

## 이젝터 흡입관의 유동장 분석에 관한 연구

김 노 형\*†

\* GS 칼텍스(주)

### Study on Analysis of Flow Field in Ejector Suction Pipe

Noh-Hyeong Kim\*†

\* GS Caltex Corporation, Republic of Korea

(Received May 17, 2012 ; Revised August 3, 2012 ; Accepted August 5, 2012)

**Key Words:** Ejector(이젝터), Suction Pipe(흡입관), Driving Pipe(구동관로), Pressure(압력)

**초록:** 이젝터는 고압의 유체를 구동관로에서 분출시켜, 그 주변의 저압기체와 운동량 교환을 통하여 저압의 유체를 보다 높은 압력까지 상승시켜 흡인되는 유체를 이송하는 장치이다. 증기-증기 이젝터는 흡입, 혼합 및 탈수에 널리 사용되고 있다. 그리고 이젝터는 기계적인 작동이 없으므로, 고장이 거의 없다. 또한 이젝터는 유체 관련 시스템의 크기에 관계없이 유체와 관련된 다양한 장소에 용이하게 설치할 수 있어, 정비의 필요성이 거의 없고 비용도 합리적이다. 따라서 본 연구는 단순 압축 또는 진공 설비를 위한 펌프 혹은 기계장치 대안으로 사용되는 이젝터 전체에 적용할 수 있는 기초 자료 제공을 목표로 하였다. 이 목표를 위해 실험만으로 획득할 수 없는 자료를 전산유체역학을 적용하여 분석함으로써 이젝터의 유체역학적 특성에 있어 최적의 설계조건을 제시하였다.

**Abstract:** An ejector is a fluid transportation device that operates based on the principle that a high-pressure fluid is spouted through a driving pipe and the pressure of a low-pressure fluid is increased through exchange of momentum with a low-pressure gas. Steam-steam ejectors have been widely used for suction, mixture, and dehydration. They can be easily used in places where fluid moves and expenses are reasonable. In addition, such ejectors are a semi-permanent fluid device that requires little maintenance. In this study, we present an optimized design by analyzing what cannot be obtained through experiments in order to improve the device performance, analyze general contents of a flow by acquiring exact test data on specific and interpretative areas using more advanced experimental techniques, and identify the flow characteristics of a branch pipe by examining the validity of experiments using computer hydrodynamics simulations.

#### - 기호설명 -

- $D_h$  : 유로 직경
- $D$  : 관 직경
- $Le$  : 입구 길이
- $Q$  : 유량 ( $l/s$ )
- $t$  : 시간 ( $sec$ )
- $p$  : 압력 ( $N/m^2$ )
- $Re$  : 레이놀즈 수

#### 1. 서론

이젝터(Ejector)는 유체의 운동 에너지를 이용하

여 고압의 유체를 구동관로에서 분출시켜, 그 주변의 저압기체와 운동량 교환을 통하여 저압의 유체를 보다 높은 압력까지 상승시켜 흡인되는 원리를 이용한 수송 장치로서 기계적 운동부분이 없기 때문에 비교적 고장이 거의 없다. 에너지 효율을 증대시키기 위한 노력은 오늘날과 같은 문명사회를 구축하였으며 이에 대한 연구는 끊임없이 계속되고 있다. 에너지 효율을 증가시키기 위한 한 예로서 이젝터(Ejector)는 산업현장에서 흡수, 혼합, 탈수 등의 목적으로 사용되고 있을 뿐 아니라, 주거환경의 90%를 차지하고 있는 건축물은 초고층, 대형화로 인해 쾌적한 환경을 만들어 내기 위한 공기조화 기술에서도 중요한 사항으로 연구되고 있다. 이러한 이젝터에 대한 연구로서, Fluegel<sup>(1)</sup>은 액체-액체 이젝터의 유동특성을 베르누이 방정식

† Corresponding Author, [nhkstar@gscaltex.com](mailto:nhkstar@gscaltex.com)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

과 운동량 방정식을 적용하여 기본적인 해석방법을 제시하였으며 증기-증기 이젝터의 각각의 특성을 엔탈피-엔트로피 선도로 나타내었고, Sun and Eames<sup>(2)</sup>는 냉동시스템에서 이중 증발기의 출구에 이젝터를 설치하여 압축일을 줄여 성적계수를 향상시킬 수 있음을 이론과 실험을 통해 분석하였다. 구동유체와 흡입유체의 혼합에 관한 이론적 연구를 중점적으로 수행하였으며, Witte<sup>(3)</sup>에 의한 액체-가스 이젝터에 대한 이론적인 설계방법을 제시하였고, Biswas and Mitra<sup>(4)</sup>에 의한 다공노즐에 대한 흡입량과 액체와 가스의 혼합 특성을 규명한 연구들이 있다.

본 실험에서는 기존의 방법보다 발전된 실험기법을 이용하여 특정 해석영역에 대한 정확한 실험 자료를 얻어 유체의 유동특성에 대한 전반적인 내용을 분석하였다. 이 실험을 검증할 만한 자료로서 전산유체역학을 이용하여 실험의 타당성을 검증하여 이젝터에 부착된 흡입관의 압력분포 특성을 규명하고, 실험으로는 얻을 수 없는 부분들에 대한 내용을 분석하여 최적화 설계를 제시함으로써 장치의 성능개선이나 새로운 성능평가를 할 수 있도록 하였다.

2. 수치해석

Fig. 1 은 본 실험을 위해 사용된 이젝터 장치를 보여주고 있다. 본 실험에서는 구동관로의 직경 및 Reynolds Number 를 변화시키면서 구동관로로부터 나오는 유체의 속도에 의해 분기관로의 유체가 확대관로로 흡입되는 양을 분석하여 이젝터 장치의 유동특성을 규명하고 효율을 최적화 시키는데 그 목적이 있다.

본 실험에 사용된 구동관로는 두께 3 mm 인 원형관으로서 투명 아크릴로 제작하였으며 실험 시 완전발달영역 조건을 만족시켜 주기 위해 입구길이  $L_e = 2630$  mm 로 설정하였으며, 실험조건 각각의 원형관 지름  $D$  는 20 mm, 24 mm 이다. 흡입관로 및 확대관로는 PIV 실험 시 유동가시화를 위해 두께 5 mm, 수력직경  $D_h = 45$  mm 인 정사각 닥트로 제작하였고, 확대관로의 길이는 2000 mm 이다.

유동특성을 규명하기 위한 실험 계측 영역(Test Section)은 구동관로와 확대관로가 만나는 지점으로부터 길이 130 mm 까지의 구간을 설정하였고, 폭은 정사각 닥트의 중간지점인 22.5 mm 를 기준으로 평면을 계측하였으며, 입구영역에서의 유체를 일정한 유량으로 유지시키기 위해 220V 정전

압 트랜스를 이용하여 송풍기의 RPM 을 조절하였다.

본 실험에서는 PIV 계측 실험을 바탕으로 실제적인 실험과 동일한 조건으로 CFD 분석을 이용하여 구동관로의 직경비 1:1.5, 1:1.9 에 따른 확대관로의 축 방향속도와 2 차 유동의 속도분포를 해석하여 PIV 계측 실험 결과로부터 얻어진 압력분포의 유동특성을 연구하였다. 본 계산은 유체운동의 전반적 지배방정식인 연속방정식(질량보존의 법칙)과 운동량방정식의 편미분 방정식들로부터 수치해를 구하기 위하여 유체 유동해석에 많이 쓰이고 있는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 STAR-CD 를 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 주어진 관로 내의 유동에 대한 Reynolds Number 의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 k-ε/Low

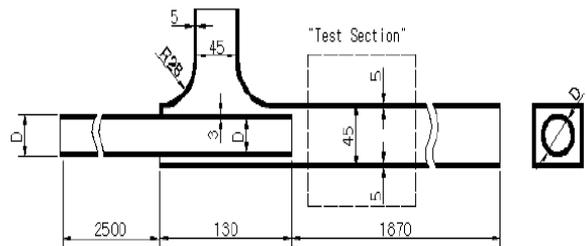
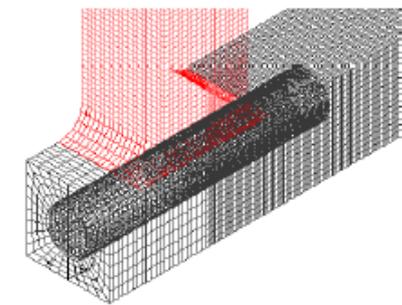
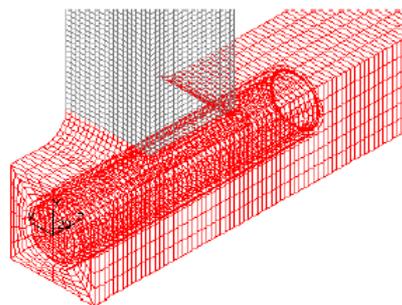


Fig. 1 Experiment apparatus and test section



(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$



(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 2 CFD grid of ejector

**Table 1** CFD condition of driving flow

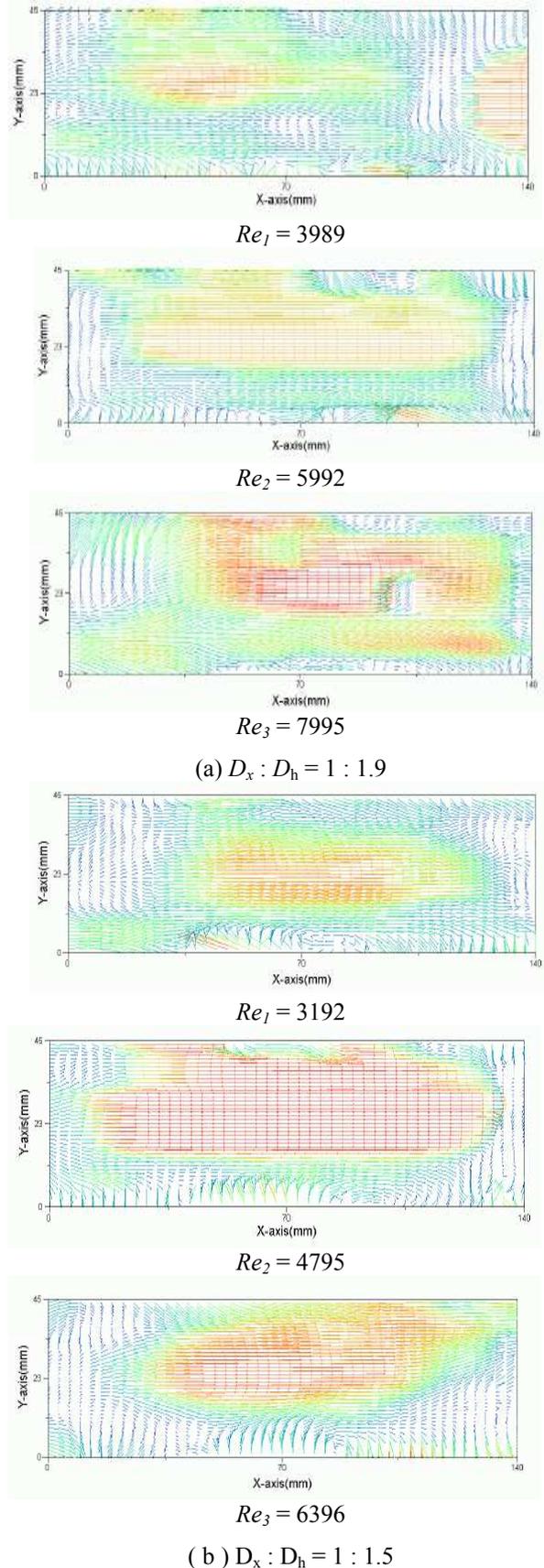
$D_h/D_s$	Q (ℓ/s)	V (m / s)	Re	Grid
1:1.5	1.136	1.6064	3192	100000
	1.706	2.4128	4794	100000
	2.276	3.2192	6396	100000
1:1.9	1.136	2.51	3989	200000
	1.706	3.77	5992	200000
	2.276	5.03	7995	200000

Reynolds Number 를 적용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE 해법을 사용하였다. 계산조건은 정상상태로서 열전달과 압축성 효과를 무시하였으며, 작동 유체는 공기이며 열역학적 특성치는 공기 온도 20℃를 기준으로 밀도  $\rho = 1.205 \text{ kg/m}^3$ , 점성계수  $\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$  를 입력하였다. 본 CFD 수치해석에서 사용된 Ogrid-mesh 는 Fig. 2 와 같으며 주 관부의 길이는 총 4500 mm, 지관부는 총 200 mm 이며, 구동관로가 원형 관로임을 감안하여 수치해석의 정도를 높이기 위해 Ogrid-mesh 를 사용하였다. 또한 구동관로로부터 유입된 유량이 흡입관로와 확대관로 사이에서 흡인이 유도되는지 아니면 지관부로 유량이 흘러나가는지 알지 못하므로, 출구 쪽과 흡입관로 쪽은 이러한 경계조건을 감안하여 Pressure Boundary 를 사용하였다. Table 1 은 CFD 해석에 적용한 해석조건으로서 확대관로의 수력직경에 대한 구동관로의 유량, 속도, Reynolds Number 및 격자의 수를 나타내고 있다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 PIV 결과 및 고찰

구동관로에 대한 확대관로의 비는 1:1.9, 1:1.5 로서 구동관로를 통과한 후, 확대관로를 지나는 유동에 관해 확산효과를 고려하여 설계하였다. 입구 쪽 유량을 각각  $Q_1 = 1.136 \text{ ℓ/s}$ ,  $Q_2 = 1.706 \text{ ℓ/s}$ ,  $Q_3 = 2.276 \text{ ℓ/s}$  로 변화시켜, 발생되는 평균속도벡터, 평균운동에너지, 평균와도, x-y 응력 분포를 CACTUS 2000 을 사용하여 분석하였으며. 각각의 조건에 대한 구동관로에 대한 확대관로의 비는 1:1.9 일 때 Reynolds Number 는  $Re_1= 3989$ ,  $Re_2= 5992$ ,  $Re_3= 7995$  이며, 구동관로에 대한 확대관로의 비는 1:1.5 일 때 Reynolds Number 는  $Re_1= 3192$ ,  $Re_2= 4795$ ,  $Re_3= 6396$  이다.



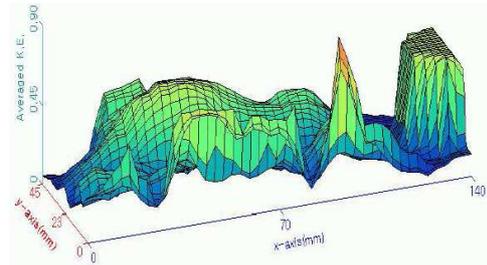
**Fig. 3** Mean velocity vector field by PIV

Fig. 3 은 Reynolds Number 변화에 따른 평균속도 분포를 PIV 실험을 통해 분석된 영상을 보여주고 있으며, 해석영역은 구동관로가 확대관로와 만나는 지점으로부터 길이 100 mm 인 지점까지이다. Reynolds Number 가 3989 일 때 속도분포는 구동관로에 흡입 되어지는 현상은 나타나지 않았고, 오히려 확대관로의 영향에 의해 유체의 속도가 감소 되는 현상을 그림을 통해 알 수 있다.

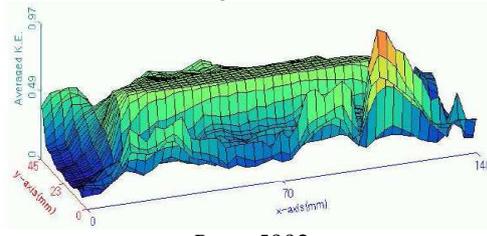
그러나 Reynolds Number 를 5992, 7995 로 증가시킬 경우에는 분지관로부터 나오는 벡터의 크기가 커지는 것에서 알 수 있듯이 구동관로의 영향으로 인하여 압력이 떨어지는 현상이 발생하여 분지관에 영향을 주어서 흡인되는 현상이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 벽면에서는 구동관로의 속도를 증가시킬 경우 벽면 근처에서 점성에 의한 영향과 흡인현상의 발생으로 와류가 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4 는 각각의 입구조건에 대한 평균운동에너지 값을 보여주고 있으며, 구동관로에서 유출되는 유량의 값이 커질수록 전체적인 평균운동에너지 값이 증가하는 것을 알 수 있으며, 각각의 조건에서 주목할 만한 차이점은 (a)에서는 구동관로에서 확대관로로 유출될 때, 운동에너지 값이 곡선형태를 보이면서 그 값이 50 mm 부근까지는 증가하다가 그 이후에는 감소되어지는 것을 확인할 수 있으나, (b)에서는 확대관로로 유출될 때, 각각에 대한 운동에너지는 일정한 크기를 유지하면서 계측 영역 구간까지 그 값을 유지하면서 유체유동이 일어남을 확인할 때, (a)에서의  $Re_1 = 3989$  는 난류 값의 Reynolds Number 이지만, 그 값이 저난류값에 해당하고, 유동에 별다른 효과가 없음을 알 수 있다. Reynolds Number 가 증가함에 따라 운동에너지 값은 증가하지만 흡입효과를 증가시키기 위해서는 적정 이상의 Reynolds Number 를 증가시켜주어야 한다고 사료된다. 추후 흡입효과를 증가시키는 적절한 조건의 Reynolds Number 를 찾아내는 연구도 필요하다고 생각된다.

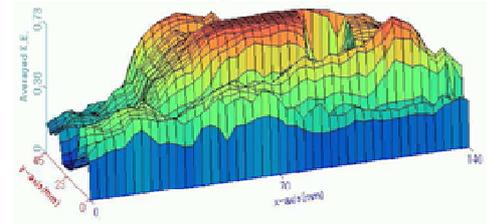
Fig. 5 는 평균 와도(Vorticity) 값을 나타내고 있다. 와도는 유체의 소용돌이 운동의 세기와 그 축 방향을 나타내는 벡터양을 말하며, 수학적으로는 속도를  $v$  라고 하면 소용돌이도  $\zeta$  는  $\zeta = \text{rot } v, \zeta = \nabla \times v$  이다. 와도는 유동의 속도와 벽면 전단력에 의해 밀접한 상관관계를 가지고 있다. 전체적으로 (a), (b), (c)를 비교해 볼 때, Reynolds Number 가 증가할수록 와도의 값은 증가하는 것을 알 수 있으며, 벽면 근처에서는 점성에 의한 벽면 전단력의 영향이 크게 작용되는 것을 알 수 있다. (a)



$Re_1 = 3989$

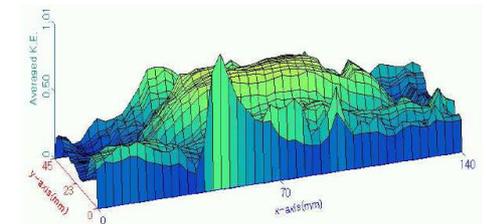


$Re_2 = 5992$

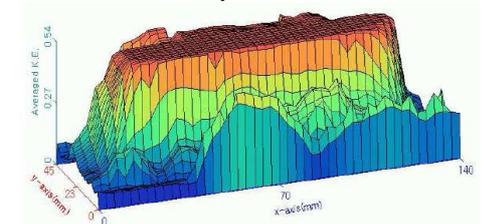


$Re_3 = 7995$

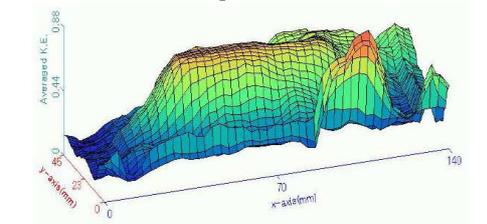
(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$



$Re_1 = 3192$



$Re_2 = 4794$



$Re_3 = 6396$

(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 4 Mean kinematic energy field by PIV

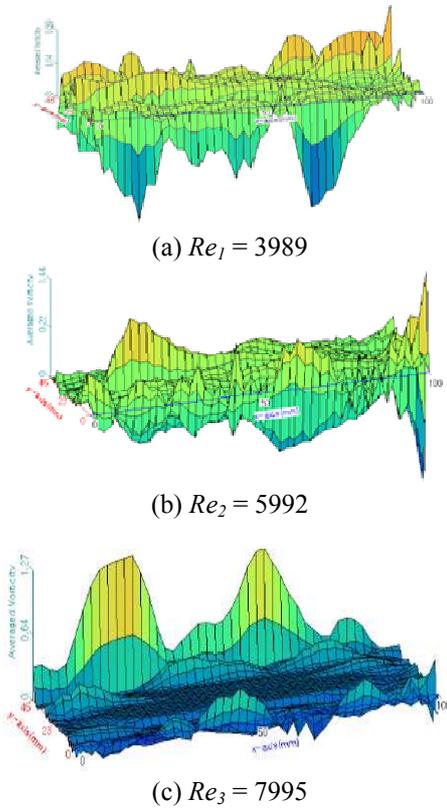


Fig. 5 Mean Vorticity by PIV

에서는 (b), (c)의 와도 값과 비교했을 때, 와도 값은 작지만 해석영역 전반에 걸쳐 일정한 분포를 나타내고 있으며, 흡입관이 부착된  $y = 45 \text{ mm}$  부근에서는 양의 와도 값을, 반대 부분인  $y = 0 \text{ mm}$  부근에서는 음의 와도 값이 발생되는 것을 알 수 있다. (a)에서는 운동에너지가 감소 되는  $50 \text{ mm}$  이후에서는 와도 값이  $y$  축에 대해 일정함을 확인할 수 있다. (b), (c)에서는 벽면 근처에서 (a)의 값보다 불규칙하게 나타내고 있다. 그 이유는 구동관로의 속도증가와 흡입속도의 증가로 인하여 와류가 커지게 되고,  $y = 0 \text{ mm}$  인 벽 근처까지 흡입속도가 영향을 미치기 때문에 와도 값이 불규칙적으로 발생한다고 사료된다.

Fig. 6은  $x$ - $y$  축 레이놀즈 응력분포를 나타내고 있다. Reynolds Number가 증가함에 따라 그 값이 증가함을 알 수 있으며, 파동속도의 영향은 벽면 근처에서 많은 변화를 보이는 것으로 나타났다. (a)에서는 전반적으로 해석영역 전반에 걸쳐 불규칙한 값을 나타내고 있으며, 속도 값이 작아지는 지점인  $x = 50 \text{ mm}$  인 지점에서 값이 감소하며, (b), (c)에서는 구동관로의 속도가 유지되는 안쪽 부근에서는 응력분포는 작고 일정하게 유지됨을

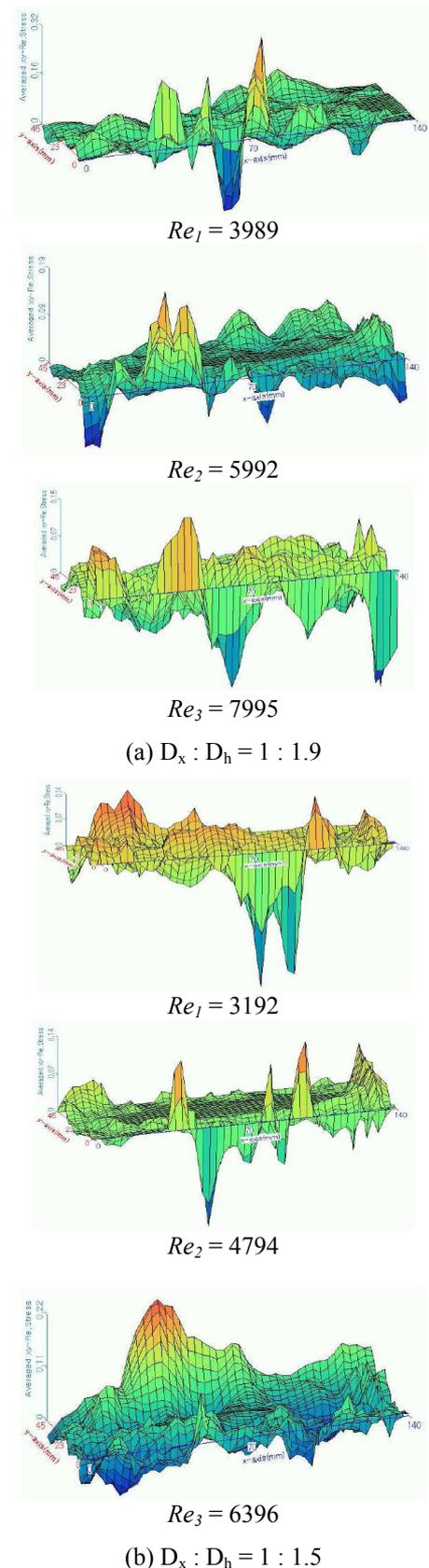


Fig. 6 Mean XY-stress distributions field by PIV

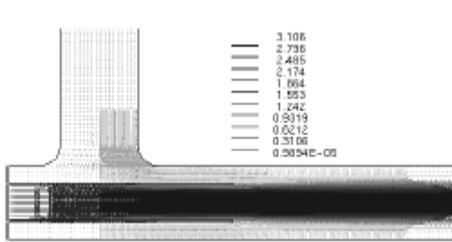
확인할 수 있고, 벽면근처에서 응력 값이 집중되어 있음을 알 수 있다.

**Table 2** Units of physical property

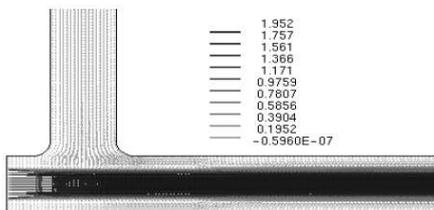
Physical Property	Unit	Physical Property	Unit
Velocity	m/s	Dissipation per kg	$m^2/s^3$
Pressure	Pa	Turbulent Viscosity	Pa · s
Turbulent Kinetic Energy per kg	$m^2/s^2$		

3.2 CFD 결과 및 고찰

수치해석 조건으로 이젝터의 압력분포 특성을 분석하기 위해 사용된 구동관로에 대한 확대관로의 조건은 직경비 1:1.5, 1:1.9 로 설정하였으며, PIV 실험에 사용된 직경비 1:1.5, 1:1.9 를 기준으로 동일한 유량 값을 적용하여 해석을 수행하였다. 실험 계측 영역 구간은 구동관로가 확대관로와 만나는 지점으로부터 시작하여 혼합 부분인  $45 \times 100 \text{ mm}^2$ , 유동장의 수치해석이 용이한 단면의 중간 부분인 22.5 mm 구간의 면을 해석하였으며, 수치해석의 실험 계측 영역 구간은 유동장 전영역에 걸쳐 해석을 수행하여 평균속도, 정압력, 전압력 등을 실험하였다. 각각의 계산결과 값은 SI 단위

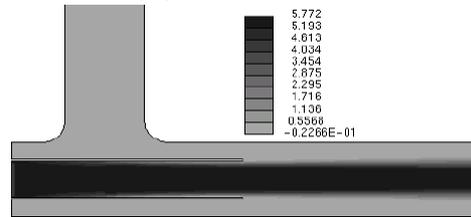


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

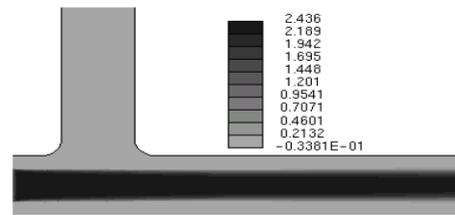


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

**Fig. 7** Mean velocity vector distribution ( $Re_I = 3989$ )

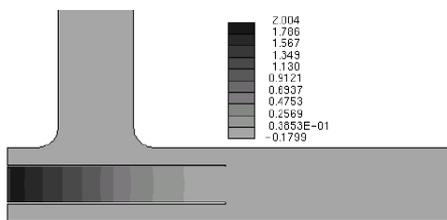


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

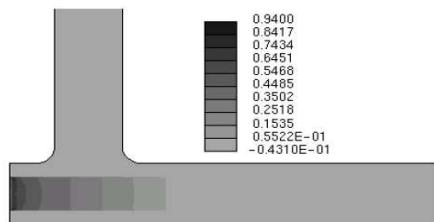


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

**Fig. 9** Total pressure distribution ( $Re_I = 3989$ )

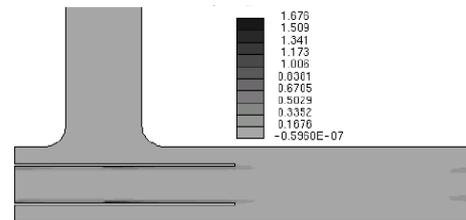


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

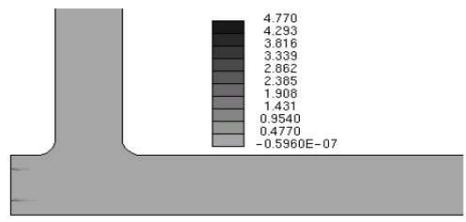


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

**Fig. 8** Static pressure distribution ( $Re_I = 3989$ )

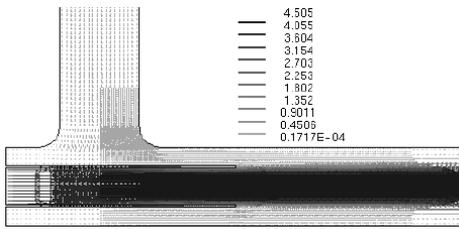


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

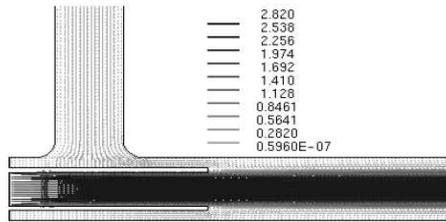


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

**Fig. 10** Dissipation ( $Re_I = 3989$ )

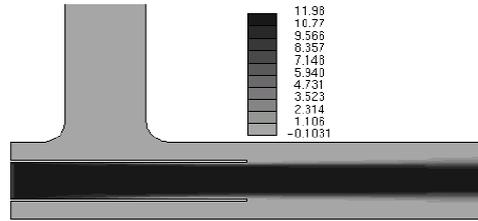


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

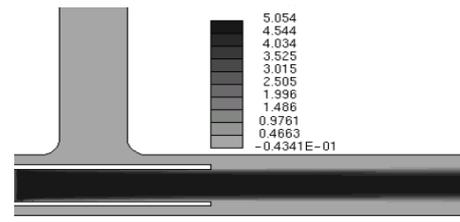


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 11 Mean velocity vector distribution ( $Re_2 = 5992$ )

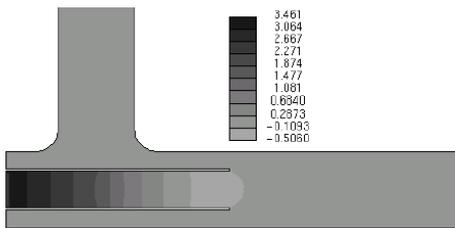


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

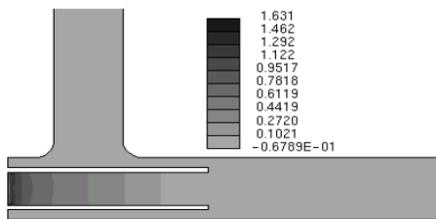


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 13 Total pressure distribution ( $Re_2 = 5992$ )

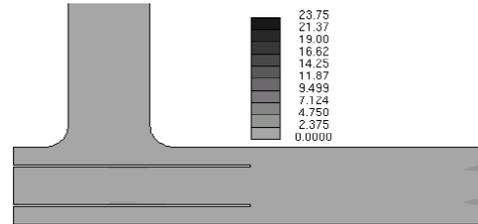


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

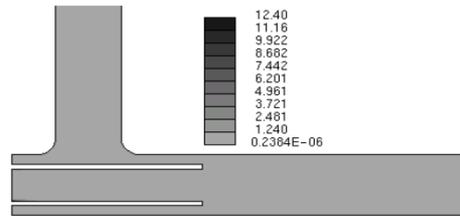


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 12 Static pressure distribution ( $Re_2 = 5992$ )



(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

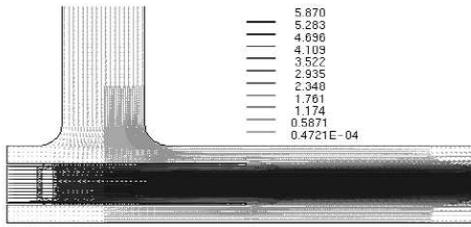


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 14 Dissipation ( $Re_2 = 5992$ )

를 사용하였으며, 이에 대한 단위 설명은 Table 2에 나타내었다. 직경비 1:1.5, 1:1.9에 사용된 격자의 수는 각각 100000, 200000개이며, 해석영역 구간은 Ogrid-mesh의 질을 더 향상시켜 설계하였고, 수치해석에 소모된 계산시간은 Pentium IV PC(CPU 2.54GHz, RAM 1G)를 사용하여 각각의 직경비에 대해서 2시간, 3시간 정도의 시간이 소요되었으며, Solver Iteration Number는 최대 1000회, 최대수렴조건 0.001를 기준으로 각각 약 600회, 약 450회에서 수렴했다.

Fig. 7~10은 입구조건에 동일한 유량조건  $Q=1.1355 \text{ l/s}$ 를 주었을 때, 이젝터의 확대관로 중간부분인 22.5 mm를 기준으로 직경비 1:1.5, 1:1.9에 대한 각각의 유동특성을 나타내고 있다. Fig. 7은 각각의 평균 속도벡터 분포를 나타내고 있다. 유량이 동일한 입구조건에서 입구 관로의 지름이 각각  $D_1=20\text{mm}$ ,  $D_2=24\text{mm}$  일 때, 입구속도는  $V_1=1.6044 \text{ m/s}$ ,  $V_2=2.51 \text{ m/s}$ 이며, 각각의 Reynolds Number는  $Re_1=3192$ ,  $Re_2=3989$ 이다. 구동관로에 대한 확대관로의 비가 커질수록

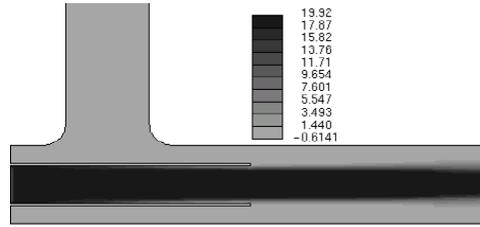


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

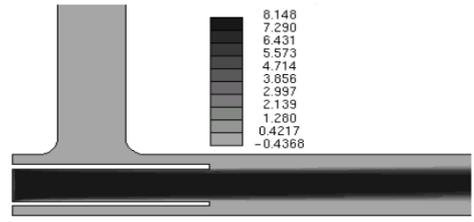


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 15 Mean velocity vector distribution ( $Re_3 = 7995$ )



(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

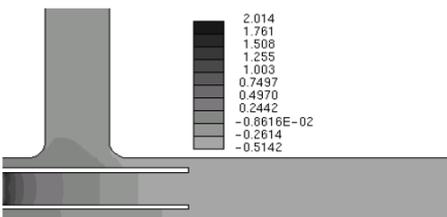


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 17 Total pressure distribution ( $Re_3 = 7995$ )

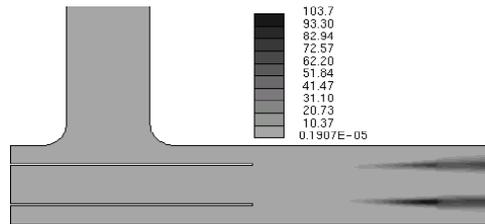


(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$

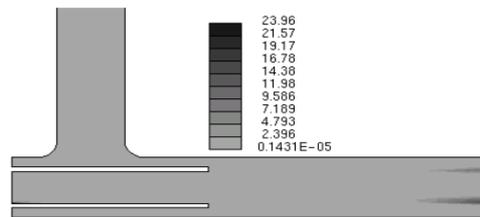


(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 16 Static pressure distribution ( $Re_3 = 7995$ )



(a)  $D_s : D_h = 1 : 1.9$



(b)  $D_s : D_h = 1 : 1.5$

Fig. 18 Dissipation ( $Re_3 = 7995$ )

분지관로에서 흡입되어지는 속도벡터의 값은 커짐을 알 수가 있고, 직경비가 커짐에 따라 Reynolds Number가 크지 않는 난류일 때에는 흡입현상이 떨어지는 것으로 나타났으며, (a), (b) 최고속도는 3.106 m/s, 1.952 m/s 이었다.

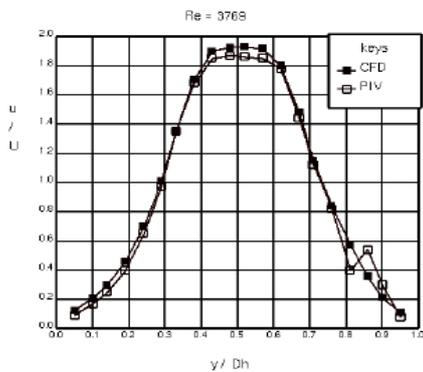
Fig. 8~10은 정압력 분포와 전압력 분포, 소산을 나타내고 있는데, 입구속도가 증가 할수록 전압력 분포는 커짐을 알 수 있으며, (b)에서 전압력 분포와, 정압력 분포는 별다른 영향 없이 출구까지 유지되지만, (a)에서는 흡인에 의한 영향과 속도의 크기에 대한 영향으로 출구에 근접

할수록 전압력 분포의 폭은 작아졌다.

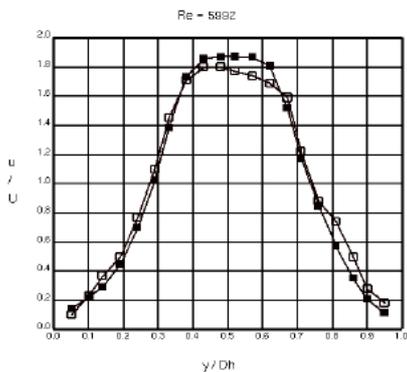
Fig. 11은 유량 값을  $Q=1.7055 \text{ l/s}$ 로 증가시켰을 때, 대한 속도벡터를 나타내고 있으며, 이 때의 입구 속도는 각각  $V_1=3.77 \text{ m/s}$ ,  $V_2=2.4128 \text{ m/s}$ 이다. 구동관로에서 확대관로로 빠져나온 속도의 영향으로 분지관로부터 흡인되는 속도의 크기는 더 커짐을 알 수가 있으며, 이 때의 각각의 출구에서 나오는 유량 값을 조사했을 때, 그 값들은 각각 (a)의 경우,  $Q_1=2.0250 \text{ l/s}$ , 그리고 (b)의 경우는  $Q_2=1.2914 \text{ l/s}$  값을 나타냈다. 여기에서도 (a)의 경우에 유량의 효율이 다른

조건에서 보다 더 많이 증가함을 나타내었고, (b)의 경우는 오히려 분지관의 영향으로 인한 출구유량이 더 낮아짐을 확인했을 때, 이는 비효율적이라는 분석이 나왔다.

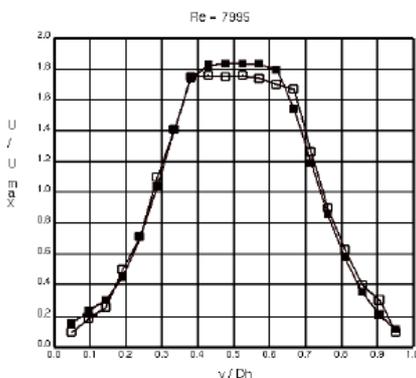
Fig. 12~14는 각각 정압력 분포와 전압력 분포, 소산을 나타내고 있다. 정압력 분포는 별다른 특이점을 발견할 수 없었지만, 전압력 분포는 각각 구동관로의 유속 증가로 인해 그 값은 커졌지만, 특이점이 발생하지 않았다.



(a)  $Re_1 = 3989$



(b)  $Re_2 = 5992$



(c)  $Re_3 = 7995$

Fig. 19 Velocity distribution by PIV and CFD ( $D_s : D_h = 1 : 1.9$ )

Fig. 15~18은 구동관로의 유량조건을  $Q = 2.2755$  l/s로 주었을 때의 수치해석 결과를 나타내고 있다. 이 때의 각각의 입구조건의 속도는 각각 (a)일 때  $V_1 = 5.03$  m/s, (b)일 때,  $V_2 = 3.2192$  m/s이다. 각각 평균속도벡터, 정압력 분포와 전압력 분포를 나타내고 있다.

Fig. 15는 각각의 평균 속도 벡터를 나타내고 있는데, 각각의 출구에서 빠져나온 유량 값을 계산한 결과, (a)에서  $Q_1 = 2.7621$  l/s, (b)에서  $Q_2 = 2.2330$  l/s를 나타내었다. (a), (b)에서는 분지관의 효율이 유량 조건은 같지만 지름의 크기가 증가함으로써 속도가 저속인 조건을 부여했을 때, 분지관이 흡입되는 유량 값은 구동관로에 저항을 주어 출구로 빠져나온 유량의 값이 오히려 더 떨어지는 결과를 초래하였다. 속도를 증가시켜 줌으로서 각각의 출구유량은 점점 회복되는 것을 확인했을 때, 이젝터의 효율을 증가시키기 위해서는 구동관로의 속도 조건과 관계가 있음을 알 수 있다. 이는 곧 속도의 증가는 압력강하를 일으키는 중요한 원인이 됨으로써 흡입효율을 증가시키는 것이라 하겠다.

Fig. 16~18은 각각 정압력 분포와 전압력 분포, 소산을 나타내고 있다. 두가지 조건 중에서 흡입 효율이 가장 좋은 (a)의 경우에 정압력 분포의 특이점은 곡률 처리된 분지관로와 확대관로의 연결 부분이다. 여기에서 정압력은 음의 값을 나타내고 있으며, 흡입 속도의 증가로 인한 와류의 형성이 커지고 있음을 확인할 수 있다. 차후 속도조건에 대한 분지관에 대한 곡률의 설계조건으로도 고려되어야 할 중요한 사항이라 생각된다.

#### 4. PIV / CFD 결과 비교분석

Fig. 19에서는 직경비 1:1.9의 조건에서 속도 조건  $V_1 = 2.51$  m/s,  $V_2 = 3.77$  m/s,  $V_3 = 5.03$  m/s에서 PIV 실험 분석값과 CFD 수치해석 값의 차이를 확인하고, 결과의 검증을 나타내기 위해 두 가지 값을 임의의 지점을 선정하여 비교 및 분석하였다. 비교 지점은 구동관로와 확대관로가 만나는 지점을 지점(L= 0 mm)을 시작으로, 구동관로에서 빠져나온 지점으로부터 확대관로의 거리 L= 70 mm인 지점에 대한 평균속도분포를 비교 및 분석하였는데, 이 부분을 선정하게 된 가장 큰 이유는 수치해석에서 정상상태로 가정하였으며, 구동관로에서 빠져나온 부분이 분지관의 영향으로

인한 유동패턴의 영향이 어느 정도 안정성을 찾아가는 구간이라 생각하였기 때문에 이 부분을 선정하였다. 확대관로의 높이에 대한 각 지점의 비 ( $y/D_h$ )가 벽면에 가까워지는 0.3 ~ 0.1, 0.75 ~ 0.9 구간에서 두 값에 대해 비교할만한 오차가 발생하는데, 이에 대한 원인은 벽면에 대한 점성력의 영향과 정상상태로의 가정하고, 평균 속도 벡터분포를 나타내었기 때문이며, 또한 구동관로에 유출되는 최대유속지점들에 대한 PIV 실험값과 CFD 수치해석 값과 비교해 볼 때, 실험값이 수치해석 값보다 더 작은 값을 나타내는 것도 이러한 이유 때문이라 생각된다. 이는 곧 실험조건하에서 발생하는 여러 가지 제반 손실이 발생하는 것을 감안하지 안 했기 때문이다. PIV에 의한 평균속도 값은  $Re_1$ ,  $Re_2$ ,  $Re_3$ 의 값이 3989, 5992, 7995일 때, 각각의 평균속도 값은  $V_{m1}=1.59$  m/s,  $V_{m2}=2.46$  m/s,  $V_{m3}=3.19$  m/s 이며, CFD에 의한 평균속도 값은  $V_{m1}=1.63$  m/s,  $V_{m2}=2.41$  m/s,  $V_{m3}=3.19$  m/s이다.  $L=70$  mm인 지점에서 얻어진 PIV, CFD의 평균속도 값에 관한 일치도는 평균 95%이며, 이 결과는 실험결과와 수치해석결과가 어느 정도 일치함을 나타내고 있어, 수치해석을 통해 얻어진 결과 값도 신뢰도가 인정된다고 사료되며, 이젝터 유동특성 및 유량효율의 증가에 대한 분석을 수치해석을 이용하여 이젝터 장치에 대한 최적설계 구현이 가능하리라 생각된다.

## 5. 결론

이젝터의 직경비(1:1.9, 1:1.5)에 대한 유동특성을 입구조건을 변화시켜 가면서, 확대관로의 실험 계측 영역에 대한 평균속도, 평균운동에너지 분포를 PIV 실험을 통해 분석하였고, 최적의 설계구현을 위해 CFD를 이용하여 구동관로의 직경비(1:1.9, 1:1.5)를 변화시켜 가면서 평균속도, 정압력 분포, 전압력 분포, 소산 값을 분석 및 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) PIV 및 CFD 계측 결과 벽면 전단력에 의한 영향으로 Reynolds Number가 증가할 때 벽면 가까이에서 속도벡터의 와류가 형성되었다.

(2) 분지관의 곡률 처리된 부분과 확대관로의 교차점에서 형성되는 와류의 발생은 유체의 속도가 증가 할수록 와류 발생은 증가한다.

(3) 확대관로의 직경 지점에서 노즐형상을 구현하여 에너지 소산을 감소시키면 흡입효율을 증가시킬 수 있을 것으로 사료된다.

(4) PIV 계측실험과 CFD 수치해석에 의한

무차원 속도분포 값은 주어진 구간 내에서 평균 95%정도 일치하였다.

## 참고문헌

- (1) Fluegel, G., 1939, Berechnung Von Strahlapparaten, VDI Forschungsheft 395 Ausgabe B Band 10. March/April.
- (2) Sun, D. W. and Eames, I. E., 1995, "Recent Developments in the Design Theoreis and Applications of Ejectors-a Review," *Journal of the Institute Energy*, Vol. 68, June, pp.665~676.
- (3) Witte, J. H., 1995, "Efficiency and Design of Liquid-Gas Ejector," *British Chemical Engineering*, Vol. 10, No. 9, pp. 602~607.
- (4) Biswas, M. N. and Mitra, A. K., 1989, "Momentum Transfer in a Horizontal Multi-Jet Liquid-Gas Ejector," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 59, pp. 634~637.
- (5) Lee, S. J., 2002, "PIV Velocity Field Measurement Techniques And Application," *National Research Laboratory*, POSTECH.
- (6) CDAK, 2002, "STAR-CD USER GUIDE," CDAK-KOREA.
- (7) Menegay, P. and Kornhauser, A. A., 1996, "Improvements to the Ejector Expansion Refrigeration Cycle," *IEEE*, pp. 702~706.
- (8) Tillman, T. G. and Presz, W. M. Jr., 1995, "Thrust Characteristics of a Supersonic Mixer Ejector," *Jour. Propulsion and Powers*, Vol. 11, No. 5, pp. 931~937.
- (9) Kim, H. D., Lee, H. J., Lee, Y. K. and Seo, T. W., 1999, "A CFD Study of Axisymmetric Supersonic Ejector-Pump System," *KSPE Fall Annual Meeting*, p. 36.
- (10) Lee, Y. K., Kim, H. D. and Seo, T. W., 1999, "A CFD Study of the Supersonic Ejector-Pump Flows," *KSPE Jour*, Vol. 3, No. 4, pp. 58~66.
- (11) User's Guide CACTUS 3.2 for Windows XP and Windows 2000.
- (12) Kim, H. D., Lee, Y. K. and Seo, T. W., 1998, "Numerical Study on a Supersonic Ejector Flow," *4th KSME-JSME Fluids Engineering Conference*, Pusan, Korea.
- (13) Fabri, J. and Siestunck, R., 1958, "Supersonic Air Ejectors," *Advances in Applied Mechanics*, New York, N. Y., Academic Press, Vol. 5, pp. 1~34.
- (14) Vogel, R., 1956, "Practical Application of Air Ejectors," NASA TTF-9352.
- (15) Cunningham, R. G. AND Dopkin, R. J., 1974, "Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump," *J. Fluids Eng.*, Vol. 96, pp. 216~226.
- (16) Cunningham, R. G., 1974, "Gas Breakup and

- Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump," *J. Fluids Eng.*, Vol. 96, pp. 203~215.
- (17) Cunningham, R. G., 1995, "Liquid Jet Pump for Two-Phase Flows," *J. Fluids Eng.*, Vol. 117, pp. 309~316.
- (18) Neve, R. S., 1991, "Diffuser Performance in Two-Phase Jet Pumps," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 17, pp. 267~272.
- (19) Van der Lingen, T. W., 1960, "A Jet Pump Design Theory," *Journal of Basic Engineering*, Dec., pp. 947~960.
- (20) Nagahiro, J., Iwamoto, J. and Higuchi, K., 1992, "Experiments for Fine Air Bubble Production in Liquids Using Ejectors," *Transactions of The ASAE*, Vol. 35, pp. 1581~1590.
- (21) Kobayashi, M., 1959, "Water and Steam Ejector Pump," *JSME*, Vol. 2, No. 8, pp. 254~259.