 시스템의 설계 검증을 위해 Fig. 14과 같은 절차로 설계 및 해석을 진행하였다. 시스템 디자인을 통해 현재 엔진 시험 설비에 맞는 페리스코프의 기본 잠망경 형상을 설계하고 시스템을 구성한다. 시스템의 위치를 선정 후 디퓨저 내에서 1차원 열전달 계산을 통해 벽 온도 및 열유속을 계산하게 된다. 이후 2차원 CFD 해석을 통해 얻은 열전달량이 1차원 해석 결과와 일치하는지 확인하고, 유동 안정성을 확인 후 페리스코프 실린더의 길이를 변경하였다.

2차원 CFD 해석과 동일한 경계조건에 페리스코프 시스템의 형상을 추가하여 3차원 CFD 해석을 수행하고 페리스코프 외벽에서의 정온도 분포를 확인하였다. 페리스코프가 고온 환경에서 견딜 수 있도록 냉각 성능에 대한 3차원 CFD 해석을 추가로 수행하였다. 페리스코프가 받는 열량은 1차원 계산 및 2차원 CFD 해석에서 얻은 열유속 중 최대값에 20.5%의 마진을 추가하여 설정하였다. 내벽의 온도값이 70 °C 이하를 나타내어 냉각 성능이 확보됨을 해석을 통해 확인하였으며, 실제 엔진 시험에 적용하여 실린더 내부 온도 센서의 측정값의 평균과 비교하여 설계를 검증하였다. 이상의 계산 결과와 CFD 해석 및 시험을 통해 페리스코프 시스템의 안정성을 확보하였다.

3. 결 론

엔진 후단에 설치된 페리스코프 시스템에 대한 설계 및 해석을 수행하였다. 페리스코프 시스템은 고온 (2300 K) 연소 생성물이 유입되는 디퓨저 상단에 설치되어 있으며 이에 따라 열전달량을 확인하기 위한 1차원 계산 및 2차원을 CFD 해석을 진행하였다. 페리스코프 위치에서 최대 벽면 온도 1895.4 K, 최대 열유속 값 $4.15 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 을 확인하였으며 이 값을 통해 냉각 성능에 대한 3차원 CFD 해석을 진행하였다. 실린더 내부가 70 °C 이하임을 확인하고 온도 센서의 측정값의 평균과 비교하여 최종적으로 설계를 검증하였다. 현재의 설계에서 페리스코프 시스템을 통해 화염 형상 및 노즐 제어, 배출 유동의 안정성을 가시적으로 확인 가능하다.

References

[1] Robert S. Hiers III and Robert S. Hiers Jr., “Development of High-Temperature Image Probes for Viewing Turbine Engine Augmentors,” AIAA 2002-2912, 22nd AIAA Conference, June 2002

[2] Keith P. Savage, Bradley C. Winkleman, Gregg R. Beitel, David H. Plemmons, Daniel R. Catalano, Robert S. Hiers III, “Imaging Probes for Gas Turbine

Engines,” AIAA 2006-4301, 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 2006

[3] S. W. Jin, “The Design and Verification of Conjugated Heat Transfer on Diffuser Cooling System Exposed to Hot Combustion Gas,” 2013 KSPE Spring Conference, pp. 816-822, May 2013.

[4] F. R. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, “Introduction to Heat Transfer,” 6th Edition, John Wiley & Sons, 2007.

[5] H. C. Hottel, A. F. Sarofim, “Radiative Transfer,” McGraw-Hill Book Company, 1967.

[6] F. R. Menter, “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, Vol. 32, pp.1598-1605, August 1994.

[7] J. I. Shin, B. D. Jin, D. K. Hyun, “Flame Front Visualization Using Imaging Probe,” 2016 KSPE Fall Conference, pp. 23-27, Dec. 2016.