

공학석사 학위논문

**MED 담수설비용 열압축기의 흡입부
형상에 관한 연구**

**A Study for the Suction Chamber Shape of Thermal
Vapor Compressor for MED Type Desalination Plant**

지도교수 김경근

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과 최두열

목 차

Abstract	iii
사용기호	vi
제1장 서 론	1
1.1 개요	1
1.2 과거의 연구	10
1.3 본 연구의 내용	13
제2장 이론해석	15
2.1 열압축기의 작동이론	15
2.2 지배방정식	20
2.3 구동노즐의 유동해석	22
2.4 디퓨저 입구부에서의 흡입성능 해석	29
2.5 디퓨저 축소부에서의 유동해석	37
2.6 디퓨저 확대부에서의 유동해석	44
제3장 수치해석	47
3.1 본 연구대상 열압축기의 유동조건	51
3.2 수치해석법	55
3.3 해석결과 결과 및 고찰	64
3.3.1 구동노즐의 수치해석 결과	64
3.3.2 디퓨저 입구부에서의 수치해석 결과	71

3.3.3 디퓨저에서의 유동장 해석	84
(흡입유량이 임계유량에 도달된 경우)	
3.3.4 디퓨저에서의 유동장 해석	104
(흡입유량이 임계유량에 도달되지 않은 경우)	
3.4 디퓨저 입구부 형상에 따른 수치해석 결과	122
3.4.1 흡입압력과 흡입유량비의 관계	122
3.4.2 토출압력과 흡입유량비의 관계	132
3.4.3 디퓨저 축소각과 흡입유량비의 관계	142
제4장 실험장치 및 실험결과	144
4.1 실험장치의 개요	144
4.2 실험결과에 대한 고찰	150
제5장 결 론	156
참고문헌	158
감사의 글	162

Abstract

A thermal vapor compressor is the equipment which compresses a vapor to a desired discharge pressure. Since it was first used as the evacuation pump for a surface condenser, it has been widely adopted for energy saving systems due to its high working confidence. The primary advantages of the thermal vapor compressor are simplicity of an operation, no mechanical driving device and have no moving parts.

Thermal vapor compressor is constructed of three basic parts a jet nozzle, a suction chamber and a diffuser. The high pressure steam is supplied to a steam chest and then expanded through the jet nozzle which is the shape of converging and diverging nozzle and makes the steam accelerating up to Mach number 2.5 to 4.0. The accelerated motive steam is injected into a suction chamber, which entrained the surrounding vapor.

The suction chamber has the lowest static pressure in the thermal vapor compressor, which is approximately equivalent to the suction pressure. The suction fluid enters into the suction chamber and is mixed with the motive steam in the diffuser inlet. The kinetic energy of the motive steam is transferred to the suction fluid through the diffuser throat. By the mixing

process of the motive steam and the suction fluid, the motive steam is decelerated while the suction steam is accelerated and their velocity energy is converted to the pressure energy. It means that the mixed steam is re-compressed to the discharge pressure through diffuser outlet.

In the present study, the geometrical analysis of the shape between the jet nozzle and the diffuser inlet, the drag force was calculated by means of the integrated equation of motion and the computational fluid dynamic (CFD) package called FLUENT. The computer simulations were performed to investigate the effects by the various suction flow rates, the distance from jet nozzle outlet to the diffuser inlet and the dimensions of the diffuser inlet section through the iterative calculation. In addition, the results from the CFD analysis on the thermal vapor compressor and the experiments were compared for the verification of the CFD results.

In the case of a jet nozzle, the results from the CFD analysis showed a good agreement with the experimental results. However, a fairly large deviation was found in the static temperature corresponding to saturation temperature which is determined by the suction pressure. The reason for the

disagreement in the temperature might result from the fact that all flow was considered with an isentropic process in the CFD analysis while the actual flow was not isentropic. Furthermore, in this study, a special attention was paid on the performance of the thermal vapor compressor by varying the diffuser convergence angle of 1.0° , 4.0° and 7.0° . With the increase of the diffuser convergence angle, the suction capacity was improved up to the degree of 4.0° while it was decreased over the degree of 4.0° . However, the discharge pressure was increased when the diffuser convergence angle was reduced.

From this study, it was found by comparing with an entrainment ratio and the discharge pressure that the thermal vapor compressor has three operating regions, which are called a choked flow, an un-choked flow, and the reversed flow of a suction flow, respectively. When comparing with the CFD analysis and the experimental results on the thermal vapor compressor, the former showed a larger value of 25 % than the latter.

사용기호

a :	구동증기에 대한 흡입증기의 유량비	
C_p :	정압비열	J/(kg K)
d :	직경	m
A :	면적	m ²
F :	힘	N
g :	중력가속도	m/sec ²
G :	질량유량	kg/sec
i :	비엔탈피	kJ/kg
L :	거리	m
n :	비가역 단열 비열지수	
P :	절대압력	Pa
$\vec{P}$:	견인력	N
r :	반경	m
R :	기체상수	kJ/(kg K)
S :	비엔트리피	kJ/(kg K)
T :	절대온도	K
U :	비내부에너지	kJ/kg
v :	비체적	m ³ /kg
W :	속도	m/sec

W_{Et} : 속도에너지에 관한 평균유속 m/sec

W_{Gt} : 유량에 관한 평균유속 m/sec

W_{Mt} : 운동량에 관한 평균유속 m/sec

$\overrightarrow{W}$: 일 J

x_f : 흡인력 계수

Z : 위치에너지 J

ρ : 밀도 kg/m³

η : 효율

κ : 가역 단열지수

λ : 마찰계수

ϕ : 각도 degree

(참자)

a : 흡입증기

ao : 구동노즐과 디퓨저 입구부 최단 거리

e : 이젝터

fd : 디퓨저 목부 출구

fi : 디퓨저 입구

fo : 디퓨저 출구

ft : 디퓨저 목부 입구

i : 입구

m : 구동증기

n : 구동노즐

no : 구동노즐 출구

o : 혼합실

제1장 서론

1.1 개요

담수설비(Desalination Plants)는 중동지역과 같이 물 부족 현상이 심각한 지역을 중심으로 하여 1960년대 후반에 상업적 설비가 도입되기 시작하여, 2000년대 이후에는 중동지역의 개발붐에 따라 담수설비 도입이 급격하게 증가하고 있다.⁽¹⁾

담수생산량은 2003년 기준으로 10,350 개소의 생산설비에서 3.27×10^7 m³/day 정도의 담수를 생산하고 있으며, 2003년 이후 담수생산 설비 증가량은 2006년까지 3.99×10^7 m³/day, 2010년까지 6.43×10^7 m³/day, 2015년까지 9.75×10^7 m³/day 정도로 증가를 예상하고 있다.

담수를 생산하는 방식에는 상변화를 동반하지 않는 역삼투막(Reverse Osmosis) 방식과 상변화를 이용하는 증발 방식이 널리 이용되고 있다.⁽²⁾

증발방식에 의한 담수설비는 다음과 같이 분류된다.

- MSF : Multi Stage Flash Desalination
- MED : Multi Effect Desalination
- MED-TVC : MED vapor recirculation by TVC
- MED-MVC : MED vapor recirculation by MVC

2005년 기준으로 세계 담수 생산량은 1.57×10^7 m³/day이며 Fig.1.1에는 지역별 담수생산량 분포를 보여주고 있는데, 이 그림에서 보는 바

와 같이 중동지역의 생산량은 전 세계 담수 생산량의 55% 이상을 차지하고 있음을 알 수 있다.

또한 Fig.1.2에는 생산방식에 따른 생산량 분포를 보여주고 있는데, 그림에서 알 수 있듯이 증발방식이 75% 이상을 차지하고 있으며, 특히 MSF방식에 의한 생산량이 많은 부분을 차지하고 있다.

최근에는 생산설비의 대형화와 에너지사용효과를 최대한 높이기 위한 연구가 많이 진행되고 있어, 생산설비에도 각종 담수생산 방식을 혼용하는 방식의 설비가 도입되고 있다. 일례로 2002년도 국내 D중공업에 의하여 설비가 완성된 아랍에미에이트 후자이라 담수설비는 MSF방식과 RO방식을 최초로 대용량 담수생산설비에 도입한 예이다.^{(3),(4)}

담수생산에는 대량의 에너지가 사용되고 있기 때문에, 각종 에너지 사용제한 정책과 담수생산설비의 운전비용을 최대한 높이기 위하여 담수설비를 운용하는데 필요한 설치비용과 운전비용에 대한 상세한 원가 분석을 실시하는 등 시스템 분석에 관하여도 적극적인 연구가 활발하게 진행되고 있다.⁽⁵⁾

최근까지 대형 담수생산설비는 Fig.1.2에서 보는 바와 같이 생산량의 대부분을 MSF방식이 차지하고 있으며, 대형설비 또한 MSF방식의 담수설비가 이용되고 있다. MSF 담수설비의 업체로 국내의 D중공업은 최근까지 MSF 담수설비 시장의 40%이상을 수주하였다.

또한 최근 들어서는 증발관에 공급되는 브라인(Brine)에 의하여 발생하는 스케일 발생에 대한 제어기술이 급속하게 발전하면서, 시스템

운전비용 및 효율에 대한 관심이 크게 증가하였다. Table 1.1에는 담수 생산 방식에 따른 운전비용과 Table 1.2에는 시스템 도입비용을 나타내고 있다. Table 1.1과 Table 1.2에서는 알 수 있듯이 MED-TVC 방식의 경쟁력이 지속적으로 증가하고 있다.

또한 D중공업의 경우, MED & MED-TVC 방식에 대한 설계 Konw-how가 부족하여 기 수행한 리비아의 “B” MED Project의 겨우 설계용량대비 90% 생산능력 밖에 발휘하지 못함으로써, 세계시장에서 D중공업의 설계기술은 매우 심한 타격을 받고 있다. 이에 따라 D중공업은 MED 방식의 담수설비에 대한 본격적인 연구를 시작하였으며, 이 중에서 MED담수설비의 투입에너지 대비 담수생산 효율이 높은 MED-TVC 방식에 대한 연구가 집중되고 있으며, MED 담수설비의 운용과 밀접한 관계를 갖고 있는 열압축기 (Thermal Vapor Compressor, TVC)에 대한 기본연구가 매우 중요시 하게 되었다.

Fig.1.3에는 여러 가지 다중효용(MED) 담수생산설비를 보여주고 있으며, 발전설비(Power plant)의 저압 터어빈에서 추기된 증기(0.3barA)를 열원으로 사용하는 MED 방식, 열압축기를 이용하는 MED-TVC 방식, 기계식 압축기를 이용하는 MED-MVC 방식이 있다.

MSF방식 및 MED방식의 세계적인 시행업체는 프랑스의 Sidem, 이태리의 Pisia, 이스라엘의 IDE Technology 등이 있으며, 현재는 프랑스의 Sidem이 MED방식의 담수시장에서 선두를 유지하고 있다.

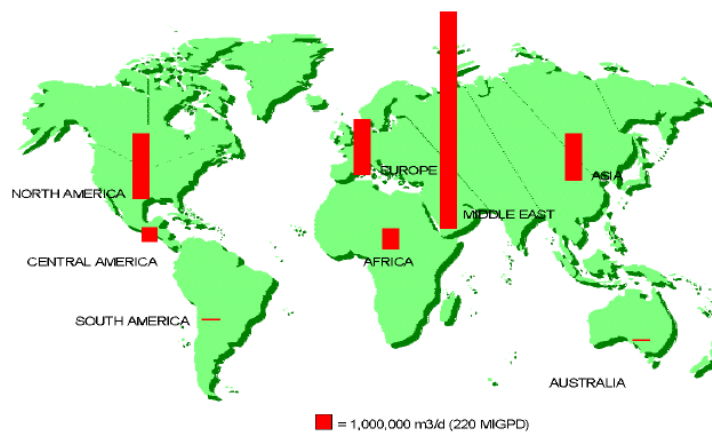


Fig.1.1 Total production capacity of the desalination plants

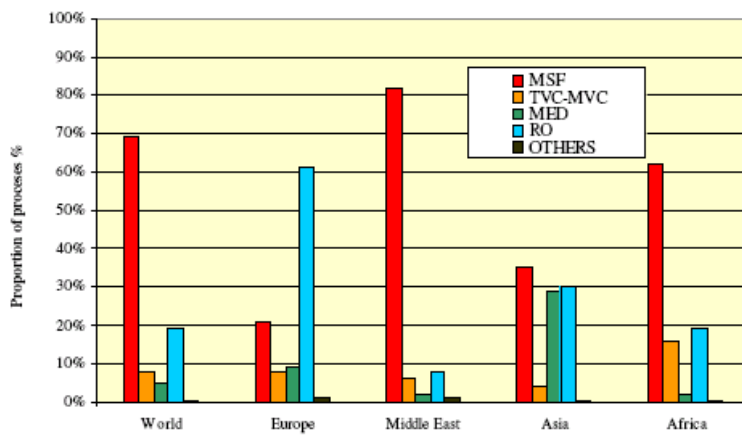


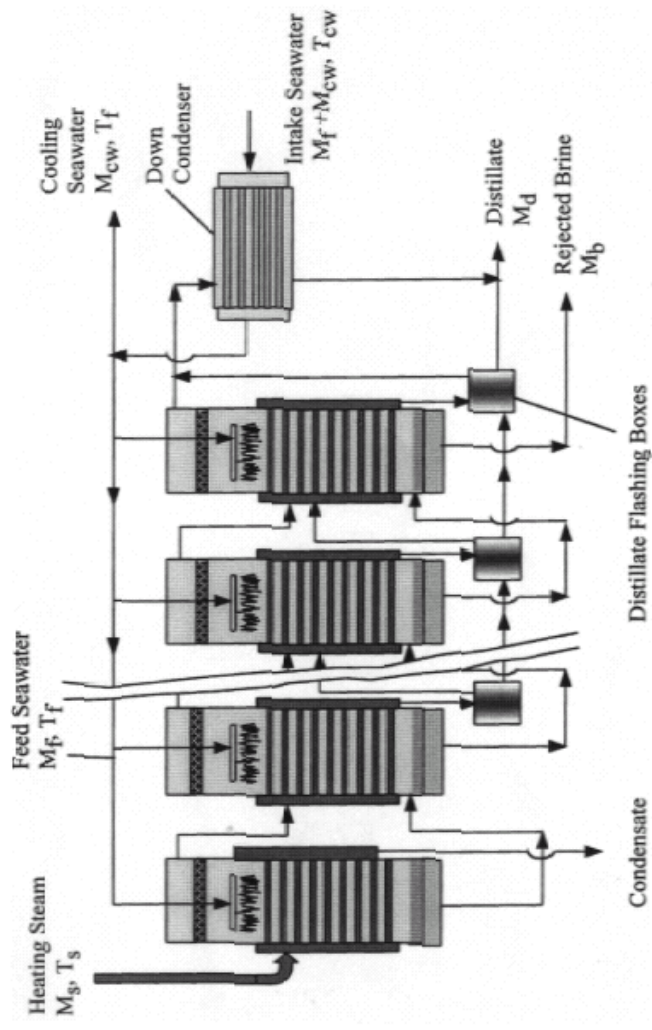
Fig.1.2 Distribution of the desalination technologies

**Table 1.1 Performance comparisons between the MSF &
MED type desalination plants**

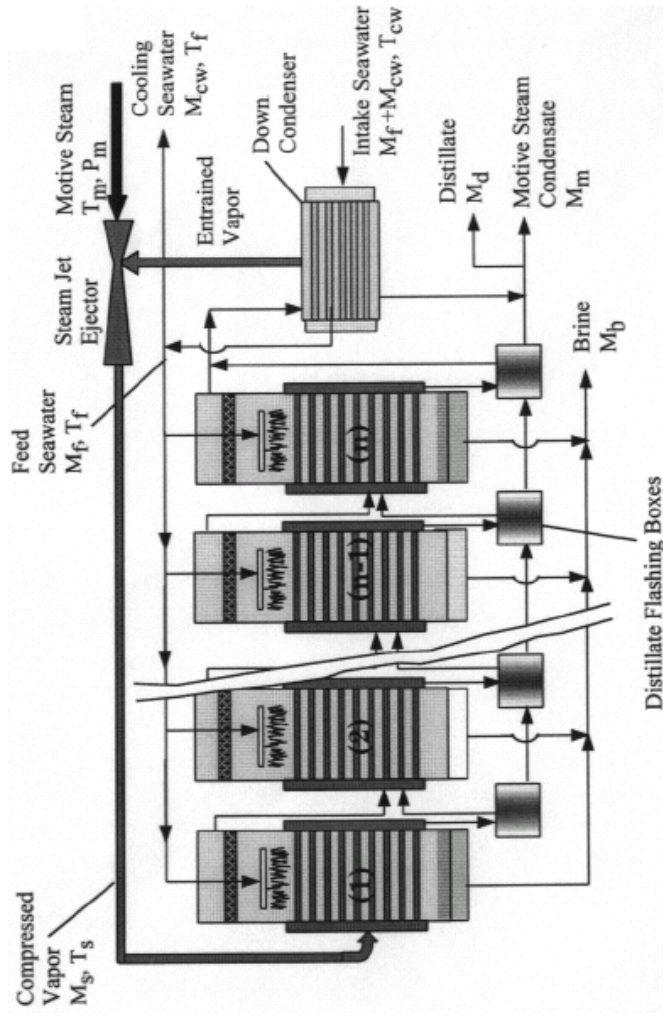
Specification	Unit	MSF cross tube	MSF long tube	MED-TVC
Production per unit	m ³ /h	1.000	1.000	1.000
Total no. of units		4	4	4
Plant availability	%	95.0	97.0	96.0
Feed treatments		Anti scale	Acid	Anti scale
No. of stages		20	48	6
Brine top temp.	°C	110.0	112.0	65.0
MP steam pressure	bar A	6.0	6.0	6.0
MP steam enthalpy	kJ/kg	2,980.0	2,980.0	2,980.0
MP stem consumption	kg/hr	1.9	1.6	103.0
LP steam pressure	bar A	2.0	2.0	2.0
LP steam enthalpy	kJ/kg	2,792.0	2,792.0	2,792.0
LP stem consumption	kg/hr	122.0	68.0	0.0
Gained output ratio		8.1	14.4	9.7
Electric power	kW	2.866	2.468	1.100
Anti scale dosing rate on make-up	ppm	3.0	0.5	2.5

**Table 1.2 Cost analysis of the MSF & MED type
desalination plants**

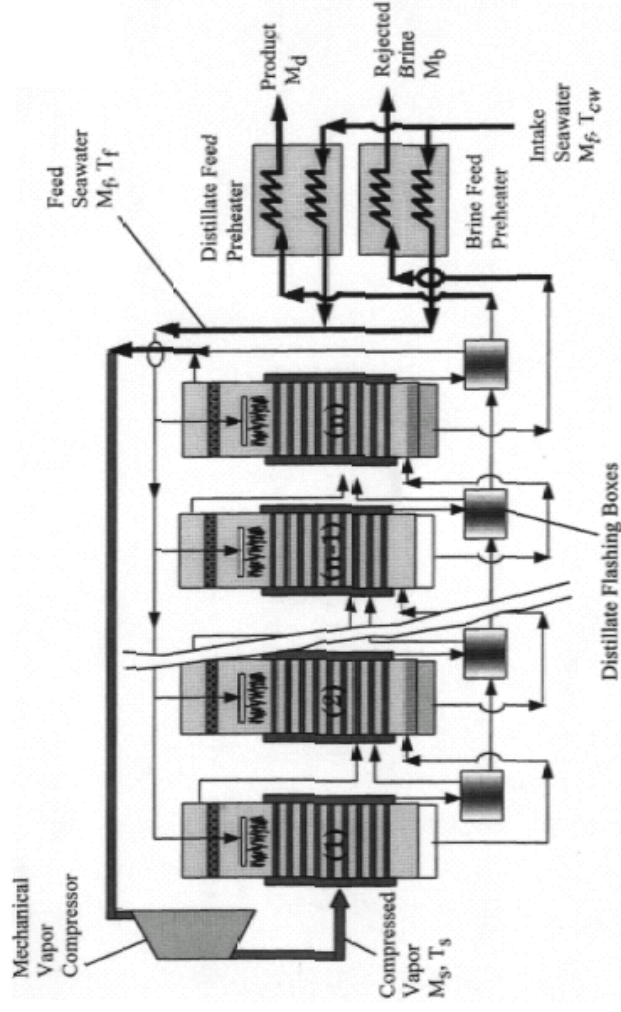
Case	Unit	MSF cross tube	MSF long tube	MED-TVC
Estimate overall Installation cost	Euro	21.6×10^6	22.8×10^6	20.1×10^6
Operating time	hr/year	8,322	8,497	8,410
Maintenance cost	Euro/year	200.0	150.0	180.0
Investment cost	Euro/m ³	0.23	0.23	0.21
MP steam cost	Euro/m ³	0.01	0.01	0.04
LP steam cost	Euro/m ³	0.31	0.17	0.00
Electric cost	Euro/m ³	0.12	0.10	0.05
Chemical cost	Euro/m ³	0.03	0.03	0.02
Personal cost	Euro/m ³	0.02	0.02	0.02
Maintenance	Euro/m ³	0.02	0.02	0.02
Total specific cost	Euro/m ³	0.73	0.58	0.72



(a) Basic arrangement of MED type



(B) Basic arrangement of MED-TVC type



(B) Basic arrangement of MED-MVC type

Fig.1.3 Flow diagram for MED type desalination plant

1.2 과거의 연구

MED-TVC 방식의 담수설비에 체계적인 연구는 H중공업에서 2000년을 전후하여 3-effect MED-TVC 시스템에서 TVC의 효율 향상과 증발관에서의 열전달 상관관계 식의 도출에 대하여 이루어졌으며,^{(6),(7)} 그와는 별도로 D중공업에서 5 effect MED-TVC 형식 담수설비에 대한 연구가 진행되고 있다.

MED-TVC 형식 담수설비에서 핵심적인 기계요소는 브라인으로부터 물만을 증발시키기 위한 증발 전열면(Evaporating heat surface), 증발된 증기와 브라인 액적을 분리시켜주기 위한 데미스터(Demister), 브라인 전열면에 골고루 분사시켜 주는 분사노즐(Spray nozzle), 증발실(Vacuum evaporating vessel)을 진공압력으로 유지시켜주기 위한 진공장치(Vacuum system) 그리고 증발된 증기를 재 압축하여 물의 증발열원으로 사용하기 위한 열압축기로 구성된다. 특히 MED-TVC 형식 담수설비에서 열압축기의 효율은 담수설비 전체효율과 직접적으로 영향을 미치므로, 열압축기의 흡입성능 향상은 담수설비를 경제적으로 운전하는데 매우 중요한 요인이라고 할 수 있다.

열압축기에 대한 연구결과는 그리 많지 않으나, 운전특성이 유사한 증기 이젝터에 대한 실험적 연구가 谷下[Tanishita]^{(8),(9)}에 의하여 수행되었다. 谷下는 실험과 경험에 근거하여 구동 노즐 및 디퓨저의 각부 치수가 증기 이젝터의 성능특성에 관한 연구결과를 제시하였다.

또한 植田[Ueda]^{(11),(12),(13),(14),(15)}는 체계적인 실험을 실시하였으며,

이론해석결과와 실험결과를 이용하여 증기구동 공기이젝터의 내부유동 해석 및 흡입성능특성 해석방법을 제시하였다. 구동증기의 압력변화와 출구압력 변화에 따라서 증기이젝터의 내부에서 압력변화 과정을 분석하였으며, 이로부터 이젝터의 운전특성을 고진공운전, 저진공운전 및 고진공 운전에서 저진공 운전으로 천이하는 운전으로 분류하였다.

植田⁽¹²⁾에서 언급된 바와 같이 구동증기와 흡입의 혼합과정을 정확하게 판단할 수 없이 이를 일정압력으로 가정한 상태에서 흡입증기와 구동증기가 혼합되지 비혼합유동으로 해석을 하였다.

이에 대한 보완적인 연구로 구동노즐 출구와 디퓨저 입구부에서의 유동가시화를 위한 실험연구가 松尾[Matsuo]^{(16),(17)}에 의하여 수행되었으며, 압력비와 목부 직경 높이 비에 따른 목부 디퓨저 입구부에서 충격파에 대한 분석과 면적비에 따른 흐름모델을 제시하였다.

최근에는 컴퓨터의 속도가 점차 빨라짐에 따라 수치해석용 상용코드 FLUENT를 활용한 CFD 해석결과가 Y. Bartosiewicz^{(18),(19)}와 S. Aphornratana^{(20),(21),(22)}연구결과가 있다. Y. Bartosiewicz는 CFD에서 사용되어지는 난류모델에 적정성을 평가하기 위하여 공기이젝터에 대한 실험적 연구결과와 FLUENT 해석을 비교검토를 실시하여 k-omega-sst 모델이 최적 결과를 얻을 수 있음을 제시하였다. S. Aphornratana는 친환경 냉매로서 물의 활용가능성을 검토하기 위하여 구동 증기의 온도에 따른 최대 흡입압력에 대한 연구와 CFD 해석을 통하여 증기 이젝터 내부에서의 속도분포, 즉 마하수와 압력분포에 대한 해석을 실험결과와 비교해석을 실시하였다.

우주항공 산업 관련 산업용 Rocket engine test의 고도시험을 위한
추기장치로서 P.F. Massier⁽²³⁾의 디퓨저 형상 및 구동유체의 압력조건
에 따른 실험결과와 이에 대한 CFD 해석결과가 S. Sankaran⁽²⁵⁾에 의
하여 발표되었다.

1.3 본 연구의 내용

MED-TVC 방식의 담수설비에서 GOR(Gain output ratio)는 시스템의 성능평가 요인으로 중요한 역할을 하게 되었으며, GOR은 MED설비에 사용되는 TVC의 효율에 따라서 크게 좌우된다.

또한 설비의 운영여건에 따라 100% 설계조건으로 항상 운전되지 않고 겨울철과 같이 담수수요량이 급격하게 감소하게 되며, 이 경우 설계조건 40%이하의 운전 조건에서도 담수설비가 운영되고 있다. 따라서 설계조건 대비 급격한 출력저하는 시스템을 매우 불안정하게 만들고 있으며, 이에 대한 운전변동사항에 대한 분석은 필수 설계 요건이 되었다.

열압축기의 구조는 Fig.1.1에서 보는 바와 같이 구조가 매우 간단하나 작동유체가 압축성 유체인 증기로 유동조건에 따라서는 아음속에서부터 마하 3.0이상의 초음속으로 유동으로 운전되는 등 유동상태가 매우 복잡하다.

따라서 열압축기의 설계와 운전특성을 이해하기 위해서는 열압축기에 대한 이론적 해석은 물론 실험적 연구와 많은 현장 경험을 필요로 한다.

전술한 바와 같이 열압축기에 대한 연구결과는 그리 많지 않으나, 운전특성이 유사한 증기 이젝터에 대한 연구가 상당수 있으나 열압축기의 유동상태를 충분히 해석하여 최적성능을 낼 수 있는 설계기술은 확보하기 위해서는 아직도 많은 연구를 필요로 하고 있다.

이러한 연구를 위해서 제2장에서는 Ueda의 연구를 바탕으로 하여 열압축기의 흡입성능에 영향이 많은 구동노즐과 디퓨저 입구부의 설계 요건에 대하여 기술하고, 설계되어진 열압축기의 내부 유동특성을 1차원 이론해석을 하였다.

제3장에는 다양한 디퓨저 입구부에 형상에 대하여 상용 수치해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 유동해석을 실시하고, 해석결과를 비교 검토하여 최적성능을 갖는 열압축기의 설계 자료를 확보하고자 하였다.

제4장에서는 D중공업에서 도입하여 성능시험을 실시하고 있는 MED-TVC 형식의 담수설비의 개요와 본 연구 대상인 열압축기의 흡입성능 시험결과에 대하여 기술하였다.

제5장에는 이상에서 얻어진 결과에 대하여 기술하였다.

제2장 이론해석

2.1 열압축기의 작동이론

Fig.2.1은 열압축기(Thermal Vapor Compressor, TVC)의 기본구조로서 구동유체인 구동증기를 공급하기 위한 스팀 배관(Steam chest), 고압의 증기가 고속의 구동증기로 변환되는 구동노즐(Jet nozzle), 구동증기에 의하여 증기가 흡입되는 유로인 흡입실(Suction chamber), 구동증기에 의하여 흡입증기가 가속되고 혼합되는 디퓨저 입구부(Diffuser inlet), 구동증기와 흡입증기의 에너지 교환과 혼합이 이루어지는 디퓨저 목부(Diffuser throat) 그리고 혼합증기를 배출압력으로 압축시켜주는 디퓨저 출구부(Diffuser outlet)로 구성되어 있다.

열압축기의 작동원리는 고압의 구동증기가 갖고 있는 고압의 에너지를 구동노즐에서 고속의 운동에너지로 변환시켜 분사시키고, 고속으로 분사된 구동증기의 분류에 의하여 형성되는 견인력, 즉 점성에 의한 흡입력에 의하여 흡입실 주변에 있는 흡입증기를 구동증기 분류 속으로 빨려 들어온다.

구동증기에 의하여 빨려 들어온 흡입증기는 디퓨저의 입구부에서 일부는 구동증기와 혼합되거나 점차 속도가 가속된다.

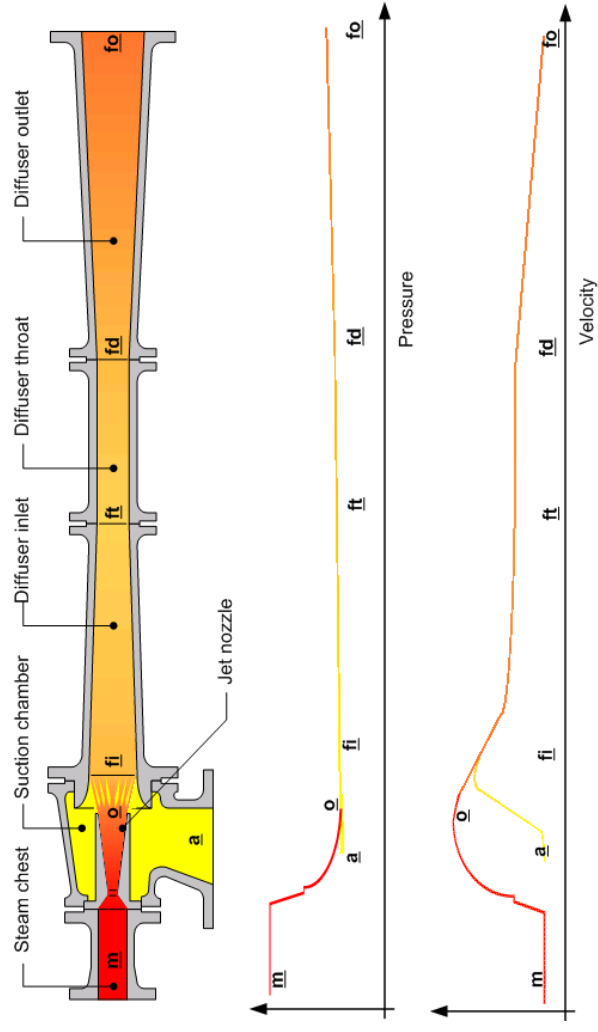


Fig. 2.1 Basic pressure and velocity pattern in thermal vapor compressor

이렇게 디퓨저 입구부에서부터 혼합과 운동량 교환이 시작되어, 디퓨저의 목부에서는 양 증기가 완전히 혼합되어 거의 균일한 속도 분포를 갖는 흐름을 형성한다.

유로면적이 점차 커지는 디퓨저 출구부에서는 운동에너지가 압력 에너지로 환원됨으로써 증기를 배출시킬 수 있는 일정압력까지 압축시켜 준다.

이러한 유동과정을 거치는 구동증기 및 흡입증기에 의한 각부의 손실, 엔탈피의 변화 등에 대하여 정확한 해석을 통하여 주어진 설계조건에서 열압축기가 최고효율을 유지할 수 있도록 각부의 주요 치수를 결정하고, 제작된 열압축기의 작동 성능을 사전에 예측하는 것은 매우 중요하다.

열압축기에 있어서 증기의 흡입상태는 매우 복잡하기 때문에, 흡입성능을 이론적으로 구하는 것은 매우 곤란하다. 이 때문에 실제의 경우에는 실험결과로부터 열압축기의 흡입성능을 유추하고 있으나, 이러한 방법은 열압축기의 흡입성능에 영향을 주는 인자가 많아 열압축기가 정확하게 설계되지 않은 경우가 많다.

또한, 초음속 증기분류에 의하여 흡인되는 흡입증기는 혼합실로부터 디퓨저로 들어간 다음 가속되어 고속(일반적으로 음속이상)으로 유동한다. 이 때문에 열압축기의 흡입성능은 디퓨저 입구부 즉, 비교적 노즐에 가까운 부분에서의 구동증기와 흡입증기의 상태에 의하여 거의 결정되게 된다. 따라서 열압축기의 흡입성능은 디퓨저

입구부의 형태와 증기분류에 의하여 결정되는 흡입기체의 유로조건에 지배적인 영향을 받게 된다.

Fig.2.2는 열압축기 내부에서 유동상태 변화를 $i-s$ 선도에 나타낸 것이다. 그림에서 m 은 구동노즐 입구에서의 구동증기상태, a 는 흡입증기의 상태, f_o 는 혼합유체의 토출상태를 나타낸다. Fig.2.2에서 변화과정 $m \sim n_o$ 는 구동증기의 팽창과정이 손실을 무시한 가역단열 변화과정이며, 실제의 경우는 $m \sim n_o'$ 과 같이 비가역 단열 변화과정이 된다.

본 장에서는 이러한 열압축기의 흡입성능 계산을 위한 구동노즐의 설계와 디퓨저 입구부에서의 증기의 흐름에 대한 운동방정식을 이용한 열역학적 이론적 해석에 관하여 기술한다.

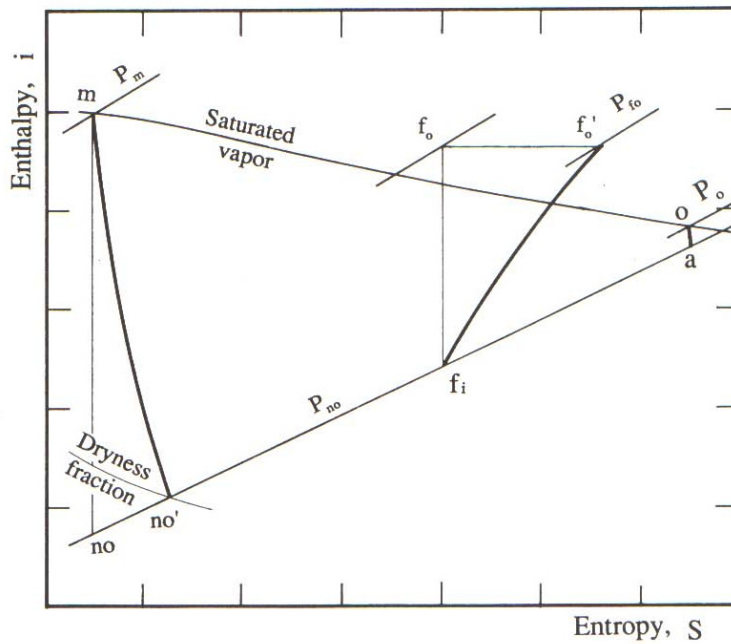


Fig.2.2 State change on Mollier diagram for thermal vapor compressor

2.2 지배방정식

유체 유동에 관한 기본방정식은 연속방정식, 운동량방정식 그리고 에너지방정식으로 다음과 같다.

- 연속방정식 ;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

- 운동량방정식 ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

- 에너지방정식 ;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}\{u_i(\rho E + P)\} \\ = \overrightarrow{\nabla} \cdot \left(\alpha_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \overrightarrow{\nabla} \cdot (u_j \tau_{ij}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\text{여기서, } \tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

증기와 같은 압축성 유체의 경우, 일반기체 상태방정식, 엔탈피, 가역단열변화에 대한 관계식이 추가되며 다음과 같다.

- 일반기체 상태방정식 ;

$$pv = RT \quad (2.4)$$

- 엔탈피 ;

$$i = U + Pv \quad (2.5)$$

- 가역단열변화에 대한 관계식 ;

$$m C_V dT + P dV = 0$$

$$T V^{\kappa-1} = \text{const.} \quad (2.6)$$

2.3 구동노즐의 유동해석

구동노즐은 증기가 보유하는 열에너지를 운동에너지로 변환시켜서, 그 운동에너지를 이용하여 혼합실의 증기를 흡입하는 가장 중요한 역할을 한다.

Fig.2.3에서 보는 바와 같이 축소-확대형 구동노즐(Convergent & divergent nozzle)을 통과하는 압축성 유체인 구동증기를 이상기체로 취급하여 등엔트로피 변화로 가정하여 유동해석을 한다.

Fig.2.4는 구동노즐 내에서 상태변화를 보여주는 것으로, 보일러로부터 공급된 압력 P_m 의 구동증기가 구동노즐에서 압력 P_{no} 까지 단열팽창 되어 디퓨저에 분사된다. 구동노즐에서는 마찰손실, 상변화 등에 의한 손실을 동반하지만 이에 대한 영향은 무시한다.

식(2.3)의 에너지방정식을 구동노즐 내의 1차원 정상유동에 대한 에너지방정식으로 변환하면,

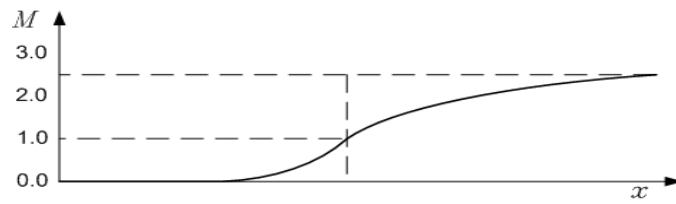
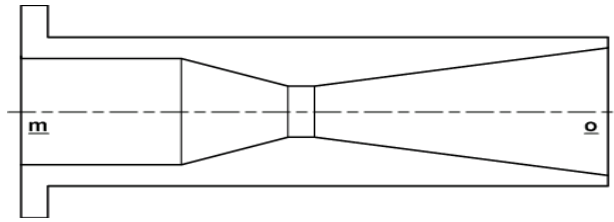
$$q = (U_{no} - U_m) + \frac{1}{2}(W_{no}^2 - W_m^2) + (P_{no}v_{no} - P_mv_m) + \overrightarrow{W_{no}} \quad (2.7)$$

식(2.5)식을 식(2.7)에 대입하면,

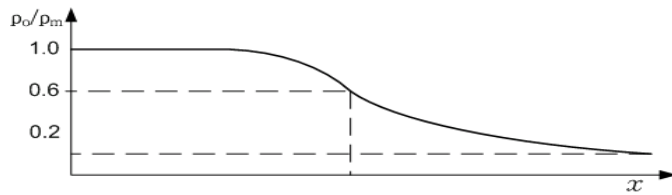
$$q = (i_{no} - i_m) + \frac{1}{2}(W_{no}^2 - W_m^2) + \overrightarrow{W_{no}} \quad (2.8)$$

여기서 노즐 내에서의 증기흐름을 다음과 같이 가정한다.

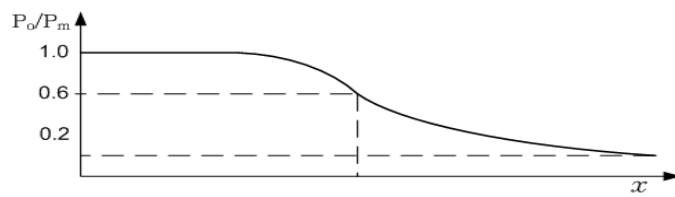
- (1) 노즐에서 주위로의 열의 출입이 없는 단열상태로 “ $dq = 0$ ” 이다.



(a) Mach number



(b) Density ratio



(c) Pressure ratio

Fig. 2.3 Typical flow state of 1-dimensional nozzle flow

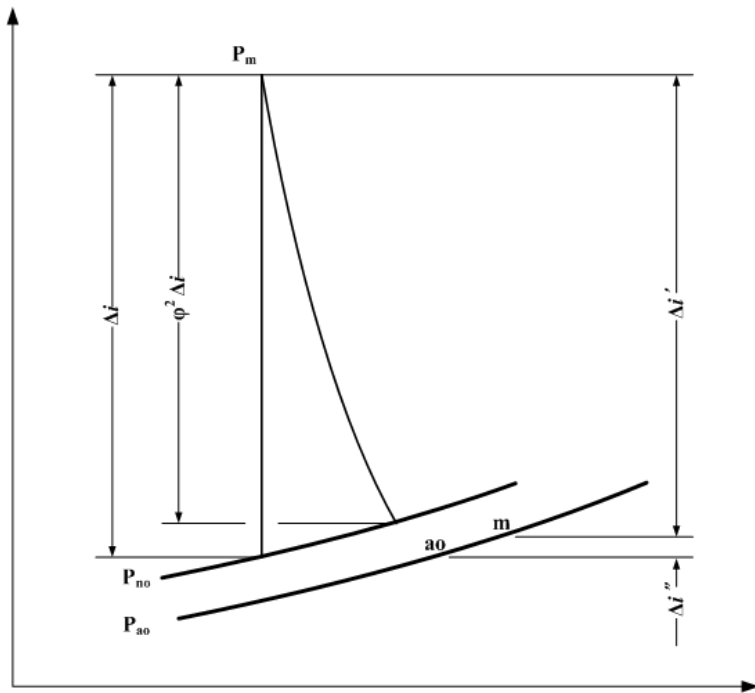


Fig.2.4 State change on Mollier diagram at jet nozzle

(2) 노즐내의 유동은 기계적인 일이 없으므로 “ $\overrightarrow{W_{no}} = 0$ ” 이다.

(3) 노즐은 수평상태로 놓여 있으므로 위치에너지는 “ $Z_m = Z_{no}$ ” 이거나, 만약 수직상태로 놓여있는 경우에도 엔탈피의 차에 비하여 위치에너지의 차이 극히 작으므로 “ $(Z_{no} - Z_m) \ll (i_{no} - i_m)$ ”이다.

위의 가정을 고려하여 노즐 입구와 출구 사이에 있어서 에너지 식 (2.8)은 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{1}{2}(W_{no}^2 - W_m^2) = (i_m - i_{no}) \quad (2.9)$$

여기서 노즐 내를 흐르는 과열증기 또는 포화증기를 우선 근사적으로 이상기체로 취급하면 식(2.5)의 관계가 성립하며, 식(2.5)을 식 (2.9)에 대입하면,

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(W_{no}^2 - W_m^2) &= C_P(T_m - T_{no}) \\ &= \left[\frac{\kappa}{\kappa - 1} (P_m v_m - P_{no} v_{no}) \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

그러므로 노즐의 출구속도 W_{no} 는,

$$W_{no} = \left[2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_m v_m \left\{ 1 - \left(\frac{P_{no}}{P_m} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right\} + W_m^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

입구속도 W_m 은 출구속도 W_{no} 에 비하여 매우 적으므로 이를 무시하면,

$$W_{no} = \left[2 \frac{\kappa}{\kappa-1} P_m v_m \left\{ 1 - \left(\frac{P_{no}}{P_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

위 식은 구동노즐의 출구속도를 나타내는 식으로서, 출구속도는 구동증기의 입구압력과 비용적 그리고 출구압력에 의하여 변화하는 것을 알 수 있다.

실제의 구동노즐 내의 증기흐름은 Fig.2.2와 같이 비가역의 단열 팽창과정이므로 식 (2.12)에 있어서, 구동노즐의 유동효율을 고려하여야 하며 일반적으로 $\psi^2 = 0.90 \sim 0.95$ 의 값을 취한다. 그러므로 식(2.12)에서 단열 비열지수 κ 값 대신에 실제의 포화증기는 n 을 취하고, 포화증기에 대하여 $n = 1.135$, 과열증기에 대하여 $n = 1.3$ 을 택한다.

또한 연속의 방정식으로부터 노즐 출구 단면적을 구하면,

$$A_{no} = \frac{G_m v_{no}}{W_{no}} \quad (2.13)$$

따라서 구동증기량이 결정되면 식(2.12)과 식(2.13)로부터 노즐 출구 단면적을 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$A_{no} = \frac{G_m v_m}{\left[2 \frac{n}{n-1} P_m v_m \left\{ 1 - \left(\frac{P_{no}}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.14)$$

열압축기는 일반적으로 노즐출구 압력이 임계압력 이상으로 팽창하므로 축소-확대 노즐을 사용하며, 이 경우 구동노즐의 목에서 증

기속도는 음속이 되며 다음과 같다.

$$W_n = \left[2 \left(\frac{n}{n-1} \right) P_m v_m \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

또한 식(2.14)로부터 구동노즐 목의 단면적을 구하면,

$$A_n = \frac{G_m}{\left[n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \frac{P_m}{v_m} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.16)$$

로 된다.

구동노즐의 설계에 필요한 목부 직경과 출구 직경은 식(2.16)과 식(2.14)로부터 구할 수 있으며, 구동노즐의 확대부의 확대 각은 일반적으로 최소 10°에서 최대 20° 정도로 한다.

Fig.2.3에서 보는 바와 같이 노즐출구에서 Mach수는 2.5 이상 되며, 비중량의 변화도 10배 이상으로 차이가 있으므로 열물성치를 설정하는 데는 특별한 주의가 필요하다.

Fig.2.5는 사용 수치해석 코드인 FLUENT를 사용하여 구동노즐의 수치해석결과로 유속분포에 대한 등속도선을 보여주고 있다.

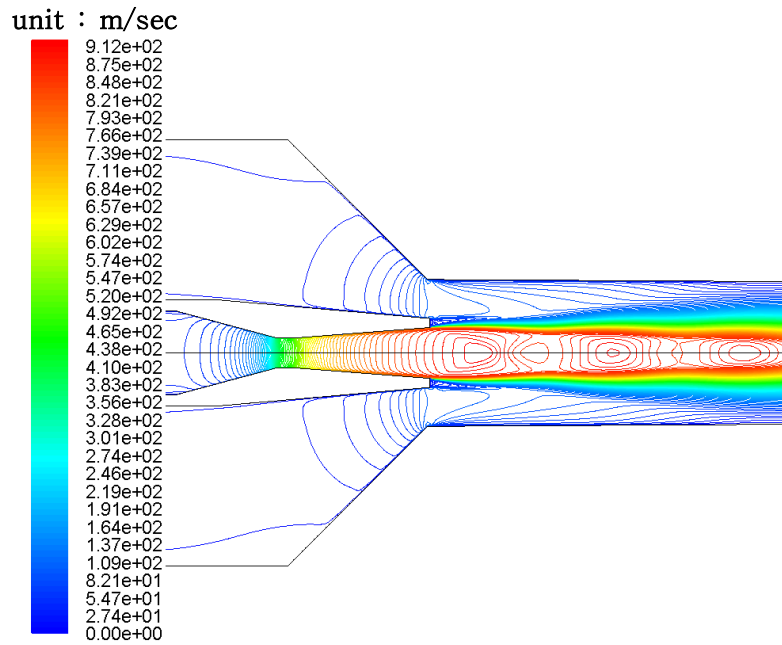


Fig. 2.5 Typical CFD results at the motive nozzle by
FLUENT code.

2.4 디퓨저 입구부에서의 흡입성능 해석

Fig.2.6은 구동노즐 출구와 디퓨저 입구부에서의 구동증기와 흡입증기의 흐름모델을 나타낸다. 흡입증기는 노즐출구의 초음속 구동증기분류에 의하여 흡입되어지며, 디퓨저 축소부에 끌려들면서 가속된다.

이와 같이 고속의 구동증기분류와 흡입증기 사이의 큰 속도차로 인하여 마찰력이 발생하며, 이 마찰력은 흐름방향으로 흡입기체를 끌어드리려고 하는 흡인력으로 작용하게 된다. 이러한 증기분류에 의한 흡인력은 구동노즐의 출구부에 디퓨저 입구부까지의 형상에 따라 결정적인 영향을 받으며, 흡입실과 디퓨저의 형상이 열압축기의 흡입성능의 계산에 매우 중요하다. 이를 위해서는 이러한 흡인력 계산을 행한 후, 흡입기체의 속도발달과정을 이론적으로 고찰되어야 한다.

Fig.2.6에서 디퓨저 입구부를 포함한 흡입실의 압력 P_L 은 일정하고, 흡입기체는 일정한 흡인력을 받아서 가속된다고 가정할 경우, 노즐출구로부터 임의의 거리 L 에서의 구동증기에 관한 운동량 방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$G_m W_{no} + A_{no} P_{no} = G_m W_{LS} + A_{no} P_L + \overrightarrow{P_f} \quad (2.18)$$

여기서 $\overrightarrow{P_f}$ 는 증기분류의 흡인력이며, 다음과 같이 표시된다.

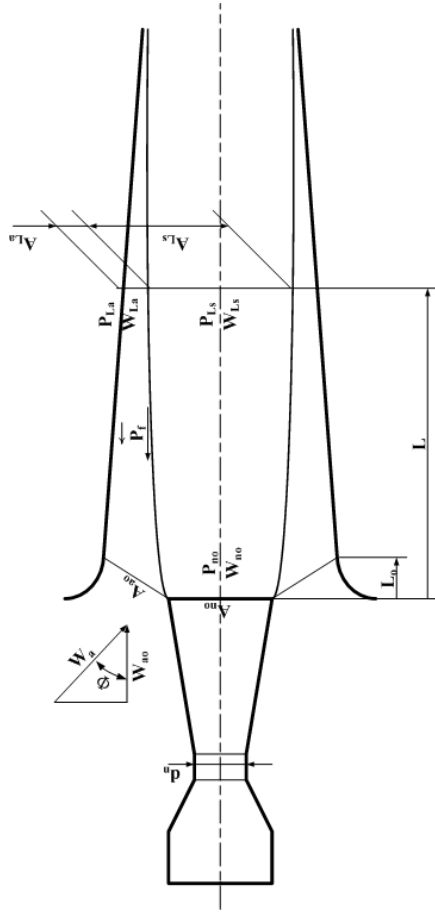


Fig.2.6 Flow model at the end of jet nozzle & diffuser inlet

$$\overrightarrow{P_f} = \int_L x_f \frac{\rho_{LS}}{2} (W_{LS} - W_{La})^2 dA_f \quad (2.19)$$

위 식에서, χ_f 는 흡인력계수, A_f 는 노즐출구로부터 임의의 거리 L 까지의 증기분류의 표면적이다.

흐름방향의 임의의 위치 L 에서의 흡입증기의 속도 W_{La} 는 구동증기 속도에 비하여 매우 작으므로 무시하면, 근사적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overrightarrow{P_f} = x_f' \frac{\rho_{LS}}{2} W_{LS}^2 A_f \quad (2.20)$$

단, $A_f = \pi d_{LS}' L$, 첨자(')는 반복계산에 의한 값을 뜻한다.

또한 W_{LS}' 와 d_{LS}' 는

$$G_m W_{no} + A_{no} P_{no} = G_m W_{LS}' + A_{no} P_L \quad (2.21)$$

$$\frac{\pi}{4} d_{LS}'^2 = A_{LS}' = \frac{G_m v_{LS}'}{W_{LS}'} \quad (2.22)$$

로부터 구해지며, χ_f' 는 실험에 의한 증기 분류의 흡인력계수로서, ueda⁽⁴¹⁾가 제시한 $\chi_f' = 0.01$ 의 값을 취하였다.

또 연속의 조건으로부터,

$$A_{LS} = \frac{G_m v_{LS}}{W_{LS}} \quad (2.23)$$

여기서 W_{LS} 에 관하여는 식(2.18)로부터,

$$W_{LS} = \frac{1}{G_m} [G_m W_{no} + A_{no} P_{no} - A_{no} P_L - \overrightarrow{P_f}] \quad (2.24)$$

한편, 흐름방향 위치 L 에 있어서 흡입증기에 관한 운동양방정식은 디퓨저 벽의 마찰력은 무시하고, 흡인력을 고려하면,

$$G_a W_{ao} + \overrightarrow{P_f} = G_a W_{La} \quad (2.25)$$

여기서

$$W_{ao} = \frac{G_a v_a}{A_{ao}} \cos \phi \quad (2.26)$$

$$A_{La} = \frac{G_a v_{La}}{W_{La}} \quad (2.27)$$

또한 임의의 위치 L 에서의 단면적 A_L 은 다음 식과 같다.

$$A_{La} = A_L - A_{Ls} \quad (2.28)$$

이상의 식에서 구동증기유량 G_m 과 노즐입구에서 증기상태가 주어지면, i-S 선도로부터 A_{no} 에 대한 P_{no} , v_{no} , W_{no} 가 구해진다.

이때 구동노즐에서 열낙차 계수는 실험으로부터 구해지며, $\psi^2 = 0.90 \sim 0.95$ 정도이다. 또한 ρ'_{LS} 는 압력강하에 의하여 $v_s \leq v'_{LS}$ 로 되지만 그 차가 무시될 정도이므로, 근사적으로 ρ_s 와 같다고 본다. 즉, $v'_{LS} \doteq v_s$, $\rho'_{LS} \doteq \rho_s$ 로 가정하고 이론계산을 수행한다.

이상의 식으로부터 먼저 가정한 P_L 에 있어서 식(2.18), 식(2.20), 식(2.23)로부터 임의의 위치 L 에 대한 A_{Ls} 를 구하고 L 과 A_L 과의 관계인 식(2.28)로부터 A_{La} 를 구한다.

흡입증기가 유동하는 유로 A_a 를 다음과 같으며,

$$G_a W_{ao} = A_a \quad (2.29)$$

식(2.29)의 f_a 를 임의의 값으로 가정하면, 식(2.25), 식(2.27)로부터 흡입량은 아래와 같이 된다.

$$G_a = \sqrt{A_{La} \frac{1}{v_{La}} (A_a + \overrightarrow{P_f})} \quad (2.30)$$

이 G_a 는 가정한 흡입증기의 유로 A_a 에 대한 각 위치에 있어서의 흡입한 양을 나타내며, 일반적으로 그림3.4의 (b)와 같은 경향의 곡선으로 되며, 임의의 위치 L 에서 최소값을 갖는다. 따라서 이러한 등압조건하에서 흡입 가능한 증기의 최대 유량은 위치 L 에서 유량 값으로 제한된다.

물론 이때 흡입증기의 유로 A_a 와 식(2.30)에 의하여 구하여진 G_a 를 식(2.26)의 증기 유속을 만족하여야 한다.

식(2.30)에 구하여진 유량 G_a 를 식(2.26)의 G_{ao} 에 대입하여 W_{ao} 를 구하며, 여기서 구해진 G_{ao} , W_{ao} 로부터 흡입증기 유동에 필요한 유로 A_a' 을 구하면,

$$G_{ao} W_{ao} = A_a' \quad (2.31)$$

식(2.29)에서 임의로 가정한 흡입증기 유량 A_a 와 식(2.31)에서 계산된 흡입증기 유량 A_a' 가 같아질 때까지 반복계산을 통하여, A_{ao} 을 통과한 흡입증기유량과 G_{ao} 가 같게 한다. 이렇게 구한 G_{ao} 가 압력

P_L 에서의 흡입량이다. 따라서 P_L 에 대하여 A_{ao} 를 통과할 때의 흡입 기체의 압력강하를 고려하면 P_{ao} 와 G_{ao} 와의 관계가 구하여지며, 이 결과는 등압조건에서 구동증기와 흡입증기의 혼합과정은 무시하고, 양 유체의 속도차이에 의하여 발생하는 견인력에 의하여 증기를 흡입하는 경우 흡입성능곡선이다.

그러나 이상과 같은 등압의 조건은 항상 만족된다고 볼 수 없으며, 이해석 결과의 타당성을 각종 설계 자료와 실험결과로부터 종합적으로 판단한다. 먼저 Fig.2.7에서 L_i 에 있어서 흡입량을 G_{ai} 라면, $G_{ai} \geq G_{ao}$ 이지만, 실제의 흡입량은 L 에 관계없이 일정하다. 따라서 L_i 에서는 식(2.27)로 부터 알 수 있는 바와 같이 흡입기체의 유로면적 A_{La} 가 G_{ao} 를 통과시키는데 필요한 면적보다 크다.

Fig.2.5에서 보는 바와 같이 유로면적이 큰 경우에 속도분포의 변동성이 커지고, 디퓨저 입구부의 위치 L 이 작을수록 유로면적이 커서 속도분포가 불균일하게 된다. 따라서 흡입기체의 유로에서 속도분포가 일정하다는 가정으로 계산된 Fig. 2.7의 G_a 곡선 (b)에 있어서, G_{ai} 가 G_{ao} 보다 어느 정도 크더라도 등압이라는 가정은 근사적으로 성립한다고 할 수 있다. 그러나 G_{ai} 가 G_{ao} 보다 어느 정도 이상 크게 되면 그림의 L_i 에서 L_{ao} 사이에서 압력상승이 생기게 된다. 흡입증기의 속도분포나 혼합과정의 영향을 무시하고 계산된 흡입유량에 대한 타당성은 실험결과로부터,

$$\frac{G_{ai}}{G_{ao}} = 1.35 \quad (2.32)$$

가 되는 한계 값을 결정하고, 이것이 1.35 이하인 경우는 등압조건으로 계산된 값의 타당성을 확인하였다.

다음으로 극소점 이후의 상태에 있어서, Fig. 2.7의 (b)와 같이 G_a 곡선이 극소 값을 형성하는 경우와는 다르게, G_a 곡선이 상승하는 (a)와 하강하는 (c)가 있다.

여기서 G_a 곡선이 단조롭게 하강하는 경우는, 이 압력 P_L 에 있어서 흡입량이 0이라는 것을 나타내며, G_a 곡선이 단조롭게 상승하는 경우에는 디퓨저에 흡입된 기체가 박리하게 되며, 이러한 경향이 커지게 되면 흡입기체는 전체적으로 와를 만든다. 따라서 교축 현상의 상태에 가까워지고, 증기분류에 의한 흡인력의 대부분은 와에 의한 열로 변하여 유효하게 작용되지 못하고 흡입능력이 현저하게 저하하게 된다.

이를 판정하기 위하여, 최소 흡입 가능 유량위치 L_{ao} 에서의 유량 G_{ao} 와 그 후단의 위치 $L \simeq L_{ao} + 10mm$ 에서의 유량 G_a 에 있어서 다음과 같은 한계조건을 이용하였다.

$$\frac{G_m + G_a}{G_m + G_{ao}} = 1.02 \quad (2.33)$$

여기서, 식(2.33)의 값이 1.02이하인 경우에는 등압조건으로 계산된 흡입능력이 타당하고, 1.02이상이면 $L \sim L_{ao}$ 간에 압력강하가 일

어남으로 이를 보정해 주어야 한다.

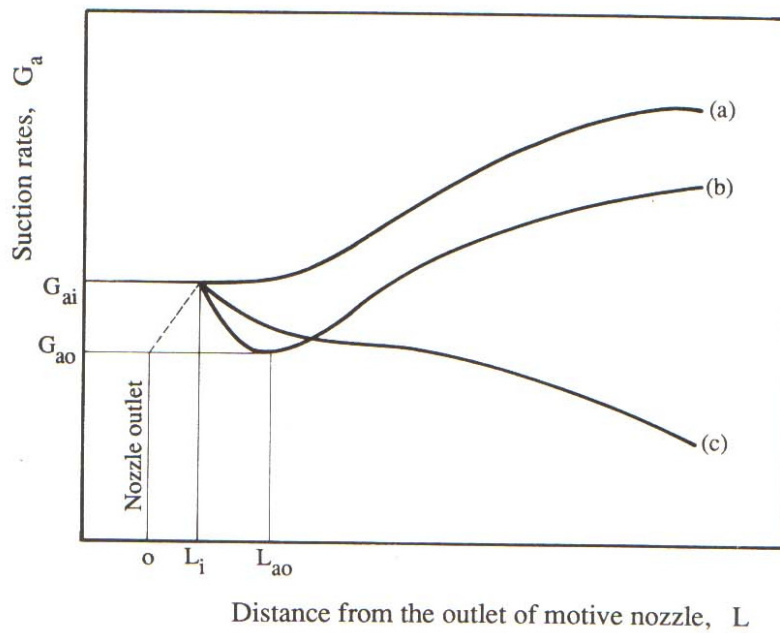


Fig.2.7 Characteristic curve of possible suction rate change along the flow direction

2.5 디퓨저 축소부에서의 유동해석

디퓨저내 유동은 구동증기와 흡입증기의 혼합과정과 속도에너지의 압력에너지로의 변환과정의 두 부분으로 이루어진다. 그러나 일반적인 열압축기의 계산방법에서는 혼합과정을 무시하는 경우가 대부분이다. 즉, 노즐을 나온 증기분류는 혼합실에서 등압 하에서 흡입기체와 완전하게 혼합되어 운동량의 교환을 하는 것으로 가정하는 것이 보통이다.

그러나 이 방법은 디퓨저의 어떤 단면에 있어서 속도가 어느 정도로 균등화되어 있는가를 예상하기 어려우며, 에너지 방정식과 연속의 식을 엄밀하게 적용하는 것이 곤란하므로 실제의 계산에서는 유효하지 않다. 따라서 속도에너지가 압력에너지로 변환하는 과정과 구동증기와 흡입기체인 증기의 혼합과정을 고려하여 디퓨저 내의 열역학적 계산과 상태변화에 대한 계산을 한다.

먼저 디퓨저 입구부에서의 유동에 있어서 그림2.8의 첨자 ft 는 디퓨저 목부입구, fd 는 목부출구를 나타내며, L_t 는 노즐 출구로부터 디퓨저 목부입구까지의 거리, L_{ft} 는 목부 길이이다.

$$a = \frac{G_a}{G_m} \quad (2.34)$$

이며, 디퓨저 입구부에서는 구동노즐 출구에서 압력 P_{no} 로 분사되는 구동증기와 흡입실 압력 P_{ao} 의 흡입증기의 운동량에 의한 힘

F_{fi} 는 다음과 같다.

$$F_{fi} = G_m W_{no} + A_{no} P_{no} + a G_m W_{ao} + A_{ia} P_L \quad (2.35)$$

여기에서 압력 P_L 은 압력 P_{ao} 의 흡입증기가 유로면적 A_{ia} 를 통과하면서 발생한 압력손실을 고려한 압력이며, 흡입증기가 통과하는 유로면적은 $A_{ia} = A_i - A_{no}$ 이다.

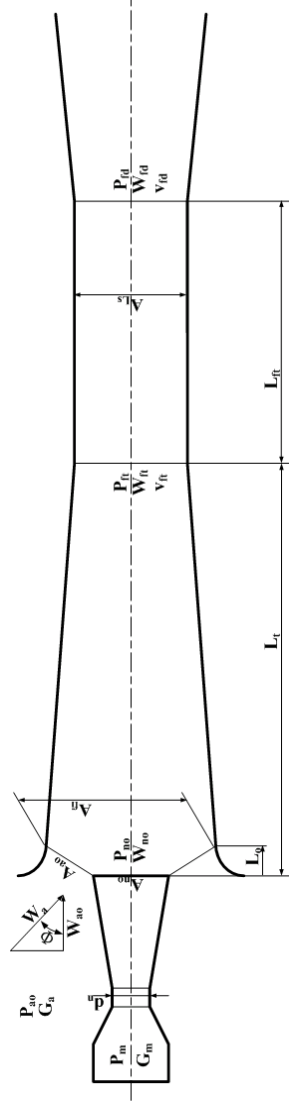


Fig.2.8 Flow model in diffuser inlet & diffuser throat

또한 디퓨저 목부 입구에서 구동증기와 흡입증기가 단면 전체에 걸쳐서 압력, 온도, 비용적 등은 일정하고, 디퓨저 목부를 통과하는 유량 ($G_m + G_a$) 중에서 구동증기 G_m 은 면적 A_{mft} 를 W_{mft} 의 속도로 통과하며, 흡입증기 G_a 는 A_{aft} 를 W_{aft} 의 속도로 통과한다. Fig.2.9와 같이 디퓨저 입구 단면에 양 유체는 각각 속도가 동일하고 $W_{mft} \neq W_{aft}$ 라고 가정한다.

따라서 디퓨저 목부 입구단면에 양 유체에 의한 힘 F_{ft} 는,

$$F_{ft} = G_m W_{mft} + a G_m W_{aft} + A_{ft} P_{ft} \quad (2.36)$$

그러므로 운동량의 관계는 식(2.35)와 식(2.36)으로부터 디퓨저 입구부와 목부에서의 운동량 변화는 다음과 같다. 단, 디퓨저 입구부에서 벽면과의 마찰에 의한 손실을 무시한다.

$$\begin{aligned} & G_m W_{no} + A_{no} P_{no} + a G_m W_{ao} + A_{ia} P_L \\ &= G_m W_{mft} + a G_m W_{aft} + A_{ft} P_{ft} + \tau \frac{P_L + P_{ft}}{2} (A_i - A_{ft}) \end{aligned} \quad (2.37)$$

여기서 최종 항은 입구부 및 축소부 벽면의 축방향의 힘이고, 계수 τ 는 디퓨저 축소부 내의 압력변화에 의하여 결정되는 값으로 실험결과로부터 $\tau \approx 1.00 \sim 1.05$ 의 값에 취한다.

여기에서 목부 입구에 있어서 운동량에 따른 평균유속을 W_{M} , 유량에 따른 평균유속을 W_G 라 두면,

$$W_{Mt} = \frac{\int_{ft} W_{ft} dG}{\int_{ft} dG} = \frac{G_m W_{mft} + G_a W_{aft}}{G_m + G_a} \quad (2.38)$$

여기에서, $1 + \alpha_1 = \frac{W_{Mt}}{W_{Gt}}$ 라 두면,

$$\begin{aligned} G_m W_{mft} + a G_m W_{aft} &= (1 + a) G_m W_{Mt} \\ &= (1 + a)(1 + \alpha_1) G_m W_{Gt} \end{aligned} \quad (2.39)$$

로 되고, 따라서 식(2.37)는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} G_m W_{no} + A_{no} P_{no} + a G_m W_{ao} + A_{ia} P_L \\ = (1 + a)(1 + \alpha_1) G_m W_{Gt} + A_{ft} P_{ft} + \tau \frac{P_L + P_{ft}}{2} (A_i - A_{ft}) \end{aligned} \quad (2.40)$$

여기에서, 좌변은 열압축기의 치수, 흡입량과 혼합실 진공압력과
의 관계, 즉 성능곡선으로부터 구할 수 있는 값이며, $(1 + \alpha_1)$ 의 값
은 구동증기와 흡입기체의 혼합정도를 나타낸다.

식(2.40)에서 디퓨저 목부에서의 압력 P_{ft} 를 가정하면, 유량에 따
른 평균유속을 W_{Gt} 가 구해지며, 이 W_{Gt} 를 연속의 식에 대입하면,

$$A'_{ft} = (1 + a) \frac{G_m}{W_{Gt}} v_{ft} \quad (2.41)$$

와 같이 디퓨저 목부의 직경이 구해진다. 식(2.40)과 식(2.41)로
구해진 디퓨저 목부 직경이 $A'_{ft} = A_{ft}$ 일 경우 가정한 압력 P_{ft} 가 디
퓨저 입구부의 압력이 된다.

식(2.41)의 비체적 v_{ft} 는 다음과 같이 구한다. 디퓨저 목부 입구에서 속도에너지는 Δi_{ft} (kJ/kg)는,

$$\Delta i_{ft} = \frac{\int_{ft} \Delta i_{ft} dG}{\int_{ft} dG} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\int_{ft} W_{ft}^2 dG}{\int_{ft} dG} = \frac{1}{2} W_{Et}^2 \quad (2.42)$$

여기에서 W_{Et} 는 디퓨저 목부에서 속도에너지에 대한 평균유속으로,

$$W_{Et}^2 = \frac{\int_{ft} W_{ft}^2 dG}{\int_{ft} dG} = \frac{G_m W_{mft}^2 + G_a W_{aft}^2}{G_m + G_a} \quad (2.43)$$

디퓨저 입구부에 있어서 실제의 속도에너지와 유량에 관한 평균 속도에너지의 비는,

$$(1 + \alpha_2) = \frac{W_{Et}^2}{W_{Gt}^2} \quad (2.44)$$

로 디퓨저 입구부의 압력 P_{ft} 를 가정하면, 식(2.43)에 의하여 디퓨저 목부에 입구의 평균 속도에너지가 구하여지며, 식(2.42)에 의하여 엔탈피 Δi_{ft} 로 된다. 따라서 v_{ft} 는 Δi_{ft} 를 이용하여 i-S상에서 구할 수 있다.

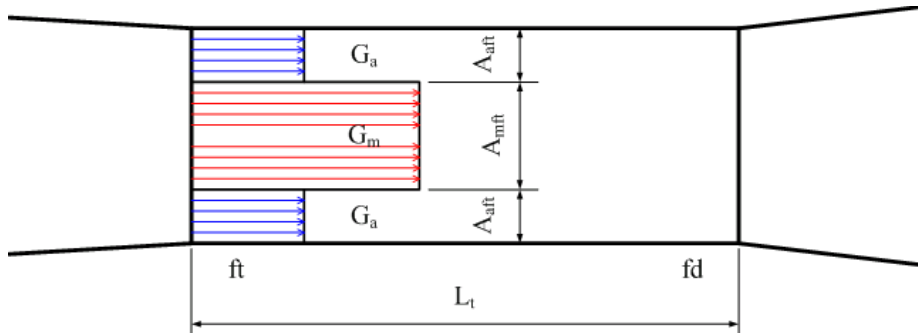


Fig.2.9 Flow model at diffuser throat

2.6 디퓨저 확대부에서의 유동해석

디퓨저 목부에서는 충격파에 의하여 급격한 압력상승이 일어나며, 디퓨저 목부에서의 유동은 다음과 같다. 구동증기와 흡입증기가 균일하게 혼합되었다고 가정하면, 디퓨저 목부는 운동량의 법칙으로부터 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$(1+a)(1+\alpha_1)G_m W_{\alpha} + A_{ft} P_{ft} = (1+a)G_m W_{fd} + A_{fd} P_{fd} + F_{fd} \quad (2.45)$$

여기서, F_{fd} 는 목부의 마찰저항에 의한 힘으로, 다음 식에서 구해진다.

$$\begin{aligned} F_{fd} &= \int_{L_{ft}} \lambda \frac{\rho}{2} W^2 \cdot 2\sqrt{\pi A_{ft}} dL \\ &\doteq \lambda \frac{\sqrt{\pi \rho_{ft} \gamma_{fd}}}{2} W_{ft} W_{fd} \cdot 2\sqrt{\pi A_{ft}} L_{ft} \end{aligned} \quad (2.46)$$

여기에서, λ 는 마찰계수로 실험결과로부터 $\lambda \doteq 0.004$ 을 채용한다.

디퓨저 목부 길이 L_t , 일반적으로 목부 직경의 3배 이상으로 설정하며, 디퓨저 압력 P_{ft} 와 유속 W_{fd} 에 의하여,

$$\Delta i_{fd} = \frac{(1+a) \cdot \frac{1}{2} W_{fd}^2}{(1+a)} \quad (2.47)$$

이며, 단면적은 다음과 같다.

$$A_{fd} = (1+a) \frac{G_m}{W_{fd}} v_{fd} \quad (2.48)$$

따라서 목부출구의 상태는 목부입구의 경우와 같이, P_{fd} 를 가정하여 A_{fd} 를 계산하고, 가정한 A_{fd} 와 같아질 때의 값이 목부 출구압력이다.

디퓨저 확대부는 디퓨저 확대부의 효율을 추정함으로써 쉽게 i-S 선도상에서 구해진다. 즉, 디퓨저 목부출구의 상태를 Fig. 2.7의 D_{fd} 라 하고, 확대부 효율을 η_{fd} 라고 하면, D_{fd} 로부터 등엔트로피 선과 $(i_m + ai_{ao})/(1+a)$ 와의 교점 D_o 를 구하고, $(D_{fd} \sim E)/(D_{fd} \sim D_o) = \eta_{fo}$ 되는 점 E 를 구하면, 점 E 의 압력 P_{fo} 가 디퓨저 출구에서의 설계압력이 된다. 디퓨저 출구상태는 D_{fo} 으로 표시된다. 이 과정에서 디퓨저 출구의 속도에너지는 작으므로 무시하였다.

이상과 같이 구한 것은 목부 길이가 충분하고, 목부 출구에서 증기와 흡입기체가 완전히 혼합한 충분한 흐름으로 되었을 때의 디퓨저 출구 설계압력이다. 그러나 목부 길이가 부족한 경우는 목부에서 혼합이 충분히 끝나지 않고 확대부에 들어가기 때문에 목부 출구에서 균일한 속도분포를 형성하지 못하므로 확대부에서 박리를 일으키기 쉽고 압력 회복이 원활하지 않게 되어 출구설계 압력은 계산해서 구해진 P_{fo} 보다 낮은 값으로 된다.

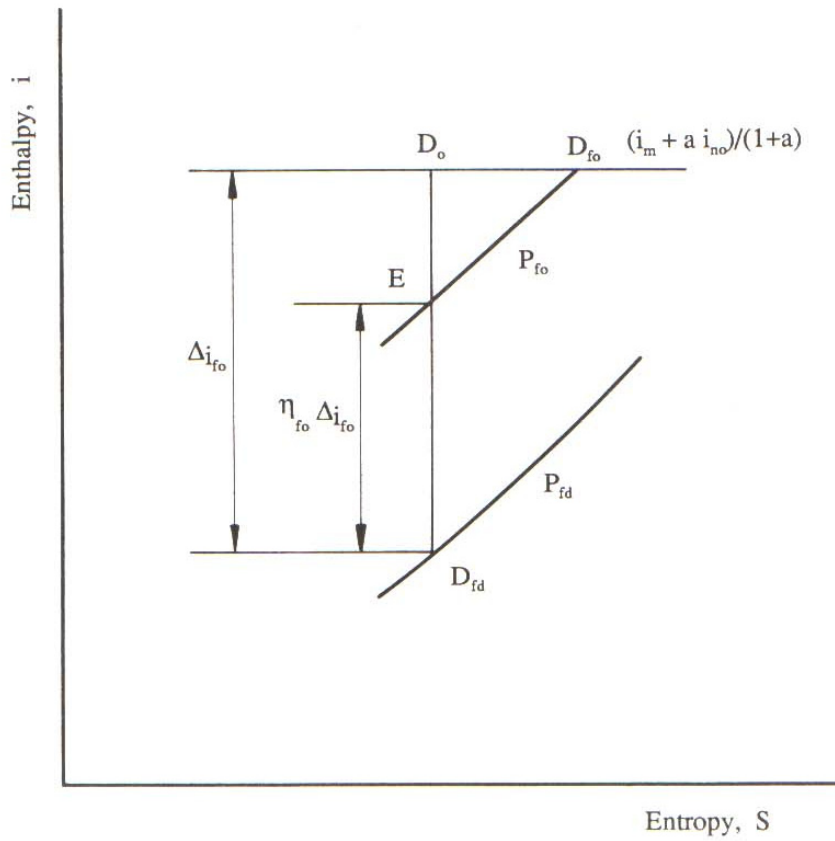


그림3.7 Mollier diagram at diffuser outlet

제3장 수치 해석

본 연구에서 수치해석을 수행하고자하는 대상의 열압축기는 하루 150 톤의 담수를 생산할 수 있는 5중 효용 담수설비에 사용되는 기기로 전체 흐름도는 Fig.3.1과 같다. Fig.3.1과 같이 MED-TVC형 담수설비의 주용기기는 5단 관형 증발기(Tube type evaporator)와 주응축기(Main condenser), 3단의 brine 가열열교환기(Brine Heater), 열압축기와 증기 이젝터 진공장치(Steam ejector vacuum system) 그리고 급수펌프(Pump)로 구성되어 있다.

담수설비의 효율은 G.O.R로 식(3.1)과 같다.

$$\begin{aligned} G.O.R &= \frac{m_t}{m_m} \\ &\simeq \frac{n \times m_d}{m_m} \end{aligned} \quad (3.1)$$

일반적으로 열압축기의 가동을 위해 사용되는 구동증기는 주로 발전설비의 저압 터빈에서 추기되는 250.0 kPa ~ 1,500.0 kPa의 증기가 사용된다. 하지만 최근에는 에너지 효율을 향상시키기 위하여 저압의 증기를 사용하는 추세이고, 본 연구에서는 저압 266.0 kPa의 구동증기를 사용하였다.

열압축기의 성능평가에서 중요한 요소인 흡입유량비(Entrainment ratio) a 는 식(3.2)와 같다.

$$a = \frac{m_s}{m_m} \quad (3.2)$$

MED-TVC형 담수설비의 성능을 향상시키기 위해서는 식(3.1)과 식(3.2)에서 알 수 있듯이 열압축기의 흡입성능을 최대한 향상시켜야 한다. 또한 하절기와 같이 담수가 대량으로 사용되는 경우에는 설계용량 대비 110 %이상으로 운전되고, 동절기와 같이 담수소비량이 급격하게 줄어드는 경우에는 설계용량 대비 40%이하에 운전되기도 한다.

최근 담수수요량이 급격히 증가하는 추세이며, 담수설비의 용량도 1.0 MIGD (4,500 ton/day)에서 10.0 MIGD (22,500 ton/day) 이상으로 대형화되고 있으며, 이에 사용되는 열압축기도 1.0 MIGD의 경우 직경 1.0 m, 길이 12.0 m, 10.0 MIGD의 경우 직경 2.5 m, 길이 30.0 m이상의 대형설비가 된다.

이와 같이 고효율의 안정적인 운전특성을 갖는 열압축기를 설계하기 위해서는 성능실험을 통하여 설계인자를 찾아내는 것이 필수적이나 실험설비가 대형이고 이를 구현하는 것은 시간적으로나 경제적으로 매우 어렵다. 하지만 상용 수치해석 코드인 FLUENT를 이용하여 열압축기 내부의 유동장을 해석함으로써 고 비용의 실증실험을 대체할 수 있다.

본 연구에서는 FLUENT Version 6.2을 이용하여 압축성, 축대칭 문제 해석을 통하여 열압축기의 내부 유동특성을 해석하였다. 특

히 열압축기의 흡입성능에 영향이 큰 디퓨저 입구부 형상을 대상으로 하여 흡입압력 및 출구압력에 따른 흡입성능 계산을 목표로 수치해석을 수행하였다.

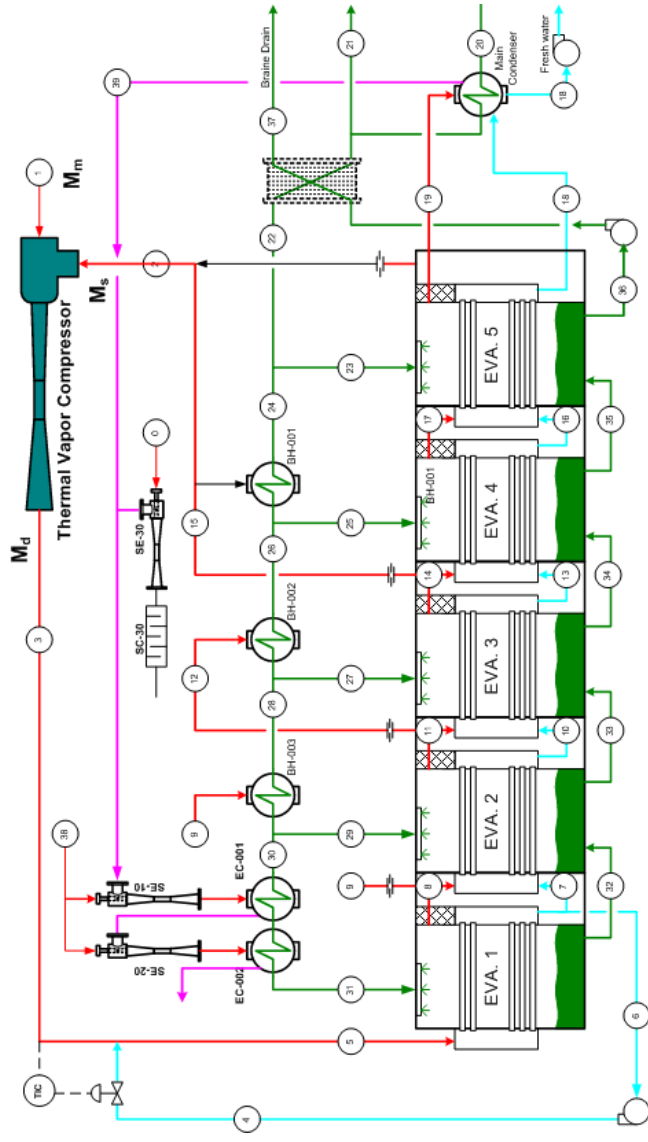


Fig.3.1 Piping diagram of multi effect desalination plant with thermal vapor compressor

3.1 본 연구대상 열압축기의 유동조건

본 연구 대상 열압축기의 각부 유동조건은 Table 3.1과 같으며, 구동증기 압력은 저압 266.0 kPa의 구동증기로 구동노즐에서 흡입 압력인 15.0 kPa까지 단열팽창되어 고속으로 분사된다. 고속의 구동 증기에 의하여 흡입된 증기가 디퓨저 입구부에서 혼합과 에너지 교환이 이루어진 후 25.0 kPa까지 압축되어 토출된다.

열압축기 구동에 소모되는 구동증기의 유량은 360 kg/hr이며, 이에 의하여 흡입되는 흡입증기 유량도 360.0 kg/hr로 흡입유량비는 1.0로 설계되었다.

Table 3.1의 유동조건에 의하여 설계된 열압축기는 Fig.3.2와 같다. 그림에서 보는바와 같이 열압축기의 전체 길이 2,800.0 mm, 디퓨저 목부직경 78.0 ϕ , 디퓨저 목부 길이 273.4 mm, 디퓨저 확대각 8.9 도, 디퓨저 확보 길이는 800.0 mm이다. 디퓨저 입구부는 축소각에 따라 1.0°인 경우 87.5 mm, 4.0°인 경우 116.2 mm, 7.0°인 경우 145.1 mm로 하였으며, 디퓨저 입구부 길이는 546.8 mm로 일정하게 하였다.

또한 구동노즐은 전체길이 408.3 mm, 축소부 길이 65.1 mm, 축소각 30°, 목부 직경은 17.8 ϕ , 목부길이 10.0 mm, 출구 직경은 30.3 mm, 확대부 길이는 71.4 mm, 확대각은 10°이다.

다중효용 담수설비의 운전범위는 여러 가지 운전요인에 의하여

결정되지만, 담수설비의 운전압력에 가장 크게 영향을 미치는 요인은 마지막단 응축기에 냉각수로 공급되는 바닷물의 온도에 의하여 결정된다. 즉 동절기가 최소 운전온도인 14 ℃, 하절기에는 최고 운전온도인 34 ℃에 따라서 결정된다.

각 증발기의 운전압력은 최초 설계시 결정되는 증발기의 단수에 의하여 결정되며 주로 4단에서 8단의 증발기가 사용된다. 본 연구에서는 5단의 증발기를 이용하여 성능시험을 수행하였으며, 1단 증발기의 압력, 즉 열압축기 출구압력은 최소 18.0 kPa, 최고 28.0 kPa이다. 또한 마지막단의 운전압력은 최소 6.0 kPa, 최대 18.0 kPa이다.

Table 3.1 Design conditions of thermal vapor compressor

Property	Pressure, ($\times 10^3 \text{Pa}$)	Temperature, (K)	Flow-rate, (kg/hr)	Specific enthalpy, (kJ/kg)	Density, (kg/m ³)
Motive Conditions	266.0	402.7	360.0	2,719.9	01.4696
Suction Conditions	15.0	327.15	360.0	2,599.2	0.0998
Discharge Conditions	25.0	338.14	720.0	2,609.9	0.1659

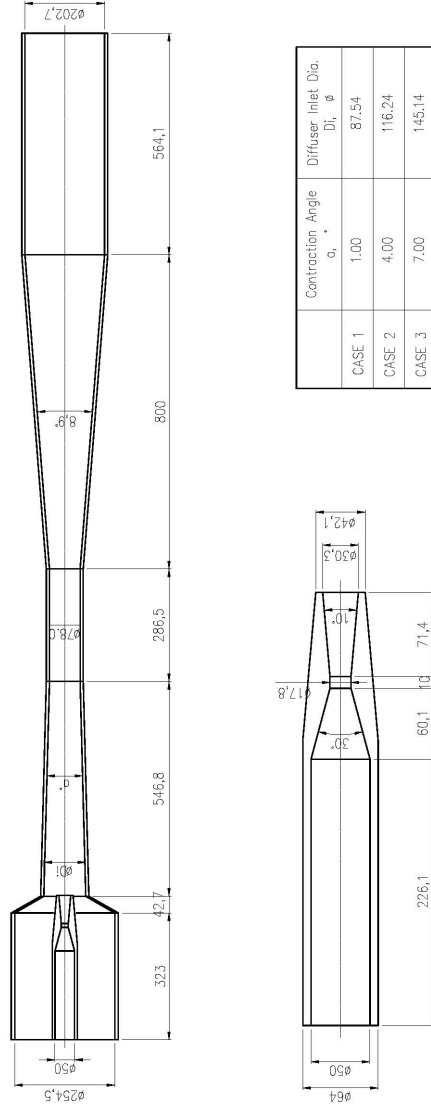


Fig 3.2 Dimensions of the present thermal vapor compressor model

3.2 수치해석법

본 연구 대상인 열압축기 내부의 유동장을 수치적으로 모사하기 위하여 상용 해석프로그램인 FLUENT Ver.6.2를 이용하였다.

Fig.3.2의 기본형 열압축기를 수치해석하기 위해서는 유한 체적을 갖는 격자계를 구성해야 되는데, 격자계 생성 code인 Gambit를 이용하여 Fig.3.3과 같은 계산용 격자계를 구성하였다. 수치계산을 위한 격자 구성은 축대칭 형상으로 하여 28,000개의 격자계로 구성하였다.

본 연구에서 사용한 Fig.3.3의 격자계에 대한 유효성을 확인하기 위하여 예비계산을 수행하였다. 예비계산에 사용한 격자계는 약 76,450개로 구성되어 있으며, 벽면경계층, 구동노즐 및 디퓨저에서 충격파의 위치를 예상하여 밀집 격자계를 구성하였다. 예비계산에서 수렴해를 얻는데 HP Workstation x6000을 이용하여 180,000회 이상 반복계산이 요구되었다. 본 계산에서는 예비계산의 수렴해와 계산상의 오차를 최소로 줄일 수 있는 형상인 Fig.3.3의 격자계를 구성하여 본 계산에 활용하였다.

본 수치해석에서는 열압축기가 축대칭 조건임을 적용하여, 상부만을 수치계산 하였다. 수치해석의 수렴조건으로 에너지 소산을 $\epsilon = 10^{-6}$ 의 조건으로 계산하였으며, 수렴하는데 약 60,000회 이상 반복계산 되었다.

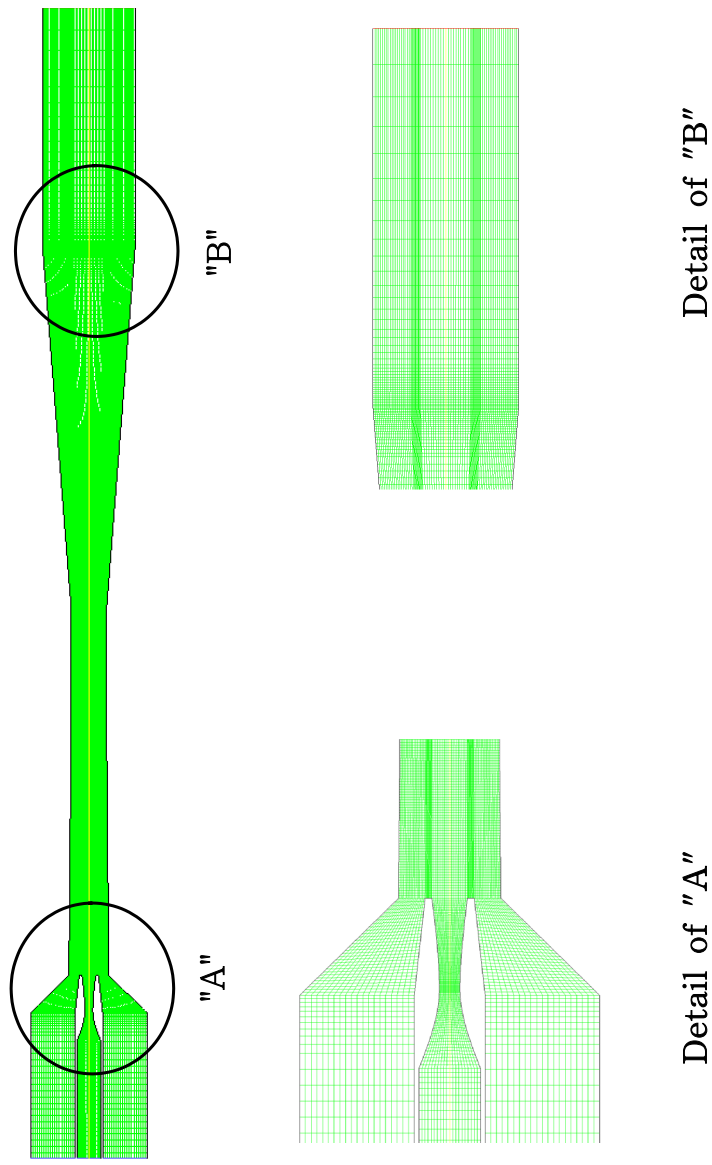


Fig 3.3 Calculation grids in thermal vapor compressor

3.2.1 수치계산을 위한 물성치

열압축기 내부를 유동하는 증기의 물성치는 FLUENT에서 제공되는 물성치로 Table 3.2와 같으며, 밀도는 이상기체로 취급하였다.

식(2.4)의 이상기체 상태방정식은 다음과 같이 된다.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.3)$$

또한 음속은 다음 식에 의하여 계산한다.

$$C = \sqrt{T C_p \frac{R}{(C_p - R)}} \quad (3.4)$$

계산 도중에 사용되는 비중량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\rho}{dp} \right)_T &= \frac{1}{RT} \\ \left(\frac{d\rho}{dT} \right)_p &= - \frac{p}{RT^2} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Table 3.2 Thermal property of water vapor

Properties	Unit	Values	Remark
Specific heat capacity, C_p	J / (kg K)	2,014.0	
Thermal conductivity, k	W/(m K)	0.0261	
Viscosity, μ	kgm/(m s)	1.34×10^{-5}	
Molecular weight, M	kg/kmol	18.015	

3.2.2 난류해석 - 표준 κ - ϵ 모델

유속이 충분히 발달되면 난류가 되고, 운동량 방정식인 식(2.2)에 난류 항을 고려하면 Navier-stokes 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (3.6)$$

식(3.6)의 우변 마지막 항은 난류흐름에 의하여 생성된 항으로 이에 대한 적절한 난류모델이 선정되어야 한다.

본 연구에서는 적은 격자수에서도 비교적 정확한 계산결과를 얻을 수 있어 공학적으로 널리 사용되고 있는 표준 κ - ϵ 난류모델을 사용하여 수치계산을 실시하였다.

표준 κ - ϵ 모델을 구성하는 방정식은 다음과 같다.

● 난류점성항

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (3.7)$$

식(3.3)에서 난류운동에너지 κ 와 소산율 ϵ 은 난류에너지 수송이론으로부터 다음과 같은 방정식으로 표현된다.

● 난류 운동에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \tilde{u}_j \kappa - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right)$$

$$= \mu_t(P + P_B) - \rho\epsilon - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho\kappa \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \quad (3.8)$$

여기서, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, $P \simeq 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

$$P_B \simeq -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_j}, \quad P_{NL} \simeq (-\overline{u_i u_j} - 2s_{ij}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

● 난류 소산을 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho \tilde{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ &= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{\kappa} \left[\mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho\kappa \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ & \quad - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{\kappa} P_{NL} \end{aligned} \quad (3.9)$$

식(3.7), 식(3.8), 식(3.8)에 적용된 상수는 다음과 같은 경험값을 활용하였다.

$$\begin{aligned} C_{\epsilon 1} &= 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92, \quad C_{\epsilon 3} = 1.00, \quad C_{\epsilon 4} = -0.33 \\ C_\mu &= 0.09, \quad \sigma_\kappa = 1.00, \quad \sigma_\epsilon = 1.22, \quad \kappa = 0.42 \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.2.3 경계조건

본 연구에 사용된 열압축기는 각부 경계조건으로 Table 3.1에서 보는 바와 같이 구동증기 측은 Pressure inlet 조건으로 전압 266.0 kPa, 온도 402.7 K, 흡입증기 측은 Pressure inlet 조건으로 전압 15.0 kPa, 온도 327.2 K, 출구 측에서는 Pressure outlet 조건으로 25.0 kPa를 기본 유동조건으로 설계되었다.

앞에서 설명한 바와 같이 MED-TVC 형식의 담수설비 운전조건을 포함하는 유동조건을 모두 해석하기 위해서는 표3.3과 같이 흡입압력 5가지와 토출압력 5가지에 대하여 유동해석을 수행하였다.

구동증기는 발전 터빈으로 추기되는 저압의 266.0 kPa 구동증기의 사용이 검토되고 있으므로 266.0 kPa 하나만을 해석의 경계조건으로 사용하였으나, 구동증기의 압력에 따른 흡입성능의 정확한 해석을 위해서는 구동증기 압력에 따른 추가적인 해석이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 Table 3.3과 같이 약 18개의 경계조건을 유동조건으로 주었다. 또한 디퓨저 입구부 축소각에 따라서 1.0°, 4.0°, 7.0°의 3개의 열압축기에 대하여 수치계산을 실시하였다.

Table 3.3 Calculation conditions for performance analysis of thermal vapor compressor
(Case-A) Data number matrix in case of 1.0°(convergence angle)

Motive steam pressure 266.0 kPa		Discharge Pressure, kPa				
		1 : 15.0	2 : 18.0	3 : 22.0	4 : 25.0	5 : 28.0
Suction Pressure, kPa	I : 6.0	A I -1 a = 0.308	A I -2 a : 0.308	×	×	×
	II : 9.0	A II -1 a = 0.563	A II -2 a = 0.563	A II -3 a = 0.563	×	×
	III : 12.0	A III -1 a = 0.802	A III -2 a = 0.802	A III -3 a = 0.802	A III -4 a = 0.802	×
	IV : 15.0	A IV -1 a = 1.033	A IV -2 a = 1.033	A IV -3 a = 1.033	A IV -4 a = 1.033	A IV -5 a = 0.805
	V : 18.0	A V -1 a = 1.247	A V -2 a = 1.247	A V -3 a = 1.247	A V -4 a = 1.247	A V -5 a = 1.247

(Case-B) Data number matrix in case of 4.0°(convergence angle)

Motive steam pressure 266.0 kPa		Discharge Pressure, kPa				
		1 : 15.0	2 : 18.0	3 : 22.0	4 : 25.0	5 : 28.0
Suction Pressure, kPa	I : 6.0	BI-1 a = 0.464	BI-2 a = 0.464	×	×	×
	II : 9.0	BI-1 a = 0.673	BI-2 a = 0.673	BI-3 a = 0.478	×	×
	III : 12.0	BI-1 a = 0.880	BI-2 a = 0.880	BI-3 a = 0.880	BI-4 a = 0.429	×
	IV : 15.0	BI-1 a = 1.090	BI-2 a = 1.090	BI-3 a = 1.090	BI-4 a = 1.090	BI-5 a = 0.231
	V : 18.0	BI-1 a = 1.290	BI-2 a = 1.290	BI-3 a = 1.290	BI-4 a = 1.290	BI-5 a = 1.290

(Case-C) Data number matrix in case of 7.0°(convergence angle)

Motive steam pressure 266.0 kPa		Discharge Pressure, kPa				
		1 : 15.0	2 : 18.0	3 : 22.0	4 : 25.0	5 : 28.0
Suction Pressure, kPa	I : 6.0	C I -1 a = 0.447	C I -2 a = 0.447	×	×	×
	II : 9.0	C II -1 a = 0.674	C II -2 a = 0.674	C II -3 a = 0.398	×	×
	III : 12.0	C III -1 a = 0.819	C III -2 a = 0.819	C III -3 a = 0.819	C III -4 a = -0.0089	×
	IV : 15.0	C IV -1 a = 1.022	C IV -2 a = 1.022	C IV -3 a = 1.022	C IV -4 a = 1.022	×
	V : 18.0	C V -1 a = 1.250	C V -2 a = 1.250	C V -3 a = 1.250	C V -4 a = 1.250	×

3.3 수치해석 결과 및 고찰

3.3.1 구동노즐의 수치해석 결과

본 연구 대상 열압축기의 설계조건인 유동조건 BIV-4에 대하여 64,000회 반복 계산된 수치해석 결과로, 구동증기 입구, 흡입증기 입구 및 출구부에 질량보존법칙을 적용하면,

$$m_m + m_s = m_d \quad (3.11)$$

수치계산결과를 식(3.4)에 적용하면,

$$0.09966 \text{ kg/sec} + 0.1096 \text{ kg/sec} \doteq 0.20926 \text{ kg/sec} \quad (3.12)$$

각 입구 및 출구에서 유량차이는 $\Delta m = -4.5023 \times 10^{-6} \text{ kg/sec}$ 로 충분히 수렴된 것으로 판단된다.

구동노즐에 대한 1차원 해석결과와 수치해석결과로 Fig.3.4에는 구동노즐 중심부의 압력분포, Fig.3.5에는 속도분포, Fig.3.6에는 온도 분포를 보여주고 있다.

구동노즐에서 압력변화는 Fig.3.4에서 보는 바와 같이 노즐출구에서 설계압력인 12.0 kPa에 비하여 높은 17.8 kPa까지만 팽창되어 배출된 후 디퓨저 입구부에서 추가로 팽창이 이루어진다.

Fig.3.5의 속도분포에서 1차원 가역단열변화에 의하여 구동노즐출구 유속은 식(2.11)에 의하여 계산하면 1,058.2 m/sec로 되며, 수치계산 결과는 865.6 m/sec로 1차원 가역단열변화의 결과와는 상당한

차이를 보이고 있다.

또한 Fig.3.6의 온도변화에 대한 경계조건으로 제시한 흡입증기의 포화온도인 322.6 K보다 낮은 216.7 K로 나타나고 있다.

Fig.3.7은 디퓨저 입구부 축소각이 1.0° 인 (AIV-4), 4.0° 인 (BIV-4), 7.0° 인 (CIV-4)에 대하여 구동노즐 내에서 속도분포에 대한 등고선을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 노즐출구 후단에서 연속적으로 팽창이 이루어지는 것을 알 수 있다. 또한 디퓨저 입구부의 축소각에 따른 노즐출구에서의 유동현상은 큰 차이를 보이지 않았다.

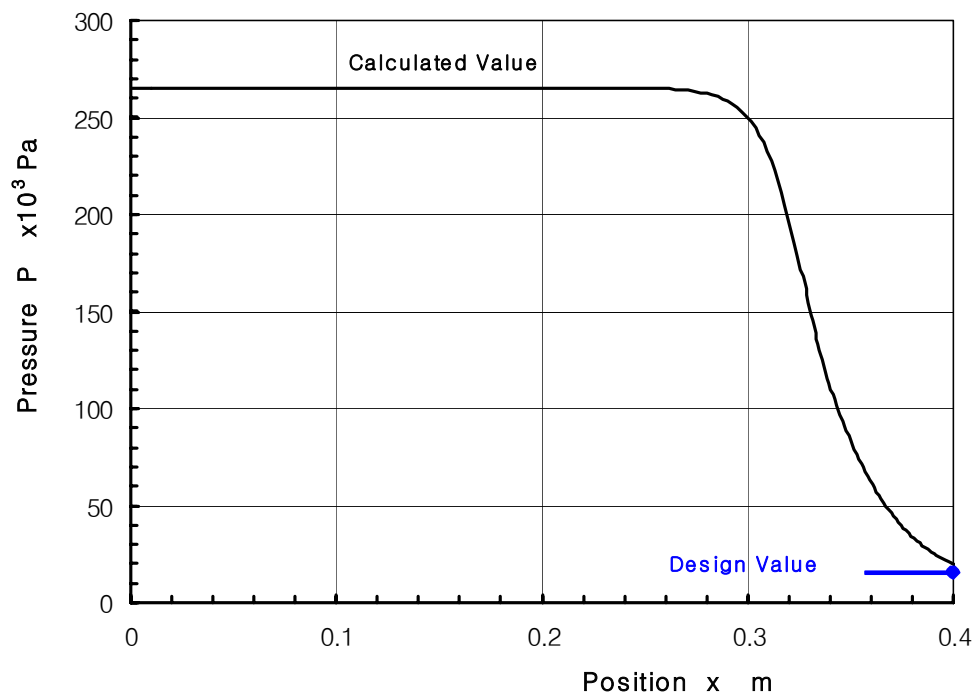


Fig 3.4 Static pressure distribution along the center line of jet nozzle (BIV-4, $P_s=12.0 \text{ kPa}$)

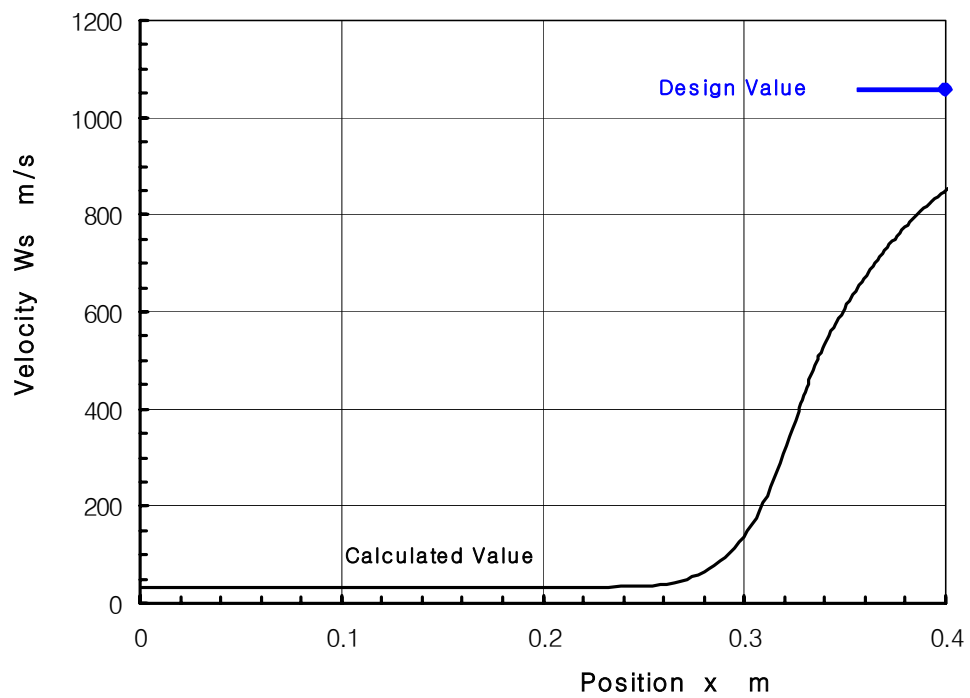


Fig 3.5 Velocity distribution along the center line of jet nozzle (BIV-4, $P_s=12.0$ kPa)

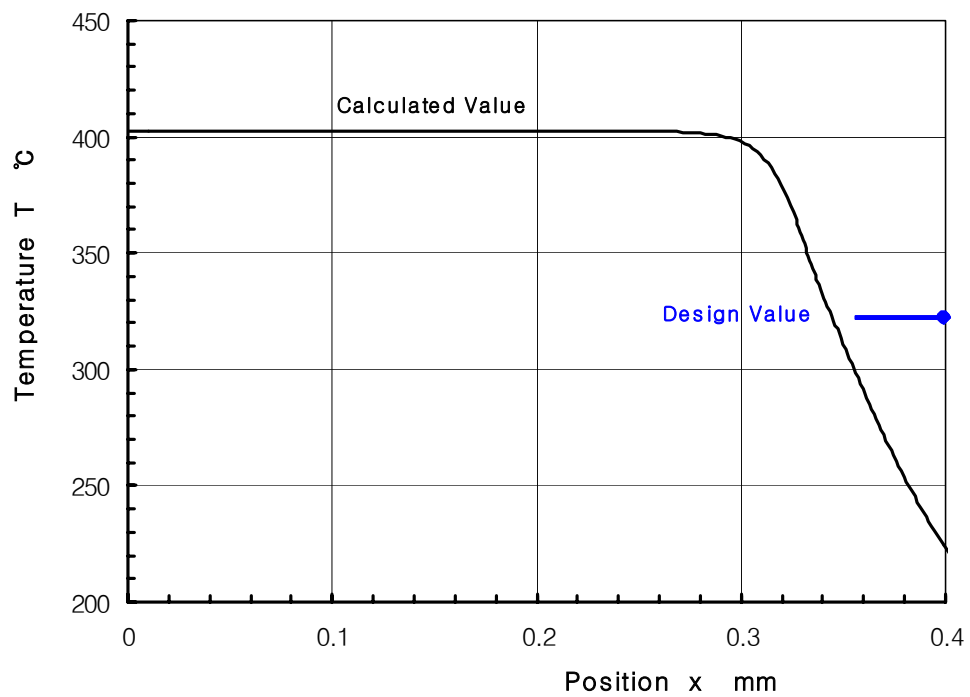
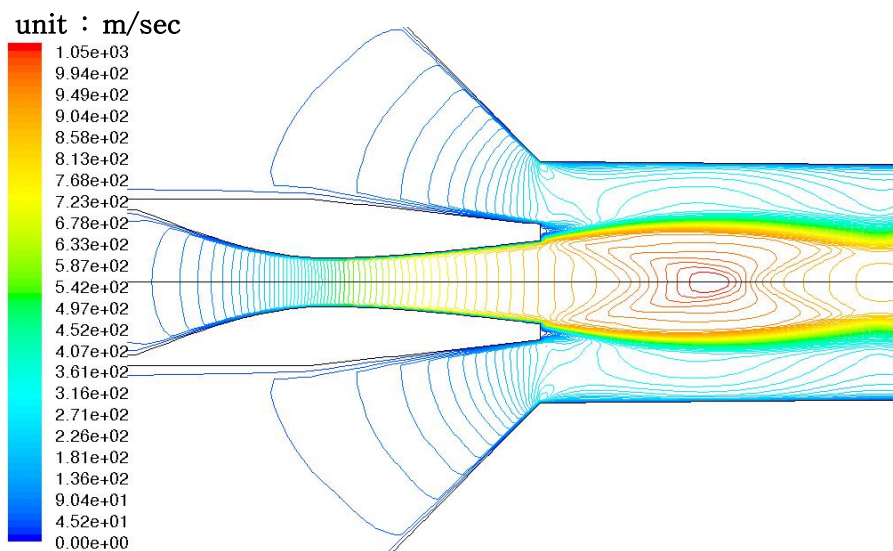
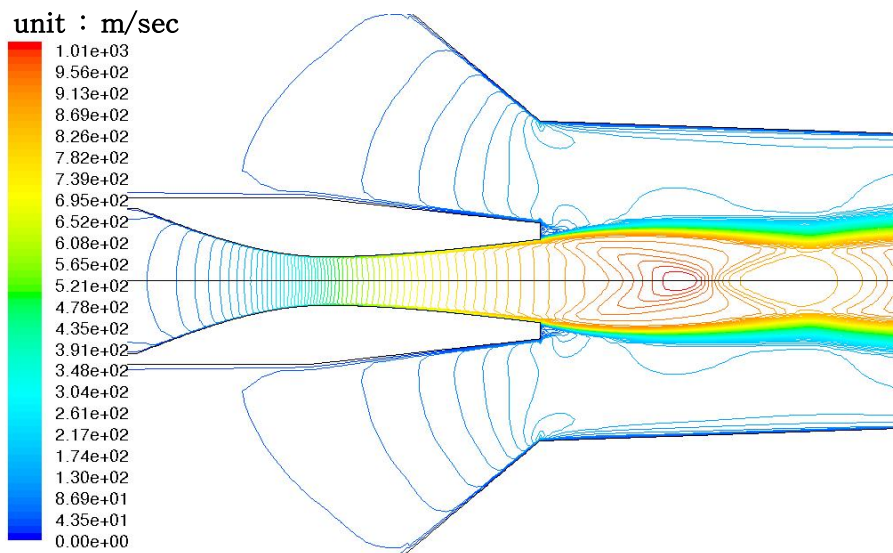


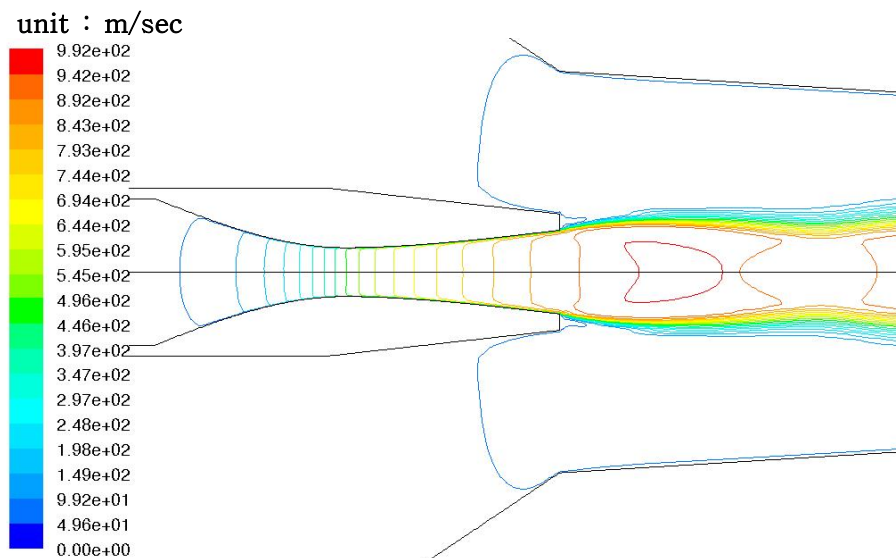
Fig 3.6 Temperature distribution along the center line of jet nozzle (BIV-4, $P_s=12.0$ kPa)



(a) AIV-4, $P_s=12.0$ kPa



(b) BIV-4, $P_s=12.0$ kPa



(c) CIV-4, $P_s=12.0$ kPa

Fig 3.7 Velocity distribution along the jet nozzle

3.3.2 디퓨저 입구부에서의 수치해석 결과

Fig.3.8은 구동노즐 출구에서부터 디퓨저 목부 출구까지의 열압축기 중심부의 속도분포, Fig.3.9에서는 벽면 부근에서 속도분포를 1.0° 인 (AⅢ-3, $P_s=12.0$ kPa), 4.0° 인 (BⅢ-3, $P_s=12.0$ kPa), 7.0° 인 (CⅢ-3, $P_s=12.0$ kPa)에 대하여 보여주고 있다.

Fig.3.8.에서 구동노즐에서 분사된 증기는 연속적으로 팽창과 압축을 반복하는 shock train를 형성하면서 디퓨저로 분사된다. 디퓨저 입구부의 축소각이 작은 경우 구동증기의 유속이 상대적으로 크게 나타나며, 구동증기의 압축-팽창주기는 디퓨저 입구부 축소각이 큰 경우가 짧음을 알 수 있다. 이는 구동증기가 디퓨저 벽면에 부딪힌 후 반사되는 반사각이 커짐으로 인하여 발생하는 것으로 해석할 수 있다.

Fig.3.9를 보면 디퓨저 입구부 축소각이 큰 경우가 작은 경우에 비하여 구동증기 주류의 속도에 비하여 상대 속도가 작으며, 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우 흡입증기의 속도가 빠르게 증가하는 것을 알 수 있다.

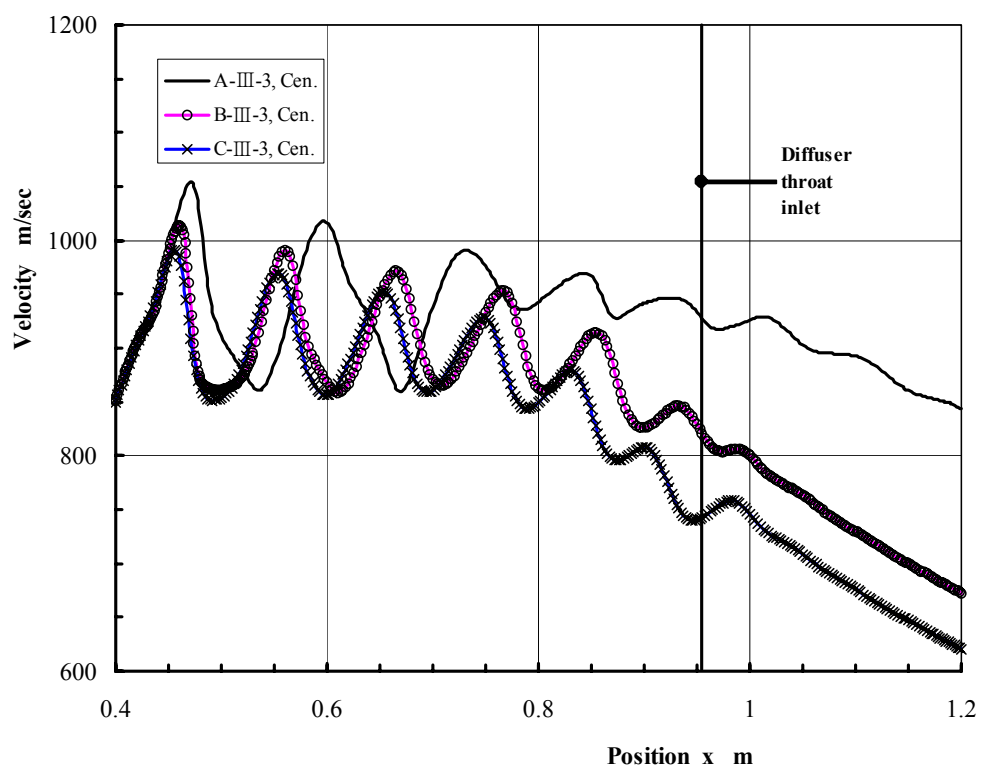


Fig 3.8 Velocity distribution between the diffuser inlet & diffuser throat outlet (At center line)

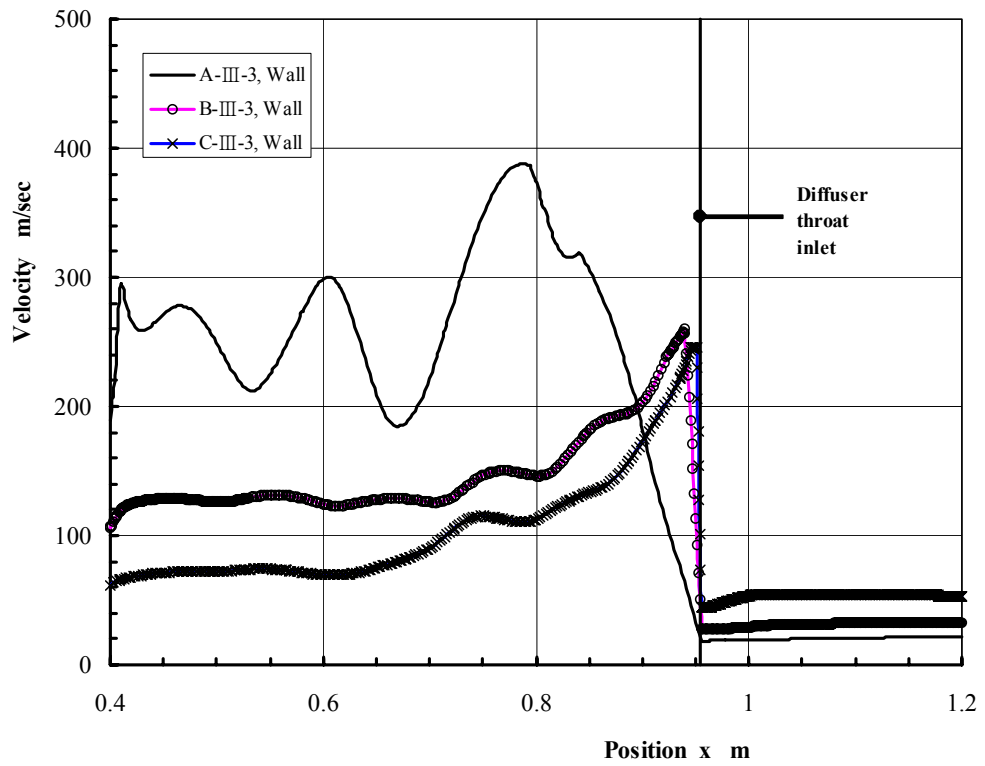


Fig 3.9 Velocity distribution between the diffuser inlet & diffuser throat outlet (At wall)

Fig.3.10은 디퓨저 입구부에서 등속도 곡선을 나타내는 것으로 디퓨저 입구부 축소각이 작은 속도분포가 균일함을 알 수 있다. 또한 shock train의 주기는 길게 나타났으며, 최대 유속은 AⅢ-3 = 1,073.8 m/sec, BⅢ-3 = 1,013.0 m/sec, CⅢ-3 = 979.7 m/sec로 디퓨저 입구부 축소각의 크기에 따라 다르게 나타났다.

Fig.3.11의 디퓨저 입구부에서 y-축 방향의 속도벡터(Velocity vector)를 나타내는 것으로 축소각이 작은 1.0° 의 경우 디퓨저 입구부에 흡입유체의 유속이 음속에 도달하는 것을 알 수 있다. 특히 1.0° 인 경우 디퓨저 입구부에서 속도발달이 상대적으로 활발하게 이루어져 디퓨저 입구에서 약 22.0 mm부근에서는 y-축 방향 속도분포는 완전히 발달했음을 확인할 수 있다.

디퓨저 입구부 축소각이 4.0° 이상의 경우에는 디퓨저 목부 부근에서야 비로소 유속이 음속에 도달하는 것으로 나타났다.

unit : m/sec

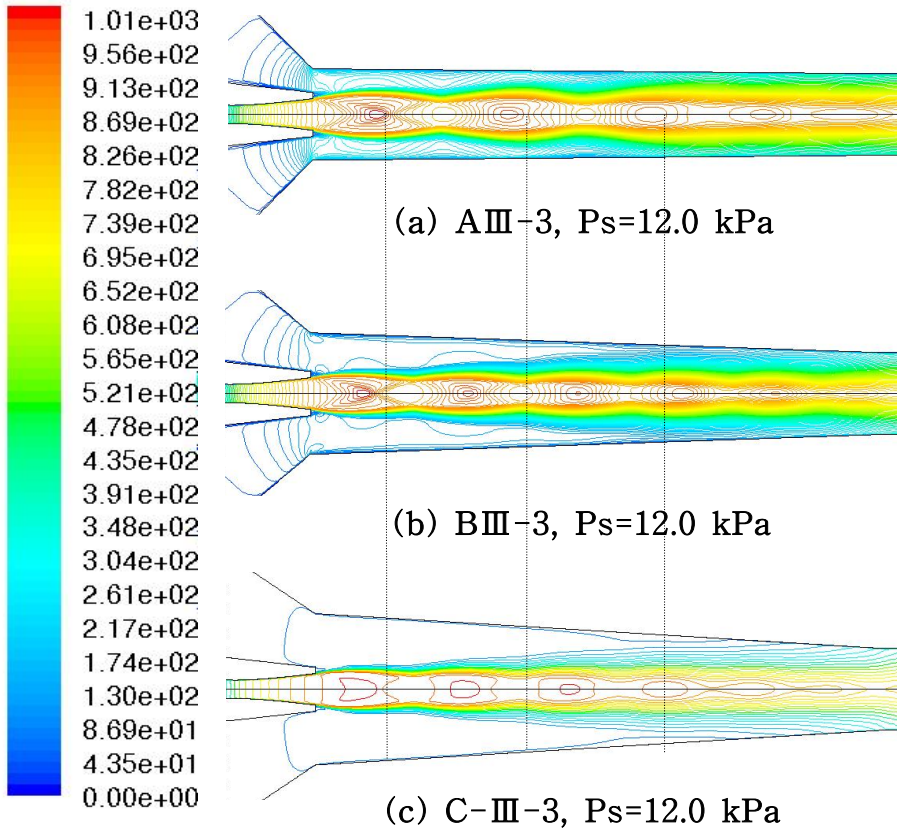


Fig 3.10 Velocity distribution between the diffuser inlet & diffuser throat outlet

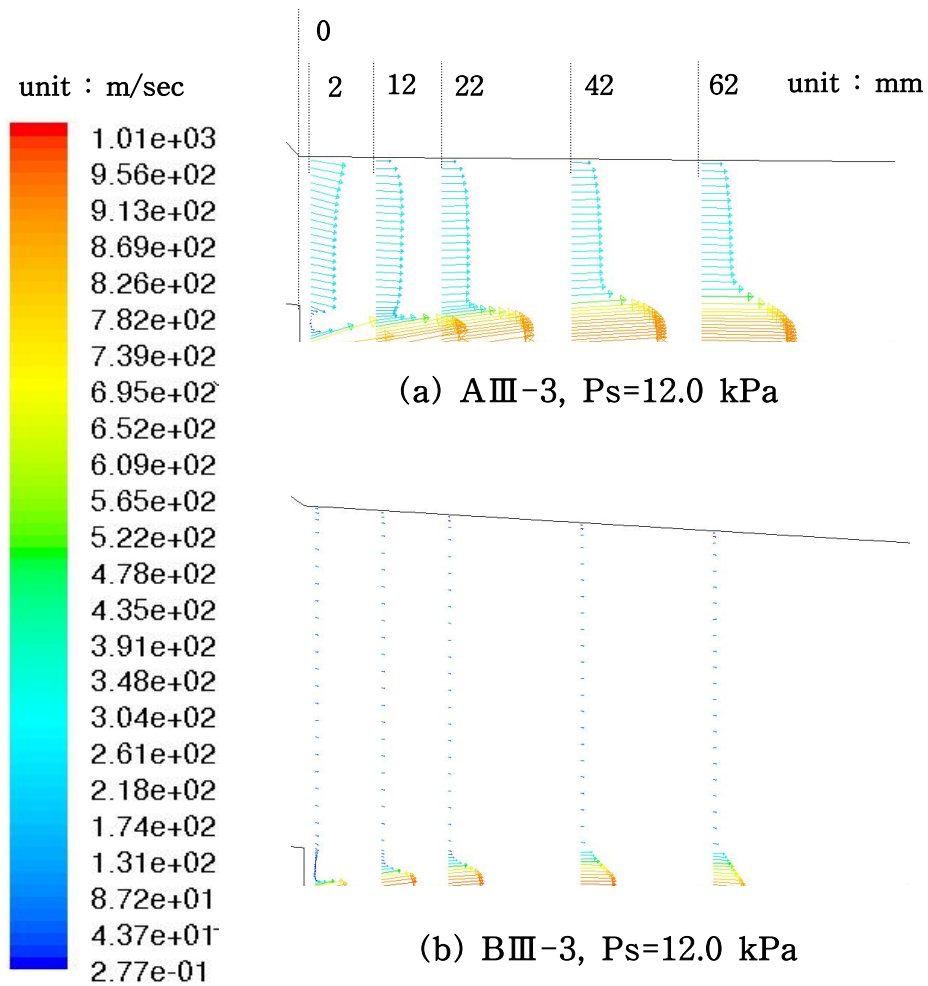


Fig 3.11 Velocity vector distribution of suction vapor
according to the y-direction

Fig.3.12는 구동노즐 출구에서부터 디퓨저 목부 출구까지의 열압축기 중심부의 압력분포, Fig.3.13에서는 벽면 부근에서 압력분포를 보여주고 있다.

Fig.3.12의 경우 디퓨저 축소각이 작은 (AⅢ-3)의 경우에는 디퓨저 입구부 후단에서 목부와 같은 역할을 수행하고 있음을 알 수 있다. 디퓨저 입구부 축소각이 큰 경우에는 유동유체가 유동하는데 필요한 유로가 충분하게 확보되어 있으므로 디퓨저 목부까지는 유동유체가 압축과 팽창과정을 지속하고 있음을 알 수 있다.

Fig.3.14에서 압력(Total pressure) 등고선이며, 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우 압력맥동 주기가 짧고 디퓨저 목부 후단까지 이어졌다.

Fig.3.15의 난류에너지 강도와 Fig.3.16 난류 소산에너지의 등고선으로, Fig.3.15의 난류에너지 강도는 디퓨저 입구부 축소각이 적은 경우가 크고 디퓨저 전체에 분포되어 있다.

디퓨저 입구부 전단에서 발생하는 난류에너지는 주로 구동증기의 구도에너지에 의하여 흡입가스를 가속시키는데 사용되는 것으로 판단된다.

난류 소산에너지는 Fig.3.16에서 보는 바와 같이 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우 크게 나타나며, 디퓨저 목부까지 연속적으로 나타남을 알 수 있다.

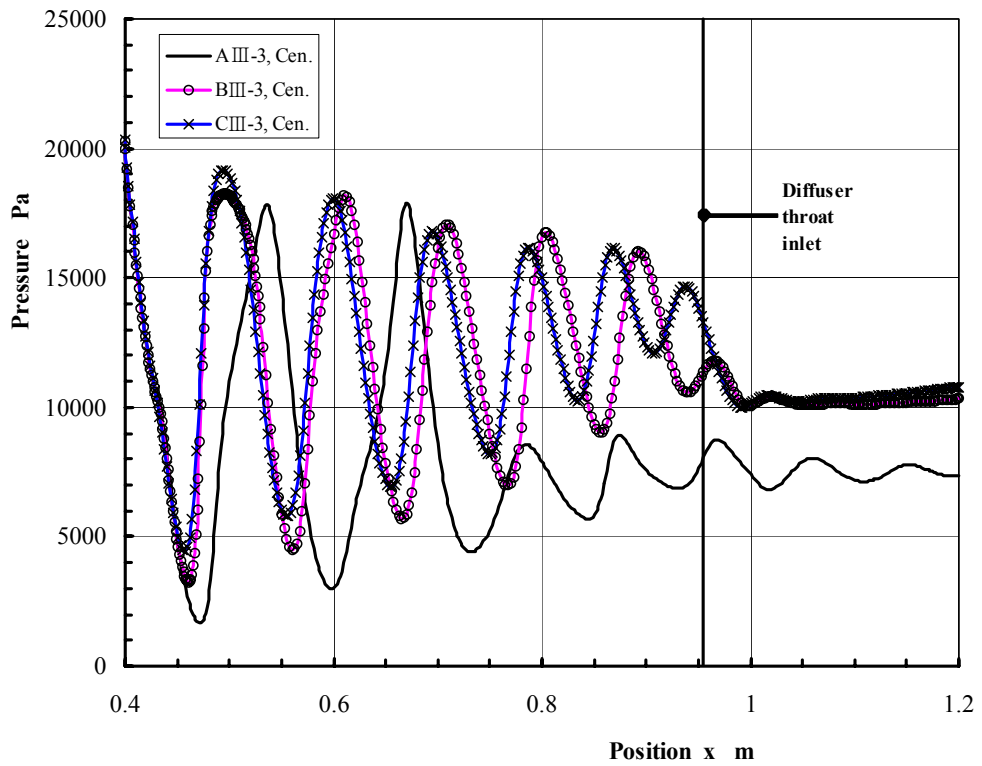


Fig 3.12 Pressure distribution between the diffuser inlet
& diffuser throat outlet (At center line)

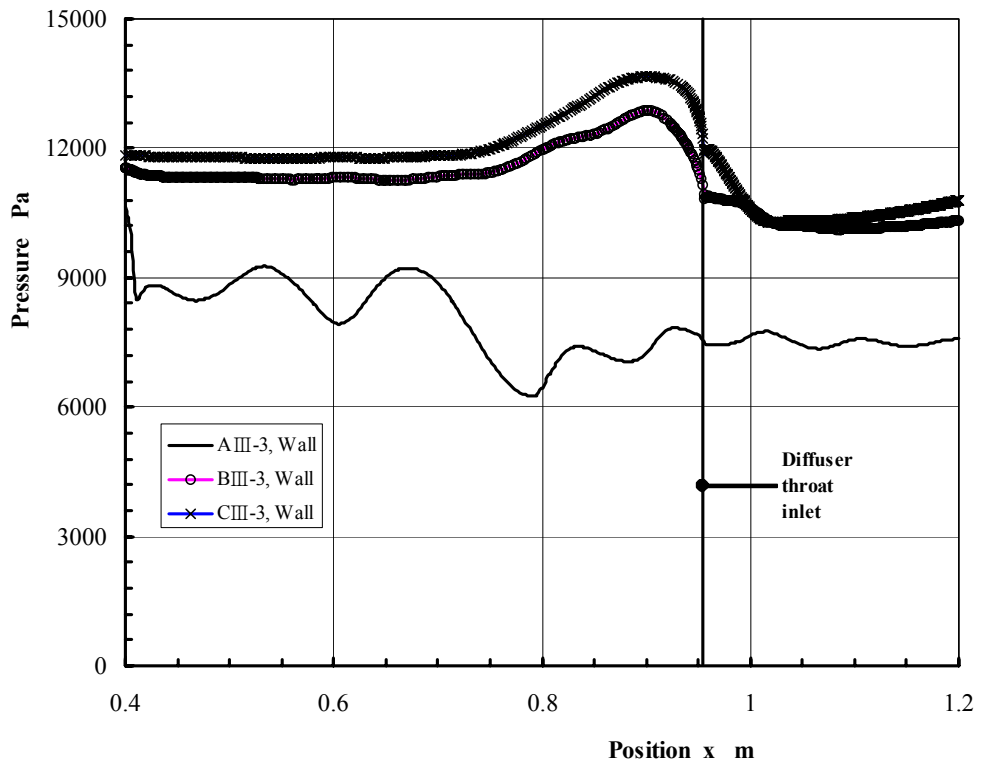
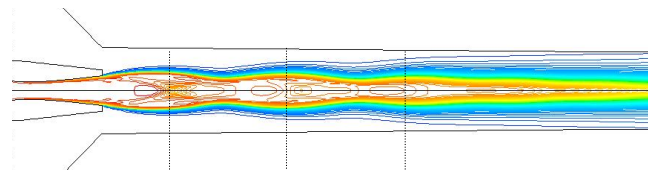
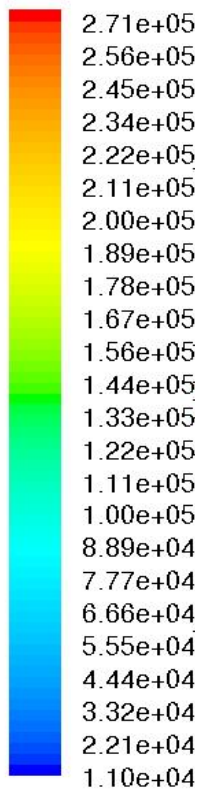
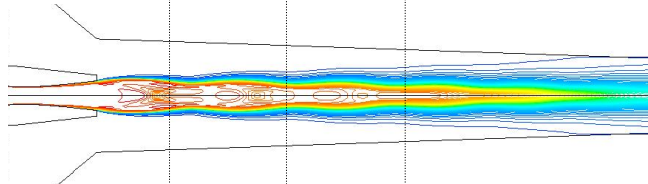


Fig 3.13 Pressure distribution between the diffuser inlet & diffuser throat outlet (At wall)

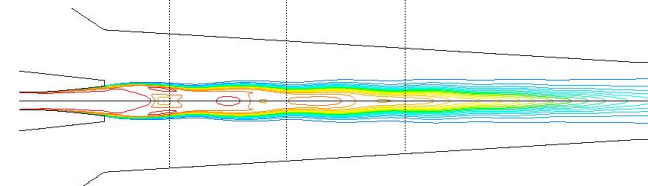
unit : Pa



(a) AⅢ-3, $P_s=12.0$ kPa



(b) BⅢ-3, $P_s=12.0$ kPa



(c) C-Ⅲ-3, $P_s=12.0$ kPa

Fig 3.14 Total pressure distribution between the diffuser inlet & diffuser throat outlet

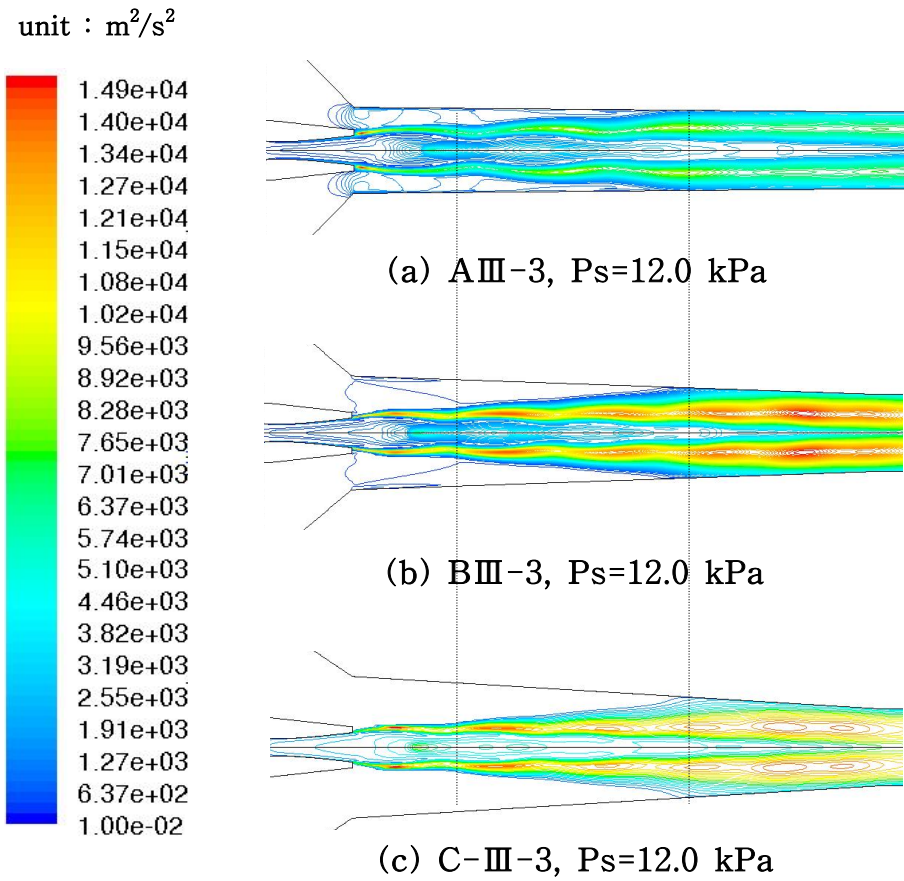


Fig 3.15 Turbulence of kinetic energy between the diffuser inlet & diffuser throat outlet

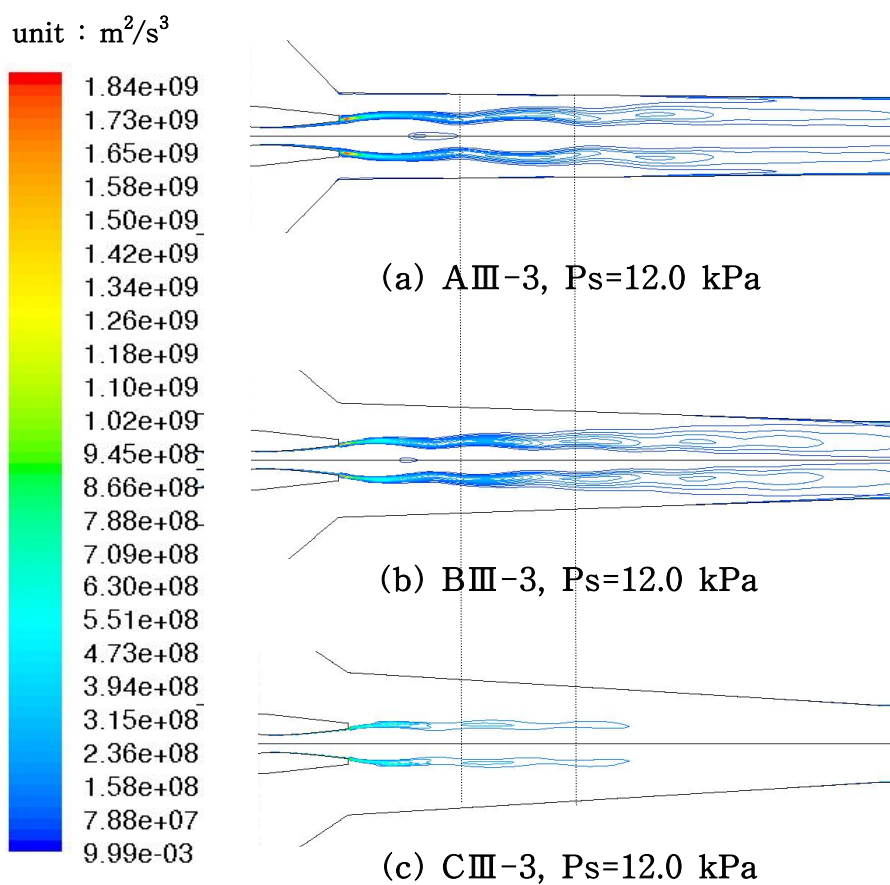


Fig 3.16 Turbulence of dissipation rate between the
diffuser inlet & diffuser throat outlet

Table 3.4에는 III-3의 유동조건($P_s=12.0$ kPa, $P_d=22.0$ kPa)에서 디퓨저 축소각이 1.0° , 4.0° , 7.0° 에 대한 각부의 유량을 나타낸다. Table 3.4와 같이 흡입증기가 유동하는데 유로가 필요하며, 이는 디퓨저 입구부 축소각이 증가할수록 유로면적이 커지므로 흡입유량도 증가함을 알 수 있다. 하지만 디퓨저 입구부의 축소각이 과도하게 증가하는 경우에는 구동증기 중의 일부가 주 분류에서 이탈하면서 흐름방향과 반대방향으로 이동되며, 이는 흡입증기와 같이 흡입부하로 작용함으로 열압축기의 흡입성능에 악영향을 미치고 있다.

Table 3.1 Calculation results according to the convergence angle of diffuser inlet (Critical flow conditions)

Convergence Angle	Flow Rate, kg/sec			Entrainment Ratio
	Motive	Suction	Discharge	
1.0° (AIII-3)	0.09966	0.08023	0.17989	0.81
4.0° (BIII-3)	0.09966	0.08799	0.18766	0.88
7.0° (CIII-3)	0.09966	0.08194	0.18160	0.82

3.3.3 디퓨저의 유동장 해석

(흡입유량이 임계유량에 도달된 경우)

본 절에서는 이미 제작된 열압축기에 있어서 유동조건이 임계흡입 유량을 만족시키는 경우에 대하여 설명한다.

Fig.3.17에는 4.0° 인 (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa, $P_d=22.0$ kPa)의 유동조건에 대한 계산 결과로서 중심선에서의 속도분포로서 유동유체가 열압축기를 통과하는 동안 최대유속은 디퓨저 입구부 부근에서 1013.7 m/sec까지 가속되며, 앞에서도 언급한 바와 같이 구동노즐 출구에서 불완전하게 팽창된 증기는 디퓨저 입구부에서 shock train를 형성하며 계속 팽창-압축과정을 반복한다.

디퓨저 입구부 이후에서는 흡입증기를 가속시키면서 혼합증기의 유속은 평균적으로 800.0 m/sec 정도까지 감속된다. 특히 디퓨저 목부출구에서 660.0 m/sec정도로 감속된 후 디퓨저 출구부, 즉 확대부에서는 속도가 급격하게 감속되는 수직충격파(Normal shock)가 발생되며, 이 부분에서는 Fig.3.19에서 보는 바와 같이 유속이 불연속적으로 급격하게 변하고 있음을 알 수 있다.

Fig.3.18은 열압축기 중심부에서 압력분포를 나타내며, 구동증기의 공급압력인 266.0 kPa에서 구동노즐을 통과한 후 최저 3.2 kPa에서 최고 18.0 kPa까지 압축-팽창 과정을 되풀이 하며, 디퓨저 목부에서는 10.0 kPa 정도로 일정하게 유지된다. 디퓨저 목부 출구부

에서 수직 충격파(최고압력 19.5 kPa, 최저압력 8.0 Kpa)가 발생한 후 토출압력인 22.0 kPa까지 압축된다.

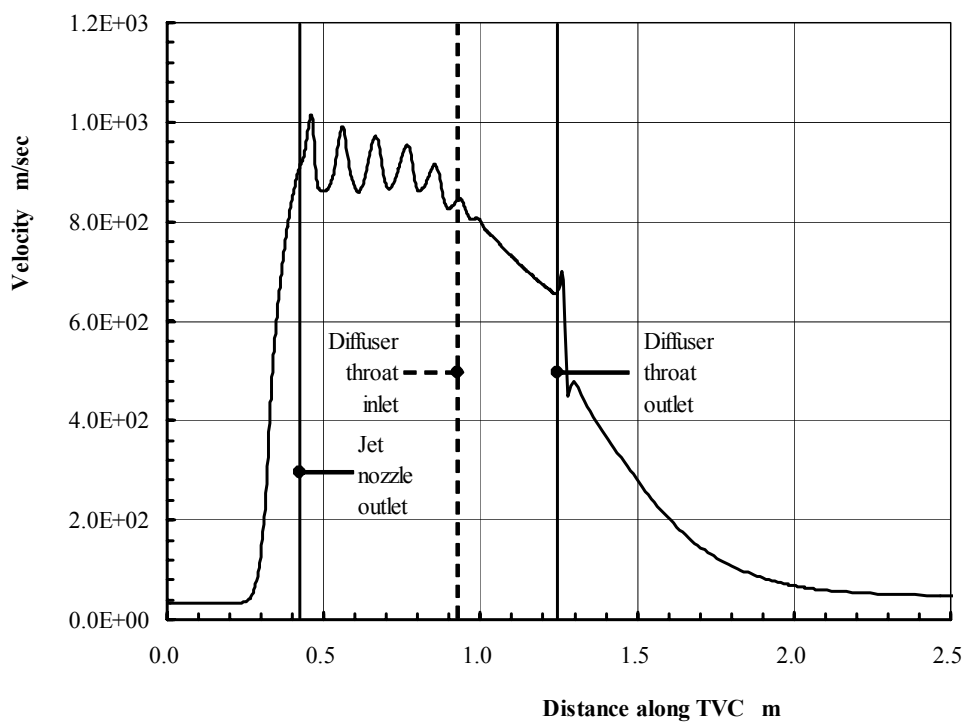
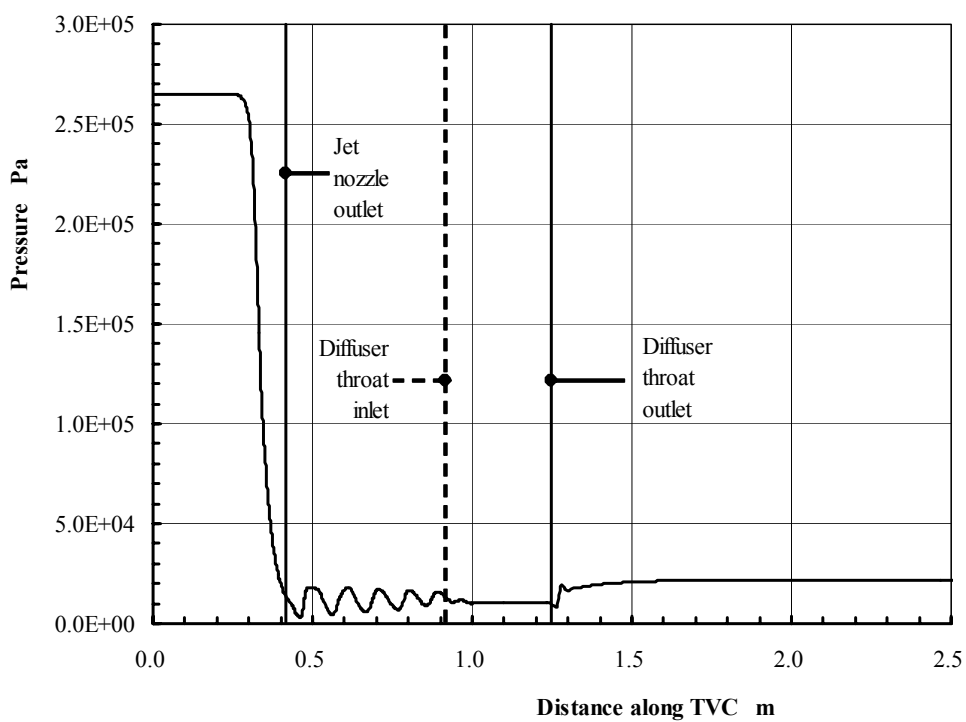
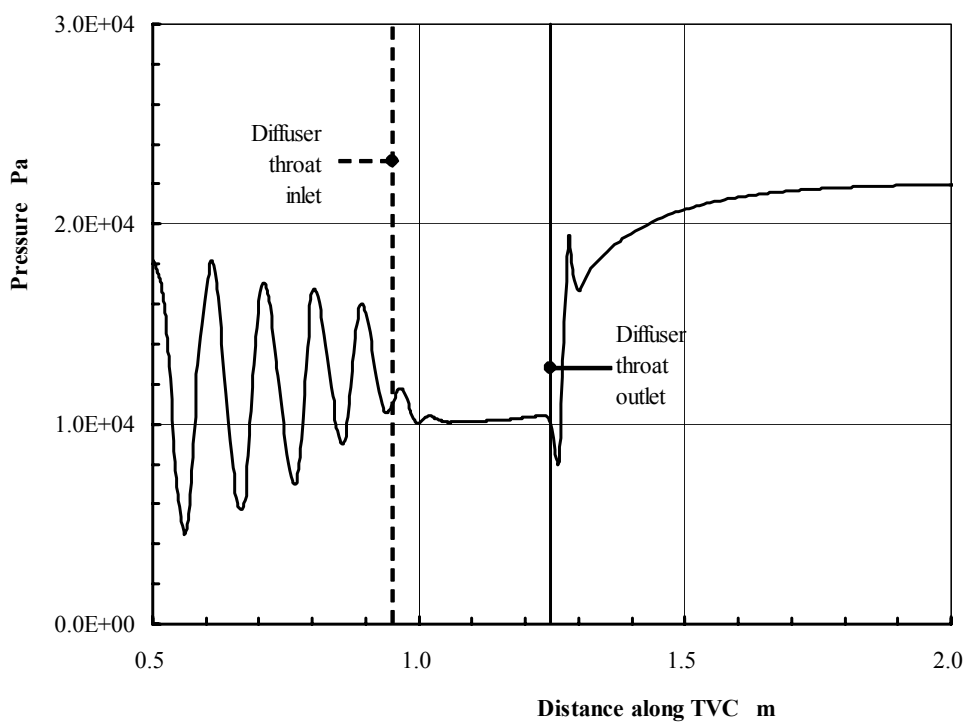


Fig 3.17 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa)



(a)



(b) Detail of diffuser part

Fig 3.18 Static pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa)

Fig.3.19, Fig.3.20, Fig.3.21에는 열압축기 내부에서의 속도, 압력, 밀도(Density)에 대한 등고선도 이다. 그림에서 보는 바와 같이 유동유체의 압력분포와 밀도분포는 유사한 형태를 보이고 있으며, 수직충격과 부분에서는 불연속적인 경향이 있음을 알 수 있다.

Fig.3.22은 열압축기 내부의 온도분포를 보여주고 있으며, 중심선 부근에 부분적으로는 273.15K 이하의 온도까지 떨어지고 있다. 이는 열물성치를 이상유체 가정하여 밀도 값을 계산하고 있으므로 발생하는 현상으로, 실제로는 i-s선도에서 습증기 영역으로 단열팽창이 이루어지며, 상변화과정에서 에너지의 일부가 소비됨으로 포화 온도를 유지하는 것으로 판단된다.

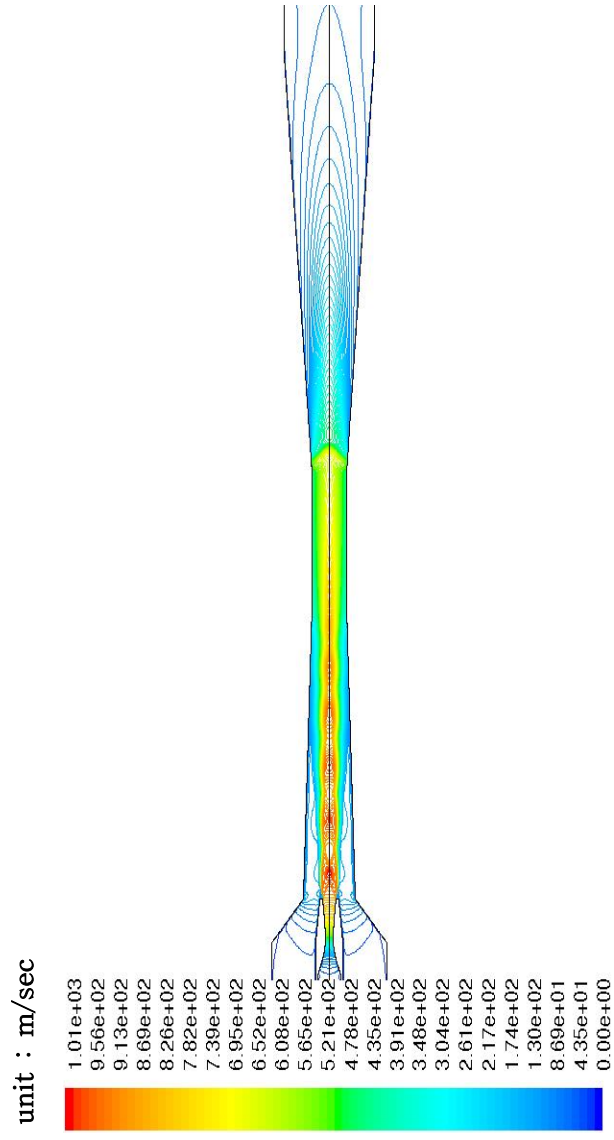


Fig 3.20 Velocity contour at thermal vapor compressor (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa)

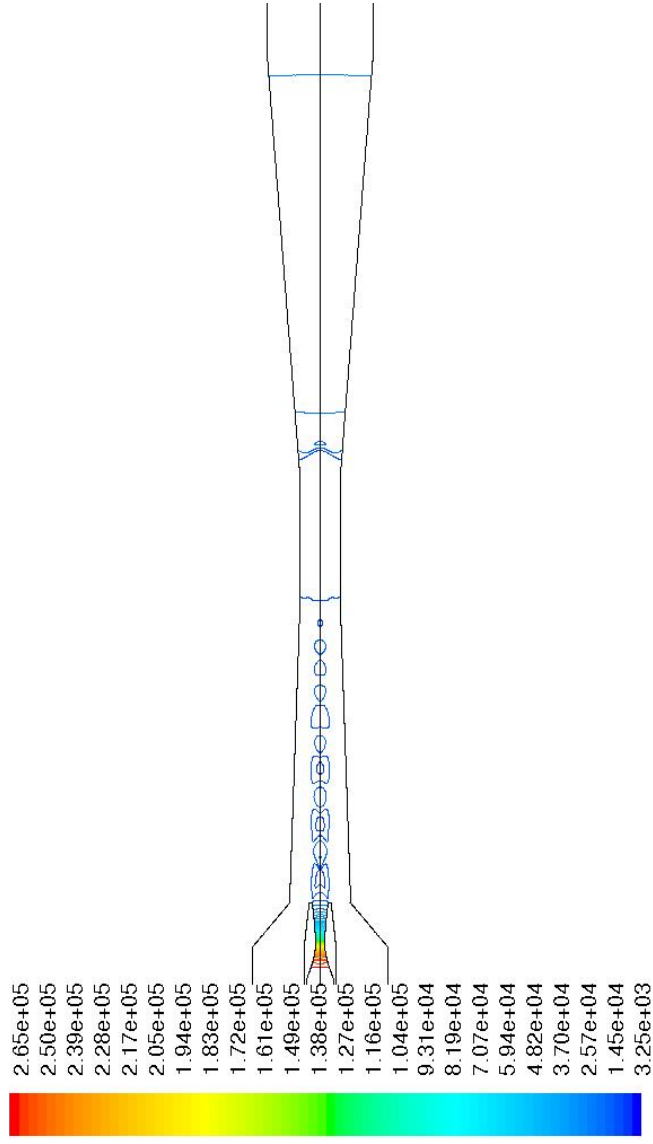


Fig 3.20 Pressure contour at thermal vapor compressor (BIII-3, Ps=12.0 kPa)

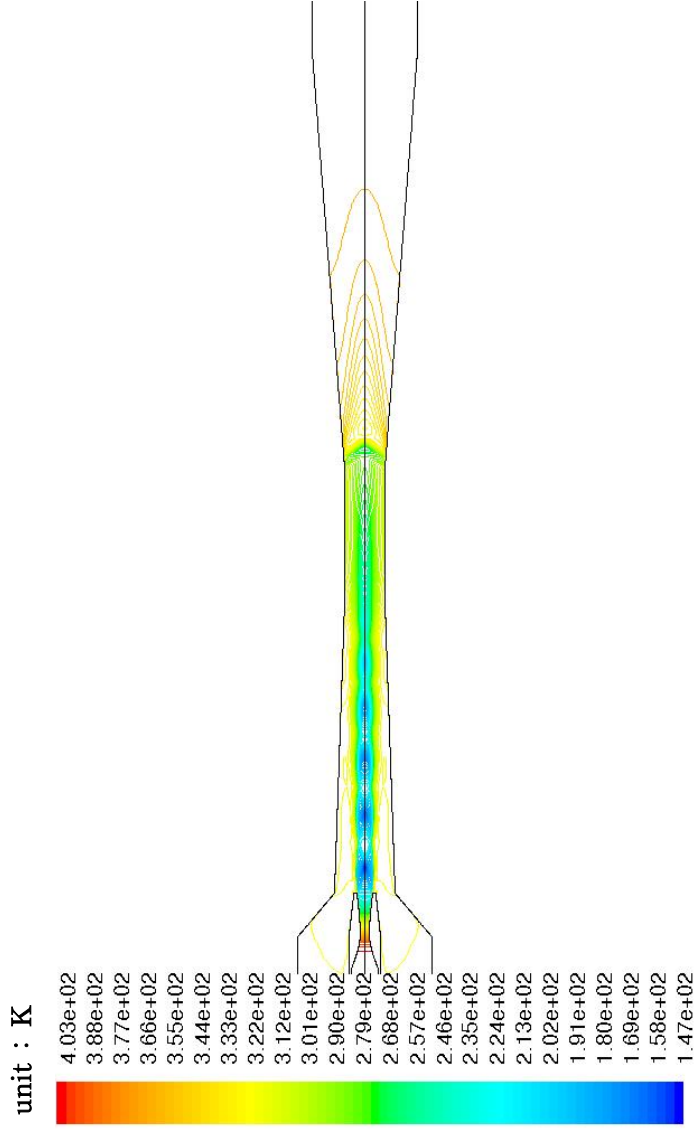


Fig 3.21 Temperature contour at thermal vapor compressor (BIII -3, Ps=12.0 kPa)

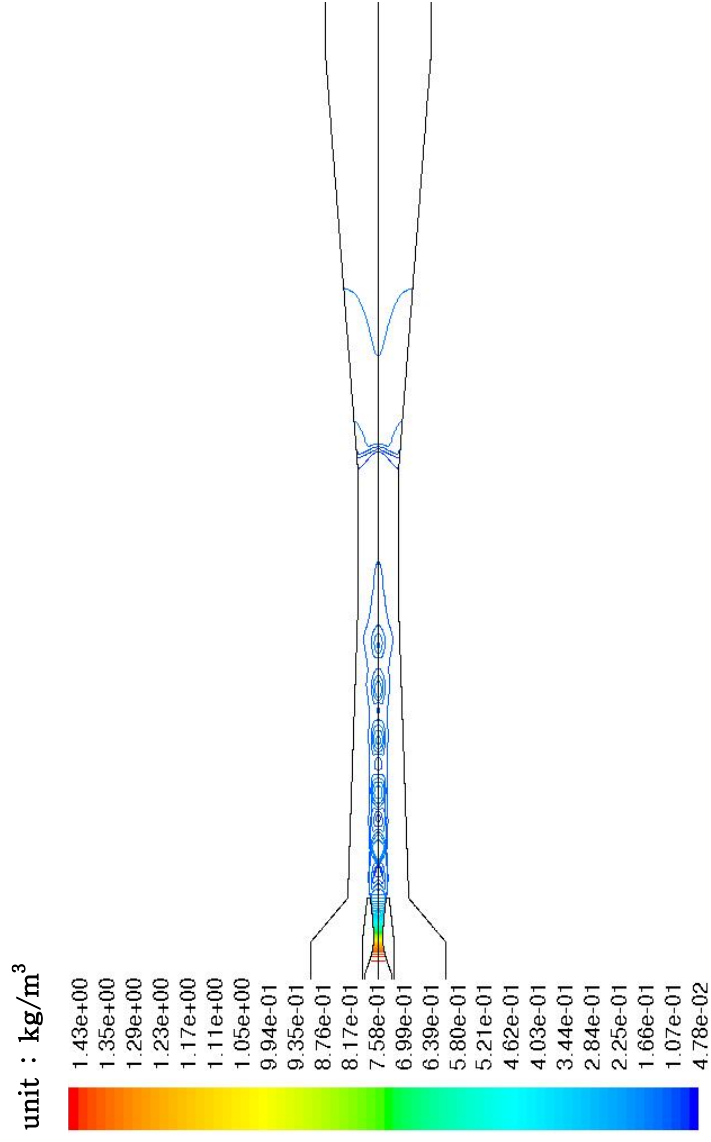


Fig 3.22 Density contour at thermal vapor compressor (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa)

Fig.3.23에는 흡입유량이 임계치에 도달한 경우의 디퓨저 입구부의 축소각에 따른 속도분포로서, 디퓨저 입구부의 축소각이 작은 경우가 다른 두 경우에 비하여 상대적으로 흡입유량이 적어 내부 유동속도가 높게 나타나고 있다. 또한 디퓨저 목부에서의 마찰손실 등에 의한 손실 적게 반영되고 있음을 알 수 있다.

Fig.3.24 (a)에는 열압축기 중심부에서의 압력분포로서 디퓨저 입구부의 축소각에 관계없이 일정한 형식(Pattern)을 보이고 있다.

Fig.3.24 (b)에는 디퓨저 부분에 대한 압력분포로서 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우가 Fig.3.23에서와 같은 이유로 높은 속도에너지로 보유하고 있다. 이는 디퓨저 목부에서 충분한 혼합과정과 속도에너지가 압력에너지로 변화는 과정이 이루어지며, 이로 인하여 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우가 압력변동 폭이 상대적으로 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

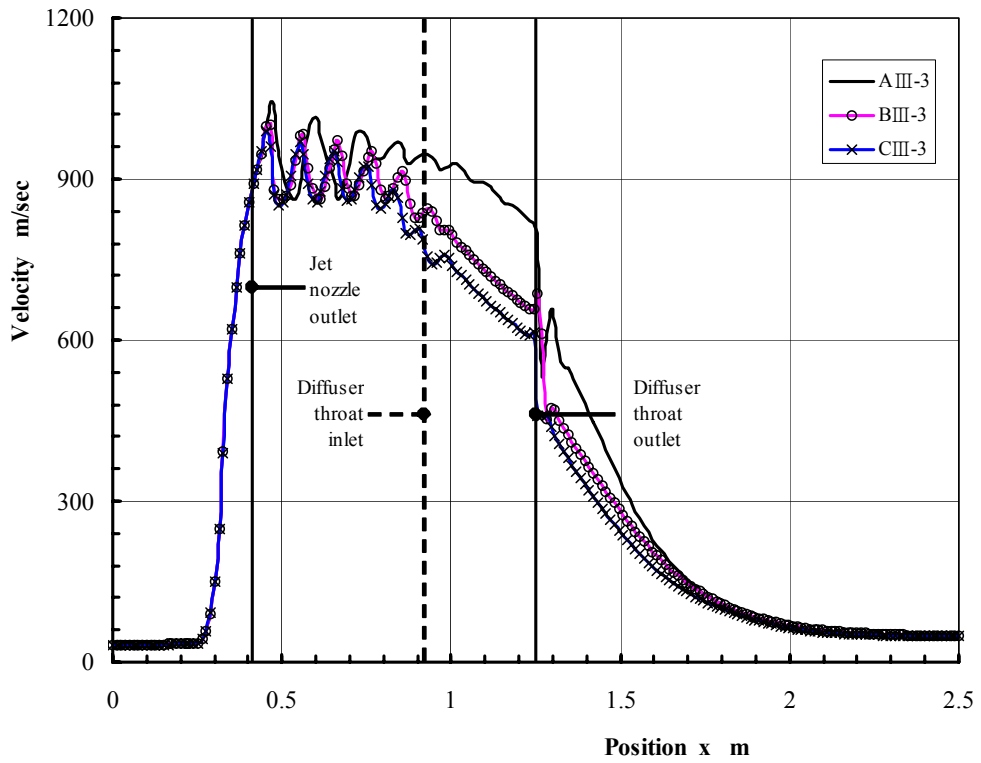
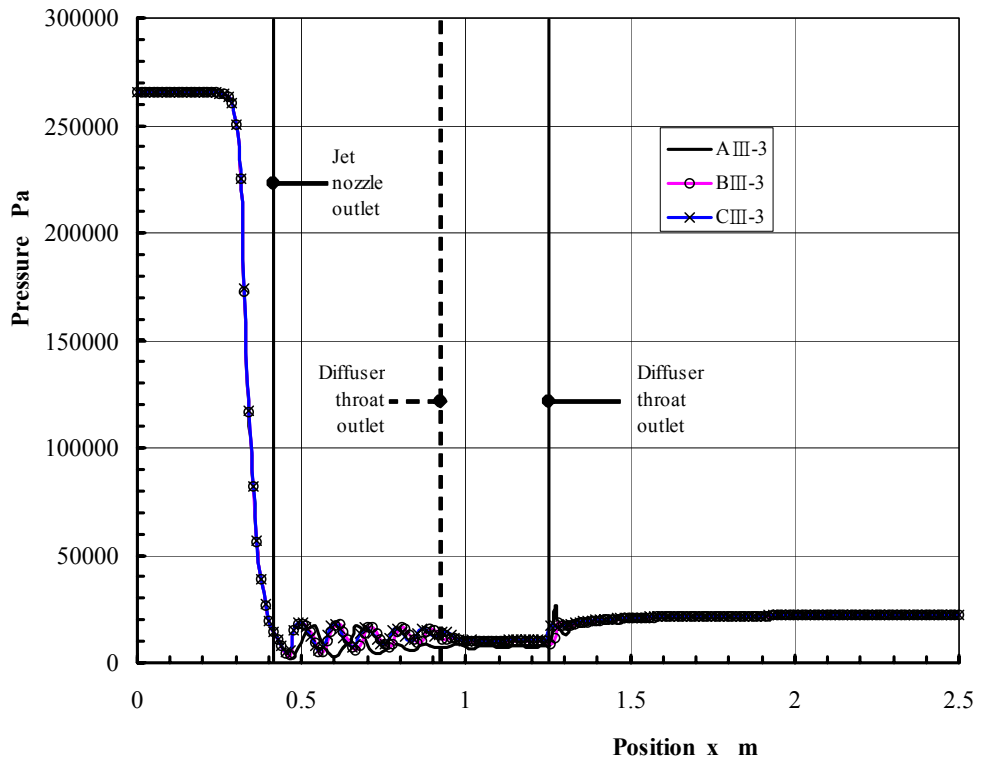
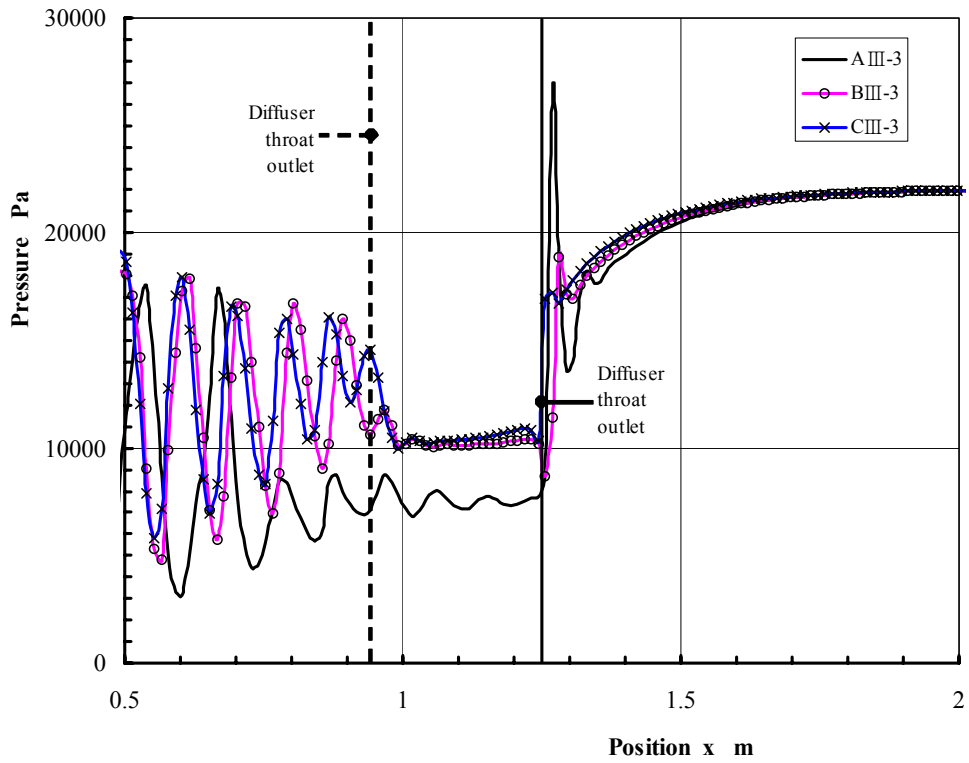


Fig 3.23 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor



(a) The center line of thermal vapor compressor



(b) Detail of diffuser part

Fig 3.24 Static pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor

Fig.3.25에는 디퓨저 입구부 축소각에 따른 속도 등고선도이며, 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우 입구부에서부터 속도분포가 균일하며, 디퓨저 입구부 축소각이 큰 경우에는 구동증기의 주분류에서 박리가 일어나는 것을 확인할 수 있다.

Fig.3.26에는 압력(Total pressure)을, Fig.3.27에는 유선을 나타내는 것으로 흡입유량이 임계유량에 도달 한 경우에는 디퓨저 입구부에서 역류가 발생하지 않고 있다.

난류변동에 따른 영향은 Fig.3.28에 난류에너지 등고선도를, Fig.3.29에 난류 소산에너지 등고선도를 나타내고 있다. 난류에너지 강도는 Fig.3.28과 같이 디퓨저 축소부 입구각이 작은 전반적으로 고르게 나타나고 있으며, 디퓨저 출구부 후단까지 나타나는 영향이 길게 나타난다.

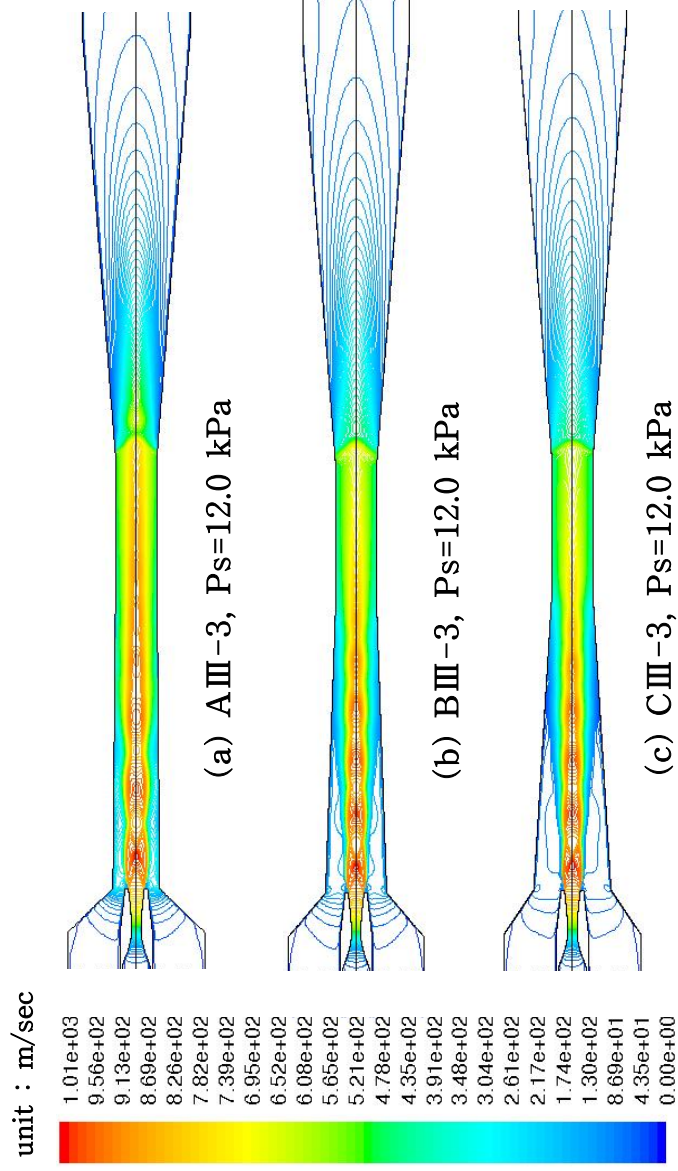


Fig 3.25 Velocity contour at thermal vapor compressor

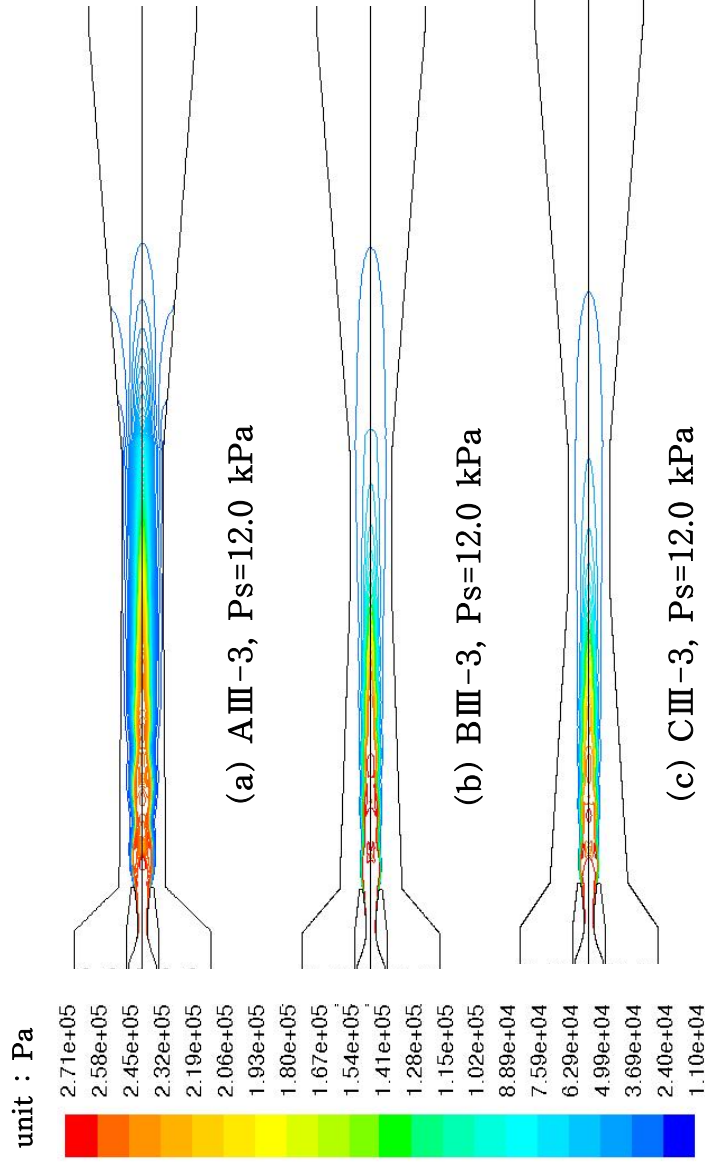


Fig 3.26 Total pressure contour at thermal vapor compressor

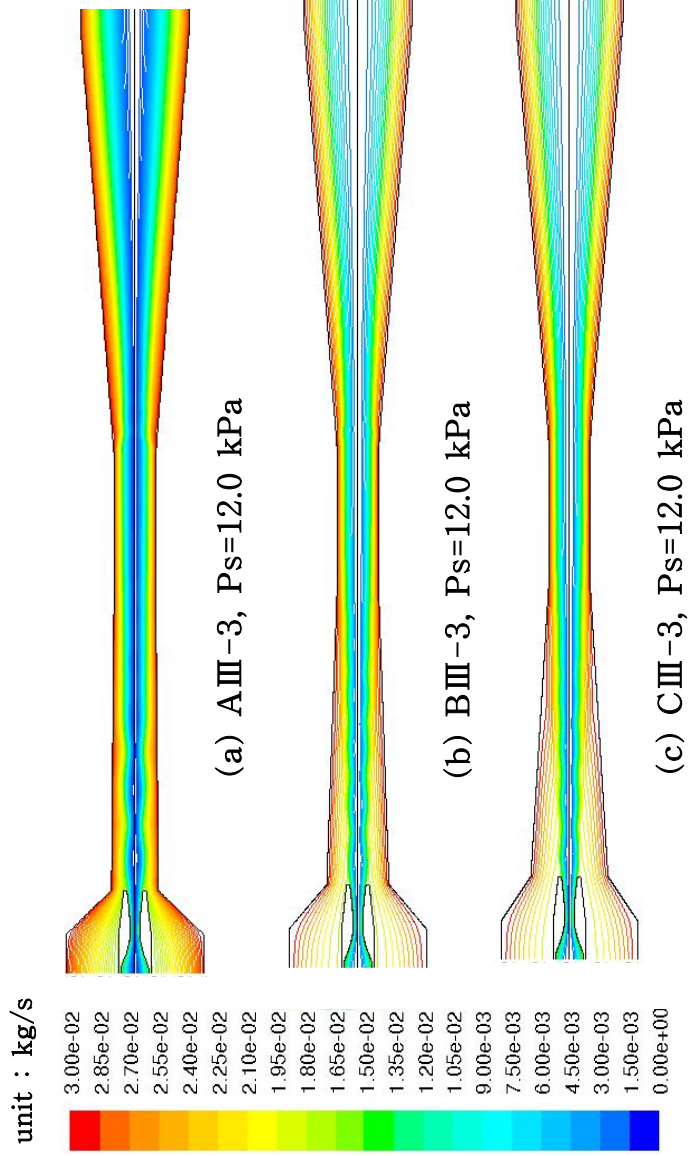


Fig 3.27 Stream function contour at thermal vapor compressor

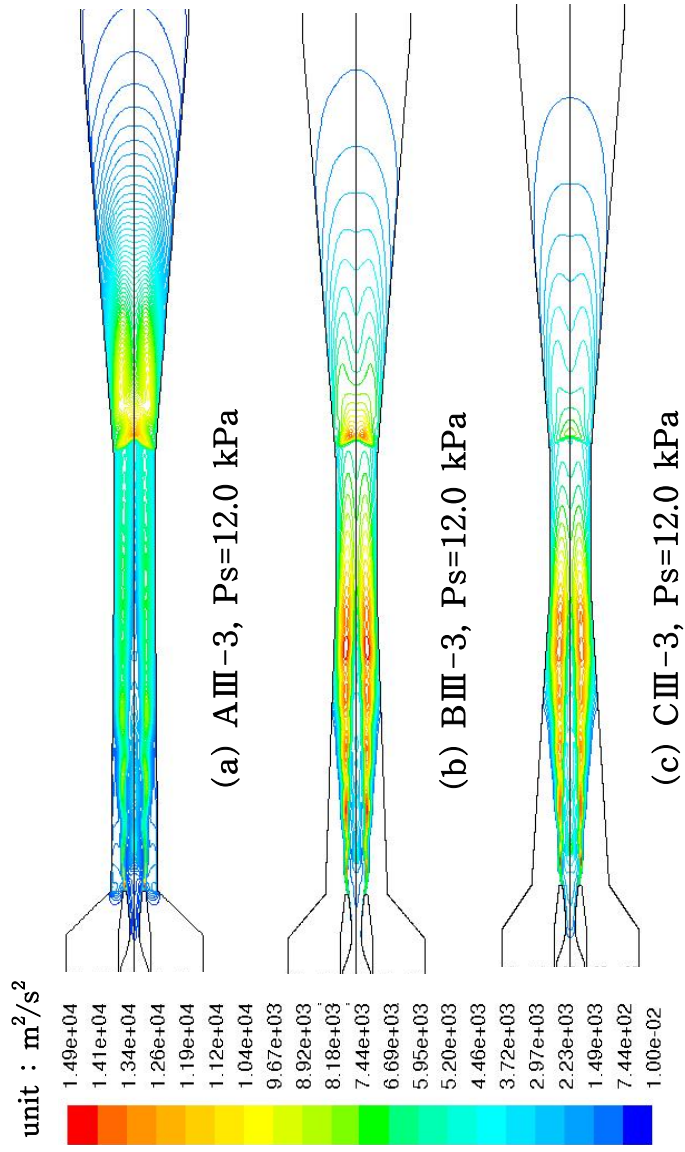


Fig 3.28 Turbulence of kinetic energy contour at thermal vapor compressor

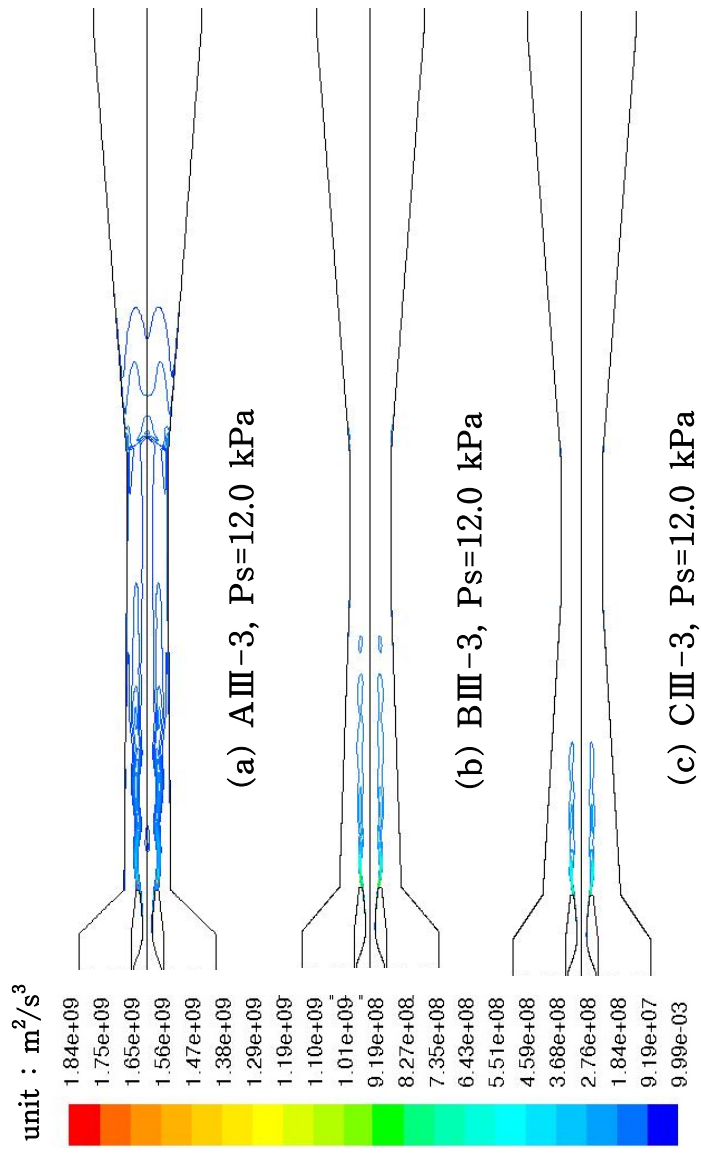


Fig 3.29 Turbulence of dissipation rate contour at thermal vapor compressor

3.3.4 디퓨저에서의 유동장 해석

(흡입유량이 임계유량에 도달되지 않은 경우)

열압축기를 설계하는 경우 임계흡입 유량의 유동조건으로 설계, 제작되지만 실제 운전에서 조건에서는 여러 가지 이유로 인하여 임계흡입 유량보다 작은 유량으로 운전되는 경우가 많다. 특히 담수 설비와 같은 경우에는 동절기와 같은 담수비수기에는 시스템 운전자가 임의로 운전조건을 변경하여 운전하는 경우가 많다. 이러한 경우 유동상태는 매우 불안정적으로 되므로 이에 대한 운전성능에 측은 매우 중요하다.

Fig.3.30에는 4.0° 인 (BIII-4, $P_s=12.0$ kPa, $P_d=25.0$ kPa)의 유동조건으로 열압축기의 출구압력이 높아 흡입유량이 임계유량에 도달하지 않은 경우 중심선에서의 속도분포로서 디퓨저 목부에서 유속은 평균 420.0 m/sec 정도로 음속보다 낮다. 따라서 디퓨저 목부에 수직 충격파가 존재하지 않는 것을 알 수 있다.

Fig.3.31 (a)에는 열압축기 전체의 압력분포이며, (b)에는 디퓨저 부분에 대한 압력분포이다. Fig.3.31 (b)에 나타난 바와 같이 흡입유량이 임계유량에 도달하지 않은 경우에는 디퓨저 목부에 속도에너지 압력에너지 변환되는 과정이 일어나며 디퓨저 출구에서보다 디퓨저 목부에서 주도적으로 압력 회복이 이루어지고 있다. 따라서 구동증기와 흡입유체의 혼합과정과 에너지 교환은 주로 디퓨저 입

구부에서 이루어지므로 디퓨저 입구부의 역할이 임계유량의 조건에 비하여 중요한 역할을 하게 된다.

특히 디퓨저 입구부의 축소각이 큰 경우에는 박리로 인하여 에너지 손실이 발생하게 되어 흡입성능이 저하되고 열압축기의 기능을 제대로 수행하기 어려운 일도 종종 발생하는 경우가 있다

Fig.3.32는 BⅢ-4의 속도 등고선도로서 디퓨저 입구부 후단에 구동증기가 유로를 완전하게 차지하고 있음을 알 수 있다. 이는 흡입증기의 유로가 작아짐을 의미하며, 흡입증기가 충분히 흡입하지 못하도록 하여 흡입성능의 저하를 가져온다.

Fig.3.33은 BⅢ-4의 압력 등고선도로 디퓨저 입구부에서 이미 압축과정이 시작됨을 알 수 있다.

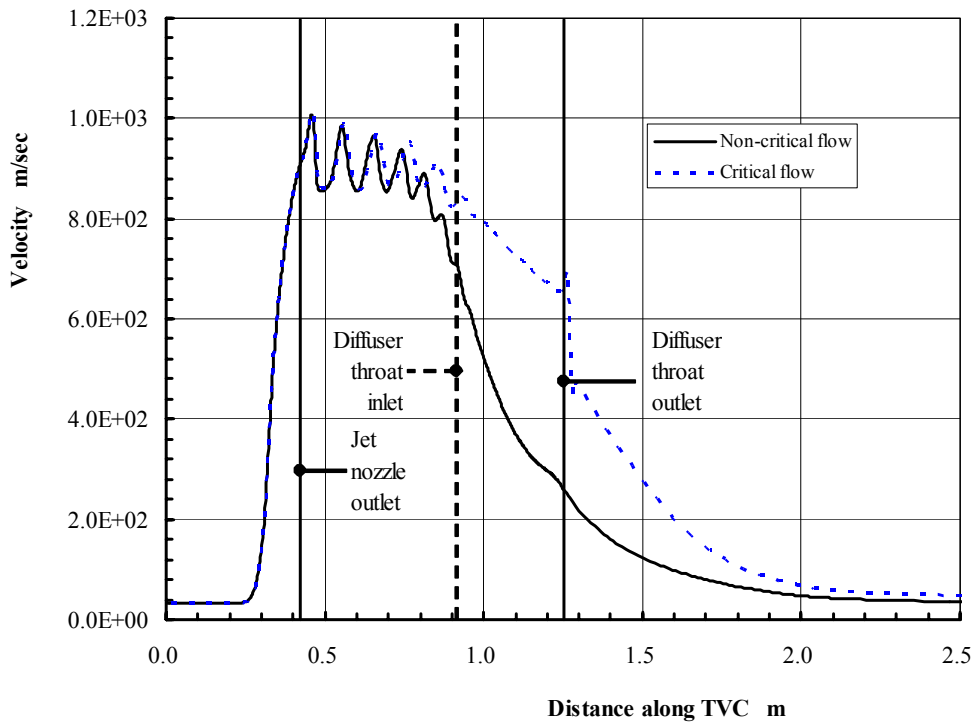
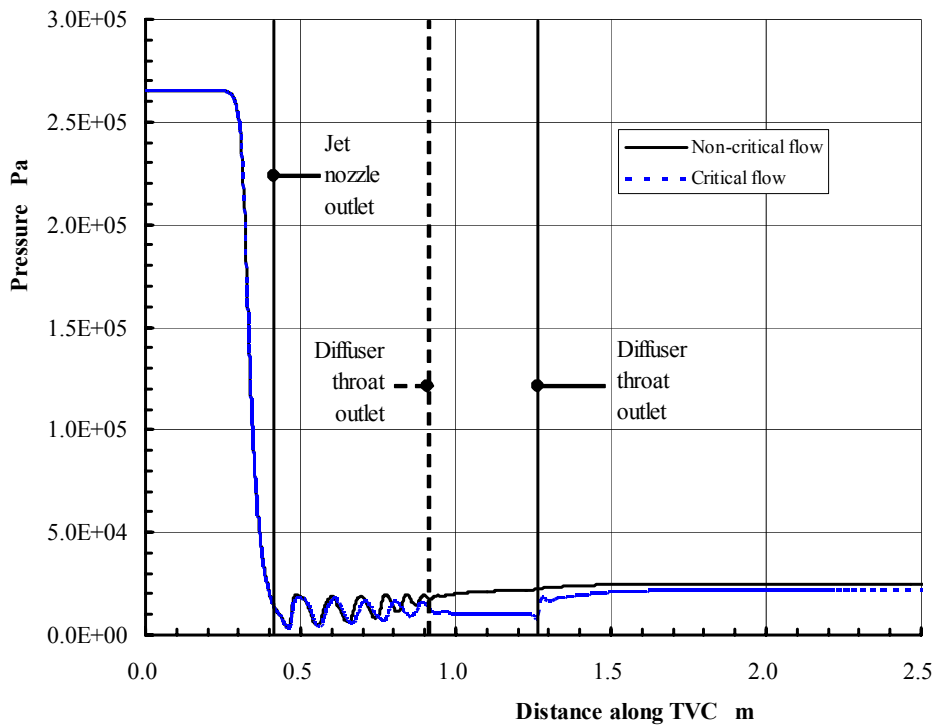
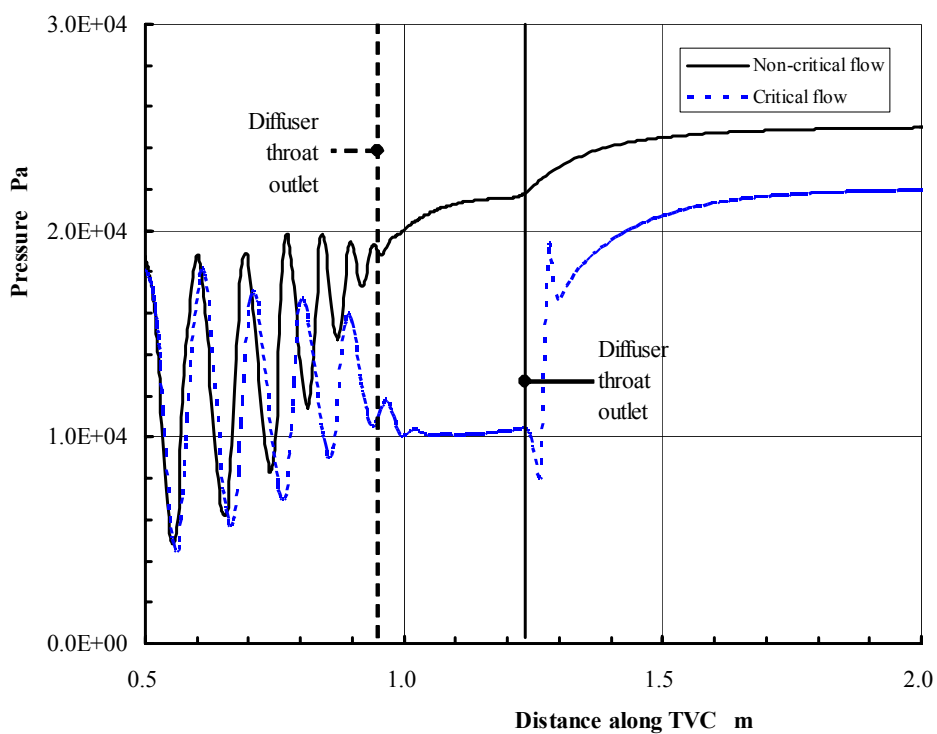


Fig 3.30 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor (BIII-4, $P_s=12.0$ kPa)



(a) The center line of thermal vapor compressor



(b) Detail of diffuser part

Fig 3.31 Pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor (BIII-4, $P_s=12.0$ kPa)

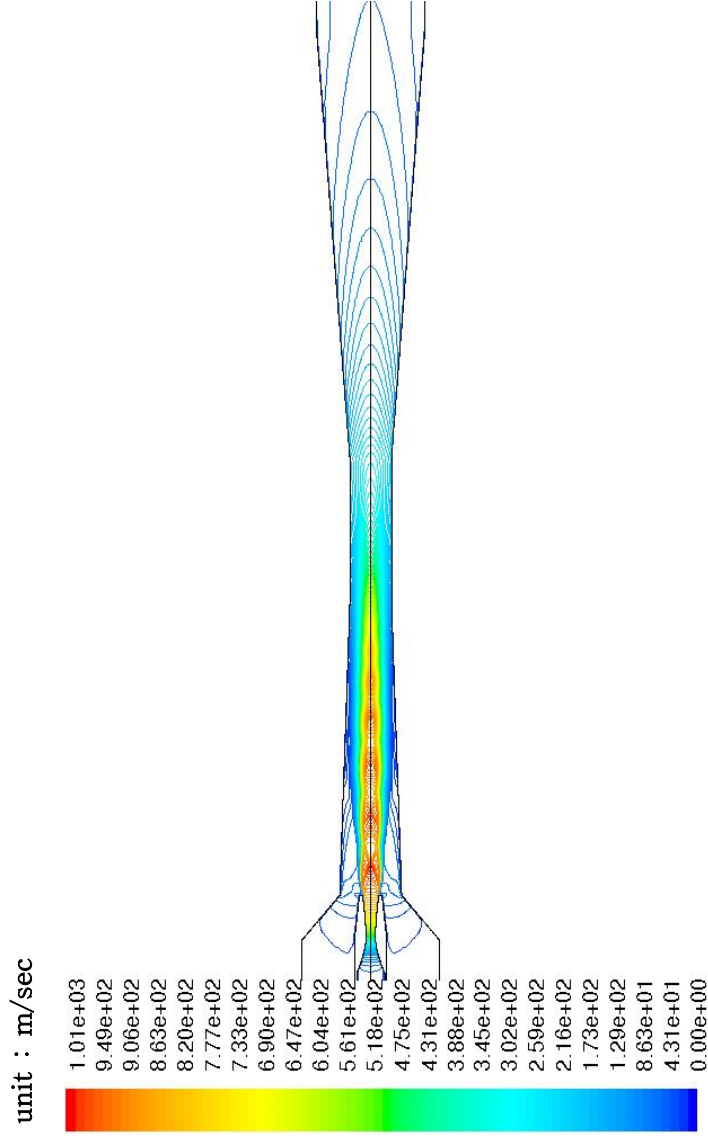


Fig 3.32 Velocity contour at thermal vapor compressor (BIII-4, $P_s=12.0$ kPa)

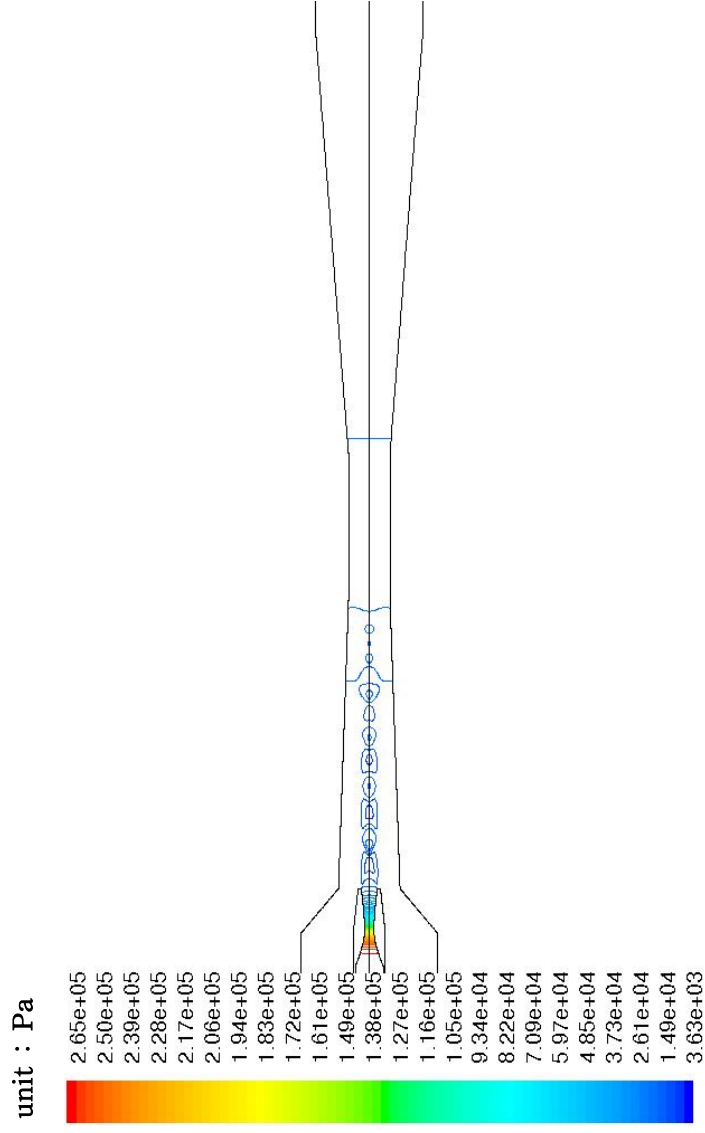


Fig 3.33 Pressure contour at thermal vapor compressor (BIII-4, Ps=12.0 kPa)

Fig.3.34에는 흡입유량이 임계치에 도달하지 않은 경우의 디퓨저 입구부의 축소각에 따른 속도분포로, AⅡ-4의 경우 흡입유량이 임계치에 도달하였으며, BⅡ-2와 CⅡ-4의 경우에 임계치에 도달되지 않고 있는 경우에 해당된다. 흡입유량이 임계치에 도달하지 않는 경우에는 디퓨저 목부에 도달하기 전부터 속도가 급격하게 감소하는 변곡점이 존재하지 않고 지속적으로 감소하고 있으며, 디퓨저 목부에서 평균유속은 음속보다 작아지는 것으로 나타났다.

Fig.3.35 (a)에는 열압축기 전체에 대한 압력분포를, (b)에는 열압축기 디퓨저 부에서의 압력분포를 나타내고 있다. 특히 Fig.3.35 (b)에서 보는 바와 같이 흡입유량이 임계치에 도달하지 않은 경우에는 압축과 팽창이 진행되는 Shock train이 디퓨저 목부 전단까지만 존재하고 있으며, 목부 압력은 임계압력비 이하의 값으로 유지되는 것을 알 수 있다.

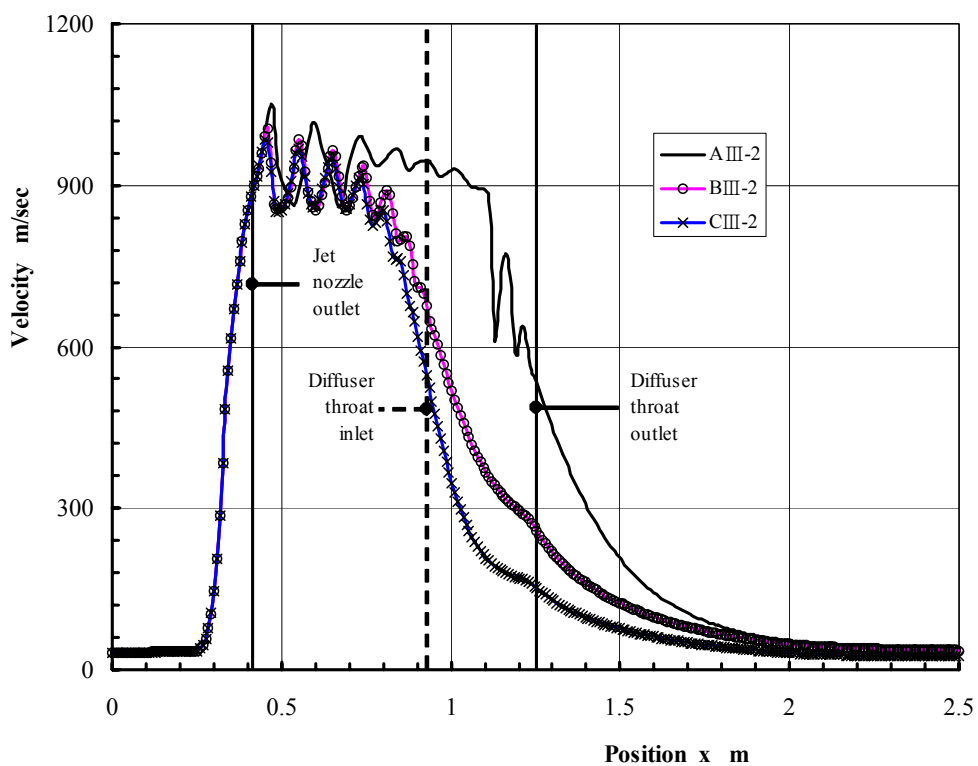
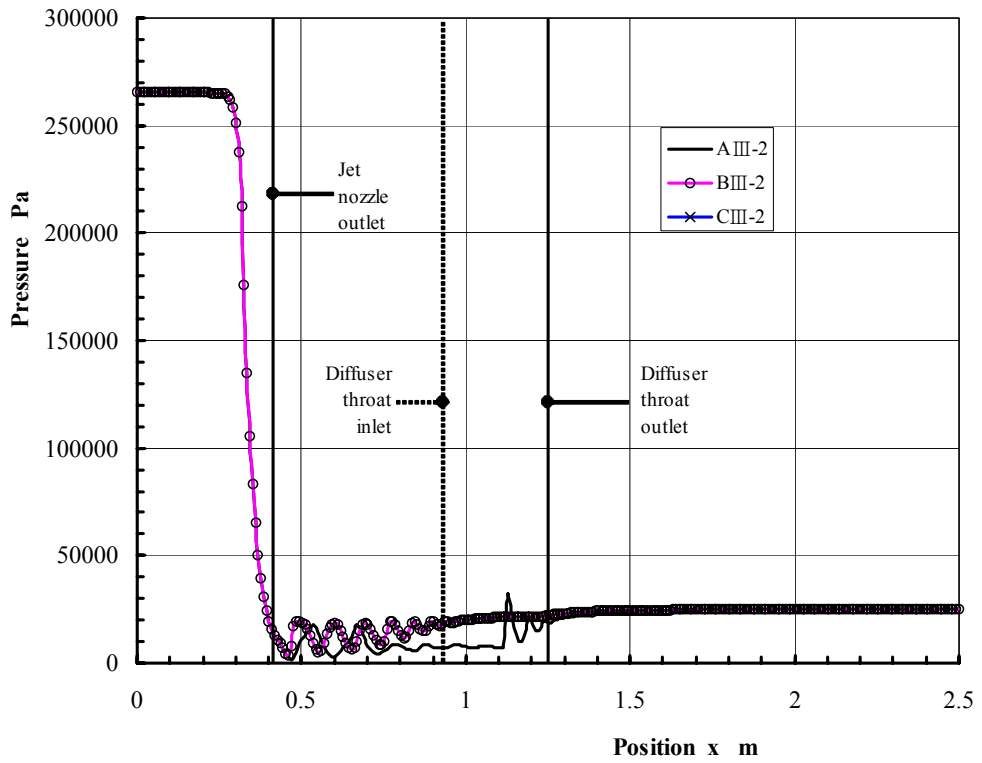
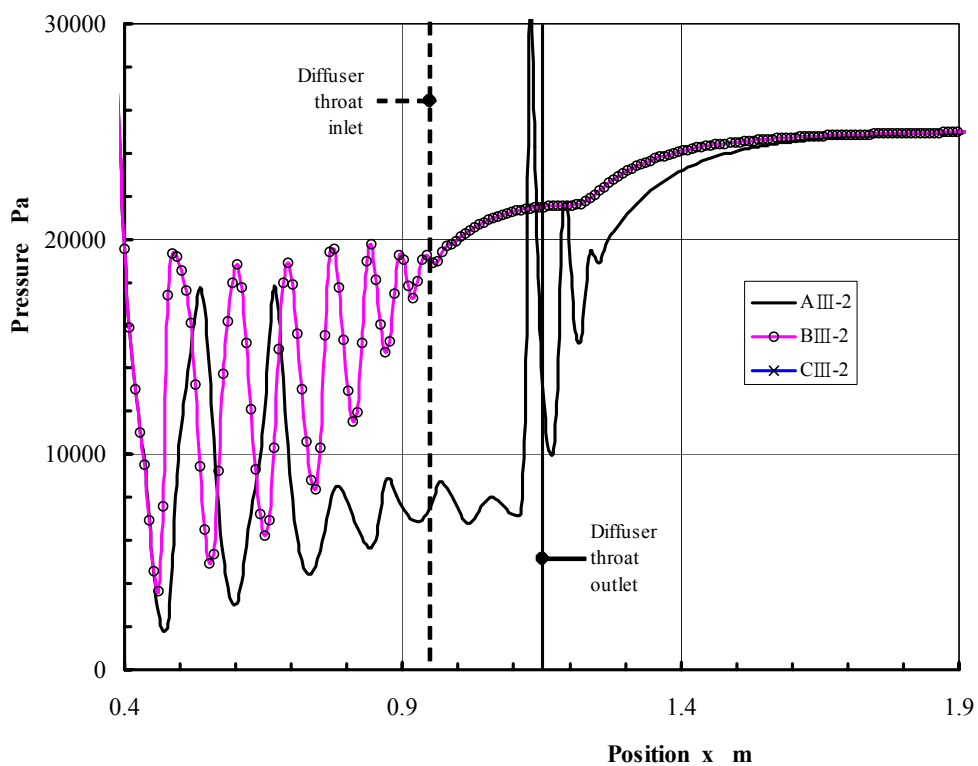


Fig 3.34 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor



(a) The center line of thermal vapor compressor



(b) Detail of diffuser part

Fig 3.35 Static pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor

Fig.3.36은 디퓨저에서 속도 등고선도이며, 앞에서 설명한 바와 같이 흡입유량이 임계치에 도달하지 않은 BⅢ-4, CⅢ-4의 경우 디퓨저 목부에서 수직충격파가 존재하지 않으며, 디퓨저 입구부에서 구동증기의 일부가 주분류에서 이탈되고 있다.

Fig.3.37에는 압력(Total pressure) 등고선도를, Fig.3.38에는 유선을 나타내었다. Fig.3.38의 유선분포에서는 디퓨저 입구각이 증가함에 따라 구동증기 주분류에 박리가 일어나는 지점이 점차 흡입실로 이동하고 있으며, 역류가 발생하는 CⅡ-4의 경우에는 흡입실 상부에는 유선이 존재하지 않는다.

난류변동에 따른 영향은 Fig.3.39에 난류에너지 등고선도를 나타내며, Fig.3.40는 난류소산에너지 등고선도로 디퓨저 축소각이 작은 경우가 크게 나타나고 있으며, 이는 구동증기와 흡입증기가 충분하게 에너지 교환이 이루어지는 것으로 판단된다.

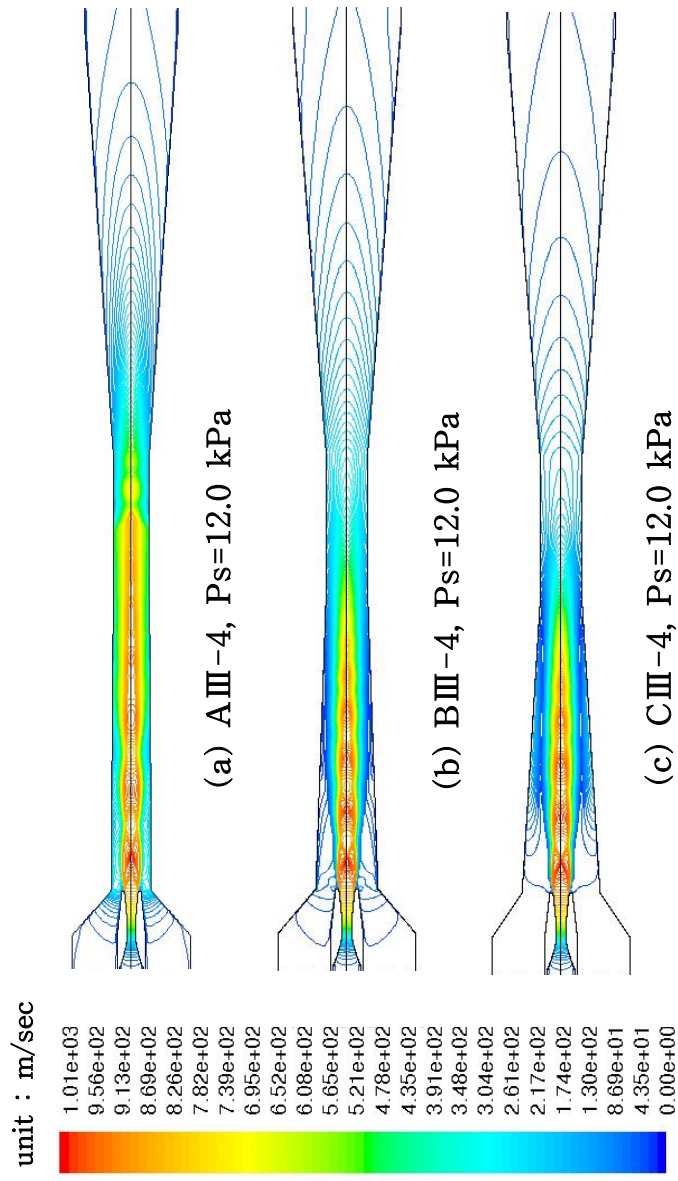


Fig 3.36 Velocity contour at thermal vapor compressor

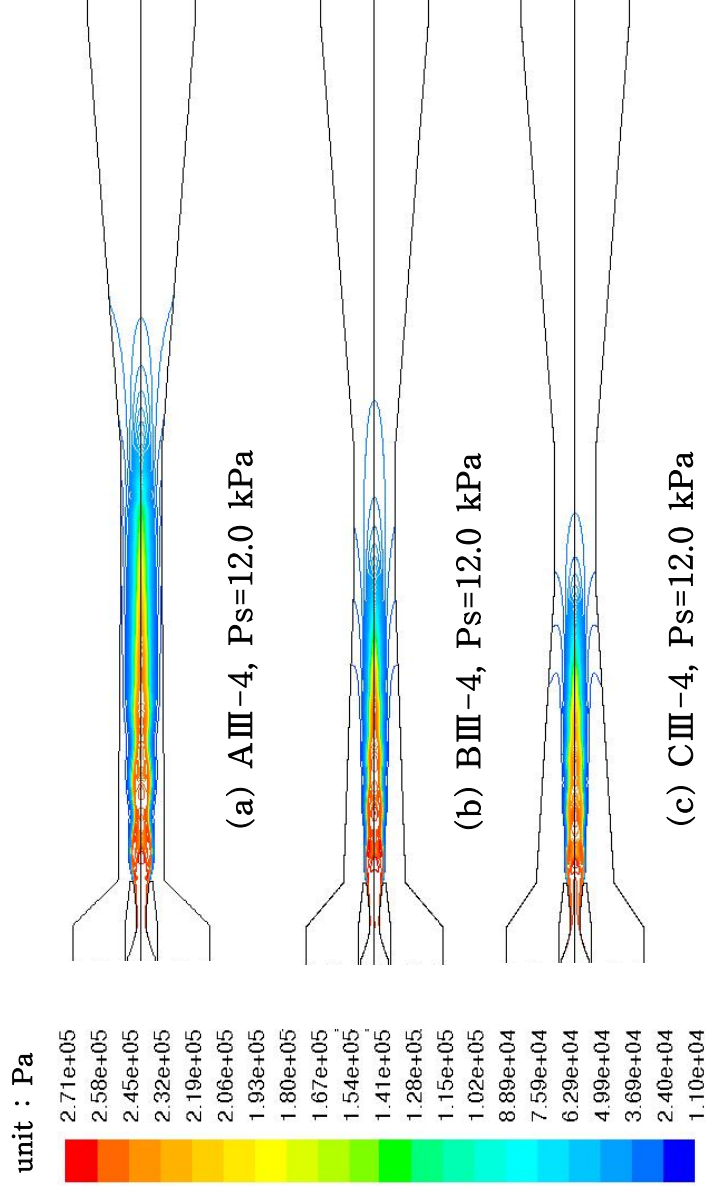


Fig 3.37 Total pressure contour at thermal vapor compressor

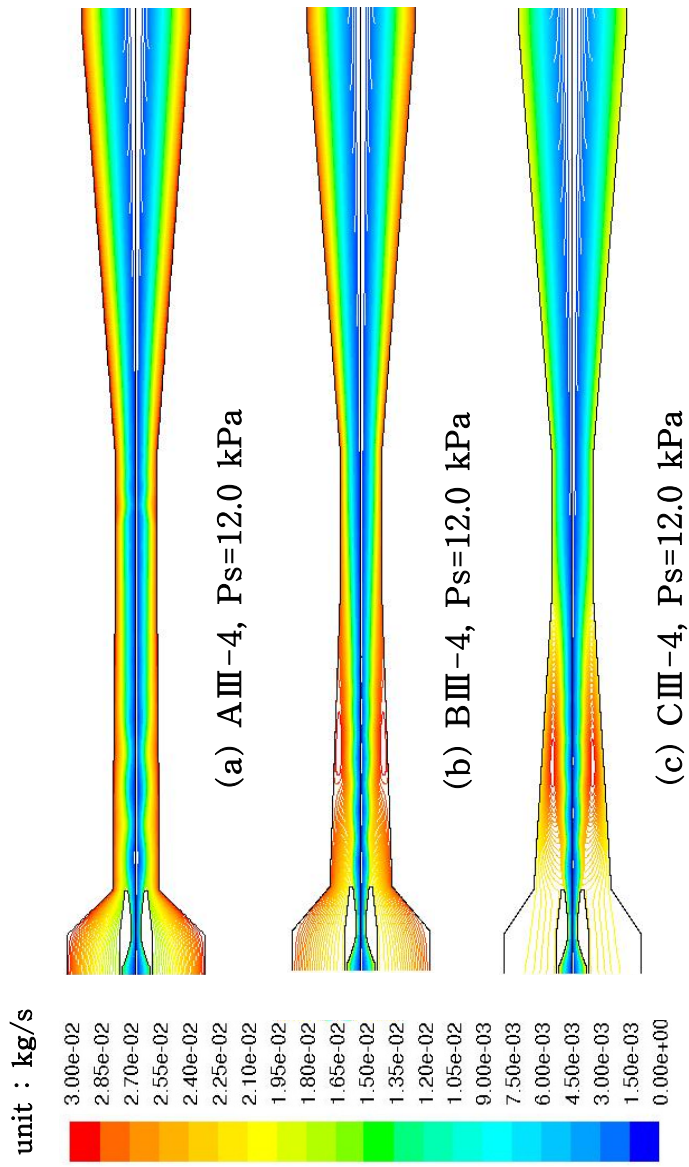


Fig 3.38 Stream function contour at thermal vapor compressor

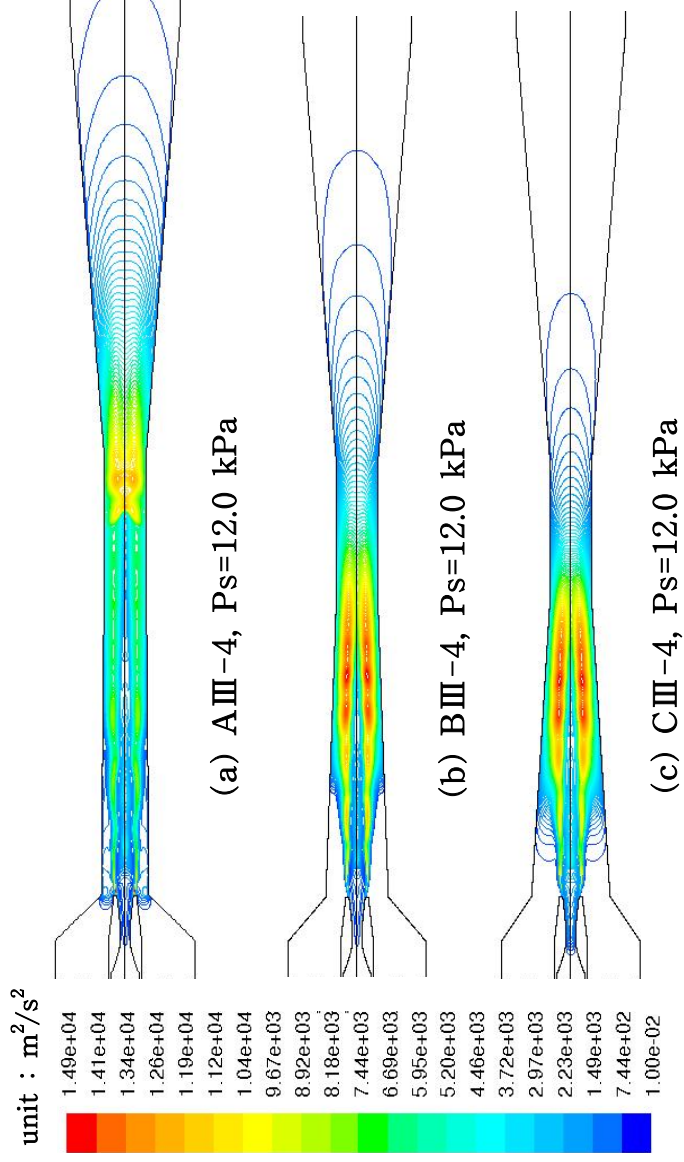


Fig 3.39 Turbulence of kinetic energy contour at thermal vapor compressor

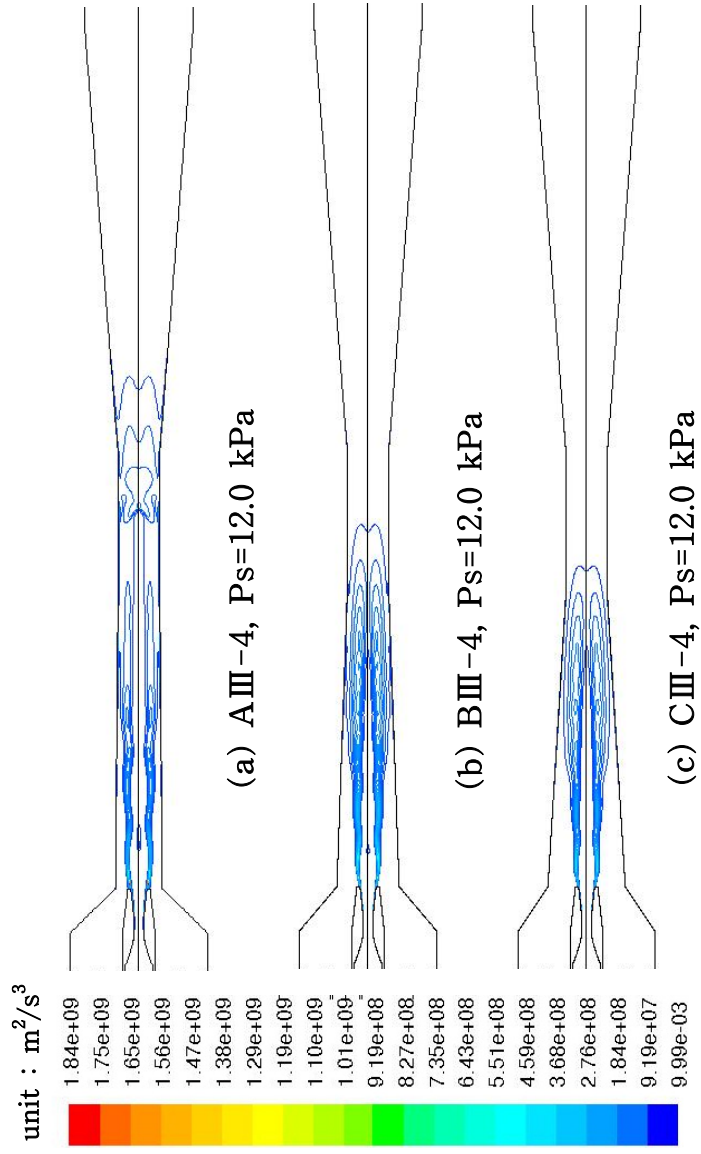


Fig 3.40 Turbulence of dissipation rate contour at thermal vapor compressor

Table 3.5에는 III-4의 유동조건($P_s=12.0$ kPa, $P_d=25.0$ kPa) 에서 1.0° , 4.0° , 7.0° 에 대한 각부의 유량을 나타낸다. AIII-4의 경우에는 임계유량조건에 도달된 경우, BIII-4는 천이영역, CIII-4는 흡입유량이 전혀 없는 역류(Back flow)가 발생하는 경우이다.

앞에서 언급한 바와 같이 흡입증기가 유동하는데 유로가 필요하지만 과도하게 디퓨저 입구부 면적이 넓은 경우에는 구동증기 중의 일부가 주 분류에서 이탈하면서 흐름방향과 반대방향으로 유동하는 현상이 발생된다. 실제 운전시에는 구동증기가 역류하여 흡입압력이 상승하면 흡입되는 과정이 반복적으로 일어난다.

Table 3.5 Calculation results according to the convergence angle of diffuser inlet (Non-critical flow conditions)

Convergence Angle	Flow Rate, kg/sec			Entrainment Ratio
	Motive	Suction	Discharge	
1.0° (AIII-4)	0.09966	0.08023	0.17989	0.81
4.0° (BIII-4)	0.09966	0.04286	0.14252	0.43
7.0° (CIII-4)	0.09966	-0.00890	0.09056	-0.09

3.4 디퓨저 입구부 형상에 따른 수치해석 결과

3.4.1 흡입압력과 흡입유량비의 관계

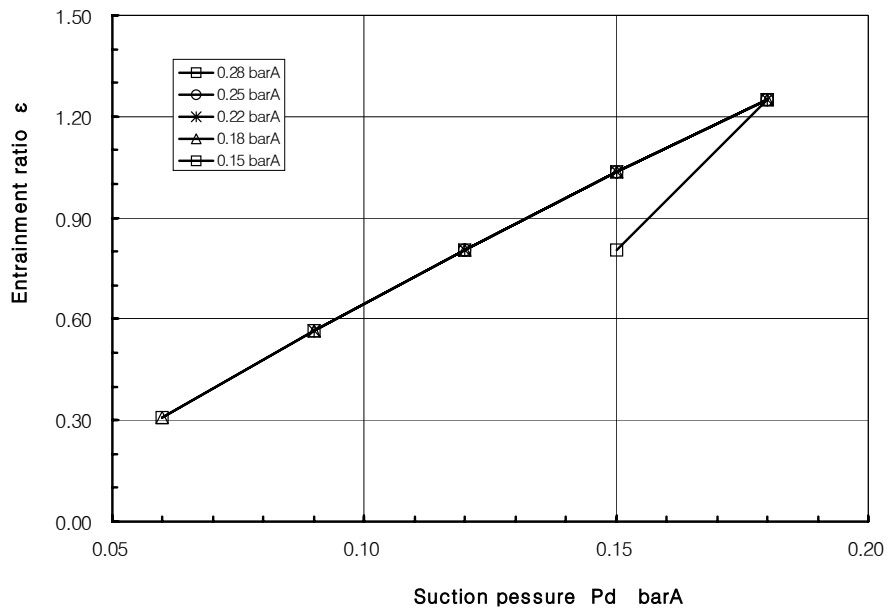
Fig.3.43에는 흡입압력의 변화에 따른 흡입유량비를 나타낸다. 디퓨저 축소각에 따라서 (a) Case-A : 1.0° , (b) Case-B : 4.0° , (c) Case-C : 7.0° 에 대하여 토출압력별 흡입유량비를 나타낸다.

Fig.3.43에서 보는 바와 같이 열압축기의 설계조건인 구동증기압력 266.0 kPa, 흡입증기압력 12.0 kPa, 출구압력 25.0 kPa의 경우 Case-B의 경우 흡입유량비는 1,096로 최대치를 보이고 있다. 설계치 대비 9.6%가 높은 효율을 보이고 있다. Case-A는 0.803, Case-C는 1.075로 각각 나타났다.

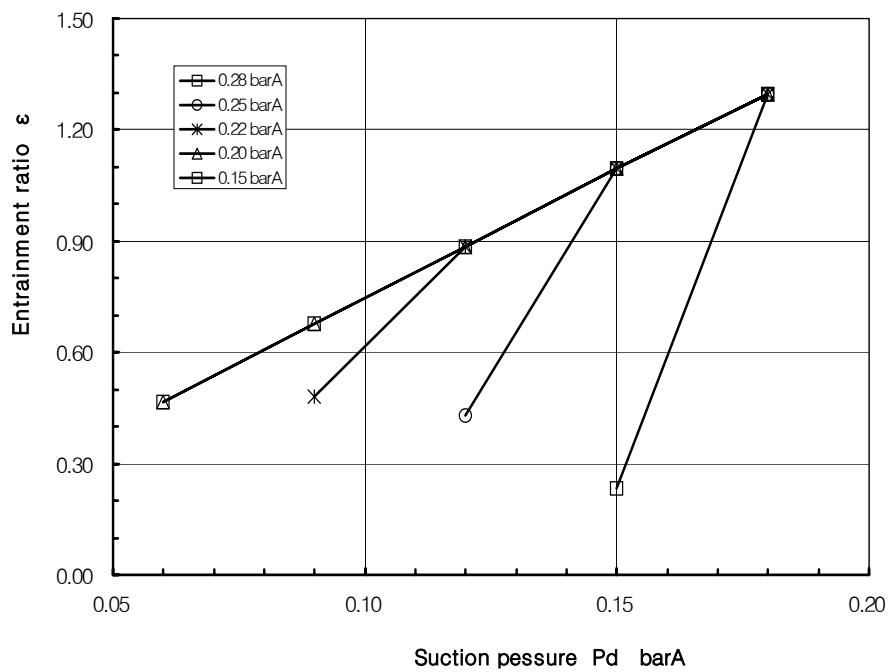
Fig.3.43의 Case-A의 경우는 Case-B나 Case-C에 비하여 상대적으로 흡입유량비가 작게 나타나고 있으나, 흡입압력의 변화에 대하여는 영향이 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이 영향은 축소각이 작은 경우 디퓨저 입구직경이 상대적으로 작고, 이에 따라서 구동노즐에서 완전하게 팽창되지 않은 증기가 디퓨저 입구부에서 팽창이 이루어져야 하나 이에 필요한 공간이 충분히 확보되지 않으므로 디퓨저 목부와 같은 역할을 하는 것으로 판단된다. 즉 구동증기의 주 분류에서 이탈되어 흡입실로 역류되는 (Back flow) 현상이 극력 억제되어 흡입압력이 상대적으로 낮은 압력에서 안정적인 작동

이 이루어지는 것으로 사료된다.

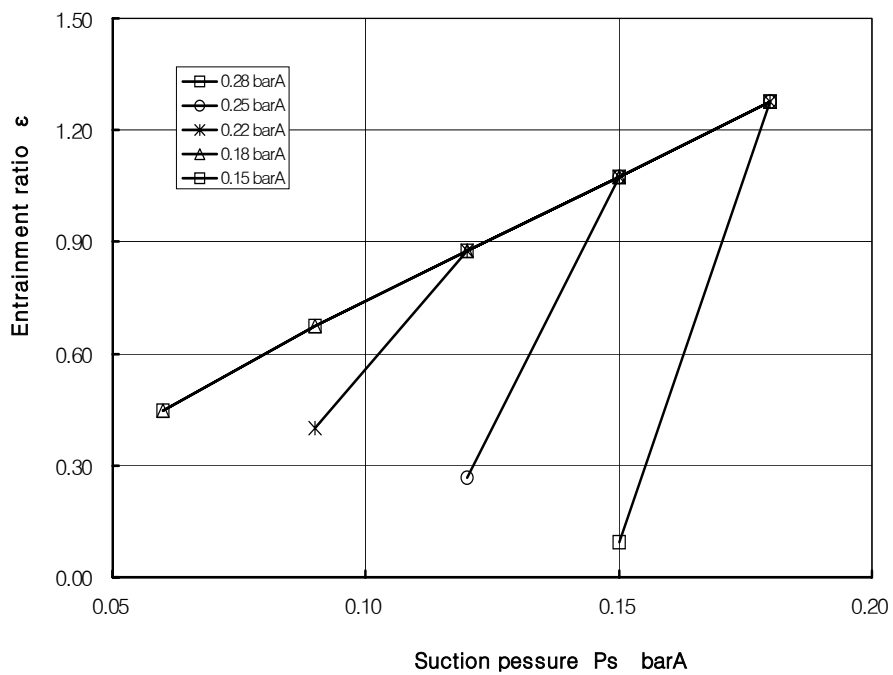
Fig.3.40의 stream line contour에서 보는 바와 같이 역류가 발생하는 위치가 디퓨저 축소부의 각도가 커짐에 따라 흡입실 방향으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 영향으로 축소각의 각도가 커지면 출구압력의 영향이 흡입까지 미치고, 열압축기의 흡입 성능에 영향을 미치는 것으로 판단된다.



(a) Case-A



(b) Case-B



(c) Case-C

Fig 3.41 Variation of critical entrainment ratio to the suction pressure

Fig.3.42는 디퓨저 입구부 축소각 4° 인 Case-B에 대하여 출구압력 $P_d=22.0$ kPa로 일정하게 유지하면서 흡입압력을 (BII-3, $P_s=9.0$ kPa), (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa), (BIV-3, $P_s=15.0$ kPa)로 변화시키는 경우 속도분포이다. BII-3의 경우는 실제 설계압력보다 낮은 유동 조건으로 노즐출구 후단의 최고 유속은 $1,073.8$ m/sec까지 가속되며, BIV-3는 노즐출구 후단에서 최고 유속이 950.6 m/sec이다.

Fig.3.43에는 열압축기 중심부에서 Mach수를 보여주며, BII-3의 경우 4.0이상으로 가속됨을 알 수 있다. 흡입유량이 임계유량 이상 유지되는 경우에는 디퓨저 목부 및 출구에서 Mach수가 1.0 이상으로 유지된다.

Fig.3.44는 상기와 같이 출구압력 $P_d=22.0$ kPa로 일정하게 유지하면서 흡입압력을 (BII-3, $P_s=9.0$ kPa), (BIII-3, $P_s=12.0$ kPa), (BIV-3, $P_s=15.0$ kPa)의 압력분포로, BII-3의 경우 최저압력은 1.169 kPa으로 경계조건에 비하여 상당히 낮게 유지되는 것으로 나타났다.

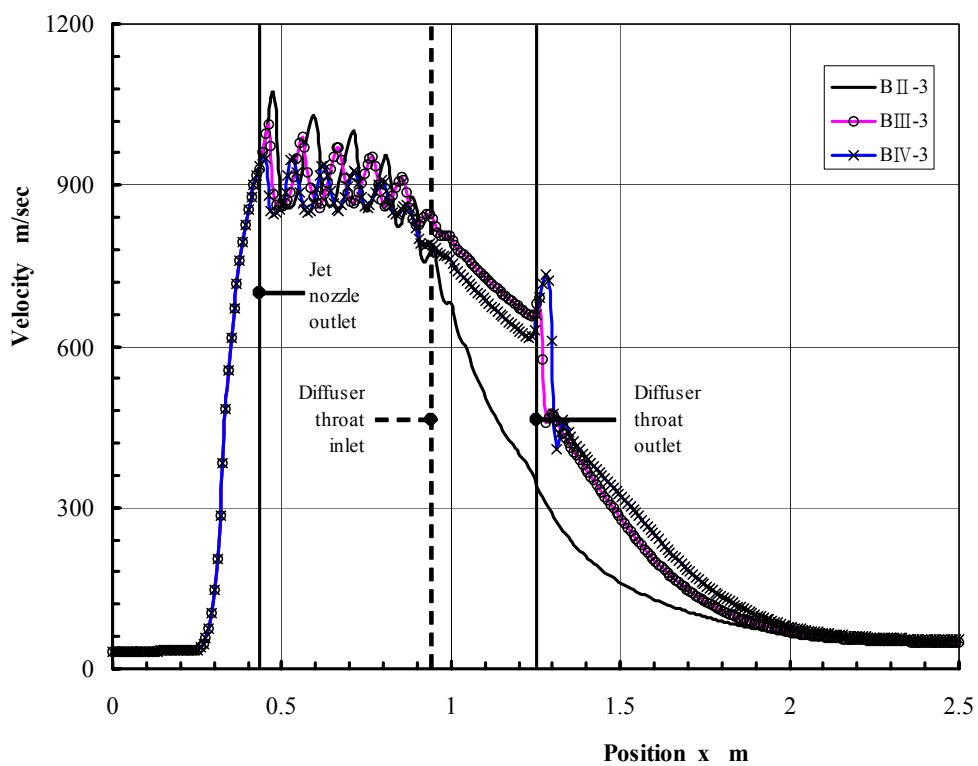


Fig 3.42 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor

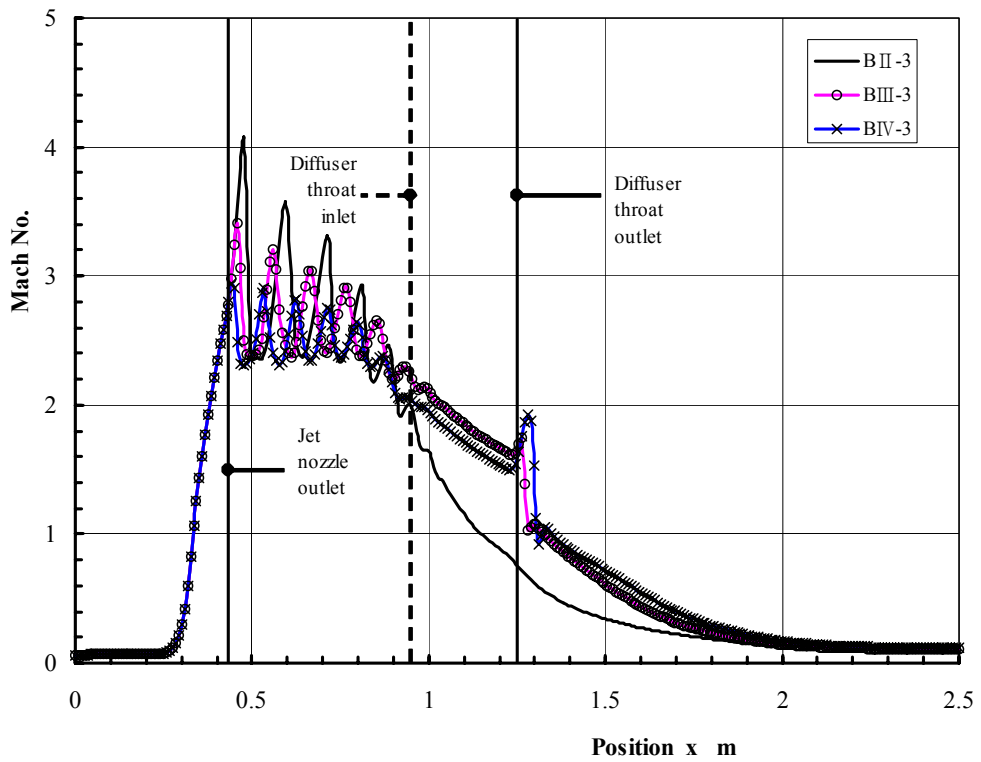
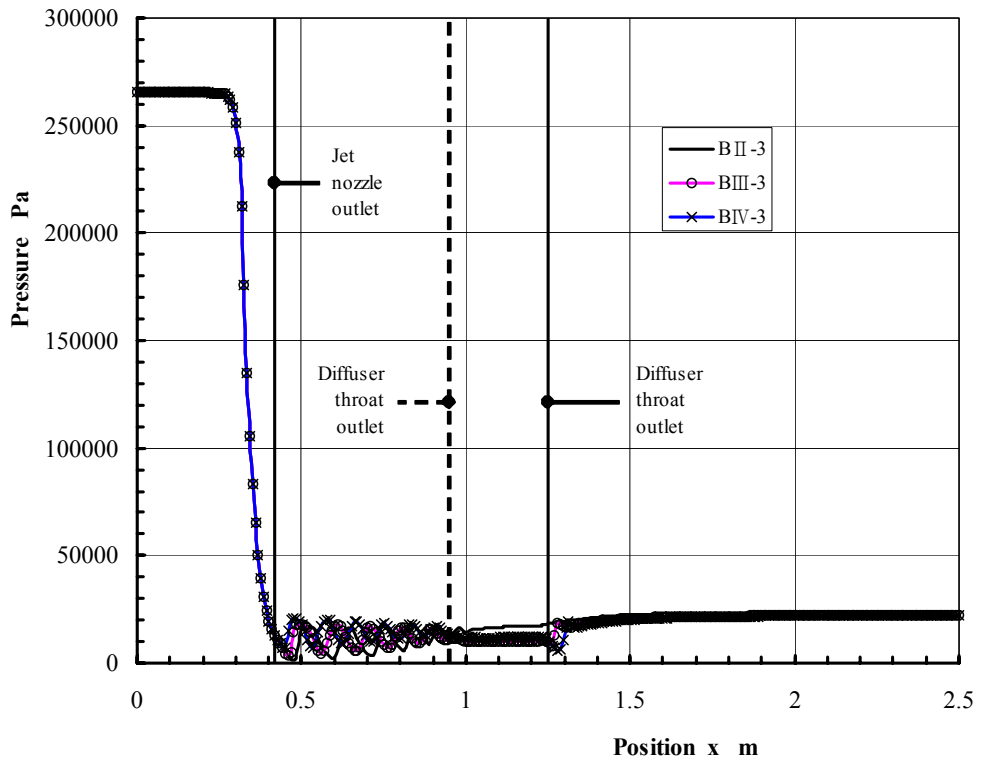
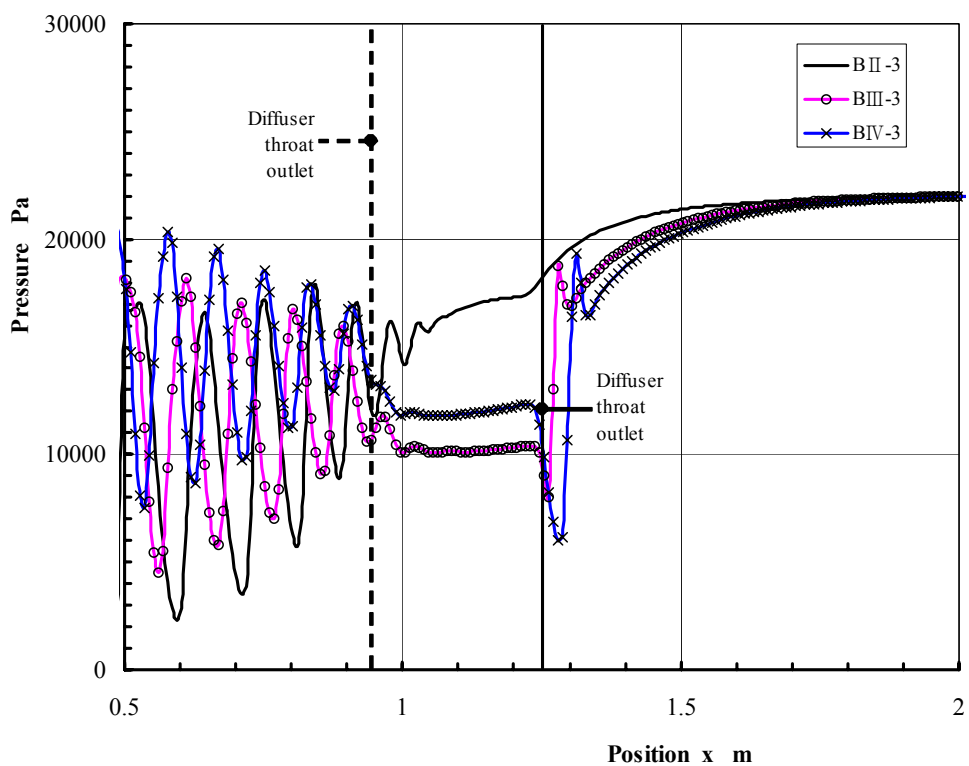


Fig 3.43 Mach number along the center line of thermal vapor compressor



(a) The center line of thermal vapor compressor



(b) Detail of diffuser part

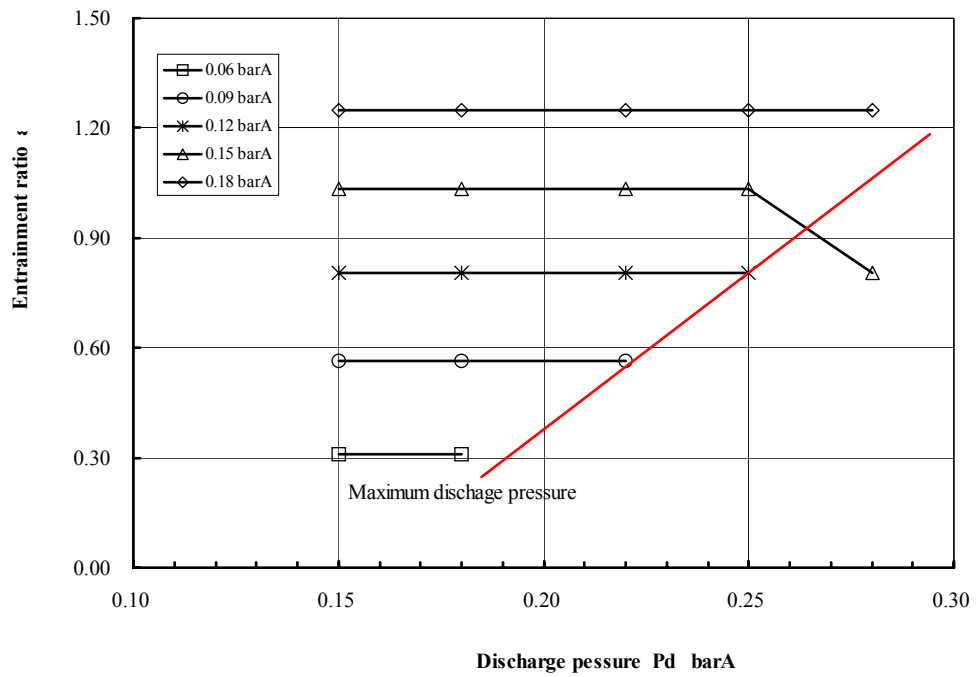
Fig 3.44 Static pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor

3.4.2 토출압력과 흡입유량비의 관계

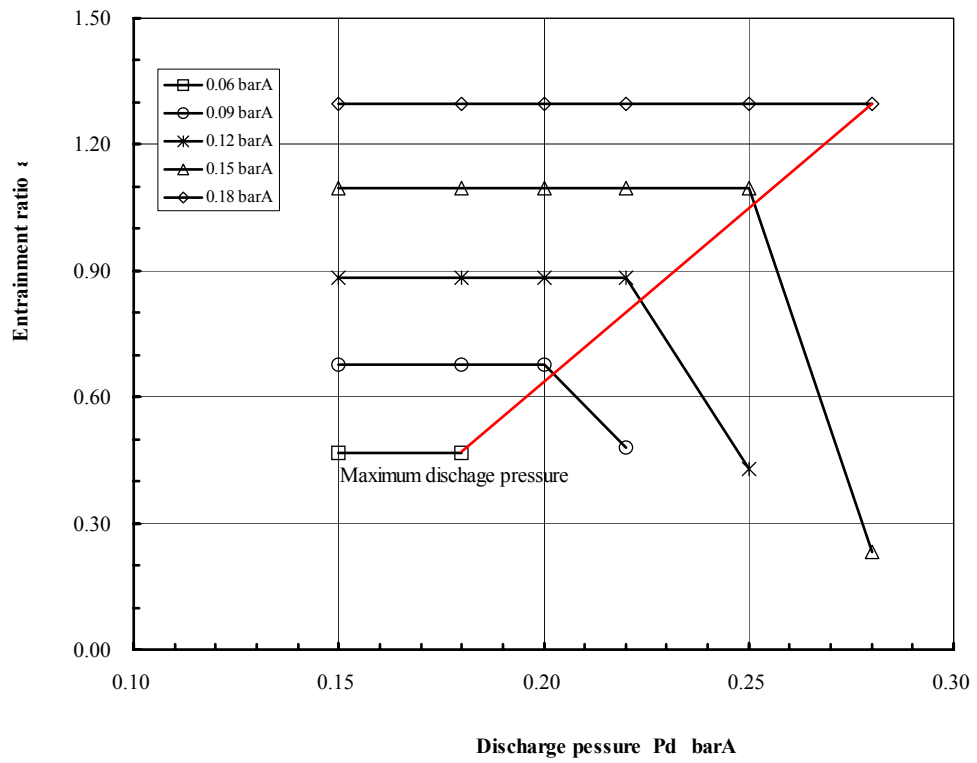
Fig.3.45에는 열압축기 토출압력의 변화에 따른 흡입유량비를 나타낸다. 디퓨저 축소각에 따라서 (a) Case-A : 1.0° , (b) Case-B : 4.0° , (c) Case-C : 7.0° 에 대하여 토출압력에 따른 흡입유량비의 변화를 나타낸다.

3.4.1절에서 설명한 바와 같이 흡입압력에 따라서 열압축기에서 최대 흡입가능한 임계유량비가 있으며, 열압축기의 운전특성으로 Fig.3.45에서 보는 바와 같이 임계유량비를 유지할 수 있는 최대 토출압력(Maximum discharge pressure)이 있음을 알 수 있다. 이는 열압축기가 최대 토출압력보다 낮은 토출압력으로 운전될 경우에는 일정한 흡입유량을 유지하는 것을 의미한다.

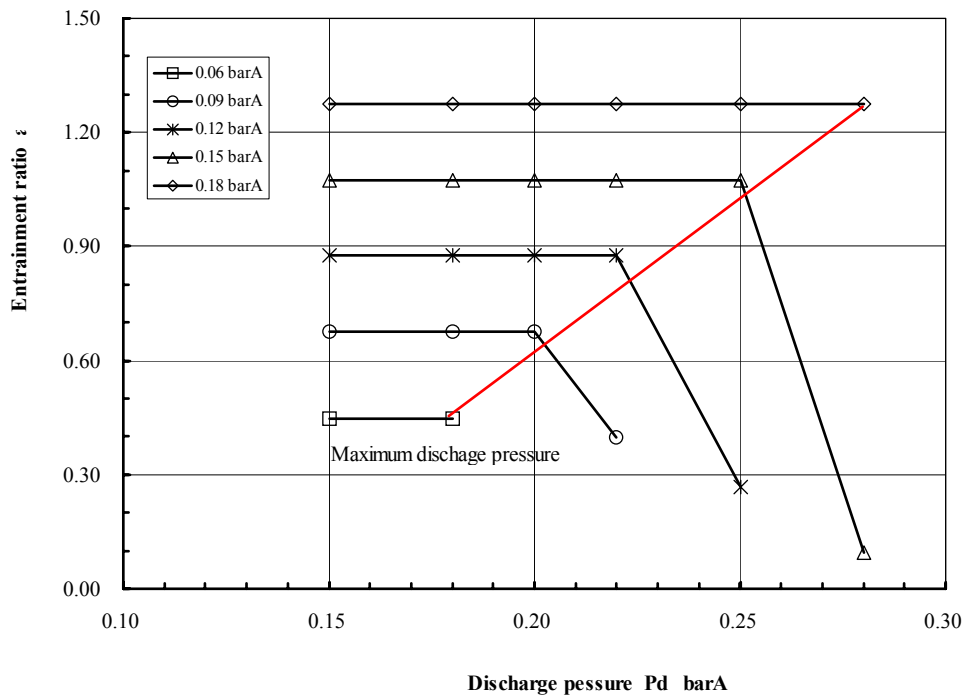
Fig.3.45 (a) Case-A의 디퓨저 축소각이 1° 인 경우 0.803, (b) Case-B의 디퓨저 축소각이 4° 인 경우 1.090, (c) Case-C의 디퓨저 축소각이 7° 인 경우 1.022로 디퓨저 축소각이 작은 경우가 흡입유량비는 작으나 토출압력에 따른 흡입유량 변화는 적게 나타나고 있다. 이는 디퓨저 입구부의 축소각이 작은 경우가 최대토출압력이 상대적으로 높으며, 디퓨저 입구부 축소각이 작은 열압축기가 주위 환경변화에 더 안정적으로 운전됨을 의미한다.



(a) Case-A



(b) Case-B



(c) Case-C

Fig 3.49 Variation of entrainment ratio to the discharge pressure

Fig.3.46는 디퓨저 입구부 축소각 4° , 흡입압력 $P_s=12.0$ kPa로 일정하게 유지하면서 토출압력 (BⅢ-2, $P_d=25.0$ kPa), (BⅢ-3, $P_d=22.0$ kPa), (BⅢ-3 $P_d=180$ kPa)로 변화시킬 경우 속도분포이다. 노즐출구에서의 유속은 열압축기 토출압력에 관계없이 $1,013.8$ m/sec까지 가속되었다.

BⅢ-2의 경우 디퓨저 목부 입구부에서 620.0 m/sec로 유입된 후 급격하게 유속이 감소되어 디퓨저 목부 출구부에서는 음속이하인 257.4 m/sec로 유출되었다. 하지만 BⅢ-3, BⅢ-4의 경우에는 디퓨저 목부 출구부에서 유속이 각각 679.8 m/sec, 678.9 m/sec로 음속보다 높게 형성되었다.

열압축기 출구에서의 유속은 각각 BⅢ-2의 경우 35.7 m/sec, BⅢ-3의 경우 48.7 m/sec, BⅢ-4의 경우 59.8 m/sec로 일반적으로 증기배관의 설계유속에 적정하였다.

Fig.3.47은 열압축기 중심부에서 Mach수를 보여주며, Fig.3.46의 속도분포와 같이 열압축기 토출압력에 관계없이 같은 Mach 수로 최대 3.413 였으며, 열압축기 출구에서의 Mach수는 각각 BⅢ-2의 경우 0.075 , BⅢ-3의 경우 0.104 , BⅢ-4의 경우 0.128 로 출구압력이 낮을수록 Mach수가 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig.3.48 (a)는 상기와 같이 흡입압력 $P_s=12.0$ kPa로 일정하게 유지하면서 토출압력 (BⅢ-2, $P_d=25.0$ kPa), (BⅢ-3, $P_d=22.0$ kPa), (BⅢ-3 $P_d=180$ kPa)의 열압축기 전체의 압력분포이다. Fig.3.52

(b)는 열압축기 디퓨저 부에서의 압력변화 곡선으로 구동증기와 흡입증기의 혼합과정, 에너지 교환 및 속도에너지가 압력에너지로 변환으로 인한 압력변화를 확인할 수 있다. 특히 입계압력 이하에서 운전되는 BⅢ-3, BⅢ-4의 경우의 디퓨저 목부 출구 이전에서는 거의 유사한 압력변화를 보이고 있으나 출구압력까지 회복되는 과정은 토출압력에 의해 영향을 받음을 알 수 있다.

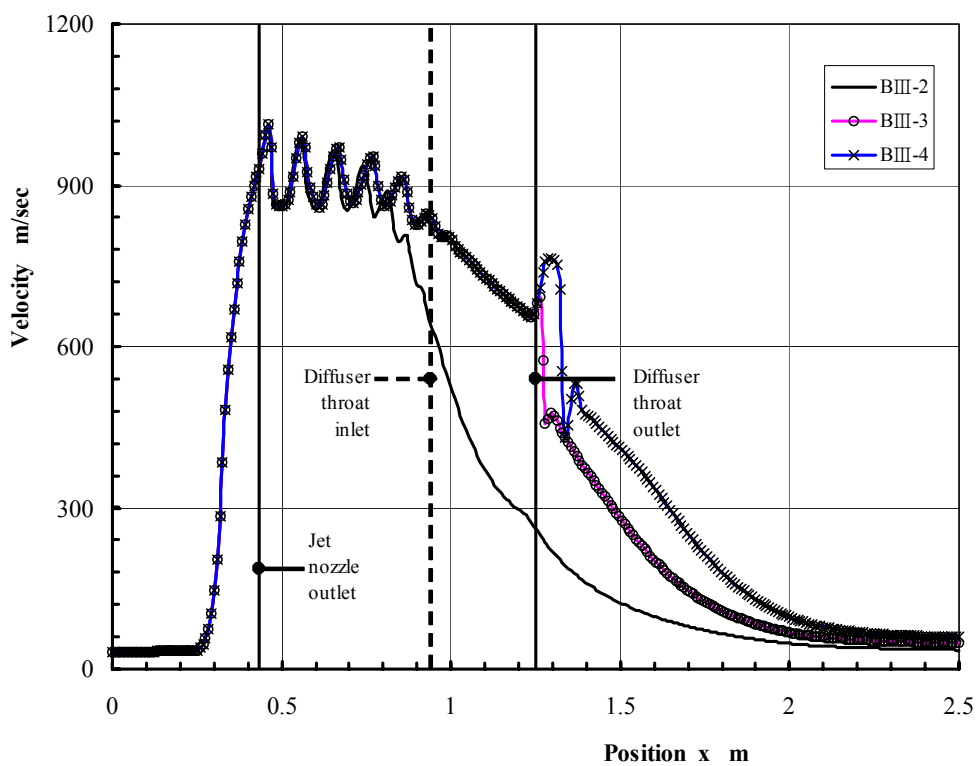


Fig 3.46 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor

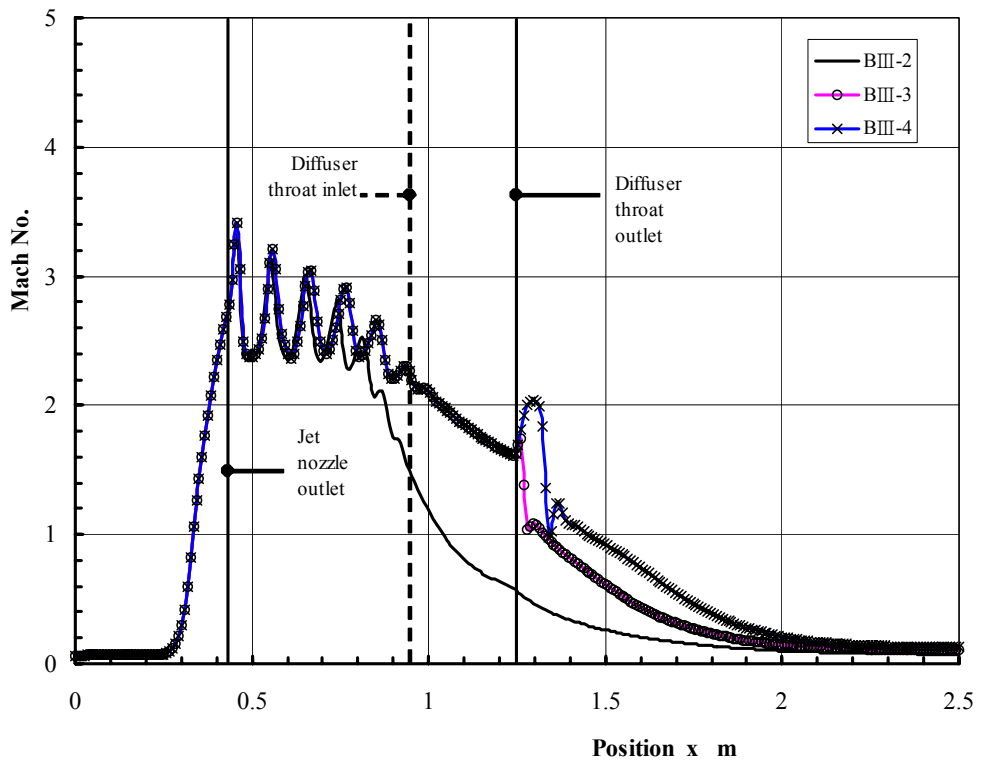
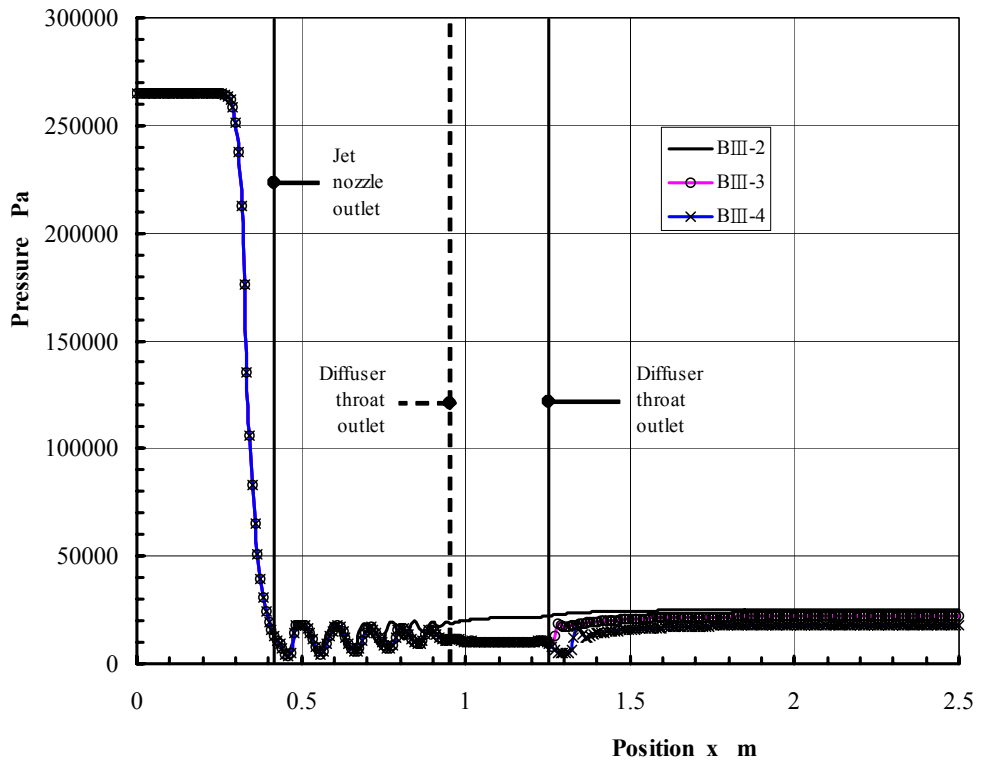
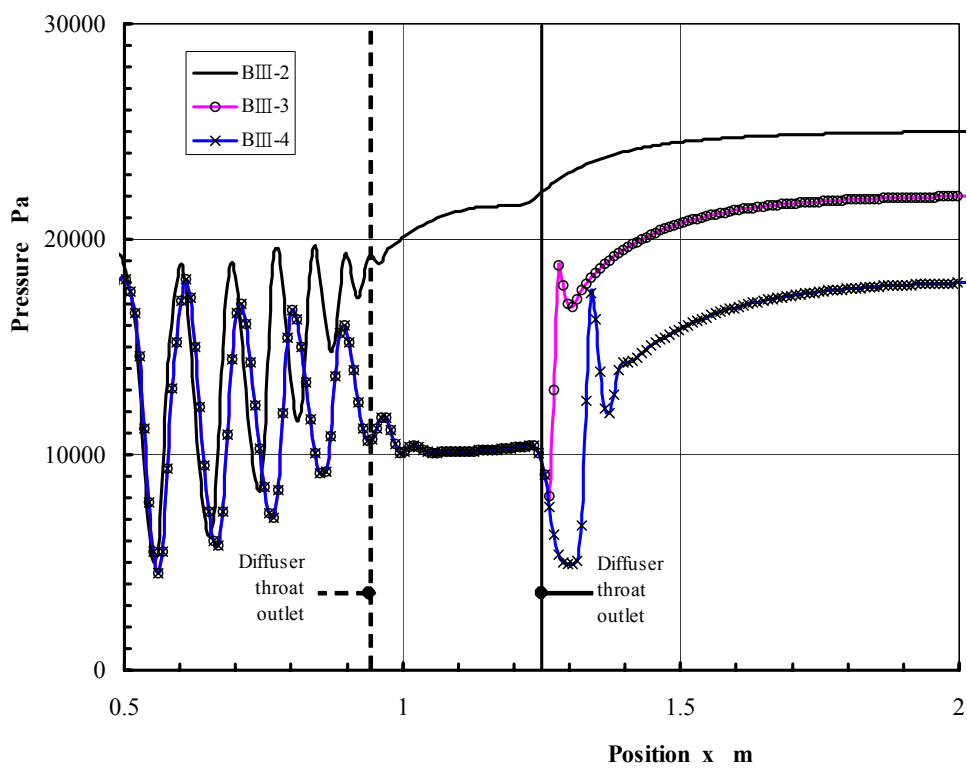


Fig 3.47 Mach number along the center line of thermal vapor compressor



(a) The center line of thermal vapor compressor



(b) Detail of diffuser part

Fig 3.48 Static pressure distribution along the center line of thermal vapor compressor

3.4.3 디퓨저 축소각과 흡입유량비의 관계

Fig.3.49은 디퓨저 입구부의 축소각과 흡입유량비의 관계를 나타내고 있다. 디퓨저 입구부 축소각에 따라 1.0° 인 AⅢ-3 데이타의 경우는 흡입유량비가 0.802이었으며, 축소각이 4.0° 인 BⅢ-3 데이타의 경우는 흡입유량비가 0.880이고, 7.0° 인 CⅢ-3 데이타의 경우는 흡입유량비가 0.819으로 축소각이 증가함에 따라 점차 흡입유량비가 증가하고 있다. 하지만 디퓨저 입구부 축소각이 4° 보다 커지는 경우에는 다시 흡입유량비가 감소하는 경향을 보이고 있다.

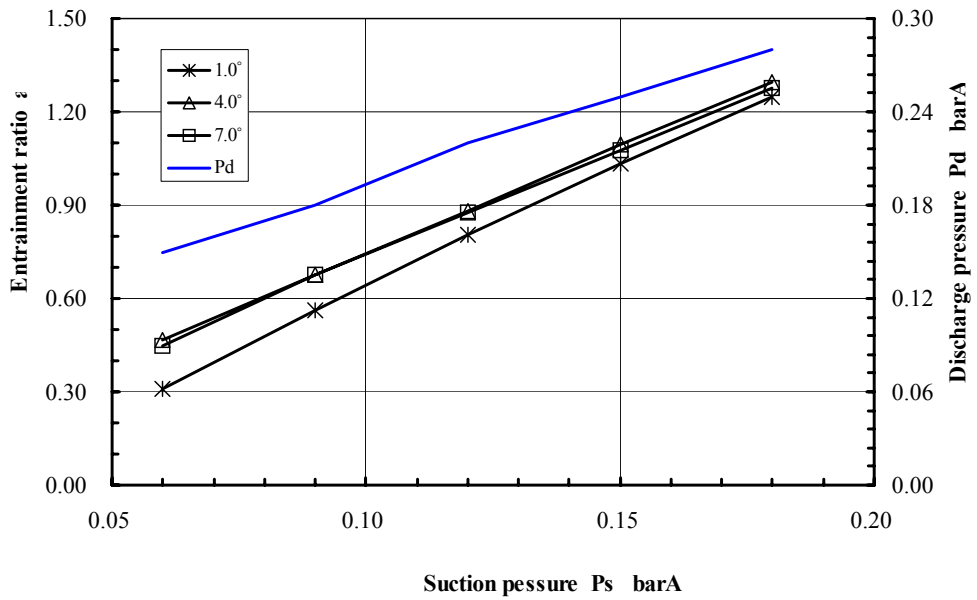


Fig 3.49 Variation of entrainment ratio to the suction pressure of the diffuser convergence angle

제4장 실험장치 및 실험결과

4.1 실험장치의 개요

1.1절에서 설명한 바와 같이 150 ton/day급 MED-TVC 형식의 담수설비를 이용하여 열압축기의 성능시험을 수행하였다.

MED-TVC 형식의 담수설비의 흐름도는 Fig.3.1과 같이, 효율증발기와 증발실, 응축기, 브라인 공급펌프 및 분사장치(spray system), 증기이젝터 진공장치, 저압증기 재 압축용 열압축기와 급배수펌프 등으로 구성되어 있다.

본 연구에서 성능시험용으로 사용한 열압축기의 설계조건은 제 3.1절의 Table 3.1과 같이 보일러에서 공급되는 266.0 kPa의 구동증기를 이용하여 3단 증발기에서 증발되는 15.0 kPa의 저압증기를 흡입하여 28.0 kPa까지 압축한 후 1단 증발기에 공급하도록 되어 있다.

2장의 이론계산을 통하여 설계된 열압축기의 상세 치수는 Fig.3.2와 같으며, 각부 치수는 Table 4.1과 같다. 흡입성능 시험을 위하여 제작된 열압축기의 상세도면은 Fig.4.1과 같으며, 상세치수는 Table 4.2에 나타내었다.

MED Pilot Plant는 5중 효율 담수설비로 각단의 증발기는 Titanium 튜브 외경 25.4 mm, 두께 1.0 mm, 길이 3,520 mm 700본

으로 전열면적은 212.0 m^2 이다. 마지막 단에는 응축기를 설치하여 열압축기로 흡입되고 남은 증기를 응축시켜 운전압력을 유지하였다.

응축기에 공급된 냉각수는 $200.0 \text{ m}^3/\text{hr}$ 의 바닷물을 이용하였으며, 이중에서 $50.0 \text{ m}^3/\text{hr}$ 은 증발기에 공급되는 브라인으로 사용하였다. 응축기에 사용된 나머지 바닷물은 바다로 다시 배출시켰다.

구동증기는 $2,500 \text{ kg/hr}$, $1,000.0 \text{ kPa}$ 의 보일러서 증기를 공급받았으며, 열압축기 전단에 설치된 압력조절 밸브에 의하여 266.0 kPa 까지 압력을 감압시켜 열압축기에 공급하였다. 구동증기 유량은 열압축기 후단에 설치된 증기 유량계에 의하여 압력에 따른 유량을 계측하였다.

흡입증기 유량을 열압축기 구동압력에 따라서 최종유량을 측정하였으며, 유량계의 설치위치는 열압축기로 약20D 이상 후단에 설치하여 유량측정의 정확히 이루어지도록 하였다.

Photo 4.1은 성능평가용 열압축기, Photo 4.2는 열압축기가 설치된 MED-TVC형 담수설비 성능시험장치(pilot plant)이다.

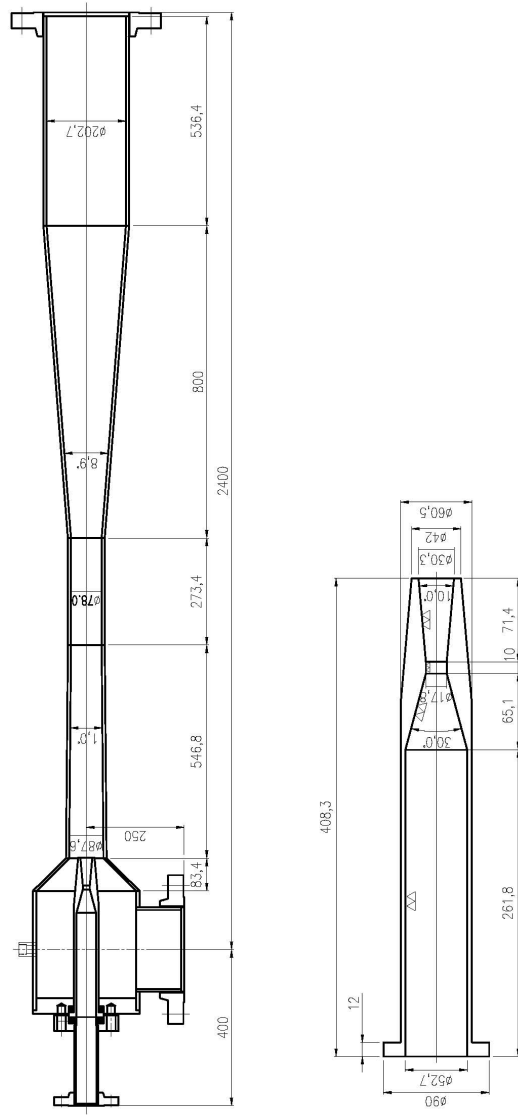


Fig.4.1 The experimental thermal vapor compressor (Case-A)

Table 4.1 Dimension of experimental TVC (Case-A)

	Unit	Dimension	Remark
Nozzle throat diameter	ϕ	17.8	
Nozzle outlet diameter	ϕ	33.3	
Diffuser inlet diameter	ϕ	87.6	
Diffuser throat diameter	ϕ	78.0	
Diffuser outlet diameter	ϕ	202.7	
Nozzle angle	$^{\circ}$	5.0	
Diffuser convergence angle	$^{\circ}$	1.0	
Diffuser enlargement angle	$^{\circ}$	8.9	
Diffuser inlet length	mm	546.8	
Diffuser throat length	mm	234.3	
Diffuser outlet length	mm	800.0	

Table 4.2 Dimension of experimental TVC (Case-C)

	Unit	Dimension	Remark
Nozzle throat diameter	ϕ	17.8	
Nozzle outlet diameter	ϕ	33.3	
Diffuser inlet diameter	ϕ	145.1	
Diffuser throat diameter	ϕ	78.0	
Diffuser outlet diameter	ϕ	202.7	
Nozzle angle	$^{\circ}$	5.0	
Diffuser Convergence angle	$^{\circ}$	7.0	
Diffuser enlargement angle	$^{\circ}$	7.0	
Diffuser inlet length	mm	546.8	
Diffuser throat length	mm	273.4	
Diffuser outlet length	mm	800.0	



Photo 4.1 Experimental thermal vapor compressor
(Case-C)



Photo 4.2 Experimental plant of MED-TVC pilot plant

4.2 실험결과에 대한 고찰

열압축기의 성능시험 결과는 Table 4.3과 Table 4.4와 같으며, 흡입성능에서는 Case-C의 경우가 우수하였다.

구동노즐에서의 구동증기 유량은 Fig.4.2와 같이 구동증기의 압력에 비례하여 증가하며, 구동노즐의 효율은 95%정도 되었다.

Fig.4.3은 디퓨저 입구부 축소각 1° 인 Case-A 열압축기에 대한 성능시험결과로 구동증기 압력이 설계압력인 260.0 kPa에서 흡입유량비는 0.88, 설계압력보다 낮은 압력 220.0 kPa에서 흡입유량비가 1.20로 구동증기 압력이 낮은 경우 흡입유량비가 크게 나타났다.

Fig.4.4은 디퓨저 입구부 축소각 7° 인 Case-C 열압축기에 대한 성능시험결과로 구동증기 압력이 설계압력인 260.0 kPa에서 흡입유량비는 0.92, 설계압력보다 낮은 압력 220.0 kPa에서 흡입유량비가 1.20로 디퓨저 축소각과 흡입유량비의 관계는 영향이 크지 않았다. 하지만 Case-A의 경우 구동증기 압력이 낮아져도 흡입유량은 크게 감소하지 않고 있으나, Case-C의 경우 구동증기 압력이 낮아지는 경우 총 흡입유량은 감소하는 경향을 보이고 있다.

**Table 4.3 Experimental data sheet of thermal vapor
compressor : Case-A**

Time	Motive Condition			Suction Condition			Discharge Condition		
	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)
15:20	266.0	402.7	360.0	14.6	53.4	310.0	20.5	70.3	670.0
15:40	266.0	402.7	360.0	12.4	51.3	280.0	15.5	72.6	640.0
16:00	266.0	402.7	360.0	13.9	53.4	310.0	17.3	70.7	670.0
16:20	266.0	402.7	360.0	13.5	52.6	300.0	17.4	70.0	660.0
16:40	266.0	402.7	360.0	13.7	53.0	300.0	17.4	70.1	660.0
Motive steam pressure reduced (Turn-down to 1.2 Bar G)									
17:10	220.0		275.0	13.1	51.7	345.0	17.0	67.1	620.0
17:30	220.0		275.0	12.8	51.1	325.0	16.3	66.5	600.0
17:50	220.0		275.0	12.8	50.9	335.0	16.4	66.6	610.0
Vacuum break에 의한 TVC suction & discharge pressure control									
18:30	266.0	402.7	360.0	13.9	53.2	320.0	22.0	72.5	600.0
18:45	266.0	402.7	360.0	14.3	53.7	330.0	22.6	72.0	690.0

**Table 4.4 Experimental data sheet of thermal vapor
compressor : Case-C**

Time	Motive Condition			Suction Condition			Discharge Condition		
	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)	Press., (kPa)	Temp. (K)	Flow, (kg/hr)
14:00	266.0	402.7	360.0	16.0	53.2	350.0	21.0	74.5	670.0
14:20	266.0	402.7	360.0	14.8	53.7	325.0	20.6	74.1	710.0
14:40	266.0	402.7	360.0	13.5	52.4	350.0	18.3	73.6	700.0
15:00	266.0	402.7	360.0	13.5	52.7	340.0	17.8	73.5	710.0
15:20	266.0	402.7	360.0	14.0	53.1	340.0	17.4	73.5	710.0
Motive steam pressure reduced (Turn-down to 1.2 Bar G)									
16:20	220.0		275	13.2	51.9	340.0	17.0	67.1	630.0
16:40	220.0			13.1	51.4	325.0	16.3	66.5	600.0
17:00	220.0			13.0	51.4	335.0	16.4	66.6	610.0
Vacuum break에 의한 TVC suction & discharge pressure control									
17:30	266.0	402.7	360.0	15.4	55.4	380.0	24.5	71.0	740.0
17:45	266.0	402.7	360.0	15.5	54.8	380.0	24.9	72.5	740.0

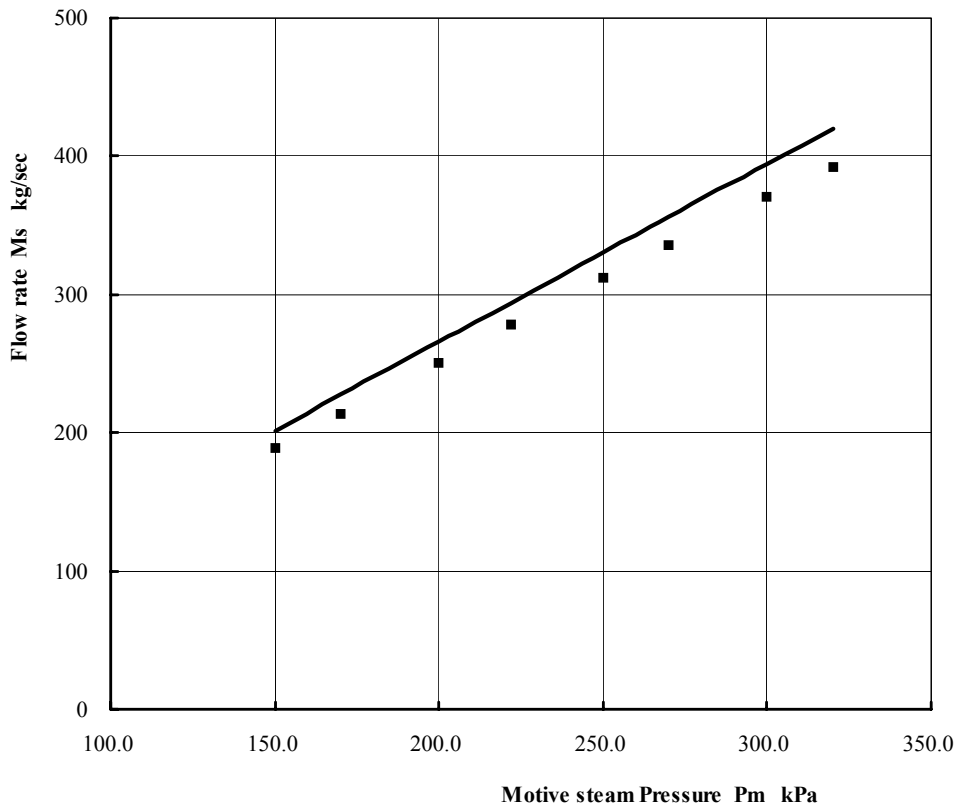


Fig.4.2 Motive steam flow rate according to motive steam pressure (Case-A)

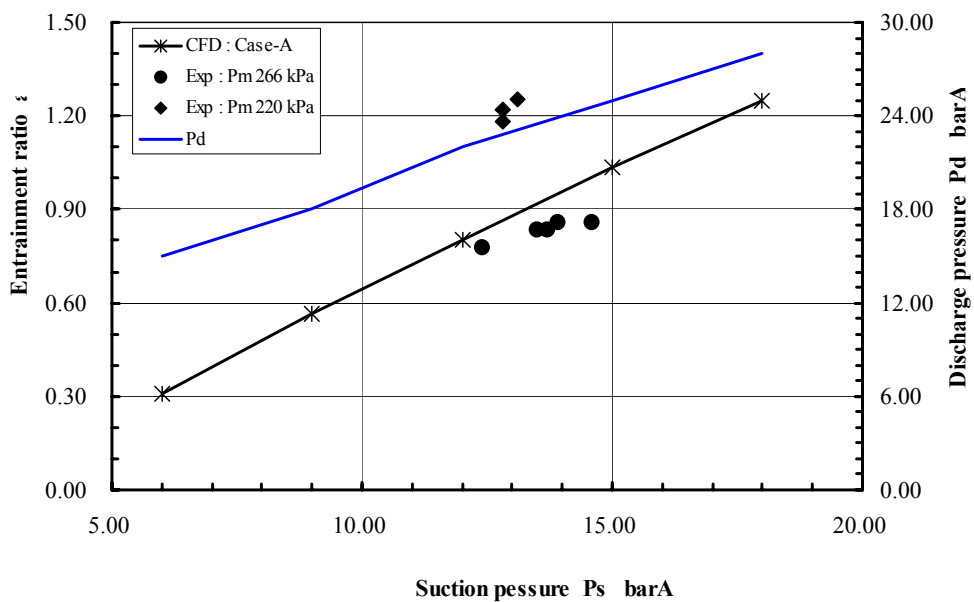


Fig.4.6 Suction vapor flow rate according to motive steam pressure (Case-A)

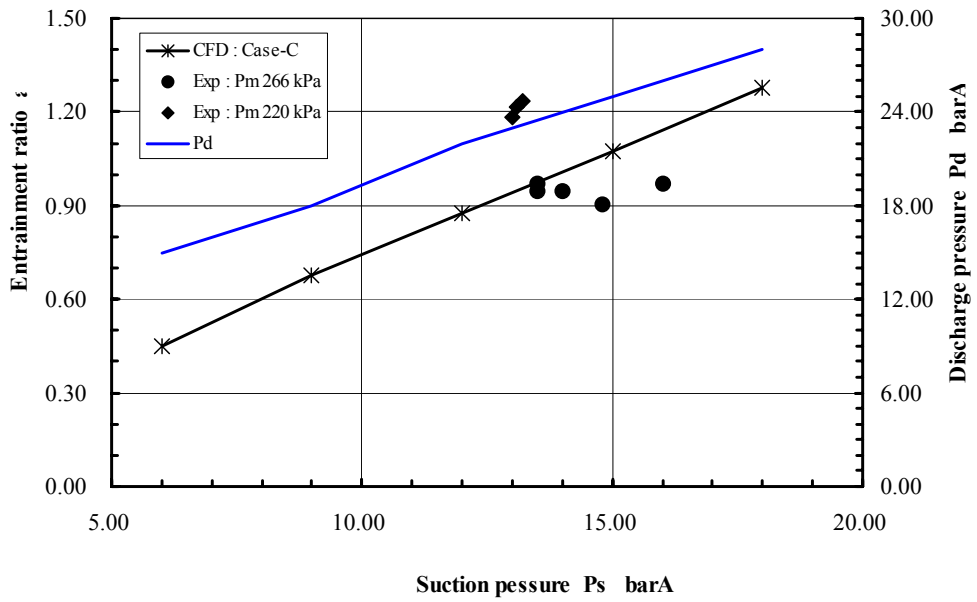


Fig.4.6 Suction vapor flow rate according to motive steam pressure (Case-C)

제5장 결 론

MED-TVC형 담수설비용 열압축기에 대한 작동원리 및 1차원 이론해석을 통하여 흡입성능을 계산하는 방법에 대하여 수식화 하였으며, 1차원 이론해석에서는 여러 가지 가정조건으로 인하여 정확한 유동해석이 어려웠다. 이를 해결하기 위하여 상용 수치해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 구동증기 압력 266.0 kPa, 흡입압력 15.0 kPa, 토출압력 25.0 kPa의 유동조건과 구동증기 유량 360 kg/hr, 흡입증기 유량 360.0 kg/hr로 설계된 열압축기에 Table 3.3 과 같은 경계조건 적용하여 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 구동노즐의 경우 1차원 이론해석결과와 FLUENT 해석결과에 상당한 차이가 있었으며, 1차원 이론해석의 통한 구동노즐출구 유속은 1,058.2 m/sec, 수치계산 결과는 865.6 m/sec로 계산되었다.
- (2) 디퓨저에서 흡입성능을 계산하는 경우에도 구동노즐의 출구에서 최고 속도로 가정하여 계산되나, FLUENT 해석결과 구동증기는 디퓨저 입구부에서 압축-팽창과정을 계속 반복하고 있으며, 디퓨저 입구부 축소각이 큰 경우 압축-팽창과정의 주기가 짧음을 알 수 있었다.
- (3) 열압축기의 운전조건에 따라서 흡입유량이 임계유량비에 도달

하는 경우와 도달하지 않는 경우가 있었으며, 본 연구 대상 열압축기 설계조건에서 Case-B의 경우에 흡입유량비는 1,090로 수치계산을 통한 효율이 설계치 보다 9.0% 높음을 확인하였다.

- (4) 열압축기의 운전특성에서 흡입압력에 따라 최대로 흡입 가능한 임계유량비가 있으며, 이에 따라서 최대토출압력(Maximum discharge pressure)이 정해진다. 또한 최대토출압력보다 낮은 토출압력으로 운전될 경우에는 흡입유량비는 항상 임계유량비를 유지하는 것을 알았다.
- (5) 디퓨저 입구부 축소각에 따라 흡입유량비가 변하며, 1.0° 인 (AⅢ-3) 0.802, 축소각이 4.0° 인 (BⅢ-3) 0.880, 7.0° 인 (CⅢ-3) 0.819이며, 축소각이 증가함에 따라 점차 흡입유량비가 증가하다가 축소각이 4° 보다 커지면 다시 흡입유량비가 감소하는 것을 확인하였다.
- (6) 열압축기의 성능시험결과 디퓨저 입구부 축소각이 1° 인 (Case-A) 구동증기 압력이 260.0 kPa에서 0.88, 220.0 kPa에서 1.20, 디퓨저 입구부 축소각이 7° 인 (Case-C) 260.0 kPa에서 0.92, 220.0 kPa에서 1.20로 디퓨저 축소각과 흡입유량비의 관계는 영향이 크지 않았다.

참고문헌

- (1) The 2003 IDA Worldwide Desalination Plants Inventory Report
- (2) Tamim Younos, Kimberly E. Tulou, "Overview of desalination techniques", UCWR Issue 132 3-10 (2005)
- (3) A.M. Helal, A.M. El-Nashar, E. Al-Katheeri, A. Al-Malek, "Optimal design of hybrid RO/MSF desalination plants Part I : Modeling and algorithms", Desalination 154 43-66 (2003)
- (4) A.M. Helal, A.M. El-Nashar, E. Al-Katheeri, A. Al-Malek, "Optimal design of hybrid RO/MSF desalination plants Part II : Results and discussion", Desalination 160 13-27 (2004)
- (5) Tamim Younos, "The economics of desalination", UCWR Issue 132 39-45 (2005)
- (6) H.S. Choi, S.K. Lee, G.J. Jung, "Experimental heat transfer analysis of multiple effect desalination pilot plant", IDA BAH03-099
- (7) I.S. Park, H.W. Kim, Y.K. Kim, "Axisymmetric computational approach to flow field in ejector system", IDA BAH03-099
- (8) 谷下 市松, "エゼクタの熱力學的計算法とその設計法(創立50周年記念號)", 15-50 pp.59-68 (1949)
- (9) 菅原 菅雄, 速水 恵次, "蒸氣エゼクタ内の壓力分布に關する實驗" 3-32 pp.53-57 (1942)
- (10) 金京錫, "蒸氣이젝터의 性能特性 및 電算設計에 關한 研究", 工學博士學位論文 (1993)

- (11) 植田辰洋, “蒸氣エゼクタに關する研究(第1報)”, 日本機械學會論文集
18-67 PP.97-102 (1952)
- (12) 植田辰洋, “蒸氣エゼクタに關する研究(第2報)”, 日本機械學會論文集
18-67 PP.103-112 (1952)
- (13) 植田辰洋, “蒸氣エゼクタに關する研究(第3報)”, 日本機械學會論文集
18-72 PP.56-62 (1952)
- (14) 植田辰洋, “蒸氣エゼクタに關する研究(第4報)”, 日本機械學會論文集
19-80 PP.103-112 (1953)
- (15) 植田辰洋, “蒸氣エゼクタの性能特性に關する研究”, 日本機械學
會論文集 26-165 PP.737-744 (1960)
- (16) 松尾一泰, 笹口健吾, 清時芳久, 望月昭, “超音速空氣エゼクタの研究 :
第1報, 二次流量が零の場合の作動特性”, Vol.47, No.416 pp. 635-641
(1981)
- (17) 松尾一泰, 笹口健吾, 清時芳久, 望月昭, “超音速空氣エゼクタの研究 :
第2報, スロート面積比が作動特性に及ぼす影響”, Vol.48, No.428 pp.
648-655 (1982)
- (16) Robert B. Power, "Steam Jet Ejector for the Process Industries",
McGraw-Hill, Inc. (1986)
- (18) Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, Y. Mercadier, "Numerical
assessment of ejector operation for refrigeration applications
based on CFD", Applied thermal engineering, 26 pp.604-612
(2006)
- (19) Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desavaux, Y. Mercadier,

- "Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors", Heat and fluid flow, 26 pp.56-70 (2005)
- (21) T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics : Part 1 Validation of the CFD results", Int. J. of thermal science, 46 pp.812-822 (2007)
- (22) T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics : Part 2 Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressure & geometries", Int. J. of thermal science, 46 pp.823-833 (2007)
- (23) P.F. Massier, E.J. Roschke, "Experimental investigation of exhaust diffusers for rocket engines", JPL-TR-34-59; NASA-CR-51076 (1960)
- (24) Richard H. Mickola, "Performance summary of the supersonic diffuser and its application to altitude testing of captive rocket engines", AFFTC-TR-60-1 (1961)
- (25) S. Sankaran, T.N.V. Satyanarayana, K. Annamalai, K. Visvanathan, V. Babu, T. Sundararajan, "CFD Analysis for Simulated Altitude Testing of Rocket Motors", Canadian Aeronautics and Space Journal, Vol. 48, No. 2 (2002)
- (26) 김세훈, 진정근, 권세진, "이차목을 갖는 환형 분사 초음속 이젝터 이론 해석", 대한기계학회논문집 B권 29-12 pp.1285-1290 (2005)

- (27) HEI "Standards for Steam Jet Vacuum Systems" (1988)
- (28) 日本工業規格, JIS B 8365, “真空装置用クランプ形継手の形状及び寸法 ” (1988)

감사의 글

긴 시간동안 지도교수님과 여러 선후배님들에게서 배움을 얻으며 열심히 생활하는 동안, 오늘에 이르기까지 학업에서 일상생활에 이르기까지 항상 배움의 길을 열어 가르침을 주시고 도와주신 김경근 지도교수님께 진심으로 감사를 드립니다. 그리고 바쁘신 와중에도 시간을 내시어 본 논문의 심사를 보아주신 윤석훈 교수님과 오철 교수님께 감사의 마음을 전합니다.

본 논문이 나오기까지 지도와 편달을 아끼지 않고 배움의 길을 열어주신 최순호 박사님과 한국해양대학교 열유체 연구실의 선후배님에게도 감사의 마음을 전합니다.

또한 멀리 통영에서 후학을 위하여 헌신을 다하고 계시는 경상대학교의 정한식 교수님과 정효민 교수님 그리고 Tony와 열유체 연구실의 연구원들에게도 감사의 마음을 전합니다.

끝으로 가정의 행복과 평화의 수호신인 사랑하는 아내와 아들 규욱, 예쁜 딸 소진, 귀염둥이 영진에게도 사랑하는 마음을 전합니다. 오늘에 이르기까지 낳아서 길러주시고 항상 사랑과 정성으로 보살펴주신 나의 부모님, 얼마 전에 질병으로 돌아가신 어머니의 영전에 이 논문을 바칩니다.