



IRSS 혼합관 형상에 따른 열유동 특성 조사

최정규^{1,†} · 김형태² · 김경환³ · 황영선⁴
국립목포대학교 기계조선해양공학부¹
충남대학교 미래모빌리티시스템연구소²
성신디펜스솔루션(주)³
국방기술진흥연구소⁴

An Investigation on the Heat Flow Characteristics by a Mixing Tube Shape of IRSS

Jung-Kyu Choi^{1,†} · Hyoung-Tae Kim² · Kyoung-Hwan Kim³ · Yong-Son Hwang⁴
School of Mechanical and Shipbuilding Engineering, Mokpo National University¹
Research Institute of Future Mobility System, Chungnam National University²
Sungshind Defense Solution Co., Ltd.³
Korea Research Institute for Defense Technology Planning and Advancement⁴

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

In this study, the flow characteristics and temperature reduction performance of a mixing tube for an Infrared Signal Suppression (IRSS) device were investigated through numerical analysis, depending on the shape of the mixing tube. A numerical method, validated by experimental data from a nozzle-mixing tube setup, was used to evaluate the suction and mixing performance of the mixing tube with respect to various design parameters, including nozzle-to-tube distance, diameter, length, and temperature. As the nozzle-to-tube distance increased, the suction flow rate also increased. When the mixing tube diameter increased, the suction flow rate initially increased, then slightly decreased, and increased again, indicating transitional behavior. This phenomenon can be explained by the development of jet flow through the mixing tube, due to the pressure difference between the inlet and outlet of mixing tube and the inner wall effect of the mixing tube according to a diameter. Additionally, it was confirmed that increasing the length of the mixing tube slightly increased the suction flow rate, but the effect was minor. These results indicate that the internal flow within the mixing tube exhibits complex jet flow characteristics rather than simple pipe flow. On the other hand, when the temperature of the fluid entering the mixing tube increased, the suction flow rate also increased, although the degree of mixing remained low. It was also confirmed that mixing performance was more strongly influenced by tube diameter than by suction flow rate.

Keywords : Infrared signature suppression system(적외선 신호 저감 장치), Mixing tube(혼합관), Mass flow rate(질량유량), Heat flow(열유동), Computational fluid dynamics(전산유체역학), Momentum correction factor(운동량수정계수)

1. 서론

적외선 신호 저감 장치(Infra-red Signature Suppression System, IRSS)는 주로 함정과 해양플랜트의 배기계통에 설치되는 보조 장치로서 함정과 해양플랜트에 탑재된 가스터빈 또는 디젤엔진에서 배출되는 고온의 배기가스 온도를 요구 수준으로 낮추기 위한 목적으로 설치되는 장치이다. 특히, 함정에서는 적외선 센서에 의한 피탐지 확률을 줄이는 데 매우 중요한 장치로서

제한된 공간 내에 설치되어야 하므로 충분한 냉각 성능을 갖추고 동시에 최대한 작게 설계해야 한다. Fig. 1에 보인 바와 같이 IRSS는 노즐에서 분출되는 고온의 배기가스가 혼합관(mixing tube)을 통과하면서 저온의 주변 공기와 혼합되어 냉각되며, 이후 다단의 확대관(diffuser)을 통과하면서 얇은 층 냉각(film cooling)이 이루어진다. 이때, 혼합관은 고온인 배기가스 냉각의 대부분을 담당하므로 가장 중요하게 설계되어야 한다. 노즐로부터 분출되는 고온의 배기가스는 제트 유동(jet flow)으로서 비교적

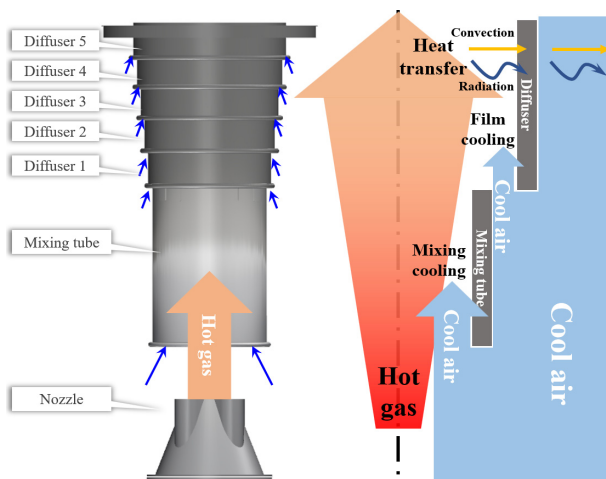


Fig. 1 Schematic of IRSS

빠른 유속으로 혼합관에 유입되며, 이때 주변과의 압력 차이와 난류 전달 이송으로 고온의 배기가스와 함께 주변의 차가운 공기가 혼합관으로 흡입된다.

IRSS는 주로 군사용으로 함정에 설치되기 때문에 관련 연구는 제한적으로 공개되고 있으며, 실험 및 수치해석 연구 (Barik et al., 2015; Yoon et al., 2017; Chandrakar et al., 2022)를 통해 IRSS 성능에 관한 연구가 수행된 바 있다. 또한, IRSS의 구성품 즉, 노즐 (Singh et al., 2015; Bradbury and Khadem, 1975; Zaman et al., 1994), 혼합관 (Mishra and Paramanik, 2019; Mishra and Dash, 2010) 등에 대한 실험 및 수치해석 연구가 수행된 바 있으나 설계에 반영할 수 있는 형상에 대한 체계적인 연구는 부족한 실정이다. 특히, 혼합관은 IRSS의 전체 성능에서 차지하는 비율이 50% 이상이기 때문에 설계의 중심이라 할 수 있으므로 형상에 따른 흡입성능이나 온도저감 성능에 대한 체계적인 연구가 요구된다.

본 연구에서는 노즐-혼합관 시스템에 대해 열유동 수치해석을 수행하여 함정용 IRSS 혼합관의 유동특성과 성능을 조사하였다. 기존실험 결과와 비교를 통해 수치해석 기법의 타당성을 먼저 확인하고, IRSS 혼합관 형상변화에 따른 유체흡입 및 혼합 성능과 온도저감 특성을 조사하였다.

2. 대상 혼합관

혼합관과 노즐은 Fig. 2와 같이 정의하며, 직경이 일정한 원통이다. 노즐의 경우 일반적으로 수축하는 절단 원뿔 형상이지만 본 연구에서는 변수를 줄이기 위해 수축 없는 원통으로 정의하였다. 여기서, D_m 은 혼합관의 직경(m), L_m 은 혼합관의 길이(m), $\dot{m}_m$ 은 혼합관 출구에서의 질량유량(kg/s), T_m 은 혼합관 출구에서의 온도(K), D_n 은 노즐의 직경(m), $\dot{m}_p$ 는 노즐로부터 유출되는 질량유량(kg/s), T_p 는 노즐 유출 유체의 온도(K), $\dot{m}_s$ 는 혼합관으로 유입되는 외부 유체의 질량유량(kg/s), T_s 는 외부 유체의

온도(K), δ_m 은 노즐출구와 혼합관 입구 사이 거리로서 노즐-혼합관 거리로 칭한다. 노즐의 질량유량은 본 연구 전체에 걸쳐 고정하였다.

형상을 정의하는 기준은 노즐 직경이고 혼합관 직경과 길이, 노즐-혼합관 거리는 모두 노즐 직경으로 나누어 무차원화하였다. 본 연구에서 기준 길이인 노즐 직경(D_n)은 0.3m이다. 주요 매개 변수로서 노즐 출구 면적과 외부 유체가 혼합관으로 유입되는 면적의 비인 노즐-혼합관 면적 비(A^*)를 식 (1)과 같이 정의한다. 여기서 A_n 은 노즐 출구 내부 단면적(m^2), A_m 은 혼합관의 내부 단면적, A_s 는 혼합관의 단면적에서 노즐 출구의 단면적을 뺀 흡입유체가 차지하는 단면적, A_i 는 노즐 두께에 의한 면적이다.

$$A^* = \frac{A_s}{A_n} = \frac{A_m - A_n - A_l}{A_n} \quad (1)$$

혼합관의 주요 성능은 대표적으로 2가지로 평가할 수 있다. 첫째는 노즐로부터의 제트 유동이 혼합관에 유입될 때 발생하는 외부 유체 흡입 질량유량이고, 둘째는 혼합관 내에서 혼합되는 정도이다. 외부 유체의 흡입유량은 상대적 비교를 위해 흡입질량유량계수를 다음 식 (2)과 같이 정의하였다. 이는 외부유체의 흡입 질량유량을 노즐 출구로부터의 유입 질량유량($\dot{m}_p$)으로 나누어 무차원화한 것이며, 흡입 질량유량은 혼합관 출구에서의 질량유량($\dot{m}_m$)에서 유입 질량유량을 빼서 얻을 수 있다.

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m}_m - \dot{m}_p}{\dot{m}_b} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_b} \quad (2)$$

혼합관에서 혼합되는 정도는 식 (3)과 같이 운동량 수정계수 (K)로 나타낼 수 있다. 여기서 U 는 단면에서의 평균속도(m/s), u 는 단면에서의 국부 속도, ρ 는 국부 밀도로서 온도에 따라 달라진다. K 는 단면에 걸쳐 속도변화가 큰 경우에는 큰 값으로 나타나며, 1에 가까울수록 속도 분포가 균일함을 의미하므로 제트 유동과 흡입 유동의 혼합 정도를 평가할 수 있다.

$$K = \frac{1}{m_U} \int \rho u^2 dA \quad (3)$$

3. 수치해석

3.1 수치해석 기법

3차원 정상 난류운동에 대하여 연속방정식과 운동량 방정식인 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식 그리고 에너지 방정식을 지배방정식으로 하며, 유한체적법(Finite Volume Method) 기반의 이산화 과정을 거쳐 대수 방정식을 푼다. 수치해석은 상용코드인 STAR-CCM+(v14.06)을 사용하였다.

IRSS의 열유동 수치해석에서 난류모형은 대류 및 축류 방향의

Table 1 Calculation schemes

RANS analysis	Star-CCM+ (Ver. 16.06)
Fluid condition	Incompressible ideal gas
Flow	Segregated flow steady
Turbulence model	Realizable $k-\epsilon$ turbulence model
Wall treatment	Two layer all y^+ wall treatment ($y_1^+ \approx 50$)
Discretization	Convection : MUSCL Diffusion : 2nd order central
P-V coupling	SIMPLE Algorithm

와유동, 벽 내외부의 다른 전단유동 해석에서 중요하며, 열전달 해석이 동반되므로 적절한 난류모형의 선택이 필요하다. Singh, et al. (2019)와 Yoon, et al. (2017)은 IRSS에 대해 다양한 난류 모형에 대한 수치해석 결과를 보여주었으며, $k-\epsilon$ 계열의 난류 모형이 적합함을 확인한 바 있다. 본 연구에서는 $k-\epsilon$ 계열이면서도 와 유동 해석에 적합한 *Realizable* $k-\epsilon$ 난류모형을 사용하였으며, 벽처리는 점성저층까지 적용 가능한 Two layer all y^+ wall treatment를 사용하였다. 수치해석 기법을 Table 1에 나타내었다. 혼합관 고체영역의 열전도는 푸리에 열전도 법칙(Fourier's law)과 뉴턴의 냉각법칙(Newton's law of cooling)이 적용되었으며, 열복사는 고려하지 않았다. 유체영역과 고체영역 사이는 인터페이스로 처리하고 각 영역 사이의 열 플럭스 이송은 고체 경계에서의 열 플럭스를 온도에 대한 다항식으로 가정한 Conjugate heat transfer 기법을 사용하였다 (Siemens, 2022). 지배방정식의 확산항은 유한체적법에서 일반적으로 사용하는 2차 중심 차분, 대류항은 3차 정도의 MUSCL로 이산화하였다.

유동 해석을 위한 격자계는 STAR-CCM+에서 제공하는 트리머 격자(Trimmed mesh)를 프리즘 레이저 기능과 함께 사용하여 생성하였다. 트리머 격자는 비교적 격자 생성이 쉽고, 원하는 위치에서 격자의 조밀도를 조절할 수 있는 장점이 있다.

격자 구성은 Fig. 3과 같으며, 혼합관 이후 확산 유동이 예상되는 영역에는 격자를 조밀하게 분포시켰다. 경계층 해석을 위해 벽 근처에는 프리즘 레이저로 정렬된 격자가 조밀하게 생성되도록 하였다. 노즐 및 혼합관 내부에는 조밀한 격자를 분포시켰으며, 조밀한 정도는 노즐 직경의 2.5% 수준이다. 기준 총격자수는

약 7.47M이며, 혼합관 직경 및 길이 증가에 따라 격자수는 증가하지만, 전체적인 격자 분포는 동일하게 유지하였다. 또, 노즐의 격자는 모든 경우에 대해 같다. 유동 영역의 측면경계는 정압력 유출 경계조건(pressure outlet)으로서 노즐 중심으로부터 노즐 직경의 32.5배 떨어져 있고, 상부경계는 노즐 출구로부터 66배 떨어져 있으며, 바닥경계는 대칭조건(symmetry)으로서 노즐 출구로부터 노즐직경의 7배 떨어져 있다. 노즐 및 혼합관은 원통 형상으로서 축대칭체이므로 계산 시간 등의 계산 효율 관점에서 축대칭 조건의 2차원 해석이 적절하지만, 향후 다양한 부가물 부착시의 해석도 동일한 격자계를 유지하기 위해 본 연구에서는 3차원의 공간 격자계를 사용하였다.

3.2 격자독립성

혼합관 유동에 대한 격자 독립성을 확인하기 위해 3가지 격자수에 따라 수치해석을 수행하였다. 대상 혼합관은 D_m/D_n 이 1.5, L_m/D_n 이 1.5, 노즐-혼합관 거리 δ_m/D_n 이 0.75인 형상을 대상으로 하였으며, 격자 분포는 그대로 하고 격자 기준 크기를 조절하여 격자수를 변화시켰다. 노즐 직경은 0.3m이다. 격자수 7.47M을 기준으로 약 $\sqrt{2}$ 배로 증감시켜 격자를 생성하였다. 앞서 설명한 수치해석 기법을 적용하였으며, 여기서는 온도는 고려하지 않았다. Table 2에는 격자수에 따른 혼합관 출구에서의 흡입 질량유량계수와 운동량 수정계수를 나타내었다. $\dot{m}^*$ 의 경우 격자수에 따라 큰 변화는 없지만, 중간격자(medium grid) 이후에는 차이가 없다.

출구에서의 운동량보정계수(K_m)의 경우에도 차이가 매우 작으므로 case 2 이후에는 거의 변하지 않는다고 볼 수 있다. Fig.

Table 2 Grid dependency for $D_m/D_n = 1.5$, $L_m/D_n = 1.5$, $\delta_m/D_n = 0.75$

Case	No. of grid	$\dot{m}^*$	K_m
1	5.40M	0.220	1.526
2	7.47M	0.223	1.521
3	10.66M	0.223	1.520

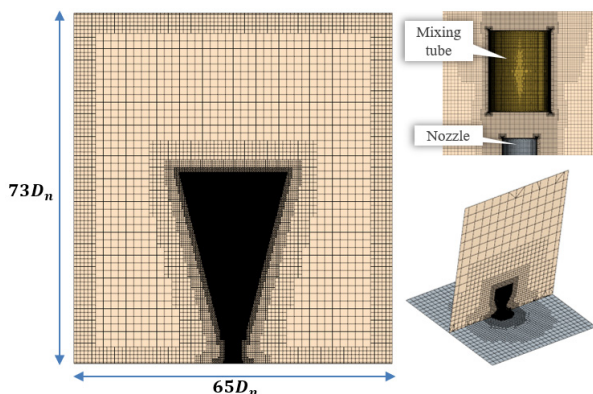


Fig. 3 Grid system

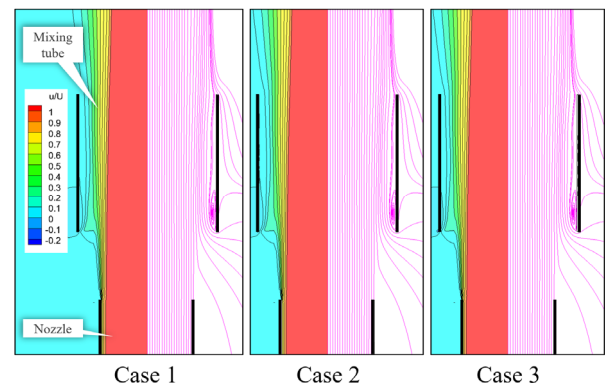


Fig. 4 Axial velocity distribution and streamlines by no. of grid

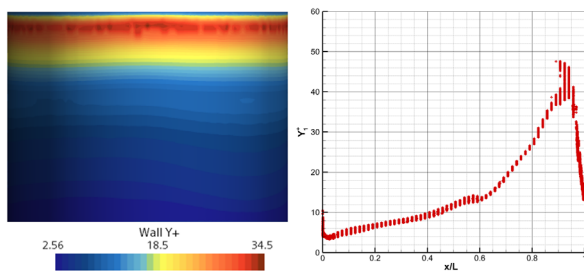


Fig. 5 Wall y^+ distribution of mixing tube for medium grid(case 2)

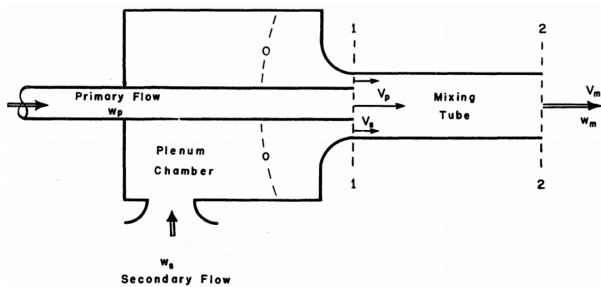


Fig. 6 Experimental set up (Pucci, 1954)

4에는 축 방향 유속 분포와 유선을 나타내었다. 혼합관 입구에서 박리 유동이 관찰되고 있는 것과 유속분포 및 유선은 차이가 거의 관찰되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 case 2의 격자수를 기준으로 수치해석을 수행하였으며, 혼합관의 직경과 길이에 따라 격자수는 변화하나 격자 분포와 격자의 기준 길이는 case 2의 경우에 맞추어 격자를 생성하였다.

한편, Fig. 5에는 대표적으로 중간격자에 대한 혼합관 내부 벽에서의 y_1^+ 를 나타내었다. 외부유동이 흡입되는 입구에서는 작고

중심코어와 혼합되면서 출구로 갈수록 점점 증가한다. 전체적으로 50이하의 분포를 확인하였다.

4. 수치해석 결과

4.1 수치해석 기법 검토

수치해석 기법의 유효성을 검토하기 위해 실험 결과가 있는 혼합관을 대상으로 수치해석을 수행하였다. Pucci(1954)는 노즐-혼합관 시스템에 대해 Fig. 6과 같은 장치를 구성하여 다양한 조건에서 실험을 수행하였다. 혼합관으로 유입되는 유동의 압력 제어를 위해 환기통(plenum chamber)이 설치되어 있으며, 환기통에는 2종의 ISA 노즐이 3면에 장착되어 외부 공기가 유입된다. 수치해석에서 사용된 모델링은 Fig. 7과 같으며, 참고문헌에 나타난 정보가 한정적이어서 논문에서 제시한 주요 제원 및 그림 정보를 최대한 활용하였다. Fig. 8에는 대상 노즐 4개의 형상을 나타내었다. 유입관(primary pipe)과 연결되는 노즐 출구 직경이 매우 작아서 수축 형상을 유선형으로 모델링하였다. 참고문헌에서 노즐 형상에 대한 정보를 찾을 수 없고 실물 사진만 있었기 때문에 터널 수축 설계에 많이 사용되는 하나의 변곡점을 갖는 5차 다항식(Bell and Mehta, 1988)으로 가정하여 모델링하였다. 격자 계는 Fig. 9에 나타낸 바와 같으며, 앞서 보인 유동 영역 및 격자 분포를 동일하게 적용하였고, 환기통이 포함되었기 때문에 환기통 내부에 조밀한 격자가 추가되었다. 혼합관의 길이가 상대적으로 길어지면서 격자수는 16M으로 증가하였다.

Table 3에는 수치해석 조건을 나타내었으며, 이보다 다양한 조건에서 실험이 수행되었으나 본 연구에서는 대표적인 4가지 경

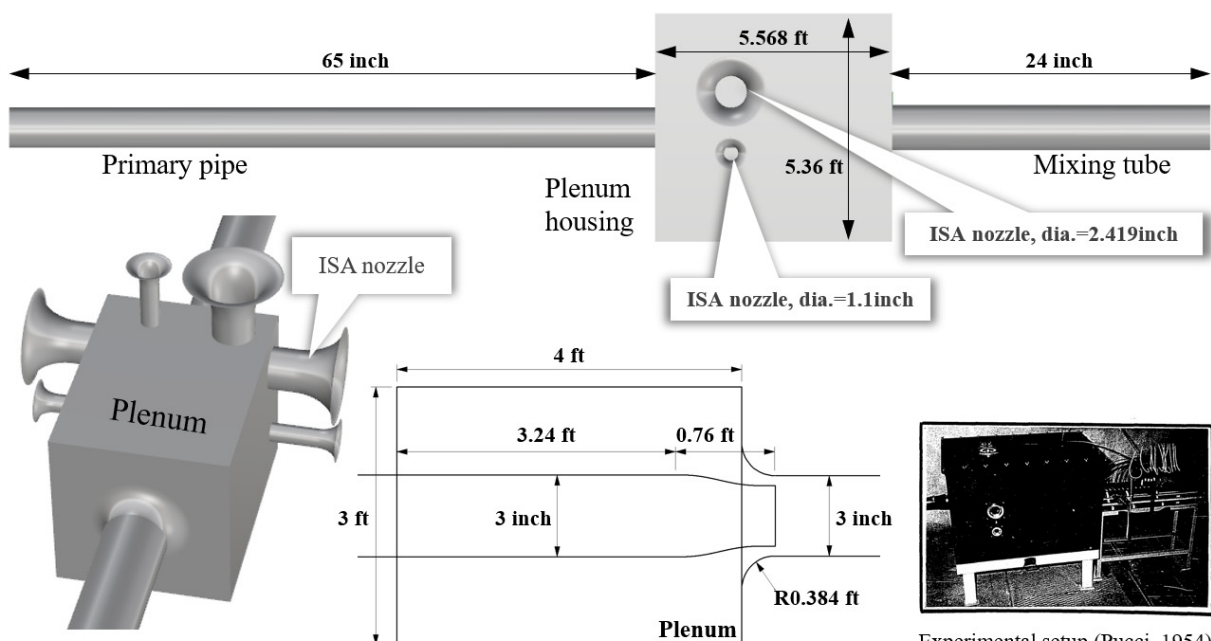


Fig. 7 3-Dimensional modeling of nozzle-mixing tube system

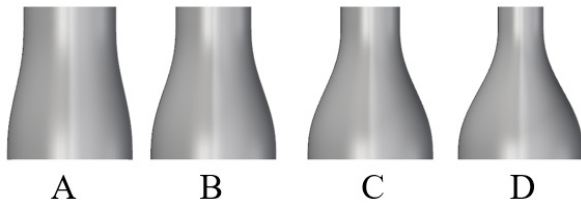


Fig. 8 Nozzle shapes.

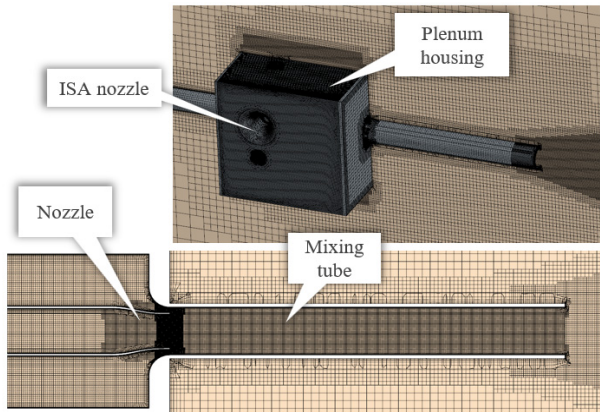


Fig. 9 Grid system for nozzle-mixing tube system with plenum

Table 3 Calculation conditions ($L_m/D_m = 8$)

Run no.	D_n (mm)	A^*	$\dot{m}_p$ (kg/s)	Re_n	T(K) inflow	T(K) ambient
A-3	58.60	0.852	0.1062	1.22×10^5	332.98	297.03
B-2	47.83	1.835	0.1062	1.49×10^5	332.98	
C-1	37.47	3.741	0.0832	1.51×10^5	330.98	
D-1	28.75	6.984	0.0542	1.27×10^5	323.98	

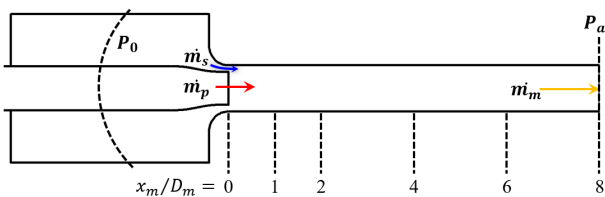


Fig. 10 Velocity profile and pressure measure position.

우에 대해서 수치해석을 수행하였다. 실험 실행 번호(Run no.)는 참고문헌에서 사용된 것을 그대로 표시하였다. 모든 경우에 대해 혼합관의 무차원 길이(L_m/D_m)는 8이다. 면적비 A^* 는 식 (1)과 같으며, Re_n 는 노즐 출구 직경으로 무차원화한 레이놀즈수이다. 유입 유체의 온도는 섭씨 500도 전후의 IRSS에 비해 상당히 낮은 온도이며, 참고문헌에서 온도에 대한 평가는 없으나 유속 분포로부터 수치해석 결과에 대한 평가가 상당한 정도 가능한 것으로 판단하였다.

Fig. 11에는 면적비에 따른 혼합관의 흡입 질량유량에 대해 수치해석 결과와 실험 결과를 비교하여 나타내었다. 또, Fig. 12에는 노즐-혼합관 면적비에 따른 혼합관 출구와 환기통 내부 압력

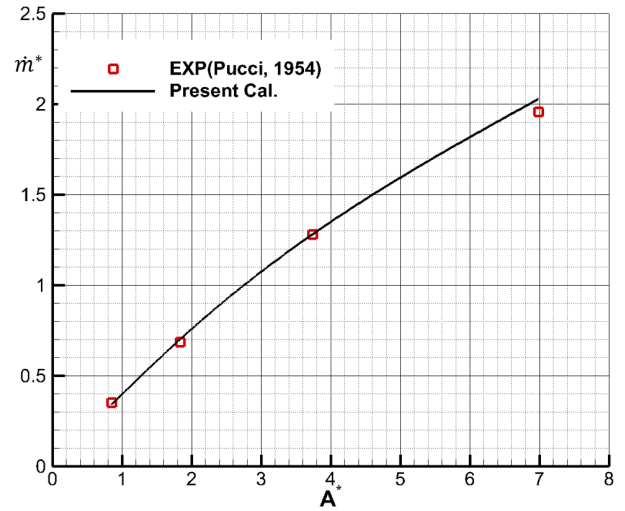


Fig. 11 Secondary mass flow rate ratio for nozzle-mixing tube system with plenum

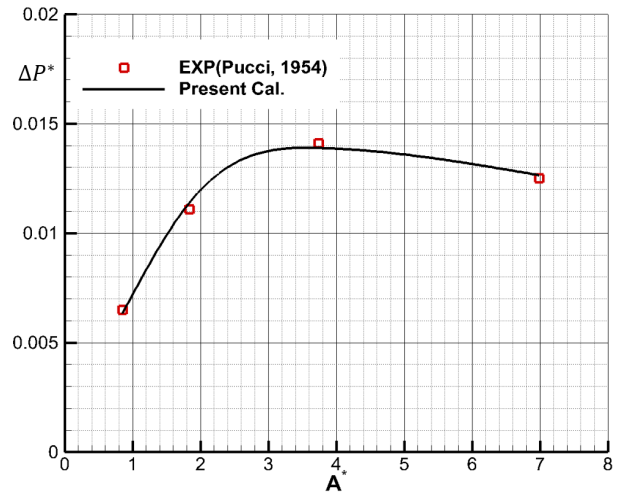


Fig. 12 Pressure difference coefficients for nozzle-mixing tube system with plenum

의 차이를 동압으로 무차원화한 차압계수를 나타내었다. 차압계수의 정의는 식 (4)와 같다. 여기서 P_a 는 Fig. 10에 나타난 바와 같이 혼합관 출구에서의 압력으로서 대기압으로 간주할 수 있으며, P_0 는 환기통 내부 압력으로서 수치해석에서는 환기통 중앙의 내부 벽면에 작용하는 압력을 평균한 것이다. V_n 은 노즐 출구에서의 평균속도(m/s), ρ 는 공기의 밀도(kg/m^3)이다.

$$\Delta P^* = \frac{P_a - P_0}{1/2 \rho V_n^2} \quad (4)$$

Table 4에는 실험과 수치해석 결과의 오차를 나타내었다. 흡입 질량유량계수의 경우 제곱평균 약 2.11%, 차압계수는 약 1.89%의 오차가 나타났으며, 이는 실험 형상의 부족한 정보에도 상당 수준으로 수치해석이 모형시험을 잘 모사한 것으로 볼 수 있다. 수치해석 결과는 혼합관에 의해 흡입되는 질량 유량과 압

Table 4 Calculation results ($L_m/D_m = 8$)

Run no.	A^*	$\dot{m}^*$			$\Delta P^* \times 10$		
		exp.	cal.	diff.(%)	exp.	cal.	diff.(%)
A-3	0.852	0.353	0.344	2.53	0.065	0.063	-2.34
B-2	1.835	0.686	0.702	-2.39	0.111	0.114	2.57
C-1	3.741	1.282	1.282	0.00	0.141	0.139	-1.46
D-1	6.984	1.959	2.028	-3.52	0.125	0.126	1.19

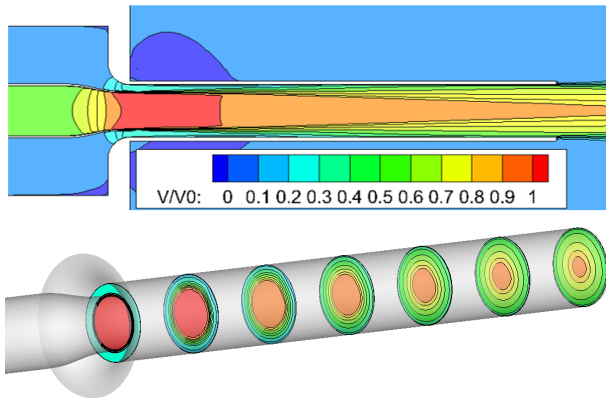


Fig. 13 Axial velocity distribution for nozzle-mixing tube system with plenum Run no. A-3

력 차이에 대한 실험 결과를 매우 잘 추정하고 있다. 면적비가 증가하면서, 즉, 노즐 출구 직경이 작아지면서, 질량유량계수가 증가하는 실험 결과를 수치해석이 잘 재현하며, 면적비가 증가함에 따라 차압 계수가 증가하여 최대치에 도달한 후, 점차 감소하는 실험데이터의 경향도 수치해석이 잘 묘사하고 있다. 환기통 내부에 낮은 압력이 형성되어 외부 유체를 흡입하며, 면적비가 작은 경우, 압력 차이가 증가할수록 흡입되는 질량유량이 증가한다. 하지만 면적비가 더 증가하면 차압계수는 감소하는 반면, 흡입 질량유량은 계속 증가하는데, 이는 노즐과 혼합관 사이의 유관이 증가하면서 나타난 현상으로서 일종의 손실이 감소하여 나타난 현상으로 추론할 수 있다. Fig. 13에는 수치해석 결과의 축방향 유속분포를 나타내었다. 유속은 노즐 출구에서의 평균속도(V_0)로 무차원화하였다. ISA노즐이 3면에만 장착되어 있기 때문에 환기통 내부에서 일부 비대칭 유동이 관찰된다. 하지만 노즐과 혼합관에서는 거의 축대칭 유동이 나타나고 있다. 축방향으로 단면의 유속분포는 혼합관 입구에서 중앙 코어와 바깥의 차이가 크고, 이는 후류로 가면서 혼합된다. Fig. 14 ~ 17에는 축방향으로 6개 위치에서 각 노즐 직경에 대해 속도 프로파일을 실험 결과와 비교하여 나타내었다. 축방향 위치는 Fig. 10에 나타내었다. 축방향 속도는 노즐 출구에서의 최대속도(V_{c0})로 무차원화하였다.

Fig. 14는 노즐 직경이 가장 큰 A-3 조건이며, $x_m/D_m = 0$ 은 노즐의 출구 및 혼합관 입구 위치로서 노즐에서 유출된 제트 유동과 환기통으로부터 혼합관으로 유입되는 흡입 유동이 층을 나누어 분명하게 나타나고 있다. 이후 후류에서는 제트 유동과 흡입 유동이 혼합되면서 중심 코어의 폭이 점점 감소한다. x_m/D_m 가 2 ~ 4 사이에서 상당한 수준으로 혼합된 것을 볼 수 있다. 이

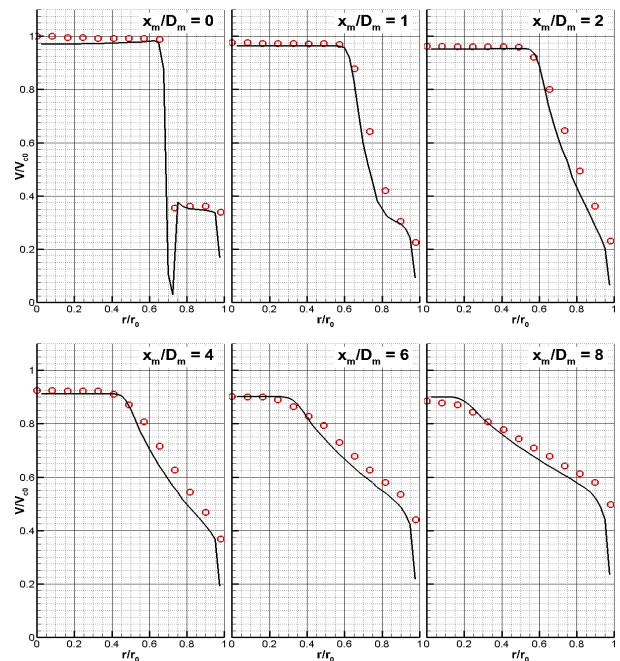


Fig. 14 Axial velocity profiles for Run no. A-3

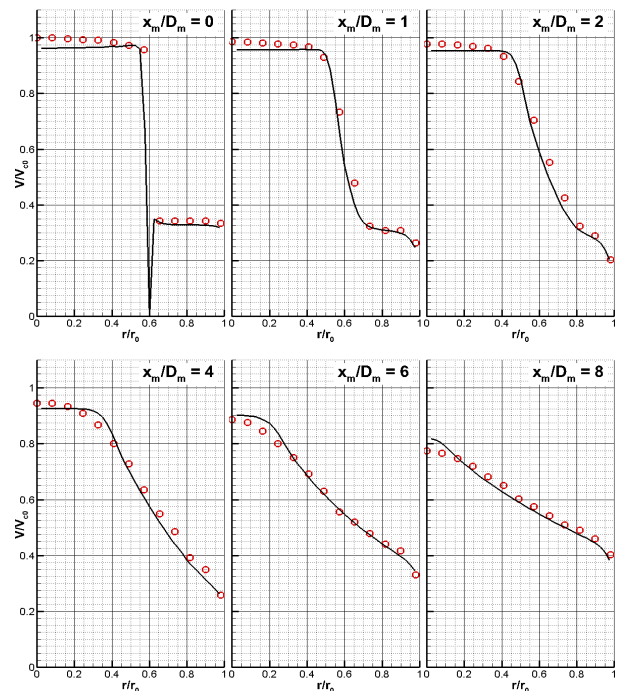


Fig. 15 Axial velocity profiles for Run no. B-2

후류는 확대관(diffuser)에서의 유동과 유사해진다(Fig. 15 ~ 17). 본 수치해석 결과가 노즐 유동 및 흡입 유동에 대하여 실험과 잘 일치하며, 두 유동이 혼합되어서 후류에서 발달하는 과정까지도 대체로 잘 재현하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 18에는 Fig. 10에 표시한 각 축방향 위치에서 운동량수정계수(K)를 나타내었다. 노즐 직경이 작을수록 혼합관 입구에서 중앙 코어와 흡입 유속의 차이가 크므로 운동량수정계수도 크게 나타난다. 후류로 가면서 두 유체가 혼합되면서 운동량수정계수

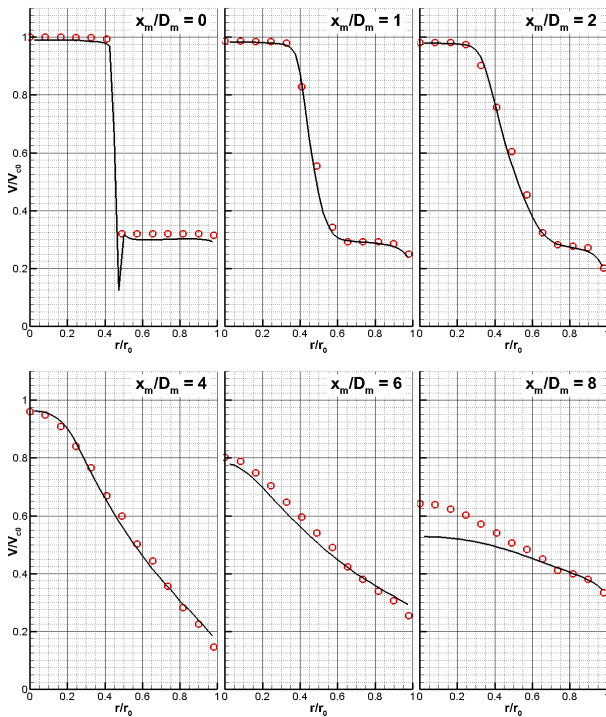


Fig. 16 Axial velocity profiles for Run no. C-1

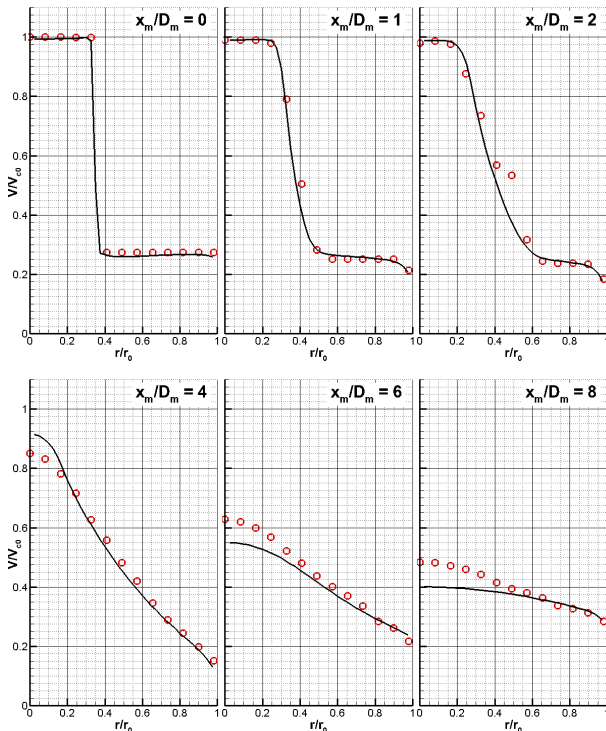


Fig. 17 Axial velocity profiles for Run no. D-1

는 1에 가까워진다. 혼합관 출구 부근에서는 모든 경우가 유사한 값으로 나타나며, 이는 혼합관의 길이 $L_m/D_m = 8$ 는 두 유동이 서로 혼합하기에 충분한 길이임을 보여준다.

Fig. 19에는 혼합관 표면 압력 분포를 차압수두(pressure difference head)로 나타내었다.

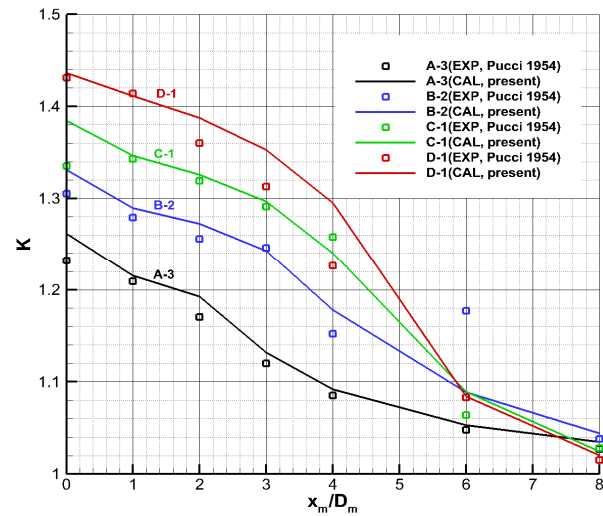


Fig. 18 Momentum correction factors by nozzle diameters

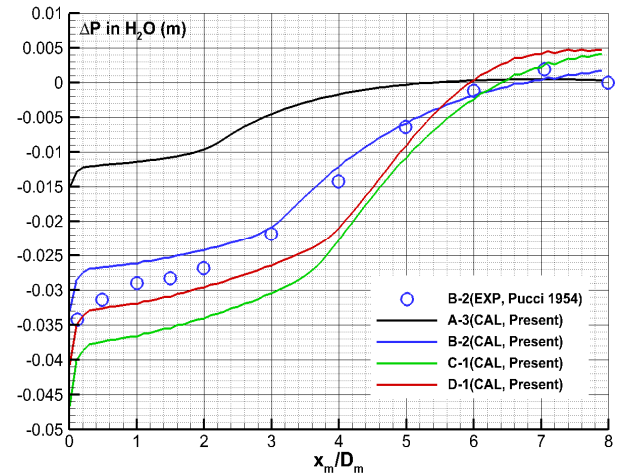


Fig. 19 Pressure distribution of mixing tube by nozzle diameters

실험은 확인된 B-2에 대해서만 나타내었다. 수치해석 결과는 실험을 잘 따르고 있으며, 혼합관 입구 부근에서의 기울기는 약간 다르나 전반적인 경향은 유사하게 나타나고 있다. 특히, 혼합관 입구와 출구에서의 압력은 정량적으로도 수치해석과 실험이 잘 일치하고 있다. 이는 앞서 Fig. 12에서 보인 차압계수로도 확인이 가능하다. 압력은 혼합관 입구에서 낮고, 출구에서 거의 대기압으로 높게 나타나고 있는데, 이는 혼합관 유동이 단순한 관 유동과 큰 차이가 있음을 의미한다. 혼합관을 통과하며 관내에서 제트 유동의 확산 및 혼합이 진행중인 제트 유동으로 볼 수 있다. 특히, 혼합관 입구 부근에서의 작은 압력구배 이후 급격히 압력이 상승하며, 이는 속도 프로파일에서의 혼합 경향이 일치한다. 본 연구에서 사용한 수치해석 기법은 유속과 압력분포의 추정 측면에서 실험과 잘 일치하고 있으므로 본 혼합관 유동 해석에 적합한 것으로 볼 수 있다. 이후 연구에서는 상기 수치해석 기법을 동일하게 적용하였으며, 혼합관의 형상에 따른 열유동 특성을 조사하였다.

4.2 노즐-혼합관 거리에 따른 영향

노즐과 혼합관 사이 거리에 따른 영향을 조사하기 위해 혼합관 직경 4개, 길이 5개에 대해 수치해석을 수행하였다. 노즐 직경은 0.3m로 고정하고, 노즐-혼합관 거리(δ_m)를 노즐 직경으로 무차원화한 13가지가 대상이다. 이때 Fig. 2와 같이 노즐은 고정하고 혼합관의 위치를 변경시켰으며, 주 유동이 양의 x 방향으로 음의 값은 노즐 출구가 혼합관 내부에 있는 것을 의미한다. 질량유량은 소형 디젤엔진의 배기가스량을 기준으로 2.8324 kg/s 이며, 변수를 줄이기 위해 이후 해석에서 질량유량은 고정하였다. 유입 유체(T_p) 및 주변(T_s) 온도는 38°C 로서 일반적인 연돌 내부 온도이다. 이때, 운동량(μ)은 100N이다.

Fig. 20에는 노즐-혼합관 거리(δ_m/D_n)에 따른 흡입 질량유량 계수를 혼합관 직경에 따라 나타내었다. 이때 혼합관 길이 L_m/D_n 는 2.0으로 고정하였다. 혼합관 직경이 가장 작은 경우에는 거리가 증가하면서 흡입되는 유량은 서서히 감소하며, 충분히 떨어진 경우에는 음의 값으로서 유입 유량의 일부만 혼합관으로 유입된다. 혼합관 직경이 증가하면서 흡입 유량도 증가하며, 이는 흡입 면적 증가에 따른 것으로 볼 수 있다. 작은 직경에서는 거리 증가에 따라서는 증가하다가 감소하며, 이는 노즐로부터의 제트 유동이 확산되면서 혼합관 까지의 거리가 멀면 충분한 흡입이 어려움을 보여준다. 혼합관 직경이 큰 경우, 거리 증가에 따라 흡입 유량은 대체로 증가함을 볼 수 있다. 이는 노즐로부터 분출되는 제트 유동은 주변 유체를 전단 이송에 의해 유도하면서 흡입되기 때문으로 볼 수 있다.

Fig. 21에는 노즐-혼합관 거리에 따른 축방향 유속 분포를 나타내었다. 여기에는 혼합관이 없는 노즐만 있는 제트 유동도 같이 도시하였다. 혼합관이 노즐 근처에 있는 경우에는 노즐의 제트 유동이 혼합관으로 유입된다. 혼합관이 없는 경우와 비교하면, 혼합관 내부에서 제트유동 확산이 지연되는 것을 볼 수 있다.

혼합관이 멀리 떨어져 있는 $\delta_m/D_n = 5.0$ 는 제트 유동이 어느 정도 확산 및 혼합된 이후 혼합관으로 유입되며, 이는 Fig. 20과

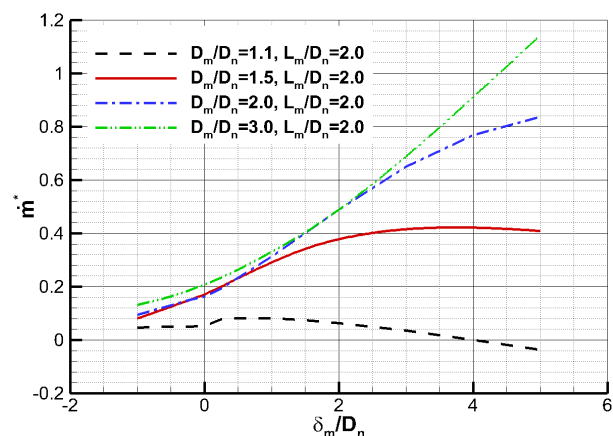


Fig. 20 Mass flow rate coefficients by nozzle-mixing tube distance for mixing tube diameter variation

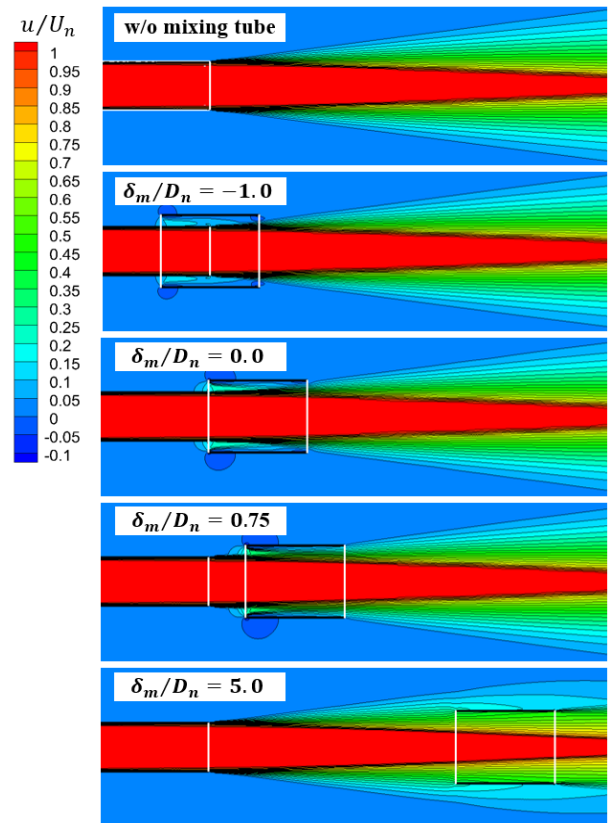


Fig. 21 Axial velocity distributions according to nozzle-mixing tube distance for $D_m/D_n = 1.5$ and $L_m/D_n = 2.0$

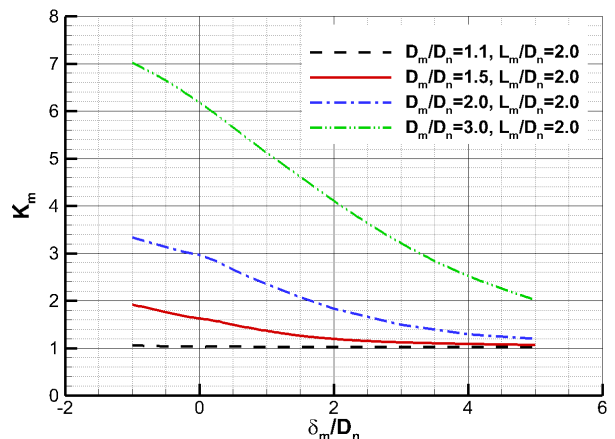


Fig. 22 Momentum correction factors by nozzle-mixing tube distance for mixing tube diameter variation

도 일관된 결과라 볼 수 있다.

Fig. 22에는 혼합관 출구에서의 운동량보정계수(K_m)를 나타내었다. 직경이 큰 경우, 중앙 코어와 주변 유동 사이의 큰 유속 차이로 인해 K_m 은 큰 값으로 나타나고 있다. 혼합관 길이가 충분하지 않기 때문에 혼합 정도가 작은 것으로 볼 수 있으며, 혼합관 직경이 작은 경우에는 거리가 증가할수록 외부 및 관내에서 충분히 혼합되어 K_m 이 1에 가까워짐을 볼 수 있다.

Fig. 23과 24에는 혼합관 직경을 고정하고, 길이를 변화시킨 경우에 대해서 노즐-혼합관 거리에 따른 흡입유량계수와 운동량 보정계수를 각각 나타내었다. 혼합관 길이에 따른 흡입유량의 경향은 유사하지만 길이 증가에 따라 흡입유량은 증가하고 있으며, 앞서 Fig. 20의 직경의 영향보다 혼합관 길이에 따른 영향이 작다고 볼 수 있다. 운동량보정계수의 경우에도 혼합관 길이에 따른 경향은 거의 유사하고, 그 차이도 직경의 경우보다 상대적으로 작다. 본 혼합관은 온도 저감이 목적이므로 충분한 유량 흡입과 혼합이 중요하다. 노즐-혼합관 거리가 너무 작으면 흡입 유량이 작고, 거리가 크면 흡입 유량은 많지만, 혼합이 미리 이루어져 외부로의 고온 유체가 방출될 수 있으므로 설계 시 이를 고려할 필요가 있을 것으로 보인다.

4.3 혼합관 직경에 따른 영향

혼합관 직경의 영향을 조사하기 위해 혼합관의 길이 및 노즐-혼합관 거리를 고정하고, 온도의 영향 없이 수치해석을 수행하였다. 앞 절에서의 데이터가 일부 포함된다. Fig. 25에는 혼합관 직

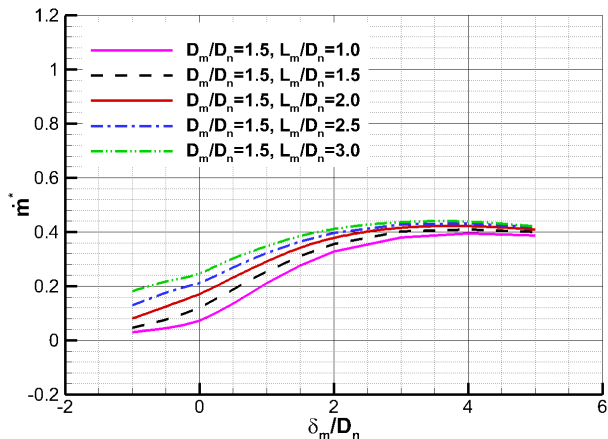


Fig. 23 Mass flow rate coefficients by nozzle-mixing tube distance for mixing tube length variation

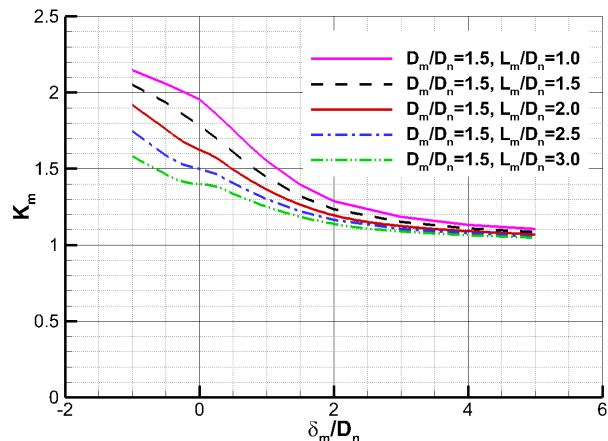


Fig. 24 Momentum correction factors by nozzle-mixing tube length for mixing tube diameter variation

경에 따른 흡입 질량유량계수를 나타내었다. 직경 증가에 따라 흡입유량은 증가하다가 약간 감소 후 다시 증가하는 경향을 보인다. 혼합관 직경이 작은 영역에서는 직경 증가에 따라 흡입면적이 넓어지면서 흡입유량이 증가하게 된다. 이때 혼합관 내부에서 직경이 작으므로 빠른 혼합이 이루어지고, 이에 따른 제트유동의 확산이 빠르게 일어나 전단 이송보다는 압력 차에 의한 흡입이 지배적이기 때문에 나타난 현상으로 추론할 수 있다. 반면, 혼합관 직경이 큰 영역에서는 직경이 크기 때문에 혼합이 천천히 이루어지면서 제트유동의 확산에 의한 압력 차이의 영향은 감소하기 때문에 약간의 천이 과정이 나타나고 이후에 직경이 더욱 증가하면 전단 이송에 의한 외부 유체 유도가 증가하면서 흡입유량도 증가한 것으로 추론할 수 있다.

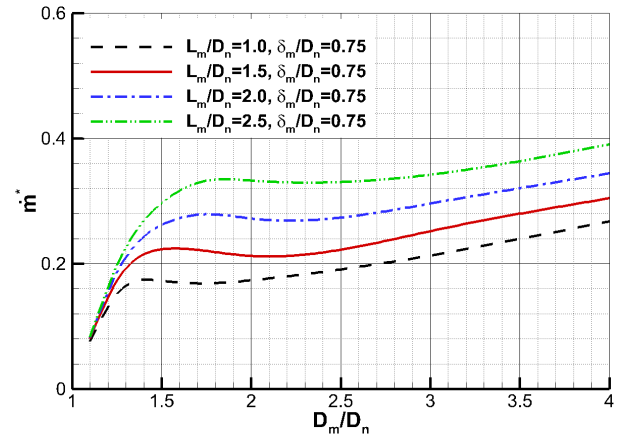


Fig. 25 Mass flow rate coefficients by mixing tube diameter for mixing tube length variation

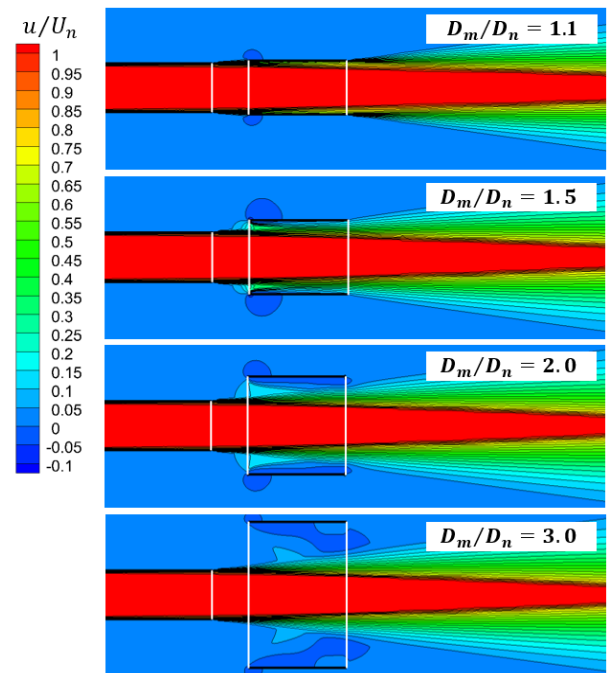


Fig. 26 Axial velocity distributions according to mixing tube diameter for $\delta_m/D_n = 0.75$ and $L_m/D_n = 2.0$

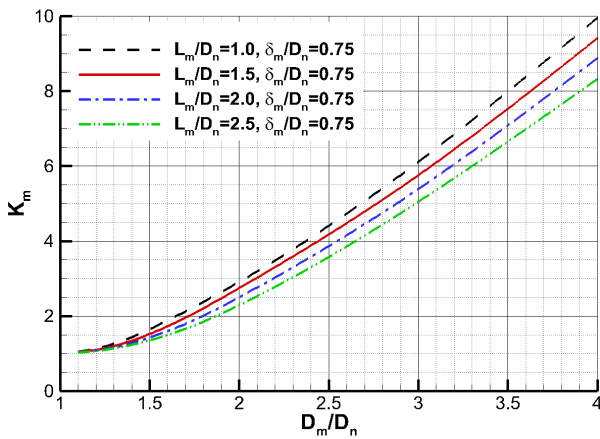


Fig. 27 Momentum correction factors by mixing tube diameter for mixing tube length variation

Fig. 26에는 혼합관 직경에 따른 축방향 속도 분포를 나타내었다.

직경이 작은 경우에는 흡입유체와의 혼합이 빠르게 진행되는 반면에 직경이 큰 경우에는 혼합이 천천히 이루어진다. 가장 큰 직경의 경우에는 혼합되기도 전에 혼합관을 통과하게 된다. 이러한 혼합 정도는 Fig. 27에 나타난 혼합관 출구에서의 운동량보정 계수로도 확인할 수 있다. 이로부터 IRSS의 설계에서 가장 중요한 혼합관은 혼합 측면에서 K_m 이 1에 가까운 영역, 그리고 흡입 유량 측면에서 급격한 흡입유량 증가 이후의 영역의 직경이 적절할 것으로 보이며, 본 해석 결과는 $D_m/D_n = 1.5$ 전후의 범위가 설계점으로 적절한 것으로 보여준다.

4.4 혼합관 길이에 의한 영향

혼합관 길이의 영향을 조사하기 위해 혼합관 직경 및 노즐-혼합관 거리를 고정하여 길이에 따른 수치해석을 수행하였다. 앞 절에서의 데이터가 일부 포함된다. Fig. 28에는 길이에 따른 흡입유량계수를 나타내었다. 혼합관 길이 증가에 따라 흡입유량은 증가하는 경향을 보이며, 직경이 증가하면 더 많은 유량이 흡입됨을 보여주고 있다. 혼합관의 길이가 증가하면 관내에서 제트 유동과 흡입 유동의 혼합이 잘 이루어지며, 혼합관 출구에서 운동량수정계수를 나타낸 Fig. 29에서도 이를 확인할 수 있다. 제트 유동이 확산되면서 유관이 넓어지는 효과로 인해 후류로 가면서 압력은 증가하며, 혼합관의 길이가 길어지면 이러한 현상이 더욱 확대되어 혼합관의 입구와 출구 사이의 압력 차이가 더 크게 나타난다. 이에 따라 외부 유체의 흡입은 더 증가하게 된다. Fig. 30에 나타난 혼합관 내부 압력 분포에서도 이를 확인할 수 있다. 여기서 압력계수(C_p)는 다음 식 (5)와 같이 정의한다. 여기서 P_0 는 대기압으로서 혼합관 출구에서의 압력과 같으며, V_m 은 혼합관 출구에서의 평균유속이다. 혼합관 길이에 따른 상대적 차이를 확인하기 위해 혼합관 입구로부터 측정된 길이는 혼합관 길이로 무차원화하여 나타내었다.

$$C_p = \frac{P - P_0}{1/2 \rho V_m^2} \quad (5)$$

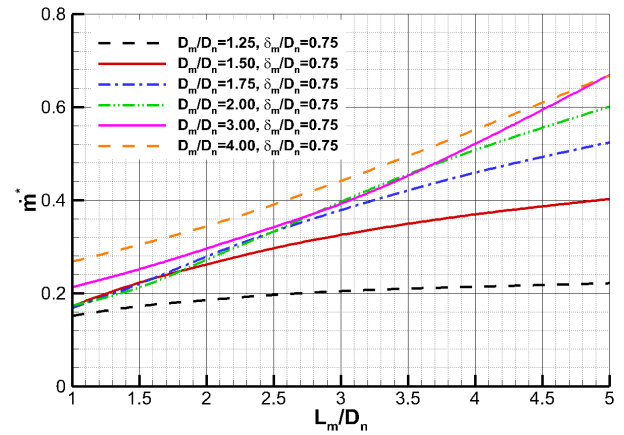


Fig. 28 Mass flow rate coefficients by mixing tube length for mixing tube diameter variation

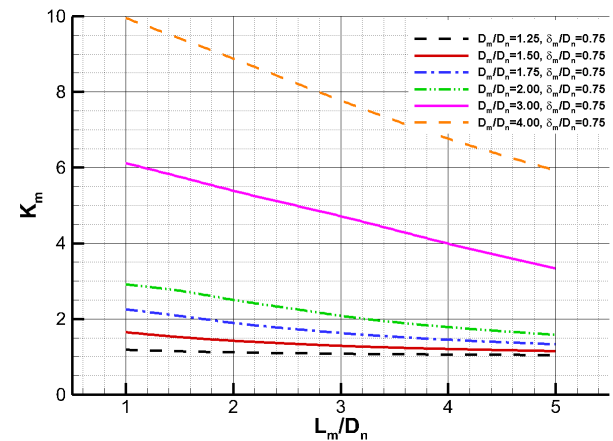


Fig. 29 Momentum correction factors by nozzle-mixing tube distance for mixing tube diameter variation

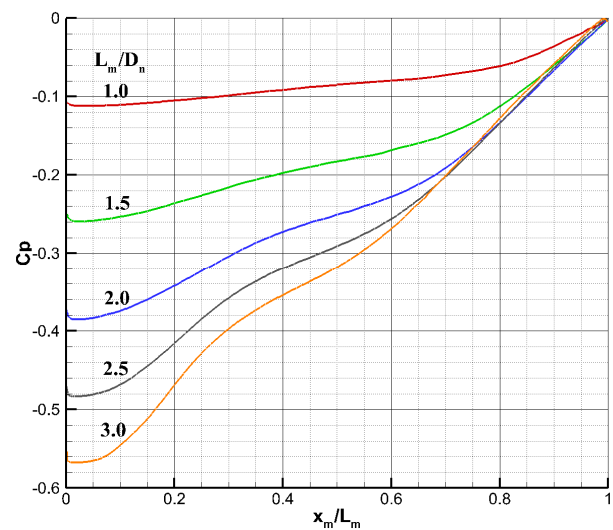


Fig. 30 Pressure coefficient distribution according to mixing tube length for $D_m/D_n = 1.5$ and $\delta_m/D_n = 0.75$

혼합관 길이가 증가하면서 입구와 출구의 압력차이는 증가하며, 압력구배도 증가한다. 혼합관 입구에서의 압력구배는 흡입유량이 많을수록 크며, 특히, 입구 바로 직후에 약간 압력이 감소한 후 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 앞서 Fig. 4에 보인 바와 같이 입구 부근의 박리유동에 의한 것이며, 혼합관 입구에 박리를 없애기 위해 유선형 형상을 적용한 Pucci(1954)의 실험에서는 이러한 현상이 관찰되지 않음을 Fig. 19로부터 확인할 수 있다.

이는 일종의 손실이므로 박리의 영향이 적도록 IRSS의 혼합관 설계가 이루어져야 할 것이다. 혼합관 출구 부근에서는 압력이 혼합관 길이의 증가에 따라 일정 기울기로 수렴해 가는 것을 볼 수 있다. 이는 혼합관 직경이 같기 때문에 후류로 갈수록 점점 혼합되어 가는 과정을 보여주는 것으로 볼 수 있다.

IRSS의 설계 관점에서는 혼합관의 길이가 길어질수록 흡입유량 및 혼합정도가 증가하는 것을 확인했으므로 직경이 더욱 중요한 것으로 볼 수 있으며, 공간 제한 등의 조건으로부터 길이의 결정이 가능할 것으로 보인다.

4.5 유입 온도에 의한 영향

유입 온도에 대한 영향을 조사하기 위해 혼합관 길이 및 노즐-혼합관 거리를 고정하고, 유입 온도에 따라 수치해석을 수행하였다. 온도는 주변 기준 온도인 $38^{\circ}\text{C} \sim 600^{\circ}\text{C}$ 까지 9개의 온도 조건에 대해 해석을 수행하였다.

Fig. 31에는 유입 온도(T_p)와 주변 온도(T_s)의 비인 온도계수(T^*)에 따른 흡입유량계수를 나타내었다. 온도계수의 정의는 식 (6)과 같다.

$$T^* = \frac{T_s}{T_p} \quad (6)$$

온도 증가에 따라 흡입유량은 증가하며, 질량유량이 같으므로 온도에 따른 유체 밀도 변화가 유속에 영향을 주었기 때문으로 보인다. 온도가 높은 경우 유체 밀도가 작아지면서 같은 질량유

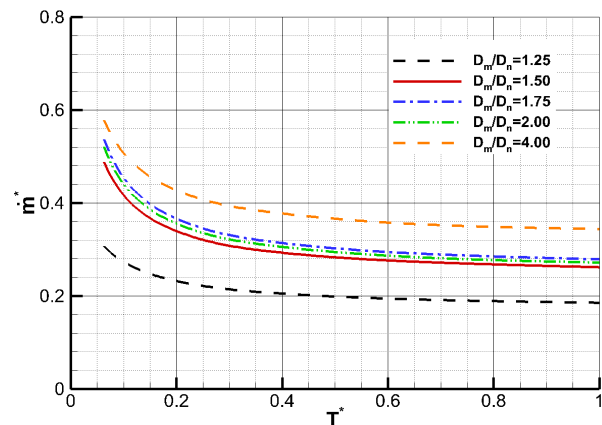


Fig. 31 Mass flow rate coefficients by inlet temperature for $L_m/D_n = 2.0$ and $\delta_m/D_n = 0.75$

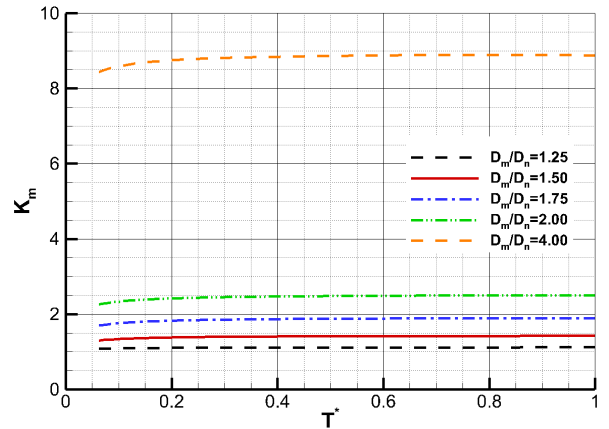


Fig. 32 Momentum correction factors by inlet temperature for $L_m/D_n = 2.0$ and $\delta_m/D_n = 0.75$

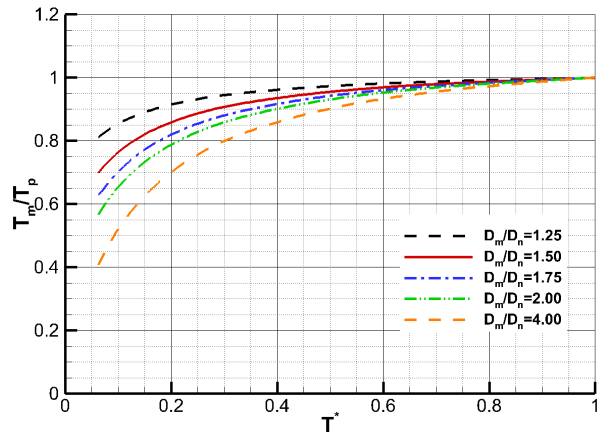


Fig. 33 Temperature reduction ratio by inlet temperature for $L_m/D_n = 2.0$ and $\delta_m/D_n = 0.75$

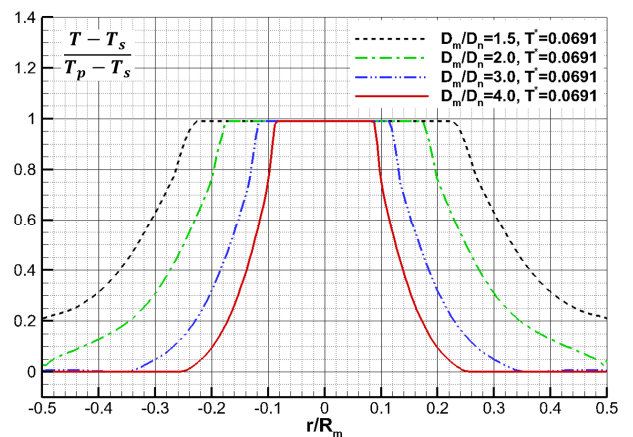


Fig. 34 Temperature profiles in the mixing tube exit for $L_m/D_n = 2.0$ and $\delta_m/D_n = 0.75$

량에서 유속이 빨라진다. 빠른 유속은 압력 강하 및 전단 이송이 더 크게 나타나므로 흡입유량이 증가하게 된다.

Fig. 32에는 혼합관 출구에서의 운동량수정계수를 나타내었다. 온도에 따른 차이는 상대적으로 작으며, 이는 관 내부 혼합에 관

해서는 혼합관 직경의 영향이 지배적임을 보여준다.

한편, Fig. 33에는 유입 온도와 혼합관 출구에서의 평균 온도의 비를 나타내었다. 이는 혼합관에 의한 온도저감 효과를 보여준다. 유입 온도가 클수록 온도저감 효과가 증가하는데, 이는 유속 증가로 인한 흡입유량 증가 때문이다. 혼합관의 직경이 큰 경우 Fig. 32와 같이 혼합관에서 충분한 혼합이 되지 않고, 고온의 코어가 안쪽에, 저온의 많은 유체가 바깥쪽에 분포하기 때문에 평균 온도가 저감된 것으로 나타난다. 그러나 중심 코어의 온도 저감에는 영향이 크지 않다. Fig. 34에는 혼합관 출구에서의 온도 프로파일을 나타내었다. 여기서 세로축은 주변 온도를 분모, 분자에 도입하여 주변 온도(T_s)와 같을 때는 0, 유입 온도(T_p)와 같을 때는 1이 되도록 무차원 한 것이며, 가장 고온의 유체가 유입할 때 직경에 따라 나타내었다. 직경이 큰 경우에는 혼합관 중심부에서 높은 온도가 나타나고 바깥쪽으로는 거의 0에 가깝는데, 이는 중심 코어와 흡입 유체와의 혼합의 거의 이루어지지 않았음을 의미한다. 직경이 작아지면서 전체적으로 혼합의 정도는 높아짐을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 적외선 신호저감장치(IRSS)의 혼합관(mixing tube)을 대상으로 형상에 따른 유동특성 및 온도저감 성능을 수치해석을 통해 조사하였다. 실험 자료가 있는 노즐-혼합관 형상을 대상으로 수치해석을 수행하여 속도 프로파일 및 압력이 실험과 잘 일치함을 확인하였다. 이로부터 본 연구의 수치해석 기법이 타당함을 확인하였으며, 혼합관 형상에 따른 흡입 및 혼합 성능에 대해 조사하였다.

혼합관의 흡입능을 조사하기 위해 노즐과 혼합관 사이 거리, 혼합관 직경 및 길이, 그리고 온도를 주요 변수로 수치해석을 수행하고, 각 조건에서의 흡입유량과 혼합정도를 흡입유량계수, 운동량수정계수를 통해 확인하였다.

노즐-혼합관 거리 증가에 따라 혼합관 흡입유량은 증가하며, 노즐로부터 출발한 제트 유동이 혼합관에 도착하기 전까지 전단 이송을 통해 주변 유체를 유도함에 따라 나타난 현상으로 볼 수 있으며, 이러한 현상은 혼합관 직경이 증가할수록 더 크게 나타나고, 길이에 따라서는 영향이 상대적으로 적다.

혼합관 직경의 증가에 따라 흡입유체의 면적이 넓어지면서 흡입유량도 증가한다. 그러나 혼합관으로 유입되는 제트유동의 확산보다 직경이 크면 혼합의 정도는 감소하고, 혼합관 직경이 증가하면서 점차로 압력차에 의한 흡입이 감소하고 전단 이송이 증가하면서 흡입유량이 약간 감소했다가 다시 증가하는 현상이 있음을 확인하였다. 또한, 혼합관 직경 증가에 따라 혼합정도는 감소함을 운동량수정계수로부터 확인하였다.

혼합관 길이 증가에 따라 흡입유량은 증가하며, 이는 압력차에 의한 영향임을 확인하였다. 혼합관 표면 압력분포로부터 혼합관 입구에서 낮은 압력이 형성됨을 확인하였고, 이로부터 혼합관 유동은 단순한 관유동이 아니며, 제트 유동이 관을 통과하면서 주

변으로부터 유입된 유체와 관내에서 혼합하고 확산하며 발달하는 복잡한 유동임을 확인하였다.

유입 유체의 온도가 증가함에 따라 흡입 유량이 증가하지만, 혼합 정도에는 별반 영향이 없음을 확인하였다. 같은 질량유량 조건에서 유체 온도의 증가에 따라 빨라진 유속으로 인한 압력차가 영향을 주어 흡입유량이 증가한 것으로 볼 수 있으며, 혼합정도는 유량보다는 혼합관의 직경, 즉, 제트유동과 혼합관의 직경 사이의 관계가 더 밀접하고 중요함을 확인하였다.

향후, 혼합관의 입구 부근의 박리유동의 제어 및 노즐 형상에 대한 연구와 더불어 IRSS 적용 가능성에 대한 논의가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2024년 정부(방위사업청)의 재원으로 국방기술진흥연구소의 지원을 받아 수행된 연구임(KRIT-CT-23-049).

References

- Barik, A.K., Dash, S.K. and Guha A., 2015. Experimental and numerical investigation of air entrainment into an infrared suppression device. *Applied Thermal Engineering*, 75, pp.33-44.
- Bell, J.H. and Mehta, R.D. 1988. *Contraction design for small low-speed wind tunnels*. NASA STI/Recon Technical Report N, 89:13753.
- Bradbury, L.J.S. and Khadem, A.H., 1975. The distortion of a jet by tabs. *Journal of Fluid Mechanics*, 70(4), pp.801-813.
- Chandrakar, V., Mukherjee, A. and Senapati, J.R. 2022. Free convection heat transfer with surface radiation from infrared suppression system and estimation of cooling time. *Thermal Science and Engineering Progress*, 33, 101369.
- Mishra, D.P., Paramanik, S.C., 2019. Computation of air entrainment into a mixing pipe: An experimental and numerical analysis. *Journal of Mechanical Engineering*, 16(2), pp.11-28.
- Pucci, P.F., 1954. *Simple ejector design parameters*. Ph.D Thesis, Stanford University.
- Siemens, 2022. Simcenter STAR-CCM+ Documentation.
- Singh, D., Premachandran, B. and Kohli, S., 2015. Effect of nozzle shape on jet impingement heat transfer from a circular cylinder. *International Journal of Thermal Science*, 96, pp.45-99.
- Singh, L., Singh S.N. and Sirha, S.S. 2019. Effect of slot-guidance and slot-area on air entrainment in a conical

ejector diffuser for infrared suppression. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 12(4), pp.1303–1318.

Yoon, S.T., Cho, Y.J. and Ko, D.E. 2017. A study on the heat flow analysis of infra-red signature suppression system for naval ship. *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, 18(11), pp. 740–746.

Zaman, K.B.M.Q., Reeder, M.F. and Samimy, M., 1994. Control of an axisymmetric jet using vortex generators. *Physics of Fluids*, 6(2), pp.778–793.



최정규



김형태



김경환



황영선