

가변형 음속 이젝터 시스템에 관한 실험적 연구

이준희[†] · 정성재^{*} · 김희동^{*} · 구병수^{**}

An Experimental Study on the Variable Sonic Ejector System

Jun-Hee Lee, Sung-Jae Jung, Heuy-Dong Kim and Byoung-Soo Koo

Key Words : Compressible Flow(압축성 유동), Sonic Ejector(음속 이젝터), Hydrogen Fuel Cell(수소 연료전지), Re-circulation Ratio(재순환율), Ejector Throat Area Ratio(이젝터 목면적비)

Abstract

A cone cylinder is used to obtain variable operation conditions for the sonic ejector-diffuser system. The cone cylinder is designed to move upstream and downstream to change the ejector throat area ratio, thus obtaining variable mass flow rates. The present study investigates the effects of ejector throat area ratio and operating pressure ratio on the entrainment of secondary stream for the variable sonic ejector system. In experiment, the ejector throat area is varied in the range from $\psi=11.88$ to 66.69, and the operating pressure ratio from $p_{op}/p_a=1.25$ to 9.0. The results show that the variable sonic ejector system is suitable for a required entrainment ratio of secondary stream by altering the ejector throat area ratio and operating pressure ratio.

1. 서 론

이젝터 시스템은 고압의 1 차 유동을 이용하여 저압부의 2 차 유동을 이송시키는 장치이다. 일반적으로 이젝터 시스템은 1 차 구동노즐, 혼합부 및 디퓨저로 구성¹⁾되며, 1 차 유동의 제트 경계 및 내부에서 발생하는 전단력과 압력강하에 의하여 2 차 유동을 흡인하거나 2 차 정체실의 압력상태를 변화시킨다. 이젝터 시스템은 구조가 간단하고 내부에 기동부가 없으므로 고장의 요소가 없고, 대용량의 유체를 압축/수송할 수 있으며, 유지/관리 비용이 저렴하다. 현재, 이젝터 시스템은 V/STOL 항공기의 추력증강^{2,3)}, 로켓의 고고도 상태 모사장치⁴⁾, 연소장치⁵⁾, 냉동 및 공기조화⁶⁾, 환기 및 탈취⁷⁾, 소음조절장치⁸⁾ 등에 사용되고 있으며, 향후 차세대 전력 공급원으로 유망한 수소연료전지의 핵심 부품으로서 수소 소비량을 절감하는 장치에 적용될 것으로 기대되고 있다.

수소연료전지는 물의 전기분해 과정을 역으로 이용하는 것으로, 수소와 산소의 반응을 통해서

전기를 생산한다. 수소연료전지는 반응 생성물이 순수한 물이고, 전기화학 반응을 시켜서 바로 전기에너지를 얻기 때문에 발전효율이 높다. 따라서 수소연료전지는 환경오염 및 완전 고갈위기에 처한 화석 연료를 대신하여 향후, 자동차의 구동에너지로 활용될 것으로 전망되고 있으나, 차량용 에너지원으로서 수소저장용기의 크기와 압력은 제한 받게 되므로 자동차의 주행거리가 매우 제한되는 단점이 있다.

수소연료전지 차량에서 수소 소모량은 자동차의 출력에 비례하여 증가하며, 실제 반응에 필요한 양보다 많은 수소가 공급된다. 따라서 반응에 사용되지 않은 수소를 그대로 방출시키지 않고 다시 순환시키는 것이 바람직하며, 이를 위한 부가장치로 이젝터 시스템을 사용할 수 있다. 그러나 통상적인 이젝터 시스템을 사용하는 경우, 이젝터 시스템의 구동노즐과 디퓨저 등의 형상이 고정되어, 자동차의 출력변동에 무관하게 일정량의 수소를 회수하게 되므로 기존의 이젝터 시스템은 연료전지용으로 적합하지 않다. 또 이젝터 내부에는 1 차 유동과 2 차 유동간의 복잡한 혼합과정⁹⁾, 충격파 시스템¹⁰⁾, 충격파와 전단층 및 경계층과의 상호간섭¹¹⁾, 유동의 초크현상¹²⁾ 등 매우 복잡한 유동현상이 발생하는 것으로 알려져 있어, 이젝터를 연료전지용으로 사용하기 위해서는 이러한 내부 유동 현상을 규명하는 것이 필요하다.

현재까지 연료전지의 부하에 따라 수소의 회수

[†] 안동대학교 기계공학과 대학원

E-mail : kimhd@andong.ac.kr

TEL : (054)820-6018 FAX : (054)823-5495

^{*} 안동대학교 기계공학부

^{**} (주)동화엔텍 기술연구소

량을 조절할 수 있는 이젝터 시스템에 관한 연구는 세계적으로 거의 전무한 상태이며, 이러한 이젝터 시스템의 개발은 미래형 자동차의 연료전지 시스템에 필수적인 장치로 활용될 것으로 전망된다.

본 연구는 연료전지의 출력에 따라 수소의 회수량을 조절할 수 있는 가변형 음속 이젝터 시스템의 유동특성을 실험적으로 조사하였다. 1 차 구동노즐은 축소형 음속 노즐을 사용하였으며, 이젝터 내부에 상류 및 하류방향으로 이송이 가능한 콘형(cone-type) 실린더를 설치한 실린더 이송형 이젝터와 노즐 출구의 위치를 변화시킬 수 있는 노즐 이송형 이젝터에 대한 실험을 수행하여, 이젝터 목면적비의 변화 및 1 차 구동노즐 출구의 위치변화가 2 차 유동의 유량 및 이젝터 내부 유동장에 미치는 영향을 상세히 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 가변형 음속 이젝터

Fig. 1 과 Table 1 에는 가변형 음속 이젝터의 개략도 및 상세치수를 기술하였다. 가변형 음속 이젝터는 슬라이드형(slide-type) 1 차 음속노즐과 2 차 목을 갖는 디퓨저, 유동방향으로 이송되는 콘형(cone-type) 실린더로 구성되어, 실린더 이송형과 노즐 이송형의 가변 음속 이젝터 실험을 수행한다. Fig. 1(a)에 나타난 실린더 이송형의 경우, 1 차 구동노즐과 디퓨저는 고정되어 있으며, 이젝터의 유동 중심축에 유동의 상류 및 하류방향으로 이송되는 콘형(cone-type) 실린더를 설치하였다. 콘형

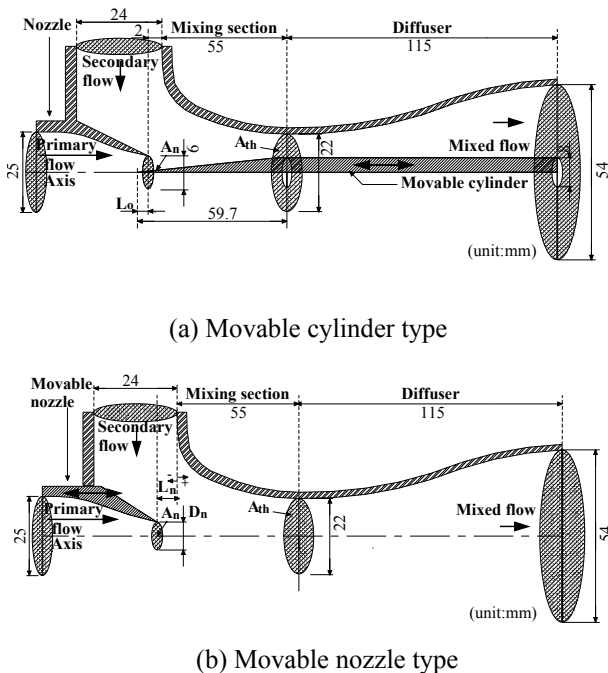


Fig. 1 Schematics of variable sonic ejector

Table 1 Variable sonic ejector geometric parameters

Movable cylinder type				Movable nozzle type			
ψ	$A_n(\text{mm}^2)$	$A_{th}(\text{mm}^2)$	$L_0(\text{mm})$	L_n/D_n	$A_n(\text{mm}^2)$	$A_{th}(\text{mm}^2)$	$L_n(\text{mm})$
11.88	27.77	329.87	2.7	-0.73	15.90	380.13	-16
12.68	26.00	329.87	8.32	-0.50	15.90	380.13	-11
13.78	23.94	329.87	14.34	-0.27	15.90	380.13	-6
15.73	20.97	329.87	20.48	0.05	15.90	380.13	-1
18.83	17.52	329.87	26.34	0.18	15.90	380.13	4
25.93	12.72	329.87	32.54	0.41	15.90	380.13	9
46.88	7.04	329.87	38.56	0.64	15.90	380.13	14
66.69	4.95	329.87	40.58	ψ	23.90	$D_n(\text{mm})$	4.5

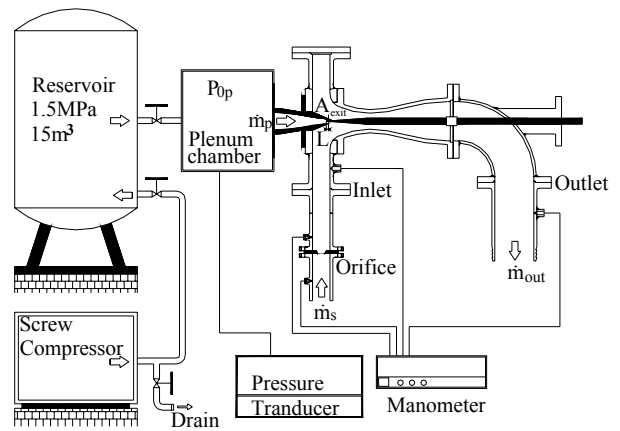


Fig. 2 Schematics of experimental apparatus

(cone-type) 실린더는 유동의 상류 및 하류방향으로 이송되어 1 차 구동노즐 출구의 단면적(A_n)을 변화시킨다. 이 때, 실린더는 1 차 구동노즐 출구와 실린더단이 중첩되는 거리 $L_0=2.7\sim 40.58\text{mm}$ 의 범위에서 이송되며, 디퓨저 2 차목에서의 단면적(A_{th})은 일정하다. 따라서 이젝터 목면적비는 $\psi=11.88\sim 66.69$ 의 범위에서 변화한다. Fig. 1(b)에 나타난 노즐 이송형은 이젝터 내부에 콘형(cone-type) 실린더가 없으며, 슬라이드형(slide-type)의 1 차 구동노즐을 유동의 상류 및 하류방향으로 이송하여 이젝터 혼합부 입구와 음속노즐 출구와의 거리를 변화시킨다. 본 연구에서 1 차 구동노즐 출구가 이젝터 혼합부 입구를 기준으로 유동의 하류방향으로 이송되었을 때의 상태를 +, 상류방향으로 이송되었을 때의 상태를 -으로 하여, 1 차 구동노즐 출구와 이젝터 혼합부 입구와의 거리(L_n)와 1 차 구동노즐 출구직경(D_n)의 비를 $L_n/D_n=-0.73\sim 0.64$ 의 범위에서 변화시켰다.

2.2 실험장치 및 방법

Fig. 2 에는 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 압축기, 압축탱크, 정체실, 가변형 이젝터 및 계측시스템으로 구성되어 있다. 압축탱크에 1.5MPa의 압력으로 저장된 공기는 정체실로 유입되어 정체점 상태를 회복한

후, 1차 구동노즐을 통과하여 이젝터 혼합부로 방출된다. 방출된 유동은 제트경계에서 발생하는 강한 전단력으로 2차 유동을 흡인하며, 방출된 1차 유동과 흡인된 2차 유동은 이젝터 혼합부에서 혼합되어 이젝터 디퓨저를 통과하여 대기로 방출된다.

본 연구에서는 1차 구동노즐의 공급압력 p_{0p} 와 이젝터 배압 p_a 의 비 p_{0p}/p_a 를 이젝터의 작동압력 비로, 이젝터 목의 단면적 A_{th} 와 1차 구동노즐의 출구단면적 A_n 의 비 $\psi=A_{th}/A_n$ 를 이젝터 목면적비로 정의하여, 가변형 이젝터의 실험은 작동압력비 $p_{0p}/p_a=1.25\sim 9.0$ 의 범위에서 행하였다. 이 때, 실린더 이송형은 이젝터 목면적비를 $\psi=11.88\sim 66.69$ 에서 변화시키고, 노즐 이송형은 이젝터 목면적비가 $\psi=23.90$ 으로 일정하며, 이젝터 중심축에서 1차 구동노즐을 유동의 상류 및 하류방향으로 이송하여 노즐출구와 이젝터 혼합부 입구와의 무차원 거리를 $L_n/D_n=3.56\sim 3.11$ 에서 변화시켰다.

한편, 1차 구동노즐로부터 방출되는 유동의 질량유량 m_p 은 정체실의 압력으로부터 계산되며¹³⁾, 2차 유동의 질량유량 m_s 은 2차 유동의 입구에 설치한 오리피스 측정값으로부터 얻는다¹⁴⁾. 즉, 오리피스 상류 및 하류의 압력을 각각 p_1 과 p_2 로, 밀도를 각각 ρ_1 과 ρ_2 로 하고, 관의 단면적을 A_1 , 오리피스의 개구면적을 A_2 , 오리피스 유출계수를 C_o 라 하면, m_s 는 다음식으로 주어진다.

$$\dot{m}_s = C_o \dot{m}_{s,ideal} = C_o \rho_2 A_2 \left[\frac{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}^{\frac{1}{2}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2} \right] \quad (1)$$

위의 식에서 상류의 정압 p_1 , 온도 T_1 , 오리피스 전후의 차압 p_2-p_1 을 측정하게 되면, ρ_1, ρ_2 및 p_2 가 계산되므로 $m_{s,ideal}$ 이 결정된다. 오리피스 유출계수 C_o 는 이젝터의 출구를 막은 상태에서 1차 유동은 2차 유로의 입구를 통하여 배출되므로 이 때의 1차 유동의 질량유량 m_p 과 2차 유동의 질량유량 m_s 을 같게 하여 오리피스 유출계수 C_o 를 구하고, 2차 유동의 질량유량을 계산한다.

Fig. 3 은 이젝터 출구를 막은 상태에서 2차 유로 입구로 방출되는 유동의 실제 유량 m_s 와 오리피스의 측정값을 식(1)에 대입하여 얻은 2차 유동의 이론유량 $m_{s,ideal}$ 의 관계를 나타낸다. 그림의 관계로부터 오리피스 유출계수 $C_o=0.55$ 를 얻는다.

실험에서 각 부의 정압측정은 이젝터 2차 유로

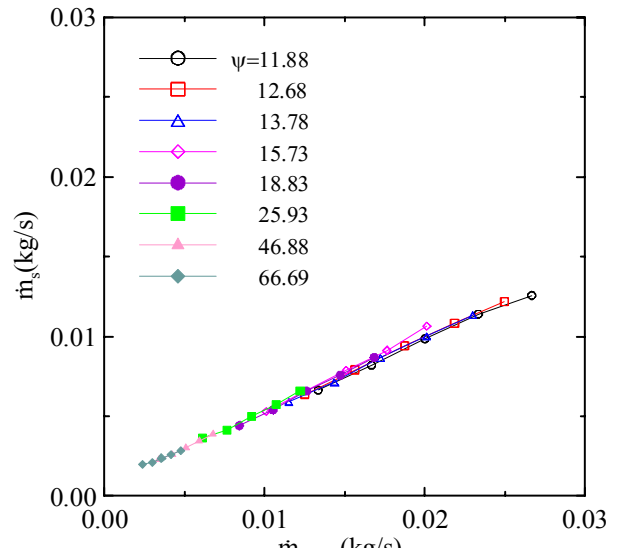


Fig. 3 Relationship between m_s vs $m_{s,ideal}$

의 입구와 이젝터 출구 및 오리피스 상류와 하류에서 수은 마노미터로 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 실린더 이송형 가변형 이젝터

Fig. 4 는 이젝터의 작동압력비 변화가 2차 유동의 재순환율에 미치는 영향을 나타낸다. 2차 유동의 재순환율은 2차 질량유량과 이젝터 출구로 배출되는 질량유량의 비로 정의된다. 일정한 이젝터 목면적비 ψ 에 대하여, 2차 유동의 재순환율은 이젝터 작동압력비가 증가할수록 감소하며, 작동압력비 $p_{0p}/p_a=1.75\sim 4.0$ 의 범위에서 약간의 변동이 발생한다. $\psi=11.88$ 인 경우, 재순환율의 변동은

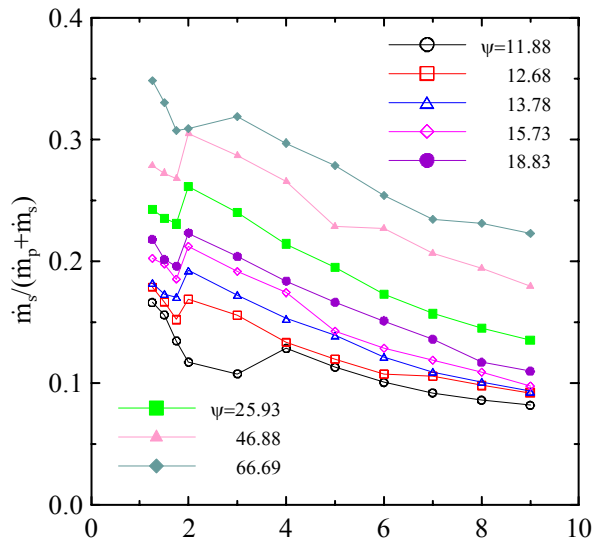


Fig. 4 Relationship between $m_s/(m_p+m_s)$ and p_{0p}/p_a

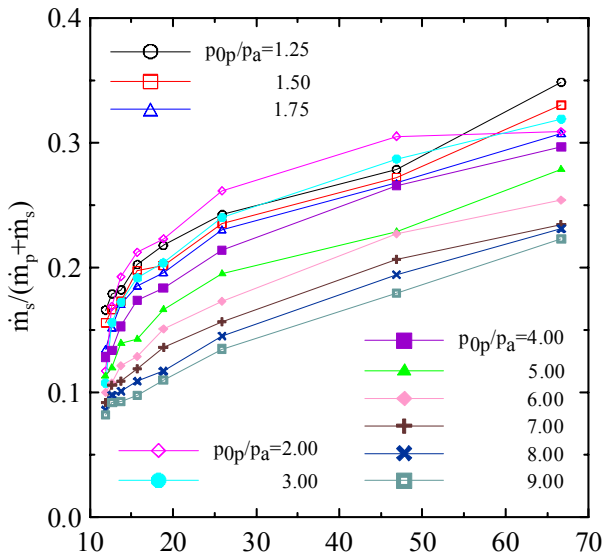


Fig. 5 Relationship between $\dot{m}_s / (\dot{m}_p + \dot{m}_s)$ and ψ

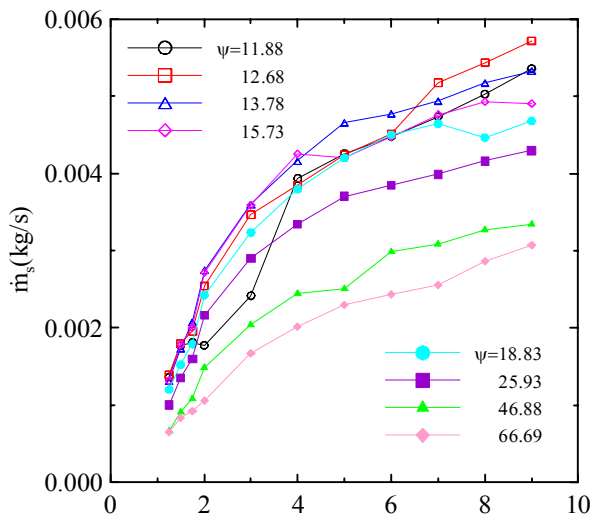


Fig. 6 Secondary mass flow rate variations vs p_{0p}/p_a

$p_{0p}/p_a=4.0$ 부근에서 발생하며, $\psi=12.68\sim 66.69$ 의 경우는 $p_{0p}/p_a=1.75\sim 3.0$ 에서 나타난다.

Fig. 5 는 이젝터 목면적비가 변할 때, 2 차 유동의 재순환을 변화를 나타낸다. 일정한 작동압력비에 대하여, 2 차 유동의 재순환율은 ψ 이 커질수록 증가한다. $\psi \leq 20$ 인 경우, 2 차 유동의 재순환율 증가율은 크지만 $\psi > 20$ 에서 작아진다. 또, ψ 이 낮을 때, 2 차 유동의 재순환율 분포는 집중되어 있지만, ψ 이 증가할수록 재순환율 분포는 확대된다.

Fig. 4 와 Fig. 5 의 결과로부터 콘형(cone-type) 실린더를 이동하여 이젝터 목면적비와 작동압력비를 조정함으로써 2 차 유동의 재순환율을 요구되는 범위에서 변화시키는 것이 가능함을 알 수 있다.

Fig. 6 은 이젝터 목면적비가 $\psi=11.88\sim 66.69$ 이

되도록 실린더를 이동할 때, 2 차 질량유량과 작동압력비의 관계를 나타낸다. 그림에서 2 차 질량유량은 작동압력비가 커질수록 증가한다. 작동압력비가 일정할 때, 각 이젝터 목면적비에 대한 2 차 질량유량의 분포는 작동압력비가 낮은 경우 집중되어 있지만, 작동압력비가 증가하면서 2 차 질량유량 분포는 더욱 넓게 분포한다. 이것은 작동압력비가 높을수록 2 차 질량유량은 이젝터 목면적비에 영향을 많이 받는 것을 나타낸다.

Fig. 7 은 이젝터 목면적비에 대한 2 차 질량유량의 변화를 나타낸다. 임의의 작동압력비에 대하여, $\psi=11.88\sim 13.78$ 의 구간에서 2 차 질량유량은 급격한 증가를 하고, 그 이후에는 이젝터 목면적비가 증가할수록 2 차 질량유량은 감소한다. 또, 이젝터

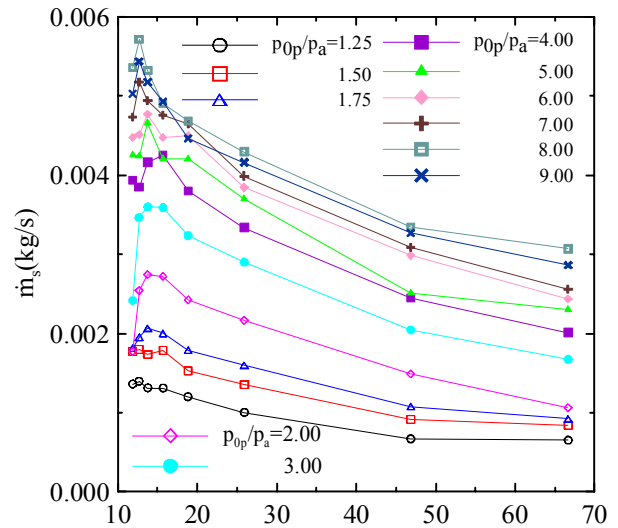


Fig. 7 Secondary mass flow rate variations vs ψ

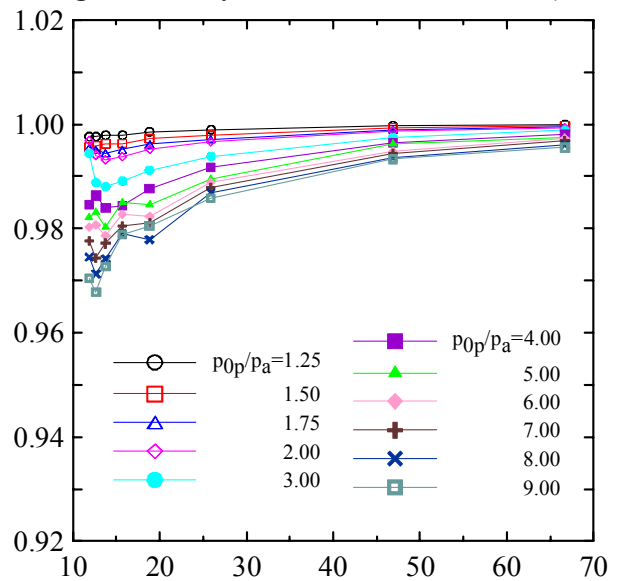


Fig. 8 Inlet wall pressure variations vs ψ

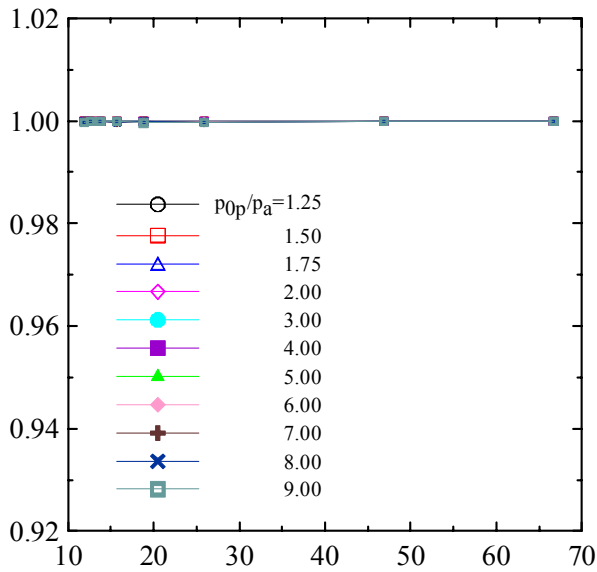


Fig. 9 Outlet wall pressure variations vs ψ

목면적비가 증가할수록 2 차 질량유량의 분포는 좁아진다. 이것은 이젝터 목면적비가 클수록 2 차 질량유량 분포에 대한 작동압력비의 영향이 작아짐을 의미한다.

Fig. 8 은 이젝터 목면적비의 변화가 이젝터 2 차 유동의 입구 정압에 미치는 영향을 나타낸다. 그림의 종축은 2 차 유동 입구의 벽면 정압을 배압으로 무차원화 하였다. 그림에서 이젝터 목면적비가 작은 경우, 입구 정압분포는 흩어져 분포하지만 이젝터 목면적비가 증가할수록 모아진다. 이것은 이젝터 목면적비가 커질수록 2 차 유동 입구의 정압분포에 대한 이젝터 목면적비의 영향이 감소함을 나타낸다.

Fig. 9 는 이젝터 출구의 정압분포를 나타낸다. 그림의 종축에서 이젝터 출구의 정압은 배압으로 무차원화 되었다. 그림으로부터 이젝터 출구의 정압은 이젝터 작동압력비와 목면적비 변화에 무관하며, 거의 대기압으로 일정하다.

3.2 노즐 이송형 가변형 이젝터

Fig. 10 은 $p_{0p}/p_a=1.25\sim 9.0$ 의 작동압력비에 대하여 2 차 유동의 재순환율과 1 차 구동노즐 출구의 위치 L_n/D_n 와의 관계를 나타낸다. 그림의 횡축에서 위치 L_n/D_n 는 구동노즐의 출구와 이젝터 혼합부의 입구간의 거리 L_n 을 구동노즐의 출구직경 D_n 으로 무차원화한 값으로, 구동노즐의 출구가 이젝터 혼합부 입구에 위치할 때 $L_n/D_n=0$ 이다. 구동노즐이 임의의 위치에 고정되어 있는 경우, 2 차 유동의 재순환율은 이젝터 작동압력비가 낮을수록 높게 나타난다. 그림으로부터 2 차 유동의 재순환율은 구동노즐의 출구가 이젝터 혼합부 입구에 위치할 때 가장 높게 나타나며, 작동압력비가 낮을

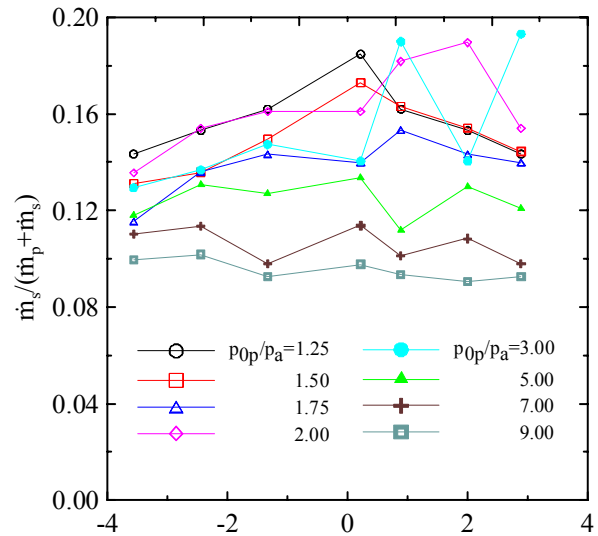


Fig. 10 Relationship between $m_s/(m_p+m_s)$ and L_n/D_n

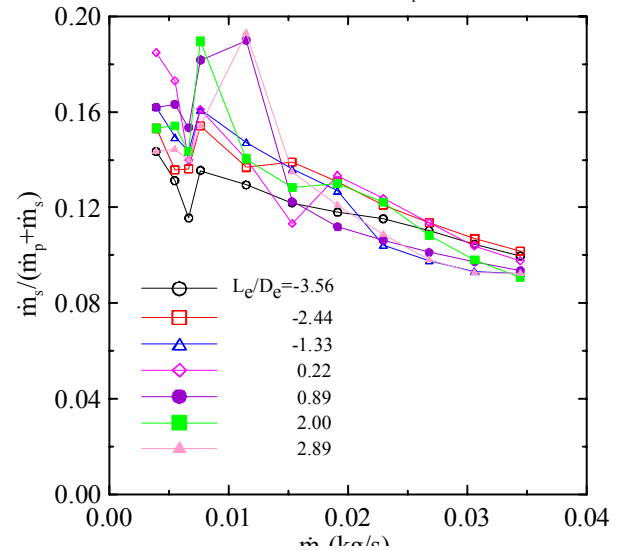


Fig. 11 Relationship between $m_s/(m_p+m_s)$ and m_p

수록 상관성이 커짐을 알 수 있다.

Fig. 11 은 각각의 구동노즐 위치에 대하여 1 차 미치는 영향을 나타낸다. 1 차 유동의 질량유량이 증가할수록 2 차 유동의 재순환율은 전반적으로 감소하며, 구동노즐의 위치변화에 대한 2 차 유동의 재순환율 분포의 폭도 좁아진다.

Fig. 12 는 구동노즐의 위치가 $L_n/D_n=-3.56\sim 2.89$ 에서 변할 때, 2 차 유동의 질량유량과 작동압력비의 관계를 나타낸다. 그림에서 작동압력비가 낮은 경우, 2 차 유동의 질량유량분포는 구동노즐의 위치에 대한 영향이 거의 없지만, 작동압력비가 높아질수록 구동노즐의 위치변화에 따라서 2 차 유동의 질량유량 변화는 커진다.

Fig. 13 은 1 차 구동노즐 위치변화가 2 차 유로의 입구 정압에 미치는 영향을 나타낸다. 작

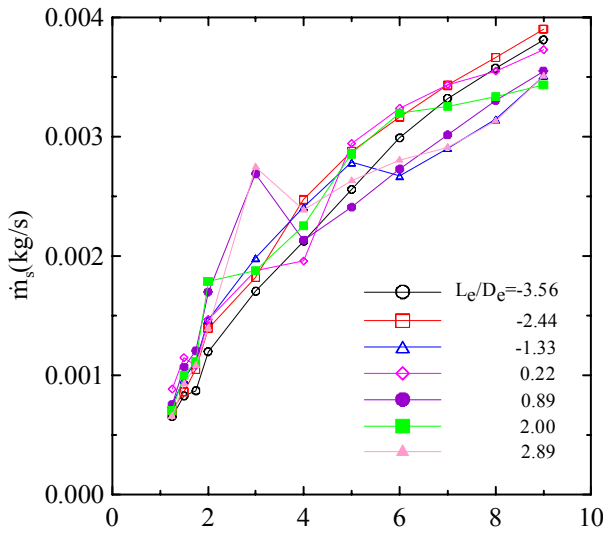


Fig. 12 Secondary mass flow rate variations vs p_{0p}/p_a

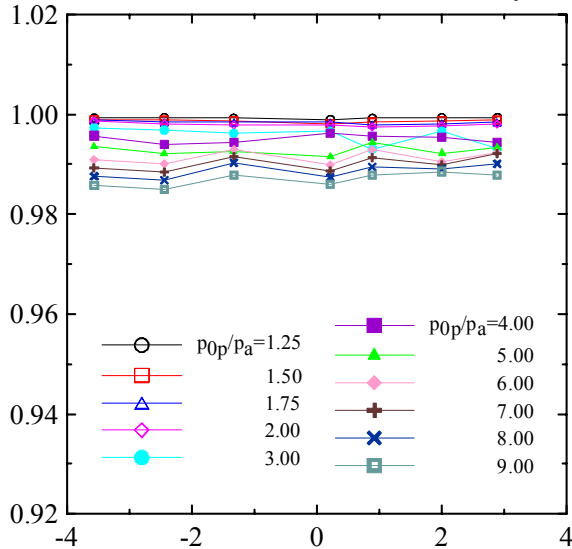


Fig. 13 Inlet wall pressure variations vs L_n/D_n

동압력비가 $p_{0p}/p_a=1.25\sim 2.0$ 인 경우, 2 차 유동의 입구 정압은 구동노즐의 위치에 관계없이 대기압으로 일정하고, 작동압력비가 증가할수록 2 차 유동의 입구 정압은 대기압보다 다소 낮아지면서 구동노즐의 위치변화에 소폭으로 증감한다

4. 결 론

- (1) 가변형 음속 이젝터는 이젝터 목면적비와 작동압력비를 조정함으로써 시스템의 요구되는 2 차 유동의 재순환율을 얻을 수 있다.
- (2) 가변형 음속 이젝터의 유동에서 작동압력비가 높을수록 2 차 유동의 질량유량 변화에 대한 이젝터 목면적비의 영향을 증가한다.
- (3) 가변형 초음속 이젝터의 경우, 2 차유동의 재순환율은 구동노즐의 출구가 이젝터 혼합부 입구

에 위치할 때 가장 높다.

후 기

이 논문은 2004 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Keenan, J. H., Neumann, E. P., and Lustwerk, F., 1950, "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 17, No. 3, pp. 299-309.
- (2) Alperin, M. and Wu, J. J., 1983, "Thrust Augmenting Ejectors, Part 2," *AIAA Journal*, Vol. 21, No. 12, pp. 1698-1706.
- (3) Yang, T. T., Ntone, F., Jiang, T., and Pitts, D. R., 1985, "An Investigation of High Performance, Short Thrust Augmenting Ejectors," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 23-30.
- (4) Quinn, B., 1976, "Ejector Performance at High Temperatures and Pressures," *Journal of Aircraft*, Vol. 13, No. 12, pp. 948-954.
- (5) Francis, W. E., Hoggarth, M. L., and Templeman, J. J., 1972, "The Design of Jet Pumps and Injectors for Gas Distribution and Combustion Purposes," Proceedings : Symposium on Jet Pumps and Ejectors, BHRA Fluid Engineering-Institution of chemical Engineers, London, England, No. 6, pp. 81-96.
- (6) Hsu, C. T., 1984, "Investigation of an Ejector Heat Pump by Analytical Methods," ORNL/CON-144, Oak Ridge National Laboratory, July.
- (7) Knight, J., 1967, "The Use of Steam Ejector for the Vacuum Degassing of Steel," *Journal of IMech*, Vol. 181, No. 10, pp. 225-239.
- (8) Viets, H., Campbell, J. R., and Korkan, K. D., 1981, "Acoustic Interactions in Ejectors," AIAA Paper 81-2045, Oct.
- (9) Chow, W. L. and Addy, A. L., 1961, "Interaction between Primary and Secondary Streams of Supersonic Ejector System and Their Performance Characteristics," *AIAA Journal*, Vol. 2, No. 4, pp. 680-695.
- (10) Kim, H. D., 1999, "Shock Train and Pseudo-Shock Phenomena in Internal Gas Flows," *Progress in Aerospace Sciences*, Pergamon Press, Vol. 226, pp.23-100.
- (11) Kim, H. D. and Matsuo, K., 1994, "Post-Shock Expansion Phenomenon Caused by Normal Shock Wave/Turbulent Boundary Layer Interaction," *JSME International Journal*, Series B, Vol. 36, No. 4, pp. 1836-1843.
- (12) Choi, B. G., Lee, Y. K., Kim, H. D., and Kim, D. J., 2000, "Computations of the Supersonic Ejector Flows with the Second Throat," *KSME Journal*, Vol. 24, No. 8, pp. 1128-1138.
- (13) Oosthuizen, P. H. and Carscallen, W. E., 1997, "Compressible Fluid Flow," McGraw-Hill Book Co., pp. 192-195.
- (14) Kim, H. D., 1996, "Effect of Boundary Layer Suction on Shock Wave/Boundary Layer Interaction," Proceedings of the KSME 1996 Fall Annual Meeting B, pp. 274-280.