

## 진공 펌프형 아음속/음속 이젝터 유동에 관한 수치해석적 연구

김희동\* · 권오식\* · 최보규\*\*

### CFD Study of the Vacuum-Pump Type Subsonic/Sonic Ejector Flows

H.D.Kim\* · O.S.Kwon\* · B.G.Choi\*\*

#### 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 the subsonic/sonic ejector systems which are applicable to industrial vacuum pumps, the ejector throat area, the mixing section configuration, and the ejector throat length are changed in computations. For the subsonic/sonic ejector systems operating in the range of low operation pressure ratios, the effects of the design factors on the vacuum performance of the secondary chamber are discussed.

#### 초 록

본 연구에서는 어떤 2차목을 가지는 축대칭 아음속/음속 이젝터 유동을 조사하기 위하여, 수치해석법을 이용하였다. 수치계산은 2차 정체실에서 이젝터 디퓨저 출구까지의 넓은 계산영역에 대하여, 압축성 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 방정식에 완전 음적 유한 체적법을 적용하였다. 축대칭 아음속/음속 이젝터 시스템에 대한 실용적 설계 인자를 얻기 위해서, 이젝터 목면적, 혼합부의 형상, 그리고 이젝터 목 길이를 변화시켜, 비교적 낮은 작동압력비로 운전되는 이젝터 유동특성의 변화를 조사하였다. 계산 결과들은 2차 정체실의 진공성능에 미치는 작동압력비와 이젝터 형상의 영향을 조사하는데 활용되었다.

#### 1. 서론

이젝터(ejector)는 고압의 유체를 노즐로 분출시켜, 그 분류 주변의 저압기체와 운동량 교환

\* 안동대학교 기계공학부(Andong National University, School of Mechanical Eng.)

\*\* (주)동화정기(DongHwa Precision Ind. Co., LTD.)

을 통하여 저압의 유체를 보다 높은 압력까지 압축하여 수송하는 장치이다. 이젝터는 노즐(nozzle), 혼합부(mixing section) 및 디퓨저(diffuser)로 구성<sup>(1)</sup>되어 있으며, 이젝터 시스템 전체에 어떤 회전부분이나 활동부분을 가지지 않는 유체기계이므로 고장이 적고, 소형임에도 불구하고 대용량의 유체를 압축 또는 수송할 수 있는 특징을 가지고 있다.

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/STOL항공기의 추력증강<sup>(2)</sup>이나, 로켓트엔진의 고도상태(high altitude)의 모사,<sup>(3)</sup> 연소시험,<sup>(4)</sup> 천연가스 재생,<sup>(5)</sup> 식품제조,<sup>(6)</sup> 건조 및 탈취,<sup>(7)</sup> 소음저감<sup>(8)</sup> 그리고 각종 화학공업<sup>(9)</sup> 등에 널리 활용되어 왔다.

초음속 이젝터의 경우 1차노즐의 구동압력은 비교적 높으며, 현재까지 이젝터의 성능계산과 실용적 설계법에 대해서 상당히 많은 연구가 수행되어 왔다.<sup>(10,11)</sup> 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,<sup>(12)</sup> 소음저감설비,<sup>(13)</sup> 환기 및 탈취,<sup>(14)</sup> 각종 유체수송 및 펌프<sup>(15)</sup> 등 추기의 목적이나 진공상태를 얻기 위한 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 구동압력

비에 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<sup>(16,17,18)</sup>, 이젝터 내부유동은 1차유동과 2차유동의 혼합, 충격파, 비정상성, 3차원성 등 매우 복잡하며<sup>(19)</sup>, 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 매우 많기 때문이다. 따라서 수치계산법은 이젝터의 상세형상을 결정하는데 유용한 도구로 활용될 수 있음에 틀림없다.

일반적으로 이젝터가 아음속이나 초음속으로 운전되더라도 이젝터 내부의 유동은 1차 구동노즐, 혼합부, 이젝터의 목 그리고 디퓨저 등의 상세 형상 뿐만 아니라 이젝터의 작동압력비에 강하게 의존한다. 예를 들면 1차 노즐의 형상과 작동압력비가 주어지는 경우, 이젝터 혼합부 형상 즉 혼합부의 길이 및 각도 등은 1차 유동과 2차유동의 혼합특성에 크게 영향을 미칠 수 있다. 또 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 일

례는 극히 드물다.

본 연구에서는 압축성 축대칭 Navier-Stokes 방정식의 수치해법을 적용하여, 진공펌프용으로 사용되는 아음속/음속 이젝터 유동의 특성을 조사하였다. 수치계산에는 축소형 1차 구동노즐을 적용하였으며, 이젝터의 작동압력비를 1.20에서 2.0까지 변화시켰다. 또 이젝터 상세형상이 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  $P_{0p}$ 와 이젝터 배압인  $P_a$ 의 비  $P_{0p}/P_a$ 를 이젝터의 작동압력비로 정의하였다. 전압  $P_{0p}$ 를 가지는 기체(공기, 비열비=1.4)는 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.

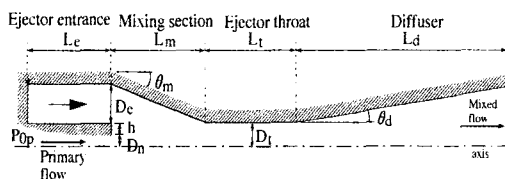


Fig. 1 Schematic diagram of typical subsonic ejector system

본 연구에서는 구동노즐 출구 직경을  $D_n$  (=16 mm), 노즐 출구단의 두께를  $h$  (=2mm)로 고정하였다. 또 2차 유동으로 인하여 그림에 나타난 2차 정체실의 압력은 감소하게 된다. 본 연구에 적용된 2차 정체실은 직경  $D_e$  (=45 $D_n$ ), 길이  $L_e$  =80 $D_n$ 인 원통형으로 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  $\theta_m$ 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 600 $D_n$ 으로 고정하였으며, 디퓨저 확대각  $\theta_d$ 가 이젝터 내부유동과 성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여,  $\theta_d$ 의 값을 4도에서 10도까지의 범위에서 변화시켰다. 수치계산의 결과는 이젝터 작동압력비와 이젝터 상세 형상을 변화시켜, 2차 정체실의 압력변화를 고찰하는데 활용되었다.

## 3. 수치해석법

본 연구에서는 이젝터 내부의 유동장을 수치적으로 모사하기 위하여, 축대칭 압축성 Navier-Stokes 방정식에 유한체적법을 적용하였으며, 수치계산에 사용된 지배방정식 및 수치계산법에 대해서는 문헌<sup>(16,17)</sup>에 상세하게 기술되어 있으므로, 본 논문에서는 생략한다.

Fig. 1에 나타난 아음속/음속 이젝터 유동장에 대하여, 수치계산에서는 구동노즐인 축소노즐 입구에서 유입조건을 적용하였으며, 축소노즐의 입구에서는 전압과 등엔트로피 관계식을 이용하여 정압을 적용하였다. 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. 이젝터 디퓨저 출구에는 유출조건을 적용하였으며, 축소노즐과 이젝터 벽을 구성하는 모든 고체벽면에는 단열 no-slip조건이 적용하였다.

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 8000회의 반복계산이 소요되었으며, 1차 구동노즐 입구와

이젝터 디퓨저 출구 즉 계산영역의 경계를 출입하는 질량유량의 합이  $\pm 0.5\%$  이하로 되는 조건을 수치해가 수렴한 것으로 판정하였다.



Fig. 2 Computational grid system

Fig. 2에는 본 연구에서 적용된 정렬 격자계를 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  $L_m=5.0D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$  그리고  $\theta_d=4.0^\circ$  인 경우 아음속/음속 이젝터 내부 유동의 등마하수 선도를 나타내었다. Fig. 3 (a)는  $P_{0p}/P_a=1.2$ 인 경우로 축소노즐로부터 방출되는 유동은 2차 정체실로부터 흡인되는 유동과 혼합하면서 이젝터 목을 통과하게 된다.

이 그림으로부터 축소노즐의 끝단으로부터 1차 유동과 2차 유동의 경계에는 강한 전단층이 형성되는 것을 관찰할 수 있으며, 이젝터 중심축에서 유동은 축소노즐 출구로부터 하류방향으로 거의 일정 속도로 이젝터 목을 통과하여 이젝터 디퓨저에서 감속하게 된다. 이때 이젝터 목에서 두 혼합유동은 초크하지 않는다. Fig. 3 (b)는  $P_{0p}/P_a=1.6$ 인 경우이며, 1차 노즐 출구부 근에서 약한 충격파 시스템이 관찰된다. 그 후 유동은 이젝터 혼합부에서 거의 일정 속도를 유지하다가 이젝터 목을 통과하여, 디퓨저에서 감속한다.

한편  $P_{0p}/P_a=2.0$ 인 Fig. 3 (c)에서는 축소노즐 목에서 유동은 초크한 후, 혼합부에서 다수의

약한 충격파군이 형성된다. 따라서 혼합부에서 유동은 충격파군을 통과하면서 압축과 팽창을 반복하면서 이젝터 목을 통과하여, 이젝터 디퓨저에서 아음속으로 감속하게 된다.

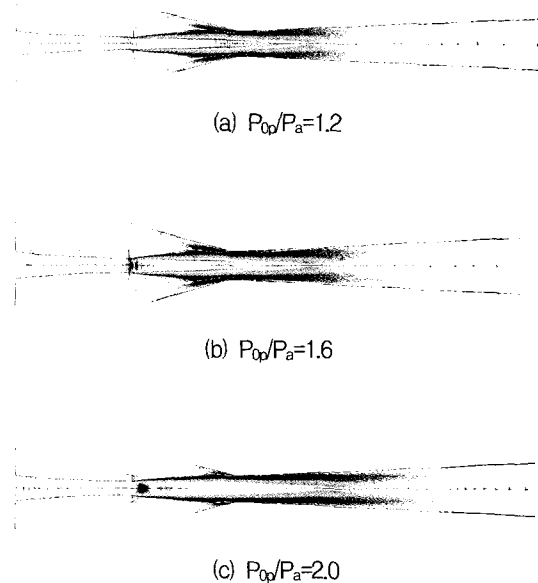


Fig. 3 Mach number contours  
( $L_m=5D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$ , and  $\theta_d=4^\circ$ )

위의 계산 결과로부터 이젝터 목에서 유동은 1차원 유동에서 정의되는 바와 같은 초크형태를 취하지 않으며, 이젝터 목단면적 전체에 걸쳐 음속상태로 되지 않는다. 즉 이젝터 중심축에서 유동은 이젝터 목에서 국소적으로 음속이상의 속도를 가지게 되지만, 벽면 근처의 저속영역이 발생하게 되므로, 유로 전체에 걸쳐 유동의 초크를 설명하는 것은 곤란하다.

축소노즐 목의 직경  $D_n$ 과 이젝터 목의 직경  $D_t$ 의 비 즉, 이젝터 목의 직경비  $D_t/D_n$ 가 이젝터 유동장에 미치는 영향을 조사하기 위하여, Fig. 4에는 이젝터 작동압력비  $P_{0p}/P_a$ 를 1.4로 고정하고  $L_m=5.0D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$  그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 인 경우에 대한 등마하수 선도를 나타내었다.

Fig. 4 (a), (b) 그리고 (c)는 각각 이젝터 목직경비  $D_t/D_n$ 가  $\sqrt{3}$ , 2 그리고  $\sqrt{8}$ 인 경우이다.

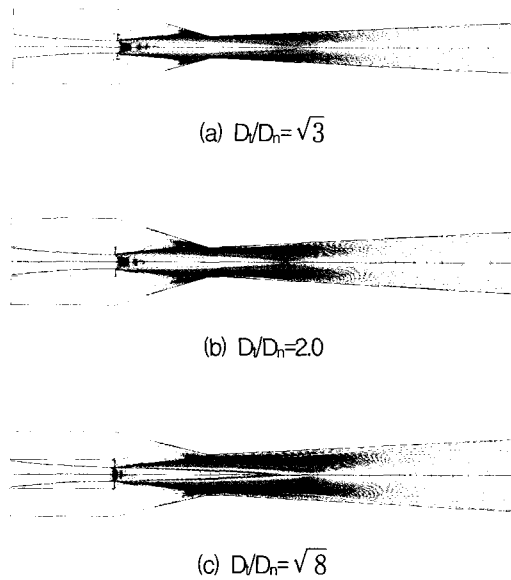


Fig. 4 Mach number contours  
( $L_m=5D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$ ,  $P_{0p}/P_a=1.4$ , and  $\theta_d=4^\circ$ )

Fig. 4로부터  $D_t/D_n$ 의 변화는 이젝터 혼합부에서 발생하는 유동에 큰 영향을 미치는 것으로 보인다. 즉,  $D_t/D_n$ 가 증가할수록 혼합부에서 발생하는 충격파 시스템은 약해지게 되며,  $D_t/D_n$ 가 가장 작은 Fig. 4 (a)의 경우에는 혼합부에서 다수의 충격파 군이 형성된다는 것을 알 수 있다. 따라서 이젝터 목면적비가 큰 경우에는 종래 이론해석에서 가정되었던 바와 같이, 혼합부에서 발생하는 수직충격파와 압력 일정 상태에서의 혼합과정이 타당한 것으로 판단된다. 그러나 이젝터 목면적비가 작은 경우에는 이론해석에서 적용된 가정들은 수정되어야 한다는 것을 알 수 있다.

이젝터 목의 길이가 이젝터 내부 유동장에 미치는 영향은 Fig. 5에서 관찰할 수 있다. 그림의 유동장들은 작동압력비  $P_{0p}/P_a=1.80$ ,  $L_m=5.0D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$  그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 로 고정하고  $L_t/D_n$ 의 값을 0.5에서 2.0까지 변화시킨 경우의 등마하수 선도를 나타낸 것이다.

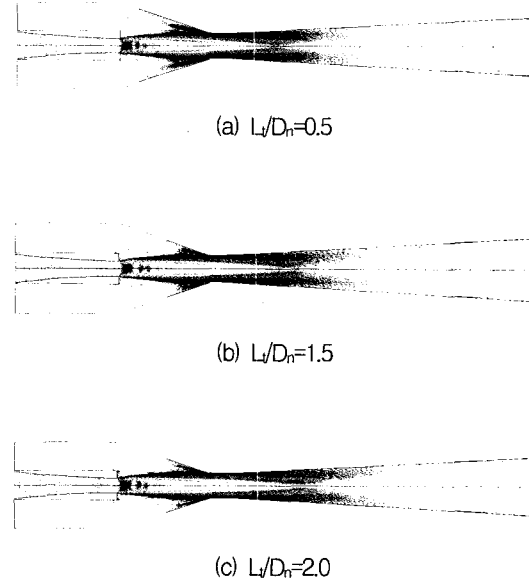


Fig. 5 Mach number contours  
( $L_m=5D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$ ,  $P_{0p}/P_a=1.8$ , and  $\theta_d=4^\circ$ )

이젝터의 목 길이가 변화하는 경우에 이젝터의 혼합부에서 발생하는 유동의 정성적인 특성은 크게 바뀌지 않는 것으로 보인다. 그러나  $L_t/D_n$ 의 값이 증가하는 경우에 혼합부에서 발생하는 충격파 시스템의 강도가 다소 강해진다는 것을 확인할 수 있다. 이것은 다음과 같은 사실에 기인한다.

일반적으로 충격파는 이젝터 상하류의 압력비와 유로의 기하학적 형상에 의존하여 그 위치가 결정되지만, 이젝터의 목 길이가 증가할수록, 이젝터 목부분에서 발생하는 경계층은 두께는 증가하게 되며, 경계층 유동의 점성 산일효과에 의하여 압력손실이 발생하게 된다. 따라서 이러한 압력 손실은 이젝터의 상하류에 작용하게 되는 유효압력비에 영향을 미칠 수 있다.

Fig. 6에는  $L_m=5.0D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$ ,  $D_t=2D_n$  그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 인 경우 아음속/음속 이젝터 내부 유동장을 정량적으로 조사하기 위하여, 이젝터 중심축을 따르는 정압분포를 나타내었다.

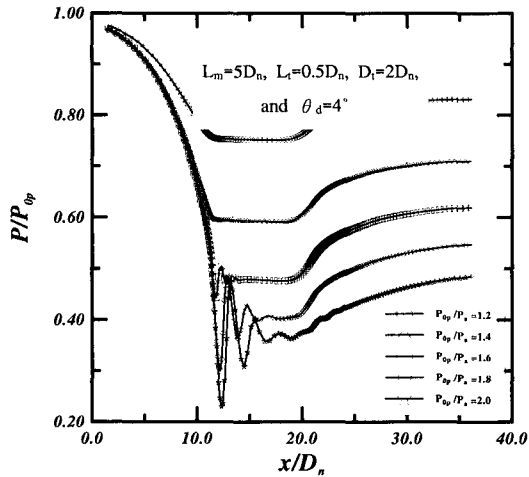


Fig. 6 Static pressures along the axis of subsonic ejector

Fig. 6의 횡축은 축소노즐의 입구를 원점으로 하는 하류방향의 거리  $x$ 를 노즐 출구 직경  $D_n$ 으로 무차원한 값이며, 종축은 축소노즐의 공급압력으로 무차원한 국소정압을 의미한다. 이젝터의 작동압력비가 1.2인 경우 혼합부에서 유동의 압력은 거의 일정하게 유지하다가, 이젝터 혼합부를 지나서 압력은 점차 증가하게 된다. 유사한 경향은  $P_{0p}/P_a=1.4$ 인 경우에도 발견된다.

그러나  $P_{0p}/P_a$ 가 1.6보다 큰 경우  $x/D_n < 12.0$ 의 영역에서 압력분포는  $P_{0p}/P_a$ 에 무관하게 동일하게 나타난다. 이것은 축소노즐 출구에서 유동이 초크한다는 것을 의미한다. 축소노즐의 출구에서 유동이 초크하게 되는 경우에  $P_{0p}/P_a$ 가 증가함에 따라 혼합부에서 발생하는 충격파 시스템으로 인하여 압력은 증가와 감소를 반복하다가 이젝터 디퓨저를 통하여 단조로운 증가를 나타낸다.

그림으로부터  $P_{0p}/P_a$ 가 증가함에 따라 이젝터 혼합부에서 발생하는 충격파 시스템은 다소 하류로 이동한다는 것을 알 수 있다.

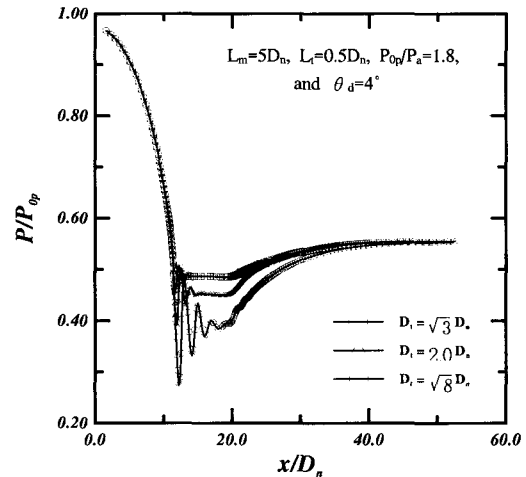


Fig. 7 Static pressures along the axis of subsonic ejector

Fig. 7에는  $L_m=5.0D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$ ,  $P_{0p}/P_a=1.80$ , 그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 로 고정하고 이젝터 목 직경비를 변화시킨 경우, 이젝터 중심축을 따르는 정압력 분포를 나타내었다. 수치해석 결과 이젝터의 작동압력비가 동일하다고 하더라도 이젝터의 혼합부에서 발생하는 유동은 목 직경비에 큰 영향을 받는 것으로 보인다.

목 직경비가 큰 경우에는 축소노즐 출구에서 발생하는 약한 충격파에 하류에서 유동의 압력은 거의 일정한 것으로 보인다. 그러나 목 직경비가 작아짐에 따라 충격파는 강하게 되며, 혼합부에는 다수의 충격파들이 형성된다는 것을 알 수 있다.

따라서 이젝터 목 직경비가 큰 경우에는 혼합부에서 1차와 2차 두 유동은 거의 일정 압력상태에서 혼합과정을 겪게 되지만, 이젝터 목 직경비가 작은 경우에는 두 유동의 유동방향의 상당히 큰 압력변동이 혼합과정에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

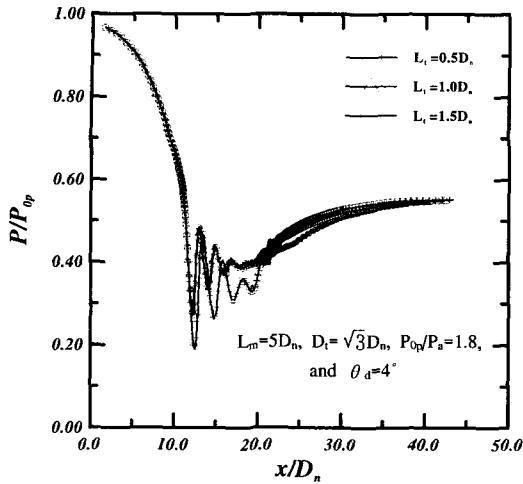


Fig. 8 Static pressures along the axis of subsonic ejector

Fig. 8은  $L_m=5.0D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$ ,  $P_{0p}/P_a=1.80$ , 그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 로 일정하게 유지하고 이젝터 목길이  $L_t/D_n$ 를 변화시킨 경우의 정압력 분포를 나타내었다.

그럼으로부터  $L_t/D_n$ 의 값이 비교적 큰 1.5인 경우, 충격파 시스템의 강도는 강해지며, 혼합부 내에서 하류로 이동한다. 그러나  $L_t/D_n$ 의 값이 0.5와 1.0인 경우에는 혼합부에서 발생하는 유동장은 거의 유사한 것으로 보인다. 따라서 진공 펌프의 용도로 사용되는 이젝터의 경우, 혼합부 내에서 발생하는 충격파에 의한 압력손실을 줄여야 하므로, 이젝터의 최적 목 길이를 설정하는 것이 중요하다.

이젝터 디퓨저의 확대각  $\theta_d$ 가 이젝터 내부유동에 미치는 영향을 조사하기 위하여, Fig. 9에는  $L_m/D_n=5.0$ ,  $L_t=2.0D_n$ ,  $D_t=\sqrt{3}D_n$  그리고  $P_{0p}/P_a=1.80$ 로 일정하게 유지하고,  $\theta_d$ 를 변화시킨 경우의 정압력분포를 나타내었다. 그럼으로부터  $\theta_d$ 가 6도와 8도 인 경우에는 이젝터 혼합부에서 발생하는 유동장은 거의 유사하다.

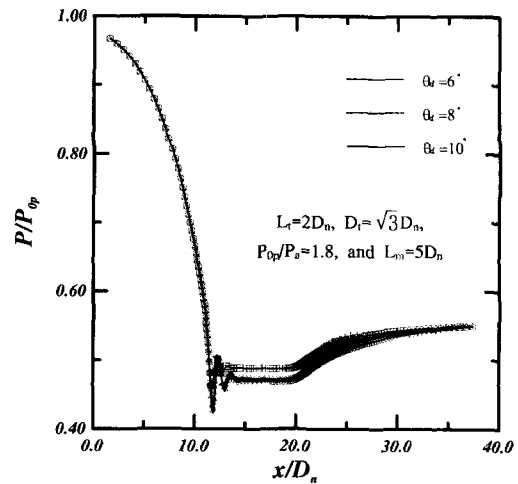


Fig. 9 Static pressures along the axis of subsonic ejector

그러나  $\theta_d$ 가 10도인 경우 혼합부에서 발생하는 압력은  $\theta_d$ 가 6도와 8도의 경우에 비하여 높으며, 충격파의 강도도 약해진다. 이것은 이젝터 목을 지나는 유동이 초크하지 않기 때문에, 혼합부에서 발생하는 유동장에 디퓨저내의 압력회복 과정이 영향을 미치지 때문이다.

Fig. 10에는  $L_m=5.0D_n$ ,  $L_t=0.5D_n$  그리고  $\theta_d=4.0^\circ$ 로 일정하게 유지한 경우, 이젝터 목직경비가 2차 정체실의 압력  $P_{0s}/P_a$ 에 미치는 영향을 나타내었다. 그림의 계산값들은 이젝터의 목 직경비가 일정한 경우, 이젝터의 작동압력비가 증가함에 따라 2차 정체실의 압력은 감소하다가 어느 작동압력비에서 최소값을 가지는 경향을 나타낸다. 구체적으로 목직경비가 2.0인 경우, 이젝터의 작동압력비가 1.80에서 2차 정체실의 압력은 가장 낮게 되며, 목직경비가 2.0보다 큰 경우에는 2차 정체실의 압력을 최소로 하는 작동압력비가 증가한다는 것을 알 수 있다. 더욱이 본 연구의 작동압력비의 범위에서는 목직경비가 작을수록 2차 정체실의 압력은 낮아진다는 것을 알 수 있다.

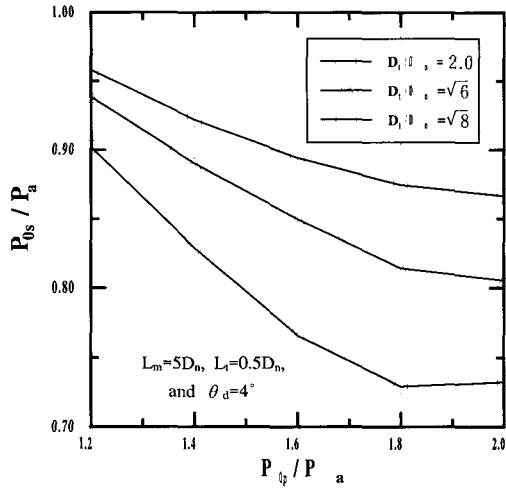


Fig. 10 Effect of  $D/D_n$  on Secondary chamber pressure

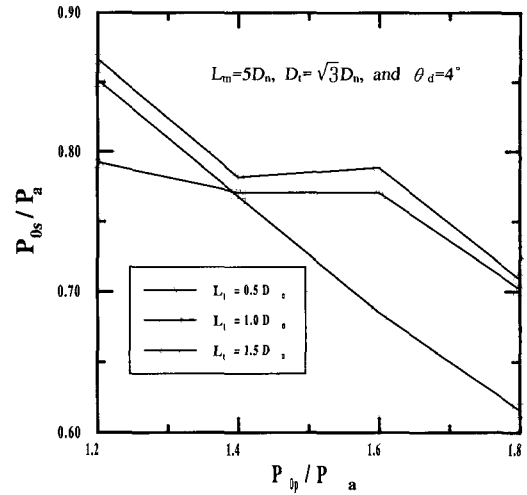


Fig. 11 Effect of  $L_t/D_n$  on secondary chamber pressure

Fig. 11에는 이젝터 목의 길이  $L_t/D_n$ 가 2차 정체실의 압력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 계산값은 이젝터의 목의 길이가 일정한 경우, 이젝터의 작동압력비가 증가함에 따라 2차 정체실의 압력은 감소하게 되며, 목길이가 1차 노즐의 출구 직경과 동일한 경우에 2차 정체실의 압력은 가장 낮은 것으로 보인다.

Fig. 12에는 이젝터 디퓨저의 확대각이 2차 정체실의 압력에 미치는 영향을 나타내었다. 그림으로부터 디퓨저의 확대각이 10도인 경우 작동압력비가 증가함에 따라 2차 정체실의 압력은 감소하다가  $P_{0p}/P_a$ 가 약 1.60에서 최소값을 가진 후,  $P_{0p}/P_a$ 가 더욱 증가함에 따라 약간씩 증가하는 경향을 보인다.

그러나 디퓨저의 확대각이 작은 6도와 8도인 경우에는 2차 정체실의 압력은  $P_{0p}/P_a$ 가 클수록 감소하는 경향을 보인다.

이것은 이젝터 디퓨저에서 발생하는 압력회복 과정과 유동손실이 이젝터의 유효 작동압력비에 영향을 미치기 때문이며, 가능하면 이젝터 디퓨저의 확대각을 작게 하는 것이 2차 정체실의 진공도를 높일 수 있다는 것으로 판단된다.

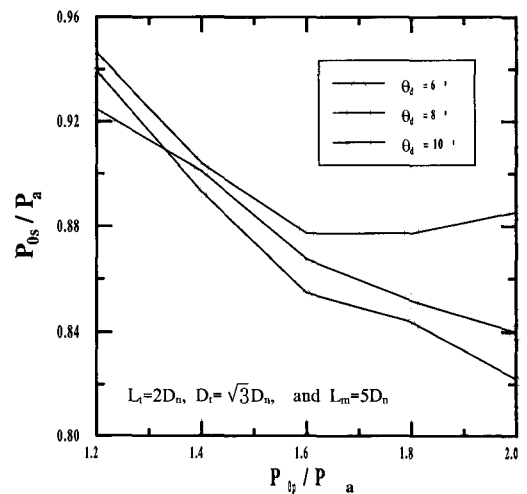


Fig. 12 Effect of  $\theta_d$  on secondary chamber pressure

그러나 이젝터 디퓨저의 확대각이 작아지는 경우, 유동이 이젝터 배압조건에 부응하기 위해서 디퓨저의 길이가 길어져야 한다. 이 경우 디퓨저 벽면에서 발생하는 마찰손실이 증가하게 되어 2차 정체실의 압력에 영향을 미칠 수 있다.



따라서 디퓨저의 제작비나 설치공간 등의 문제와 유동손실을 동시에 고려하여 디퓨저를 설계할 필요가 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 압축성 축대칭 Navier-Stokes 방정식의 수치해법을 통하여, 진공펌프용으로 사용되는 아음속/음속 이젝터 유동의 특성을 조사하였다. 이젝터의 작동압력비가 2.0보다 낮은 경우에 이젝터의 2차 정체실의 압력에 미치는 이젝터 설계인자들의 영향을 요약하면 다음과 같다.

- (1) 본 연구에 적용된 이젝터의 목직경비의 범위에서 이젝터의 목직경비가 작을수록 2차 정체실의 압력은 낮아진다.
- (2) 이젝터의 목길이가 1차 노즐의 출구직경과 동일한 크기를 가질 때 2차 정체실의 압력은 최소로 된다.
- (3) 본 연구에서 적용된 작동압력비의 범위에서 이젝터 디퓨저의 확대각이 큰 경우에는 2차 정체실의 압력을 최소로 하는 작동압력비가 존재하지만, 확대각이 작은 경우에는 작동압력비가 증가할수록 2차 정체실의 압력은 낮아진다.

## 감사의 글

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

## 참고문헌

1. J.H.Keenan, E.P.Neumann, and F.Lustwerk, "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment," *Journal of Applied Mechanics*, Vol.17, No.3, 1950, pp.299~309.
2. M.Alperin, and J.J.Wu, "Thrust Augmenting Ejector, Part 2," *AIAA Journal*, Vol.21, No.12, 1983, pp.1698~1706.
3. B.Quinn, "Ejector Performance at High Temperatures and Pressures," *Journal Aircraft*, Vol.13, No.12, 1976, pp.948~954.
4. W.E.Francis, M.L.Hoggarth, and J.J.Tempelman, "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, 1972, pp.81~96.
5. J.C.Dutton, and B.F.Carroll, "Optimized Ejector-Diffuser Design Procedure for Natural Gas Vapor Recovery," *Trans. of ASME, Journal of Energy Resources Technology*, Vol.105, 1983, pp.388~393.
6. J.Nagahiro, J.Iwamoto, and K.Higuchi, "Experiments for Fine Air Bubble Production in Liquids Using Ejectors," *Trans. American Society of Agricultural Engineers*, Vol.35, No.5, 1992, pp.1581~1590.
7. 今木清康, "空氣調和工學," 産業圖書, 1980.
8. T.N.Aiken, "Aerodynamics and Noise Measurements on a Quasi-Two-Dimensional Augmentor Wing Model with Lose-Type Nozzles," *NASA TMX-62237*, Sept.1973.
9. 化學工學協會, "化學工學便覽," 丸善, 1974.
10. H.D.Kim, and Y.G.Kim., "Simple Calculation Method for Performance Estimation of Supersonic Ejector," *KSPE Annual Conference*, 1995, pp.3-13.
11. W.L.Chow, and A.L.Addy, "Interaction between Primary and Secondary Streams of Supersonic Ejector System and Their Performance Characteristics," *AIAA Journal*, Vol.2, No.4, 1961, pp.680~695.

12. J.W.Lim, and S.H.Lee, "Engine Room Cooling System Using Jet Pump," KSME Spring Annual Meeting, Vol.B, 2000, pp.162~167.
13. H.Viets, J.R.Campbell, and K.D.Korkan, "Acoustic Interactions in Ejectors," AIAA Paper 81-2045, Oct, 1981.
14. J.Knight, "The Use of Steam Ejector for the Vacuum Degassing of Steel," Jour. IMech., Vol.181, No.10, 1967, pp.225~239.
15. C.T.Hsu, "Investigation of an Ejector Heat Pump by Analytical Methods," ORNL/CON-144, Oak Ridge National Laboratory, July, 1984.
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, 1999, pp.79-88.
17. H.D.Kim, Y.K.Lee, T.Setoguchi, and S.Yu, "Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems," Journal of Thermal Science, Vol.8, No.4, 1999, pp.214~222.
18. B.G.Choi, Y.K.Lee, H.D.Kim, and D.J.Kim, "Computations of the Supersonic Ejector Flows with the Second Throat," KSME Jour., 2000, Vol.24, No.8.
19. H.D.Kim, "Shock Train and Pseudo-Shock Phenomena in Internal Gas Flows," Progress in Aerospace Sciences, Pergamon Press, Vol.226, 1999, pp.23~100, 1999.