

추기 펌프형 아음속/음속 이젝터유동에 관한 수치해석적 연구

최보규*, 구병수**, 김희동***, 김덕줄****
(2000년 9월 8일 접수)

Computations of the Bleed-Pump Type Subsonic/Sonic Ejector Flows

Bo-Gyu Choi, Byoung-soo Koo, Heuy-Dong Kim and Duck-Jool Kim

Key Words: Compressible Flow(압축성 유동), Subsonic Ejector(아음속 이젝터), Sonic Ejector(음속 이젝터), Shock Wave(충격파), Diffuser(디퓨저)

Abstract

This paper depicts the computational results for the axisymmetric subsonic/sonic ejector systems with a second throat. The numerical simulations are based on a fully implicit finite volume scheme of the compressible Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations in a domain that extends from the stagnation chamber to the ejector diffuser exit. In order to obtain practical design factors for subsonic/sonic ejector systems, the ejector throat area, the mixing section configuration, and the ejector throat length were changed in computations. For the subsonic/sonic ejector systems operating in the range of low operation pressure ratio, the effects of the design factors on the flow are discussed.

1. 서론

이젝터(ejector)는 고압의 유체를 노즐로 분출시켜, 그 분류 주변의 저압기체와 운동량 교환을 통하여 저압의 유체를 보다 높은 압력까지 압축하여 수송하는 장치이다. 이젝터는 노즐(nozzle), 혼합부(mixing section) 및 디퓨저(diffuser)로 구성⁽¹⁾되어 있으며, 이젝터 시스템 전체에 어떤 회전부분이나 활동부분을 가지지 않는 유체기계이므로 고장이 적고, 소형임에도 불구하고 대용량의 유체를 압축 또는 수송 할 수 있는 특징을 가지고

있다.

일반적으로 이젝터는 1차 노즐로부터 방출되는 유동이 아음속(subsonic), 음속(sonic) 그리고 초음속(supersonic)인 경우 각각 아음속, 음속 및 초음속 이젝터로 분류된다. 또 1차노즐로부터 유체를 가속하여 2차 유체를 이송하거나 압축하게 되는 경우 1차노즐의 유동이 구동유체가 된다. 이 경우 구동유체가 공기이거나 증기 또는 물인 경우 각각 공기 이젝터(air ejector), 증기 이젝터(steam ejector) 그리고 물 이젝터(water ejector)라고 한다.

대개의 경우 산업적 용도로 사용되는 이젝터에 있어서, 1차 노즐의 구동유체가 증기나 기타 압축성 기체인 경우에 대부분의 이젝터는 초음속 상태로 운전되며, 종래 이러한 초음속 이젝터들은 V/STOL 항공기의 추력증강⁽²⁾이나, 로켓트엔진의 고도상태(high altitude)의 모사,⁽³⁾ 연소시험,⁽⁴⁾ 천연가스 재생,⁽⁵⁾ 식품제조,⁽⁶⁾ 건조 및 탈취,⁽⁷⁾ 소음저감⁽⁸⁾ 그리고 각종 화학공업⁽⁹⁾ 등에 널리 활용되어 왔다.

* 회원, 안동대학교 BK21 연구원

** 안동대학교 대학원

*** 회원, 안동대학교 기계공학부

E-mail : kimhd@andong.ac.kr

TEL : (054)850-5622 FAX : (054)841-1630

**** 회원, 부산대학교 기계공학부

초음속 이젝터의 경우 1차노즐의 구동압력은 비교적 높으며, 현재까지 이젝터의 성능계산과 실용적 설계법에 대해서 상당히 많은 연구가 수행되어 왔다.^(10,11) 이들 연구 결과에 의하면, 초음속 이젝터의 최적 성능은 수직충격파(normal shock wave)가 이젝터 목에 위치하고 있을 때 얻어지며, 이 경우 수직충격파에 의한 전압손실은 최소가 된다. 따라서 현재까지 대부분의 이젝터 설계는 최적성능에 상응하는 기하학적 형상을 결정하는 것에 초점을 맞추었다.

최근 들어 각종 건설기계, 중장비 및 전자장치들의 냉각,⁽¹²⁾ 소음저감설비,⁽¹³⁾ 환기 및 탈취,⁽¹⁴⁾ 각종 유체수송 및 펌프⁽¹⁵⁾ 등 추가펌프용으로 산업용 이젝터 시스템이 다양하게 활용되고 있으며, 이 경우 이젝터의 구동압력비가 비교적 낮으므로, 1차노즐 출구에서 유동은 아음속이거나 음속상태로 된다.

초음속 이젝터 유동에 비하여 현재까지 아음속 및 음속 이젝터 유동에 관한 연구결과는 많지 않다. 이것은 이젝터가 아음속 상태로 운전되는 경우, 이젝터 내부에서 발생하는 1차유동 및 2차유동의 혼합특성, 배기성능 및 진공성능 등의 이젝터 유동 특성들이 이젝터의 구동압력비에 강하게 의존하게 되므로, 단순한 이론적 수단으로 아음속/음속 이젝터의 성능을 평가하는 것은 용이하지 않기 때문이다. 또 부분적으로는 이젝터의 성능에 밀접하게 관계하는 1차노즐의 직경, 이젝터의 목직경, 혼합부의 길이, 디퓨저의 길이 등 초음속 이젝터 유동에 비하여 많은 특성길이가 존재하게 되므로, 아음속 이젝터 유동장을 해석하는 것은 매우 곤란하다.

최근 고속의 연산 능력을 갖춘 대형 공학계산기의 발달로, 이젝터의 유동장을 수치적으로 모사할 수 있게 되었으나,^(16~18) 이젝터 내부유동은 1차유동과 2차유동의 혼합, 충격파, 비정상성, 3차원성 등 매우 복잡하며,⁽¹⁹⁾ 이젝터 유동을 적절하게 모사하기 위한 난류모델의 개발 등 많은 해결되지 않은 공학적 문제가 산재하고 있다. 그러나 이젝터의 작동압력비가 주어지는 경우 아음속/음속 이젝터의 최적의 상세형상을 실험적으로 조사하는 것은 용이하지 않다. 이것은 이젝터 전체 성능에 미치는 이젝터 형상관련 설계인자들이 때

우 많기 때문이다. 따라서 수치계산법은 이젝터의 상세형상을 결정하는데 유용한 도구로 활용될 수 있음에 틀림없다.

일반적으로 이젝터가 아음속이나 초음속으로 운전되더라도 이젝터 내부의 유동은 1차 구동노즐의 형상과 작동압력비에 강하게 의존한다. 또 1차 노즐의 형상과 작동압력비가 주어지는 경우, 이젝터 혼합부 형상 즉 혼합부의 길이 및 각도 등은 1차 유동과 2차유동의 혼합특성에 크게 영향을 미칠 수 있다. 한편 이젝터 목의 크기나 길이는 이젝터 목에서 두 혼합유동의 초크 및 이젝터 내부에서 발생하는 충격파와 관련되므로 설계인자에서 간과해서는 안될 중요한 설계요소이다. 더욱이 이젝터 디퓨저의 확대각은 1차 및 2차 혼합유동의 압력회복 특성에 영향을 미치게 되므로, 이젝터 성능을 평가함에 있어서 매우 중요하다. 그러나 현재까지 아음속/음속 이젝터의 최적 형상을 결정하고 성능을 평가함에 있어서 이와 같은 중요 설계 인자들의 영향을 조사한 연구결과의 일례는 극히 드물다.

본 연구에서는 압축성 축대칭 Navier-Stokes 방정식의 수치해법을 통하여, 추가펌프용으로 사용되는 아음속/음속 이젝터 유동의 특성을 조사하였다. 수치계산에는 축소형 1차 구동노즐을 적용하였으며, 이젝터의 작동압력비를 1.20에서 2.0까지 변화시켰다. 또 이젝터 상세 형상이 이젝터 내부유동에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 이젝터 혼합부의 형상, 이젝터 목의 형상을 변화시켜, 흡인되는 2차 유량의 변화를 조사하였다.

2. 아음속/음속 이젝터 유동장

Fig. 1에는 아음속/음속 이젝터의 개략도를 나타내었다. 본 연구에서는 구동노즐의 공급압력 P_{op} 와 이젝터 배압인 P_a 의 비 P_{op}/P_a 를 이젝터의 작동압력비로 정의하였다. 전압 P_{op} 인 유동은 구동노즐인 축소노즐에 의하여 가속되며, 노즐로부터 방출되는 고속기류의 전단작용과 압력강하로 인하여 2차 유동을 흡인하게 된다. 1차 유동과 2차 유동은 이젝터의 혼합부에서 혼합하여 이젝터 목을 통과하여 디퓨저 출구로 방출된다.

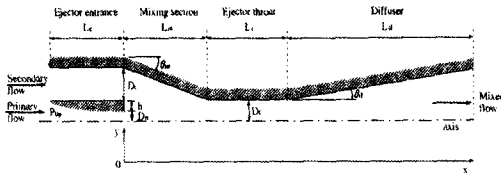


Fig. 1 Schematic diagram of typical subsonic ejector system



Fig. 2 Computational grid system

본 연구에서는 구동노즐 출구 직경을 $D_n (=16 \text{ mm})$, 노즐 출구단의 두께를 $h (=2 \text{ mm})$ 로 고정하였다. 또 이젝터 입구의 직경 D_e 는 $45D_n$ 으로, 이젝터 입구길이 $L_e = 80D_n$ 으로 일정한 것으로 가정하였다. 그러나 이젝터 목의 직경 D_t 와 목의 길이 L_t 는 각각 D_n 의 수배의 범위안에서 변화하였다. 따라서 이젝터 혼합부의 각도 θ_m 은 이젝터 목 직경 D_t 가 감소함에 따라 증가하였다. 또 이젝터 혼합부의 길이 L_m 의 영향을 조사하기 위하여, L_m 의 값을 D_n 의 수배의 범위안에서 변화시켰다. 더욱이 본 연구에서는 이젝터 디퓨저의 길이 L_d 를 $600D_n$ 으로 고정하였으며, 디퓨저 확대각 θ_d 는 4° 로 고정하였다. 수치계산의 결과는 이젝터 작동 압력비와 이젝터 상세 형상의 치수를 변화시켜, 흡인되는 2차유동의 유량변화를 고찰하는데 활용되었다.

3. 수치해석법

본 연구에서는 이젝터 내부의 유동장을 수치적으로 모사하기 위하여, 축대칭 압축성 Navier-Stokes 방정식에 유한체적법을 적용하였으며 앞서 발표된 관련논문⁽¹⁸⁾에 있으므로 생략한다. Fig. 1에 나타난 아음속/음속 이젝터 유동장에 대하여, 수치계산에서는 구동노즐인 축소노즐 입구와 이젝터 입구에서 유입조건을 적용하였으며, 축소노즐의 입구에서는 전압과 등엔트로피 관계식을 이용하여 정압을 적용하였다. 또 이젝터 입구에는 대기압의 공기가 유입한다고 가정하

였다. 본 연구는 아음속/음속 이젝터 유동장의 특성을 조사하는 것이므로, 축소노즐 입구에서 전압과 이젝터 배압의 비 즉 작동압력비가 비교적 낮은 1.2에서 2.0까지의 범위에서 변화시켰다. 한편 이젝터 출구에는 유출조건을 적용하였으며, 축소노즐과 이젝터 벽을 구성하는 모든 고체벽면에는 단일 no-slip조건이 적용되었다.

본 연구의 이젝터 유동장이 이젝터 중심축에 대하여 대칭 형태이므로, 유로의 상반부에 대해서만 계산을 수행하였다. 본 연구의 수치해의 수렴은 소산율 $\epsilon = 10^{-4}$ 에 대하여 약 6000회의 반복 계산이 소요되었으며, 축소노즐과 이젝터 입구 그리고 이젝터 출구에서 질량유량의 변화를 조사하여, 이러한 계산영역의 경계를 출입하는 질량유량의 합이 $\pm 0.5\%$ 이하로 되는 조건을 수치해가 수렴한 것으로 판정하였다.

Fig. 2에는 본 연구에서 적용된 정렬격자계를 나타내었다. 수치계산에서는 구동노즐 출구 부근과 이젝터 내부에서 강한 전단력 혹은 충격파가 발생할 것으로 예상되는 부분에 격자를 집중하였으며, 고체벽면에서 발생하는 경계층 유동을 효과적으로 계산하기 위하여, y^+ 의 값을 1.0이하로 하였다. 수치계산에서는 약 50000개의 격자점이 적용되었다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3에는 $L_m = 5.0D_n$, $L_t = 0.5D_n$, 그리고 $D_t = \sqrt{3}D_n$ 인 경우 아음속/음속 이젝터 내부 유동의 등마하수 선도를 나타내었다. 그림 (a)는 $P_{0p}/P_a = 1.2$ 인 경우로 축소노즐로부터 방출되는 유동은 2차 유동과 혼합하면서 이젝터 목을 통과하게 된다. 그림으로부터 축소노즐의 끝단으로부터 1차 유동과 2차 유동의 경계에는 강한 전단층이 형성되는 것을 관찰할 수 있으며, 이젝터 중심축에서 유동은 축소노즐 출구 하류에서 감속하다가, 이젝터 혼합부에서 재차 가속한다. 이때 이젝터 목에서 두 혼합유동은 초크하지 않으며, 이젝터 디퓨저에서 유동은 다시 감속하여 이젝터 출구를 향하게 된다.

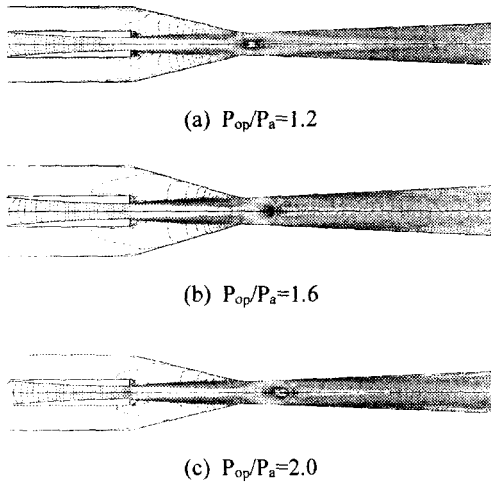


Fig. 3 Mach number contours
($L_m=5D_n$, $L_t=0.5D_n$, and $D_t=\sqrt{3}D_n$)

그림 (b)는 $P_{op}/P_a=1.6$ 인 경우이며, 이젝터 목의 하류단 부근에서 약한 충격파가 형성된다. 따라서 1차와 2차의 두 혼합유동은 이젝터 목에서 초크한다는 것을 알 수 있다. 이젝터 목 부근에서 발생하는 충격파의 형태는 이젝터 중심축에서 수직충격파의 형태이지만, 이젝터 벽 근처에서는 경사충격파의 형태로, 내부 유동에서 자주 관찰되는 λ 형 충격파의 형태를 하고 있다.

한편 $P_{op}/P_a=2.0$ 인 그림 (c)에서는 축소노즐 목에서 유동은 초크하여 마하수 1.0으로 되며, 이젝터 혼합부에서 형성되는 전단층의 두께는 작동압력비가 상대적으로 낮은 그림 (a)에 비하여 두껍다. 그림에서 두 혼합유동은 이젝터 목에서 초크하게 되며, 이젝터 목의 하류에서 그림 (b)의 경우보다 더 강한 λ 형 충격파가 형성된다. 따라서 혼합유동은 이 충격파에 의하여 이젝터 출구까지 감속하게 된다. 또 그림 (b)와 (c)의 비교로부터 작동압력비가 증가하는 경우에 충격파의 위치는 이젝터 목의 하류쪽으로 이동한다는 것을 관찰할 수 있다. 더욱이 그림 (c)의 경우 이젝터 유동은 축소노즐의 목과 이젝터 목에서 이중 초크하게 되며, 이 경우 혼합부 내의 유동은 이젝터 디퓨저 하류의 유동 조건 즉 이젝터의 배압에 전혀 영향을 받지 않게 된다.

축소노즐 목의 직경 D_n 과 이젝터 목의 직경 D_t

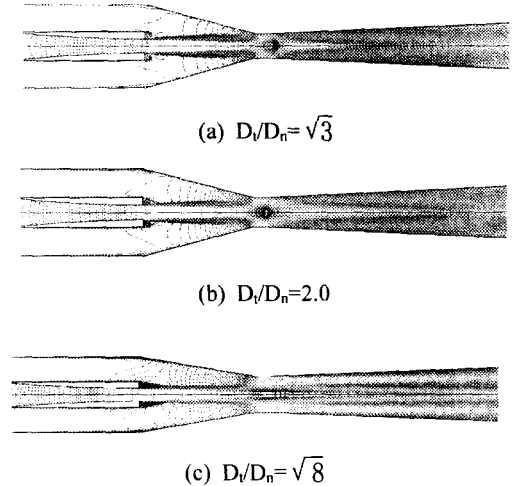


Fig. 4 Mach number contours
($L_m=5D_n$, $L_t=0.5D_n$, and $P_{op}/P_a=1.4$)

의 비 즉, 이젝터 목의 직경비 D_t/D_n 가 이젝터 유동장에 미치는 영향을 조사하기 위하여, Fig. 4에는 이젝터 작동압력비 P_{op}/P_a 를 1.4로 고정하고 $L_m=5.0D_n$, 그리고 $L_t=0.5D_n$ 인 경우에 대한 등마하수 선도를 나타내었다. 그림 (a), (b) 그리고 (c)는 각각 이젝터 목직경비 D_t/D_n 가 $\sqrt{3}$, 2 그리고 $\sqrt{8}$ 인 경우로, 전술한 바와 같이 Fig. 3의 (a)에 비하여, D_t/D_n 가 증가할수록 혼합부에서 발생하는 전단층의 두께는 얇아지며, 이젝터 목 부분에서 발생하는 충격파는 약해지거나 (그림 (b) 참조), 이젝터 목에서 혼합유동은 초크하지 않게 된다. 따라서 이젝터 목의 직경비가 이젝터 유동장에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

이젝터 목의 길이가 이젝터 내부 유동장에 미치는 영향은 Fig. 5에서 관찰할 수 있다. 그림의 유동장들은 작동압력비 $P_{op}/P_a=1.80$, $L_m=5.0D_n$, 그리고 $D_t=\sqrt{3}D_n$ 로 고정하고 L_t/D_n 의 값을 0.5에서 2.0까지 변화시킨 경우의 등마하수 선도를 나타낸 것이다. 이젝터의 목 길이가 증가하는 경우에 전단층이나 이젝터 목의 하류에서 형성되는 충격파의 형태는 정성적으로 거의 동일하다.

그러나 L_t/D_n 의 값이 증가할수록 충격파의 위치는 하류로 이동한다는 것을 발견할 수 있다. 일반적으로 충격파는 이젝터 상·하류의 압력비와

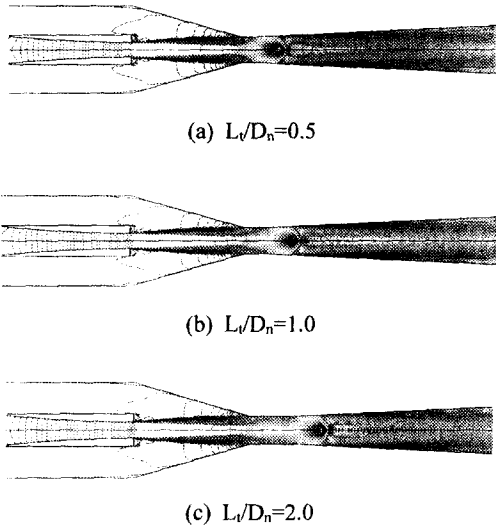


Fig. 5 Mach number contours
($L_m=5D_n$, $L_t=\sqrt{3}D_n$, and $P_{op}/P_a=1.8$)

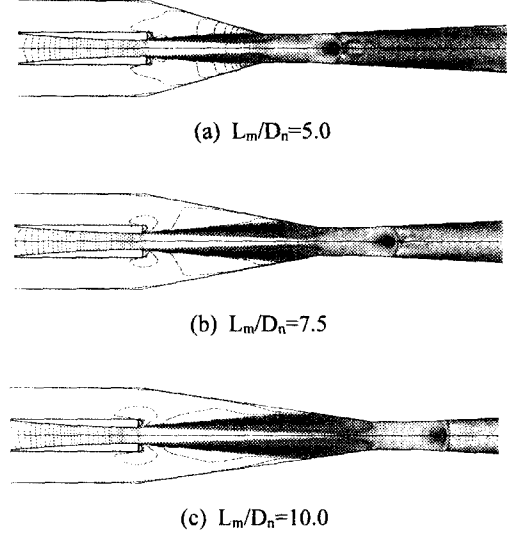


Fig. 6 Mach number contours
($L_t=2D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, and $P_{op}/P_a=1.8$)

유로의 기하학적 형상에 의존하여 그 위치가 결정되지만, 이젝터의 목 길이가 증가할수록, 이젝터 목부분에서 발생하는 경계층은 두께는 증가하게 되며, 경계층 유동의 산일효과에 의하여 압력손실이 발생하게 된다. 따라서 이러한 압력 손실은 이젝터의 상·하류에 작용하게 되는 유효 압력비에 영향을 미칠 수 있다. 이 뿐만 아니라 혼합유동의 초크는 이젝터 목의 하류단에서 발생하게 되므로, 이젝터 목의 길이가 증가할수록 초크발생 위치가 하류로 이동하기 때문에 충격파의 위치 변화가 발생하는 것으로 판단된다.

Fig. 6에는 $L_t=2.0D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, 그리고 $P_{op}/P_a=1.80$ 로 고정하고, 혼합부의 형상을 변화시킨 경우의 등마하수 선도를 나타내었다. 수치계산에서는 혼합부의 형상은 Fig. 1에서 기술한 바와 같이, 혼합부의 길이 L_m 를 $5D_n$, $7.5D_n$ 그리고 $10D_n$ 으로 변화시켰으며, 이젝터의 목 직경비를 고정하였으므로, L_m/D_n 이 증가할수록 혼합부부의 각도 θ_m 은 감소한다는 것에 주의를 필요로 한다. 그림으로부터 혼합부의 길이가 증가할수록 전단층은 더욱 발달하게 되며, 이젝터의 목 하류에서 형성되는 충격파의 위치는 하류로 이동하게 된다는 것을 관찰할 수 있다. 또 혼합부 길이가 증가할수록 충격파의 형태는 λ 형으로부터 수직 충격파의 형태로 천이하게 된다는 것을 알 수 있

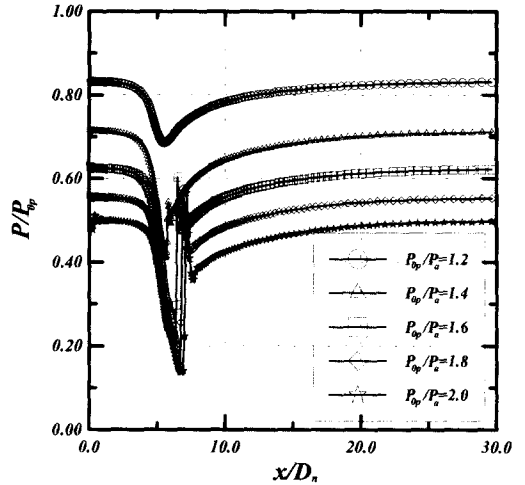


Fig. 7 Static pressures along the axis of subsonic ejector ($L_m=5D_n$, $L_t=0.5D_n$, and $D_t=2D_n$)

다. 이것은 혼합부의 길이는 이젝터의 혼합부에서 발생하는 1차 유동과 2차 유동의 혼합손실에 영향을 미치기 때문이라고 판단된다.

Fig. 7에는 $L_m=5.0D_n$, $L_t=0.5D_n$, 그리고 $D_t=2D_n$ 인 경우 아음속/음속 이젝터 내부 유동장을 정량적으로 조사하기 위하여, 이젝터 중심축을 따르는 정압분포를 나타내었다. 그림의 횡축은 축소노즐의 출구를 원점으로 하는 하류방향의 거리 x

를 노즐 출구 직경으로 무차원한 값이며, 종축은 축소노즐의 공급압력으로 무차원한 정압을 의미한다. 이젝터의 작동압력비가 1.2인 경우 혼합부에서 유동의 압력은 거의 일정하게 유지하다가, 혼합부 출구 부근에서 가속한 후 이젝터 디퓨저에서 감소하게 된다. 그러나 P_{op}/P_a 가 1.40로 증가하면 이젝터 목 하류단에서 유동은 초크하여 약한 충격파가 발생하는 것을 알 수 있다. P_{op}/P_a 가 더욱 증가함에 따라 충격파의 위치는 하류로 이동하게 되며, 충격파의 강도는 더욱 강해진다. 충격파 바로 하류에서 발생하는 압력감소는 λ 형 충격파가 이젝터 벽면으로부터 팽창파로 반사되기 때문이다. 한편 본 연구에 적용된 작동압력비의 범위에 대해서는 정성적으로 유사한 압력회복 과정이 이젝터 디퓨저에서 발생한다는 것을 알 수 있다. 이것은 이젝터 디퓨저에서 발생하는 충격파가 매우 약하며, 충격파에 의한 경계층의 박리현상이 발생하지 않기 때문이며, 또 디퓨저의 확대각이 작으므로 디퓨저 내에서 유동이 박리하지 않는데 기인한다고 생각할 수 있다.

Fig. 8에는 $L_m=5.0D_n$, $L_t=0.5D_n$, 그리고 $P_{op}/P_a=1.80$ 로 고정하고 이젝터 목 직경비를 변화시킨 경우, 이젝터 중심축을 따르는 정압력 분포를 나타내었다. 그림으로부터 이젝터의 작동압력비가 동일하다고 하더라도 이젝터의 목직경비에 따라 충격

파의 발생 위치나 강도 그리고 이젝터 디퓨저내에서 발생하는 유동은 달라지게 된다는 것을 알 수 있다. 구체적으로 이젝터 목직경비가 증가할수록 충격파의 위치는 이젝터 디퓨저내에서 상류로 이동하게 되며, 충격파의 강도는 약해지게 된다. 또 그림으로부터 이젝터 목직경비가 작은 경우에는 혼합부에서 1차와 2차 두유동은 거의 일정압력상태에서 혼합과정을 겪게 되지만, 이젝터 목직경비가 큰 경우에는 순압력구배에서 혼합이 발생한다는 것을 알 수 있다. 따라서 종래 이젝터 유동의 해석에서 일반적으로 가정되었던 바와 같이 일정 압력하에서 두 유동의 혼합이 발생한다고 가정하는 것은 이젝터 목직경비가 큰 경우에는 타당하지 않다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 $L_m=5.0D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, 그리고 $P_{op}/P_a=1.80$ 로 일정하게 유지하고 이젝터 목길이 L_t/D_n 를 변화시킨 경우의 정압력 분포를 나타내었다. 그림으로부터 L_t/D_n 의 값이 증가할수록 충격파의 위치는 하류로 이동하게 되지만, 혼합유동이 충격파에 의하여 압력상승을 겪는 과정은 거의 유사한 것으로 나타난다. 충격파의 강도는 L_t/D_n 가 1.0의 경우가 가장 약한 것으로 보인다. 따라서 이젝터의 경제적인 운전은 이젝터의 목길이가 축소노즐의 직경과 동일한 경우에 얻어진다는 것을

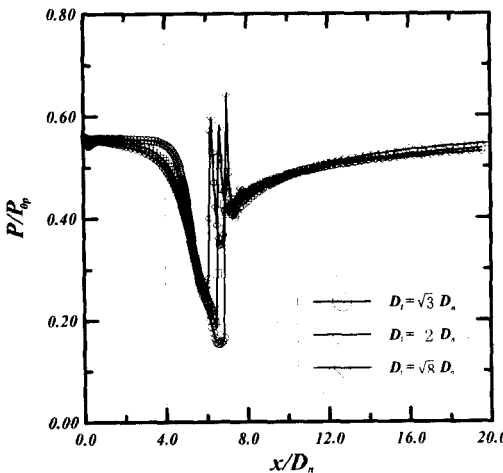


Fig. 8 Static pressures along the axis of subsonic ejector ($L_m=5D_n$, $L_t=0.5D_n$, and $P_{op}/P_a=1.8$)

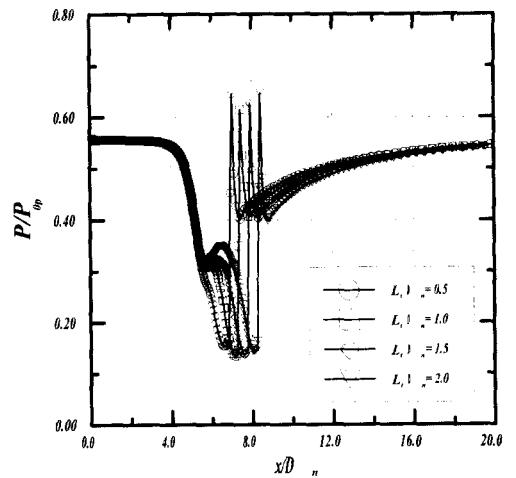


Fig. 9 Static pressures along the axis of subsonic ejector ($L_m=5D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, and $P_{op}/P_a=1.8$)

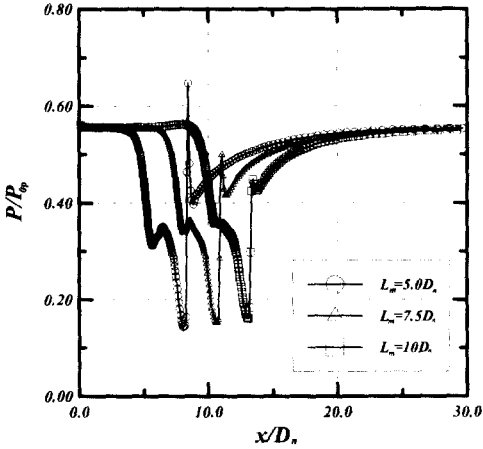


Fig. 10 Static pressures along the axis of subsonic ejector ($L_t=2D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, and $P_{op}/P_a=1.8$)

알 수 있다. 한편 충격파 상류 x/D_n 는 약 5.6의 위치에서 발생하는 압력변화는 이젝터 목 상류단에서 발생하는 압축파에 기인한 것이다.

이젝터의 혼합부 형상의 효과를 조사하기 위하여, Fig. 10에는 $L_t=2.0D_n$, $D_t=\sqrt{3}D_n$, 그리고 $P_{op}/P_a=1.80$ 로 일정하게 유지하고 L_m/D_n 의 값을 변화시킨 경우의 정압력분포를 나타내었다.

그림으로부터 L_m/D_n 의 값은 충격파의 강도나 발생위치에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 구체적으로 $L_m/D_n=7.5$ 의 경우가 다른 두 경우에 비하여 이젝터 목 하류에서 발생하는 충격파의 강도가 가장 약하다. 따라서 본 연구에서 적용된 바와 같은 아음속/음속 이젝터의 경우 혼합부의 길이 L_m 은 약 $7.5D_n$ 정도가 적당하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 11에는 $L_m=5.0D_n$, 그리고 $L_t=0.5D_n$ 로 일정하게 유지한 경우 이젝터 작동압력비에 따른 2차 흡인 유량 \dot{m}_s 의 관계를 나타내었다. 그림의 중축은 이젝터 입구로 유입하는 질량유량 \dot{m}_s 를 축소노즐의 초크유량 \dot{m}_c 으로 무차원한 값을 의미한다. 여기에서 \dot{m}_c 의 값은 이젝터의 작동압력비 $P_{op}/P_a=2.0$ 으로 한 경우, 축소노즐의 목을 통과하

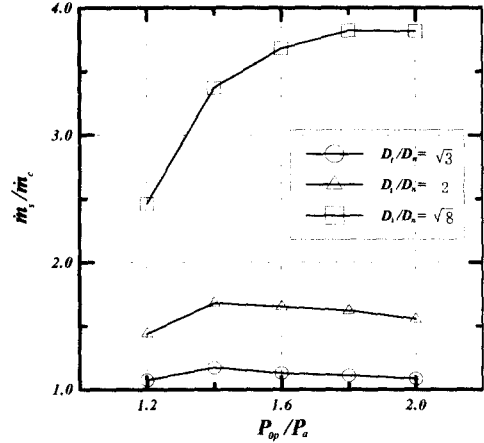


Fig. 11 Relationship between P_{op}/P_a and \dot{m}_s ($L_m=5D_n$, $L_t=0.5D_n$, and $D_t=\sqrt{3}D_n$)

는 이론적 질량유량이다. 그림으로부터 이젝터 목 직경비가 증가할수록 \dot{m}_s 의 값은 증가하며, 이젝터 목 직경비가 작은 $\sqrt{3}$ 과 2.0인 경우에는 $P_{op}/P_a=1.4$ 에서 2차 흡인유량은 최대가 된다는 것을 알 수 있다. 그러나 목 직경비가 $\sqrt{8}$ 로 증가하는 경우에는 최대 \dot{m}_s 는 $P_{op}/P_a=1.8$ 에서 최대가 되며, P_{op}/P_a 가 더욱 증가한다고 하더라도 \dot{m}_s 의 값은 거의 변화하지 않는다. 이것은 2차유동이 이젝터 목 상류의 어느 위치에서 초크하기 때문이라고 판단된다.

한편 진술한 바와 같이 이젝터 목 직경비가 작은 경우에 $P_{op}/P_a=1.40$ 에서 2차유량이 최대가 되는 것은 이젝터 목의 상류단에서 유동이 초크하기 때문이다. 그러나 P_{op}/P_a 가 더욱 증가하게 되면 이젝터 목의 하류단에서 혼합유동은 초크하게 되는데 이것은 디퓨저에서 발생하는 충격파로 인하여 유동손실이 증가하여, 이젝터의 작동압력비에 영향을 미치기 때문이라고 생각된다. 또 이젝터 목 직경비가 $\sqrt{8}$ 인 경우, 작동압력비가 1.80 이상으로 되면 이젝터 목에서 두 혼합유동의 초크가 발생하였다. 따라서 2차 흡인유동이 최대로 되는 것은 1차유동과 2차 유동의 두 혼합유동이 이젝터 목에서 초크하게 되는 최소 작동압력비에서 발생한다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 압축성 축대칭 Navier-Stokes 방정식의 수치해법을 통하여, 추기펌프용으로 사용되는 아음속/음속 이젝터 유동의 특성을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 이젝터 목직경비가 작은 경우에는 혼합부에서 1차와 2차 두유동은 거의 일정압력상태에서 혼합과정을 겪게 되지만, 이젝터 목직경비가 큰 경우에는 순압력구배에서 혼합이 발생한다.

(2) 이젝터의 2차 흡인유동이 최대로 되는 것은 1차 유동과 2차 유동의 두 혼합유동이 이젝터 목에서 초크하게 되는 최소 작동압력비에서 발생한다.

(3) 이젝터의 경제적인 운전은 이젝터의 목길이가 축소노즐의 직경과 동일한 경우에 얻어진다.

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 Ejector, Part 2," *AIAA Journal*, Vol. 21, No. 12, pp. 1698~1706.
- (3) Quinn, B., 1976, "Ejector Performance at High Temperatures and Pressures," *Journal Aircraft*, Vol. 13, No. 12, pp. 948~954.
- (4) Francis, W. E., Hoggarth, M. L. and Templeman, J. J., 1972, "The Design of Jet Pumps and Injectors for Gas Distribution and Combustion Purposes," *Symposium on Jet Pumps and Ejector. BHRA Fluid Engineering-Institution of Chemical Engineers*, London, England, No. 6, pp. 81~96.
- (5) Dutton, J. C. and Carroll, B. F., 1983, "Optimized Ejector-Diffuser Design Procedure for Natural Gas Vapor Recovery," *Trans. of ASME. Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 105, pp. 388~393.
- (6) Nagahiro, J., Iwamoto, J. and Higuchi, K., 1992, "Experiments for Fine Air Bubble Production in Liquids Using Ejectors," *Trans. American Society of Agricultural Engineers*, Vol. 35, No. 5, pp. 1581~1590.
- (7) 今木清康, 1980, "空氣調和工學," 産業圖書.
- (8) Aiken, T. N., 1973, "Aerodynamics and Noise Measurements on a Quasi-Two-Dimensional Augmentor Wing Model with Lose-Type Nozzles," NASA TMX-62237, Sept.
- (9) 化學工學協會, 1974, "化學工學便覽," 丸善.
- (10) Kim, H. D. and Kim., Y. G., 1995, "Simple Calculation Method for Performance Estimation of Supersonic Ejector," *KSPE Annual Conference*, pp. 3~13.
- (11) Chow, W. L. and Addy, A. L., 1961, "Interaction between Primary and Secondary Streams of Supersonic Ejector System and Their Performance Characteristics," *AIAA Jour.*, Vol. 2, No. 4, pp. 680~695.
- (12) Lim, J. W. and Lee, S. H., 2000, "Engine Room Cooling System Using Jet Pump," *KSME Spring Annual Meeting*, Vol. B, pp. 162~167.
- (13) Viets, H., Campbell, J. R. and Korkan, K. D., 1981, "Acoustic Interactions in Ejectors," AIAA Paper 81-2045, Oct.
- (14) Knight, J., 1967, "The Use of Steam Ejector for the Vacuum Degassing of Steel," *Jour. IMech.*, Vol. 181, No. 10, pp. 225~239.
- (15) Hsu, C. T., 1984, "Investigation of an Ejector Heat Pump by Analytical Methods," ORNL /CON-144, Oak Ridge National Laboratory, July.
- (16) H.D.Kim, Setoguchi, T., S.Yu, and S. Raghunathan, "Navier-Stokes Computations of the Supersonic Ejector-Diffuser System with a Second Throat," *International Jour. of Thermal Science*, Vol. 8, No. 2, pp. 79~88.
- (17) Kim, H. D., Lee, Y. K., Setoguchi, T. and Yu, S., 1999, "Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems," *Journal of Thermal Science*, Vol. 8, No. 4, pp. 214~222.
- (18) 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 Jour.*, Vol. 24, No. 8, pp. 1128~1138.
- (19) 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.