



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2011년 8월

박사학위논문

분사펌프의 수직 흡입관로와
구동관로의 위치변화에 대한 유동특성
연구

조선대학교 대학원

기계공학과

김 노 형

분사펌프의 수직 흡입관로와
구동관로의 위치변화에 대한 유동특성
연구

A Study on the Flow Characteristics of Jet Pump by
Vertical Suction Pipe and Position of Driving Pipe

2011년 8월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

김 노 형

분사펌프의 수직 흡입관로와
구동관로의 위치변화에 대한 유동특성
연구

指導教授：李 行 男

이 論文을 工學博士 學位 申請 論文으로 提出 함

2011년 4월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 노 형

金 鑪 亨의 博士學位 論文을 認准 함

委員長 朝鮮大學校 教授 朴 吉 文 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 金 鍾 寬 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 韓 吉 永 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 洪 明 錫 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 李 行 男 ①

2011년 6월

조선대학교 대학원

목 차

목 차	I
List of Tables	II
List of Figures	III
Nomenclature	IV
Abstract	VIII
第 1 章 서 론	1
第1節 연구 배경	1
第2節 분사펌프의 원리	3
第3節 연구의 목적	4
第 2 章 이론적 배경	7
第1節 분사펌프의 이론식	7
第2節 CFD 이론적 배경 및 이론식	9
1. CFD 이론적 배경	9
2. 유한체적법	10
第3節 PIV 실험의 이론적 배경 및 이론식	19
1. PIV를 이용한 속도장 측정	19

第 3 章 수치해석 및 실험	29
第1節 CFD 실험장치	29
第2節 CFD 실험	31
1. 수직 흡입관로의 CFD 실험	31
2. 구동관로의 CFD 실험	33
第3節 CFD 해석	36
1. 수직 흡입관로에 대한 CFD 해석	36
2. 구동관로 끝단의 위치변화에 대한 CFD 해석	46
第4節 PIV 실험	87
第5節 PIV 실험 결과	91
1. 수직 흡입관로에 대한 PIV 실험 결과	91
2. 구동관로 끝단의 위치변화에 대한 PIV 실험 결과 ..	97
第 4 章 유량효율	103
第1節 수직 흡입관로의 유량효율	103
第2節 구동관로 끝단의 위치변화 대한 유량효율	104
第 5 章 CFD와 PIV 결과 비교 분석	106
第 6 章 결 론	109
참 고 문 헌	110

List of Table

Table 1-1 CFD Condition of Driving Flow(Vertical Suction Pipe)	32
Table 1-2 CFD Condition of Driving Flow(Driving Pipe)	34
Table 1-3 Units of Physical Property(Vertical Suction Pipe)	37
Table 1-4 Units of Physical Property(Driving Pipe)	46
Table 1-5 PIV System of Visualization Equipment	89
Table 1-6 Experiment Condition of Driving Flow	90

List of Figures

Fig. 1-1 Schematic Diagram of Jet Pump	4
Fig. 1-2 Diagram of Jet Pump	6
Fig. 2-1 Velocity Components in Jet Pump	7
Fig. 2-2 Discretization Diagram of X-Direction Momentum Equation	12
Fig. 2-3 Discretization Diagram of Y-Direction Momentum Equation	15
Fig. 2-4 Discretization Diagram of Continuity Equation	16
Fig. 2-5 Calculation of Velocity Vector by PIV	20
Fig. 2-6 Auto-Correlation Method of Diagram	25
Fig. 2-7 Cross-Correlation Method of Diagram	28
Fig. 3-1 Design Drawing	30
Fig. 3-2 CFD Grid of Jet Pump(Vertical Suction Pipe)	32
Fig. 3-3 CFD Grid of Jet Pump(Driving Pipe)	35
Fig. 3-4 Mean Velocity Vector Distribution($V=1\text{m/s}$)	38
Fig. 3-5 Static Pressure Distribution($V=1\text{m/s}$)	39
Fig. 3-6 Total Pressure Distribution($V=1\text{m/s}$)	39
Fig. 3-7 Turbulent Kinetic Energy($V=1\text{m/s}$)	40
Fig. 3-8 Turbulent Viscosity($V=1\text{m/s}$)	40
Fig. 3-9 Mean Velocity Vector Distribution($V=2.1\text{m/s}$)	41

Fig. 3-10 Static Pressure Distribution(V=2.1m/s)	41
Fig. 3-11 Total Pressure Distribution(V=2.1m/s)	42
Fig. 3-12 Turbulent Kinetic Energy(V=2.1m/s)	42
Fig. 3-13 Turbulent Viscosity(V=2.1m/s)	43
Fig. 3-14 Mean Velocity Vector Distribution(V=2.55m/s)	43
Fig. 3-15 Static Pressure Distribution(V=2.55m/s)	44
Fig. 3-16 Total Pressure Distribution(V=2.55m/s)	44
Fig. 3-17 Turbulent Kinetic Energy(V=2.55m/s)	45
Fig. 3-18 Turbulent Viscosity(V=2.55m/s)	45
Fig. 3-19 Mean Velocity Vector of Distribution(1:3.25 V=1m/s)	50
Fig. 3-20 Mean Velocity Vector of Distribution(1:3.25 V=2.1m/s)	51
Fig. 3-21 Mean Velocity Vector of Distribution(1:3.25 V=2.55m/s)	52
Fig. 3-22 Mean Velocity Vector of Distribution(1:2.25 V=1m/s)	53
Fig. 3-23 Mean Velocity Vector of Distribution(1:2.25 V=2.1m/s)	54
Fig. 3-24 Mean Velocity Vector of Distribution(1:2.25 V=2.55m/s)	55
Fig. 3-25 Mean Velocity Vector of Distribution(1:1.9 V=1m/s)	56
Fig. 3-26 Mean Velocity Vector of Distribution(1:1.9 V=2.1m/s)	57
Fig. 3-27 Mean Velocity Vector of Distribution(1:1.9 V=2.55m/s)	58
Fig. 3-28 Total Pressure of Distribution(1:3.25 V=1m/s)	62
Fig. 3-29 Total Pressure of Distribution(1:3.21 V=2.1m/s)	63
Fig. 3-30 Total Pressure of Distribution(1:3.25 V=2.55m/s)	64
Fig. 3-31 Total Pressure of Distribution(1:2.25 V=1m/s)	65
Fig. 3-32 Total Pressure of Distribution(1:2.25 V=2.1m/s)	66
Fig. 3-33 Total Pressure of Distribution(1:2.25 V=2.55m/s)	67
Fig. 3-34 Total Pressure of Distribution(1:1.9 V=1m/s)	68
Fig. 3-35 Total Pressure of Distribution(1:1.9 V=2.1m/s)	69
Fig. 3-36 Total Pressure of Distribution(1:1.9 V=2.55m/s)	70
Fig. 3-37 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 3.25$) ...	75
Fig. 3-38 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 3.25$) ...	76
Fig. 3-39 Total Pressure of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 3.25$)	77

Fig. 3-40 Total Pressure of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 3.25$)	78
Fig. 3-41 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 2.25$)	79
Fig. 3-42 Total Pressure of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 2.25$)	88
Fig. 3-43 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 2.25$)	81
Fig. 3-44 Total Pressure of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 2.25$)	82
Fig. 3-45 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 1.9$)	83
Fig. 3-46 Total Pressure of Distribution(L = 150mm $D_s : D_h = 1 : 1.9$)	84
Fig. 3-47 Mean Velocity Vector of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 1.9$)	85
Fig. 3-48 Total Pressure of Distribution(L = 350mm $D_s : D_h = 1 : 1.9$)	86
Fig. 3-49 Schematic Arrangement of PIV System	88
Fig. 3-50 Photograph of Experimental Equipment	90
Fig. 3-51 Mean Velocity Vector by PIV(Vertical Suction Pipe)	94
Fig. 3-52 Mean Total Kinematic Energy by PIV(Vertical Suction Pipe)	95
Fig. 3-53 Turbulent Kinetic Energy by PIV(Vertical Suction Pipe)	96
Fig. 3-54 Mean Velocity Vector by PIV(Driving Pipe)	100
Fig. 3-55 Mean Total Kinematic Energy by PIV(Driving Pipe)	101
Fig. 3-56 Turbulent Kinetic Energy by PIV(Driving Pipe)	102
Fig. 4-1 Flux Efficiency(Vertical Suction Pipe)	103
Fig. 4-2 Flux Efficiency(Driving Pipe)	105
Fig. 5-1 Velocity Distribution by CFD and PIV($D_s : D_h = 1 : 1.9$)	108

Nomenclature

a	: Duct half-width (mm)
b	: Duct half-height (mm)
D_s	: Pipe diameter (mm)
D_h	: Hydraulic diameter ($4ab/2(a+b)$ mm)
f	: Frequency of oscillation
g	: Gravitation (m/sec^2)
L_e	: Entrance length (mm)
$M \times N$: Length of test section (mm \times mm)
p	: Pressure (Pa)
$f(i,j)$: Grey level in the 1st frame
\bar{f}	: Average Grey level in the 1st frame
$g(i,j)$: Grey level in the 2nd frame
\bar{g}	: Average grey level in the 2nd frame
Re	: Reynolds number
t	: Time (sec)
u, v, w	: Velocity components in x, y and z-axis
x, y, z	: Rectangular coordinates of test section
Q	: Volume flow rate (ℓ/s)
\dot{m}	: Mass flow rate (kg/s)
v	: Volume (m^3)

Greeks

γ_{air}	: Specific weight of air (N/m^3)
μ	: Coefficient of viscosity ($N \cdot sec/m^2$)
ν	: Coefficient kinematic viscosity (m^2/sec)

ρ	: Density (Kg/m^3)
τ	: Shearing stress (N/m^2)

Subscripts

C_r	: Critical value
e	: Value on developing flow
fd	: Value on developed flow
m	: Cross-sectional mean value
p	: Fluid particle
q	: Quasi-steady flow
s	: Straight duct
st	: Steady flow

Superscripts and others

–	: Mean value
\wedge	: Quantities in the laplace domain
*	: Dimensionless quantity

ABSTRACT

A Study on the Flow Characteristics of Jet Pump by Vertical Suction Pipe and Position of Driving Pipe

Kim Noh-Hyeong

Advisor : Prof. Lee Haeng-Nam, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

A jet pump is a fluid carrying device which spouts fluid of high pressure from a driving engine pipe and absorbs fluid of high pressure whose pressure is increased through exchange of momentum with surrounding gas of low pressure.

It is applied for various types of industries such as heat engines, water power and thermal power plants, ducts for air conditioning, chemical and petroleum chemistry, food and environment industry in that it provides smooth operation in absorbing solid as well as fluid and gas.

Vapor-vapor jet pump are widely used for absorption, mixing and dehydration in industrial fields and fluid-gas jet pumps have been considered most important for air conditioners to control a variety of harmful gases and to create pleasant environment of structures.

Jet pumps can be easily constructed and installed regardless of size of systems, can be easily used at the places involved in fluid and have little need of maintenance, and its expense is reasonable.

This study is to identify floating characteristics of jet pumps, mean velocity, distribution of total pressure through CFD analysis. For the purpose, it changed the ends of driving pipe with diameter ratio of 1 : 1.9, 1 : 2.25 and 1 : 3.25 found optimal points of driving engine pipes in each diameter ratio and conducted the analysis through PIV experiment. The results are presented as follows:

- (1) As increase an entrance condition of velocity was fast and fluid efficiency suck in vertical suction pipe was higher.
- (2) When the ends of each driving pipe with diameter ratios of 1 : 1.9, 1 : 2.25 and 1 : 3.25 were placed in 1.133, 1.213 and 1.333, the largest effect of absorption was found, but the effect was not related to velocity change.
- (3) Flux efficiency decrease as diameter of driving pipe increases, and it increases as Reynolds number increases.
- (4) When the end of driving pipe was located in the center of the vertical suction pipe, average 11% of efficiency decreased compared to the case that it was placed at the optimal point. When it was extended over optimal point, mean 23% of efficiency deceased. As the driving pipe was longer, flow quantity efficiency was lower, and when the end of driving pipe was placed at optimal point, flow quantity efficiency was the best.
- (5) When suction occurs at vertical suction pipe, vortex that is formed at the joint of driving pipe with curvature and expanded pipe increases as velocity increases.
- (6) In measuring PIV, as Reynolds number increases because of influence of shearing force of wall, vortex of velocity vector is formed near the wall.
- (7) To increase suction efficiency, nozzle configuration should be realized at proper place of expanded pipe as a means to decrease dissipation of energy.

第 1 章 서 론

第1節 연구배경

일반적으로 분사펌프(Jet Pump)는 고압의 유체를 구동관로에 분출시켜, 그 분류 주변의 저압기체와 운동량 교환을 통하여 저압의 유체를 보다 높은 압력까지 압축하여 수송하는 장치이다. 분사펌프는 구동관로(Driving Pipe), 혼합부(Mixing Section) 및 디퓨저(Diffuser)로 구성¹⁾되어 있으며, 분사펌프는 어떤 회전부분이나 운동부분을 가지지 않는 유체기계이므로 고장이 적고, 소형임에도 불구하고 대용량의 유체를 압축 또는 수송 할 수 있는 특징을 가지고 있다. 이러한 분사펌프에 관한 사용으로서, Chen과 Hsu²⁾는 냉동장치에 적용하여 높은 온도 쪽에 보일러를 첨가하여 분사펌프를 압축기 대신 사용하였다. Fluegel³⁾은 액체-액체 분사펌프의 유동특성을 베르누이 방정식과 운동량 방정식을 적용하여 기본적인 해석방법을 제시하였으며 증기-증기 분사펌프의 각각의 상태점을 엔탈피-엔트로피 선도로 나타내었다. Sun and Eames⁴⁾는 냉동시스템에서 이중 증발기의 출구에 분사펌프를 설치하여 압축일을 줄여 성적계수를 향상 시킬 수 있음을 이론과 실험을 통해 분석하였다. 구동유체와 흡입유체의 혼합에 관한 이론적 연구를 중점적으로 수행하였다. 그 외 Witte⁵⁾에 의한 액체-가스 분사펌프에 대한 이론적인 설계방법, Biswas and Mitra⁶⁾에 의한 다공노즐에 대한 흡입량과 액체와 가스의 혼합 특성을 규명한 연구들이 있다.

그러나 이러한 장치들에 관한 연구는 기존의 환경에 따라 설명 되어졌으며, 속도, 온도, 유량, 압력 등 유체역학 연구에 중요한 내용들은 이론적인 연구만으로 행하여지는 미비함을 가지고 있다. 실험적인 방법으로서 피토포, 열선유속계, 유량계, LDV 등이 사용되어왔는데, 이러한 실험 방법들은 국부적인 몇몇 위치에서 속도나 압력 값만을 제공하였고, 유동전반에 대해 어떠한 영향을 미치지 않았다고는 생각

할 수는 없으며, 자연계에서 거의 일어나는 비정상, 난류유동에 대한 공간변화와 이에 대한 유동 패턴의 해석을 하기에는 거의 불가능하다고 볼 수 있다. 하지만 컴퓨터를 비롯한 하드웨어의 급속한 발달과 디지털 화상 처리기법의 발전에 힘입어 최근의 실험 방법으로 입자영상유속(Particle Image Velocimetry, PIV) 실험 기법이 개발되어 유동장 정보를 정량적으로 획득할 수 있으며, 유체의 기본 물리량을 동시다점으로 계측하여 실험할 수 있게 되었을 뿐만 아니라 비정상적인 유동패턴을 가시화시킴으로서 유체 유동에 대한 전반적인 해석이 가능하게 되었다.

CFD(Computational Fluid Dynamics, CFD)란 유체역학과 수치해석을 병합시켜 수학적으로 풀기 어려운 비선형 편미분 방정식들의 근사해를 구하는 학문으로서 컴퓨터의 처리속도와 용량이 증가함에 따라 발전된 수치해법을 조합하여 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)은 다양한 정식화 기법을 적용하여 모든 유동장 해석 연구에 수행되어지며 실험으로 얻기 어려운 유체역학 문제를 해결하고, 실험값과 비교하고 분석할 수 있는 미래의 해석기법으로 인식되고 있으며, 컴퓨터를 이용한 수치 해석적 방법은 많은 비용과 시간이 소비되는 실험에 의한 방법에 비해 빠르고 경제적인 장점이 있어 많은 산업분야에 응용되고 있는 추세이다. 실제로 실험적 방법에 비해 수배의 비용 절감과 시간 단축을 할 수 있으며, 실험적 방법으로 해석할 수 없는 분야도 컴퓨터에 의한 시뮬레이션(Simulation) 작업으로 해석이 가능하게 되었다.

본 연구에서는 더욱 발전된 실험기법을 이용하여 특정 해석영역에 대한 정확한 실험 자료를 얻어 유체유동에 대한 전반적인 내용을 분석하였다. 이 실험을 검증할 만한 자료로서 전산유체역학을 이용하여 실험의 타당성을 점검하여 주어진 문제인 분사펌프의 유동특성을 규명하고, 실험으로는 얻을 수 없는 부분들에 대한 내용을 분석하여 최적화 설계를 제시함으로써 장치의 성능개선이나 새로운 성능평가를 할 수 있도록 하였다. 향후 기계 장치나 건축설비에 이용하게 될 제반적인 분사펌프 장치들을 단순 압축이나 진공장치로서가 아닌 펌프 및 기계장치들을 대용할 수 있는 장치로 적용하는데 필요한 자료를 제공하고자 본인의 석사학위논문⁷⁾에서 분석하지 못한 부분을 추가적으로 연구하고자 한다.

第 2 節 분사펌프의 원리

분사펌프(Jet Pump)는 고압의 유체를 이용하여 저압부의 유체를 보다 높은 압력까지 압축하여 수송하는 장치이다. 일반적인 분사펌프는 Fig. 1-1에 도식적으로 나타낸 바와 같이 구동관로(Driving Pipe), 혼합부(Mixing Section) 및 디퓨저(Diffuser)로 구성¹⁾되어 있으며, 대개의 경우 디퓨저에 분사펌프 목(Jet Pump Throat)을 가진다. 분사펌프의 작동은 고에너지로 가지는 1차 유동(Primary Flow)이 상대적으로 저에너지 상태인 2차 유동(Secondary Flow)과의 운동량 교환을 통하여 이루어진다. 고압의 1차 유동이 구동노즐을 통하여 혼합부로 방출되면 압력 에너지가 속도 에너지로 변환되고, 정체점 상태의 구동압력이 분사펌프의 혼합부 내의 부압(Negative Pressure)은 2차 유동의 흡인압력 이하에서 형성되어 2차 유동의 흡인압력을 얻으며, 혼합부에서 1차 유동과 2차 유동간은 전단작용(Shear Action)에 의하여 혼합된다. 초음속 분사펌프로 구동되는 경우, 혼합된 유동은 초음속 상태이며 혼합부의 축소부, 분사펌프 목, 디퓨저를 차례로 통과하여 압력 에너지를 회복한다. 유동방향으로 혼합부의 축소부 면적이 줄어들수록 초음속 유동의 속도가 감소하여 압력이 증가하고, 분사펌프의 목에서 수직 충격파(Normal Shock Wave)에 의하여 가장 큰 압력회복 과정이 발생하여 초음속 유동은 아음속 유동으로 변화한다. 또 디퓨저의 확대부분에서는 유동방향으로 유로의 면적이 증가하여 아음속 유동의 속도에너지는 더욱 감소하고, 분사펌프에서 요구되는 압력으로 압축되어 수송된다. 분사펌프는 일반적으로 터빈(Turbine) 등에서와 같이 활동 부분에 작용하는 법선력(Normal Force)을 이용하여 에너지 변환을 하는 일반적인 유체기계에 비하여 효율이 낮으며, 약 30% 정도이다. 분사펌프(Jet Pump)는 난류혼입(Turbulent Entrainment)에 의하여 작동되기 때문이다. 난류혼입의 발생시, 1차 유동과 2차 유동간의 혼합작용(Mixing Action)에 의하여 유체의 소산(Dissipation)이 발생하여 유동의 엔트로피(Entropy)를 증가시킨다. 그러나 분사펌프의 구조가 간단하고 내부에 가동부가 없으므로 고장의 요소가 없고, 비교적 소형의 장치로 대용량의 유체를 압축·수송할 수 있으며, 유지·보수의 편의성이 높은 특징을 가지고 있어,

공압장치가 필요한 여러 산업분야에서 널리 사용되고 있다.

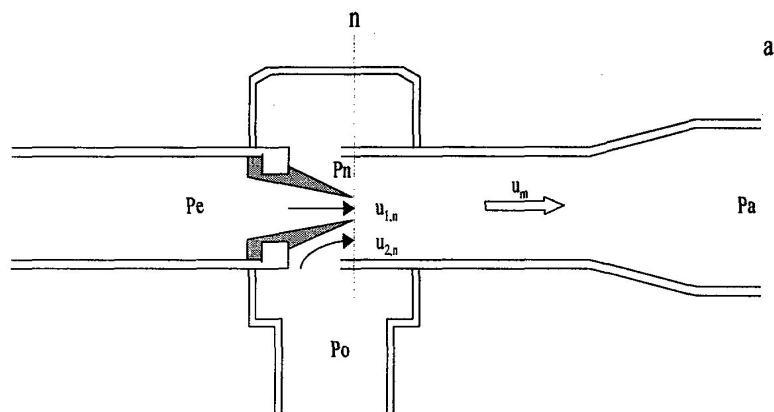


Fig. 1-1 Schematic Diagram of Jet Pump

第 3 節 연구의 목적

본 연구는 분사펌프의 원리를 응용한 슬러지 분리형 디퓨저 펌프(Diffuser Pump) 개발에 관한 것으로서 이론적인 정립과 실험과 수치해석을 통해 분사펌프의 유동특성을 분석하여 최적 설계를 행하는데 목적을 두고 있고, 그에 대한 장치의 도해는 Fig. 1-2에 도시하였으며, 디퓨저(Diffuser)를 사용하는 일반적인 펌프설비의 확산부분 및 챔버(Chamber)를 개발하여 기존 펌프에 적용시켜, 펌프의 효율을 증대함은 물론이고 슬러지를 여과하고, 송출구경이 큰 경우에도 적용이 가능하게 하는데 있다. 유체의 이송에 대한 이론 및 기술적인 발전은 압력수두와 속도수두를 변환하는 방법과 펌프의 여러 효율을 증가시키는 방법으로 분사펌프와 확산 펌프(Diffusion Pump)가 이용되고 있다. 분사펌프의 경우 압력을 증가시켜 속도를

배가시키면 전 수두는 속도의 제곱에 비례하므로 전 양정 또한 속도의 제곱에 비례하게 된다. 그러나 이 경우 분사효과를 만족시키기 위해서는 반드시 일정한 에너지 지식에 따른 관 내경을 작게 하여야 하므로 대구경에서는 송출압력을 높게 하는 데는 많은 동력을 필요로 하기 때문에 무리가 따른다. 종래의 확산펌프의 유체 이송은 L자형 구조로 인하여 양정효율이 저하되며, 기포발생 및 슬러지가 증가될 경우에는 관내 송수가 원활하지 못하며, 특히 2곳 이상에서 원수를 취수하는 경우, 취수량에 따라 펌프의 특성곡선이 다른 2개의 펌프를 연합 운전 시 압력의 차이가 생길 경우 저압측의 펌프에 역류가 발생하여 성능에 큰 영향을 미친다. 이러한 L자형 구조의 송수관로를 직선형으로 바꿔 기포 및 슬러지(Sludge)가 많이 포함된 유체의 이송을 원활하게 하고, 특히 취수량의 차이로 배관내의 차압이 발생하는 경우에도 입구 측 플랜지 내부에 장착된 확산관로 주변의 제트 슬릿(Jet Slit)에 형성되는 진공압으로 상호 다른 차압의 배관수도 원활히 혼입되어, 과부하로 저압측의 펌프가 멈추거나 공동현상이 발생되지 않아 효율을 증대시킬 수 있을 것이며, 여기에 슬러지 분리장치를 부착하여 슬러지 및 부유물을 처리할 수 있는 장치를 부가적으로 설치할 수도 있을 것이다. 이 장치는 종래의 원심 분리식 슬러지 분리장치가 부유물이나 모래가 자주 막히는 단점을 보완하여 원통형 챔버(Chamber)의 내벽을 따라 수류가 회전되게 펌핑(Pumping) 시켰다. 원심 속도가 느린 챔버(Chamber)의 중심수류에 배치된 확대관로를 통해 정수된 유체만 챔버(Chamber) 상층으로 분리해 낼 수 있는 슬러지 분리 장치이다. 이 장치를 확산펌프에 부착한 것으로서, 확산펌프 본체는 입구측 플랜지로 유입하게 되는 배관수가 확산펌프 몸체 내경의 출구측 플랜지에 근접된 확대관로를 통해 배출되는 순간 배관수의 수압이 확산되어 진공상태가 되었다. 이러한 진공상태는 확대관로의 송출구경 의 제트 슬릿 주변 배관수가 자기흡입 방식으로 수류가 형성되어, 확산펌프 본체에 직각으로 분기 형성된 흡입관로를 통해 유입되어, 입구측 플랜지와 동일선상에 있는 출구측 플랜지로 배출되는 배관수가 혼입되어 일반 급수펌프의 양정력을 크게 증진하는 효과가 있다. 확산펌프에 부착할 슬러지 분리는 별도의 구동장치를 설치하지 않고, 챔버(Chamber)로 유입된 수류가 일정방향으로 관 내벽을 따라 회전되게 유도시켰

다. 비중이 무거운 현탁 슬러지는 아래로 퇴적 분리시킴과 동시에 비중이 가벼운 부유물은 챔버(Chamber) 상부의 스크린과 여과재에 의해 여과 흡수되어 배출되게 하였다. 챔버(Chamber)의 중심수류에 배치된 확대관로에 의해 정수된 물은 챔버(Chamber) 상승으로 흡입 분리하는 장치로서 내부구조가 간단하며 역세척이 필요치 않으며, 슬러지 및 부유물을 처리하기 위해 별도의 응집제를 사용하지 않게 하며, 설치면적이 적으면서도 유지 가동비가 거의 들지 않게 하고 경제적으로 운전되는 특징을 가진다. 이와 같은 장치를 사용할 때 산업상 미치는 효과는 기존 펌프와 비교시 단위 무게당 발생 수동력 증대로 설비 면적이 축소되어 설비비가 절감되고 유지관리 및 기기의 소형화에 따른 비용의 절감으로 가격 경쟁력을 향상시키었다. 펌프뿐만 아니라 공기조화에 응용이 가능하여 건축구조물의 획기적인 에너지 절감으로 모든 경제 분야에 큰 영향을 미칠 것으로 생각되며, 학문적 가치로서는 분사 펌프 원리를 이용한 슬러지 분리형 확대관로에 대한 이론적 배경과 그에 따른 실험치를 표준화하고, 수치해석을 이용한 실험의 타당성을 규명하여 유체이론을 보다 체계적으로 습득하여 능률적이고 체계적으로 분사펌프에 대한 이해를 도울 수 있을 것으로 확신한다.

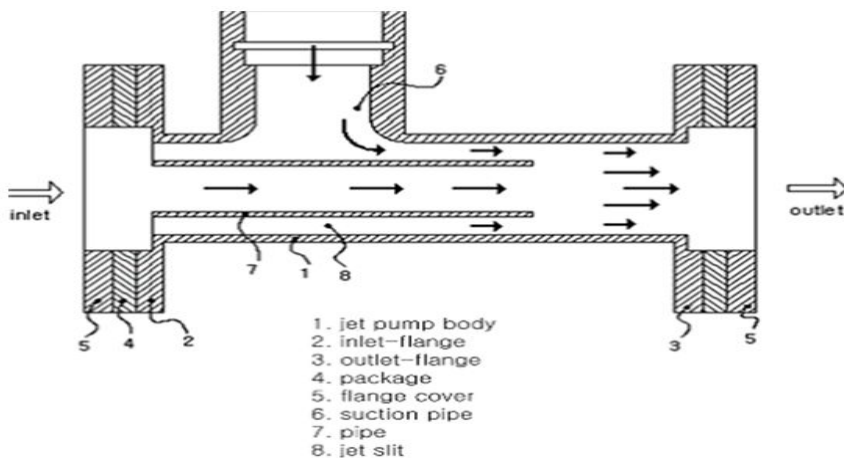


Fig. 1-2 Diagram of Jet Pump

第 2 章 이론적 배경

第1節 분사펌프의 이론식

1. 분사펌프 내의 유동 지배방정식

Fig. 2-1은 이론에 적용하게 될 분사펌프 내의 관로 명명에서 속도 V_1 을 운반하는 관로를 구동관로, 분지부 형태를 가지고 있고 V_2 를 유발하는 관로를 흡입관로, V_1 , V_2 가 서로 혼합되는 관로를 확대관로로 정하면, 혼합(확대)관로와 흡입관로, 구동관로의 조합인 분사펌프(Jet Pump)에 연결된 혼합영역(Mixing Area)에 대한 유동특성을 이론적으로 규명했다. 본 연구에 적용한 좌표계를 Fig 2-1에서와 같이 속도 V_1 과 면적 A_1 의 제트가 한 지점에서 면적 A 의 혼합관로에 같은 축으로 배열되어 있다. 여기서 혼합관로의 유동의 속도는 V_2 이고 압력은 p_1 이다. 두 흐름이 완전히 혼합되는 하류에서, 속도는 V_3 , 압력 p_2 는 p_1 보다 크다.

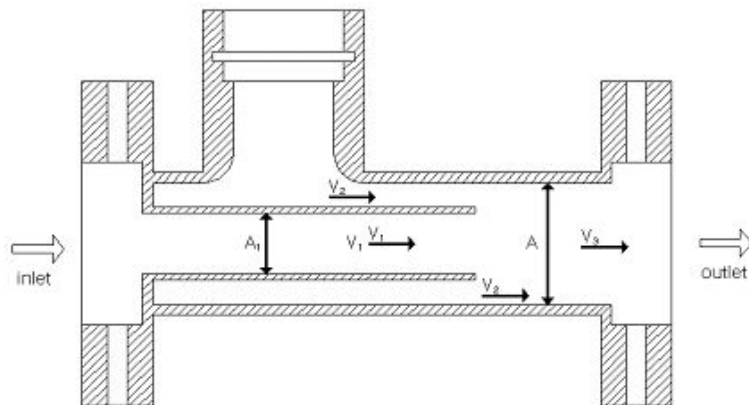


Fig. 2-1 Velocity Components in Jet Pump

압력상승의 크기 $p_2 - p_1$ 은 Fig 2-1에 보여진 검사체적 내에 있는 유체에 질량과 운동량 보존을 적용함으로써 얻어지며, 속도 V_2 와 V_1 및 면적비 A_1 / A 에 의존한다.

구동유체와 흡입되는 유체가 비압축성이고 같은 밀도를 가진 경우를 고려해 보면, 검사표면을 가로지르는 유체의 정상유동에 대해서 질량보존의 법칙을 적용하면,

$$\rho A V_3 = \rho(A - A_1)V_2 + \rho A_1 V_1 \dots \dots \dots (2-01)$$

이 된다.

분사펌프 내의 검사체적에 대하여 선형 운동량 방정식을 적용하면,

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int \int \int_V \rho V dV + (m^\circ V)_{out} - (m^\circ V)_{in} \\ & = \int \int_S (-pn) dS + \int \int_S \tau dS + \int \int \int_V \rho g dV \dots \dots \dots (2-02) \end{aligned}$$

이다. 여기에서 사용된 선형 운동량 이론은 검사체적이 유체만을 포함하고 있다고 가정한 것이다. 그러나 실제 사용된 장치는 유체 주위를 둘러싸고 있는 고체(덕트)가 존재함으로 이것에 유체의 외력을 가한다. 이러한 힘 외력 F_{ex} 를 우변에

$\sum F_{ex}$ 항을 더해야만 한다.

따라서 위의 선형운동량 식은

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int \int \int_V \rho V dV + (m^\circ V)_{out} - (m^\circ V)_{in} \\ & = \int \int_S (-pn) dS + \int \int_S \tau dS + \int \int \int_V \rho g dV + \sum F_{ex} \text{이 된다.} \dots \dots \dots (2-03) \end{aligned}$$

여기에서 정상유동 비압축성 유동이라고 가정하고, 점성에 대한 영향은 크지 않다고 가정하면 위의 식은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} & 0 + \rho A V_3^2 - \rho(A - A_1)V_2^2 - \rho A_1 V_1^2 \\ & = (p_1 - p_2)A + 0 + 0 + 0 \end{aligned}$$

이 두 방정식 사이에서 V_3 를 제거하고 압력상승에 대하여 풀면,

$$p_2 - p_1 = \frac{A_1}{A} \left(1 - \frac{A_1}{A} \right) \rho (V_1^2 - V_2^2) \text{이 된다.} \dots \dots \dots (2-04)$$

이때 최대 압력상승은 V_1 의 속도로부터 $V_3 = V_1 A_1 / A$ 로 감속하는 제트의 비

점성 유동에 대한 것과 $(\rho V_1^2 / 2) (1 - A_1^2 / A^2)$ 의 압력상승이다. 이 압력상승으로 식(2-3)을 나누면 Ejector 식에 대한 무차원 형태를 얻는다.

$$\frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2 [1 - (A_1/A)^2]} = 2 \left(\frac{A_1/A}{1 + A_1/A} \right) \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)^2 \dots \dots \dots (2-05)$$

$A_1/A \leq 1$ 이고 $V_2/V_1 \leq 1$ 이기 때문에 식(2-05)의 우변항이 항상 1보다 작다.

분사펌프(Jet Pump)는, 제트 공급에 필요한 것보다 낮은 압력이지만, 제트에 의한 유량 ($V_1 A_1$)을 공급하는데 필요한 것보다 더 큰 체적유량 ($V_2 [A - A_1]$)을 낼 수 있다.

第2節 CFD 이론적 배경 및 이론식

1. CFD 이론적 배경

점성(Viscosity)이 있는 유체운동의 직접적인 수치해석은 1953년경부터 시작하였는데, 작은 레이놀즈수(Low Reynolds Number)에서의 단순한 2차원 원주유동을 당시의 수동 계산기를 1년 동안 계속 돌려서 수치해석을 수행하였다. 현재는 부동(浮動) 소수점 계산을 1초당 10^9 회 이상 수행하는 즉, $1G(=10^9)$ FLOPS(Floating Point Operation Per Second) 이상의 슈퍼컴퓨터를 구사한 수치해석이 항공기, 에너지 기계, 기상 등 여러 분야에서 유체현상의 해석과 설계에 커다란 공헌을 하고 있다.

그러나, 레이놀즈수가 큰 유체의 운동은 난류유동에 의해서 지배되며, 그 비선형성(非線型性)에 의해서 생기는 여러 가지 스케일의 와류운동(Vortex Motion)을 포함하고 있지만, 현재까지도 이 모든 와류운동구조(Structure of Vortex Motion)를 규명할 수 없어서 난류모델(Turbulence Model)을 도입하여 보완하고 있는 실정이다. 수치유체역학에서 Navier-Stokes 방정식을 완벽하게 풀어내는 것은 현시점에서는 불가능하며, 반드시 물리적인 고찰과 모델이 필요하다.

고전적인 유체역학의 역사도 역시 점성의 영향을 어떻게 해석에 집어넣을까라는 문제로 하나의 커다란 흐름을 형성하고 있다. Navier-Stokes 방정식이 만들어진 뒤에는 작은 Reynolds 수에서의 유동을 해석적으로 명확히 하기 위해 관성항을 생략

하는 Stokes 근사나, 그 접근 전개를 이용하는 Oseen 근사를 생각해내게 되었다. 큰 레이놀즈수의 유동을 명확하게 하기위해 점성의 영향을 벽면 가까이에 한정시킨 경계층 이론(Boundary Layer Theory)을 만들어 내었다. 이 경계층과 그 외측 유동을 표현하는 이상유체(理想流體, Ideal Fluid)의 유동을 실제로 풀기 위해서 수치계산이 본격적으로 도입되었다.

현재 널리 행하여지고 있는 수치유체역학(數值流體力學)은 필요에 따라 난류모델을 도입하면서도 Navier-Stokes 방정식을 직접 풀어서 점성유체의 운동을 명확히 하는 수치계산방법이다. 따라서 Stokes 근사나 경계층 근사 등 근사방법은 사용되고 있지 않다. 그러나 컴퓨터로 풀 수 있도록 기초방정식을 이산화(Discretization)하기 때문에, 이 과정에서 생기는 근사나 오차를 당연히 포함하고 있는 것을 인식할 필요가 있다.

Navier-Stokes 방정식 등의 미분방정식을 이산화 하는 방법으로 크게 유한차분법(FDM : Finite Difference Method), 유한요소법(FEM : Finite Element Method), 유한체적법(FVM : Finite Volume Method)의 3가지 종류를 들 수 있다. 컴퓨터는 미분방정식을 해석적으로 푸는 것이 불가능하기 때문에, 풀어야 할 영역에 배치된 유한개의 격자점상에서의 미지수에 관한 대수방정식이나 관계식을 만드는 것이 요구된다. 이것을 이산화(Discretization)라고 한다. 본 논문에서 유한체적법(FVM)을 채용했으며, 이것은 비압축성 유동에 대한 수치해석 방법의 하나인 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)도입과도 관련이 있다. 이 해법은 정상(Steady) 유동을 효율적으로 풀 수가 있으며, 퍼스널 컴퓨터나 워크스테이션 등의 소형계산기에서도 충분히 이용될 수 있다. SIMPLE 해법과 유한체적법은 오랜 경험과 전통으로부터 일체화되어 발전되어 왔다.

2. 유한체적법(FVM)

유한체적법은 운동량 및 질량보존법칙(Conservation Principle)을 만족시키기 위해 이하도록 적분으로 기초방정식을 이산화하는 방법이다. 구체적으로는 고려하고 있는 격자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계의 값을 인근 격자점을 이용하여 요구되는 정확도로 주어 적분식을 이산화 하는 것이다. 미소영역에서 보존법칙을 만족하는 것은 Navier-Stokes 방정식 등의 기초방정식을 구

할 때 당연하게 실행되어 왔다. 그러나 최종적으로 얻어진 미분방정식을 단순히 차분한 경우에는 이산식이 보존법칙을 만족시키지 못할 경우도 발생한다. 이에 반해 유한체적법은 적분한 후 이산화하기 때문에 항상 그 미소영역 내의 운동량 등의 출입을 고려하게 되어 보존법칙을 확실하게 만족시키는 이산식을 얻을 수 있다.

(1) x 방향 운동량방정식의 이산화

운동량방정식을 속도 u 를 미지수로 하여 유한체적법으로 이산화 하도록 한다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v \cdot u) = \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) - \frac{\partial p}{\partial x} \dots \dots \dots (2-06)$$

Fig. 2-2는 이산화 할 때의 위치 및 길이에 대한 기호를 나타낸 것으로, 사선은 적분하는 영역, 즉 제어체적을 나타낸다. 첨자 (I, J)에 대응하는 중심점 P의 위치에서 속도 $U(I, J)$ 를 정의한다. 엇갈림 격자를 취하고 있기 때문에 압력 p 는 제어체적의 경계점 w, e 에서 주어지고, 속도 v 는 경계의 모서리에서 주어진다. 이때 압력과 속도 v 의 x 방향 첨자 I 는 그것들의 왼쪽에 있는 속도 u 와 일치된다. y 방향에 대해서는 압력의 위치는 속도 u 와 같으나 속도 v 는 위쪽에 있는 속도 u 의 첨자 J 에 대응된다. 비 균일한 격자간격에 대해서도 응용될 수 있도록 x, y 양 방향의 좌표, 격자간격 등에도 배열(Dimension)을 가지도록 한다. 참고로 대문자로 나타낸 변수는 후술하는 프로그램에서 이용되고 있는 변수명과 거의 일치한다. 대류항의 제1항에 대한 이산화를 다음과 같이 진행한다.

$$\begin{aligned} \int \int \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \cdot u) dx dy &= \Delta y \int \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) dx = SNS(J) * [(\rho u u)_e - (\rho u u)_w] \\ &= SNS(J) * \{0.5 * [DEN * U(I, J) + DEN * U(I+1, J)] * u_e \\ &\quad - 0.5 * [DEN * U(I-1, J) + DEN * U(I, J)] * u_w\} \\ &= SNS(J) * 0.5 * (GP + \geq) * u_e - SNS(J) * 0.5 * (GW + GP) * u_w \\ &= CE * u_e - CW * u_w = CE * 0.5 * [U(I+1, J) + U(I, J)] \\ &\quad - CW * 0.5 * [U(I, J) + U(I-1, J)] \dots \dots \dots (2-07) \end{aligned}$$

즉 y 방향의 적분에 대해서는 평균값 y 방향의 구폭간 $SNS(J)$ 를 곱한 것으로

나타내고, x 방향의 적분은 원시함수(原始函數) ρuu 가 주어져 있기 때문에 그 적분구간의 차로서 표현되어 있다. 여기서 DEN 은 ρ 의 변수값으로 주어져 있다.

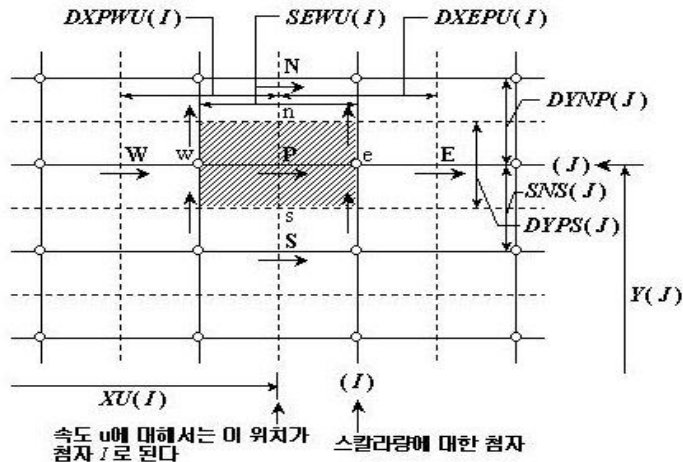


Fig. 2-2 Discretization Diagram of X-Direction Momentum Equation

미지수인 속도 u 의 선형방정식을 얻기 위해 ρuu 의 한쪽 u 는 이미 알고 있는 값을 이용하여 계수에 포함시켜서 최종 식(2-15)을 얻는다.

대류항의 제2항도 같은 방법으로 유한체적법에 의한 이산화방정식 (2-08)을 얻는다. 속도 v 는 이 방정식에서 미지수로 취급하지 않기 때문에 계수에 포함되어 있다.

$$\begin{aligned}
 \int \int \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) dx dy &= \Delta x \int \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) dy = SWEN(I) * [(\rho vu)_n - (\rho vu)_s] \\
 &= SWEN(I) * [(\rho vu)_n - (pvu)_s] \\
 &= SEWU(I) * \{0.5 * [DEN * V(I, J+1) + DEN * V(I-1, J+1)] * u_n \\
 &\quad - 0.5 * [DEN * V(I, J) + DEN * V(I-1, J)] * u_s\} \\
 &= SEWU(I) * 0.5 * (GN + GNW) * u_n - SEWU(I) * 0.5 * (GS + GSW) * u_s \\
 &= CN * u_n - CS * u_s = CN * 0.5 * [U(I, J+1) + U(I, J)] \\
 &\quad - CS * 0.5 * [U(I, J) + U(I, J-1)] \quad \dots \dots \dots (2-08)
 \end{aligned}$$

점성항의 제1항에서 y 방향의 적분은 평균값에 구간간격을 곱하여 나타내고 x 방향은 원시함수 $\mu \partial u / \partial x$ 의 차로 나타낸다. 이 미분항의 동쪽 경계 e 에서의 값은 속도 u 의 점 E, P 의 차를 이 두 점간의 거리 $DXEPU(I)$ 로 나눈 것으로 주어지며, 2차 정확도를 가진다. 식(2-09)은 점성항의 제1항에 대해 이산화된 식을 나타내며, 식(2-10)는 같은 방법으로 하여 얻어지는 점성항의 제2항에 대한 이산화된 식을 나타낸다.

$$\begin{aligned} \int \int \frac{\partial}{\partial x} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dy &= \Delta y \int \frac{\partial}{\partial x} dx = \Delta y \left[\left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)_e - \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)_w \right] \\ &= SNS(j) * \left[VIS * \frac{1}{DXEPU(I)} * (\partial u)_e - VIS * \frac{1}{DXEPU(I)} (\partial u)_w \right] \\ &= DE * (\partial u)_e - DW * (\partial u)_w = DE * [U(I+1, J) - U(I, J)] \\ &\quad - DW * [U(I, J) - U(I-1, J)] \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (2-09) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int \int \frac{\partial}{\partial y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx dy &= \Delta x \int \frac{\Delta}{\Delta y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) dy = \Delta x \left[\left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right)_n - \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right)_s \right] \\ &= SEWU(I) * \left[VIS * \frac{1}{DYNP(J)} * (\partial u)_e - VIS * \frac{1}{DYPS(J)} * (\partial u)_s \right] \\ &= DN * (\partial u)_n - DS * (\partial u)_s = DN * [U(I, J+1) + U(I, J)] \\ &\quad - DS * [U(I, J) - U(I, J-1)] \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (2-10) \end{aligned}$$

압력 구배항은 y 방향에 대해서는 평균값에 구간간격을 곱하고, x 방향은 경계점 w, e 에 압력의 격자점이 배치되어 있기 때문에 그것들의 차로 직접 주어진다.

$$\begin{aligned} \int \int \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy &= - \Delta y \int \frac{\partial p}{\partial x} dx = - \Delta y [p_e - p_w] \\ &= SNS(J) * [P(I-1, J) - P(I, J)] \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (2-11) \end{aligned}$$

이상의 각 항을 종합하면 x 방향 운동량방정식의 이산화방정식은 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} AP(I, J) * U(I, J) &= AN(I, J) * U(I, J+1) \\ &\quad + AS(I, J) * U(I, J-1) + AE(I, J) * U(I+1, J) \\ &\quad + AW(I, J) * U(I-1, J) + SP(I, J) * U(I, J) + SU(I, J) \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (2-12) \end{aligned}$$

$$AN(I, J) = -0.5*CN + DN \rightarrow DN + [-CN, 0]$$

(상류차분 도식)

$$\rightarrow [-CN, DN - 0.5*CN, 0] \dots \dots \dots (2-13)$$

(하이브리드 도식)

$$AS(I, J) = 0.5*CS + DS \rightarrow DS + [CS, 0]$$

$$\rightarrow [CS, DS + 0.5*CS, 0] \dots \dots \dots (2-14)$$

$$AE(I, J) = -0.5*CE + DE \rightarrow DE + [-CE, 0]$$

$$\rightarrow [-CE, DE - 0.5*CE, 0] \dots \dots \dots (2-15)$$

$$AW(I, J) = 0.5*CW + DW \rightarrow DW + [CW, 0]$$

$$\rightarrow [CW, DW + 0.5*CW, 0] \dots \dots \dots (2-16)$$

$$AP(I, J) = AN(I, J) + AS(I, J) + AE(I, J) + AW(I, J)$$

$$+ (CN - CS + CE - CW) \dots \dots \dots (2-17)$$

$$SU(I, J) = SNS(J)*[P(I-1, J) - P(I, J)] \dots \dots \dots (2-18)$$

(2) y방향 운동량방정식의 이산화

식 (2-19)의 y방향에 대한 운동량방정식으로부터 속도 v 를 구하는 이산화방정식을 전절과 마찬가지로 방법으로 만든다.

$$\frac{\partial}{\partial y}(pv \cdot v) = \frac{\partial}{\partial x}\left(u \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(u \frac{\partial v}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial y} \dots \dots \dots (2-19)$$

Fig. 2-3과 같이 사선으로 나타낸 제어체적을 설정하고 그 중심점 P에 속도 v 에 대응하는 미지수 $V(I, J)$ 를 설정한다. 엇갈림 격자를 채용하기 때문에 전절의 기호와 대응하지 않는 부분도 있으나. 이산화방정식을 얻는 순서는 x 방향의 운동량방정식과 같다. 여기서의 식의 상세한 유도과정을 생략한다.

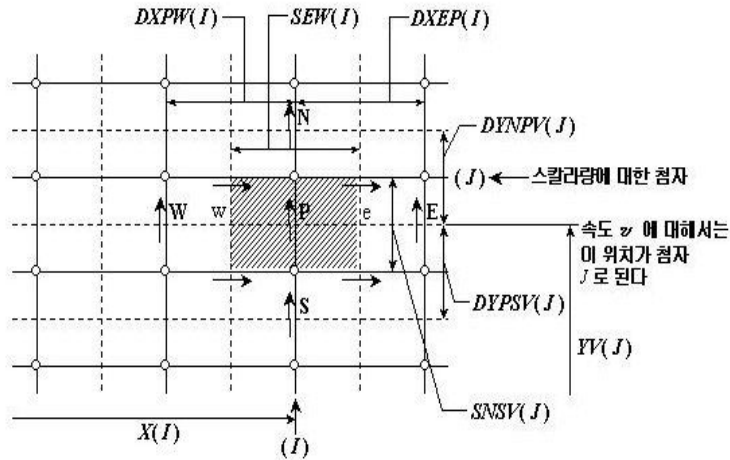


Fig. 2-3 Discretization Diagram of Y-Direction Momentum Equation

(3) 연속방정식과 운동량방정식의 결합-SIMPLE 해법

연속방정식은 전술한 바와 같이 2차원 정상유동인 경우

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \dots \dots \dots (2-20)$$

이다. 이미 운동량방정식으로부터 속도를 구했기 때문에 연속방정식에서는 압력을 구해야 한다. 그러나 연속방정식에는 압력이 포함되어 있지 않기 때문에 운동량방정식과 조합시킬 필요가 있다. 여러 가지 조합방법이 있으나 여기서는 압력보정식을 만드는 SIMPLE 해법이라 불리우는 방법을 채용한다.

속도 u 를 구하는 x 방향의 운동량방정식의 이산화방정식(2-12)을

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + A_e(p_P - p_E) \dots \dots \dots (2-21)$$

로 고쳐 쓴다. 첨자는 연속방정식에 대한 제어체적을 설명하는 Fig. 2-4에 대응하고 있다. 속도 v 를 구하는 y 방향의 운동량방정식에 대해서도 다음과 같이 나타낸다.

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + A_e(p_P - p_N) \cdot \dots \cdot (2-22)$$

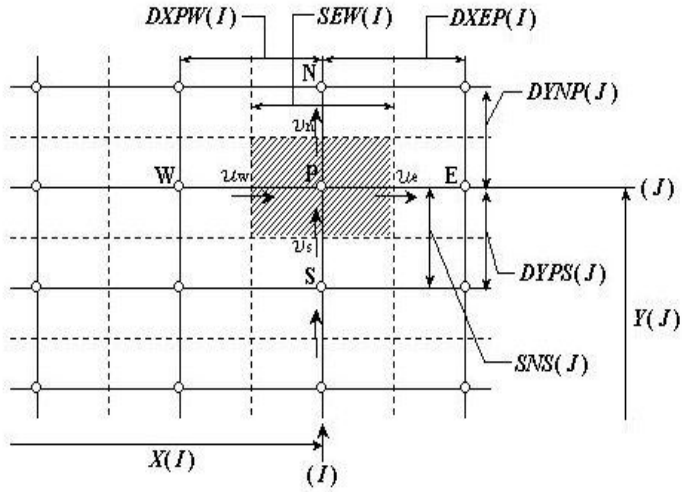


Fig. 2-4 Discretization Diagram of Continuity Equation

압력에 대한 적절한 추정값 p 를 주면 속도에 대한 근사값 u, v 를 위의 두식으로 부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + A_e(p_P^* - p_E^*) \cdot \dots \cdot (2-23)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + A_n(p_P^* - p_N^*) \cdot \dots \cdot (2-24)$$

정확한 압력 및 속도를 p, u, v 로 하고 추정값 p 에 대한 보정량을 p' , 그것에 대응하는 속도보정량을 u', v' 로 한다. 즉

$$p = p^* + p' \cdot \dots \cdot (2-25)$$

$$u = u^* + u' \cdot \dots \cdot (2-26)$$

$$v = v^* + v' \cdot \dots \cdot (2-27)$$

의 관계식을 정의한다. 이 세 식을 식(2-21), (2-22)에 대입하여 각각 식(2-23), 식(2-24)로 빼면

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + A_e(p_P' - p_E') \cdot \dots \cdot (2-28)$$

$$a_n v_n' = \sum a_{nb} v_{nb}' + A_n(p_P' - p_N') \cdot \dots \cdot (2-29)$$

로 된다. 여기서 인근 격자점의 속도 보정량의 영향이 적다고 가정하여 우변 제1항을 생략한다. 만일 수렴해를 얻을 수 있다면 보정량은 전부 0이 되기 때문에 이 생략은 수렴해를 얻는 것을 전제로 할 경우 허용될 수 있는 합리적인 가정이다. 따라서 속도 보정량은

$$u'_e = d_e(p'_P - p'_E), \quad d_e \equiv A_e/a_e \quad \dots \dots \dots (2-30)$$

$$u'_n = d_n(p'_P - p'_N), \quad d_n \equiv A_n/a_n \quad \dots \dots \dots (2-31)$$

로 주어질 수 있기 때문에 연속방정식의 이산화에 필요한 속도는 다음 식으로 주어질 수 있다.

$$u_e = u_e^* + d_e(p'_P - p'_E) \quad \dots \dots \dots (2-32)$$

$$u_n = u_n^* + d_n(p'_P - p'_N) \quad \dots \dots \dots (2-33)$$

연속방정식(2-21)을 제어체적에 걸쳐서 적분하면

$$[(pu)_e - (pu)_w]\Delta y + [(pu)_n - (pu)_s]\Delta x = 0 \quad \dots \dots \dots (2-34)$$

으로 되고, 이 식에 식(2-30), 식(2-31) 및 u_w, u_s 에 관한 동등한 식을 대입하여, 다음 식과 같은 압력 보정량 p' 에 관한 압력 보정식을 얻는다.

$$a_p p'_P = a_E p'_E = a_w p'_w + a_n p'_n + a_s p'_s + b \quad \dots \dots \dots (2-35)$$

$$a_E = p d_e \Delta y, \quad a_w = p d_w \Delta y, \quad a_n = p d_s \Delta x,$$

$$a_p = a_E + a_w + a_n + a_s \quad \dots \dots \dots (2-36)$$

$$b = [(pu^*)_w - (pu^*)_e]\Delta y + [(pv^*)_s - (pv^*)_n]\Delta x$$

속도를 구할 때와 같이 적당한 완화법으로 p' 가 얻어질 수 있다면 식(2-35), 식(2-32), 식(2-31) 등을 이용하여 새로운 p', u', v' 를 구할 수 있다.

이 방법은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)해법이라고 불리워지고 있다.

SIMPLE 해법에서는 정상해를 구하기 위한 시간간격을 무한대로 취해 비정상항을 생략하고 그 무한대 시각에서 음적(音的)해법으로 미지수를 구하도록 정식화되어 있다. 그러나 식(2-36), 식(2-37)에서 어떤 항을 생략한다는 근사적 방법을 도입하여 압력 보정식을 얻고 있기 때문에 “반음적(半音的)”해법이라고 이름이 붙여져 있다. 생략하는 항의 취급방법에 따라 근사 정확도를 상승시킨 해법도 가능하며, SIMPLER, SIMPLEC 등의 애칭으로 불리우고 있다. 이들 SIMPLE계 해법의 특징

은 정상해를 구할 때 다른 방법에 비해 최소의 계산시간이 걸린다는 것이다. 통상이 방법에서 이산화는 유한체적법으로 행해지기 때문에 물리량 보존법칙을 만족시키고 있는 것도 특징 중의 하나이다.

이와 함께 압력보정식을 사용하지 않고, 운동량방정식과 연속방정식을 직접적으로 연립시켜 보다 거대한 연립대수방정식을 푸는 방법도 이론적으로는 존재하나 계산시간이 너무 커지므로 공학적인 목적으로는 이용되지 않는다.

SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)알고리즘은 준 암시적 이라는 용어를 사용한 것으로 속도에 관한 압력의 간접적 또는 암시적인 영향을 나타낸다. 인접한 위치에서 압력수정은 인접 속도에 영향을 줄 수 있으며, 고려중인 위치에서 속도수정의 원인이 된다. SIMPLE 알고리즘은 많은 장점을 가지고 있다. 그 장점 중에 각각 방향의 속도에 연속성을 만족시키며, 이러한 합리적인 속도에 관하여 하향이완을 하는 것은 각각 방향에 대한 속도의 타당성을 유지시키면서 질량생성을 작게 유지하는 데 도움이 되며, SIMPLE 3차원 알고리즘의 수식은 연속방정식을 적분하면 다음과 같은 수식이 된다.

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w]\Delta y\Delta z + [(\rho v)_n - (\rho v)_s]\Delta z\Delta x + [(\rho v)_t - (\rho v)_b]\Delta x\Delta y = 0 \dots \dots \dots (2-37)$$

모든 속도 성분들을 속도수정식 및 압력수정식 의한 표현으로 대치하여 정리하면 다음과 같은 이산화방정식을 얻게 된다.

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_w P'_w + a_N P'_N + a_s P'_s + a_T P'_T + a_B P'_B + b \dots \dots \dots (2-38)$$

각각의 계수 값을 대입하면 다음과 같은 SIMPLE 알고리즘의 수식이 된다.

$$\begin{aligned} a_E &= \rho_e d_e \Delta y \Delta z, & a_w &= \rho_w d_w \Delta y \Delta z, & a_n &= \rho_n d_n \Delta z \Delta x \\ a_s &= \rho_s d_s \Delta z \Delta x, & a_t &= \rho_t d_t \Delta x \Delta y, & a_B &= \rho_b d_b \Delta x \Delta y \\ a_P &= a_E + a_w + a_N + a_s + a_T + a_B \\ b &= \frac{(\rho_P^0 - \rho_P)\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e]\Delta y\Delta z + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n]\Delta z\Delta x \\ &\quad + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t]\Delta x\Delta y \dots \dots \dots (2-39) \end{aligned}$$

여기에서, b 는 질량생성(Mass Source)이고, 속도수정 및 압력수정은 b 를 0으로 만들어야 한다. 그 이유는 연속방정식을 만족시키기 위해서 속도수정 및 압력수정 값들이 일정하게 수렴함을 나타낸다.

第3節 PIV 실험의 이론적 배경 및 이론식

1. PIV를 이용한 속도장 측정

(1) PIV의 기본 원리

유동장 속에 어떠한 영향을 미치지 않을 정도의 미소한 입자를 주입하여 입자 흔적들의 입자영상을 화상 처리하여 주어진 유동의 속도장을 측정하는 입자영상유속계(Particle Image Velocimetry)의 기본 개념도는 Fig. 2-5와 같다.

화상처리를 이용한 속도장 측정 시스템은 Laser, 광학장치, Particle, Camera, Image Grabber, 컴퓨터 및 그 외 주변기기들로 이루어진다. 속도장 측정기법은 먼저, 유동장에 영향을 미치지 않으면서 유동 패턴을 잘 추종할 수 있는 가볍고 작은 입자를 유동속에 주입한 후, 측정하고자 하는 Test Section을 레이저와 광학장치를 이용하여 광원을 평면광으로 만든 후 유동 단면에 조사하게 되면, 유동 속에 주입된 추종성이 우수한 입자들은 빛에 노출되어 산란하게 된다. 레이저 평면광에 산란된 입자들을 CCD 카메라, 고속도 카메라 등과 같은 영상 입력장치로 유동 속도의 조건에 따라 프레임을 조절하여 시간 t_1 에서 첫 번째 영상을 획득한 후, Δt 가 지난 시간 t_2 에서 두 번째 영상을 얻는다. 이렇게 얻어진 아날로그 영상들은 256 계조치의 디지털 영상파일로 변환하여 디지털 화상처리기법으로 분석함으로써 시간간격 Δt 동안 입자가 이동한 변위 ΔS 는 계산하게 된다. 여기서 계산된 입자들의 변위 ΔS 는 시간과 공간의 함수로 표현되어지며, 입자들의 변위벡터 ΔS 은 시간간격 Δt 로 나누어 줌으로서 속도벡터 $u(x, y)$ 를 계산해 낼 수 있게 된다.

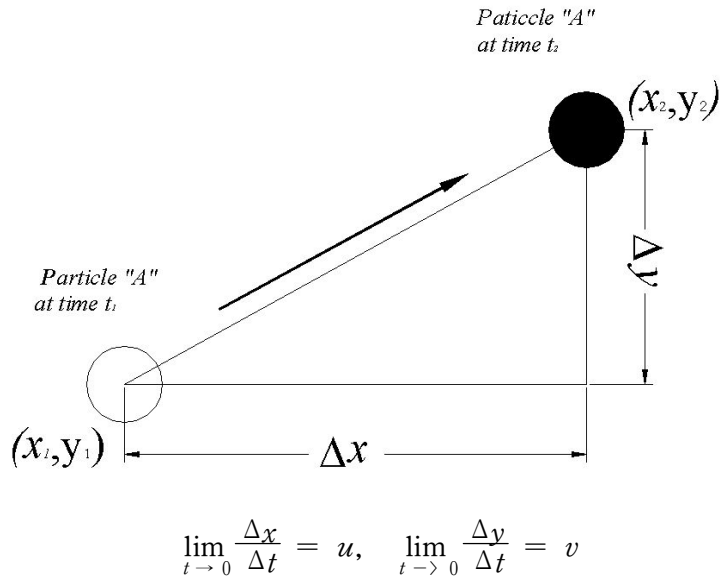


Fig. 2-5 Calculation of Velocity Vector by PIV

(2) PIV 구성 요소

입자 영상을 획득하여 유동장을 해석하기 위한 PIV 측정 시스템의 구성은 해석영역을 조명하기 위한 광원, 유체 유동과 함께 유동하는 입자, 조명에 의해 산란된 입자를 촬영하기 위한 영상획득장치, 원시영상을 디지털 영상으로 변환하기 위한 A/D 변환기, 해석을 수행하기 위한 컴퓨터로 구성된다.

1) 레이저 (Light Amplified Stimulated of Emission Radiation)

레이저란 빛을 유도방출한 후 증폭하여 순수한 빛을 만드는 것을 말한다. 양자이론에서는 분자는 일정한 에너지 준위를 가지고 있으며 빛을 흡수하면 기저상태에서 높은 에너지 상태로 전이를 유발하는데, 이 때 여기상태에 있는 분자는 이완과

정에 의해 에너지를 방출하면서 다시 기저상태로 떨어지게 되는데 이때 전자들이 한꺼번에 공급된 빛과 같은 파장의 또 다른 광자를 방출하게 되어 같은 방향의 빛은 그 세기가 증폭되게 된다. 이렇게 증폭된 빛만을 방출하는 것을 유도방출이라고 하는데, 이러한 빛이 일반적인 자연방출과 가장 큰 차이점은 방향성을 가지고 있기 때문에 효율이 떨어지더라도 빛의 제어를 위해 레이저를 사용하는 것은 이러한 이유 때문이다. 레이저 설계시 유도방출을 일으키는 매질을 활성매질이라고 하는데, 각각의 매질의 종류(기체, 액체, 고체)에 따라 출력형태는 다르기 때문에 적당한 활성매질을 선정하는 것이 중요하며 여기상태의 에너지를 방출하도록 외부로부터 에너지를 주어야 한다. 광원 발생은 연속광(CW) 레이저와 펄스(Pulse)레이저 형태로 나누어지며, 레이저의 종류로는 He-Ne, He-Ne Kr, Argon-ion, Ruby, Ar He-Cd, CO₂, Nd-YAG 레이저 등이 있다.

2) 광학장치 (Optical Equipment)

레이저 평면광을 만들기 위해 사용되는 광학장치는 주로 렌즈라고 말할 수 있으며, 렌즈의 적절한 배치는 주어진 실험조건에서 조절이 가능하다. 렌즈에는 각각 렌즈에 고유한 초점(f)이 있어 광축에 평행하게 입사하는 평행광선은 렌즈를 통과한 후 이 점에 모이거나, 발산하게 된다. 이러한 광학장치를 이용하여 평면광을 만들기 위해 광원으로부터 1차원적인 빔을 생성시킨 후, 실험조건에 알맞은 렌즈로 초점화된 빛을 통과하게 하여 2차원적인 평면광을 만들게 된다. 여기에서 주의 하여야 할 점은 레이저 빔은 Gaussian 강도 분포를 가지고 있기 때문에 두께방향으로는 일정한 강도분포의 빛을 얻을 수 없기 때문에 실험조건의 해석영역에 대해 Light Sheet를 적절히 조절해야 한다.

3) 입자 (Particle)

유동장에 주입되는 입자는 유체의 유동패턴을 직접 가시화하거나 유동 상태량을

나타내는데 사용하게 된다. PIV 측정기법은 직접 유체의 유동을 측정하는 것이 아니라 유동장 속에 주입된 입자의 궤적을 추적하여 간접적인 방법으로 유체유동을 측정하는 것이기 때문에 유체의 특징에 관계해서 적절한 입자를 선정해야 하며, 영상의 획득을 위해 가시성이 좋은 것, 부력의 영향을 받지 않는 것, 입자와 유체의 미끄러짐이 적은 것을 사용해야 한다. 또한 영상 획득 장치의 사양을 고려하거나, 유동 속도에 대해서도 조건을 만족하는 입자를 선정해야 한다.

4) 영상 획득 장치 (Camera)

영상 획득 장치는 PIV 속도추출기법에 따라서 결정되며 대표적인 입력장치로서 사진 촬영용 Film이나 CCD(Charge Coupled Device) 카메라, 고속도 카메라가 주로 사용된다. 최근에는 PIV 속도장 측정에 있어서 CCD 카메라를 이용하여 유동의 입자영상을 취득하는 추세이다. 고속도 카메라는 해상도와 시간 분해능이 우수하여 유동장으로 부터 정보를 직접 받아들인다는 이점과 가장 손쉽게 유동정보를 얻을 수 있는 장점이 있지만 가격이 고가라는 단점을 가지고 있다.

(3) PIV 계측 기법의 종류

PIV 계측기법은 입자의 기록 방식과 분석방식에 따라 나누어지고, 속도벡터의 추출에 이용되는 입자의 종류가 개별입자인가 아니면 임의의 검사영역내의 입자군인가의 여부에 따라 구분이 가능하다. 입자영상을 취득하는 기록매체에 따라 Photographic Film 카메라와 CCD 카메라 방식으로 분류되고, 하나의 Frame에 기록되는 입자영상의 노출 횟수에 따라 다중노출 및 단일노출 방식으로 분류되며, 속도벡터를 추출하는 방식에 따라 자기상관기법과 상호상관기법으로 나누어진다.

1) 개별입자추적 PIV와 입자분포상관 PIV

속도벡터의 추출에 이용되는 입자의 종류가 개별입자인가 아니면 임의의 검사영역(Interrogation Region)내의 입자군(중복되거나 독립적으로 존재함) 인가의 여부에 따른 구분이 가능하다. 개별 입자를 독립적으로 인식하고 이들에 대하여 순서 또는 번지수를 부여하는 라벨링(Labelling)작업과 함께 개별입자의 미소궤적을 추적하는 개별입자 추적(Discrete Particle Tracking, DPT) PIV(과거의 PTV)와 검사영역내의 입자군의 분포에 대한 상관관계로부터 속도벡터를 추출하는 입자분포상관 (Particle Distribution Correlation, PDC) PIV로 대별할 수 있다. 이 경우에 DPT-PIV는 PTV와 같은 특성을 나타낸다. 임의로 분포된 위치에서의 랜덤벡터가 얻어지며 후처리과정에서 격자보간이 필요하다. 그러나 PDC-PIV에서는 처음부터 정의된 격자점의 위치에서 속도벡터가 구해지기 때문에 격자간 보간이 필요 없게 된다. 또한 PDC-PIV에서는 원리적으로 검사영역 내의 개별입자의 도심좌표(Centroid)에 대해서도 상관계수를 구할 수가 있기 때문에 DPT-PIV용의 개별입자 영상이 사용될 수가 있다.

일반적으로 두 기법의 장단점을 비교해 보면 다음과 같다. 먼저 DPT-PIV는 개별 입자의 자동 인식작업에 약간의 계산시간이 필요하나 동일입자의 추적 알고리즘은 비교적 간단한 연산과정을 요한다. 따라서 전체적인 작업시간이 매우 단축될 수가 있다. 또한 미소시간 동안의 유동장의 변형에 대하여 비교적 둔감한 성질을 나타내기 때문에 이상치(Outliner)의 발생이 억제된다. 그러나 유동장 전체에 걸쳐 추적입자가 독립적으로 균일하게 분포하여야 하며 양호한 산란광의 영상을 제공하여야 한다. 이것은 조명을 비롯한 실험환경 및 실험기법에 크게 의존하게 되며 일반적으로 한 장의 화면에서 얻을 수 있는 유효벡터의 수가 많지 않게 된다.

한편 PDC-PIV에서는 Adrian의 고정상밀도 PIV방식을 제외하고는 스펙클(LSV) 또는 픽셀 계조치의 밝기정보(Intensity, Grey-Level)를 이용(계조치 상호상관법 등)하기 때문에 유동장에 분포된 입자가 개별적으로 인식이 되지 않아도 문제가 되지 않는다. 따라서 입자에 대한 제한조건이 크게 완화가 되어 유동장의 생성이 비

교적 용이하게 이루어진다. 또한 얻어진 벡터 수는 검사영역의 격자수로 정해지므로 많은 수의 벡터가 얻어질 수 있다. 그러나 이 방식에서는 상관함수(계수)의 산출에 번거로운 광학적인 배치가 필요하거나 FFT 연산과 상관계수의 계산에 매우 큰 컴퓨터 부하를 요구한다. 한편 유동장의 변형에 대하여 상관함수(계수)의 최고치가 민감하게 변함으로서 이상치의 발생에 주의를 하여야 한다. 요약하면 DPT-PIV에서는 PIV에 적합한 입자의 공급 및 조명 등의 문제에 유의하여야 하나 대신 속도벡터 추출에 필요한 컴퓨터 연산속도가 빠르다. 그러나 PDC-PIV에서는 이와 반대로 유동장의 입자조건이 까다롭지 않은 반면 상관계수의 계산에 번거로운 작업이 요구된다.

2) 단일프레임 PIV

한 장의 프레임에 입자영상을 다중 노출시켜 입자 쌍을 취득하고, 취득한 입자영상으로부터 상관함수를 계산하여 유동속도벡터를 분석하는 방식으로 이 방법을 Adrian의 정의에 의한 저영상밀도 PIV(PTV) 중 단일프레임(Single-Frame)법을 의미한다. 즉, 한 장의 사진 또는 프레임에 조명을 부호화하여 벡터의 크기 및 벡터의 시점과 종점을 구하는 기법으로서 PTV의 초기에 많이 적용되었다. 펄스조명의 폭 및 간격을 조정하여 연속펄스 또는 긴 유맥선(Streak Line) 입자영상을 기록한 뒤에 개별 입자의 궤적을 추적한다. 취득한 입자 영상으로부터 상관함수를 계산하여 유동속도벡터를 분석하는 방식이다. 상관함수는 직접계산이나 FFT 변환을 사용하여 계산하며, 계산된 자기상관(Auto-Correlation)함수는 중심에 대해 대칭인 두개의 상관 값을 가지므로 유동방향의 모호성이 발생하여 벡터의 시점 또는 종점을 알아내기 위하여 조명을 부호화하여 이를 해독해야 하는 어려운 점이 있다.

3) 다중프레임 PIV

개개의 입자영상을 각기 다른 프레임에 취득하고, 시간간격 Δt 로 취득한 2개의

입자영상에 대해 상호상관(Cross-Correlation)함수를 계산하여 속도벡터를 구하는 방법이다. 상관함수는 자기상관 값과 다른 하나의 상관 값을 나타내므로 유동방향의 모호성 문제는 발생하지 않는다. 그러나 고속유동의 경우, 매우 짧은 시간간격 Δt 동안 2개의 입자영상을 서로 다른 Frame에 기록하여야 하는 어려움이 따른다.

4) 자기상관 PIV

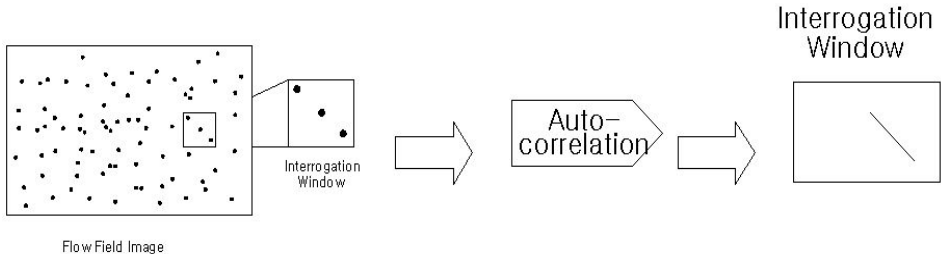


Fig 2-6 Auto-Correlation Method

하나의 프레임에 기록되어 있는 입자 쌍의 변위를 분석하는 방법으로, 같은 위치에 미소조사구간을 설정하여 푸리에 변환(Fourier Transform)과 역 푸리에 변환과정을 거쳐 자기상관함수 값을 구하여 속도벡터를 추출하는 방법으로서 지금까지 많은 연구자들이 채택을 하여 왔으며 대부분의 상용제품이 이 기법에 따라서 개발되었다. 푸리에 변환은 영상처리에서 공간영역의 밝기정보를 주파수영역의 정보로 바꾸어 주는 역할을 행한다. 1차원의 경우를 생각하면 1차원의 실수 x 의 연속함수 $f(x)$ 에 대한 이산산 FT의 쌍은 다음 식으로 구해진다.

$$F(u) = \frac{1}{N} \sum_{x=0}^{N-1} f(x)e^{\left(\frac{-j2\pi ux}{N}\right)} \dots \dots \dots (2-40)$$

$$f(x) = \sum_{u=0}^{N-1} F(u) e^{j \frac{2\pi u x}{N}} \dots \dots \dots (2-41)$$

만일 $f(x)$ 및 $g(x)$ 가 $F(u)$ 와 $G(u)$ 의 FT라면 합성은 주파수 영역의 해석에서 푸리에 변환에서와 같이 한 쌍을 이루며 다음의 관계가 성립한다.

$$f(x) * g(x) = FT^{-1} F(u) G(u) \dots \dots \dots (2-42)$$

이산합성(Discrete Convolution)의 식은 다음과 같이 주어진다.

$$f_e(x) * g_e(x) = \sum_{m=0}^{M-1} f_e(m) g_e(x-m) \dots \dots \dots (2-43)$$

상관식도 합성과 유사하나 한쪽의 함수에 공액복소수를 취하는 점이 다르며 상관에서도 합성에서와 같이 FT에 관한 법칙이 그대로 적용된다.

$$f(x) \cdot g(x) = FT^{-1} F^*(u) G(u) \dots \dots \dots (2-44)$$

여기에서 \cdot 는 상관의 표시이며 $*$ 는 공액복소수를 의미한다. 이산상관(discrete correlation)의 식은 다음과 같다.

$$f_e(x) \cdot g_e(x) = \sum_{m=0}^{M-1} f_e^*(m) g_e(x+m) \dots \dots \dots (2-45)$$

$f(x)$ 와 $g(x)$ 가 같은 식이 되면 자기상관함수(Auto-Correlation Function)가 되고 다르면 상호상관함수(Cross-Correlation Function) 식이 된다.

식 (2-38)과 식 (2-40)은 영상이미지에서 적용되는 이산식들이나 큰 공간영역으로 인하여 계산식의 합이 클 경우에는 이들 대신에 식 (2-39)과 식 (2-40)에서와 같이 주파수 영역의 FT의 계산에 이산 FFT(Discrete Fast Fourier Transform) 기법을 적용하여도 무방하다. 상관함수식에서의 공액복소수는 영상의 픽셀데이터에 대해서 허수부에만 영향을 미치기 때문에 크기는 변하지 않고 위상만을 변화시킴으로서 합성의 조작과 아주 유사함을 알 수가 있고 자기상관 PIV에서 상관계수를 구하기 위해서는 푸리에 변환을 반드시 행하여야 한다.

5) 상호상관 PIV

그림과 같은 영역에서 2차원 이산 상호상관함수(Cross-Correlation Function, CCF)의 식은 다음과 같다.

$$c(s, t) = \sum_x \sum_y f(x, y)w(x-s, y-t) \cdots \cdots \cdots (2-46)$$

단, 여기에서 미소영역 $w(x, y)$ 의 크기는 $J \times K$ 이며 $f(x, y)$ 의 크기는 $M \times N$ 이다. 또한 $s = 0, 1, 2, \dots, M-1, t = 0, 1, 2, \dots, N-1$ 이다. 그러나 식 (2-40)로 주어지는 함수식은 $f(x, y)$ 및 $w(x, y)$ 의 진폭의 변화에 매우 민감하여 다음의 식으로 정의되는 상호상관계수(Cross Correlation Coefficient, CCC)를 구하여 최대상관의 위치를 찾아내는 것이 합리적이다.

$$r(s, t) = \frac{\sum_x \sum_y [f(x, y) - \bar{f}(x, y)][w(x-s, y-t) - \bar{w}]}{\left\{ \sum_x \sum_y [f(x, y) - \bar{f}(x, y)]^2 \sum_x \sum_y [w(x-s, y-t) - \bar{w}]^2 \right\}^{1/2}} \cdots \cdots \cdots (2-47)$$

여기에서 \bar{w} 는 $w(x, y)$ 영역내의 평균치(1회계산)이며 $\bar{f}(x, y)$ 는 w 가 현재 위치하는 곳의 평균값을 의미한다. 이 때 상관계수 $r(s, t)$ 는 -1 과 1 사이의 값을 갖게 된다. 상관에 관한 식 (2-39)으로부터 알 수 있는 바와 같이 상관함수 또는 상관계수는 주파수 영역에서 FFT에 의해 구해질 수가 있다.

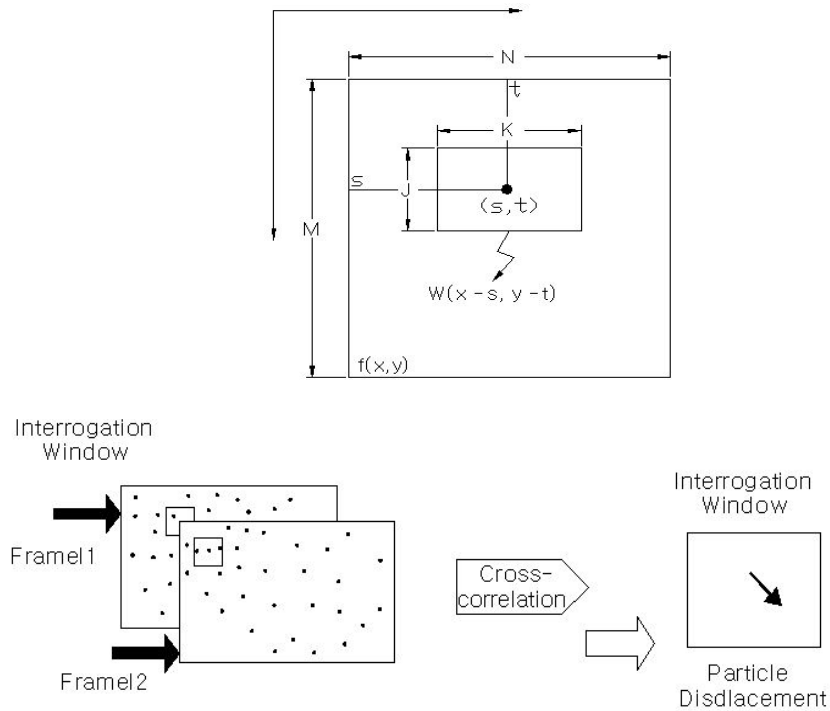


Fig. 2-7 Cross-Correlation Method

상호상관 PIV에서는 그림의 (x, y) 의 원점이 제 1 프레임 상에서 속도벡터를 구하기 위한 가상격자의 중심 즉 벡터의 시점을 나타낸다. 이 점을 중심으로 제 2 프레임 상에서 M (또는 N , 일반적으로는 $M=N$)의 값으로 정의되는 탐색영역 반경 내의 모든 픽셀의 위치 (s, t) 에서 $(J \times K)$ 의 값으로 표시되는 상관영역에 대한 $\gamma(s, t)$ 의 값을 구한다. 다음으로 이 값들 중에서 최대치의 위치를 찾으면 이곳이 제 2 프레임에서의 벡터의 종점이 된다.

第 3 章 수치해석 및 실험

第 1 節 CFD 실험장치

Fig. 3-1은 본 실험을 위해 사용된 분사펌프를 보여주고 있다. 본 실험에서는 구동관로의 직경과 구동관로 끝단의 위치 및 입구속도를 변화시키면서 구동관로로부터 나오는 유체의 속도에 의해 분지관의 유체가 확대관로로 흡입되는 유량을 분석하여 분사펌프의 유동특성을 분석하고, 유량효율을 최적화 하는데 그 목적이 있다.

본 실험에 사용된 구동관로는 두께가 5 mm인 원형관으로서 투명(透明) 아크릴(Acrylic)로 제작하였다. 본 실험에서 완전발달영역 조건을 충족시켜주기 위해 입구길이 $L_e = 450$ mm로 설정하였으며, 실험조건은 각각의 원형관 지름 D_h 는 14 mm, 20 mm, 24 mm이다. 흡입관로 및 확대관로는 PIV(Particle Image Velocimetry) 실험 시 유동가시화를 위해 두께 5 mm, 수력직경 $D_s = 45$ mm인 정사각 덕트(Duct)로 제작하였고, 확대관로의 길이는 350 mm이다.

유동특성을 분석하기 위한 실험 계측 영역(Test Section)은 입구에서 길이 130 mm 지점, 곡률(曲率, Curvature) 부분이 끝나는 지점과 출구지점, 입구에서 350 mm 지점의 속도와 전압력 값을 정사각 덕트의 중간지점인 22.5 mm를 기준으로 평면을 계측하였으며, 입구영역에서의 유체의 유량을 일정하게 유지시키기 위해 10 W의 크기를 가진 수중펌프를 사용하였다.

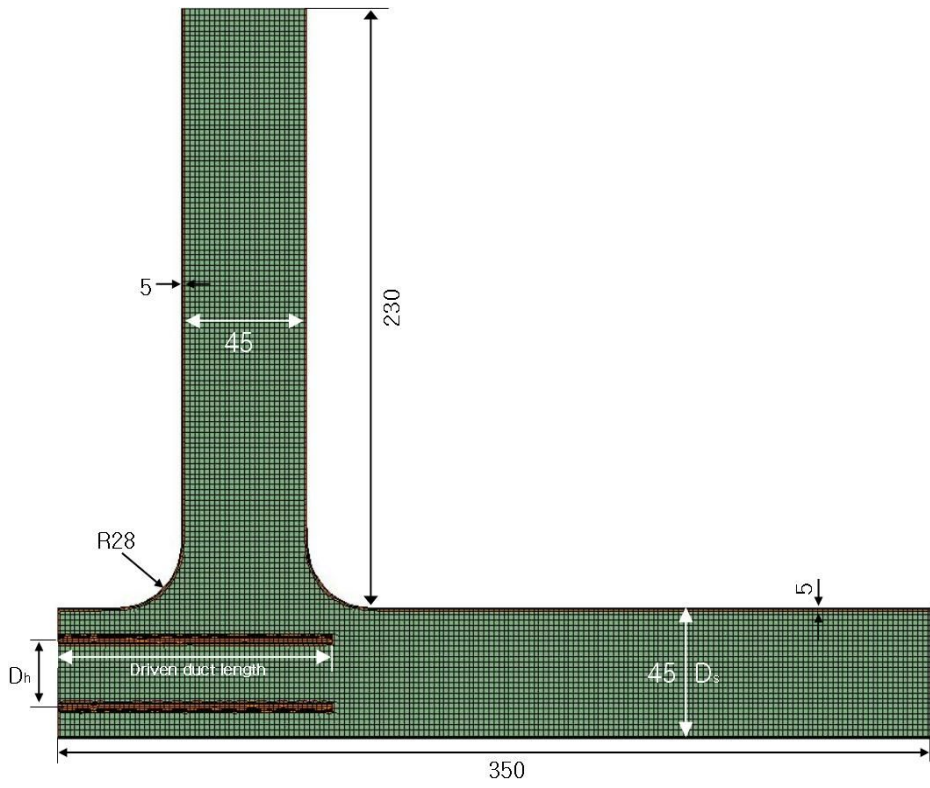


Fig. 3-1 Design Drawing

第 2 節 CFD 실험

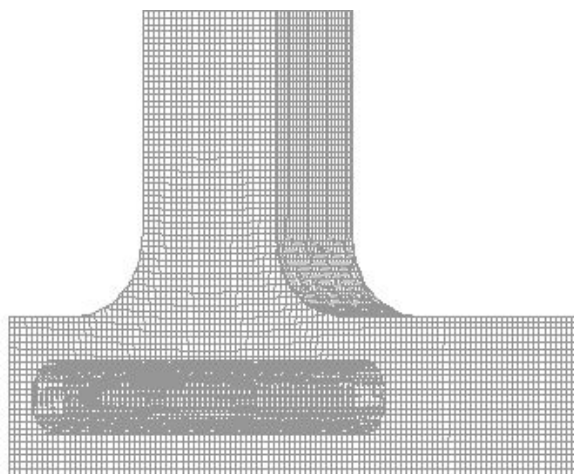
1. 수직 흡입관로의 CFD 실험

본 실험에서는 CFD(Computational Fluid Dynamics) 분석을 이용하여 흡입관로(Suction Pipe)가 90°일 경우에 따른 혼합관로(Mixing Pipe)의 축 방향속도와 2차 유동의 속도분포를 해석하여 유동특성을 비교 및 연구하였다. 또한, 속도 조건은 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s으로 하여 90°의 흡입관로로 흡인되는 관로 내의 유량과 출구 유량을 분석하여 주어진 조건하에서의 혼합관로의 유동특성을 파악하고자 한다.

본 계산은 유체운동의 전반적 지배방정식인 연속방정식(질량보존의 법칙)과 운동량방정식의 편미분 방정식들로부터 수치 해를 구하기 위하여 유체 유동해석에 많이 쓰이고 있는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 주어진 관로 내의 유동에 대한 Reynolds 수의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 k-ε/High Reynolds Number를 적용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE 해법을 사용하였다. 계산조건은 정상상태로서 열전달과 압축성 효과를 무시하였으며, 작동 유체는 물이고 열역학적 특성치는 물 온도 20°C를 기준으로 밀도 $\rho = 997.561 \text{ kg/m}^3$, 점성계수 $\mu = 8.87 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 을 입력하였다. 본 실험의 CFD 수치해석에서 사용된 Mesh는 Fig. 3-2와 같으며 구동관로(Driving Pipe)의 직경비에 따라 Mesh의 정도를 각각 다르게 설정하였으며, 구동관로가 원형 관로임을 감안하여 수치해석의 정도를 높이기 위해 Ogrid-Mesh를 사용하였다. 또한 구동관로로부터 유입된 유량이 흡입관로와 확대관로 사이에서 흡인이 유도되는지 단지 분지부로 유량이 흘러나가는지 알지 못하므로, 출구 쪽과 흡입관로 쪽은 이러한 경계조건을 감안하여 Pressure Boundary를 사용하였다. Table 1-1은 본 실험의 CFD(Computation Fluid Dynamics) 해석에 적용한 해석 조건으로서 90°의 흡입관로에 대한 구동관로의 유량, 속도, 격자의 수를 나타내고 있다.

Table 1-1 CFD Condition of Driving Flow (Vertical Suction Pipe)

	\bar{m} (kg / s)	V (m / s)	Grid Number
90°	0.0006237	1	218,000
	0.0015687	2.1	218,000
	0.0019477	2.55	218,000



(A) 90°

Fig. 3-2 CFD Grid of Jet Pump (Vertical Suction Pipe)

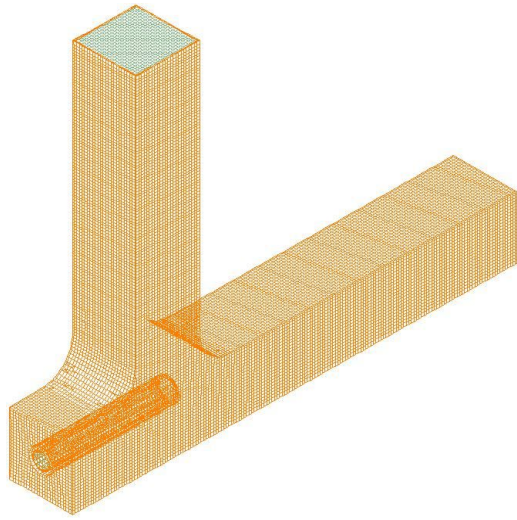
2. 구동관로의 CFD 실험

본 실험에서는 CFD(Computation Fluid Dynamics) 분석을 이용하여 분사펌프의 구동관로(Driving Pipe) 끝단의 위치를 변화 시키면서 속도분포, 압력분포를 비교 및 분석하였다. 속도조건은 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s으로 하여 구동관로의 직경비를 변화시키면서 흡인되는 구동관로 내의 유량과 출구 유량을 분석하여 주어진 조건하에서의 각각 구동관로의 최적위치 및 유동특성을 분석하고자 한다. 본 계산은 유체운동의 전반적 지배방정식인 연속방정식(질량보존의 법칙)과 운동량방정식의 편미분 방정식들로부터 수치 해를 구하기 위하여 유체 유동해석에 많이 쓰이고 있는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 주어진 관로 내의 유동에 대한 Reynolds 수의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 k- ϵ /High Reynolds Number를 적용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 해법을 사용하였다. 계산조건은 정상상태로서 열전달과 압축성 효과를 무시하였다. 또한 작동 유체는 물이며 열역학적 특성치는 물 온도 20°C를 기준으로 밀도 $\rho = 997.561 \text{ kg/m}^3$, 점성계수 $\mu = 8.87 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 로 하였다. 본 실험의 CFD 수치해석에서 사용된 Grid는 Fig. 3-3과 같으며 주관부의 길이는 총 350 mm 지관부 총 230 mm이며, 구동관로의 직경비와 구동관로의 길이에 따라 Mesh의 정도를 각각 다르게 설정하였다. 구동관로로부터 유입된 유량이 흡입관로(Suction Pipe)와 확대관로(Expanded Pipe) 사이에서 흡인(吸引, Suction)이 유도 되는지 단지 분지부로 유량이 흘러나가는지를 알지 못하므로 출구 쪽과 흡입관로 쪽은 이러한 경계조건을 감안하여 Pressure Boundary를 사용하였다.

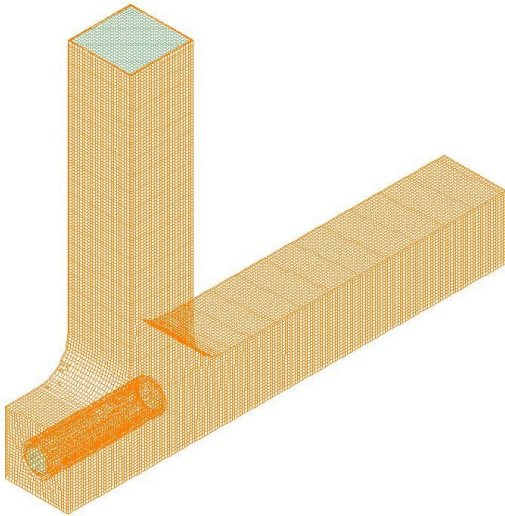
Table 1-2는 본 실험의 CFD(Computation Fluid Dynamics) 해석에 적용한 해석조건으로서 확대관로의 수력직경에 대한 구동관로의 유량, 속도, Reynolds Number 및 격자의 수를 나타내고 있다.

Table 1-2 CFD Condition of Driving Flow (Driving Pipe)

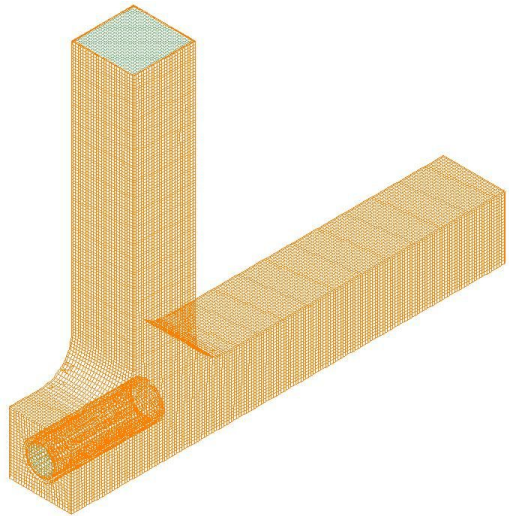
D_s/D_h	Q (m ³ / sec)	V (m / s)	Re.	Driving Pipe of Position	Grid Number
1.9	4.52×10 ⁻⁴	1	26991	1	236,000
				1.133	236,000
				1.333	237,000
				1.467	237,000
	9.40×10 ⁻⁴	2.1	56142	1	236,000
				1.133	236,000
				1.333	237,000
				1.467	237,000
	1.15×10 ⁻³	2.55	68558	1	236,000
				1.133	236,000
				1.333	237,000
				1.467	237,000
2.25	3.14×10 ⁻⁴	1	22492	1	235,000
				1.213	236,000
				1.333	236,000
				1.467	236,000
	6.53×10 ⁻⁴	2.1	46785	1	235,000
				1.213	236,000
				1.333	236,000
				1.467	236,000
	7.98×10 ⁻⁴	2.55	57132	1	235,000
				1.213	236,000
				1.333	236,000
				1.467	236,000
3.25	1.54×10 ⁻⁴	1	7872	1	234,000
				1.253	235,000
				1.333	235,000
				1.467	235,000
	3.20×10 ⁻⁴	2.1	16374	1	234,000
				1.253	235,000
				1.333	235,000
				1.467	235,000
	3.91×10 ⁻⁴	2.55	19996	1	234,000
				1.253	235,000
				1.333	235,000
				1.467	235,000



(A) $D_s : D_h = 1 : 3.25$



(B) $D_s : D_h = 1 : 2.25$



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

Fig. 3-3 CFD Grid of Jet Pump (Driving Pipe)

第 3 節 CFD 해석

1. 수직 흡입관로에 대한 CFD 해석

수치해석 조건으로 분사펌프의 효율증가를 규명하기 위해 사용된 흡입관로(Suction Pipe)에 대한 각도는 90°로 설정하였다. 속도조건은 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s으로 속도 값을 적용하여 해석을 수행하였다. 실험결과의 실험 계측 영역(Test Section) 구간은 구동관로(Driving Pipe)가 확대관로(Expanded Pipe)와 만나는 지점으로부터 시작하여 Mixing Area 부분인 45 × 100 mm, 단면의 중간부분인 22.5 mm 구간의 면(面, Face)을 해석하였으며, 수치해석의 실험 계측 영역(Test Section) 구간은 유동장 전 영역에 걸쳐 해석을 수행하여 평균속도, 정압력, 전압력, 평균난류운동에너지, 난류 점도, 소산 등을 연구하였다. 각각의 계산결과 값은 SI 단위를 사용하였으며, 이에 대한 단위 설명은 Table 1-3에 나타내었다.

각도의 조건 90°에 사용된 격자의 수는 218,000개이며, 수치해석에 소모된 계산시간은 Pentium IV PC(CPU 3.01GHz, RAM 4G)를 사용하여 3시간 정도의 시간이 소요되었으며, Solver Iteration Number는 최대 1000회, 최대수렴조건 1×10^{-6} 을 기준으로 약 650회에서 수렴하였다.

Table 1-3 Units of Physical Property (Vertical Suction Pipe)

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		

Fig. 3-4 ~ Fig. 3-18은 입구 속도조건은 $V = 1 \text{ m/s}$, $V = 2.1 \text{ m/s}$, $V = 2.55 \text{ m/s}$ 을 주었을 때, 분사펌프 구동관로(Driving Pipe)의 중간부분인 22.5 mm를 기준으로 흡입관로 각도 90° 에 대한 유동특성을 나타내고 있다. Fig. 3-4는 입구 속도조건은 $V = 1 \text{ m/s}$ 와 흡입관로의 각도가 90° 일 때의 평균 속도벡터 분포를 나타내고 있다. 각각의 유량조건은 $Q_1 = 0.00062 \text{ kg/s}$, $Q_2 = 0.00074 \text{ kg/s}$, $Q_3 = 0.00083 \text{ kg/s}$ 이었으며, 속도벡터가 흡입관로의 하부(下部)로 하락(下落, Fall)하는 현상을 볼 수 있었다.

Fig. 3-5 ~ Fig. 3-6에서는 정압력 분포와 전압력 분포를 나타내고 있는데 흡입관로 90° (A)에서는 전압력분포와, 정압력분포는 별다른 영향이 없었다. 정압력분포는 분지관의 곡률(曲率, Curvature) 처리된 부분에서 음압이 발생하는 것을 알 수 있는데 흡입관로에서 확대관로로 유체가 흡입되어 질 때, 속도 크기와 방향의 변화로 인해 와류 부착점이 생성되는 것으로 생각된다. Fig. 3-7 ~ Fig. 3-8은 난류운동에너지, 난류점도를 나타내고 있다. 난류운동에너지는 흡입관로의 출구에 가까워질수록 에너지의 감소를 보이고 있다. 난류점도에서는 90° 인 경우 흡입관로에 점성의 영향이 많이 분포 되는 것을 볼 수 있는데, 이는 유체를 흡입할 경우 유량의 감소에 영향을 미칠 거라 생각된다.

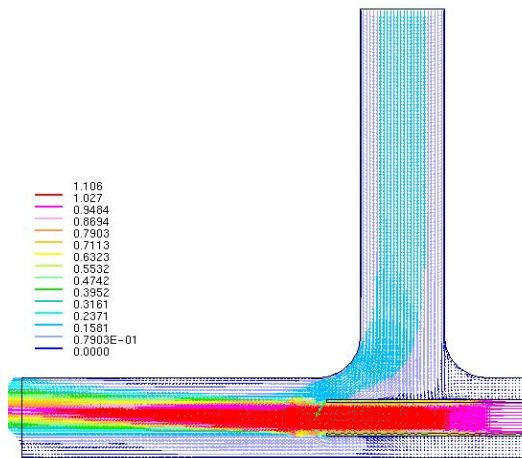
Fig. 3-9 ~ Fig. 3-13에서는 각각의 유량조건은 $Q_1 = 0.0015 \text{ kg/s}$, $Q_2 = 0.0016 \text{ kg/s}$, $Q_3 = 0.0018 \text{ kg/s}$ 이었으며, 입구 속도조건은 $V = 2.1 \text{ m/s}$ 이고 흡입관로의 각도가 90° 일 때 유동특성을 보이고 있다. Fig. 3-9는 구동관로에서 확대관로로 빠져나온 유속이 일정함을 나타내고 있다.

Fig. 3-10 ~ Fig. 3-11은 각각 정압력 분포와 전압력 분포를 나타내고 있다. 정압력 분포의 특이점은 음의 값을 나타내고 있으며, 흡입속도의 증가로 인한 와류의 형성이 커지고 있음을 확인하였다. 차후 속도조건에 대한 흡입관로에 대한 곡률(曲率, Curvature)의 설계조건에 고려되어야할 중요한 사항이라고 생각된다.

Fig. 3-12는 난류 운동에너지를 나타내고 있다. 90° (A)에서는 난류 운동에너지가 어느 지점을 시작으로 크게 변화된다는 것을 알 수 있다.

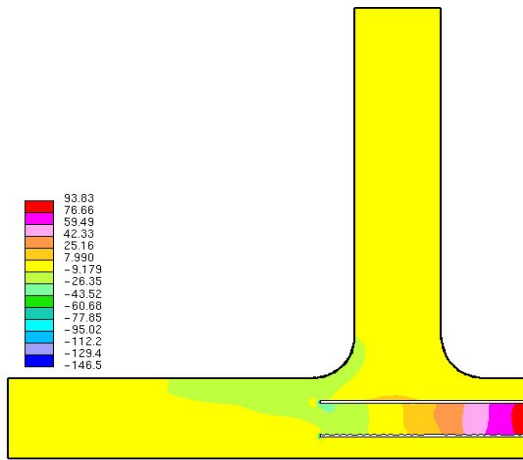
Fig. 3-14 ~ Fig. 3-18에서는 각각의 유량조건은 $Q_1 = 0.0019 \text{ kg/s}$, $Q_2 =$

0.0022 kg/s, $Q_3 = 0.0023$ kg/s 이었으며, 입구 속도조건은 $V = 2.55$ m/s 이다. 난류 운동에너지가 증가할 때 소산 값 또한 증가하게 되어 에너지 손실이 초래되고 있음을 확인할 수 있었으며, 이러한 에너지손실은 내부에너지로 변환되어 분자의 임의의 열적운동과 관계되므로 소산은 점성에 의한 식과 관련됨을 확인할 수 있다. 이러한 에너지 손실을 감소시키기 위해서는 난류 운동 에너지의 값이 증가하는 시점으로부터 최적의 노즐형상을 찾아서 이용하여 운동에너지 값을 감소시키는 방법도 가능하리라 생각된다.



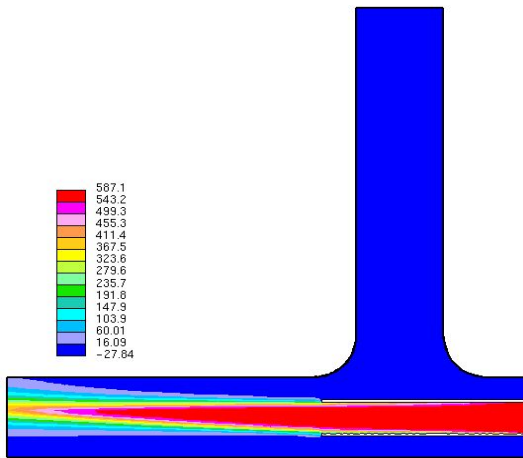
(A) 90°

Fig. 3-4 Mean Velocity Vector Distribution ($V=1$ m/s)



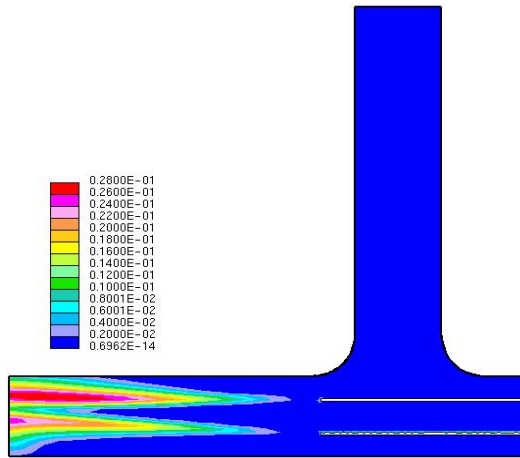
(A) 90°

Fig. 3-5 Static Pressure Distribution (V=1m/s)



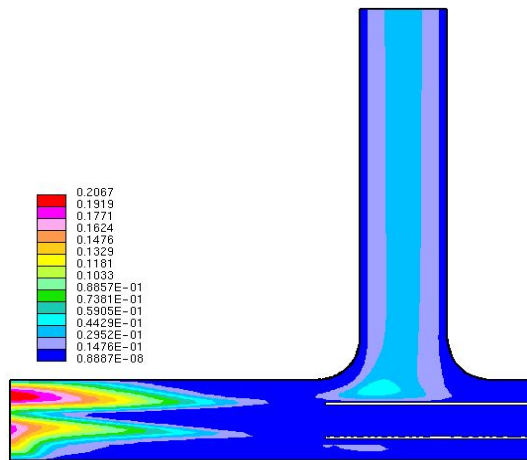
(A) 90°

Fig. 3-6 Total Pressure Distribution (V=1m/s)



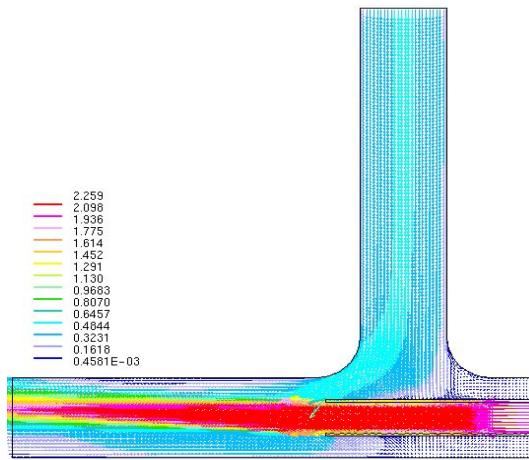
(A) 90°

Fig. 3-7 Turbulent Kinetic Energy (V=1m/s)



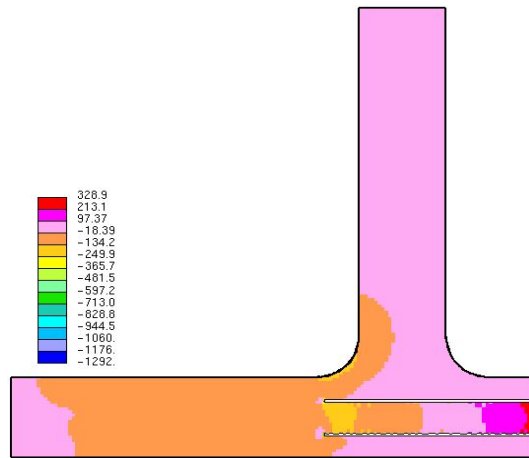
(A) 90°

Fig. 3-8 Turbulent Viscosity (V=1m/s)



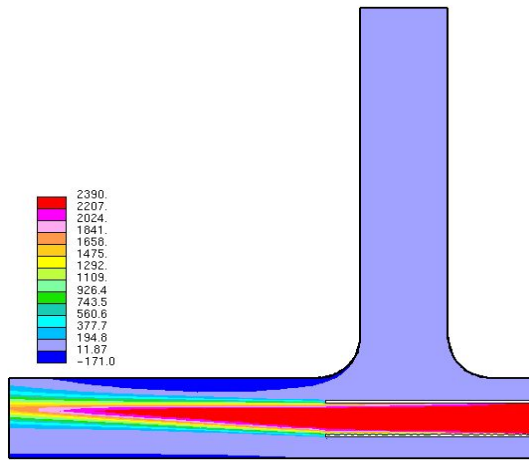
(A) 90°

Fig. 3-9 Mean Velocity Vector Distribution (V=2.1m/s)



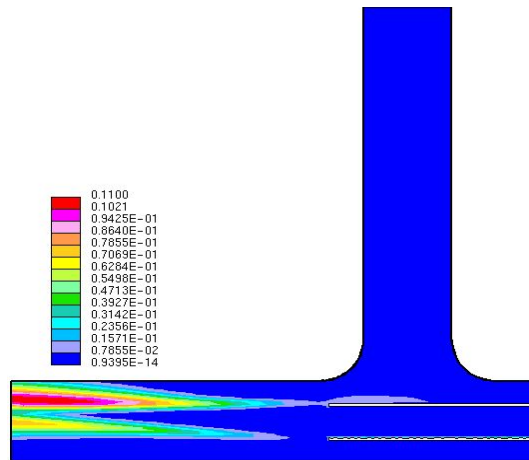
(A) 90°

Fig. 3-10 Static Pressure Distribution (V=2.1m/s)



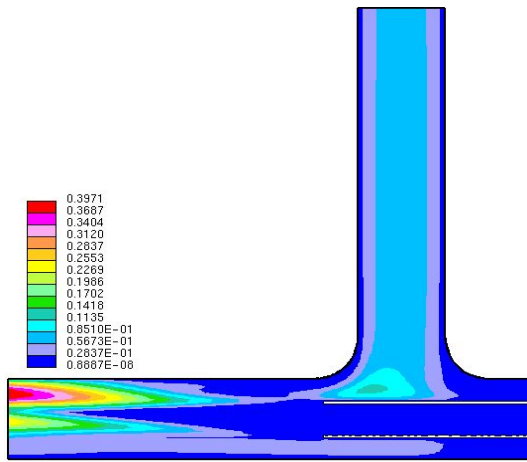
(A) 90°

Fig. 3-11 Total Pressure Distribution (V=2.1m/s)



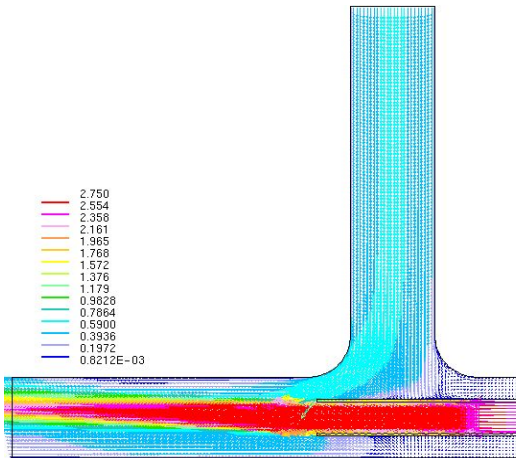
(A) 90°

Fig. 3-12 Turbulent Kinetic Energy (V=2.1m/s)



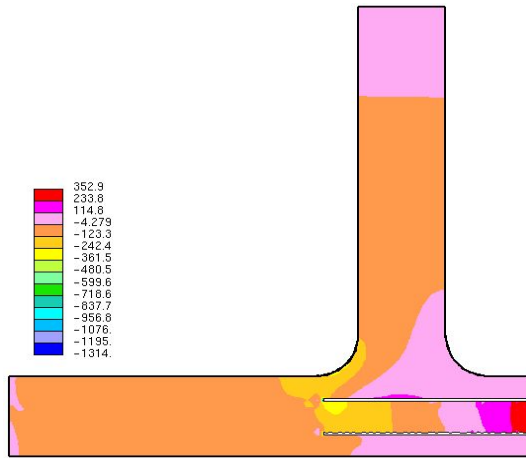
(A) 90°

Fig. 3-13 Turbulent Viscosity (V=2.1m/s)



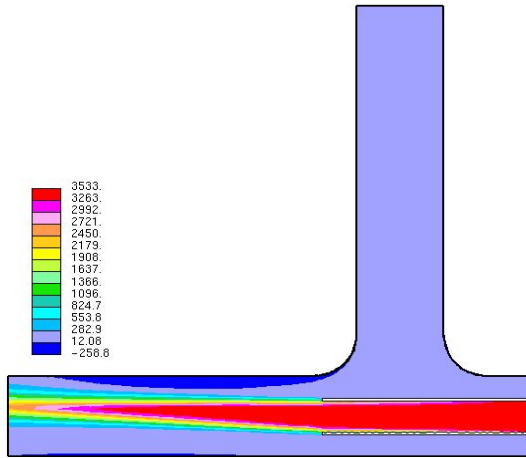
(A) 90°

Fig. 3-14 Mean Velocity Vector Distribution (V=2.55m/s)



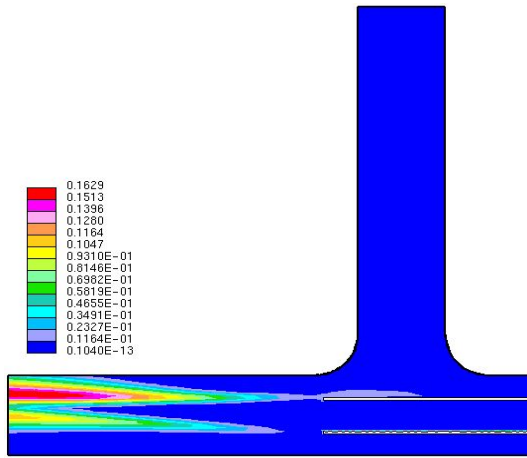
(A) 90°

Fig. 3-15 Static Pressure Distribution (V=2.55m/s)



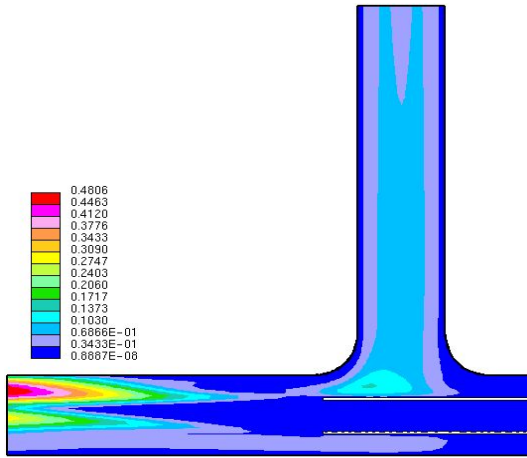
(A) 90°

Fig. 3-16 Total Pressure Distribution (V=2.55m/s)



(A) 90°

Fig. 3-17 Turbulent Kinetic Energy (V=2.55m/s)



(A) 90°

Fig. 3-18 Turbulent Viscosity (V=2.55m/s)

2. 구동관로 끝단의 위치변화에 대한 CFD 해석

수치해석 조건으로 분사펌프의 효율증가를 규명하기 위해 사용된 구동관로에 대한 확대관로의 조건비는 1 : 1.9, 1 : 1.25, 1 : 3.25로 설정하였으며, 각각 구동관로의 위치를 조정하여 수치해석을 수행하였다. 분사펌프의 직경비와 구동관로 끝단의 위치변화, 입구조건을 변경하여 총 100번의 실험을 통해 각각의 직경비에 따른 구동관로의 최적위치와 분사펌프의 최적설계를 알아 낼 수 있었다. 실험결과와 실험 계측 영역(Test Section) 구간은 입구지점으로부터 곡률(曲率, Curvature) 부분이 끝나는 지점인 입구지점으로부터 시작하여 Mixing Area 부분의 45 × 100 mm² 지점과 입구지점으로 부터 350 mm 지점인 출구부분 45 × 100 mm², 단면의 중간부분인 22.5 mm 구간의 면(面, Face)을 해석하였으며, 수치해석의 실험 계측 영역(Test Section) 구간은 유동장 전 영역에 걸쳐 해석을 수행하여 평균속도, 전압력 등을 분석하였다.

구동관로의 직경비 1 : 1.9, 1 : 1.25, 1 : 3.25에 사용된 각각의 계산결과 값은 SI 단위를 Table 1-4와 같이 사용하였으며, 모든 영역구간은 계산의 정확성을 더 향상시키기 위해 Trimmed Cell로 설계하였고, 수치해석에 소모된 계산시간은 Pentium IV PC(CPU 3.01GHz, RAM 4G)를 사용하여 5시간 정도의 시간이 소요되었으며, Solver Iteration Number는 최대 1000회, 최대수렴조건 1×10^{-6} 을 기준으로 각각 실험하였다.

Table 1-4 Units of Physical Property (Driving Pipe)

Physical Property	Unit
Velocity	m/s
Pressure	Pa

(1) 구동관로의 속도 분포

Fig. 3-19 ~ Fig. 3-27는 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25, 1 : 2.25, 1 : 1.9 크기에 각각 구동관로 끝단의 위치와 속도 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s로 변화시켰을 때 분사펌프 구동관로의 중간부분인 22.5 mm를 기준으로 각각의 속도분포도의 유동특성을 나타내고 있다.

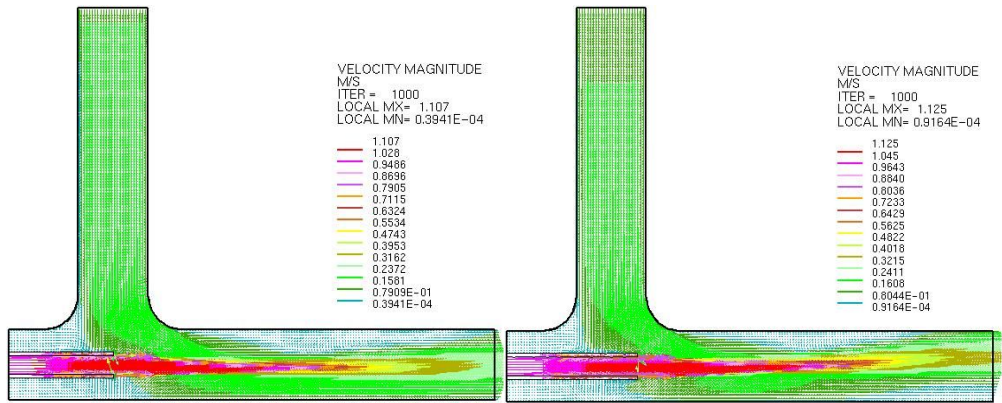
Fig. 3-19 ~ Fig. 3-21은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25인 분사펌프를 구동관로 끝단의 위치와 입구속도를 변화시켜 나타낸 속도벡터분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.253, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-19는 입구속도가 1 m/s이고, 구동관로 끝단의 위치변화에 따른 각각의 평균 속도벡터를 나타내고 있다. 속도는 동일한 입구조건에서 구동관로의 위치가 각각 (A) 1, (B) 1.253, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. (C) 1.333인 지점은 구동관로 끝단이 흡입관로의 끝단과 같다. 구동관로 끝단의 위치가 중앙부분에서 길어질수록 흡인되어지는 속도벡터의 값은 커짐을 알 수 있다. 그리고 구동관로 끝단의 위치가 출구 쪽으로 갈수록 출구 쪽의 속도가 상대적으로 상부(上部, Upper)로 상승(上昇, Increase)하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 흡입관로의 곡률 처리된 부분에서 속도가 상대적으로 높아져서 출구 쪽에서는 상부로 증가되는 것으로 생각된다. 구동관로의 위치가 (C) 1.333인 지점에서 구동관로가 흡입관로의 끝단에 위치하였을 때 다른 위치에 있을 때보다 현저히 흡인되는 속도가 빨라지는 것을 볼 수 있다. 구동관로의 길이가 증가하여도 출구 쪽의 속도가 상부로 상승하는 현상이 거의 없는 것으로 확인되었다. Fig. 3-20에서는 입구속도가 2.1 m/s이고, 구동관로의 위치변화에 따른 각각의 평균 속도벡터를 나타내고 있다. 속도가 증가함에 따라 흡입관로를 통해 흡인되는 속도 역시 빨라지는 것을 볼 수 있다. 여기서도 구동관로의 위치가 길어질수록 출구 쪽의 속도가 상대적으로

상부로 상승하는 것을 더욱 정확하게 확인 할 수 있다. 구동관로의 위치가 (C) 1.333인 지점에서는 다른 구동관로의 위치보다 흡인되는 속도가 훨씬 크다는 것을 확인 할 수 있었다. Fig. 3-21에서는 입구속도가 2.55 m/s이고, 동일하게 구동관로의 위치변화에 따른 평균속도벡터를 보여주고 있다. (C) 1.333인 지점에서 흡인되는 속도가 빠른 것을 확인 할 수 있었으며, 출구에서의 속도 분포 역시 중앙부분으로 균일하게 분포되는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 3-19 ~ Fig. 3-21은 분사펌프의 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25에서의 속도와 구동관로의 위치를 변화 시켜가며 실험에 보았는데, 구동관로의 위치가 1.333인 지점에서 흡인되는 속도와 출구에서의 속도분포가 제일 좋은 것으로 확인되었다.

Fig. 3-22 ~ Fig. 3-24는 주관부와 구동관로의 비가 1 : 2.25인 분사펌프를 구동관로와 입구속도를 변화시켜 나타낸 속도벡터분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.213, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-22는 입구속도가 1 m/s에 구동관로의 길이를 변화시킨 속도벡터분포도이다. 구동관로 크기가 커짐에 따라 구동관로 끝단의 위치변화에 따른 속도벡터분포 역시 달라지는 것을 볼 수 있다. 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.213인 지점에서 흡인되는 속도가 구동관로 끝단이 다른 위치에서 보다 빠른 것을 확인 할 수 있다. 출구에서의 속도분포 역시 구동관로가 길어지면서 상부로 상승하는 현상도 (B) 1.213인 지점에는 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 3-23은 입구속도가 2.1 m/s에 구동관로의 길이를 변화시킨 속도벡터분포도이다. 위와 동일하게 (B) 1.213인 지점에 구동관로의 끝단이 위치하였을 때 흡인되는 속도벡터가 가장 크게 나타났고, 출구에서 속도벡터가 상부로 상승하는 현상도 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.213인 지점에서는 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 3-24는 입구속도가 2.55 m/s에 구동관로의 길이를 변화시킨 속도벡터분포도이다. 역시 동일하게 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.213인 지점이었을 때 흡인되는 속도벡터가 가장 크게 나타났으며, 출구에서 속도벡터가 위쪽으로 상승하는 현상으로 인해 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수

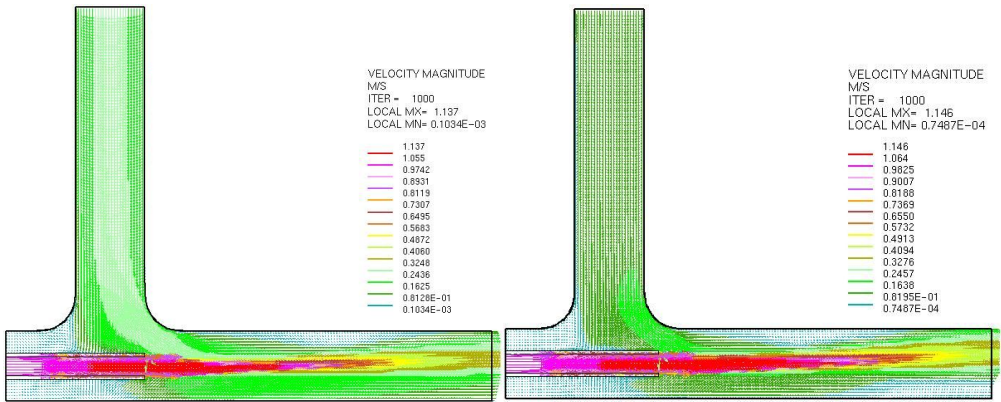
있다.

Fig. 3-25 ~ Fig. 3-27은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 1.9인 분사펌프를 구동관로와 입구속도를 변화시켜 나타낸 속도벡터분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.133, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-25는 입구속도가 1 m/s에 구동관로의 길이를 변화시킨 속도벡터분포도이다. 구동관로의 크기가 커짐에 따라 구동관로 끝단의 위치변화에 따른 속도벡터분포도 달라지는 것을 확인 할 수 있다. 여기서 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.133인 지점에서의 흡인되는 속도가 구동관로 끝단이 다른 위치에서 보다 빠른 것을 확인 할 수 있다. 그에 따른 출구에서의 속도 분포 역시 구동관로가 길어질수록 상부로 상승하는 현상과 (B) 1.133인 지점에서도 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 3-26은 입구속도가 2.1 m/s에 구동관로의 길이를 변화시킨 속도벡터분포도이다. 속도가 변하여도 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.133인 지점에서 흡인 상태가 가장 양호한 것을 속도벡터분포를 통해 확인 할 수 있다. Fig. 3-27은 구동관로 끝단의 위치가 (B) 1.133인 지점에서 흡인이 가장 빠르게 나타난 것을 확인 할 수 있었으며, 출구에서도 속도분포가 중앙부분에서 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 분사펌프 구동관로의 크기와 입구속도, 구동관로 끝단의 위치를 변화 시키면서 유동현상을 확인하였는데 각각 구동관로의 크기에 흡인이 가장 좋은 구동관로 끝단의 위치는 1 : 3.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점이 가장 좋았고, 1 : 2.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점이 가장 좋았다. 그리고 1 : 1.9에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.133인 지점이 가장 좋았다. 입구 속도를 변경하여도 흡인(吸引, Suction) 유량이 많은 구동관로 끝단의 위치는 같은 것을 알 수 있었다. 이는 구동관로가 길어질수록 흡인 될 때에 구동관로의 벽면이 장애물의 역할을 하는 것과 구동관로가 길어질수록 단면적이 좁아져서 상대적으로 흡인되는 유량이 적어지는 것으로 생각된다. 구동관로 끝단의 위치가 속도의 크기와 단면적의 적당한 크기를 찾는 게 중요한 것으로 생각되어 본 실험에서는 최적의 위치를 확인 할 수 있었다.



(A) 1

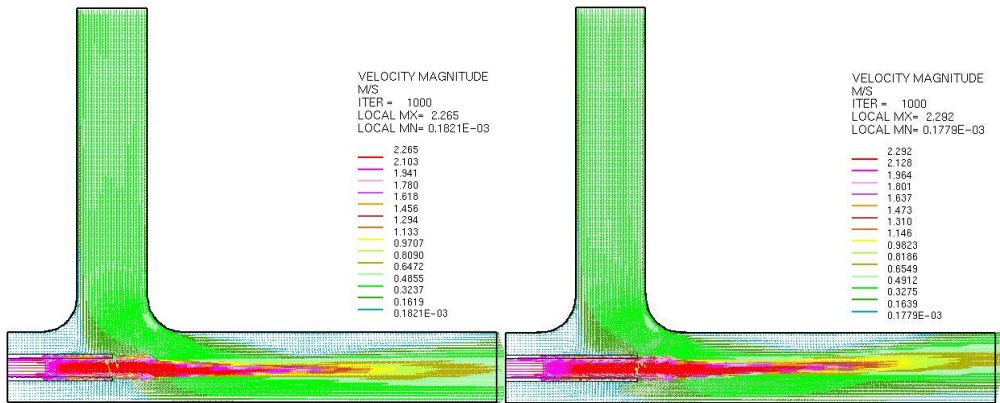
(B) 1.253



(C) 1.333

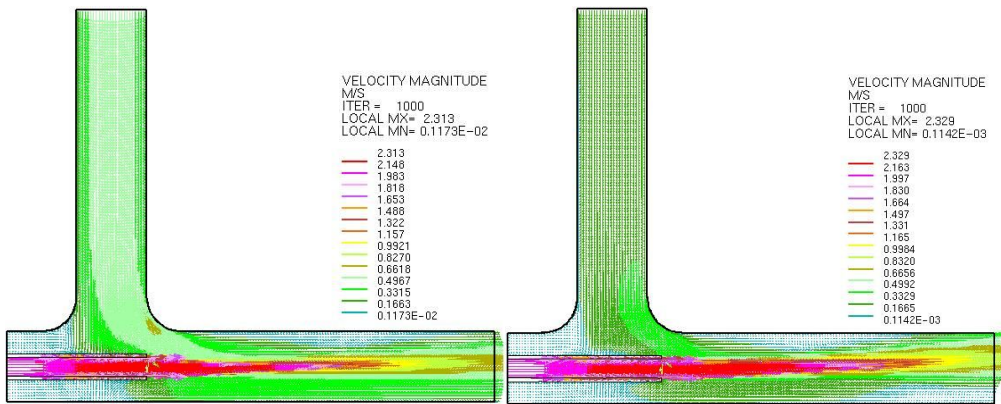
(D) 1.467

Fig. 3-19 Mean Velocity Vector of Distribution (1:3.25 V=1m/s)



(A) 1

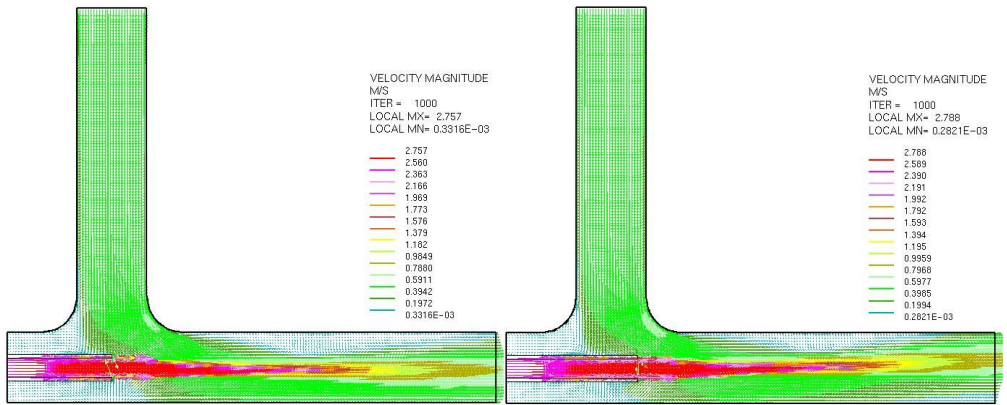
(B) 1.253



(C) 1.333

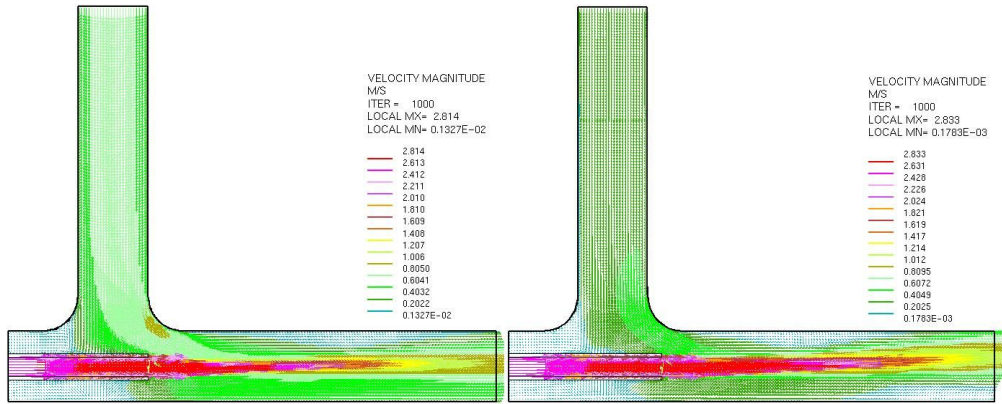
(D) 1.467

Fig. 3-20 Mean Velocity Vector of Distribution (1:3.25 V=2.1m/s)



(A) 1

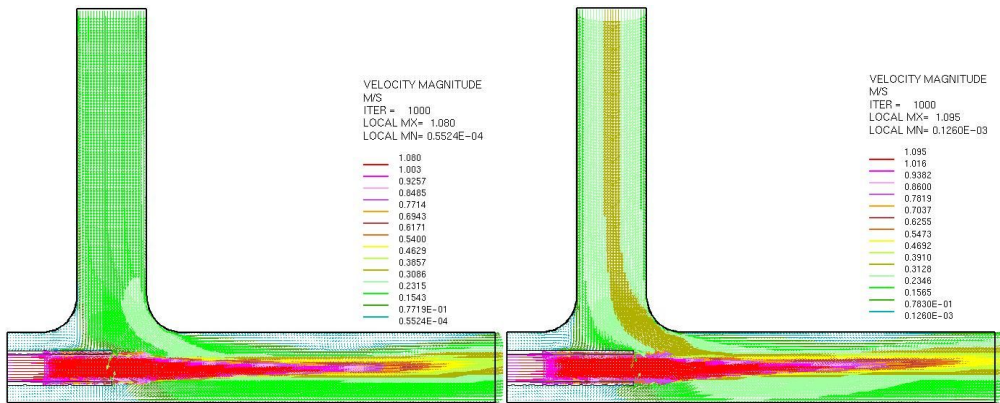
(B) 1.253



(C) 1.333

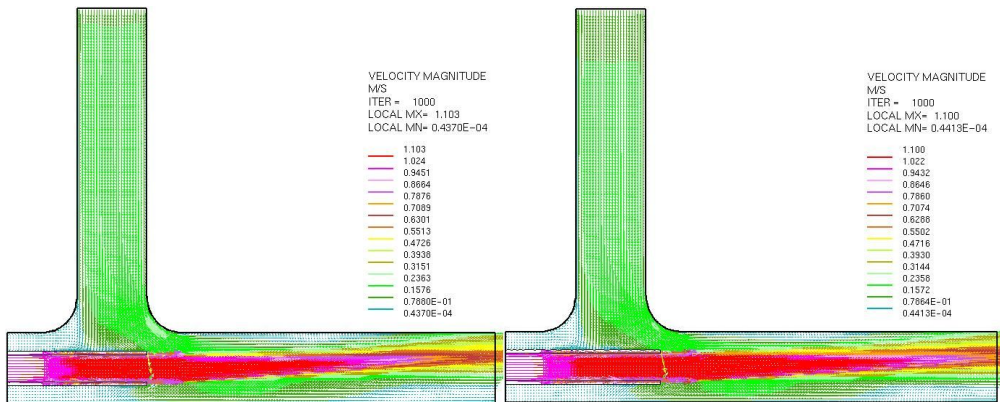
(D) 1.467

Fig. 3-21 Mean Velocity Vector of Distribution (1:3.25 V=2.55m/s)



(A) 1

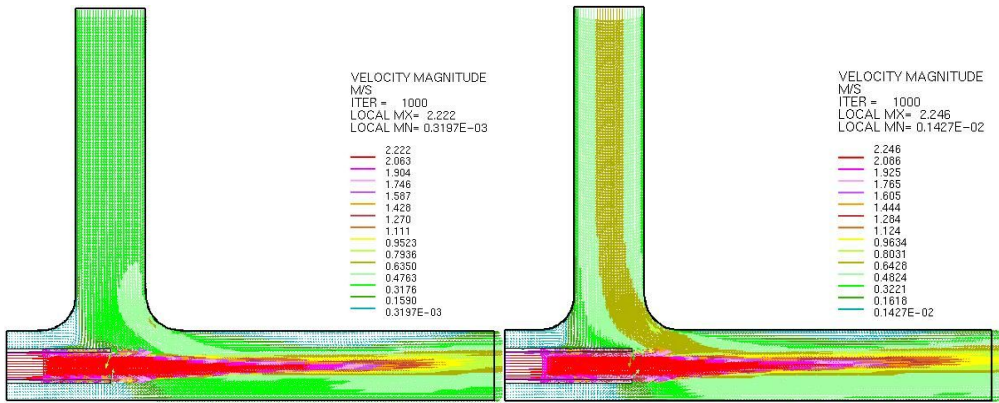
(B) 1.213



(C) 1.333

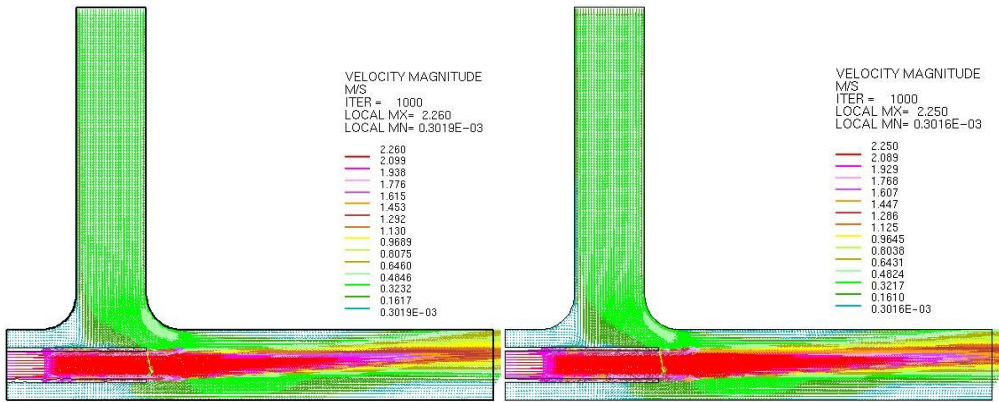
(D) 1.467

Fig. 3-22 Mean Velocity Vector of Distribution (1:2.25 V=1m/s)



(A) 1

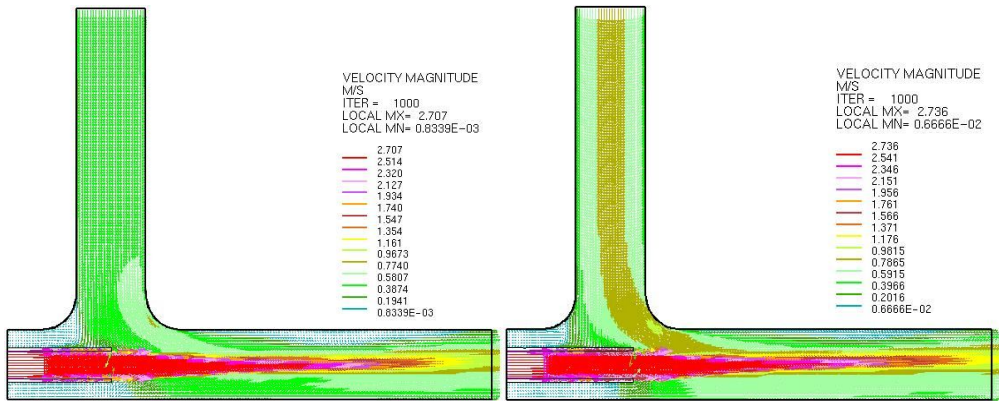
(B) 1.213



(C) 1.333

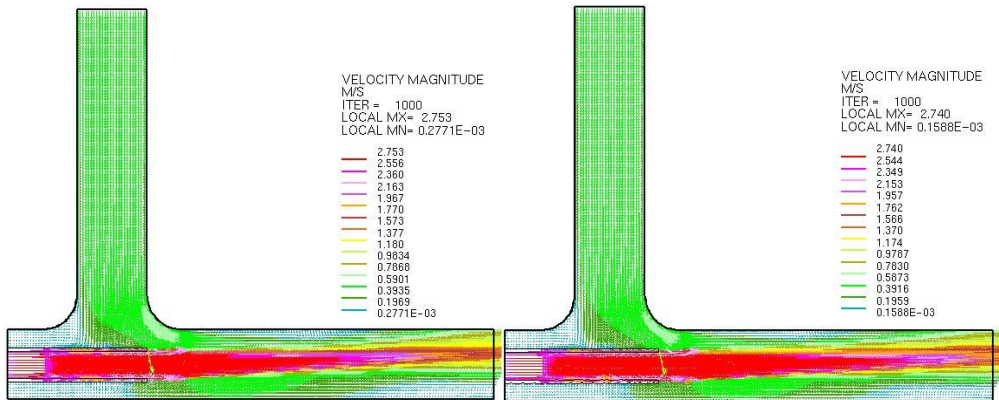
(D) 1.467

Fig. 3-23 Mean Velocity Vector of Distribution (1:2.25 V=2.1m/s)



(A) 1

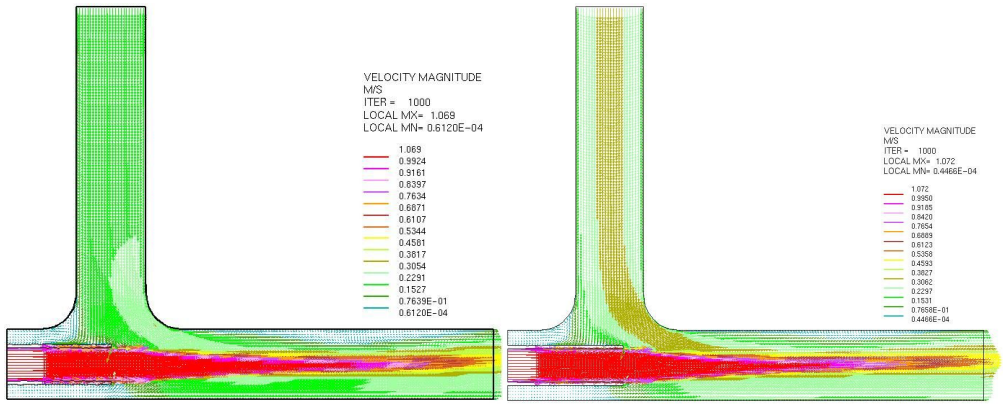
(B) 1.213



(C) 1.333

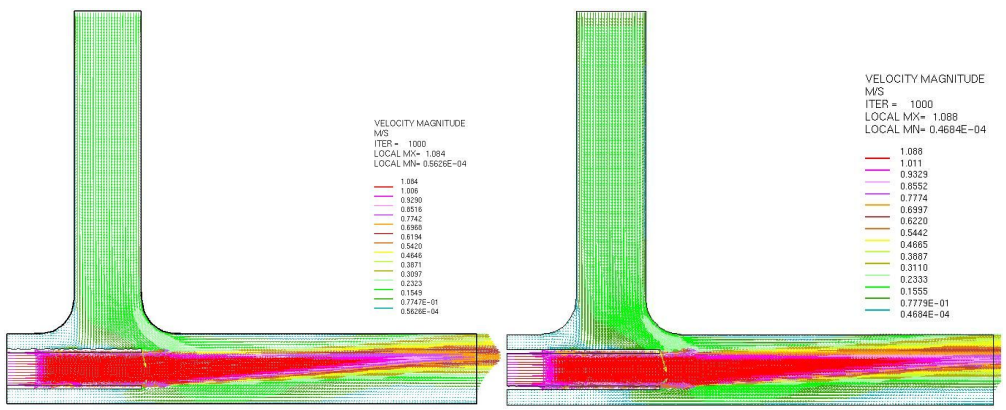
(D) 1.467

Fig. 3-24 Mean Velocity Vector of Distribution (1:2.25 V=2.55m/s)



(A) 1

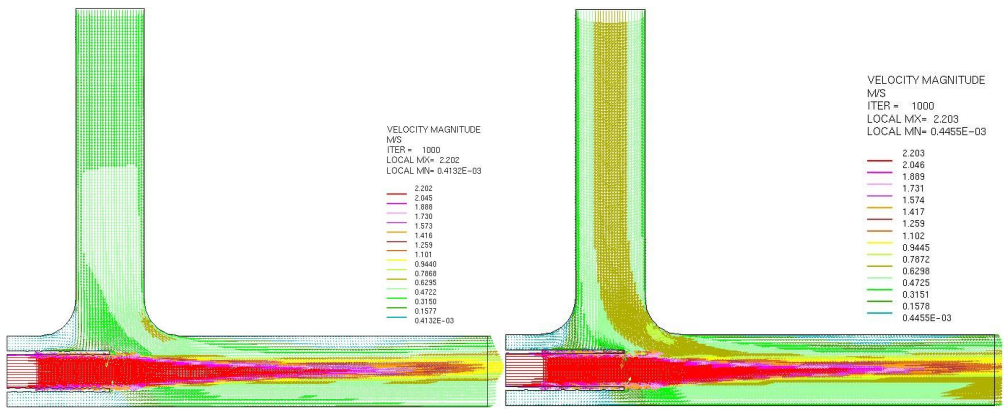
(B) 1.133



(C) 1.333

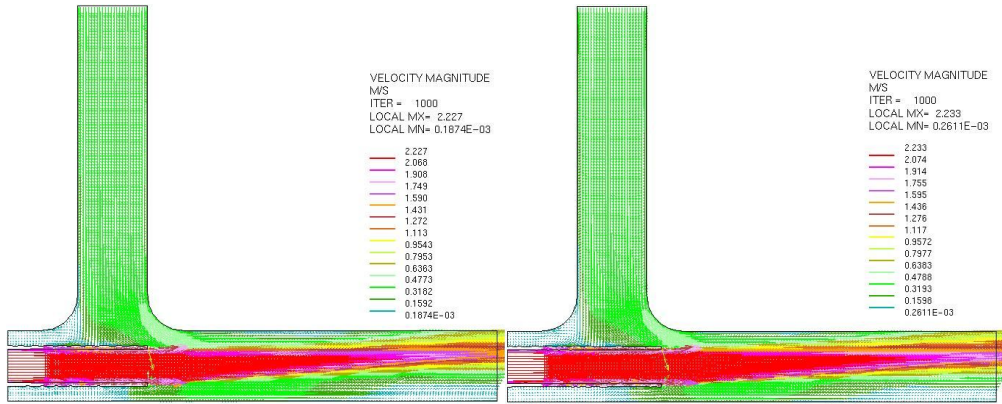
(D) 1.467

Fig. 3-25 Mean Velocity Vector of Distribution (1:1.9 V=1m/s)



(A) 1

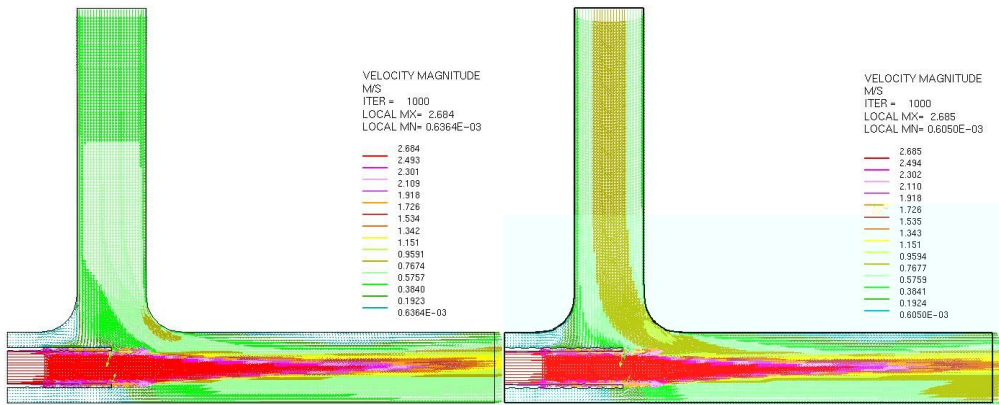
(B) 1.133



(C) 1.333

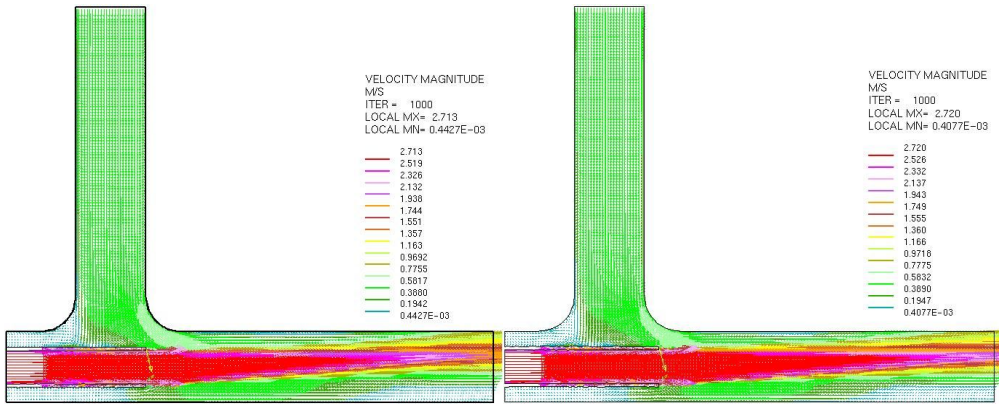
(D) 1.467

Fig. 3-26 Mean Velocity Vector of Distribution (1:1.9 V=2.1m/s)



(A) 1

(B) 1.133



(C) 1.333

(D) 1.467

Fig. 3-27 Mean Velocity Vector of Distribution (1:1.9 V=2.55m/s)

(2) 구동관로의 전압력 분포

Fig. 3-28 ~ Fig. 3-36은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 1.9, 1 : 2.25, 1 : 3.25 크기에 각각 구동관로 끝단의 위치와 속도 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s로 변화시켰을 때, 분사펌프 구동관로의 중간부분인 22.5 mm를 기준으로 각각의 전압력분포도의 유동특성을 나타내고 있다.

Fig. 3-28 ~ Fig. 3-30은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25인 분사펌프를 구동관로 끝단의 위치와 입구속도를 변화시켜 나타낸 전압력분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.253, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-28, Fig. 3-29, Fig. 3-30에서 보는 바와 같이 구동관로 끝단의 위치가 (C) 1.333인 지점에서 흡입관로에서의 전압력이 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이는 흡입되는 속도가 높다는 것으로 앞부분의 속도벡터분포도에서 확인 할 수 있다. 구동관로가 다른 위치에 있을 때 압력분포도를 보면 곡률(曲率, Curvature) 처리된 부분이 끝나는 지점부터 주관부의 중앙부분 상부로는 전압력분포도가 낮게 나타나는 것을 알 수 있는데, 이는 입구에서 들어오는 유체에 비해 흡입에서 들어오는 유체가 혼합되면서 흡입관로에 들어올 때 압력은 저압이 형성 되면서 주관부의 상부 역시 저압이 형성되는 것으로 생각된다. 출구 상부부분으로 유체가 상승하는 현상은 흡입관로에 흡입될 때 곡률 처리된 부분에서의 흡입속도가 빨라지면서 저압을 형성한다. 상대적으로 출구의 하부(下部, Lower)로 고압이 형성되어 출구 상부로 유체가 상승하는 것을 볼 수 있다.

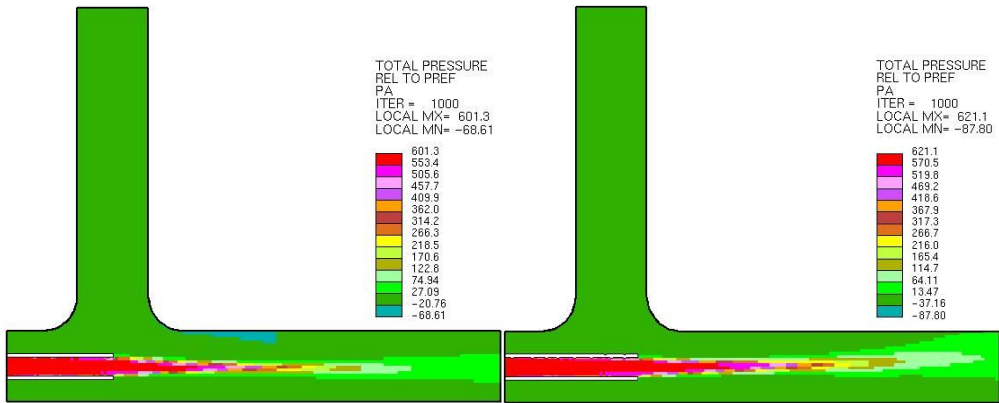
Fig. 3-31 ~ Fig. 3-33은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 2.25인 분사펌프 구동관로 끝단의 위치와 입구속도를 변화시켜 나타낸 전압력분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.213, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-31, Fig. 3-32, Fig. 3-33에

서 보는 바와 같이 구동관로의 끝단이 (B) 1.213인 지점에서 흡인되는 전압력분포가 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25인 분사펌프에서의 전압력분포도와 비교해보면, 주관부 상부(上部, Upper)에서 저압이 생기는 부분이 구동관로가 확대되면서 주관부 상부의 저압이 많이 감소(減少)하는 것을 볼 수 있다. 구동관로의 길이가 길어질수록 주관부의 상부의 저압부분은 적어지나 상대적으로 주관부 하부의 저압부분이 커지는 것을 확인 할 수 있다. (B) 1.213인 지점에서는 주관부의 상부와 하부의 저압부분이 어느 한쪽으로 치우치지 않는 것을 확인 할 수 있는데, 이것은 유체가 균일하게 흐르면서 마찰손실은 감소(減少)되는 것으로 생각된다.

Fig. 3-34 ~ Fig. 3-36은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 1.9인 분사펌프 구동관로의 위치와 입구속도를 변화시켜 나타낸 전압력분포도이다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.133, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-34, Fig. 3-35, Fig. 3-36에서 보는 바와 같이 구동관로의 끝단이 (B) 1.133인 지점에서 흡인되는 전압력분포가 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 주관부와 구동관로의 비가 1 : 2.25인 분사펌프에서의 전압력분포도와 비교해보면, 주관부 상부에서 저압이 생기는 부분이 구동관로가 커지면서 주관부 상부의 저압이 많이 감소하는 것을 볼 수 있다. 구동관로가 길어지면서 흡인되는 단면적이 감소되고, 흡인될 때의 구동관로의 벽면이 장애물 역할을 하여 흡인되는 유량은 적다. 그에 반하여 (B) 1.133인 지점은 전압력분포가 균일하게 분포되어 있어 유량의 손실이 조금 밖에 되지 않음을 알 수 있다.

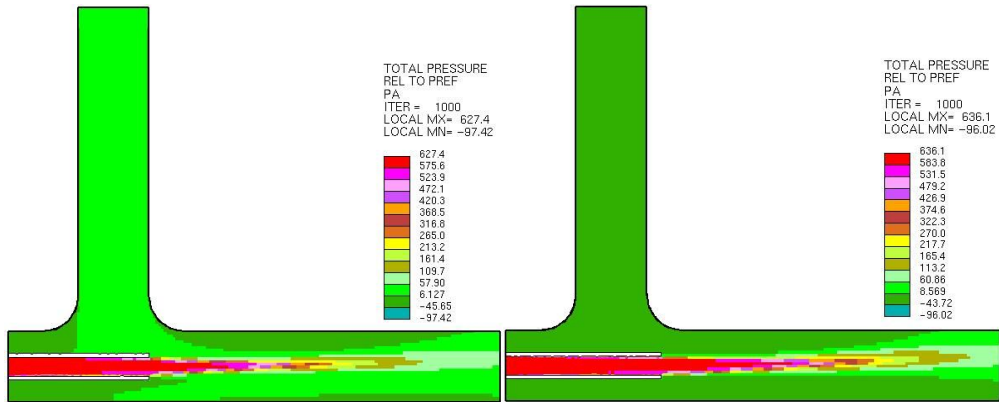
구동관로의 크기와 입구속도, 구동관로 끝단의 위치를 변화 시키면서 전압력분포를 확인하였는데, 흡인이 가장 좋은 구동관로 끝단의 위치는 1 : 3.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점이 가장 좋았고, 1 : 2.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점이 가장 좋았다. 그리고 1 : 1.9에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.133인 지점이 가장 좋았다. 이는 속도벡터분포도와 동일한 결과를 확인할 수 있

었다. 입구속도를 변경하여도 구동관로 각각 크기의 구동관로 끝단의 최적위치는 동일한 것으로 확인되었다. 구동관로가 길어질수록 흡인되는 전압력분포는 커지나, 단면적이 작아지면서 흡인되는 유량은 적어지고, 유체가 흡인될 때 구동관로의 벽면이 장애물의 역할을 하여 유량효율이 감소하는 것을 확인 할 수 있었다. 그리고 주관부의 전압력분포 역시 구동관로의 끝단이 최적인 위치에서 전압력분포가 균일하게 분포되어, 출구 쪽에서 전압력분포가 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수 있었고, 이런 실험결과 때문에 유량의 손실이 적을 것으로 생각된다.



(A) 1

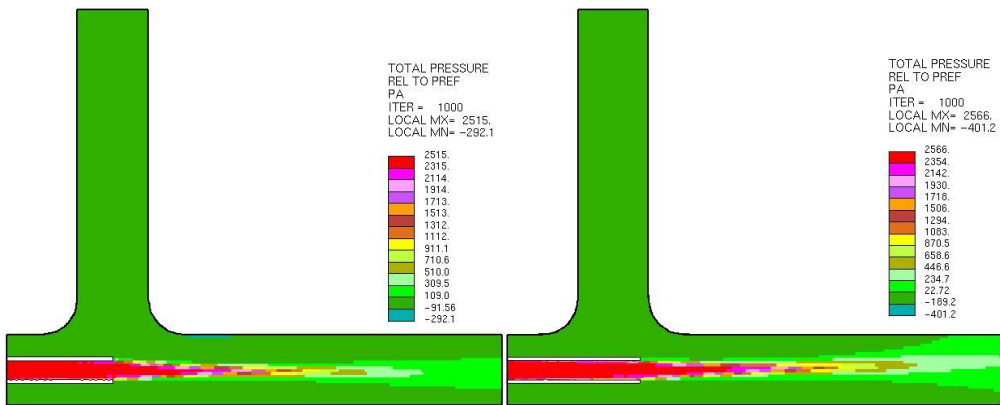
(B) 1.253



(C) 1.333

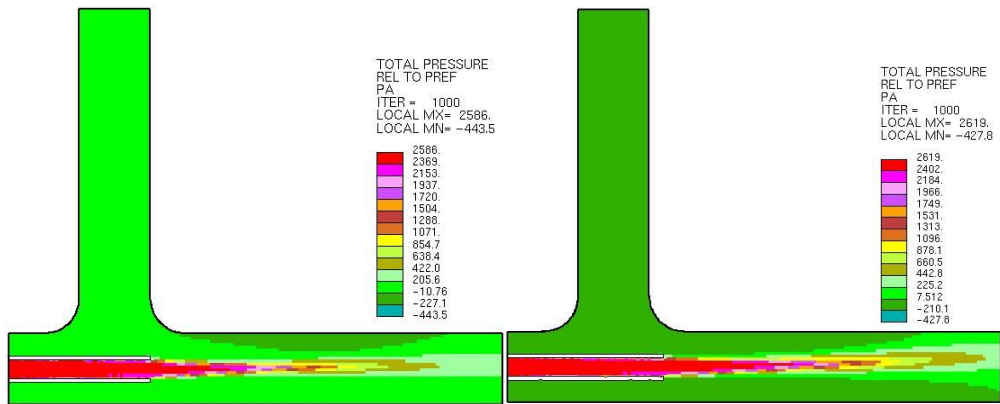
(D) 1.467

Fig. 3-28 Total Pressure of Distribution (1:3.25 V=1m/s)



(A) 1

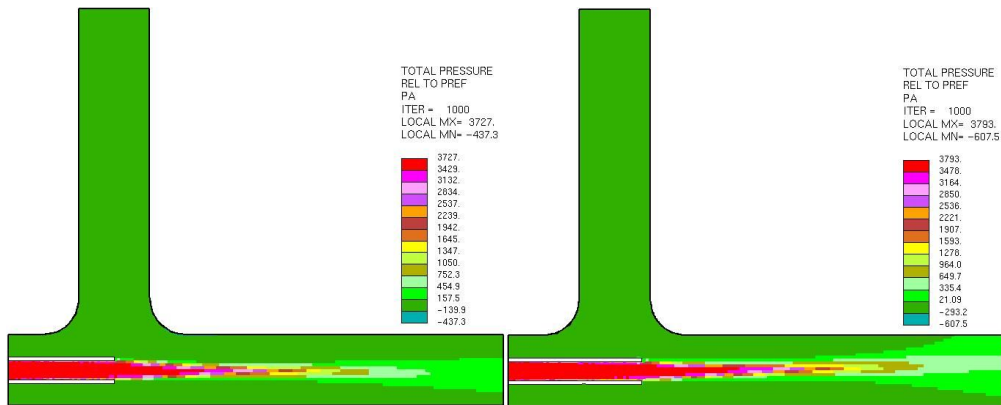
(B) 1.253



(C) 1.333

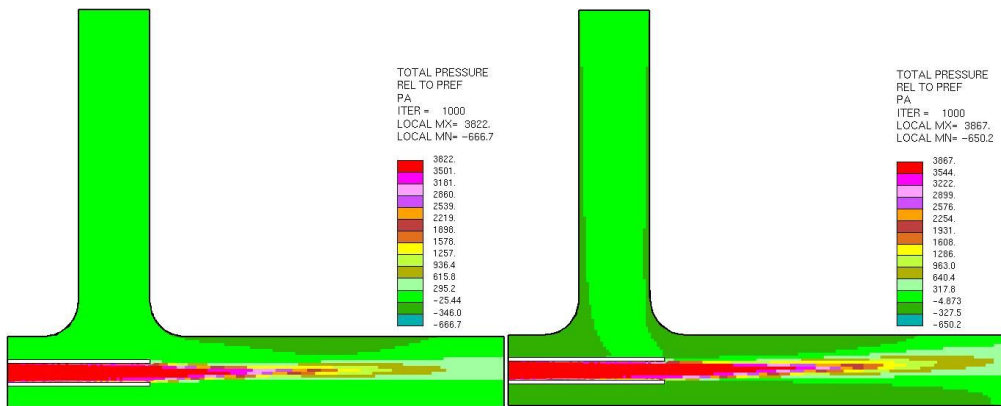
(D) 1.467

Fig. 3-29 Total Pressure of Distribution (1:3.25 V=2.1m/s)



(A) 1

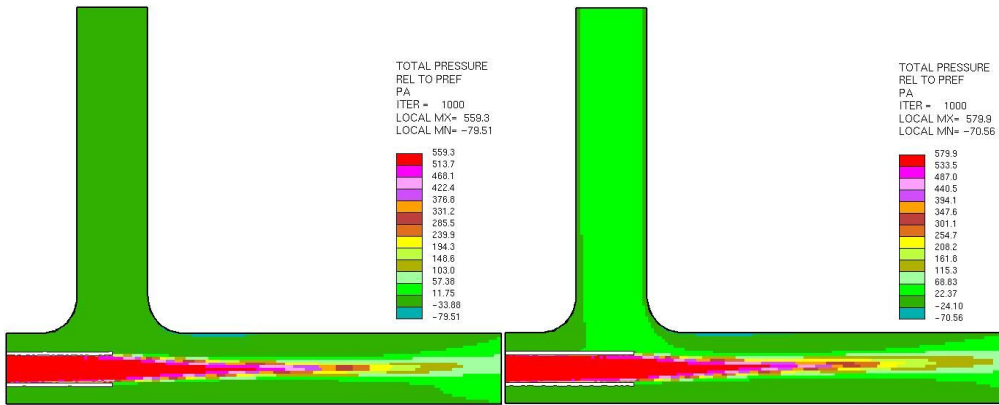
(B) 1.253



(C) 1.333

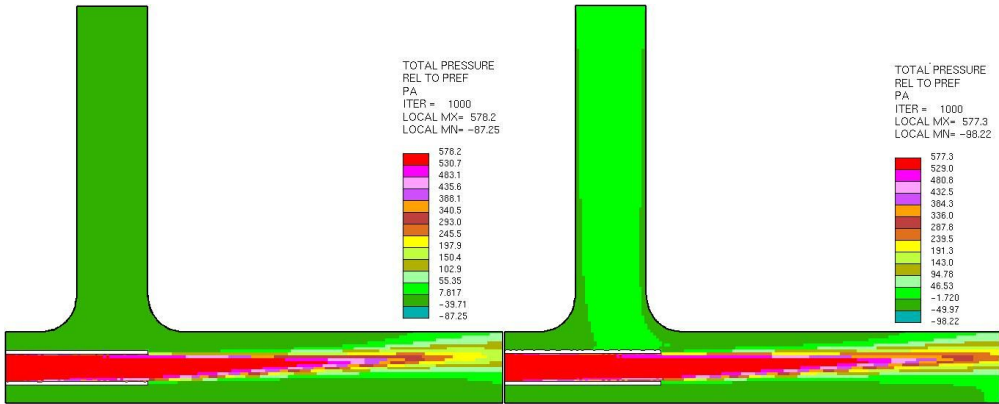
(D) 1.467

Fig. 3-30 Total Pressure of Distribution (1:3.25 V=2.55m/s)



(A) 1

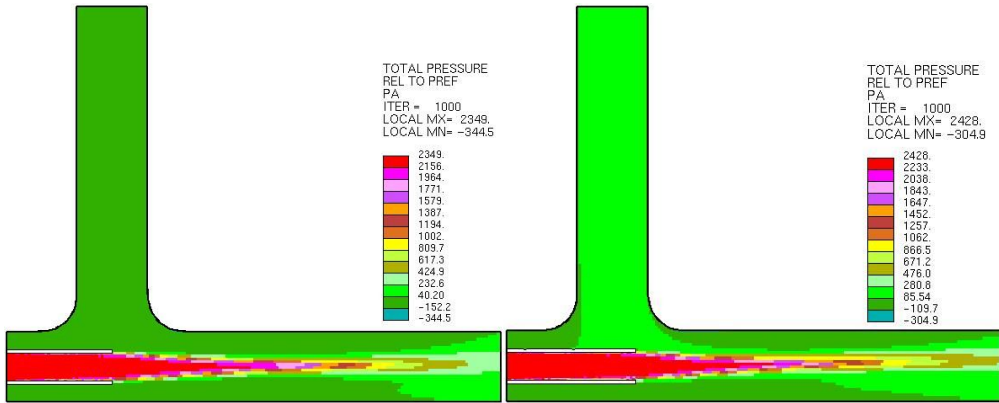
(B) 1.213



(C) 1.333

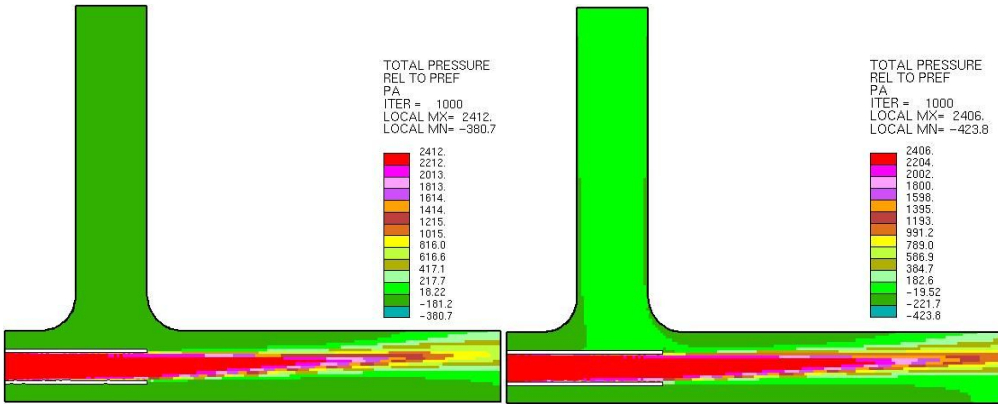
(D) 1.467

Fig. 3-31 Total Pressure of Distribution (1:2.25 V=1m/s)



(A) 1

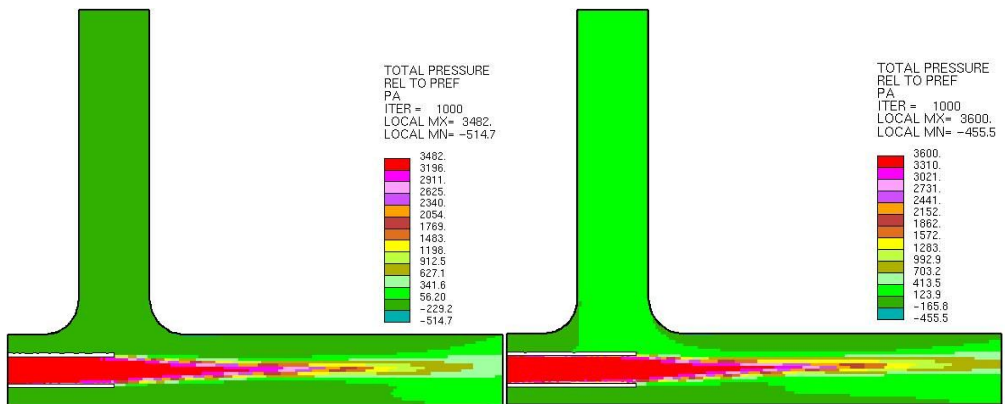
(B) 1.213



(C) 1.333

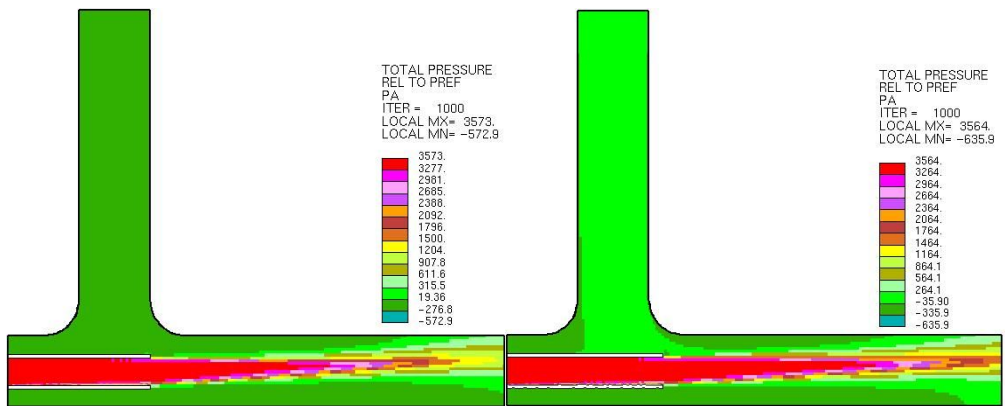
(D) 1.467

Fig. 3-32 Total Pressure of Distribution (1:2.25 V=2.1m/s)



(A) 1

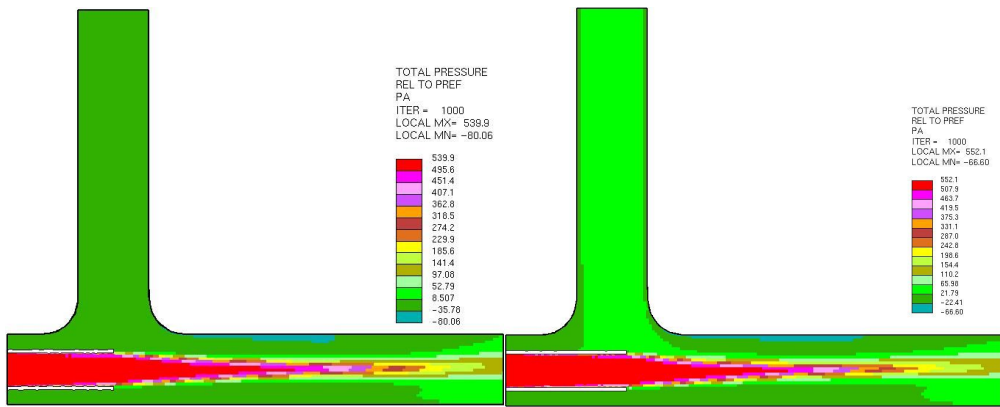
(B) 1.213



(C) 1.333

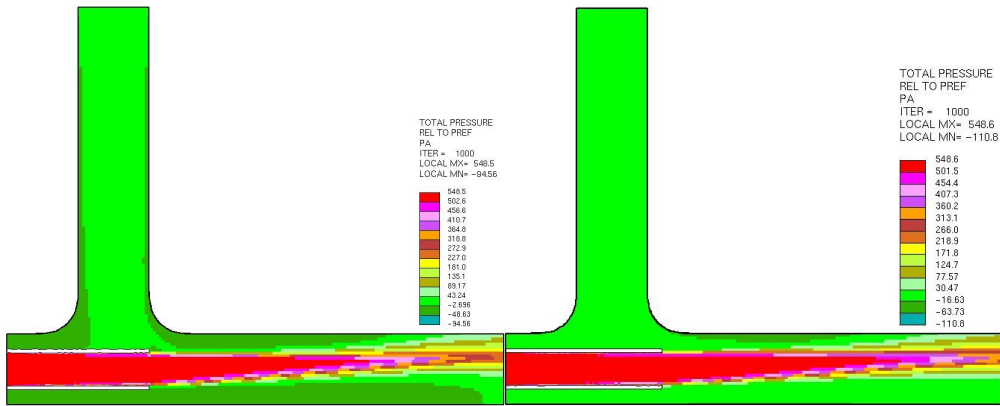
(D) 1.467

Fig. 3-33 Total Pressure of Distribution (1:2.25 V=2.55m/s)



(A) 1

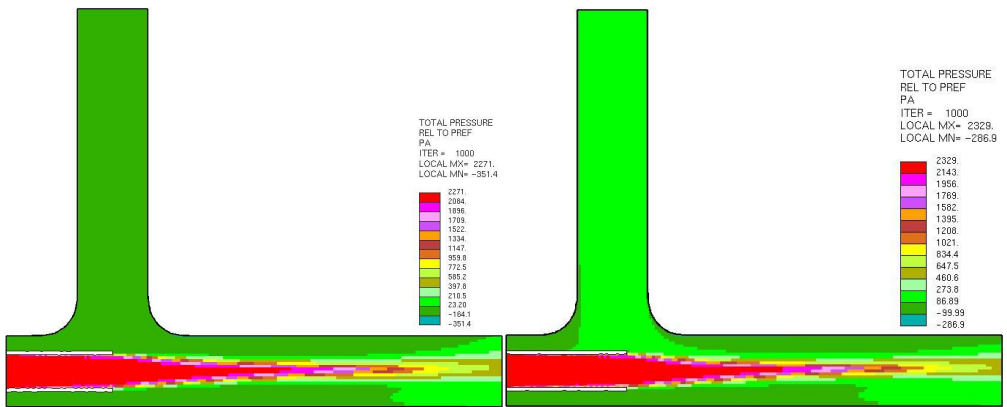
(B) 1.133



(C) 1.333

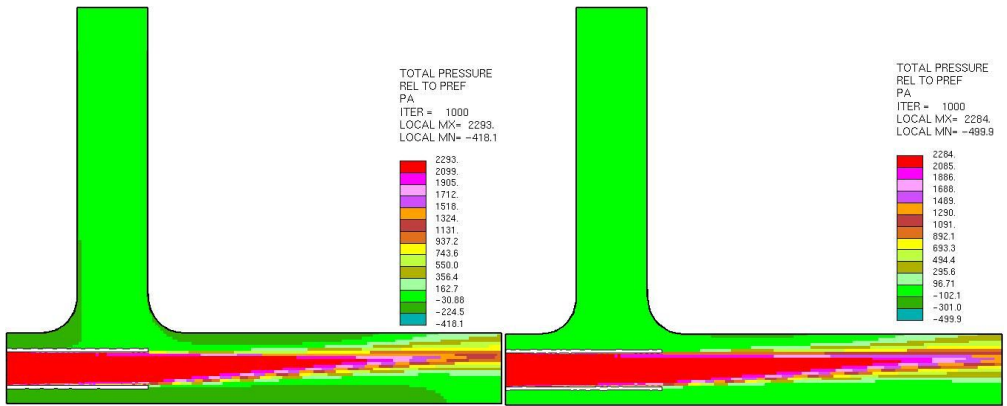
(D) 1.467

Fig. 3-34 Total Pressure of Distribution (1:1.9 V=1m/s)



(A) 1

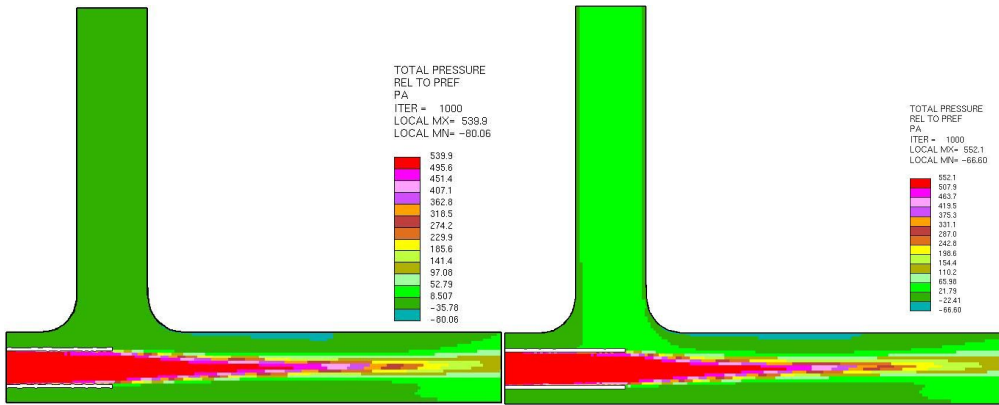
(B) 1.133



(C) 1.333

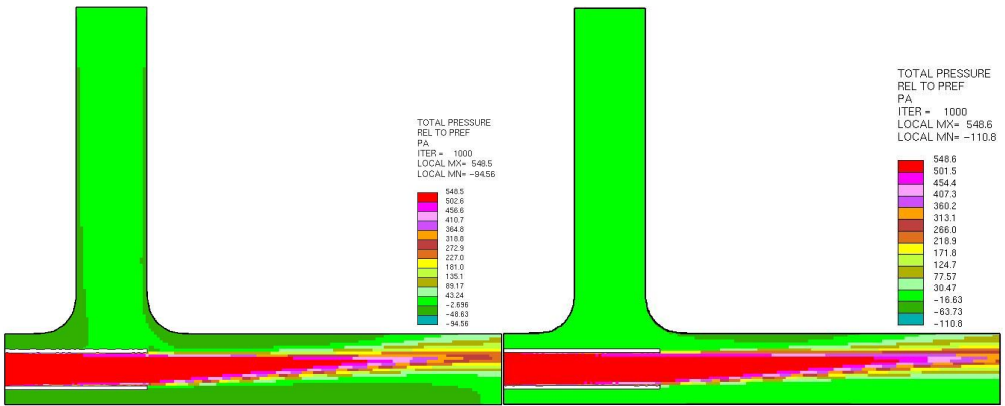
(D) 1.467

Fig. 3-35 Total Pressure of Distribution (1:1.9 V=2.1m/s)



(A) 1

(B) 1.135



(C) 1.335

(D) 1.470

Fig. 3-36 Total Pressure of Distribution (1:1.9 V=2.55m/s)

(3) 구동관로의 속도 및 압력분포 분석

Fig. 3-37 ~ Fig. 3-48은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 1.9, 1 : 2.25, 1 : 3.25 크기에 각각 구동관로 끝단의 위치와 속도 1 m/s, 2.1 m/s, 2.55 m/s로 변화시켰을 때, 분사펌프 구동관로의 중간부분인 22.5 mm를 기준으로 흡입관로의 곡률이 끝나는 부분, 입구에서 150 mm 지점, 출구부분, 350 mm 지점의 평균속도 값과 전압력 값을 그래프(Graph)로 나타낸 것이다. 여기서 x 축은 거리로, 22.5 mm로 나누어서 무차원 시킨 값으로, 1은 22.5 mm인 중앙부분이고, 1보다 크면 22.5 mm보다 큰 것으로 주관부의 상부이고, 1보다 작으면, 22.5 mm인 중앙부분보다 작은 주관부의 하부이다. Fig. 3-37 ~ Fig. 3-40은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 3.25인 분사펌프를 입구속도에 따른 구동관로 끝단의 위치변화를 하였을 때, 흡입관로의 곡률 부분이 끝나는 지점, 입구에서 150 mm 지점의 속도와, 전압력 그래프와 출구 쪽, 입구에서 350 mm 지점의 속도와 전압력을 그래프로 나타내었다. 속도그래프는 x 축은 거리를 22.5 mm로 나누어 무차원한 값이고, y 축은 각 지점의 속도를 입구속도로 나누어 무차원한 값을 그래프로 나타낸 것이다. 전압력 그래프는 x 축은 거리를 22.5 mm로 나누어 무차원한 값이고, y 축은 각 지점의 전압력 값을 동압인 $\frac{\rho v^2}{2}$ 으로 나누어 무차원한 값으로 여기서, v 는 입구속도로 하였다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.253, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-37은 입구속도가 변하여도 무차원 시킨 속도는 비슷한 것을 알 수 있다. 150 mm 지점의 속도 분포를 보면 중앙부분에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 입구에서 속도가 구동관로를 통해 나온 속도의 영향 때문이다. 그리고 벽면 쪽에서의 속도 분포를 보면, 대부분 낮은 속도분포를 볼 수 있는데, 구동관로의 끝단이 1.333인 지점에서 벽면에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 흡입 될 때의 속도가 빠르다는 것을 알 수 있다. 앞서 확인한 바와 같이 속도벡터분포와 압력분포가 1.333인 지점에

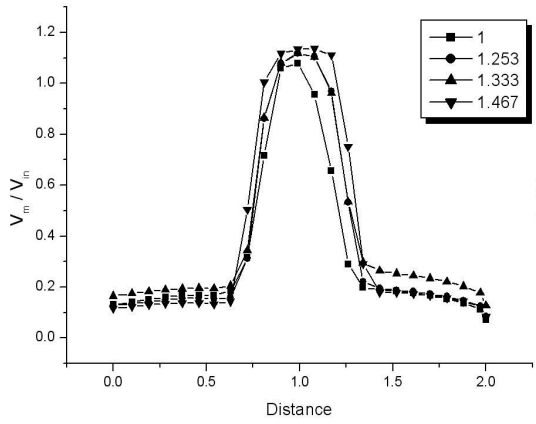
서 가장 빠르게 나타나는 것을 다시 확인 할 수 있다. 주관부의 하부에서는 최고 35%이상 속도가 차이가 나고, 주관부 상부에서는 최고 50%까지 속도가 차이가 나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 Fig. 3-38의 전압력분포 그래프에서도 확인 할 수 있다. Fig. 3-39는 350 mm 지점, 출구 쪽의 속도 분포를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 알 수 있듯이 구동관로의 끝단이 1.333인 지점은 다른 지점에 비해 출구 속도분포가 균일하게 되어있고, 주관부의 중앙부분에서의 속도가 가장 빠르게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 흡입관로에서 유체가 흡입하였을 때 일정하게 혼합되어 균일한 속도분포를 나타낸 것으로, 다른 구동관로의 끝단 보다 손실 값이 적다는 것을 의미하기도 한다. 출구에서의 최고 속도는 구동관로의 끝단이 가장 긴 1.467인 지점에서 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있으나, 평균 속도를 구해보면, 1.333인 지점이 가장 높은 것을 확인 할 수 있었고, 다른 지점 보다 최고 20% 높은 출구 속도를 확인 할 수 있었다. 이러한 특성은 Fig. 3-40에서 전압력 분포도를 다시 확인 할 수 있다.

Fig. 3-41 ~ Fig. 3-44는 주관부와 구동관로의 비가 1 : 2.25인 분사펌프를 입구속도에 따른 구동관로 끝단의 위치변화를 하였을 때, 흡입관로의 곡률(Curvature) 부분이 끝나는 지점, 입구에서 150 mm 지점의 속도와, 전압력 그래프와 출구 쪽, 입구에서 350 mm 지점의 속도와 전압력을 그래프로 나타내었다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.213, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-41은 입구속도가 변하여도 무차원 시킨 속도는 비슷한 것을 알 수 있다. 150 mm 지점의 속도 분포를 보면 중앙부분에서의 속도가 가장 빠른 것은 입구에서 속도가 구동관로를 통해 나온 속도의 영향 때문이다. 벽면 쪽에서의 속도를 보면, 대부분 낮은 속도를 볼 수 있는데, 구동관로의 끝단이 1.213인 지점에서 벽면에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 벽면에서의 속도가 빠르다는 것은 흡입 될 때의 속도가 빠르다는 것을 알 수 있는 것으로 앞서 확인한 바와 같이 속도벡터분포와 압력분포가 1.213인 지점에서 가장 빠르게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 주관부의 하

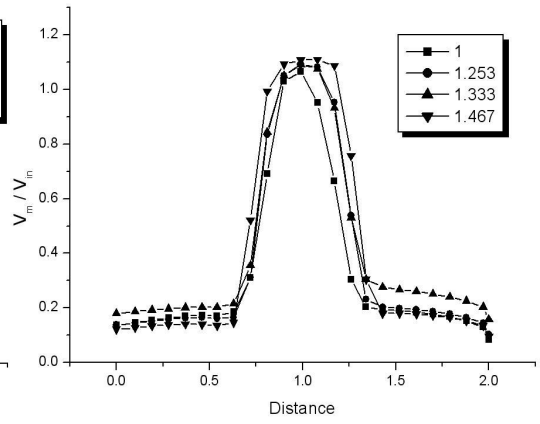
부에서는 최고 38%이상 속도가 차이가 나고, 주관부 상부에서는 최고 35%까지 속도가 차이 나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 Fig. 3-42의 전압력분포 그래프에서도 확인 할 수 있다. Fig. 3-43은 출구 쪽의 속도 분포, 350 mm 지점을 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 보듯이 구동관로의 끝단이 1.213인 지점은 다른 지점에 비해 출구 속도가 균일하게 분포되어 있고, 주관부의 출구 쪽 중앙에서 속도가 가장 빠르게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 흡입관로에서 유체가 흡입하였을 때 일정하고 균일하게 섞여 이러한 속도분포를 나타낸 것으로, 다른 구동관로의 끝단 보다 손실 값이 적다는 것을 의미하기도 한다. 이것은 Fig. 3-44의 전압력 분포도에서 다시 확인 할 수 있다.

Fig. 3-45 ~ Fig. 3-48은 주관부와 구동관로의 비가 1 : 1.9인 분사펌프를 입구속도에 따른 구동관로 끝단의 위치변화를 하였을 때, 흡입관로의 곡률 부분이 끝나는 지점, 입구에서 130 mm 지점의 속도와 전압력 그래프, 출구 쪽, 입구에서부터 350 mm 지점의 속도와 전압력을 그래프로 나타내었다. 그리고 구동관로 끝단의 위치는 각각 (A) 1, (B) 1.133, (C) 1.333, (D) 1.467이다. 이는 (A) 1을 구동관로의 끝단이 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때를 기준으로 정하여 무차원으로 나타낸 값으로 1보다 크면 구동관로가 길어진다. Fig. 3-45 역시 입구속도가 변하여도 무차원 시킨 속도는 비슷한 것을 알 수 있다. 150 mm 지점의 속도 분포를 보면 중앙부분에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 입구에서 속도가 구동관로를 통해 나온 속도의 영향 때문이다. 입구속도의 단면적이 증가함에 따라 주관부 중앙부분에서의 높은 속도들이 넓게 분포되어 있는 것을 확인 할 수 있다. 구동관로의 끝단이 1.133인 지점에서 벽면에서의 속도가 가장 빠른 것을 볼 수 있다. 이것은 구동관로의 끝단이 1.133인 지점에 위치하였을 때 흡입 될 때의 속도가 빠르다는 것을 알 수 있다. 앞서 확인한 봐와 같이 속도벡터분포와 전압력분포에서 보았듯이 같은 결과를 확인 할 수 있다. 주관부의 하부에서는 최고 40%이상 속도 차이가 나고, 주관부 상부에서는 최고 35%까지 속도 차이가 나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 Fig. 3-48의 전압력분포 그래프에서도 확인 할 수 있다. Fig. 3-47은 350 mm 지점, 출구 쪽의 속도 분포를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 보듯이

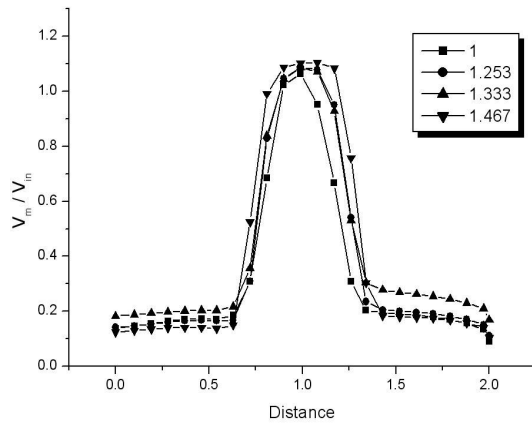
구동관로의 끝단이 1.133인 지점은 다른 지점에 비해 출구 속도가 균일하게 분포되어 있고, 주관부의 중앙에서의 속도가 가장 빠르게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 흡입관로에서 유체가 흡입하였을 때 일정하게 섞여 균일한 속도분포를 나타낸 것으로, 다른 구동관로의 끝단 보다 손실 값이 적다는 것을 의미하기도 한다. 이것은 Fig. 3-48의 전압력 분포도에서 확인 할 수 있다. 구동관로의 크기와 입구속도, 구동관로 끝단의 위치를 변화 시키면서 흡입관로의 곡률 부분이 끝나는 부분인 150 mm 지점과 입구에서 350 mm 지점인 출구에서의 속도와 전압력분포를 그래프로 확인하였다. 벽면에서의 흡인이 속도가 가장 좋은 구동관로의 끝단의 위치는 분사펌프의 구동관로와 주관부의 비가 1 : 3.25에서는 구동관로의 끝단의 위치가 1.333인 지점이 가장 좋았고, 분사펌프의 구동관로와 주관부의 비가 1 : 2.25에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점이 가장 좋았다. 분사펌프의 구동관로와 주관부의 비가 1 : 1.9에서는 구동관로 끝단의 위치가 1.133인 지점이 가장 좋았다. 주관부의 하부에서는 속도가 구동관로가 다른 위치에 있을 때 보다 평균 30% 이상 빠르고, 주관부 상부에서는 35%이상 속도가 빠른 것을 확인 할 수 있다. 이는 속도벡터분포도와 전압력분포도에서의 흡인이 가장 좋은 결과를 수치적으로 확인 할 수 있었다. 입구속도를 변경하여도 구동관로 각각 크기의 구동관로 끝단의 최적 위치는 동일한 것으로 확인되었다. 구동관로가 길어질수록 출구에서의 속도는 증가하나, 속도가 상부로 상승하는 현상이 발생하여 손실이 많이 일어나는 것을 확인 할 수 있었고, 그 현상으로 유량효율이 감소하는 것으로 생각된다. 주관부의 전압력분포 역시 구동관로의 끝단이 최적인 위치에서 전압력분포가 균일하게 분포되어, 출구 쪽에서 전압력분포가 중앙부분으로 분포되는 것을 확인 할 수 있었고, 이는 손실이 적을 것으로 생각된다.



(A) $V = 1$ m/s

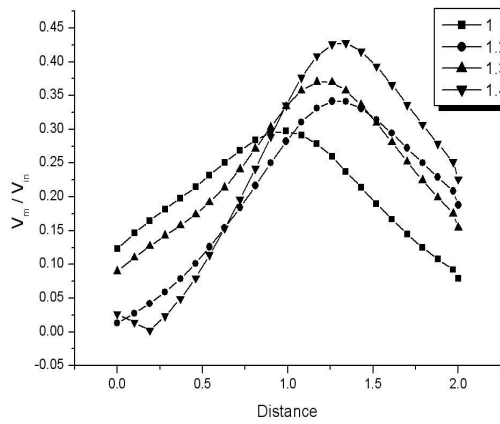


(B) $V = 2.1$ m/s

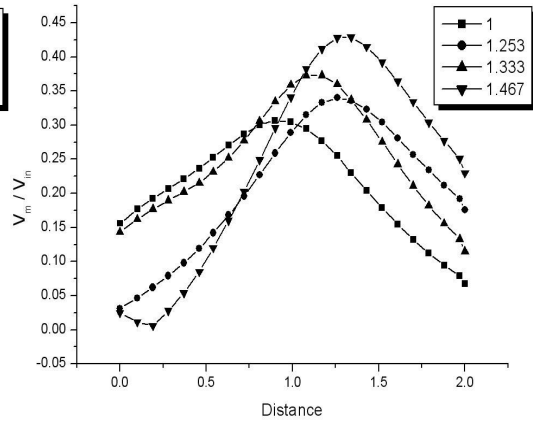


(C) $V = 2.55$ m/s

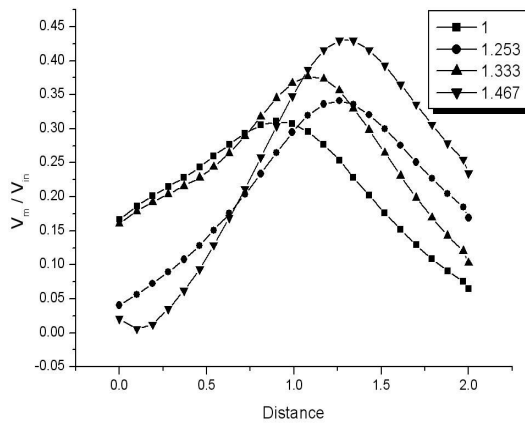
Fig. 3-37 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 3.25)$



(A) $V = 1 \text{ m/s}$

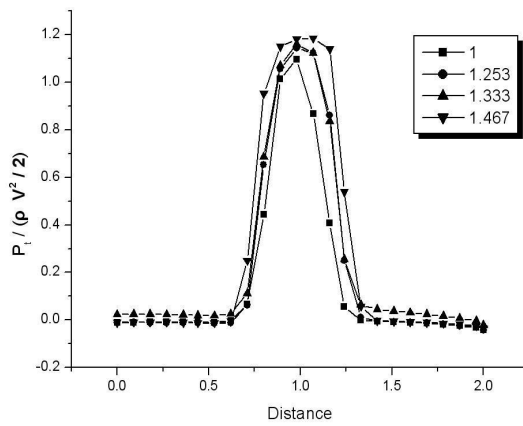
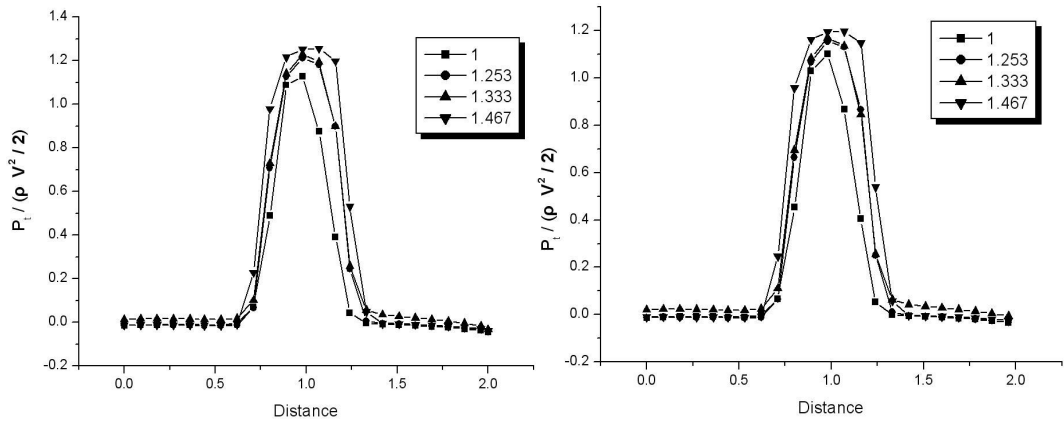


(B) $V = 2.1 \text{ m/s}$



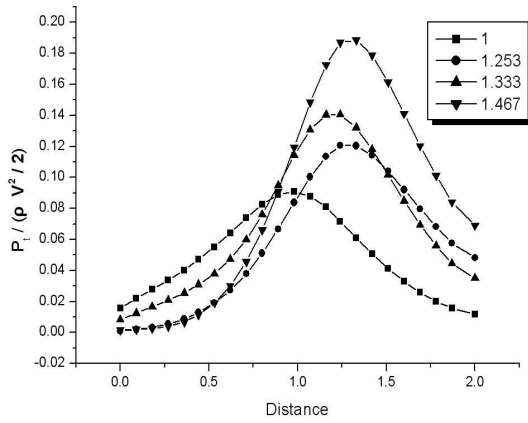
(C) $V = 2.55 \text{ m/s}$

Fig. 3-38 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 3.25)$

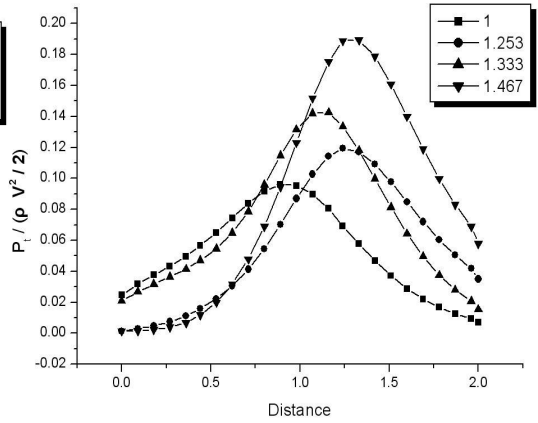


(C) $V = 2.55 \text{ m/s}$

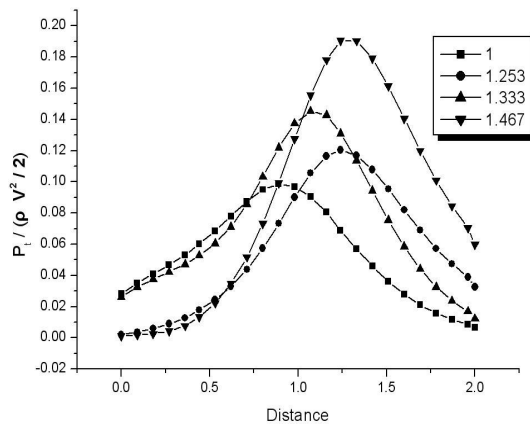
Fig. 3-39 Total Pressure of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 3.25)$



(A) $V = 1 \text{ m/s}$

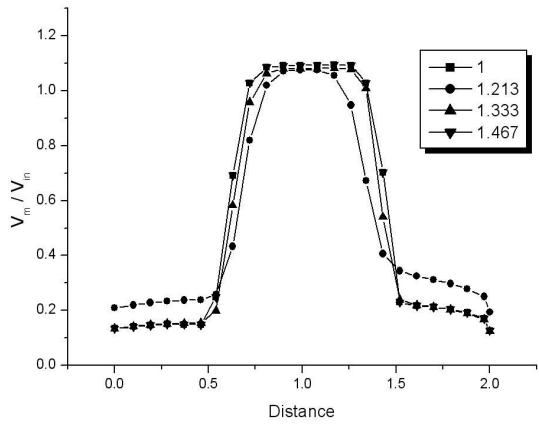


(B) $V = 2.1 \text{ m/s}$

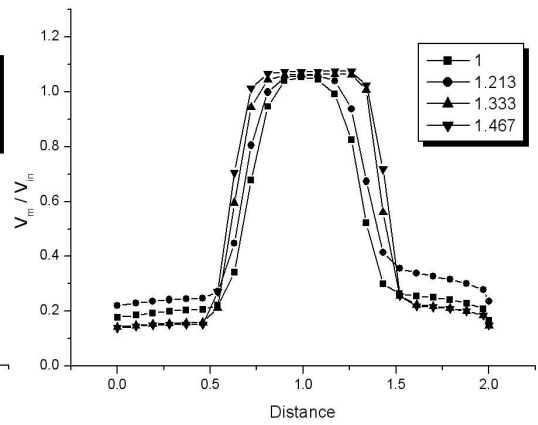


(C) $V = 2.55 \text{ m/s}$

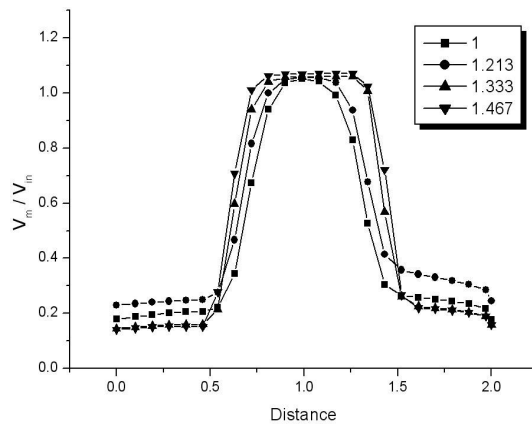
Fig. 3-40 Total Pressure of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 3.25)$



(A) $V = 1$ m/s

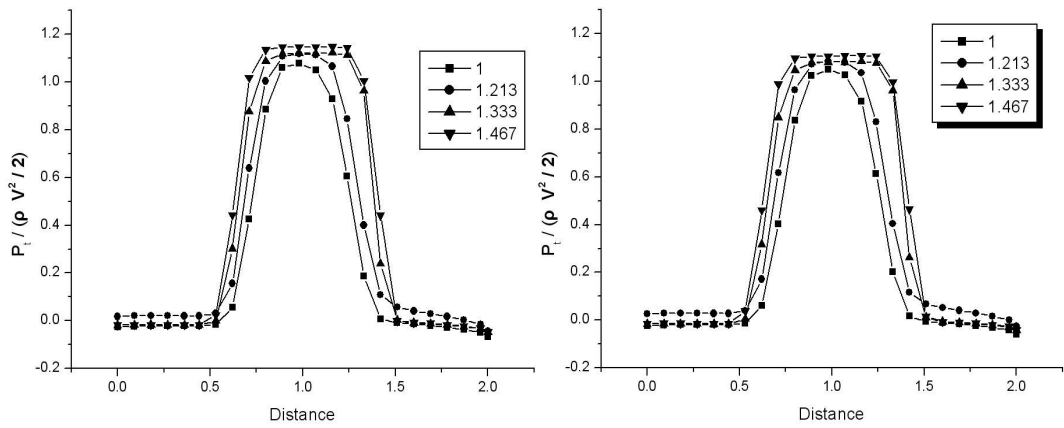


(B) $V = 2.1$ m/s



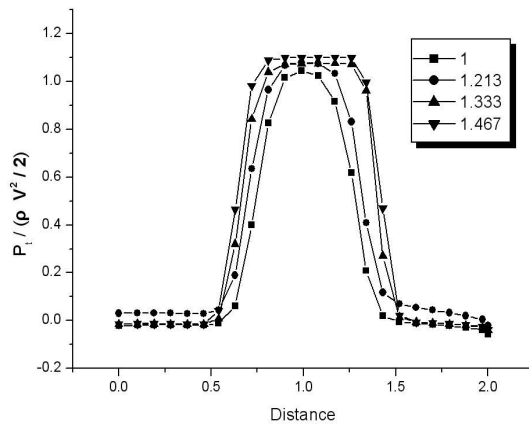
(C) $V = 2.55$ m/s

Fig. 3-41 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 2.25)$



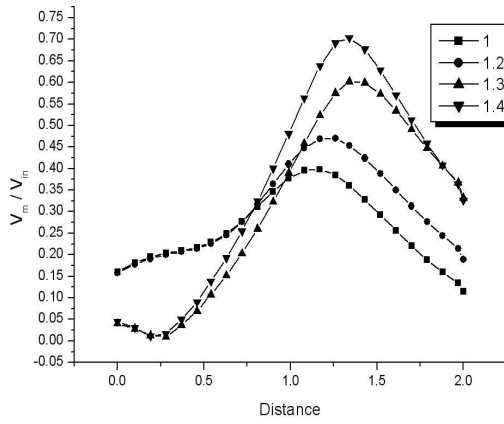
(A) $V = 1$ m/s

(B) $V = 2.1$ m/s

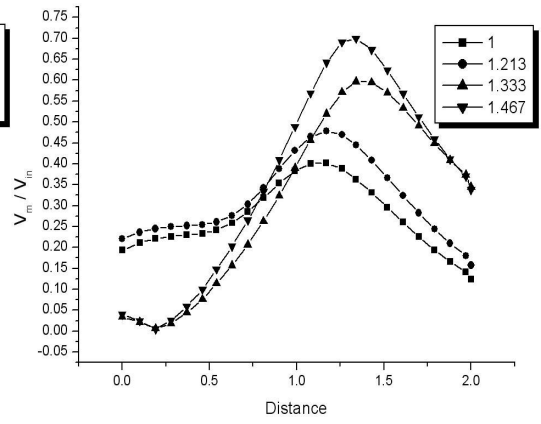


(C) $V = 2.55$ m/s

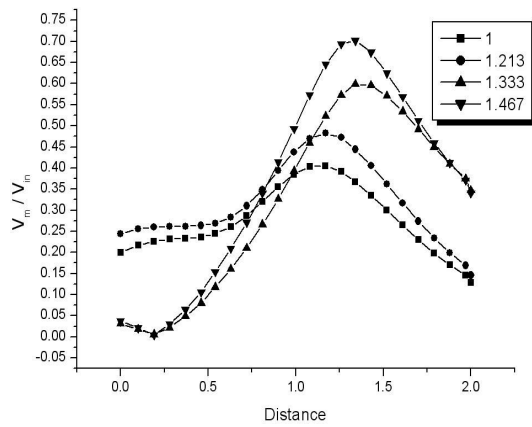
Fig. 3-42 Total Pressure of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 2.25)$



(A) $V = 1$ m/s

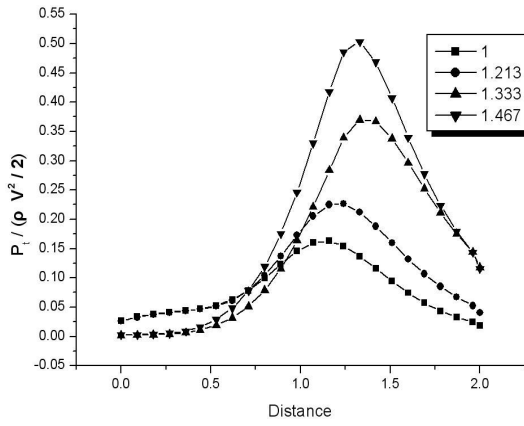


(B) $V = 2.1$ m/s

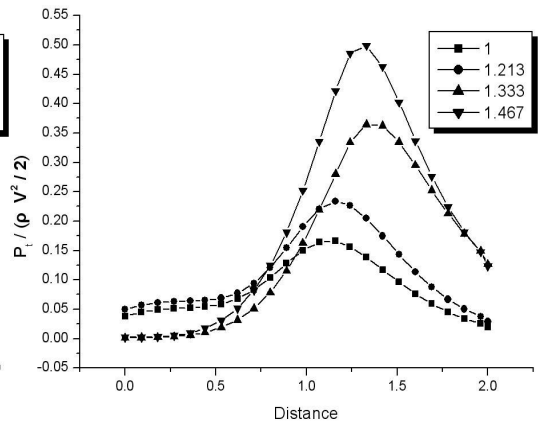


(C) $V = 2.55$ m/s

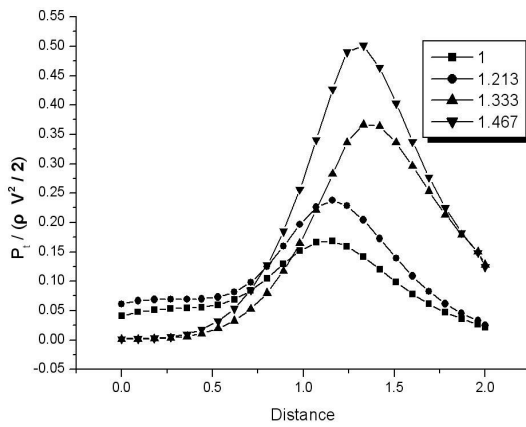
Fig. 3-43 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 2.25)$



(A) $V = 1 \text{ m/s}$

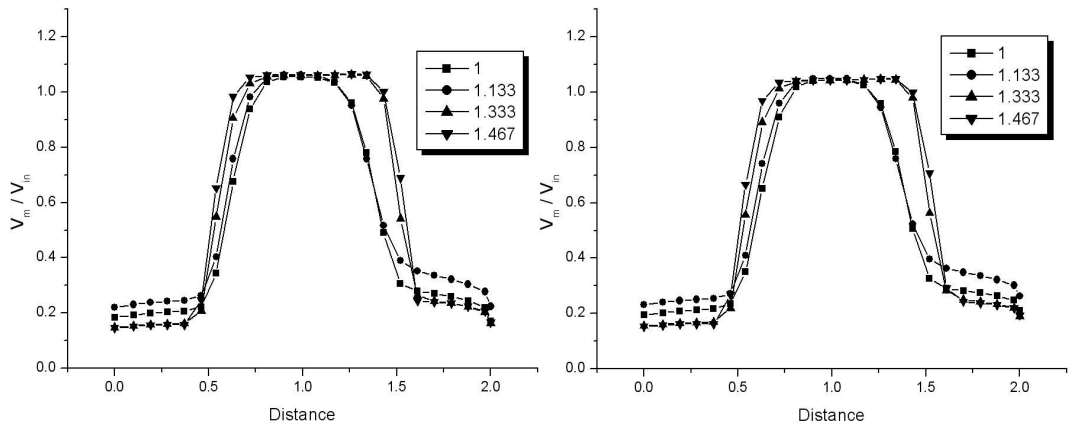


(B) $V = 2.1 \text{ m/s}$



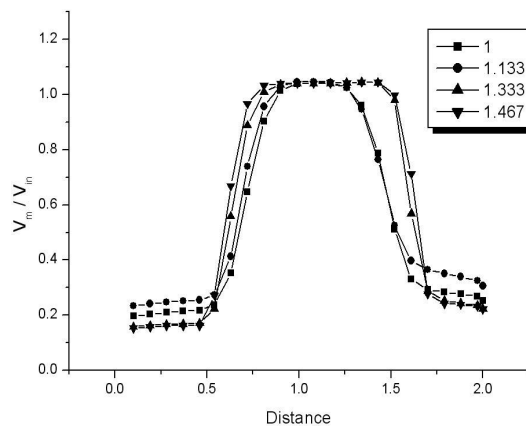
(C) $V = 2.55 \text{ m/s}$

Fig. 3-44 Total Pressure of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 2.25)$



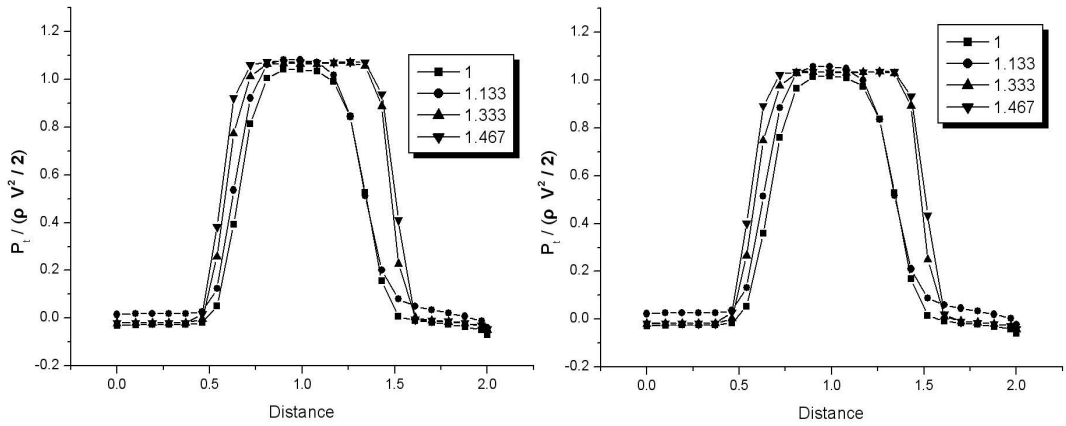
(A) $V = 1$ m/s

(B) $V = 2.1$ m/s



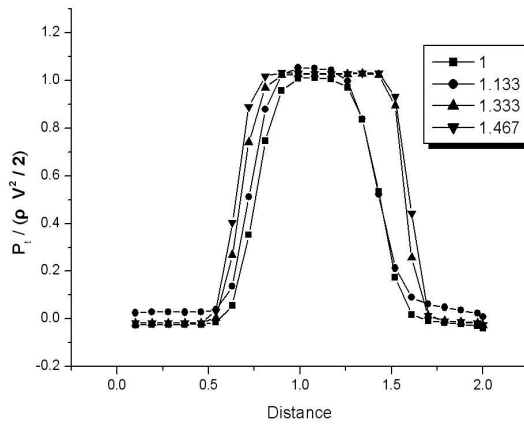
(C) $V = 2.55$ m/s

Fig. 3-45 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 1.9)$



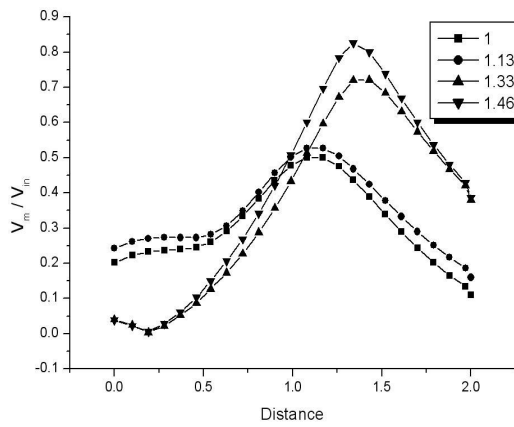
(A) $V = 1$ m/s

(B) $V = 2.1$ m/s

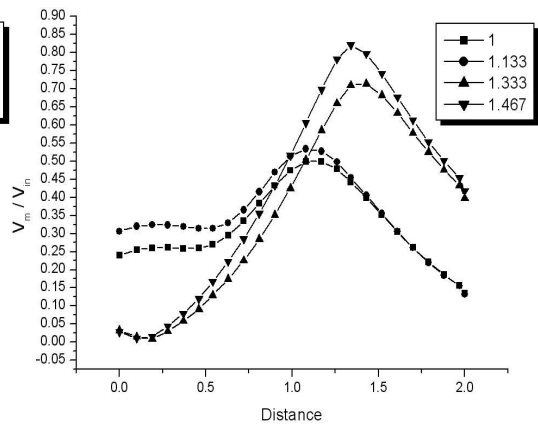


(C) $V = 2.55$ m/s

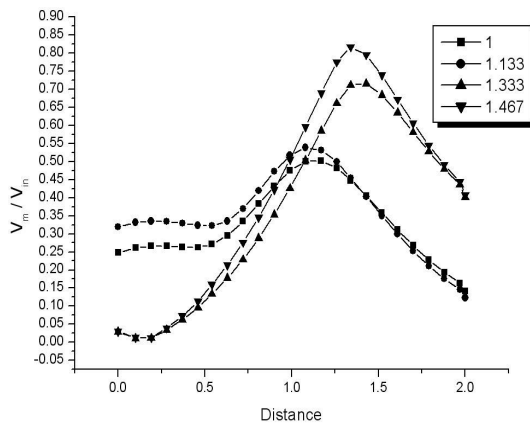
Fig. 3-46 Total Pressure of Distribution
 $(L = 150\text{mm } D_s : D_h = 1 : 1.9)$



(A) $V = 1$ m/s

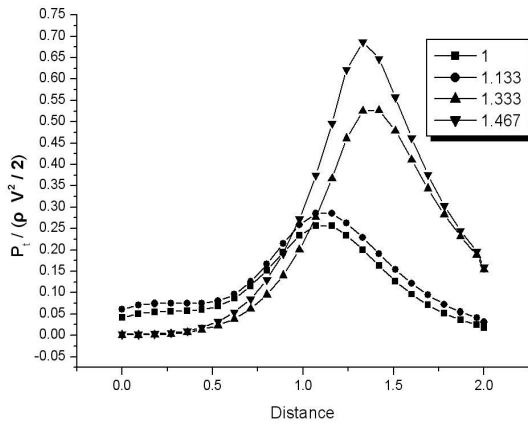


(B) $V = 2.1$ m/s

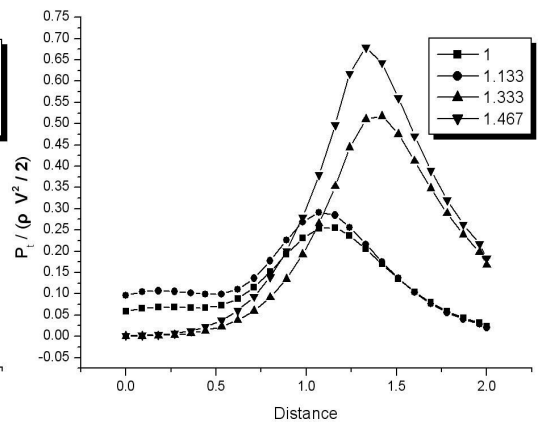


(C) $V = 2.55$ m/s

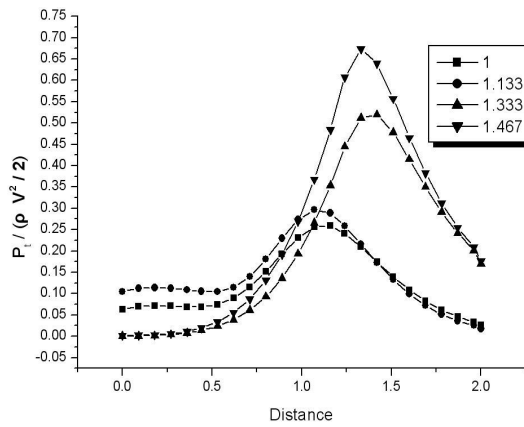
Fig. 3-47 Mean Velocity Vector of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 1.9)$



(A) $V = 1 \text{ m/s}$



(B) $V = 2.1 \text{ m/s}$



(C) $V = 2.55 \text{ m/s}$

Fig. 3-48 Total Pressure of Distribution
 $(L = 350\text{mm } D_s : D_h = 1 : 1.9)$

第 4 節 PIV 실험

Fig. 3-49는 실험에 사용하는 PIV(Particle Image Velocimetry) 시스템의 구성을 나타낸 것이다. 먼저 구동관로의 직경에 대해 입구조건의 유량을 일정하게 유지시키기 위해 정전압을 이용한 제어로 수중펌프로부터 나오는 유체의 속도를 일정하게 유지 시켰으며, 실험 계측 영역(Test Section)에 산란되는 입자를 가시화 시키고, 계측영역을 Sheet화 시켜 평면광을 만들어 내기 위해 공랭식 반도체 레이저와 LLS Probe(Laser Light Sheet Probe)를 사용하여 두께 약 3 mm의 Sheet Light를 해석영역 구간 내에 조명시켰다. 조명시킨 실험 계측 영역(Test Section) 구간은 고속도 카메라를 이용하여 프레임 시간을 적절히 조정하여 영상을 획득하여 Control Box에 저장 시키고, 영상정보의 상태를 확인한 후 원시영상을 디지털 신호로 변환시키기 위해 A/D 변환 Image Grabber를 사용하였다. 디지털 신호로 변환시킨 영상파일은 Frame 영상을 Field 분할하여 계조치 상호상관법을 적용시켜 입자에 대한 농도 분포를 분석하여 유동에 대한 속도분포를 추출하였다.

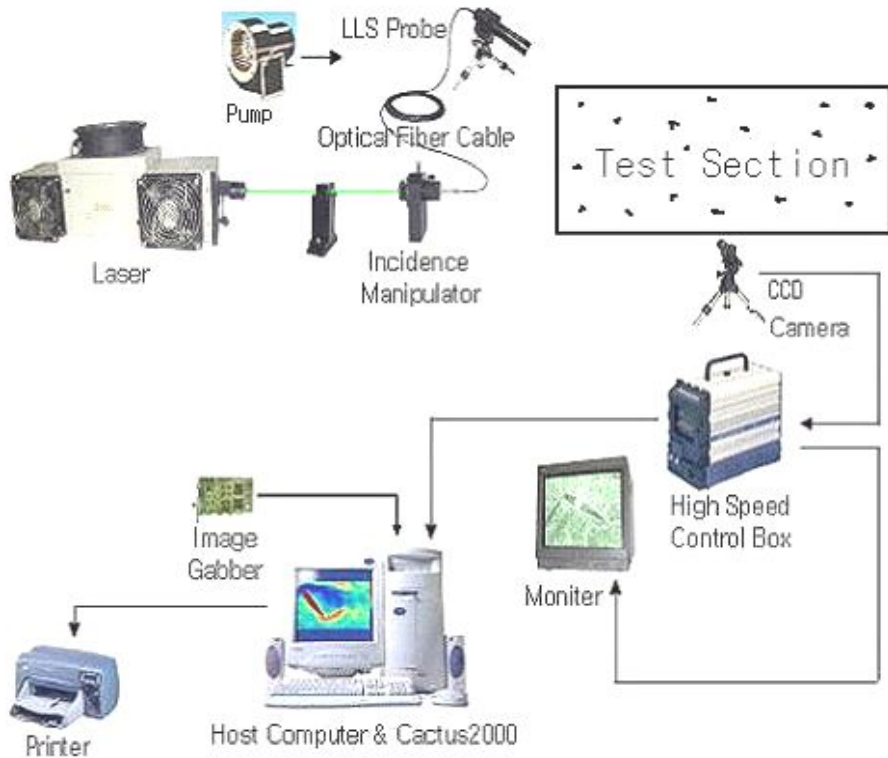


Fig. 3-49 Schematic Arrangement of PIV System

사용된 장비에 대한 세부 장치들에 대한 설명은 Table 1-5에 도시하였다.

실험 온도는 상온 20℃에서 ±1℃의 온도차를 유지시켰고, 구동 유체는 물을 이용하였으며 구동관로에 수중펌프를 이용하여 유동시켰다. 고속도 카메라에 측정된 실험 계측 영역(Test Section) 부분은 Mixing Area 350 × 300 mm²로 잡았으며, 속도에 대한 영향을 고려하여 고속도 카메라의 Frame 속도를 60 fps 로 설정하여 촬영하였다.

실험조건은 실제 제품에 설계되어있는 구동관로의 직경(D=14mm, 20mm, 24mm)에 대해서 실행하였고, 속도에 대한 조건은 3가지로 나누어서 분석하였는데 각각의 속도조건은 흡입되는 현상을 직접 가시적으로 확인한 후 입구속도 조건을 각각 V_1

= 1 m/s, $V_2 = 2.1$ m/s, $V_3 = 2.55$ m/s로 속도를 변화시키면서 Mixing Area 영역의 영상을 취득하였다. 이때의 계산영역에 적용한 시간 평균 프레임 수는 60 Frame으로 촬영된 영상은 컴퓨터 램(Computer RAM)에 일시 저장 후 다시 컴퓨터 하드 디스크(Computer Hard Disk)에 저장하였다.

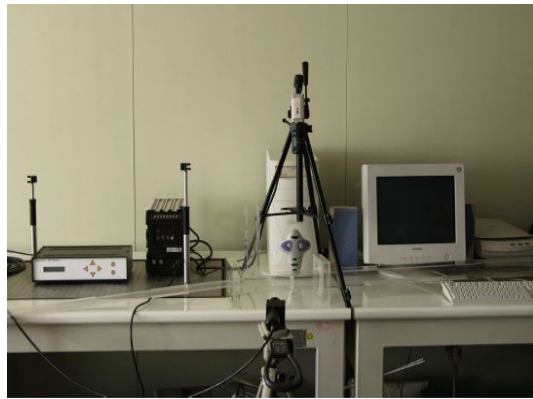
Table 1-5 PIV System Visualization Equipment

	Item	Specification
PIV System Equipments	Pump	AC 220V/60Hz 10W
	Probe	KANOMAX LLS Probe
	Laser	Diode Laser
	CAMERA	KODAK ES 1.0
	Image Grabber	Radeon X1600
	Computer	Pentium IV PC (CPU 3.2 GHz RAM 256M)
	Software	CACTUS'2000 (Cross-Correlation Algorithm)

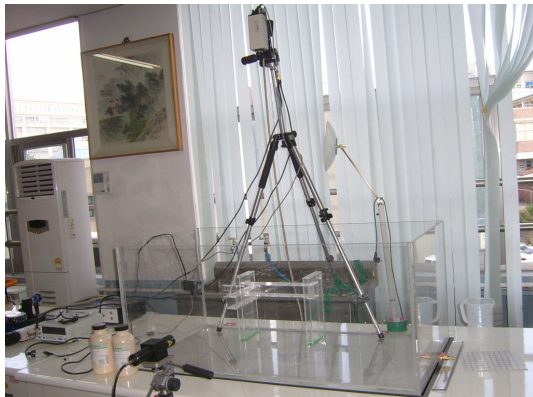
Host-Computer에 연결하여 CACTUS 3.2를 이용하여 유동특성을 해석하였다. Table 1-6은 PIV 실험에 적용한 확대관로의 수력직경에 대한 구동관로의 유량, 속도 및 Reynolds 수를 나타내고 있고, Fig. 3-50은 실제 설치된 분사펌프 실험장치의 사진을 보여주고 있다.

Table 1-6 Experiment Condition of Driving Flow

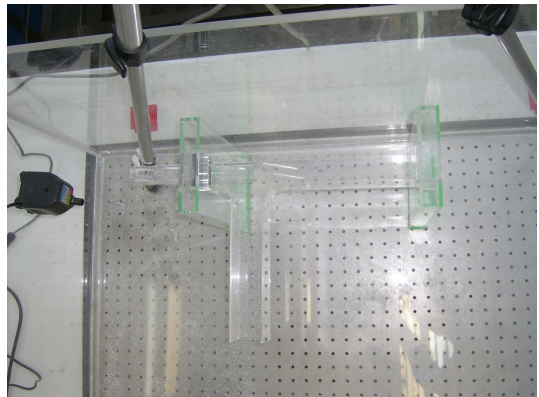
D_h / D_s	Q (m^3/s)	V_i (m/s)	Re. No
1.9	4.52×10^{-4}	1	26991
2.25	3.14×10^{-4}	1	22492
3.25	1.54×10^{-4}	1	7872



(A)



(B)



(C)

Fig. 3-50 Photograph of Experimental Equipment

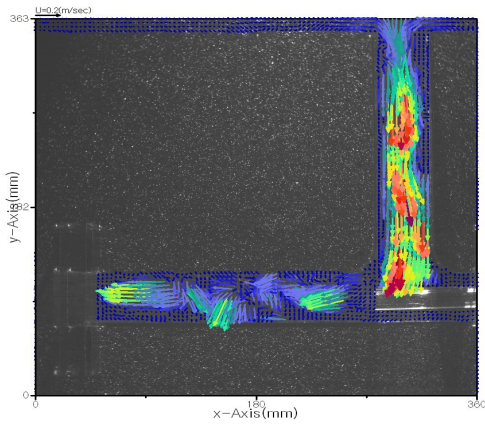
第 5 節 PIV 실험 결과

1. 수직 흡입관로에 대한 PIV 실험 결과

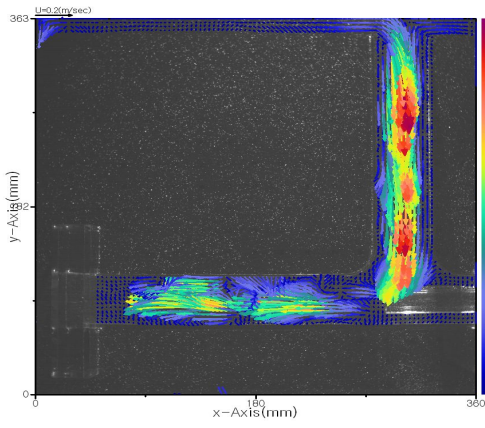
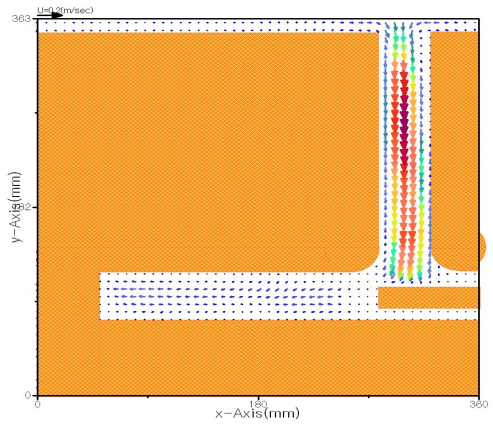
흡입관로의 각도가 90° 일 때, 구동관로를 통과한 후, 확대관로를 지나는 유동에 관해 확산효과를 고려하여 설계하였다. 입구 쪽 속도는 1 m/s 로 하였고, 발생하는 분 평균속도벡터를 CACTUS 3.2를 사용하여 분석하였다.

Fig. 3-51은 구동관로의 변화에 따른 평균속도 분포를 PIV(Particle Image Velocimetry) 실험을 통해 분석된 영상을 보여주고 있으며, 입구속도는 1 m/s 이고, 전 영역을 해석하였다. 왼쪽에 있는 그림은 분석한 값을 보여주는 것이고, 오른쪽 그림은 분석한 값에 대한 확실한 유맥선(Streak Line)을 보기위해 입자를 보정하였다. 흡입관로가 90° 일 경우 분사펌프를 PIV로 분석하여 유동분포를 보여준 것이다. 오른쪽 그림은 보면 흡입관로에서 유체가 빨리 들어가는 것을 확실히 볼 수 있다. 주관부에서는 입구에서 들어오는 유체와 흡입관로에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 것을 확인 할 수 없다. 이것은 평균벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않은 것으로 볼 수 있다. 그리고 출구에서 유체의 유동분포는 중앙으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. 왼쪽의 그림은 실제 유체가 움직이는 현상을 속도 벡터로 보여준 것으로 흡입관로에서 유체가 흡인되어 오는 현상을 확인 할 수 있다. 입구에서 들어오는 유체와 흡입관로에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이 현상 또한 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상으로 (A) 1 : 3.25에서 보다 입구 쪽에 가까운 부분에서 와류가 생성되고, 와류현상이

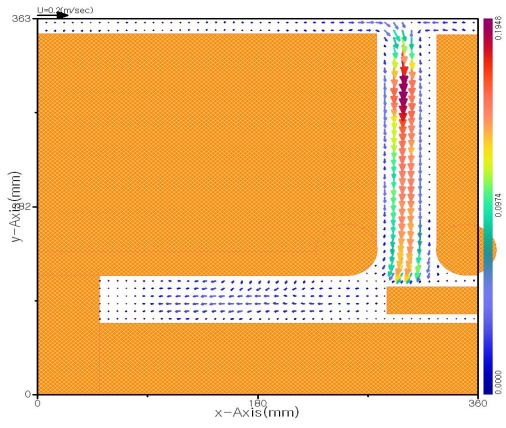
더 많이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 구동관로의 직경이 커지면서 입구에서 들어오는 유체가 많아져 이러한 유동현상이 나타나는 것으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 것을 확인 할 수 없다. 이것은 평균속도벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않은 것으로 볼 수 있다. 그리고 출구에서 유체의 유동분포는 중앙으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. 왼쪽의 그림은 실제 유체가 움직이는 현상을 속도벡터로 보여준 것으로 흡입관로에서 유체가 흡인되는 현상을 확인 할 수 있다. 입구에서 들어오는 유체와 흡입관로에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이 현상 또한 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상으로 (B) 1: 2.25에서 보다 입구 쪽에 가까운 부분에서 와류가 생성되고, 와류현상이 더 많이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 구동관로의 직경이 커지면서 구동관로에서 주관부로 유체가 나올 때 유체에 상대적으로 압력이 증가하면서 유체의 속도가 작아져서 이러한 유동현상이 나타나는 것으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 것을 확인 할 수 없다. 이것은 평균속도벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않으나 (C) 1 : 1.9에서는 와류의 발생 현상이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 구동관로가 커짐에 따라 구동관로에서 유체 나올 때 주관부에서 압력이 많이 발생하여 속도가 줄어들어 생기는 현상으로 생각된다. 그리고 출구에서 유체의 유동분포는 중앙부분으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. 분사펌프를 CFD에서 구동관로에 대한 확대관로 각각의 직경비와 속도변화, 구동관로 끝단의 위치를 분석하여 효율이 가장 좋은 1 : 3.25에서 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점, 1 : 2.25에서 구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점, 1 : 1.9에서 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점의 분사펌프의 입구속도를 1 m/s로 실험하여, 구동관로의 직경이 커짐에 따라 와류현상이 크게 발생되어 효율이 떨어지는 것을 확인 할 수 있었다.

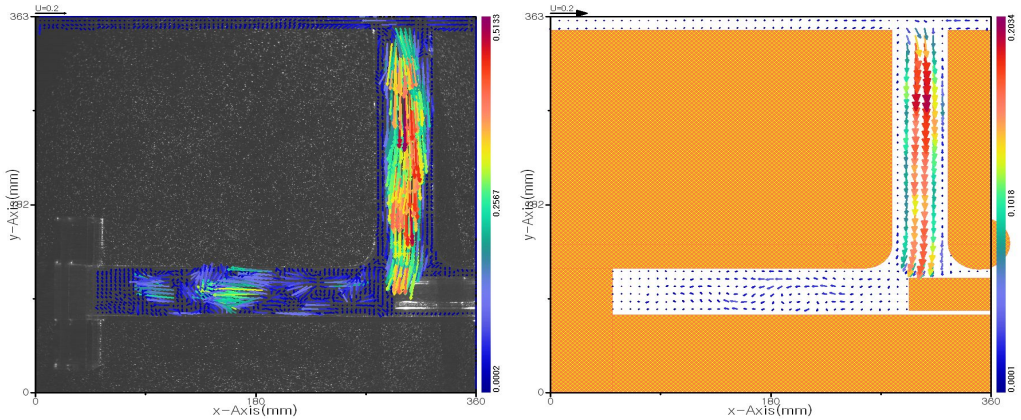


(A) 1 : 3.25



(B) 1 : 2.25

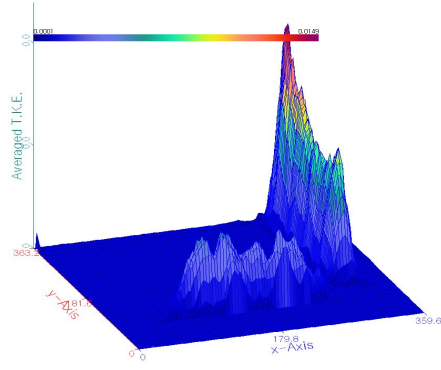




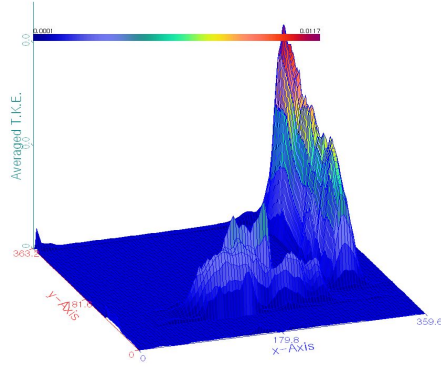
(C) 1 : 1.9

Fig. 3-51 Mean Velocity Vector by PIV (Vertical Suction Pipe)

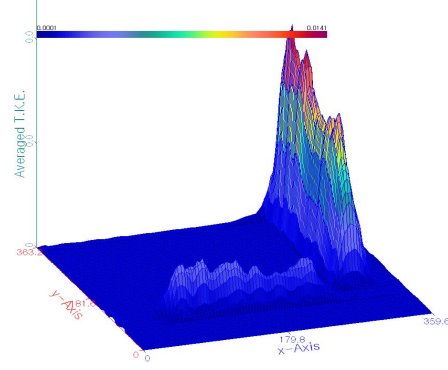
Fig. 3-52는 PIV 실험을 분석한 운동에너지 값이다. 그림에서 보면 흡입관로에서의 운동에너지 값은 크게 나타나는 것으로 보인다. 이것은 흡입관로에서 흡인이 잘되고 있다는 것을 의미한다. 흡입관로에서의 운동에너지는 (C) 1 : 3.25에서 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 높게 나타난다. 그래서 (C) 1 : 3.25에서 흡인이 가장 좋을 것을 알 수 있다. 주관부에서는 (C) 1 : 3.25에서 운동에너지가 가장 작게 나오고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 크게 나타난다. 운동에너지가 높다는 말은 입자의 운동이 활발하게 이루어진다는 의미로 볼 수 있다. 이것을 다른 말로 하면 와류의 속도가 높다는 의미로 해석 할 수 있다. Fig. 3-53에서 이 말을 확인할 수 있다. 흡입관로에서 난류 크기를 보면 흡입관로와 주관부가 만나는 부분에서 난류가 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 흡인되는 유체와 주관부의 유체가 만나면서 생기는 현상인 것을 알 수 있다. 주관부에서의 난류가 크다는 의미는 손실되는 양이 많다는 것으로 판단 할 수 있다. (C) 1 : 3.25에서 난류의 분포가 가장 적게 나타나는 것이 확인되고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 크게 나타난다.



(A) 1 : 1.9

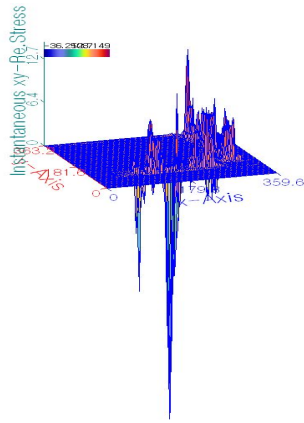


(B) 1 : 2.25

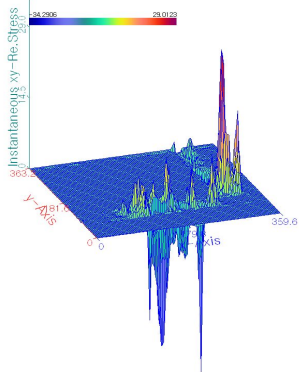


(C) 1 : 3.25

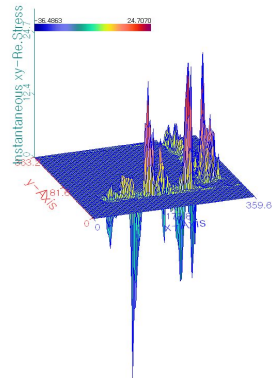
Fig. 3-52 Mean Total Kinematic Energy by PIV (Vertical Suction Pipe)



(A) 1 : 1.9



(B) 1 : 2.25



(C) 1 : 3.25

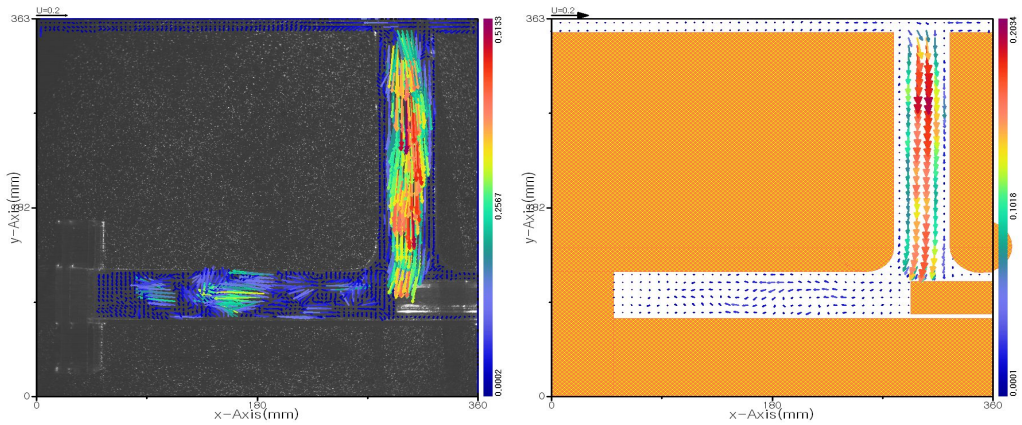
Fig. 3-53 Turbulent Kinetic Energy by PIV (Vertical Suction Pipe)

2. 구동관로 끝단의 위치변화에 대한 PIV 실험 결과

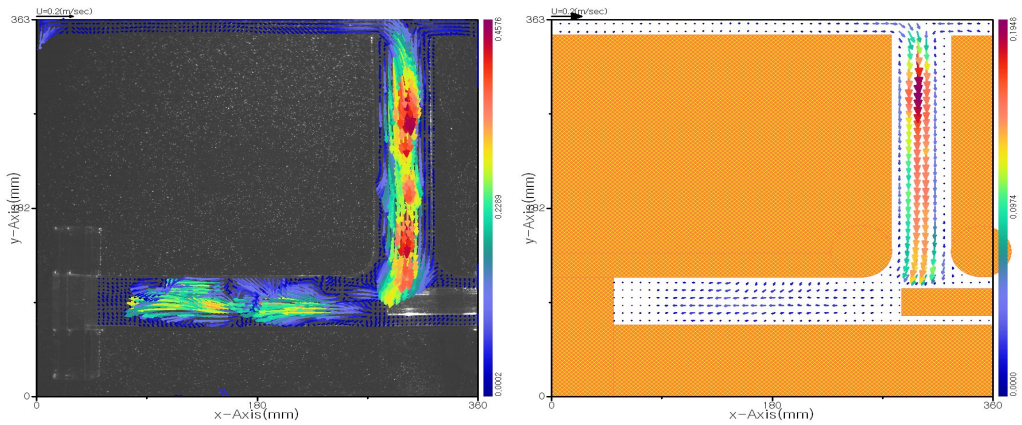
구동관로에 대한 확대관로의 비는 1 : 1.9, 1 : 2.25, 1 : 3.25로서 구동관로를 통과한 후 확대관로를 지나는 유체의 유동에 관해 확산효과를 고려하여 설계하였다. 입구 쪽 속도는 1 m/s 로 하였고, 발생하는 분 평균속도벡터를 CACTUS 3.2를 사용하여 분석하였다. Fig. 3-54는 각각의 직경비에 대한 구동관로 끝단의 최적의 위치에서 PIV(Particle Image Velocimetry) 실험의 결과를 분석한 영상을 보여주고 있으며, 입구속도는 1 m/s이고, 분사펌프의 전 영역을 해석하였다. 왼쪽에 있는 그림은 분석한 값을 보여주는 것이고, 오른쪽 그림은 분석한 값에 대한 확실한 유맥선(Streak Line)을 나타내기 위해 평균속도벡터로 입자를 보정하였다. (C)는 구동관로에 대한 확대관로의 비가 1 : 3.25이고, 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점에서의 분사펌프를 PIV로 분석하여 유동분포를 보여준 것이다. 오른쪽 그림을 보면 흡입관로에서 유체가 흡인 되는 것을 확실히 볼 수 있다. 주관부에서는 입구에서 들어오는 유체와 흡입관로에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있는데 이것은 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상(渦流現象)으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 것을 확인 할 수 없다. 이것은 평균속도벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않은 것으로 볼 수 있다. 출구에서 유체의 유동분포는 중앙부분으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. (B)는 구동관로에 대한 확대관로의 비가 1 : 2.25이고, 구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점에서의 분사펌프를 PIV로 분석하여 유동분포를 보여준 것이다. 왼쪽의 그림은 실제 유체가 움직이는 현상을 속도벡터로 보여준 것으로 흡입관로에서 유체가 흡인되는 현상을 확인 할 수 있다. 입구에서 들어오는 유체와 흡입관로에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이 현상 또한 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상으로 (C) 1 : 3.25에서 보다 입구 쪽

에 가까운 부분에서 와류가 생성되고, 와류현상이 더 많이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 구동관로의 직경이 커지면서 입구에서 들어오는 유체가 많아져 이러한 유동현상이 나타나는 것으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 주관부의 중앙부분 위쪽에서 조금 발생하는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 평균속도벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않은 것으로 볼 수 있다. 그리고 출구에서 유체의 유동분포는 중앙으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. (A)는 구동관로에 대한 확대 관로의 비가 1 : 1.9를 CFD 실험 결과에서 효율이 가장 좋은 구동관로 끝단의 위치가 1.133인 지점에서의 분사펌프를 PIV로 분석하여 유동분포를 보여준 것이다. 왼쪽의 그림은 실제 유체가 움직이는 현상을 속도벡터로 보여준 것으로 흡입관로에서 유체가 흡인되어 오는 현상을 확인 할 수 있다. 입구에서 들어오는 유체와 흡입관에서 들어오는 유체가 만나는 부분인 주관부의 중앙부분에서 와류가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이 현상 또한 입구에서의 나가는 유체와 출구에서의 압력이 서로 관성이 작용하여 생기는 와류현상으로 (B) 1 : 2.25에서 보다 입구 쪽에 가까운 부분에서 와류가 생성되고, 와류현상이 더 많이 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 구동관로의 직경이 커지면서 구동관로에서 주관부로 유체가 나올 때 유체에 상대적으로 압력이 증가하면서 유체의 속도가 작아져서 이러한 유동현상이 나타나는 것으로 생각된다. 평균속도벡터에서 유동현상을 확실히 보기 위해 보정한 오른쪽 그림을 보면 주관부에의 와류현상이 일어나는 것을 확인 할 수 없다. 이것은 평균속도벡터를 나타내는 것이기 때문에 와류현상은 실제 유체의 유동에서는 크게 발생하지 않으나 1 : 1.9에서는 와류의 발생 현상이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 구동관로의 직경이 커짐에 따라 구동관로에서 유체가 나올 때 주관부에서 압력이 크게 발생하여 유체의 속도가 감소하여 발생하는 현상으로 생각된다. 출구에서 유체의 유동분포는 중앙부분으로 흐르는 것을 확인 할 수 있었다. 분사펌프를 CFD 실험에서 구동관로에 대한 확대관로의 각각의 직경비와 속도변화, 구동관로 끝단의 위치를 분석하여 효율이 가장 좋은 1 : 3.25에서 구동관로 끝단의 위치가 1.333인 지점, 1 : 2.25에서

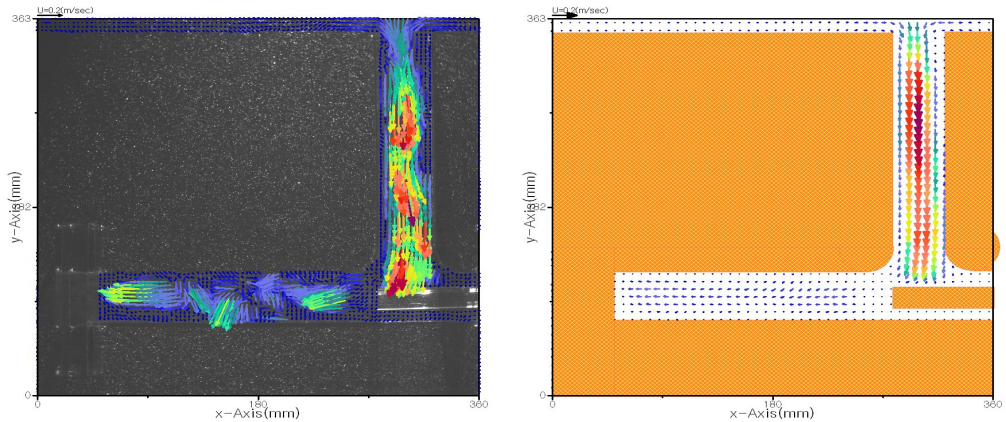
구동관로 끝단의 위치가 1.213인 지점, 1 : 1.9에서 구동관로 끝단의 위치가 1.467인 지점에 대해 분사펌프 구동관로의 입구속도를 1 m/s로 하여 PIV 실험을 하였다. 구동관로의 직경이 커짐에 따라 와류현상이 크게 발생되어 효율이 감소하는 것을 확인 할 수 있었다.



(A) 1 : 1.9



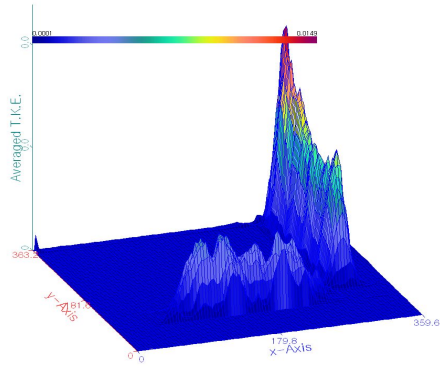
(B) 1 : 2.25



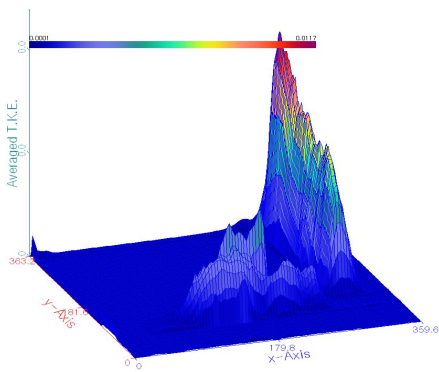
(C) 1 : 3.25

Fig. 3-54 Mean Velocity Vector by PIV (Driving Pipe)

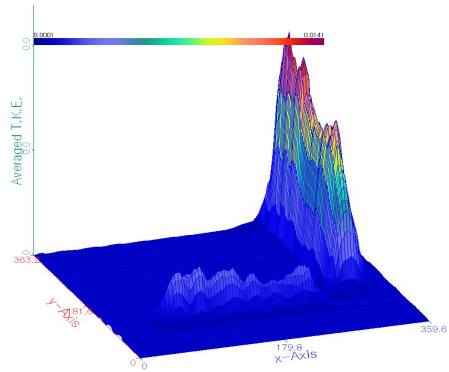
Fig. 3-55는 PIV 실험 결과를 분석한 운동에너지 값이다. 그림에서 보면 흡입관로에서의 운동에너지 값은 크게 나타나는 것으로 보인다. 이것은 흡입관로에서 흡인이 잘되고 있다는 것을 의미한다. 흡입관로에서의 운동에너지는 (C) 1 : 3.25에서 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 나타난다. 그래서 (C) 1 : 3.25에서 흡인이 가장 좋을 것을 알 수 있다. 주관부에서는 (C) 1 : 3.25에서 운동에너지가 가장 작게 나타나고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 크게 나타난다. 운동에너지가 높다는 말은 입자의 운동이 활발하게 이루어진다는 의미로 볼 수 있다. 이것을 다른 말로 하면 와류의 속도가 크다는 의미로 해석 할 수 있다. Fig. 3-56은 흡입관로에서 난류 크기를 보면 흡입관로와 주관부가 만나는 부분에서 난류가 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이는 흡인되는 유체와 주관부의 유체가 혼합되면서 발생하는 현상인 것을 알 수 있다. 주관부에서의 난류가 크다는 의미는 손실 유량이 크다는 것을 의미한다. (C) 1 : 3.25에서 난류의 분포가 가장 적게 나타나는 것이 확인되었고, (B) 1 : 2.25, (A) 1 : 1.9 순으로 나타난다.



(A) 1 : 1.9

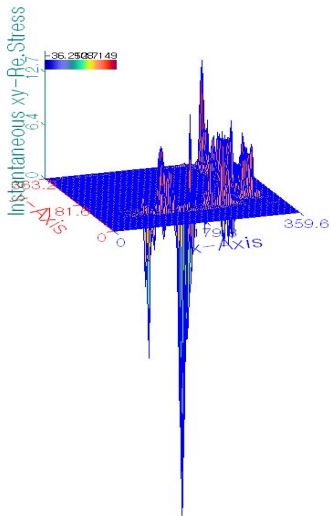


(B) 1 : 2.25

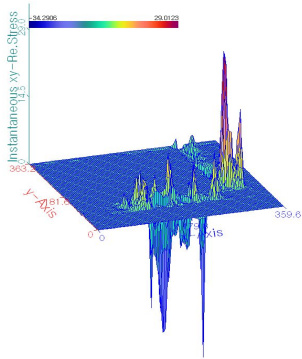


(C) 1 : 3.25

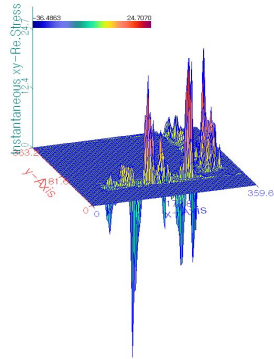
Fig. 3-55 Mean Total Kinematic Energy by PIV (Driving Pipe)



(A) 1 : 1.9



(B) 1 : 2.25



(C) 1 : 3.25

Fig. 3-56 Turbulent Kinetic Energy by PIV (Driving Pipe)

第 4 章 유량효율

第 1 節 수직 흡입관로의 유량효율

Fig. 4-1은 수직 흡입관로와 입구조건에 따라 출구유량의 비를 무차원화 하여 유량효율을 나타낸 것이다.

입구유량의 조건 $Q_1 = 0.0004 \text{ kg/s}$, $Q_2 = 0.0009 \text{ kg/s}$, $Q_3 = 0.001 \text{ kg/s}$ 일 때, 유량효율은 $\eta_1 = 1.559$, $\eta_2 = 1.743$, $\eta_3 = 1.948$ 이었다. 입구조건에 유량을 증가시킬수록 유체의 속도는 증가하고 흡입관로에서 흡입되는 유체의 유량효율은 더 높아짐을 알 수 있었다.

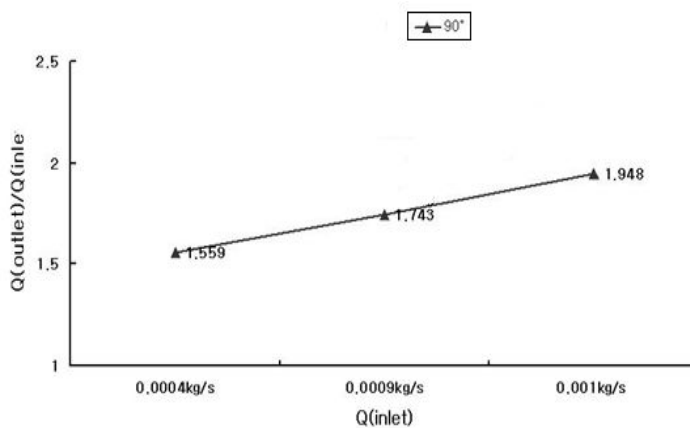
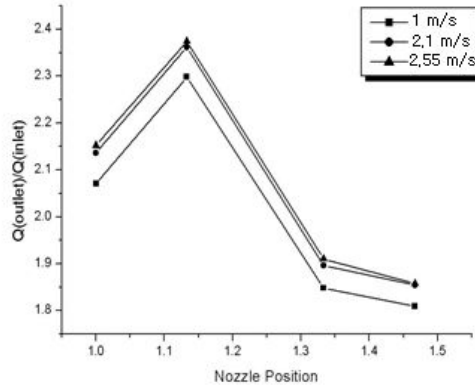


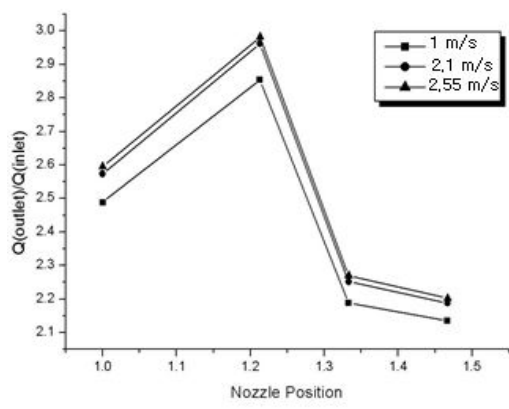
Fig. 4-1 Flux Efficiency (Vertical Suction Pipe)

第 2 節 구동관로 끝단의 위치변화에 대한 유량효율

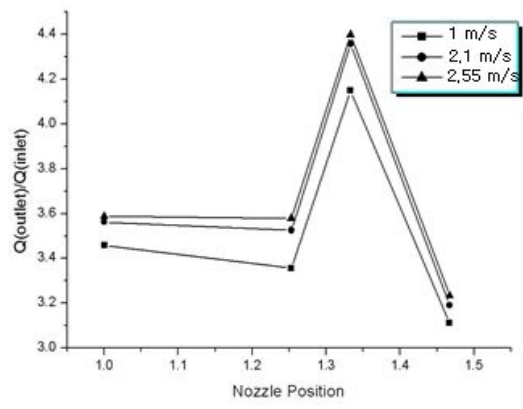
Fig. 4-2는 구동관로 끝단의 위치변화와 직경비의 변화, 그리고 입구속도의 변화에 따른 출구유량의 비를 무차원화 하여 유량효율을 나타 낸 것이다. 구동관로의 직경비의 조건이 (C) 1 : 3.25에서의 입구 속도조건은 $V_1 = 1$ m/s, $V_2 = 2.1$ m/s, $V_3 = 2.55$ m/s 이었을 때, 유량효율이 가장 좋은 구동관로의 위치는 1.133 인 지점에서 $\eta_1 = 4.150$, $\eta_2 = 4.358$, $\eta_3 = 4.399$ 값을 나타내었으며, 구동관로의 직경비 조건이 (B) 1 : 2.25에서의 입구 속도조건은 $V_1 = 1$ m/s, $V_2 = 2.1$ m/s, $V_3 = 2.55$ m/s 이었을 때, 유량효율이 가장 좋은 구동관로의 위치는 1.213 인 지점에서 유량효율은 $\eta_1 = 2.854$, $\eta_2 = 2.962$, $\eta_3 = 2.982$ 값으로 나타났고, 구동관로의 직경비 (A) 1 : 1.9에서의 입구 속도조건은 $V_1 = 1$ m/s, $V_2 = 2.1$ m/s, $V_3 = 2.55$ m/s 이었을 때, 유량효율이 가장 좋은 구동관로의 위치는 1.133 인 지점에서 유량효율은 $\eta_1 = 2.298$, $\eta_2 = 2.362$, $\eta_3 = 2.374$ 값을 나타내었다. 구동관로의 직경이 작을수록 같은 유량조건으로 실험을 하였을 때, 유량효율이 가장 높은 값을 가지는 구동관로의 직경비 1 : 3.25 이었으며, 입구조건이 유량이 증가 할수록 유체의 속도는 빨라지면서 분지관에서 흡입되는 유체의 유량은 더 증가 하는 것을 확인 할 수 있었다. 구동관로의 크기가 길어진 경우에 분지관의 영향으로 오히려 유량효율을 감소시키는 현상을 일으켰다. 또한 구동관로의 크기가 커질수록 유입되는 유량에 비해 유량효율은 떨어지는 것을 확인 할 수 있었다. 따라서 각각의 직경비에 유량효율을 높이려면 최적의 구동관로 끝단의 위치를 찾아야 하며, 구동관로의 직경이 작을수록 구동관로의 위치는 흡입관로의 중앙부분보다 길게 위치해야하고, 구동관로의 직경이 클수록 구동관로의 위치는 흡입관로의 중앙부분에 가까워야한다. 구동관로의 직경이 작고 속도가 빨라질수록 흡입되는 유량효율은 증가하는 것을 확인 할 수 있었다.



(A) 1 : 1.9



(B) 1 : 2.25

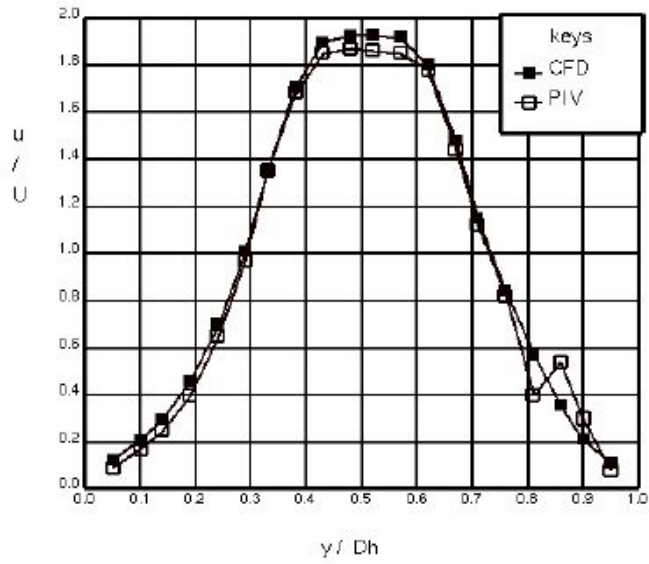


(C) 1 : 3.25

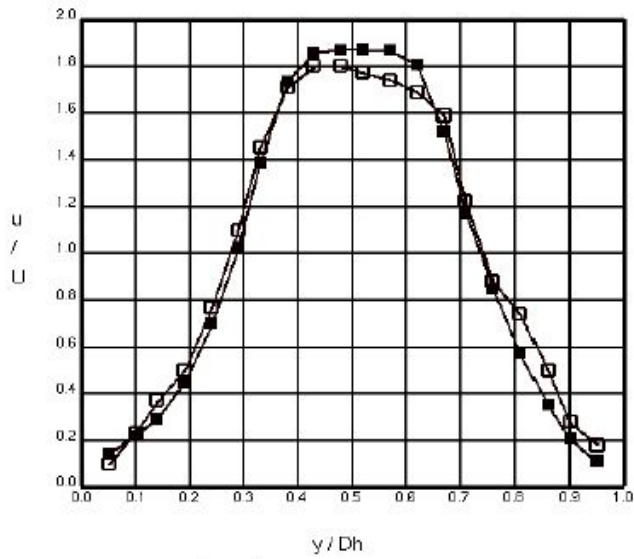
Fig. 4-2 Flux Efficiency (Driving Pipe)

第 5 章 CFD와 PIV 결과 비교 분석

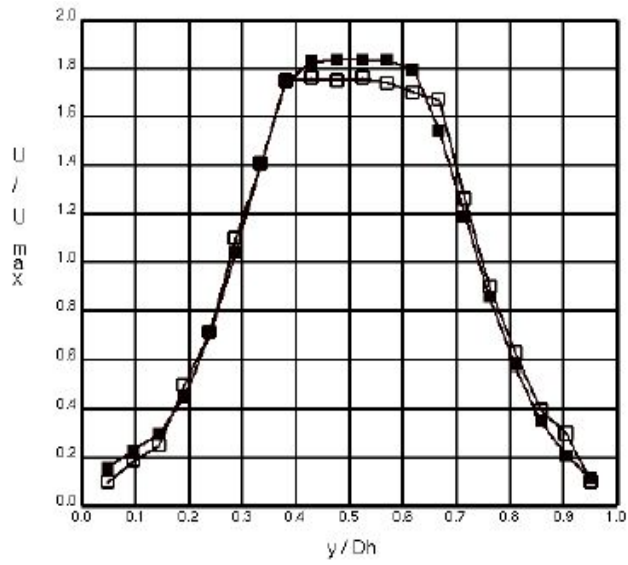
Fig. 5-1은 구동관로의 직경비 1 : 1.9의 조건에서 속도조건은 $V_1 = 1 \text{ m/s}$, $V_2 = 2.1 \text{ m/s}$, $V_3 = 2.55 \text{ m/s}$ 이고, 구동관로 끝단의 위치가 1.467 일 때, CFD 수치해석 결과와 PIV 분석 결과의 차이를 확인하고, 실험 결과의 검증을 나타내기 위해 두 가지 값을 임의의 지점을 선정하여 비교하여 분석하였다. 비교 지점은 구동관로와 확대관로가 만나는 지점을 ($L = 0\text{mm}$) 시작으로, 구동관로에서 유체가 빠져나온 지점으로부터 확대관로의 거리 $L = 100\text{mm}$ 인 지점에 대한 평균속도 분포를 비교 및 분석하였는데, 이 부분을 선정한 이유는 수치해석에서 정상상태로 가정하였고, 구동관로에서 유체가 빠져나온 부분이 분지관의 영향으로 인한 유동패턴의 영향이 어느 정도 안정성을 찾아가는 구간이라 생각하였기 때문에 이 부분을 선정하였다. 확대관로의 높이에 대한 각 지점의 비($\frac{y}{D_h}$)가 벽면에 가까워지는 0.1 ~ 0.3, 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 최대의 유속지점들에 대한 CFD 수치해석 결과와 PIV 실험 결과를 비교해 볼 때, 실험값이 수치해석 값보다 더 작은 값을 나타내는 것도 이러한 이유 때문이라 생각된다. 이는 실험조건하에서 발생하는 여러 가지 제반 손실이 발생된다는 것을 감안하지 못했기 때문이다. CFD 실험에 의한 평균속도 값은 $V_1 = 1 \text{ m/s}$, $V_2 = 2.1 \text{ m/s}$, $V_3 = 2.55 \text{ m/s}$ 이며, PIV 실험에 의한 평균속도 값은 $V_1 = 1 \text{ m/s}$, $V_2 = 2.1 \text{ m/s}$, $V_3 = 2.55 \text{ m/s}$ 이다. $L = 100 \text{ mm}$ 인 지점에서 얻어진 CFD와 PIV의 평균속도 값에 관한 일치도는 평균 95%이며, 이 결과는 CFD 수치해석 결과와 PIV 실험 결과가 어느 정도 일치한다는 것을 나타내고 있으므로, 수치해석을 통해 얻어진 CFD 실험 결과의 값도 신뢰도가 인정된다고 생각되며, 분사펌프 유동특성 및 유량효율의 증가에 대한 분석을 수치해석을 이용하여 분사펌프의 장치에 대한 최적의 설계구현이 가능하리라 생각된다.



(A) $V=1\text{m/s}$



(B) $V=2.1\text{m/s}$



(C) $V=2.55\text{m/s}$

Fig. 5-1 Velocity Distribution by CFD and PIV ($D_s : D_h = 1 : 1.9$)

第 6 章 结 论

최적의 설계구현을 위해 CFD 실험과 PIV 실험을 이용하여 수직 흡입관로에 대하여 평균속도, 정압력분포, 전압력분포, 난류운동에너지, 난류점도를 분석 및 고찰하였으며, 구동관로의 직경비 1 : 1.9, 1 : 2.25, 1 : 3.25에 대한 분사펌프의 유동특성을 입구조건과 구동관로 끝단의 위치를 변화시키면서, 평균속도, 전압력분포를 CFD 실험을 통해 각각의 구동관로의 직경비에 따른 구동관로 끝단의 최적위치를 분석하고, 다시 PIV 실험을 통해 분석 및 고찰하였다. 본 실험의 결론은 다음과 같았다.

- (1) 수직 흡입관로 입구조건의 유량을 증가시킬수록 유체의 속도는 증가하고 수직 흡입관로에 흡입되는 유체의 유량효율은 더 높아지는 것을 알 수 있었다.
- (2) 구동관로의 직경비 1 : 1.9, 1 : 2.25, 1 : 3.25의 각 구동관로 끝단의 위치가 각각 1.133, 1.213, 1.333에 위치했을 때 흡인효과가 가장 크게 나타났으며, 이때 흡인효과는 속도변화와는 무관하였다.
- (3) 유량효율은 구동관로의 직경이 커질수록 감소하고, 반면 레이놀즈수가 커지면 증가하였다.
- (4) 구동관로의 끝단이 수직 흡입관로의 중앙부분에 위치하였을 때 최적의 위치보다 평균 11% 유량효율이 감소하였으며, 최적의 위치보다 길어지면 평균 23% 유량효율이 감소되었다.
- (5) 구동관로에서 발생하는 흡입현상은 곡률 처리된 구동관로와 확대관로가 교차점에서 형성된 와류의 발생은 속도가 증가 할수록 커진다.
- (6) PIV 측정결과 벽면전단력에 의한 영향으로 레이놀즈 수가 증가할 때 벽면 가까이에서 속도벡터의 와류가 형성되었다.
- (7) 흡입효율을 증가시키기 위해 에너지 소산을 줄이기 위한 방법으로 확대관로의 적정 지점에서 노즐형상을 구현하는 것이 필요하다.

참 고 문 헌

- 1) J. H. Keenan, E. P. Neumann, and F. Lustwerk, 1950, "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment", Journal of Applied Mechanics, Vol. 17, No. 3, pp. 299~309.
- 2) Chen, F. C., Hsu, C. T., 1987, "Performance of ejector heat pumps", Energy Research, Vol. 11, pp. 289~300.
- 3) Fluegel, Gustav, 1939, "Berechnung von Strahlapparaten", VDI-Forschungsheft 395 Ausgabe B Band 10 March/April.
- 4) Sun. D. W. and Eames. I. E., 1995, "Recent Developments in the Design Theories and Applications of Ejectors-Areview", Journal of the Institute of Energy, Vol. 68, June, pp. 665~676.
- 5) Witte, J. H. 1995, "Efficiency and Design of Liquid-Gas Ejector", British-Chemical Engineering, Vol. 10, No. 9, pp. 602~607.
- 6) 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.
- 7) 김노형, 2008, "분사펌프의 흡입관 경사와 구동관로 위치변화에 대한 유동특성", 조선대학교 대학원, 석사학위논문.
- 8) 이영호, 조대환, 김미영, 1997, "PIV에 의한 기포 붐의 기본성능특성에 관한 연구", 한국해양환경공학회, pp. 47~53.
- 9) 윤석훈, 이원형, 전현필, 1995, "각종 이젝터를 이용한 진공냉각장치", 한국선박용기관학회지, pp. 229~304.
- 10) 최보규, 구병수, 김희동, 김덕줄, 2001, "추기 펌프형 아음속/음속 이젝터 유동에 관한 수치해석적 연구" 대한기계학회논문집 B권, 제25권 제2호,

pp. 269~276.

- 11) 최보규, 권오식, 김희동, 2002, “음속/초음속 이젝터 유동에 관한 실험적 연구” 대한기계학회논문집 B권, 제26권 제5호, pp. 640~647.
- 12) 고상철, 2003, “LES에 의한 원관 내 난류의 유동해석” 한국박용기관학회지, 제27권, 제3호, pp. 437~446.
- 13) 이상준, 2002, “PIV Velocity Field Measurement Techniques And Application” National Research Laboratory, POSTECH.
- 14) CDAK, 2002, “STAR-CD USER GUIDE”, CDAK-KOREA.
- 15) 예제로 배우는 STAR CD Version 3.22, 인터비전
- 16) Pro-STAR/am Automatic Mesh Generation New User Training.
- 17) STAR-CD BASIC TRAINING COURSE
- 18) User's Guide CACTUS 3.2 for Windows XP and Windows 2000.

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 많은 분들에게 은혜를 입었습니다. 이 글을 빌어 저를 아껴주시고 사랑해 주신 모든 분들께 감사를 드립니다.

먼저 끊임없는 사랑과 충고로 본 논문이 완성되게끔 부족한 제자를 지도해 주신 이행남 지도교수님께 감사를 드립니다. 또한, 본 논문 심사와 지도를 해 주신 조선대학교 박길문 교수님과 김종관 교수님 그리고 한길영 교수님과 홍명석 교수님께 감사를 드립니다.

본 논문이 완성되기까지 많은 도움과 조언을 해 주신 조선대학교 홍석주 교수님과 김병철 교수님께 감사를 드립니다.

오늘 이 기쁜 날이 있기까지 항상 격려해주고 힘이 되어주신 부모님께 큰 감사를 드리며, 말없이 묵묵히 지켜봐 주고 내조해준 사랑하는 아내에게도 이 글을 빌어 고마운 마음을 표하고, 사랑스런 우리 아들 도운과 하윤이와 함께 이 기쁨을 나누고 싶습니다. 그리고 사위에게 격려와 사랑을 베풀어주신 장인, 장모님께도 감사를 드립니다.

그 동안 저에게 많은 도움을 주신 분들께 다시한번 감사를 드리며, 모든 친구들과 저를 아시는 모든 분들께 감사를 드리며, 이 기쁨을 나누고 싶습니다.

본 논문의 완성이 끝이 아니라 새로운 출발이라고 생각하고 겸허한 자세로 항상 노력하고 연구하는 자세로 정진해 나갈 것을 다짐합니다.

끝으로 스승의 은혜를 가슴 깊이 새기며 감사의 글을 마칩니다.

“진리가 너희를 자유롭게 하리라”

2011년 8월

김노형 올림