

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2009.33.4.215

분사펌프에 연결된 구동관로 위치변화에 따른 유동특성

손현철* · 박길문* · 고현선** · 이행남†

(2008년 4월 3일 접수, 2008년 8월 18일 수정, 2009년 3월 4일 심사완료)

Flow Characteristics of Driven Nozzle Position Change in the Connected Injection Pump

Sohn Hyun-Chull, Park Gil-Moon, Go Hyun-Sun and Lee Haeng-Nam

Key Words: Driven Nozzle(구동노즐) Injection Pump(분사펌프) CFD(전산유체역학) Diameter Ratio (직경비) Flow Quantity Efficiency(유량효율) Absorption Energy(흡인에너지)

Abstract

A objective of this study is to identify the characteristics of mean velocity distribution through CFD analysis for various driven nozzle position changes. The analysis was done for different Reynolds number in entrance region of jet-pump and for several diameter ratios of driven nozzle.

(1) The largest absorption energy was found at the point $s=1$ in condition of diameter ratio 1:3.21 and point $s=0.5$ in condition of diameter ratio 1:2.25.

(2) The absorption energy was not related to the change of entrance velocity and the driven nozzle position having the largest absorption energy was function for cross section ratio.

(3) As the position of driven nozzle moves to the downstream, the absorption energy gets weaker. Because the energy from swirl was lost at the cross section gets smaller.

(4) As the position of driven nozzle moves to the downstream, the injection energy leans to the upper direction wall and as the Reynolds number increase, the lean phenomenon is more distinct.

(5) The flow quantity of driven nozzle, the diameter ratio 1:3.21, was 32% higher than that of 1 : 2.25 and as the inlet velocity gets faster the efficiency decreased. And as the cross section of the driven nozzle increases.

기호설명

D_s : 구동노즐의 직경
 D_h : 사각덕트의 수력직경
 L_e : 입구길이
 p : 압력
 Q_i : 인입유량

Q_o : 유출유량
 R_e : Reynolds 수
 s : 구동노즐의 위치
 V_m : 평균속도
 V_i : 구동관로의 입구속도
 z : 덕트의 중심
 z^+ : 덕트의 상벽면 방향
 z^- : 덕트의 하벽면 방향
 η : 유량효율
 ρ : 밀도

† 책임저자, 회원, 조선대학교 기계공학과

E-mail : hnalee@chosun.ac.kr

TEL : (062)230-7131 FAX : (062)230-7055

* 회원, 조선대학교 기계공학과

** 조선대학교 대학원 기계공학과

1. 서 론

유체유동과 관련된 에너지관련 기기의 설계 또는 성능향상과 에너지 효율을 증가시키기 위한 방법으로 고압유체를 구동관로에서 분출시켜 그 주변의 저압유체와 운동량 교환을 통하여 저압의 유체를 흡인하여 보다 높은 압력까지 상승시키는 원리⁽¹⁾를 이용한 분사펌프가 많이 이용되고 있다. 이러한 분사펌프는 고압의 1차유동을 이용하여 구동노즐, 혼합부 및 디퓨저로 구성되며 1차유동의 제트경계에서 전단력과 제트내부의 압력강하에 의해 탱크의 유체를 흡인한다. 분사펌프는 흡수, 혼합, 탈수 등의 목적으로 사용되고 또한 건축물의 초고층, 대형화로 인해 쾌적한 환경을 조성하기 위한 공기조화 기술에서도 중요한 사항으로 연구되고 있다. 분사펌프는 고장이 적고 액체, 기체는 물론 고체가 혼합하여도 작동에 별다른 무리가 없다는 장점과 아울러 유동의 혼합작용에 의해 구동되므로 효율이 낮은 단점이 있다. 지금까지 분사펌프는 로켓의 고도상태 모사장치⁽²⁾ 중장비 냉각시스템⁽³⁾ 식품제조⁽⁴⁾ 소음절감분야⁽⁵⁾에서 활용되고 있다. 또한 현재까지 분사펌프에 대한 연구를 살펴보면 Choi⁽⁶⁾ 등은 구동노즐과 디퓨저 형상이 고정된 기존의 이젝터 시스템은 연료전지에는 적합지 않음을 밝혔으며 Lee⁽⁷⁾ 등은 기존 이젝터 시스템 내부에 콘형 실린더를 삽입하여 가변운전을 하여 질량유량에 대한 목단면적과의 관계를 규명하였다. CFD해석을 통한 연구를 살펴보면 Chen과 Hsu⁽⁸⁾는 냉동장치에 적용하여 높은 온도 쪽에 보일러를 부착하여 분사펌프를 압축기 대신 사용하였다. Fluegel⁽⁹⁾은 액체-액체 분사펌프의 유동특성을 베르누이 방정식과 운동량 방정식을 적용하여 기본적인 해석방법을 제시하였으며 증기-증기 분사펌프의 각각의 상태점을 엔탈피-엔트로피 선도로 나타내었다. Sun and Eames⁽¹⁰⁾는 냉동시스템에서 이중 증발기의 출구에 분사펌프를 설치하여 성적계수를 향상시킬 수 있음을 이론과 실험을 통해 분석하였다. 구동유체와 흡입유체의 혼합에 관한 이론적 연구를 중점적으로 수행하였다. Witte⁽¹¹⁾에 의한 액체-가스 분사펌프에 대한 이론적인 설계방법을 제시하였고 Biswas and Mitra⁽¹²⁾는 다공노즐에 대한 흡입량과 액체와 기체의 혼합 특성을 규명하였다.

유동현상에서 실험적인 물리량의 측정을 통하여 많은 정보를 얻을 수 있지만 실험장치의 제약

과 측정상의 어려움, 실험에 따른 많은 비용 등이 부담된다. 따라서 수치해석으로 유동문제를 해석하는 방법은 실제현상을 수학적으로 모델화한 지배방정식을 풀이하는 과정으로 유동현상을 관찰하는 실험적 연구와 비교하여 타당성과 정확성이 검증될 때 해석결과의 유용성을 인정받게 된다. 최근 진보가 매우 빠른 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)분야에서는 실험에 의해서 측정하기 어려운 복잡한 형상 내에서의 유체유동을 해석하는 데 널리 사용되고 있다. CFD를 이용한 연구를 살펴보면 Kim⁽¹³⁾은 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 고속 비행체의 최적 설계에 대해서 연구하였고, Yang⁽¹⁴⁾은 유한체적법과 SIMPLER 알고리즘을 이용하여 유동장에서 속도와 압력을 해석하였다.

본 연구에서는 기존의 방법보다 더욱 발달된 CFD를 이용하여 이론적인 방법으로 분사펌프의 노즐 이동에 따른 지배방정식을 유도한 후 선형화시켜 속도분포식의 해를 구하였으며, 지배방정식인 연속방정식과 운동량방정식을 이산화시켜 유한체적법(Finite Volume Method)에 의해 획득한 data 내용을 분석하여 축방향의 속도분포와 분사펌프의 노즐 위치에 따른 유량 효율에 대한 측정값을 제시함으로써 장치의 성능개선이나 새로운 성능평가를 할 수 있도록 하였다.

2. 수치해석 모델링

2.1 구성요소

Fig. 1은 본 연구를 위한 분사펌프의 개략도를 나타내었다. 본 연구에서는 구동관로의 직경과 구동관로 끝단의 위치 및 입구Reynolds 수를 변화시키면서 구동관로로부터 분출되는 유체의 속도에 의해 분기관로의 유체가 확대관로로 흡입되는 양을 분석하여 분사펌프의 유동특성을 규명하고 효율을 최적화 시키는데 그 목적이 있다. 본 연구에서 사용된 구동관로는 두께 5 mm인 원형관 투명 아크릴로 조건을 주었으며 수행시 완전 발달영역 조건을 만족시켜주기 위해 입구길이 $L_e = 450\text{mm}$ 로 설정하였으며, 각각의 원형관 지름 D_s 는 14 mm와 20 mm이다. 흡입관로 및 확대관로는 두께 5 mm, 수력직경 $D_h = 45\text{ mm}$ 인 정사각 단면으로 제작하였고, 주관로의 길이는 350 mm이다. 유동특성을 규명하기 위한 경계영역은 입구에서 길이 130 mm지점인 주관로와 흡입관로가

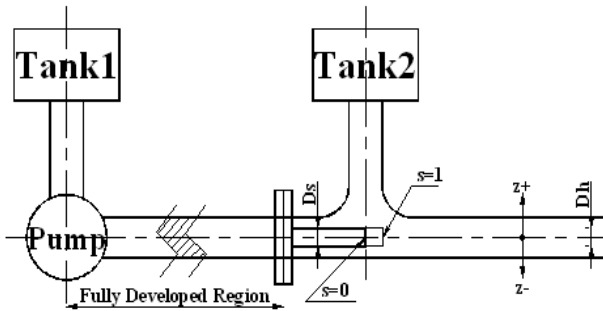


Fig. 1 Schematic diagram of the study apparatus

합류되는 지점과 입구에서 합류되는 지점으로부터 220mm 하류에 위치한 출구지점에서 획득한 자료를 사각덕트의 중간지점인 $z=0(22.5 \text{ mm})$ 를 기준으로 평면을 계측하였으며, 입구영역에서의 유체를 일정한 유량으로 유지시키기 위해 10 W 용량의 수조펌프에 맞도록 모델링 하였다.

2.2 경계조건

본 연구에서는 CFD분석을 이용하여 분사펌프의 구동관로 끝단의 위치를 변화 시켜가면서 속도분포 및 유량효율을 연구하였다. 모델을 Table 1과 같은 조건으로 구동관로의 직경비 및 이에 따른 Reynolds수를 변화시켜 흡입되는 관로내의 유속분포와 출구 유량을 분석하여 구동관로의 최적위치를 얻어내고자 하였다. CFD(Computation Fluid Dynamics) 수치해석을 위한 조건으로 상용코드 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 유량변화에 따른 iteration값은 각각 2144, 2186, 2234, 2294 및 2359에 수렴하도록 하였고 Fig. 2에 Geometry로 차별화된 integral mesh 방법을 나타내었다. 해석을 위하여 연속방정식과 운동량방정식의 편미분 방정식들로부터 수치해를 구하고 유체 유동해석은 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용하여 수치해석을 수행하였으며, 주어진 관로 내의 유동에 대한 Reynolds 수를 근거하여 계산하였다. 해석 알고리즘은 SIMPLE법을 사용하였다. 본 연구에서 유동조건은 열전달과 압축성을 무시하였으며, 작동 유체는 20°C 물로 흡입관로의 유체는 정압으로 유지하도록 하였고, 밀도 $\rho=997.5 \text{ kg/m}^3$ 점성계수 $\mu=8.87 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 를 하였다. 또한 주관부의 길이는 총 350mm, 지관부 230mm이다. 수치해석 조건으로 분사펌프 효율증가를 규명하기위해 사용된 구동관로에 대한 확대관로

Table 1 CFD condition of driving flow

D_n/D_s	Q (m ³ /s)	V (m/s)	Re.No	Driven Pipe of Position(s)
	3.14×10^{-4}	1	22,000	0.00
				0.50
				1.00
				1.25
2.25	6.53×10^{-4}	2.08	47,000	0.00
				0.50
				1.00
				1.25
	7.98×10^{-4}	2.54	57,000	0.00
				0.50
				1.00
				1.25
3.21	1.54×10^{-4}	1	7,800	0.00
				0.50
				1.00
				1.25
	3.20×10^{-4}	2.08	16,000	0.00
				0.50
				1.00
				1.25
	3.91×10^{-4}	2.54	20,000	0.00
				0.50
				1.00
				1.25

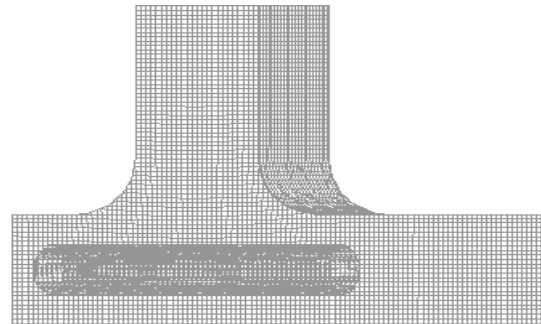


Fig. 2 CFD grid of jet pump

의 조건비는 1 : 2.25, 1 : 3.21로 설정하였으며, 각 구동관로의 길이를 조정하여 수치해석을 수행하였다. 해석결과에 대한 데이터 출력 구간은 주관과 흡입관이 합류되며 구동관로가 위치한 Mixing Area 와 출구부분 $z=0$ 인 구동관로의 중심으로부터 상하단면에 영향을 미치는 속도분포에 대해서 자료를 출력하여 합류점과 출구점에서 평균속도분포 및 유량을 측정하였다. 검사영역은 자료의 정확성을 향상시키기 위해 Trimmed cell로 설계하였고, 획득한 자료는 ORIGIN Software program에 의해 출력하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 속도 분포

Fig. 3~6은 주관과 구동관로의 비가 Table 1과 같은 조건에서 분사펌프 관로의 중간부분($z=0$)인 주관로의 정중앙위치 22.5 mm를 기준으로 Reynolds 수와 동일한 입구 조건에서 구동관로의 위치가 각각 (a) $s=0$ (b) $s=0.5$ (c) $s=1$ (d) $s=1.25$ 이다. 이는 Fig. 1에서와 같이 $s=0$ 위치는 구동관로의 끝단이 주관과 흡입관의 중앙에 위치하였을 때를 기준으로 하여 무차원으로 표현한 값으로 0보다 크면 구동관로가 출구영역 쪽으로 이동함을 의미하며 $s=1$ 은 구동관로의 끝단이 흡입관로의 끝단에 위치함을 의미한다. 이를 토대로 결과에 대한 각각의 속도분포에 대한 특성을 나타내었다. Fig. 3은 입구 Reynolds 수가 7,800 일 때 구동관로의 위치변화에 따른 각각의 평균 속도벡터를 나타내고 있다. 구동관로 s 위치가 하류방향으로 진행할수록 흡인되어지는 속도벡터의 값이 커짐을 알 수 있다. 흡인되는 속도벡터가 증가하다가 $s=1$ 에서 가장 강한 흡인력을 가지며 구동관로가 하류방향으로 진행하여 $s=1.25$ 에서 구동관로의 분사력은 증가하나 흡인에너지(negative section power)는 저하됨을 알 수 있다. 또한 구동관로 끝단의 위치(s)가 하류방향으로 이동 할수록 구동관로의 분사는 출구영역에서 상벽면(z^+)방향으로 분사에너지가 약간 치우침을 알 수 있다. 이것은 흡입관의 벨마우스 처리된 부분에서 흡인되는 유체와 주관부의 유체가 만나면서 와류의 발생으로 속도가 상대적으로 높아지므로 인하여 상벽면에서 압력 손실로 나타난 결과로 생각된다.⁽¹⁵⁾ 결과를 정리하면 구동관로의 위치가 $s=1$ 에서 다른 위치에 있을 때보다 현저히 흡인되는 속도가 빨라지는 것을 볼 수 있다. Fig. 4는 입구 Reynolds 수가 20,000 정도이고, 동일한 조건으로 구동관로의 위치변화에 따른 평균속도벡터를 나타내었다. Fig. 3과 비교할 때 유사한 속도벡터 분포를 나타내고 있으나 구동관로가 하류방향으로 진행 할수록 z^+ 방향으로 분사에너지가 더욱 치우침을 알 수 있다. 흡인에너지를 비교하면 입구 Reynolds 수가 7,800 일 때와 같이 $s=1$ 위치에서 흡인에너지가 가장 큰 것으로 확인되었다. 이는 Reynolds 수 및 유속의 증가에 관계없이 $s=1$ 의 위치에서 흡인에너지가 크다는 것을 알

수 있다. 구동관로의 위치 $s=1.25$ 에서 흡인에너지가 약해지는 이유는 구동관로가 $s=1$ 보다 하류방향으로 진행 할수록 흡인되는 단면적이 작아져 흡입관의 벨마우스 처리된 곡관부에서 와류의 발생과 더불어 구동관로가 장애물 역할을 하는 것으로 생각되며 속도가 빠른 주류와 와류 사이에서 큰 속도구배가 발생하고 강한 전단응력이 발생하기 때문이다.

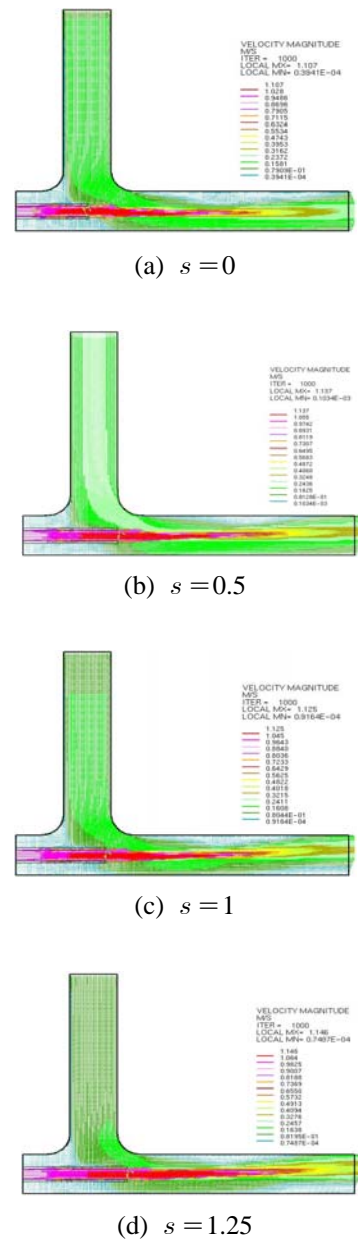


Fig. 3 Mean velocity vector of distribution (1 : 3.21 V = 1 m/s)

Fig. 5~6은 주관부와 구동관로 비가 1:2.25인 조건에서 Table 1과 같은 조건으로 실험하여 나타낸 속도벡터분포도이다. 입구에서 구동관로의 단면적이 증가함에 따라 구동관로의 위치변화에 따른 속도벡터분포를 Fig. 5에 나타내었다. 속도벡터분포를 살펴보면 구동관로끝단의 위치가 Fig. 3~4와 비교할 때 구동관로의 위치 $s=0.5$ 까지는 출구영역에서도 구동관로의 분사력은 $z=0$ 을 중심으로 중앙으로 분포되며 구동관로가 하류방향으로 진행 할수록 z^+ 방향으로 분사에너지가 더욱 치우침을 알 수 있다. 흡인에너지가 가장 크게 자리 잡은 곳은 $s=0.5$ 정도의 위치임을 확인할 수 있다. Fig. 6은 입구Reynolds 수가 57,000 정도에서 구동관로의 위치를 변화시킨 속도벡터분포를 나타내었다. Reynolds 수의 증가에도 불구하고 속도벡터분포의 현상은 Fig. 5와 유사한 분포를 가지고 있으며 구동관로의 위치 $s=0.5$ 까지는 비교적 구동관로의 분사력은 주관로의 중심($z=0$)에 자리잡고 있으나 하류방향으로 이동 할수록 구동관로의 분사력은 덕트의 상벽면(z^+)으로 치우침이 강하게 나타난다. 또한 구동관로의 위치에 따른 흡인에너지는 Fig. 4와 같이 $s=0.5$ 부근에서 가장 크게 나타남을 알 수 있다. 구동관로의 크기와 입구에서 Reynolds 수, 구동관로의 끝단의 위치를 변화 시키면서 관찰한 유동현상은 각각의 구동관로의 크기에 흡인이 가장 좋은 구동관로 끝단의 위치는 1:3.21의 관로 면적비에서는 구동관로의 끝단의 위치가 $s=1$ 과 1:2.25의 조건에서는 구동관로의 끝단의 위치가 $s=0.5$ 에서 가장 큰 흡인에너지를 나타내었다. 구동관로와 주관로의 단면적비가 일정하다면 흡인에너지가 가장 큰 구동관로의 위치는 입구 Reynolds수에 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 즉 흡인에너지에 대한 속도분포 크기는 입구인 합류지점 $s=0$ 에서 유속과 무관하며 구동관로가 최대 흡인에너지를 가질 수 있는 위치는 단면적에 대한 함수임을 알 수 있다. 구동관로의 위치에 따른 분사에너지의 편중 현상을 Fig. 7~10에 나타내었다. 주관부와 구동관로의 비가 1:3.21, 1:2.25 크기에 각각 구동관로의 끝단의 위치와 Reynolds수를 Table 1과 같이 변화 시켰을 때, 분사펌프 관로의 중간부분인 $z=0$ 을 기준으로 구동관로의 위치 $s=1$ 출구영역인 $s=220$ 지점의 평균속도분포를 그래프로 나타낸 것이다. 여기서 x 축은 구동관로의

위치에 따른 무차원 거리이고 $z=0$ 을 중심으로 $z>0$ 이면 주관부의 위쪽(z^+)이고, $z<0$ 이면 주관부의 아래쪽(z_-)이다. 구동관로의 위치가 $s=0.5$ 정도까지는 구동관로의 분사력이 중앙에 집중되거나 구동관로의 위치가 하류방향으로 진행할수록 분사에너지는 상벽면(z^+)방향으로 치우침이 나타나며 Reynolds 수가 증가할수록 치우침 현상이 크게 나타난다.

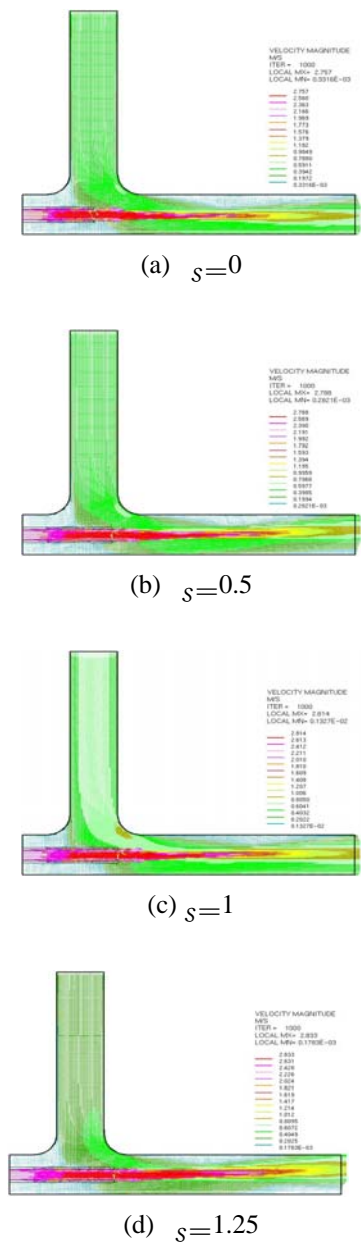


Fig. 4 Mean velocity vector of distribution (1 : 3.21 V = 2.54 m/s)

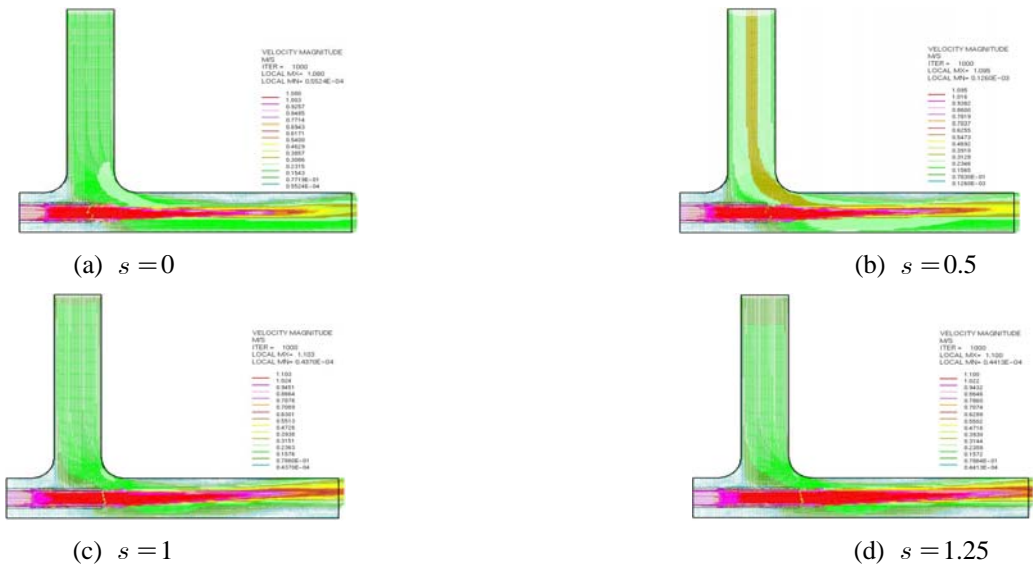


Fig. 5 Mean velocity vector of distribution (1 : 2.25 V = 1 m/s)

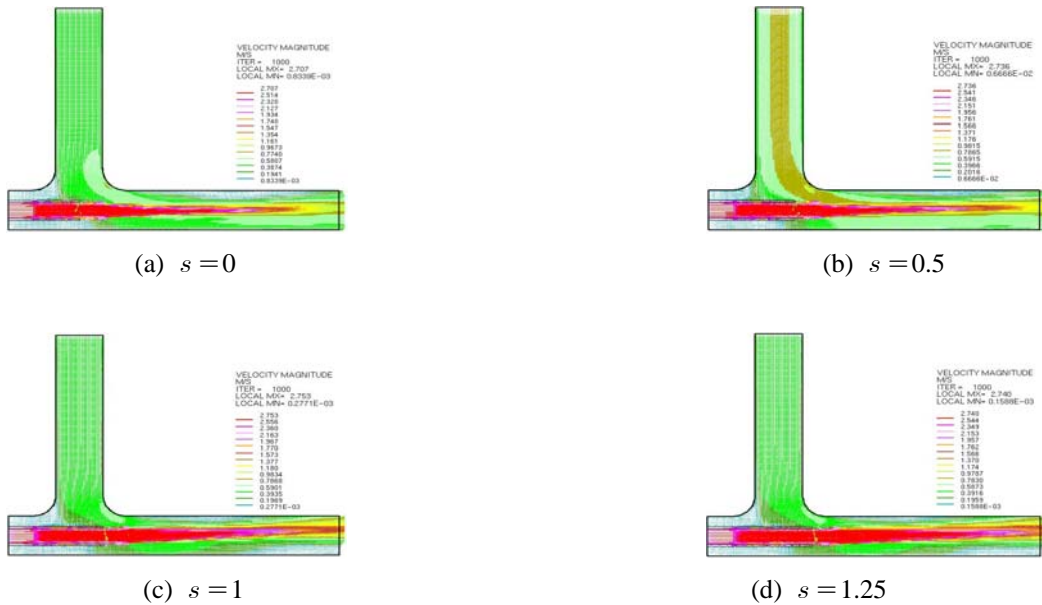


Fig. 6 Mean velocity vector of distribution (1 : 2.25 V = 2.54 m/s)

Fig. 7~10은 구동노즐의 위치에 다른 속도분포를 나타낸 것으로 세로축은 인입유속과 평균유속의 비를 무차원화 하여 나타내었고 가로축은 z 방향의 위치를 나타내었다. Fig. 7은 s=1 지점의 속도 분포를 보면 중앙에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 입구에서 속도가 구동관로를 통해 나온 흡인에너지 영향 때문이다. 구동관로의 끝단이 입구속도가 변하여도 무차원 시킨

속도는 비슷한 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 3에서와 같이 속도벡터분포가 s=1인 지점과 비교할 때 주관부의 상하방향(z)에서 속도분포는 최고 47%와 아래쪽에서 최고 30% 이상 속도분포가 차이가 발생함을 알 수 있다. s=1인 지점에서 벽면에서의 속도에너지가 가장 큰 것을 볼 수 있다. Fig. 8은 출구 쪽(s=220)의 속도 분포를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 알 수 있듯이

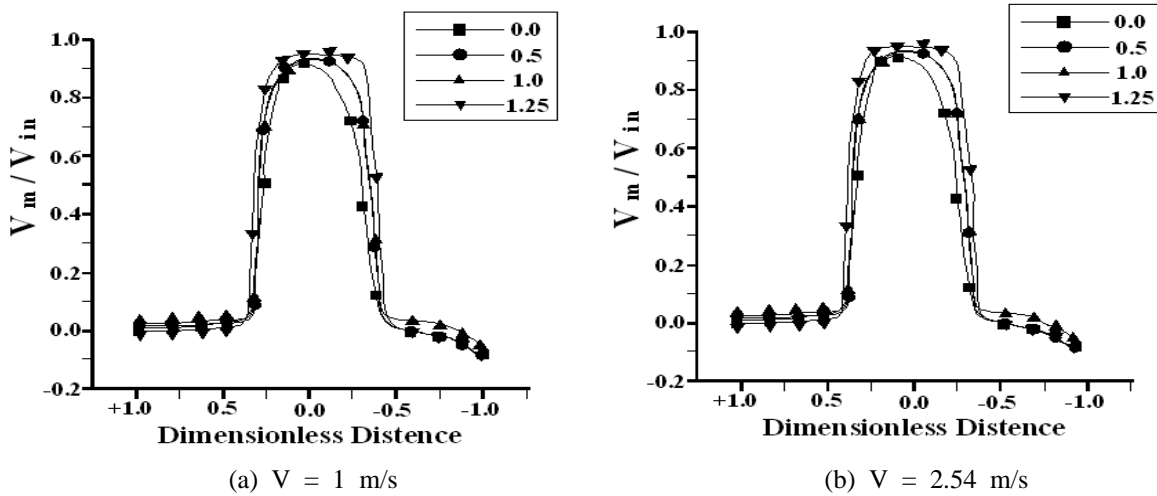


Fig. 7 Mean velocity vector of distribution ($L = 130\text{mm}$ $D_s:D_h = 1 : 3.21$)

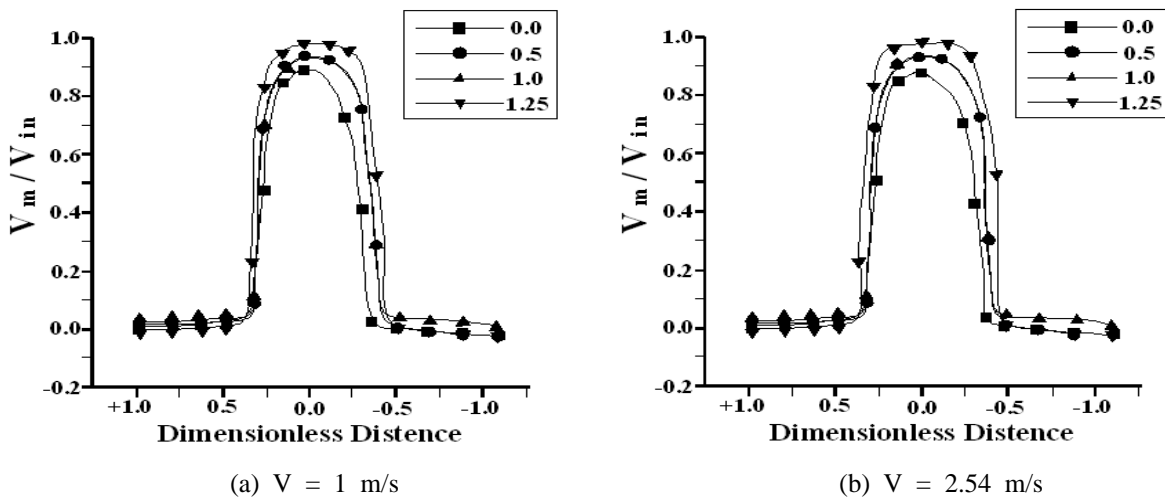


Fig. 8 Mean velocity vector of distribution ($L = 350\text{mm}$ $D_s : D_h = 1 : 3.21$)

구동관로의 끝단이 $s = 1$ 지점에서 다른 지점과 비교해 출구 속도분포가 고르게 되어있고, 주관부의 중앙에서의 속도가 가장 빠르게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 흡입관에서 유체가 흡입하였을 때 일정하게 혼합되어 고른 속도 분포를 나타낸 것으로, 다른 구동관로의 끝단 보다 손실 값이 적다는 것을 의미하기도 한다. 출구에서의 최고 속도는 구동관로의 끝단이 가장 긴 $s = 1.25$ 지점에서 가장 높게 나타는 것을 확인 할 수 있으나, 평균 속도를 구해보면, $s = 1$ 지점이 가장 높은 것을 확인 할 수 있었고, 다른 지점 보다 최고 15% 높은 출구 속도를 확인할 수 있었다. Fig. 9~10은 주관부와 구동관로의 비

를 달리하여 분사노즐의 입구속도에 따른 구동관로의 위치변화에 따른 속도분포를 나타내었다. Fig. 9는 입구의 Reynolds 수가 변하여도 무차원 속도분포는 비슷한 것을 알 수 있다. $s = 1$ 지점의 속도 분포를 보면 벽면 쪽에서 대부분 낮은 속도를 볼 수 있는데, 구동관로의 위치가 $s = 0.5$ 지점에서 벽면에서의 속도가 가장 빠른 것으로 나타난다. 이때 주관부의 아래쪽(z_-)에서는 최고 38% 정도의 속도차가 발생하고 주관부 위쪽(z_+)에서는 최고 35%까지 속도가 차이 나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은 출구 쪽의($s = 220$) 속도분포를 그래프로 나타낸 것이다. 구동관로의 끝단이 $s = 0.5$ 지점은 다른 지점에 비해 출구 속도가 고르

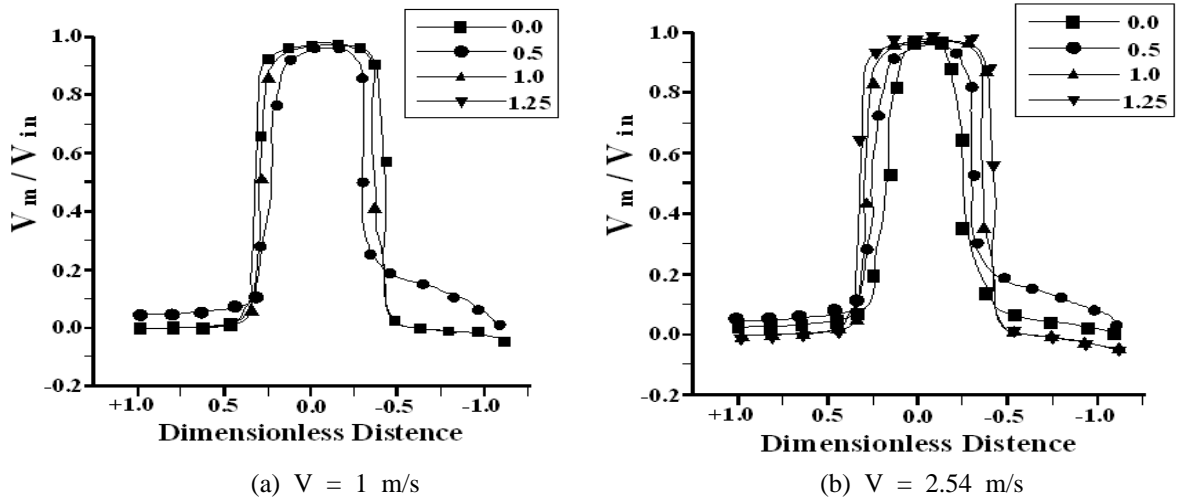


Fig. 9 Mean velocity vector of distribution ($L=130\text{mm}$ $D_s:D_h = 1 : 2.25$)

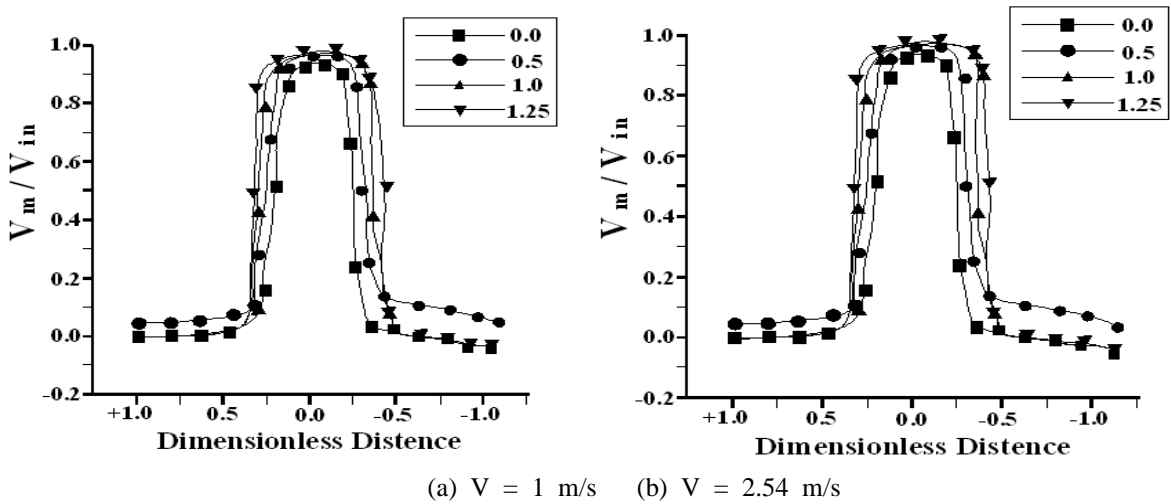


Fig. 10 Mean velocity vector of distribution ($L = 350\text{mm}$ $D_s : D_h = 1 : 2.25$)

게 분포되어 있고 다른 구동관로의 끝단 보다 손실 값이 적다는 것을 의미하기도 한다. 흡입속도가 가장 좋은 구동관로 끝단의 위치는 분사펌프의 구동관로와 주관부의 비가 1:3.21에서는 구동관로의 끝단의 위치가 $s=1$ 이 가장 큰 값을 나타내었고 분사펌프의 구동관로와 주관부의 비가 1:2.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 $s=0.5$ 에서 흡입에너지가 가장 크게 나타났다. 주관부의 아래쪽에서는 속도가 구동관로가 다른 위치에 있을 때 보다 평균 30%이상 높았고 주관부 위쪽(z^+)에서는 35%이상 속도가 높은 것으로 나타났다. 흡입에너지 최대화를 위한 구동관로의 최적 위치는 입구에서 Reynolds 수의 변화와 구동관로의 크기에 관계없이 구동관로와 주관의 면적비에 따

라 달라짐을 알 수 있다. 또한 구동관로가 출구 쪽에 근접할수록 출구에서의 속도는 커지나 구동관로의 속도분포가 위쪽(z^+)으로 편향되는 현상이 발생하여 에너지 손실이 큰 것을 알 수 있었고 그 현상으로 유량효율이 감소되는 것으로 사료된다.

3.2 유량 효율

Fig. 11은 직경비의 변화와 구동관로의 위치 변화에 따른 입구유량과 출구 유량의 비를 나타낸 것으로 직경비 조건이 1:3.21에서 유량효율을 나타내면 최대값을 가진 구동관로의 위치 $s=1$ 에서 최대효율은 $\eta_1=4.150$, $\eta_2= 4.358$, $\eta_3= 4.399$ 이고 직경비 조건이 1:2.25인 경우 유량효율을 나타내

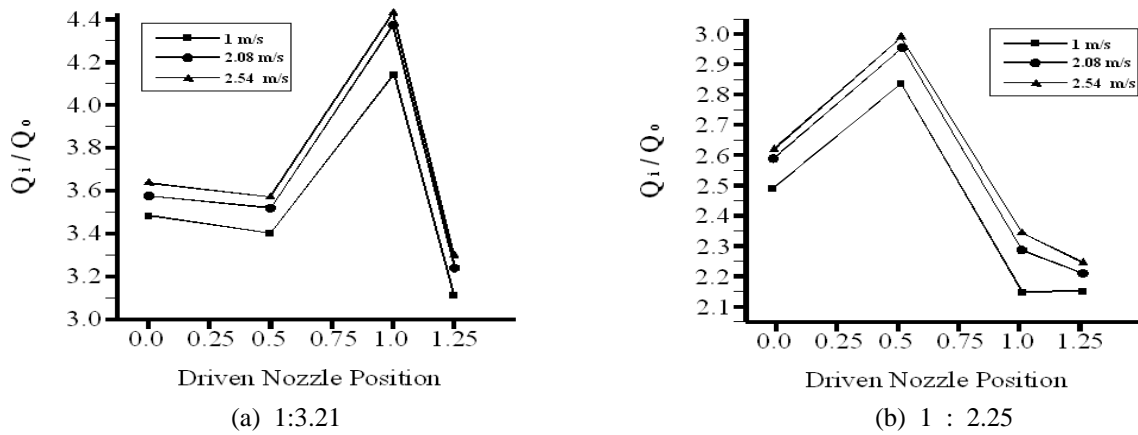


Fig. 11 Flow quantity efficiency

면 $s = 0.5$ 에서 $\eta_1=2.854$, $\eta_2=2.962$, $\eta_3=2.982$ 으로 나타났다. 이와 같이 최대효율을 가진 두 조건에서 최대유량효율을 비교하면 1:3.21의 직경비에서 각각 입구유속에 따라 32.2%, 32.03% 및 35.12%의 유량효율이 높아짐을 알 수 있다. 같은 유량조건을 부여했을 때 직경비가 클수록 효율이 높게 나타났으며 반대로 구동관로의 단면적이 커질수록 유입되는 유량에 비해 유량의 효율은 떨어지는 것을 확인 할 수 있었다. 입구조건이 유량이 증가 할수록 속도는 빨라져서 흡입관에서 흡입되는 유량은 더 많아짐을 확인 할 수 있다. 구동관로의 위치가 $s=1$ 을 초과할 때 흡인력이 저하하는 이유는 구동관로가 길어질수록 흡인 될 때에 구동관로가 장애물의 역할이 하는 것과, 구동관로가 길어질수록 흡인되는 단면적 역시 줄어들어서 상대적으로 흡인되는 양이 적어지 것으로 생각된다. 또한 구동관로에서 나온 유체가 갑자기 단면적이 커지면서 속도의 손실을 많이 받아 다른 형태로의 에너지변화에 의한 것이라고 생각된다. 따라서 각각의 직경비에 따른 유량 효율은 단면적의 비와 구동관로의 위치에 대한 함수라고 생각된다. 본 연구에서는 구동관로가 작을수록 구동관로의 위치는 흡입관의 중앙($s = 0$)보다 길게 위치해야하고, 구동관로가 클수록 구동관로의 위치가 흡입관의 중앙 부근에서 유량효율이 높아지고 구동관로의 직경이 작고 속도가 빨라질수록 유량효율이 증가함을 알았다.

4. 결 론

직경비가 다른 조건에 대한 분사펌프의 입구조건과 구동관로 노즐의 끝단 위치를 변화시켜가면서 평균속도분포 및 유량효율에 대해서 CFD 분석을 통한 특성을 정리하면 다음과 같다.

(1) 직경비 1:3.21의 조건에서는 $s = 1$ 인 지점과 1:2.25의 조건에서는 $s = 0.5$ 에서 흡인에너지가 가장 크게 나타났다. 흡인에너지의 크기는 입구 속도변화와는 무관하고 최대 흡인에너지를 가질 수 있는 구동노즐의 위치는 단면적의 비에 대한 함수임을 알 수 있다.

(2) 구동관로의 위치가 하류방향으로 이동할수록 흡인에너지는 약해지는데 이는 단면적이 작아져 와류발생으로 인한 에너지가 손실되기 때문이다.

(3) 구동관로의 위치가 하류방향으로 이동할수록 분사에너지는 상벽면으로 치우치며 Reynolds 수가 증가 할수록 치우침 현상이 크게 나타난다. 이와 같은 이유는 흡입관과 구동관로가 만나는 벨마우스 처리된 유입부에서 와류의 발생으로 인한 상벽면에서 압력손실이 증가하기 때문에 발생했다고 생각된다.

(4) 구동관로의 직경비 조건이 1 : 3.21은 1 : 2.25보다 유량 효율이 32% 이상 높게 나타났고 입구속도가 빠를수록 효율이 증가하였다. 구동노즐의 단면적이 커짐에 따라 효율이 저하됨을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2009학년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

참고문헌

- (1) Lee, J. H. and Kim, H. D., 2005, "An Experimental Study of the Variable Sonic/Supersonic Ejector System," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 5, pp. 554~560.
- (2) Quinn, B., 1976, "Ejector Performance at High Temperatures and Pressure," *Journal Aircraft*, Vol. 13, No. 12, pp. 948~954.
- (3) Lim, J. W. and Lee, S. H., 2000, "Engine Room Cool System Using Jet Pump," *Proceedings of the KSME 2000 Spring Annual Meeting B*, pp. 162~167.
- (4) 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.
- (5) Viets, H., Campbell, J. R. and Korkan, K. D., 1981, "Acoustic Interactions in Ejector," *AIAA paper* 81, 2045, Oct.
- (6) Choi, B. G., Lee, Y. K., Kim, H. D. and Kim, D. J., 2000, "Computations of the Supersonic Ejector Flows With the Second Throat," *Trans. of the KSME B*, Vol. 24, No. 8, pp. 1128~1238.
- (7) Lee, J. H. and Kim, H. D., 2005, "An Experimental Study of the Variable sonic/Supersonic Ejector System," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 5, pp. 554~560.
- (8) Chen, F. C. and Hsu, C. T., 1987, "Performance of Ejector Heat Pumps," *Energy Research*, Vol. 11, pp. 289~300.
- (9) Fluegel, G., 1989, "Berechnung von Strahl Apparaten, VDI for Schung Sheft," 395 March/April, *Ausgabe B Band 10*.
- (10) Sun, D. W. and Eames, I. E., 1995, "Recent Developments in the Design the-Oreis and Applications of Ejectors-a Review," *Journal of the Institute Energy*, Vol. 68, June, pp. 665~676.
- (11) Witte, J. H., 1995, "Efficiency and Design of Liquid-Gasejector," *British-chemical Engineering*, Vol. 10, No. 9, pp. 602~607.
- (12) Biswas, M. N., and Mitra, A. K., Momentum 1989, "Transfer in a Horizontal Multi-Jet Liquid-Gas Ejector," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 59, pp. 634~637.
- (13) Kim, J. S., 2001, "A Study on the Shape Design Optimization of High-Speed Air Vehicles Using Navier-Stokes Equations," *MS. Thesis. Korea Maritime Univ.*
- (14) Yang, Y. G. 1996, "Finite Volume Meyhod Applied to Analyzing the Flow in the Duct of the Water-Jet Propulsor," *MS. Thesis. Seoul Univ.*
- (15) Kim, Y. S., Park, S. J. and Ha, J. H., 1995, "Fluid Mechanics," Moon Woon Dang. Seoul. p. 223.