

工學博士 學位論文

船舶用 無給油 空氣壓縮機의 밸브設計 및  
피스톤링 素材의 特性에 關한 研究

A Study on the Material Property of Piston Ring  
and Valve Design of the Oilless Air Compressor  
for Marine Use

指導教授 金 允 海



2004年 2月

韓國海洋大學校 大學院

材 料 工 學 科

金 容 直

## 목차

Abstract .....	1
Nomenclatures .....	3
1. 서론 .....	5
2. 압축밸브의 플레이트 소재개선 연구 .....	10
2.1 서언 .....	10
2.2 마르텐사이트계 스테인리스강의 개요 .....	10
2.3 마르텐사이트계 스테인리스강의 열처리 .....	15
2.4 실험장치 및 방법 .....	19
2.4.1 실험재료 .....	19
2.4.2 실험장치 .....	23
2.4.3 열처리 조건 .....	24
2.5 실험결과 및 고찰 .....	27
2.5.1 기존제품의 경도 및 조직분석 .....	27
2.5.2 시험편의 열처리 후 경도 및 조직 비교 .....	35
2.6 결론 .....	50
3. 압축밸브의 설계 및 유동해석 .....	51
3.1 서언 .....	51
3.2 밸브의 설계 프로그램에 대한 연구 .....	52
3.2.1 열역학적 고찰 .....	52
3.2.2 밸브포트 면적의 크기 결정 .....	56
3.2.3 밸브 리프트의 결정 .....	58
3.2.4 밸브 정지위치의 결정 .....	59

3.2.5 밸브에 작용하는 유동저항력과 유효강성의 결정 .....	59
3.3 밸브기구 내에서의 유동해석 .....	62
3.3.1 이론적 해석 .....	62
3.3.2 압축기 밸브의 형상 모델링과 격자생성 .....	65
3.3.3 경계조건 .....	67
3.4 연구결과 및 고찰 .....	71
3.4.1 밸브 설계 프로그램의 결과 .....	71
3.4.2 압축기 밸브의 유동장 해석결과 .....	71
3.5 결론 .....	90
4. 무급유 피스톤링의 소재 특성 연구 .....	91
4.1 서언 .....	91
4.2 마찰과 마모에 대한 이론적 고찰 .....	92
4.2.1 마찰현상 .....	92
4.2.2 마모현상 .....	95
4.3 실험방법 .....	101
4.3.1 마찰 및 마모시험방법 .....	101
4.3.2 실험장치 및 실험조건 .....	105
4.4 실험결과 및 고찰 .....	106
4.4.1 첨가제의 충전율에 따른 경도변화 .....	106
4.4.2 미끄럼속도에 따른 마찰계수의 변화 .....	107
4.4.3 미끄럼속도에 따른 비마모량의 변화 .....	117
4.5 결론 .....	119
5. 결론 .....	121
참고문헌 .....	123



## List of tables

### Chapter 2

Table 2.1	Relationship between microstructures and hardenability. ....	11
Table 2.2	Chemical compositions of specimens (wt%). ....	12
Table 2.3	Comparison of properties and hardness for stainless steel. ....	13
Table 2.4	Heat treatment of stainless steel. ....	13
Table 2.5	Properties of stainless steel. ....	14
Table 2.6	Mechanical properties of quenching and tempering for stainless steel. ....	14
Table 2.7	Chemical composition of martensite stainless steel. ·	19
Table 2.8	Hardness of valve plate. ....	19
Table 2.9	Temperature and soaking time of tempering. ....	25
Table 2.10	Comparison of valve plate hardness. ....	27
Table 2.11	Comparison of chemical composition of traditional products (wt%). ....	34
Table 2.12	Comparison of hardness after tempering at 670°C and 450 °C. ....	37
Table 2.13	Comparison of hardness after tempering at 380°C. ...	39
Table 2.14	Comparison of hardness after tempering at 300°C. ...	41
Table 2.15	Comparison of hardness after tempering at 250°C. ...	43
Table 2.16	Comparison of hardness after tempering at 200°C. ...	47



### Chapter 3

Table 3.1	Quantity of mesh. ....	65
Table 3.2	Boundary conditions of suction port. ....	68
Table 3.3	Boundary conditions of delivery port. ....	70
Table 3.4	Dimension of horizontal section view. ....	71

### Chapter 4

Table 4.1	Real contact area of mild steel. ....	93
Table 4.2	Classification of wear. ....	96
Table 4.3	Mechanical properties of pin. ....	105
Table 4.4	Effects of sliding speed on specific wear rate for additives. ....	118



## List of figures

### Chapter 1

Fig. 1.1 Reciprocating air compressor of main engine starting.. ...9

### Chapter 2

Fig. 2.1 Microstructure of STS420J2 before heat treatment. .... 20

Fig. 2.2 Microstructures of traditional stainless steel. .... 21

Fig. 2.3 Photo of furnace. .... 23

Fig. 2.4 Microstructure and SEM micrograph of traditional product "A". .... 28

Fig. 2.5 Microstructure and SEM micrograph of traditional product "B". .... 29

Fig. 2.6 Microstructure and SEM micrograph of traditional product "C". .... 30

Fig. 2.7 Microstructure of traditional product "D". .... 31

Fig. 2.8 Quenching temperature, soaking time and cooling methods. .... 35

Fig. 2.9 Tempering temperature, soaking time and cooling methods. .... 35

Fig. 2.10 Microstructures of tempering at 670°C and 450°C after water, oil and air cooling. .... 38

Fig. 2.11 Tempering temperature, soaking time and cooling methods. .... 39

Fig. 2.12 Microstructures of tempering at 380°C after water, oil and air cooling. .... 40



Fig. 2.13 Tempering temperature, soaking time and cooling methods. ....	41
Fig. 2.14 Microstructures of tempering at 300°C after water, oil and air cooling. ....	42
Fig. 2.15 Tempering temperature, soaking time and cooling methods. ....	43
Fig. 2.16 Microstructures of tempering at 250°C after water, oil and air cooling. ....	45
Fig. 2.17 Tempering temperature, soaking time and cooling methods. ....	46
Fig. 2.18 Microstructures of tempering at 200°C after water, oil and air cooling(soaking time 45min.). ....	48
Fig. 2.19 Effects of heat treatment on hardness. ....	49

### Chapter 3

Fig. 3.1 Theoretical indicator diagram of reciprocating compressor. ....	53
Fig. 3.2 Pressure–shaft angle curve for valve opening time. ....	55
Fig. 3.3 Valve lift and effective flow area. ....	58
Fig. 3.4 Valve modeling of suction port. ....	66
Fig. 3.5 Valve modeling of delivery port. ....	66
Fig. 3.6 Boundary conditions of FLUENT/UNS. ....	67
Fig. 3.7 Suction port data. ....	68



Fig. 3.8	Boundary conditions of valve suction port. ....	69
Fig. 3.9	Delivery port data. ....	69
Fig. 3.10	Boundary conditions of delivery port. ....	70
Fig. 3.11	Horizontal section view of valve. ....	72
Fig. 3.12	Vertical section view of valve port. ....	72
Fig. 3.13	Velocity magnitude of suction port at "section 1" (m/s). ....	75
Fig. 3.14	Velocity magnitude of suction port at "center" (m/s). ....	75
Fig. 3.15	Contours of static pressure of suction port at "section 1"(Pa). ....	76
Fig. 3.16	Velocity magnitude of suction port at "section 2"(m/s). ....	76
Fig. 3.17	Velocity magnitude of suction port at "angle 20°" (m/s). ....	77
Fig. 3.18	Contours of static pressure of suction port at "angle 20°"(Pa). ....	77
Fig. 3.19	Velocity magnitude of suction port at "angle 40°"(m/s). ....	78
Fig. 3.20	Contours of static pressure of suction port at "angle 40°"(Pa). ....	78
Fig. 3.21	Velocity magnitude of suction port at "angle 80°" (m/s). ....	79
Fig. 3.22	Contours of static pressure of suction port at "angle 80°"(Pa). ....	79
Fig. 3.23	Velocity magnitude of suction port at "angle 100°" (m/s). ....	80





Fig. 3.24	Contours of static pressure of suction port at "angle 100"(Pa). .....	80
Fig. 3.25	Velocity magnitude of delivery port at "section 1" (m/s). .....	82
Fig. 3.26	Contours of static pressure of delivery port at "section 1"(Pa). .....	82
Fig. 3.27	Velocity magnitude of delivery port at "center"(m/s). .....	83
Fig. 3.28	Velocity magnitude of delivery port at "section 2"(m/s). .....	83
Fig. 3.29	Velocity magnitude of delivery port at "angle 20"(m/s). .....	84
Fig. 3.30	Contours of static pressure of delivery port at "angle 20"(Pa). .....	84
Fig. 3.31	Velocity magnitude of delivery port at "angle 40"(m/s). .....	85
Fig. 3.32	Contours of static pressure of delivery port at "angle 40"(Pa). .....	85
Fig. 3.33	Velocity magnitude of delivery port at "angle 80"(m/s). .....	86
Fig. 3.34	Velocity magnitude of delivery port at "angle 100"(m/s). .....	86
Fig. 3.35	Velocity magnitude of delivery port at " each angle 70, 80, 90, 100, 110"(m/s). .....	87
Fig. 3.36	Velocity magnitude of delivery port at " each angle 10, 20, 30, 40, 50"(m/s). .....	87



Fig. 3.37 Velocity magnitude of delivery port at "angle 70, 80, 90, 100, 110°", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s). .....	88
Fig. 3.38 Velocity magnitude of delivery port at "angle 10, 20, 30, 40, 50°", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s). .....	88
Fig. 3.39 Velocity magnitude of delivery port at "angle 10, 20, 30, 40, 50, 70, 80, 90, 100, 110°", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s). .....	89

## Chapter 4

Fig. 4.1 Schematic of apparent and real contact area. ....	92
Fig. 4.2 Load and real contact area. ....	94
Fig. 4.3 Procedure of adhesive wear. ....	97
Fig. 4.4 Abrasive wear. ....	100
Fig. 4.5 Schematic illustration of friction and wear test apparatus. ....	101
Fig. 4.6 Overall photo of friction and wear test apparatus. ....	102
Fig. 4.7 Schematic illustration of friction force and measuring plate. ....	103
Fig. 4.8 Effects of additives contents on hardness. ....	106
Fig. 4.9 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 0.94m/s. ....	110



Fig. 4.10 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 1.88m/s. ....	110
Fig. 4.11 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 2.83m/s. ....	111
Fig. 4.12 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 0.94 m/s. ....	111
Fig. 4.13 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 1.88 m/s. ....	112
Fig. 4.14 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 2.83 m/s. ....	112
Fig. 4.15 SEM micrograph of the worn surface of PTFE100%. ....	113
Fig. 4.16 SEM micrograph of the worn surface of PTFE80%-PI20%. ....	113
Fig. 4.17 SEM micrograph of the worn surface of PTFE20%-PI80%. ....	114
Fig. 4.18 SEM micrograph of the worn surface of PI100%. ....	114
Fig. 4.19 EDS micrographs of the worn surface of PTFE80%-PI20%. ....	115
Fig. 4.20 EDS micrographs of the worn surface of PTFE20%-PI80%. ....	116
Fig. 4.21 Effects of sliding speed on specific wear rate for different polyimide contents. ....	117



# A Study on the Material Property of Piston Ring and Valve Design of the Oilless Air Compressor for Marine Use

Yong-Zig, Kim

Department of Material Engineering  
Graduate School of Korea Maritime University

## Abstract

In recent years, medical, electricity, electronics, marine, rescue and various industrial fields are in need of purified compressed air. But, most of the parts for oilless air compressors for marine use are made locally except for main parts.

The reason for this study is mainly concerned with the material property of piston ring and valve design of the oilless air compressor.

In case of the valve plate, the heat treatment was carried out as many cycles and was compared with the results of the traditional products.

It was analyzed that the fluidity of compressed air in the valve part by simulation of FLUENT.

In case of the oilless piston ring, it was carried out the friction and wear test use self-lubricating materials that are PTFE, polyimide, carbon, copper and so forth.

The results are summarized as follow.



- (1) In the results of heat treatment of domestic raw stainless steel, when they were quenched at 970°C and tempered at 200°C, it was proven that they had same mechanical property and microstructure.

There were no problems in applying the modified valve plates to real air compressor for marine use.

- (2) The valve design program was made based on Windows 98/NT. As the results, we can obtain the output data for delivery temperature, volumetric efficiency, mean flow velocity and effective flow area of compressed air.
- (3) It was analyzed that the macroscopic fluidity of the compressed air in the valve by FLUENT program to interchange with CAD. As the result, we can get the flow characteristics of the valve before producing the valve.
- (4) At the end, results of the material used consists of carbon, copper and cupric copper mixed with PTFE80%-polyimide20%. In case of copper10%, at 0.94m/s sliding speed, the mean friction coefficient showed 0.087, which is the lowest value in all specimens.

In case of the specific wear rate, copper30% specimen showed the lowest value of  $2.537E-5(\text{mm}^3/\text{Nm})$  in all specimens. From the above results, copper30% specimen showed the best performance for this work.



## Nomenclatures

$\Omega$	:	회전속도(rad/s)
$n$	:	폴리트로픽 지수
$k$	:	비열비
$\lambda$	:	체적효율
$M$	:	마하수
$C_s, C_d$	:	흡입, 토출시의 음속(m/s)
$k_c$	:	수축계수
$\xi$	:	저항계수
$b$	:	포트폭(m)
$P_s$	:	흡입압력(kPa)
$P_d$	:	토출압력(kPa)
$T_s$	:	흡입온도(K)
$T_d$	:	토출온도(K)
$\rho_s$	:	흡입밀도(kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_d$	:	토출밀도(kg/m <sup>3</sup> )
$Q_s$	:	흡입유량(m <sup>3</sup> /s)
$Q_d$	:	토출유량(m <sup>3</sup> /s)
$V_s$	:	흡입측 평균유효속도(m/s)
$V_d$	:	토출측 평균유효속도(m/s)
$A_s$	:	흡입측 유효유동면적(m <sup>2</sup> )
$A_d$	:	토출측 유효유동면적(m <sup>2</sup> )
$A_{s-e}$	:	흡입측 기하학적 포트면적(m <sup>2</sup> )
$A_{d-e}$	:	토출측 기하학적 포트면적(m <sup>2</sup> )



- $h_s$  : 흡입밸브의 들림높이(m)  
 $h_d$  : 토출밸브의 들림높이(m)  
 $k_s$  : 흡입측 스프링상수(N/m)  
 $k_d$  : 토출측 스프링상수(N/m)  
 $V_1$  : 흡입밸브가 닫힐 때의 실린더부피( $m^3$ )  
 $V_2$  : 토출밸브가 열리기 시작할 때의 실린더부피( $m^3$ )  
 $V_3$  : 토출밸브가 닫힐 때의 실린더부피( $m^3$ )  
 $V_4$  : 흡입밸브가 열리기 시작할 때의 실린더부피( $m^3$ )  
 $\theta_1$  : 흡입밸브가 닫힐 때의 크랭크각도(rad)  
 $\theta_2$  : 토출밸브가 열릴 때의 크랭크각도(rad)  
 $\theta_3$  : 토출밸브가 닫힐 때의 크랭크각도(rad)  
 $\theta_4$  : 흡입밸브가 열릴 때의 크랭크각도(rad)  
 $t_1-t_4$  : 흡입밸브가 열리는 시간(s)  
 $t_3-t_2$  : 토출밸브가 열리는 시간(s)



## 1. 서론

기계공업의 자동화와 더불어 선박의 자동화는 날로 급속한 발전을 거듭하고 있다. 이러한 기계 산업의 여러 분야에서는 대량생산 및 원가 절감을 위해서 자동 생산 공정을 채택하고 있으며, 선박에서도 승무원의 감소와 운영 경비의 절감을 위해 자동 제어 방식을 선택하고 있다.

자동 제어에서 많이 사용되는 공기압 제어 방식은 힘의 전달 및 증폭이 용이하며, 구조가 간단하고, 속도, 압력, 유량 등의 제어가 용이하지만, 제어용으로 사용하기 위해서는 압축공기 중에 윤활유가 포함되지 않는 청정한 공기가 필요하다.

하지만, 공기압을 형성하기 위한 공기 압축기의 대부분은 윤활유가 포함되는 왕복동 공기압축기가 사용되고 있어 고효율의 필터, 공기건조기, 유분 분리기와 같은 보조장비를 설치해야하므로 비용이 많이 들 뿐만 아니라 유지보수에도 어려움이 있다.

이러한 공압 제어용 무급유 공기압축기는 대부분 외국에서 수입을 하거나 또는 기술제휴를 통해 부분적으로 조립 생산하는 경우가 대부분이다.

그리고, 선박용 공기압축기는 까다로운 각 나라의 선급과 산업규격을 만족해야만하므로 육상용 공기압축기로는 대체하기가 상당히 힘든 실정이다. 특히, 핵심부품이라 할 수 있는 밸브 플레이트는 가혹한 환경에서의 사용과 열처리 공정의 기술로 인해 전량 수입에 의존하고 있으며, 기존제품 또한 소재의 적합성이 보장되지 않아 선박의 운항 중 사고를 발생시키는 문제점 등이 일어나고 있다.

압축기의 효율향상을 위해 압축밸브를 설계 할 경우에도 외국 제품은 대부분 특허로 인해 제작이 불가능하므로 반드시 새로운 설계가 필요하며, 정량화 된 설계기법을 이용하여 설계하는 것은 상당히 어려운 것이 현실이다.



아울러, 무급유 압축기에서 가장 중요한 역할을 하는 피스톤링은 다양한 소재들이 사용되고 있지만, 정확한 분석을 통해 공기압축기에 적용한 경우는 거의 없는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 무급유 공기압축기의 핵심 부품이라 할 수 있는 밸브 플레이트의 열처리를 통해 소재의 기계적 성질을 개선하고자 하였으며, 압축밸브 설계프로그램의 연구를 통해 설계기법을 확립하고, 그 결과를 근거로 거시적인 밸브기구의 유동해석을 하고자 하였다.

그리고, 무급유 피스톤링은 자기 윤활성 재료로 최근 많은 각광을 받고있는 PTFE(polytetrafluoroethylene), 폴리이미드(polyimide), 흑연(carbon)과 같은 복합재료를 이용하여 피스톤링으로서의 이용에 대해 마찰·마모 특성을 확인하였다.



## (1) 왕복동 공기압축기의 개요

압축기의 형식은 작업 압력과 공급 체적을 파악하여 결정하며, 크게 두 분야로 나눈다.

첫째, 체적변화의 원리를 이용한 왕복동 압축기이다. 예를 들면, 용기에 공기를 가득 채우고 이 용기의 체적을 피스톤으로 압축하여 감소시키는 방법이다. 본 연구에서는 저압에서부터 고압까지 다양한 압력으로 사용 가능한 왕복동 공기압축기에 적용하고자 한다.

둘째, 공기의 유동 원리를 이용한 것으로 이는 질량 가속도에 의해 압축되는 방법이다. 예를 들면 터빈을 이용한 압축기가 이에 속하며, 압축압력이 약 0.7 MPa에서 1.2 MPa 정도로 낮아서 다양한 분야로의 적용이 어려운 단점이 있다.

왕복동 피스톤 압축기는 실린더에 피스톤이 조립되어 피스톤의 왕복 운동에 의해 공기 또는 다른 기체를 실린더 내에 흡입하여 이것을 압축하여 토출하는 기계이다. 피스톤의 왕복 운동은 전동기 또는 엔진에 의해 크랭크축이 회전되며 크랭크 샤프트 및 연결봉기구에 의한 것이 일반적이기 때문에 그 구조는 엔진과 거의 같다.

다만 엔진은 크랭크축으로 출력을 나오게 하는 것이고 왕복동 압축기는 크랭크축을 구동하여 기체를 압축하는 것이기 때문에 사이클이 엔진과는 반대이다. 또 엔진은 흡기밸브, 배기밸브로 구성되어 있으며 크랭크축에서 캠축, 로크암에 의해 구동되는 것에 비하여 왕복동 압축기는 흡입밸브와 토출밸브가 흡입 압력이나 토출 압력에 의해 자동적으로 개폐되는 자동 밸브로 되어 있는 것이 대부분이다.

왕복동 공기압축기는 압축 압력이 높기 때문에 실린더의 주변을 공기 또는 물로 냉각하거나 중간 냉각을 이용하는 것이 많으며, 소형은 실린더의 주변에 냉각 핀을 설치하여 공기로 냉각하는 것이 많다.

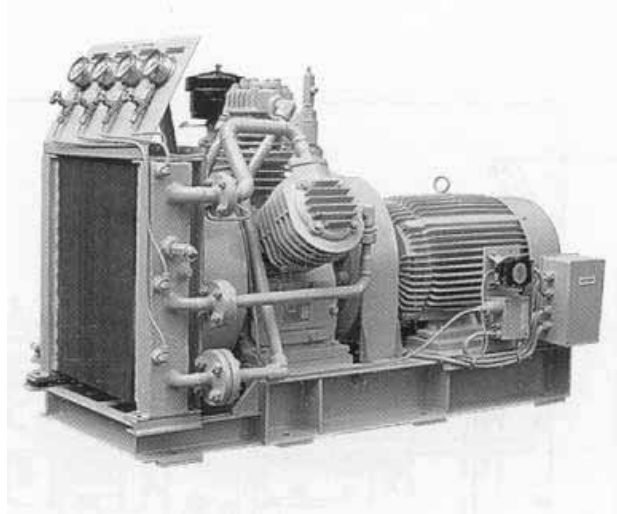
이와 같은 왕복동 압축기가 선박에서는 디젤기관 시동용, 작업공

구 구동용, 공압제어에 사용되며, 산업 설비에서는 도장용, 공기 충전용으로 주로 이용된다. 왕복동 피스톤 압축기는 낮은 압력에서부터 높은 압력까지 다양하게 사용할 수 있으며, 압력의 범위는 대략 0.1 MPa에서 수십 MPa까지가 대부분이다.

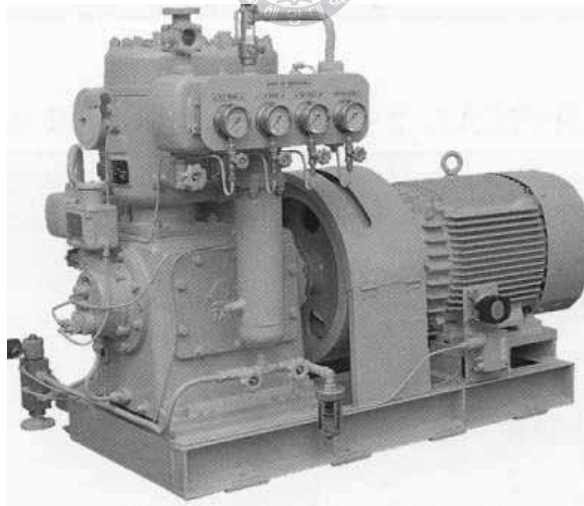
또한, 고압을 얻기 위해서는 다단 압축방식이 이용되므로, 흡입 공기는 1단의 피스톤에 의해서 압축되고 냉각된 후에 다음 단의 피스톤에 의해 다시 압축된다. 두 번째 피스톤은 압축비 때문에 직경이 작아져 압축온도가 상승하므로 냉각기로 충분히 냉각을 해주어야 한다<sup>1)</sup>.

왕복동 피스톤 압축기는 공냉식과 수냉식이 있으며, 압축기의 최적 영역은 0.4 MPa까지 1단, 1.5 MPa까지 2단, 1.5 MPa 이상은 3단으로 하고 있다. 하지만, 1단 공기압축기로 만들 수 있는 최고 공기압은 1 MPa로 제한하고 있다<sup>2)</sup>.





(a) 3 cylinder, 3-stage air cooled type.



(b) 2 cylinder, 2-stage water cooled type.

Fig. 1.1 Reciprocating air compressor of main engine starting.

## 2. 압축밸브의 플레이트 소재개선 연구

### 2.1 서언

선박용으로 가장 많이 사용되는 왕복동 공기 압축기에서 가장 중요한 부분은 압축 밸브이며 밸브 플레이트와 밸브시트(valve seat), 그리고 스프링 등으로 구성되어 있다.

이 중 흡입 및 토출용 밸브 플레이트는 고온과 고압 상태에서 지속적이고 빠른 속도로 반복 운동을 해야 하므로 신속한 개폐와 충격이 적어야 한다. 그리고 밸브시트를 손상 마모시키지 않고 기밀성이 좋고 강인하며 가벼워야 할 뿐만 아니라 고속으로 밸브가 개폐되면서 발생하는 변형이 적어야 하고 파손도 없어야 한다.

따라서, 본 연구에서는 기존에 사용되고 있는 크롬몰리브덴강(SCM)과 니켈크롬몰리브덴강(SNCM)을 대체할 수 있는 소재를 확인하고, 기존제품에 대한 정확한 분석을 통해서 소재의 기계적 성질을 개선하여 기존제품에 대한 대체를 확인하고자 한다.

### 2.2 마르텐사이트계 스테인리스강의 개요

강철에 12%이상의 Cr이 함유되면, 산화성 분위기에서도 표면에 치밀한 크롬 산화물의 피막이 생겨 산소와 접촉에 의한 산화가 발생되지 않는다. 이와 같이 녹이 발생되지 않는 강을 스테인리스강이라고 한다.

이 강중에 포함되어 있는 Cr과 Ni은 내식성이 우수할 뿐만 아니라 내열성과 내마모성에서도 우수한 성질을 나타낸다. Table 2.1은 기지조직에 따른 경화능의 분류를 비교한 것이다.

강중에 12% Cr과 0.10% 이상의 C를 함유하는 스테인리스강은 퀴칭(quenching)에 의해 마르텐사이트가 생성되어 경화된다.

이와 같은 강은 강도와 내식성을 동시에 가지고 있으므로 터빈 블레이드와 칼과 같은 고온·고압용에 많이 사용된다.

그리고 STS420계통의 탄소 함유량이 많은 고탄소 강종은 탄화물이 많아 내마모성이 우수하므로 칼이나 공구류 등에 사용된다.

특히, STS420J계는 일본에서 개발되었으나 지금은 국내에서도 개발되어 강성과 내마모성이 요구되는 제품의 소재로 주로 사용하고 있다.

내마모성을 향상시키기 위한 스테인리스강의 퀴칭 온도는 Cr탄화물의 고용을 고려하여 950~1,000℃로 높일 필요가 있으나, 고 Cr강을 제외하고는 공냉에서도 퀴칭 효과를 나타낸다. 그러나 이것은 경화성이 지나치게 높기 때문에 12% Cr강에서도 용접성이 저하되어 용접이 어려운 특성이 있다<sup>3)</sup>.

Table 2.1 Relationship between micro structure and hardenability.

Microstructures	Hardenability
Martensite	Non-quench hardening
Ferrite	Quench hardening Work hardening
Austenite	Non-quench hardening Age hardening
Austenite · ferrite, Semi-Austenite	Precipitation hardening
Martensite	Precipitation hardening

경도가 높은 마르텐사이트계 스테인리스강에도 페라이트계 스테인리스강 보다 Cr함유량이 낮은 종류가 있으며, 이들의 특징은 고온으로 가열시킨 후 급랭하면 퀴칭의 경화성을 갖게 된다.



Table 2.2는 STS420 스테인리스강의 규격과 대표적인 화학 성분 그리고 경도에 따른 특성을 Table 2.2와 Table 2.3에 나타내었다.

Table 2.2 Chemical compositions of specimens (wt%).

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
STS301	≤0.15	≤1.00	≤2.00	≤0.045	≤0.030	6.0-8.0	16.0-18.0
STS420J1	0.16-0.25	≤1.00	≤1.00	≤0.04	≤0.03	≤0.60	12.0-14.0
STS420J2	0.26-0.40	≤1.00	≤1.00	≤0.04	≤0.03	≤0.60	12.0-14.0

이와 같이 탄소의 함유량이 많은 것은 경도가 매우 높고 내마모성이 우수한 특성이 있으며 생산되는 제품의 형태는 열간 압연 강판과 냉간 압연 강판이 있다.

밸브 플레이트와 같은 박판 플레이트에는 압연 후 어닐링을 하여 응력을 제거한 냉연강판이 사용되므로 일반적으로 경도와 내마모성이 낮아 반복 마찰운동을 하는 밸브에 바로 적용하기는 어렵다.

따라서 Table 2.4에서 보는 바와 같이 열처리를 적절하게 실시하여 사용하게 된다.

Table 2.5는 일반적으로 기계장치에 많이 사용되는 마르텐사이트 조직을 갖는 스테인리스강의 특성과 용도를 나타낸 것으로 밸브 플레이트용으로 사용되는 것은 마르텐사이트계의 STS420J2임을 알 수 있다.

Table 2.3 Comparison of properties and hardness for stainless steel.

Kinds	Hardness(H <sub>B</sub> )	Matrix	Properties
STS301	≤ 207 (Solution treatment)	Austenitic stainless steel	Non-magnetic steel
STS420J1	≤ 223 (Annealing)	Martensitic stainless steel	Magnetic steel, Hardness rise after quenching
STS420J2	≤ 235 (Annealing)	Martensitic stainless steel	Magnetic steel, Hardness rise after quenching

Table 2.4 Heat treatment of stainless steel.

Kinds	Heat treatment temperature(°C)		
	Annealing	Quenching	Tempering
STS420J1	800 - 900 (Slow cooling) Approx. 750 (Air cooling)	920 - 980 (Oil cooling)	600 - 750 (Quenching)
STS420J2	800 - 900 (Slow cooling) Approx. 750 (Air cooling)	920 - 980 (Oil cooling)	600 - 750 (Quenching)



Table 2.5 Properties of stainless steel.

Martensitic stainless steel	Properties	Remarks
STS410	Magnetic steel. Hardness rise after quenching. Difficult to use under the circumstance of corrosion.	Knife, bolt, Pump shaft, Machine parts and nut
STS420J1 13Cr-0.2C	Hardness is high after quenching. Corrosion-resistive is excellence.	Knife, Turbine blade
STS420J2 13Cr-0.3C	Hardness is more higher than STS420J1 after quenching	Knife, nozzle, Valve scissor

Table 2.6 Mechanical properties of quenching and tempering for stainless steel.

Kinds	Yield strength (N/mm <sup>2</sup> )	Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	Elongation (%)	Charpy impact test (J/cm <sup>2</sup> )	Hardness (HB)
STS420J1	≥ 440	≥ 640	≥ 20	≥ 78	≥ 192
STS420J2	≥ 540	≥ 740	≥ 12	≥ 29	≥ 217

Table 2.6은 퀘칭을 하고 연성을 부여하기 위하여 템퍼링(tempering)을 할 경우 스테인리스강판이 나타내는 기계적 성질을 나타낸 것이다.

여기에 나타난 경도는 내마모성이 요구되는 밸브용으로 사용하기에는 다소 낮다고 판단되므로 템퍼링 온도를 Table 2.4보다 낮게 하고자 한다.

템퍼링 온도를 높이고 냉각시간을 길게 하면 조직이 조대하게 되어 연성은 우수하나 다른 기계적 성질은 나쁘게 된다.

일반적인 스테인리스강의 성질을 보면 용융온도는 약 1,200℃정도이며 재결정 온도는 815~850℃정도이며 강의 종류는 다양하여 우리의 일상 생활과 공업분야에 사용되고 있다.

그러나, 값싸고 제조공정이 간단한 STS304가 전체 사용량의 60%를 차지하고 있다.



## 2.3 마르텐사이트계 스테인리스강의 열처리

### (1) 마르텐사이트계 스테인리스강의 어닐링

밸브 플레이트용으로 소재 개선을 하고자 하는 마르텐사이트계 스테인리스강판의 어닐링(annealing)은 가공시에 발생된 잔류 응력을 제거하고 경화상태를 가공이 용이하게 연화시키기 위해 어닐링을 한다. 따라서 스테인리스강뿐만 아니라 일반 강도 냉간가공이 끝나면 대부분 어닐링을 한다. 어닐링 방법에는 완전 어닐링, 중간 어닐링, 등온변태 어닐링의 3종류가 있다.

퀘칭 온도는 재결정 온도보다 50℃ 정도 높게 설정을 하며, 두께가 0.6 mm일 경우 균열시간(soaking time)은 30분 정도로 한다. 냉각은 공냉과 유냉, 그리고 수냉을 실시한다.

만약 경도가 너무 높으면 500℃이하에서 템퍼링을 실시하여 인성을 부여한다.



## 가) 완전 어닐링

완전 어닐링은  $A_3$ 변태점보다  $50\sim 100^\circ\text{C}$  이상 높은  $800\sim 900^\circ\text{C}$ 로 가열하여 충분히 균열시간을 유지한 후 서냉 시키고, 오스테나이트조직을 “페라이트+탄화물”의 형태로 변태를 완전하게 시켜 가장 연한 상태를 얻는 방법이다. 유지시간은 1~3시간이 적당하고 냉각 온도는  $30^\circ\text{C/hr}$ 이하로 한다.  $750\sim 550^\circ\text{C}$ 부근에서의 냉각은 특별히 주의하여야하며 적어도  $50^\circ\text{C/hr}$ 를 초과해서는 안 된다.

또 가열 온도가 지나치게 높으면 결정립계에 조대한 탄화물이 응집되어 충격값이 저하된다<sup>4)</sup>.

## 나) 중간 어닐링

중간 어닐링은 절삭가공을 쉽게 하기 위해 연화시킬 필요가 있을 때 실시한다. 가열 온도는  $A_3$ 변태점 이하에서 경화되지 않는 최고 온도까지로 하며 표준 13Cr강에서는 대략  $750^\circ\text{C}$ 가 적당하다.

Ni의 함유량은 온도를 저하시키는 작용을 하므로 13Cr강에 Ni이 2%함유된 스테인리스강관은  $700^\circ\text{C}$  정도의 낮은 온도가 적당하며 유지 시간은 1~3시간이 알맞다. 그러나, C의 함유량이 많을수록 온도를 높게 하고 시간은 길게 하는 것이 좋다. 중간 어닐링된 마르텐사이트계 스테인리스강은 강종에 따라 서로 차이점은 있으나 경도범위는  $H_B$  150~300이고 조직은 “페라이트+탄화물”이다.

## 다) 등온변태 어닐링

완전 어닐링에서는 시간이 장시간 소요되므로 등온변태 어닐링은 변태 속도가 최대인 온도에서 충분히 등온변태를 실시하여 연화의 목적을 달성하는 방법이다. 이는 소요 시간이 짧고, 작업이 능률적이며, 어닐링의 효과가 양호하므로 최근에 널리 쓰이고 있다.

Ni이 변태점 및 변태 속도를 낮게 하므로 등온변태의 온도 범위를  $600\sim 800^\circ\text{C}$ 의 변태 속도가 최대가 되는 곳에서 1~3시간 유지하

고, 등온변태를 실시한 후 공냉을 한다. Ni함유의 강종은 Ni이 변태점 및 변태 속도를 낮게 하므로 등온변태의 온도 범위를 600~650℃ 정도로 유지하고 시간을 장시간으로 지속시킬 필요가 있다<sup>5)6)</sup>.

## (2) 마르텐사이트계 스테인리스강의 퀴칭

마르텐사이트계 스테인리스강의 퀴칭은 조절한 강과 같이 변태점이상으로 가열한다. 탄화물을 오오스테나이트기지 중에 충분히 고용시킨 후 급랭하여, 마르텐사이트로 변태시킨다. Cr함유량이 높기 때문에 C의 확산이 늦어져, 충분히 확산되지 않으면 퀴칭이 어렵게 된다. 그러므로, 퀴칭 온도는 변태점보다 높게 하고 유지 시간과 열처리 제품의 두께는 25 mm에 대하여 1시간 이상 충분히 해줄 필요가 있다. 탄소가 많을수록 고온에서 오스테나이트 조직으로 되기 쉽기 때문에 퀴칭에 의해 높은 경도가 얻어진다.

이들 Cr강은 퀴칭 온도가 지나치게 높으면 잔류 오스테나이트가 많아져서 경도가 낮아진다. 이 잔류 오스테나이트는 템퍼링 할 때 혹은 그 후 분해되어 마르텐사이트화 되고, 인성 등에 영향을 끼치므로 주의가 필요하다. 퀴칭 온도가 너무 낮으면 오스테나이트화가 완전하지 못하므로 충분한 퀴칭 경도를 기대할 수 없어 템퍼링 후 양호한 인성을 얻을 수 없다. 또한 표준의 13Cr강의 퀴칭 온도는 920~980℃가 적당하나, Cr함유량이 많아지면 변태점도 상승하므로, 고탄소, 고크롬인 경우는 약간 높은 온도인 1,000~1,050℃가 적당하다. 퀴칭에서는 냉각방법이 매우 중요하며 수냉 시키면 균열이 생기기 쉬우므로 유냉을 한다. 형상이 복잡한 것은 퀴칭 변형을 막기 위해 공냉하는 것이 좋지만, 대형인 경우는 공냉에서는 원하는 경도를 얻기 어렵다.

이러한 경우는 경화능을 증대시키는 원소인 Ni을 함유하고 있는 강종으로 변경하는 것이 좋다<sup>7)8)</sup>.



### (3) 마르텐사이트계 스테인리스강의 템퍼링

Cr계 스테인리스강은 퀴칭할 때 잔류 오스테나이트를 쉽게 생기게 하므로 템퍼링을 실시하여야 된다. 또 템퍼링을 실시함으로써 응력을 제거할 수 있다.

템퍼링 온도는 강종과 사용조건 등에 의해 변화한다.

일반적으로 100~350℃ 및 540~750℃의 두 가지 범위로 분류된다.

이 중간 온도는 취성을 생기게 하므로 사용하지 않는다.

전자의 온도범위는 STS420과 같은 고탄소 강종에 주로 적용된다. 이 저온 템퍼링은 강도나 경도를 지나치게 저하시키지 않고 내식성도 잃지 않으면서 인성을 다소 회복시켜주는 응력 제거 온도의 범위이다.

후자의 범위는 강인성을 얻는데 쓰이며, 유지시간은 일반적으로 1~4시간이 적당하다9).



## 2.4 실험장치 및 방법

### 2.4.1 실험재료

본 실험에 사용된 소재는 마르텐사이트계 스테인리스강으로 화학적 성분은 Table 2.7과 같고 경도와 금속조직은 Table 2.8과 Fig. 2.1에서 보는바와 같다.

Table 2.7 Chemical composition of martensite stainless steel.

Kinds		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
Used specimen	1	0.096	0.651	0.985	0.028	0.002	7.190	17.89	0.074
	2	0.060	0.531	1.100	0.027	0.002	8.510	18.25	0.145
	3	0.324	0.780	0.440	0.023	0.006	0.223	13.15	0.009
	4	0.418	0.464	0.565	0.015	0.005	0.225	11.93	0.007
	5	0.246	0.405	0.343	0.021	0.002	0.128	13.54	0.012
	6	0.221	0.271	0.568	0.017	0.003	0.086	13.52	0.010
	7	0.220	0.400	0.340	0.019	0.003	0.310	12.83	0.030
Compared specimen	420J1	0.16 -0.25	≤1.00	≤1.00	≤0.04	≤0.03	≤0.60	12.0 -14.0	
	420J2	0.26 -0.40	≤1.00	≤1.00	≤0.04	≤0.03	≤0.60	12.0 -14.0	

Table 2.8 Hardness of valve plate.

Kinds	Brinell hardness (H <sub>B</sub> )
Traditional material	393
Specimen(Raw material)	198

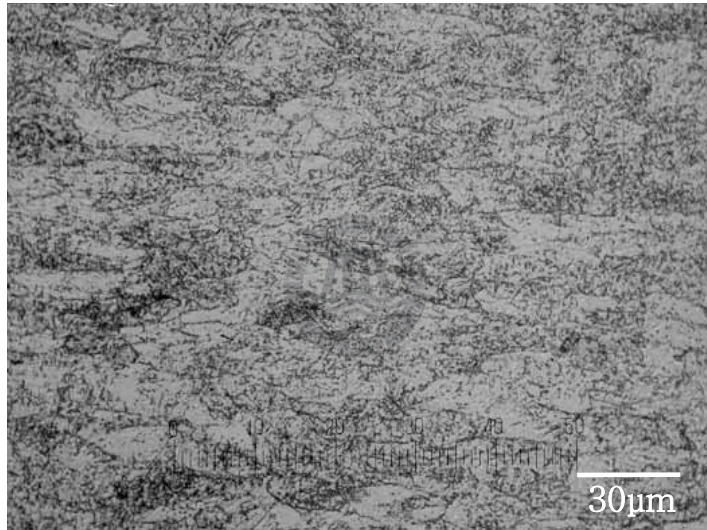
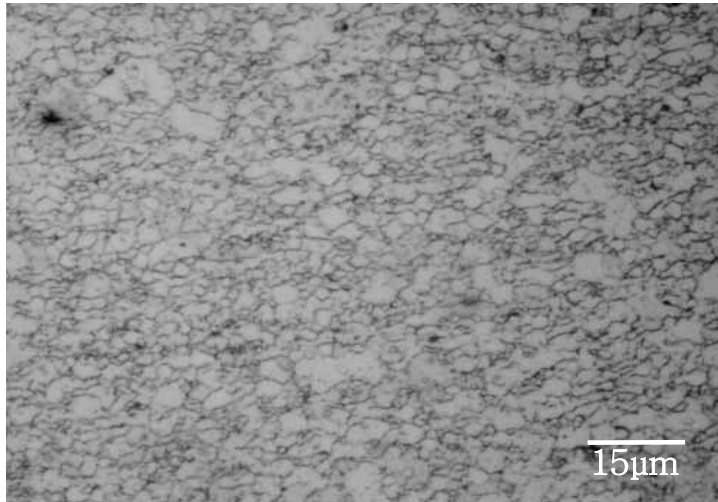


Fig. 2.1 Microstructure of STS420J2 before heat treatment.



(a) Microstructure of surface.



(b) Cross section of rolling direction.

Fig. 2.2 Microstructures of traditional stainless steel.



본 실험에서는 Fig. 2.1의 조직을 퀘칭과 템퍼링과 같은 열처리를 통하여 조직을 변화시켜 Table 2.8에서 보는바와 같이 경도도  $H_B$  198에서  $H_B$  390이상으로 향상시켜 내마모성도 증가시키고자 하였다. Fig. 2.2의 (a)는 기존에 사용되고 있는 스테인리스강의 표면과 단면을 400배와 800배로 나타낸 것이며, (b)는 압연방향의 측면을 절단하여 단면을 400배까지 확대하여 조직을 측정하는 것이다. 표면을 800배로 확대하여 측정해본 결과 조직이 대체로 균일하게 나타나 있으며 단면도 조직이 일정한 형태를 유지하고 있을 뿐만 아니라, 분포도 매우 균일하게 이루어져 있다.

그러나 압연방향의 단면은 일반적으로 냉간압연 가공후에 나타나는 전형적인 형태로 압연방향으로 조직이 길게 압축되어 있음을 볼 수 있다. 그 뿐만 아니라 특이한 것은 냉연가공에서 고압에 의해 가공되고 나면 전체적으로 조직이 왜곡되어 가공경화 되는 경향을 나타내는 반면 기존의 소재는 중간부분이 띠의 형태를 나타내는 것이다. 이와 같은 현상은 압하율을 규정치 보다 작게 주어 조절압연을 한 것으로 생각된다<sup>10)</sup>.

본 연구에서는 이와 같은 부분이 형성될 필요는 없다고 판단되나 표면과 단면과 같이 조직이 균일하고 일정하게 해주면서 경도도  $H_B$  390이상인 소재를 얻고자 하였다.

## 2.4.2 실험장치



Fig. 2.3 Photo of furnace.

본 실험에서 사용된 실험용 열처리로는 Fig. 2.3에서 보는바와 같다. 그 외의 시편준비용 장치는 금속시편소재 가공장치를 사용하였다. 시편을 제작하여 열처리가 끝난 후에는 조직을 확인하기 위하여 금속 현미경을 사용하여 조직을 비교 확인하고, 브리넬 경도계를 사용하여 경도를 측정하였다. 소재의 표면을 보다 정확하게 확인하고자 주사전자현미경(SEM)을 사용하였으며, 분광분석기를 사용하여 성분을 최종적으로 비교확인 하여 정확도를 높이고자 하였다.

## 2.4.3 열처리 조건

### (1) 퀘칭

#### 가) 퀘칭 온도 및 시간 : 970℃, 균열시간 10분

970℃를 기준으로 가열하며 변형방지를 위하여 4시간을 기준으로 서서히 가열한다.

그리고 가열온도에 도달하면 약 10분 정도 균열시간을 준 다음 냉각을 시킨다. 금속은 일반적으로 냉각속도에 따라서 조직이나 제반 기계적 성질이 달라지므로 냉각방법은 수냉(퀘칭효과), 유냉(퀘칭효과), 공냉(노멀라이징효과), 노냉(어닐링효과)으로 한다.

가열 온도에 도달한 후 균열이 끝나면 공업용수에 급냉을 시키거나 열처리 기름에 냉각시켜 균열 등이 발생하지 않도록 하는 방법을 채택하고 마지막으로 노냉을 시켜 서냉시 경도분포를 비교한다.

### (2) 템퍼링

퀘칭에 의해 경도가 지나치게 상승되어 내마모성은 우수하나 피로강도나 충격강도가 감소되어 중요부품으로 장기간 사용할 수 없는 문제점이 있어 이를 최대한 보완하기 위하여 템퍼링을 실시한다.

템퍼링을 실시하면 경도는 다소 감소되나 조직이 균일하게 되고 인성이 증가하여 밸브의 수명이 증가하게 된다.

템퍼링은 가능하면 퀘칭이 끝난 후 빨리 실시하는 것이 좋으므로 열처리 후 바로 실시하였다.

그리고 가열과 냉각에서 2단계 계단식 템퍼링을 실시하는 방법과 일정온도에서 바로 템퍼링을 하는 2가지 방법을 채택하였으며, 템퍼링 온도 및 시간은 Table 2.9에 나타내었다.

Table 2.9 Temperature and soaking time of tempering.

1st step		2nd step		Cooling methods
Temperature	Time (min.)	Temperature	Time (min.)	
670°C	20	450°C	30	Water cooling Oil cooling Air cooling
380°C	45			
300°C	45			
250°C	45			
200°C	20			
	45			
	60			

수냉과 같이 급냉을 행하는 경우 400°C 이하에서의 냉각은 템퍼링의 의미가 없다.

그것은 퀘칭한 상태에서는 경도나 내식성이 가장 우수하지만, 노치 인성이나 부식, 또는 균열 등의 문제가 있기 때문이며 필요시 경도가 감소되어도 인성을 증가시키는 템퍼링을 하여 사용한다.

그리고 균열시간은 최고 온도에서 두께가 0.6 mm일 경우 30분 정도 유지하는 것이 가장 적절하다고 판단되므로 Table 2.9와 같은 조건으로 템퍼링 실험을 행하였다.

온도별로 냉각방법을 다양하게 실시하여 경도와 조직의 변화를 상세하게 비교하고자 하였다.

금속의 조직사진을 현재 사용중인 기존제품과 비교하고 국내의 유명업체에서 사용하고 있는 소재를 비교하여 유사한 조직을 얻을 때까지 반복하여 열처리 조건을 변화시키면서 실험을 하였다.

그리고 경도도 금속조직과 마찬가지로 동일한 방법으로 비교하여 유사한 값을 얻을 때까지 실시하여 열처리 조건을 정립하고 냉각방법도 선정한다.



### (3) 열처리유

금속을 열처리할 때 사용되는 열처리유는 냉각속도를 조절하고 열처리효과를 좋게 하기 위하여 사용된다. 열처리유는 적당한 냉각능을 갖고 있어야하며 장시간 사용하여도 열화가 쉽게 일어나지 않아야 하고, 안전성과 소모량이 적어야 한다.

퀵칭은 금속을 경화시켜 내마모성을 향상시키기 위하여 많이 실시되고 있는 열처리방법으로 냉각에 의한 균열이나 변형이 발생되지 않아야 한다. 강재는 급냉을 시켜야 강화되지만 필요이상으로 급냉이 되면 열응력이 증대되어 소재를 원하는 곳에 사용할 수가 없게된다. 퀵칭에 사용되는 냉매의 냉각곡선을 분석해보면 초기 증기막 단계에서 물이 기름보다 냉각능이 높기 때문에 2단계의 비등단계와 3단계의 대류단계에서 거의 유사한 냉각능을 갖고 있기 때문에 전체적으로 보면 다소 냉각속도가 느리게 된다.

본 실험에 사용한 열처리유는 “B”사에서 만들어진 고속 퀵칭유로 냉각능이 매우 우수한 BW-1280으로 증기막 단계에서 우수한 성능을 나타내고 있다. 특히 점성이 낮아 열처리유로서는 매우 우수하며 산화 안정성과 점도의 변화와 슬러지의 생성이 적은 특징이 있다.

## 2.5 실험결과 및 고찰

### 2.5.1 기존제품의 경도 및 조직분석

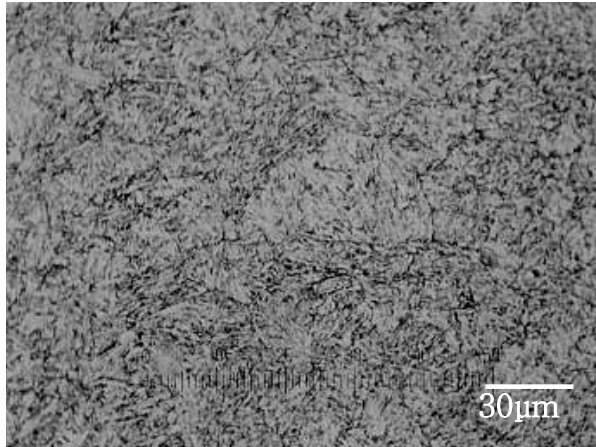
밸브 플레이트는 공기를 압축하기 위하여 매우 빠른 속도로 반복 운동을 하며 피로강도에 잘 견딜 수 있어야하므로 외관보다는 기계적 성질, 즉 내마모성에 영향을 미치는 경도가 가장 중요하다.

따라서, 소재의 열처리 경도를 비교하면 Table 2.10에서 보는바와 같다. 경도는 10회 측정하여 최고값과 최저값을 제외한 8개의 데이터를 산술 평균한 값이다. 기존제품인 경우 최저  $H_B$  379에서 최고  $H_B$  393까지 다양하게 분포되어 있으며, 편차가 최대  $H_B$  14정도임을 알 수 있다. 국내 기존제품의 경우  $H_B$  321에서  $H_B$  450까지 폭 넓게 분포되어 편차가  $H_B$  129이며, 외국의 기존제품과는 약 9배 이상 경도가 고르지 못함을 알 수가 있다.

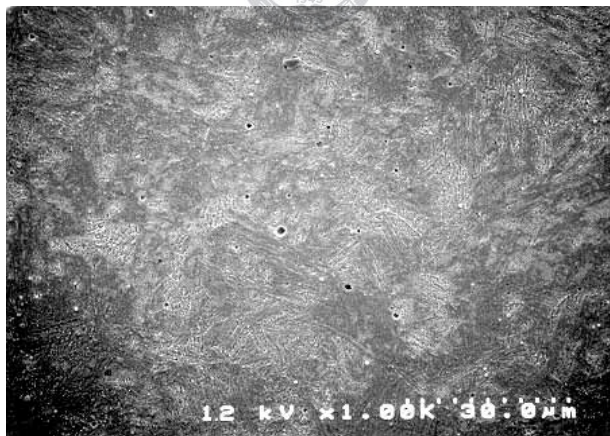
따라서, 국내의 기존제품 “C”와 “D”는 밸브 플레이트의 소재로서 사용하기에는 문제가 있다고 판단된다.

Table 2.10 Comparison of valve plate hardness.

Kinds	Traditional product			
	A	B	C	D
Estimated material	STS420J1	STS420J1	STS420J1	STS420J2
Hardness ( $H_B$ )	393	379	321	450



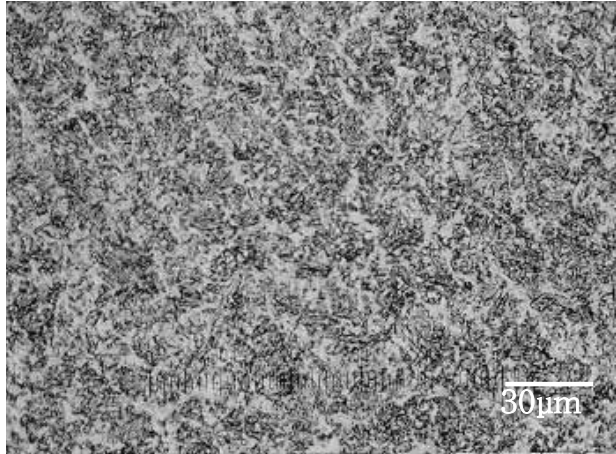
(a) Valve plate microstructure.



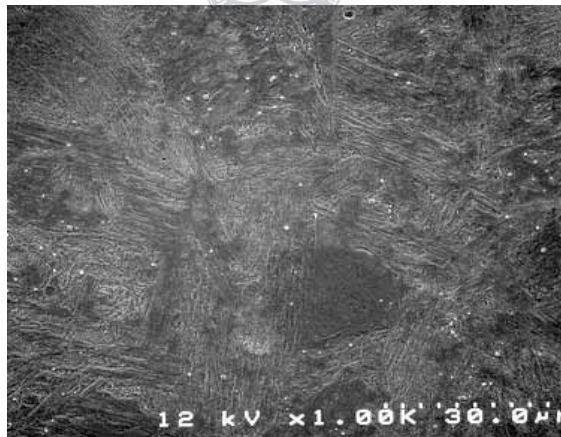
(b) Valve plate SEM micrograph.

Fig. 2.4 Microstructure and SEM micrograph of traditional product “A”.





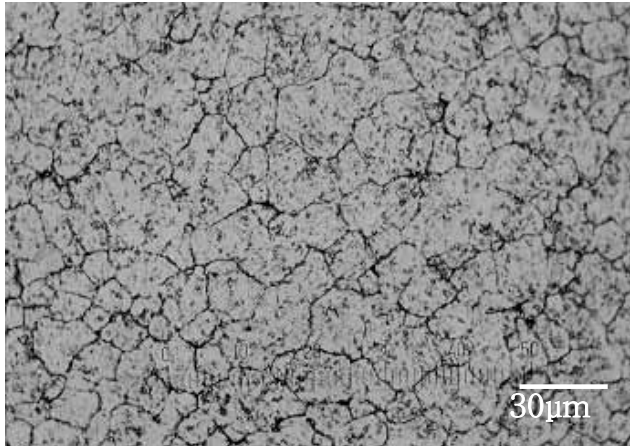
(a) Valve plate microstructure.



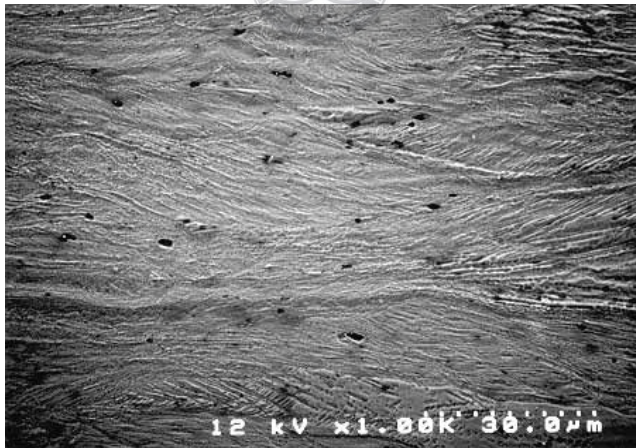
(b) Valve plate SEM micrograph.

Fig. 2.5 Microstructure and SEM micrograph of traditional product “B”.





(a) Valve plate microstructure.



(b) Valve plate SEM micrograph.

Fig. 2.6 Microstructure and SEM micrograph of traditional product “C”.

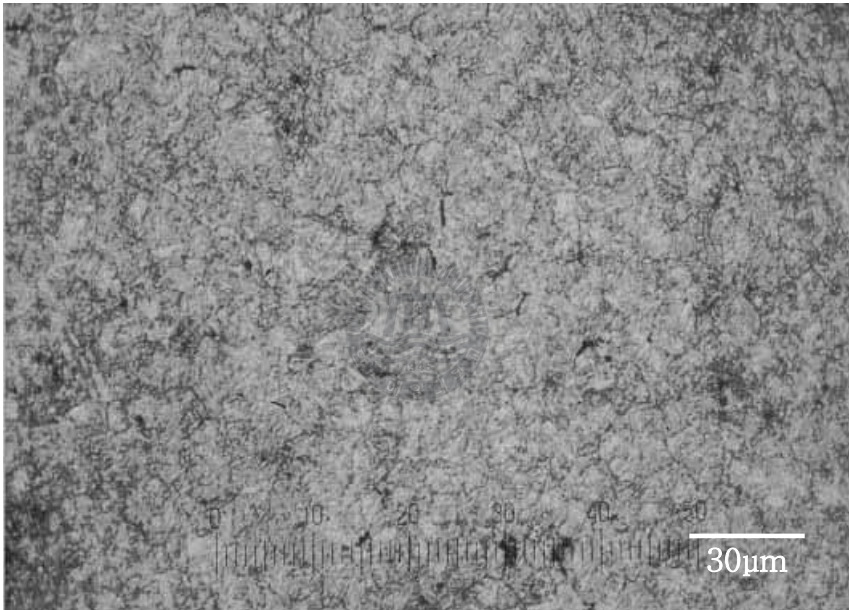


Fig. 2.7 Microstructure of traditional product “D”.

Fig. 2.4, Fig. 2.5, Fig. 2.6, 그리고 Fig. 2.7은 기존제품을 각각 금속 현미경으로 촬영한 것이며, 이를 다시 주사 전자 현미경으로 1,000배 확대하여 표면의 계재물 등을 비교한 것이다.

여기서 기존제품 "A"는 소재가 완전하게 결정이 성장하지 않고 페라이트와 유사한 조직이 일부 보이며 주요 조직은 마르텐사이트 계의 조직을 나타내고 있음을 알 수 있다. 따라서 페라이트계의 정도보다는 높게 나타나고 순수 마르텐사이트 조직보다는 정도가 낮게 나타나는 것은 퀘칭을 한 후 템퍼링을 실시하였음을 추정할 수 있다.

기존제품 "B"는 "A"와는 완전히 다른 조직을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다.

이는 퀘칭 온도까지 가열시킨 후 급속한 냉각으로 인한 조직의 성장이 중단되었거나 템퍼링 온도와 시간의 선정이 다소 특이하기 때문에 발생한 것으로 판단되나 정확한 열처리 공정은 확인할 수가 없다.

표면에 산재해 있는 계재물의 형태와 분포를 보면 "A"와는 다르게 반점형태의 검은 부분을 발견할 수가 있는데 이는 불순물이라고 보기는 어렵고 화학적 성분의 분포나 결정입자 등에 영향을 받은 것으로 판단된다.

기존제품 "C"의 금속조직은 Fig. 2.6의 (a)에서 거북이 등과 같이 결정 경계가 확연하게 드러나는 것으로 보아 페라이트 조직과 거의 유사한 형태를 나타내고 있으며 입자의 경계에 불순물이나 냉각에서 발생한 결정입자의 성장 속도 차에 의해 발생하는 결정립의 경계가 선명하여 부식이 확실하게 이루어진 것으로 생각된다.

이와 같은 조직은 피로현상이 조기에 발생될 가능성이 높고 무엇보다도 외부의 충격 등에 의한 균열이 잘 발생된다. Fig. 2.6의 (b)와 같이 소재의 표면을 확대하여 보면 표면에 기공과 같은 미세한 구멍이 많이 산재해 있음을 볼 수 있다.

Fig. 2.7은 기존제품 "D"의 금속 조직을 나타낸 것으로 열처리가 다소 양호하게 이루어져 기존제품과는 다르지만, "A"보다는 "B"에 가까운 조직을 나타내고 있다. 그러나, 자세하게 보면 "B"와 결정 입자의 크기가 비슷하며 "C"의 페라이트형 조직과 약간 닮은 형태임을 볼 수 있다. 이와 같이 페라이트형의 조직이 열처리 후에도 다소 남아 있는 것은 제강과 압연 그리고 어닐링 과정에서 발생한 조직이 완전한 재결정이 이루어지지 않은 것으로 판단된다.

이와 같은 현상은 국내 스테인리스강관의 제조사에서 생산되는 소재가 대부분 압연가공 후 어닐링이 끝나면 조직이 페라이트가 되며, 이 상태로 2차 가공 업체에 공급이 되기 때문인 것으로 생각된다.

특히, STS420에서 J1과 J2는 수요자의 용도에 맞게 탄소량을 조정된 것으로 J2는 칼을 생산하기 위하여 개발한 강종이지만, 양식 기용이나 밸브용으로 많이 사용된다.

스테인리스강의 마르텐사이트 조직은 탄소의 함유량이 많고 경도가 높으며 내마모성과 강도가 크지만 용접성이 불량하므로 밸브와 같은 부품용으로는 적합하지만, 대형부품 제작용으로는 부적합하다.

기존제품 "C"와 "D"의 소재의 성분을 보면 Table 2.11과 같이 Cr이 13~14%정도임을 볼 수 있다.

일반적으로 스테인리스강에서 Cr의 첨가량은 내식성과 관계가 있고 강도와는 관계가 없다. 주로 스테인리스강의 강도는 C와 관계가 있으므로 C의량을 조정해야 하므로 0.3%까지 첨가하여 사용한다.

금속의 조직을 변화시켜 강도를 증가시키기 위한 방법으로는 C의 함유량으로 조정을 할 수 있지만, 질소도 크게 강도에 영향을 미칠 수가 있다. 그러나 가열 후 냉각시키는 방법, 즉 냉각 속도에 따라 경도가 변화되므로 적절한 냉각방법의 선정도 매우 중요하다고 할 수 있다.

Table 2.11 Comparison of chemical composition of traditional products (wt%).

(a) Traditional product “C”.

C	SI	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
0.349	0.917	0.451	0.0256	0.00558	13.17	0.0153	0.241
0.348	0.913	0.450	0.0251	0.00562	13.34	0.0147	0.240

(b) Traditional product “D”.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
0.395	0.408	0.538	0.0198	0.00179	13.41	0.931	0.140
0.385	0.411	0.535	0.0202	0.00168	13.52	0.929	0.137

## 2.5.2 시험편의 열처리 후 경도 및 조직 비교

(1) 템퍼링 조건 : 670°C(균열시간 20분), 450°C(균열시간30분)

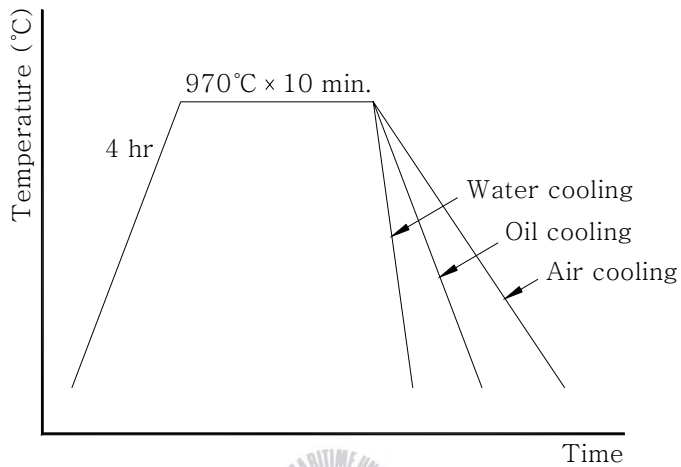


Fig. 2.8 Quenching temperature, soaking time and cooling methods.

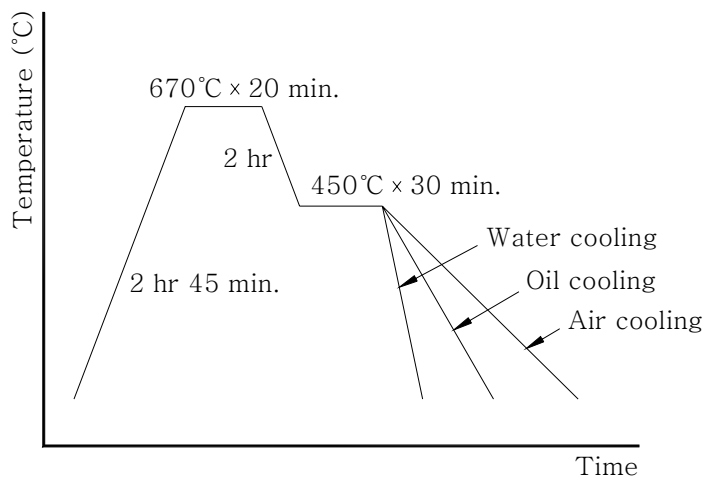


Fig. 2.9 Tempering temperature, soaking time and cooling methods.

Fig. 2.8과 같이 퀘칭을 한 후에 다시 템퍼링을 하며, 템퍼링은 Fig. 2.9와 같이 670℃에서 20분간 유지하고 냉각을 시키다가 450℃에서 30분간 유지하여 인성을 부여하고 조직을 균일화 하고자 하였다.

그러나 냉각방법을 서로 다르게 실시하여 경도와 조직의 변화 등을 조사한 결과 Fig. 2.10과 같다.

퀘칭과 템퍼링의 열처리 조건은 Fig. 2.8과 Fig. 2.9에서 보는바와 같고, 시편부식 조건에서 에칭액은 피크린산 5%를 이용하였다.

Fig. 2.10에서 보면 열처리한 밸브 플레이트 소재인 스테인리스강의 조직이 매우 균일하게 분포되어있고 입자의 크기도 전반적으로 균일함을 볼 수 있다.

그러나 템퍼링이 400℃보다 높은 670℃ 온도에서 유지되고 2차도 450℃에서 유지되어 수냉의 효과가 거의 없음을 알 수 있다.

템퍼링보다는 어닐링 효과가 발생되어 조직이 다소 조대화 되어 경도가 많이 떨어진 것으로 추정된다.

Fig. 2.10의 (b)와 (c)는 동일한 온도와 시간을 적용하여 템퍼링과 퀘칭을 실시하였으나, 냉매를 물이 아닌 기름을 사용하였다.

금속 조직이 균일하게 분포되어있고 입자의 크기도 전반적으로 균일함은 수냉을 한 경우와 매우 유사함을 볼 수 있다.

그러나, 템퍼링 온도가 400℃보다 높은 670℃와 450℃에서 유지되어 서냉의 효과가 거의 없어 템퍼링이 아닌 어닐링의 효과가 발생되어 조직이 조대화 되어 경도가 낮게 된 것으로 판단된다.

Fig. 2.11의 (c)는 (a)와 (b)보다는 흰색을 나타내는 부분이 넓게 분포되어 있고 입자가 매우 크게 성장되어 있음을 볼 수 있다.

이와 같이 공냉을 실시한 조직은 전반적으로 조대한 입자의 크기를 나타내므로 연성은 충분하게 확보되지만 경도가 현저하게 저하되어 내마모성과 피로강도가 저하된다.

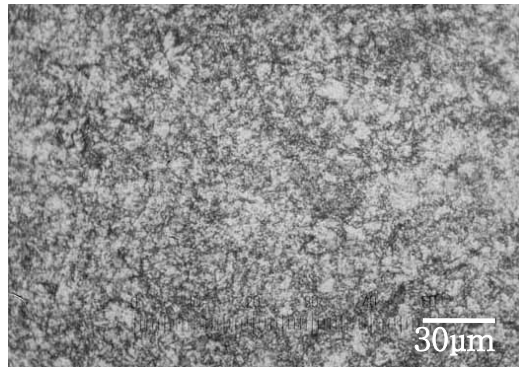
따라서 전술한 3가지의 냉각방법에 의한 조직사진을 비교해보면 Table 2.12에 경도가 나타나 있는 것과 같이 일반적인 열처리와 같은 경향을 나타내고 있다.

Table 2.12 Comparison of hardness after tempering at 670°C and 450°C.

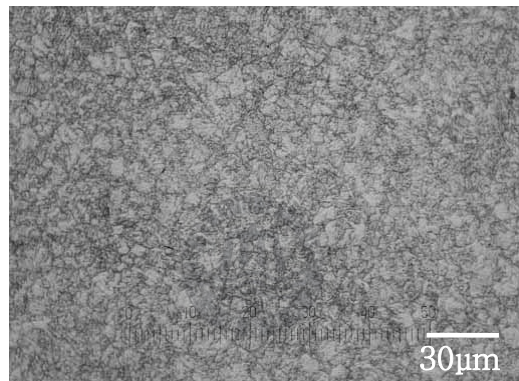
Cooling methods	Water cooling	Oil cooling	Air cooling
Hardness(H <sub>B</sub> )	186	180	148



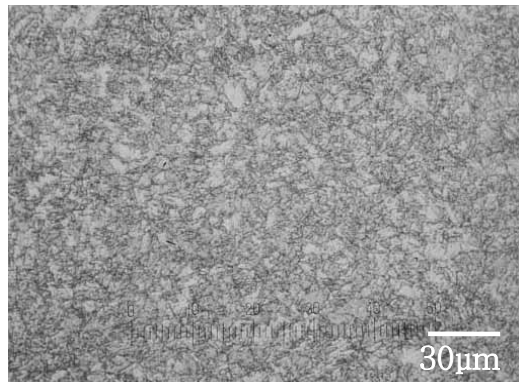




(a) Water cooling



(b) Oil cooling



(c) Air cooling

Fig. 2.10 Microstructures of tempering at 670°C and 450°C after water, oil and air cooling.

(2) 템퍼링 조건 : 380°C(균열시간 45분)

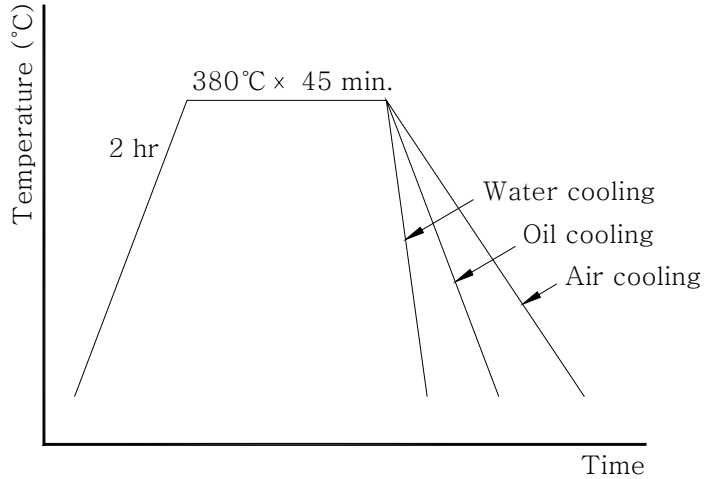


Fig. 2.11 Tempering temperature, soaking time and cooling methods.

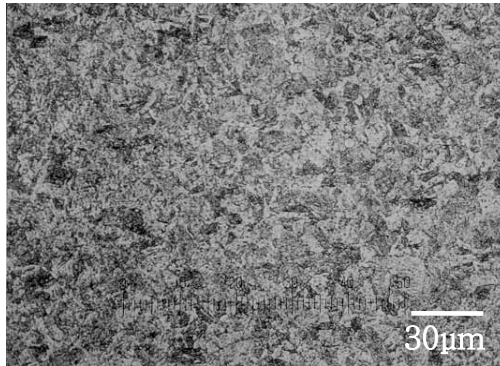


Fig. 2.11은 템퍼링을 380°C에서 실시하되 균열시간을 45분 동안 유지하였으며, Table 2.13과 같은 경도를 얻었다. 이 온도에서도 냉각방법에 따라 경도가 변하는 것을 볼 수가 있다. Fig. 2.12에서는 수냉을 한 경우 마르텐사이트가 비교적 다른 시험편보다 많음을 알 수 있으며, 유냉한 시험편은 비교적 조직이 고르고 균일하게 나타나고 있음을 알 수 있었다.

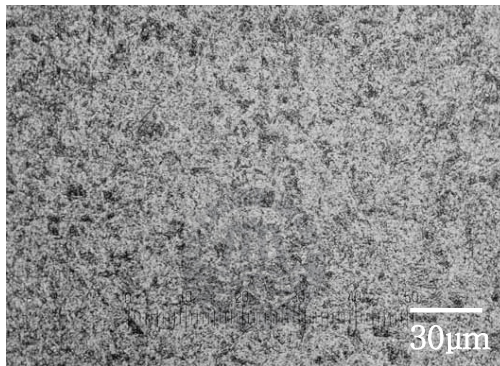
Table 2.13 Comparison of hardness after tempering at 380°C.

Cooling methods	Water cooling	Oil cooling	Air cooling
Hardness(H <sub>B</sub> )	400	322	233

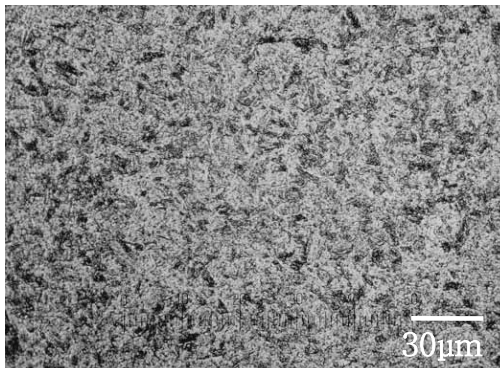




(a) Water cooling



(b) Oil cooling



(c) Air cooling

Fig. 2.12 Microstructures of tempering at 380°C after water, oil and air cooling.

(3) 템퍼링 조건 : 300°C(균열시간 45분)

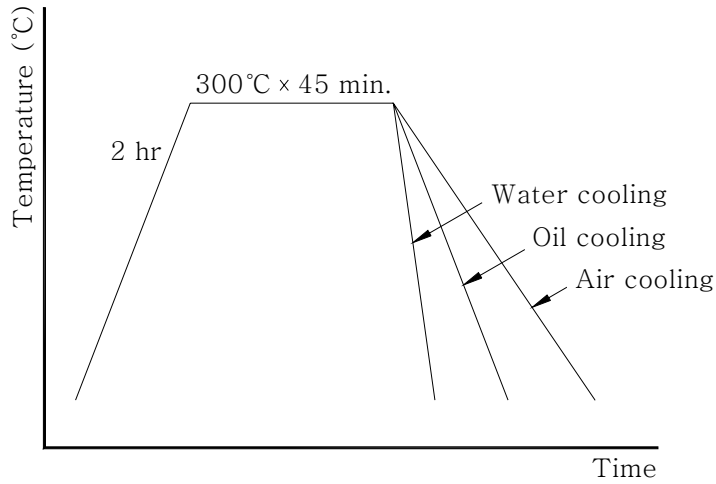


Fig. 2.13 Tempering temperature, soaking time and cooling methods.

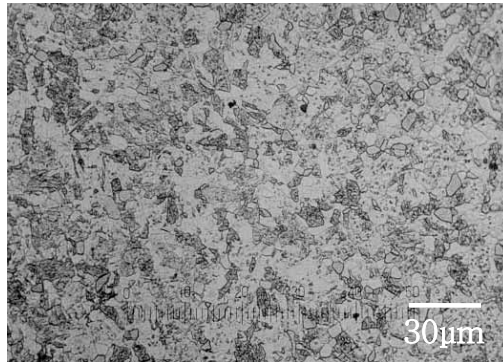


Table 2.14 Comparison of hardness after tempering at 300°C.

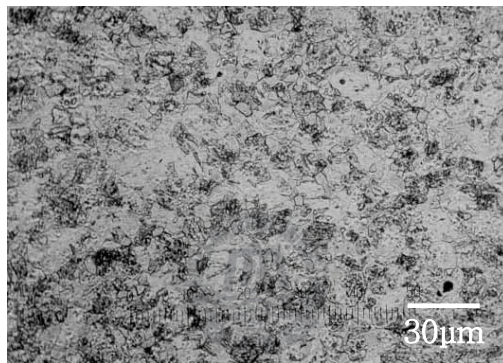
Cooling methods	Water cooling	Oil cooling	Air cooling
Hardness(H <sub>B</sub> )	392	331	318

Fig. 2.13은 템퍼링 온도를 300°C, 균열시간을 45분 동안 유지하면서 조직을 정상적으로 성장시키기 위한 냉각방법을 다양하게 하여 조사하였다. 경도를 변화 시켜 본 결과, Table 2.14에서와 보는 바와 같이 380°C에서 45분 동안 실시되었던 경도보다 수냉에서는 낮지만 유냉과 공냉에서는 높게 나타났다. 따라서 템퍼링에서 냉각방법에 따른 경도의 편차가 적게 발생되어 템퍼링 온도를 낮게 하면 편차가 감소되는 경향을 나타내었다. Fig. 2.14는 금속 조직 사진으로 전반적으로 적절한 크기와 균일한 분포를 나타내고 있다.





(a) Water cooling



(b) Oil cooling



(c) Air cooling

Fig. 2.14 Microstructures of tempering at 300°C after water, oil and air cooling.



(4) 템퍼링 조건 : 250°C(균열시간 45분)

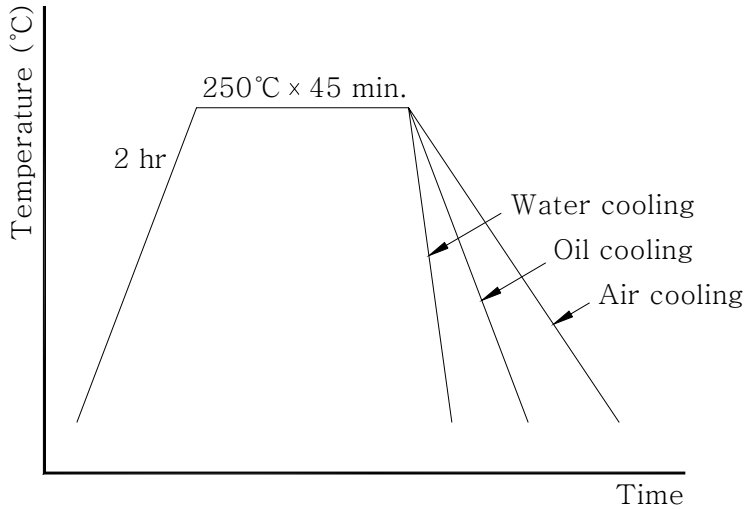


Fig. 2.15 Tempering temperature, soaking time and cooling methods.

Fig. 2.15는 Fig. 2.13과 동일한 조건으로 템퍼링을 하되 온도를 50°C 낮게 하여 열처리를 하였다. Table 2.15는 이와 같은 조건에서 소재의 경도를 나타낸 것으로 수냉의 경우는 H<sub>B</sub> 400, 유냉의 경우는 H<sub>B</sub> 360정도이며 공냉에서도 H<sub>B</sub> 334정도로 매우 높은 경향을 나타내고 있다. 템퍼링을 380°C에서 실시하고 유냉한 경도와 250°C에서 공냉을 한 경도가 유사하게 나타났다.

Table 2.15 Comparison of hardness after tempering at 250°C.

Cooling methods	water cooling	oil cooling	air cooling
Hardness(H <sub>B</sub> )	400	360	334

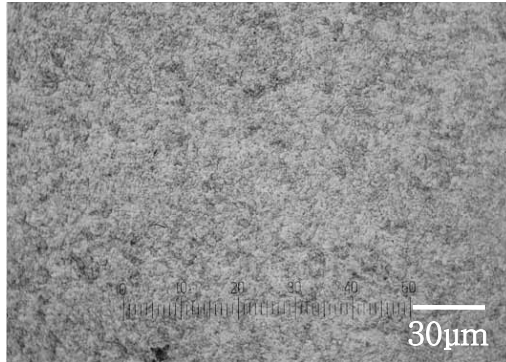


이 온도에서는 유냉과 수냉한 소재를 벨브소재로 사용할 수 있으리라 생각된다.

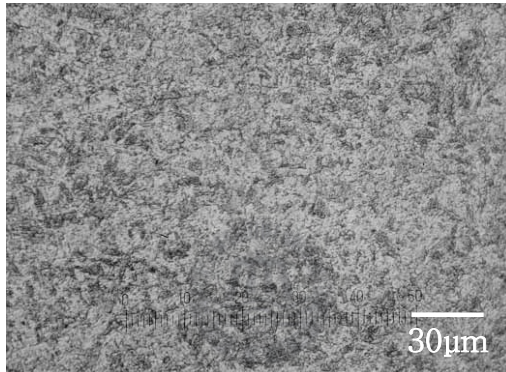
금속조직도 Fig. 2.16과 같이 전반적으로 적절한 크기와 균일한 분포를 나타내고 있다.

특히 입자의 크기가 균일하고 선명한 경계를 나타내고 있는 250℃ 균열시간 45분의 사이클에 유냉한 경우가 가장 적합하다고 판단되므로 이것을 열처리 사이클로 선정하는 것이 효과적일 것으로 생각된다.

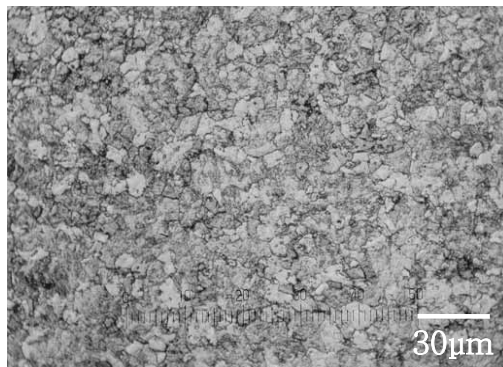




(a) Water cooling



(b) Oil cooling



(c) Air cooling

Fig. 2.16 Microstructures of tempering at 250°C after water, oil and air cooling.



(5) 템퍼링 조건 : 200°C(균열시간 20, 45, 60분)

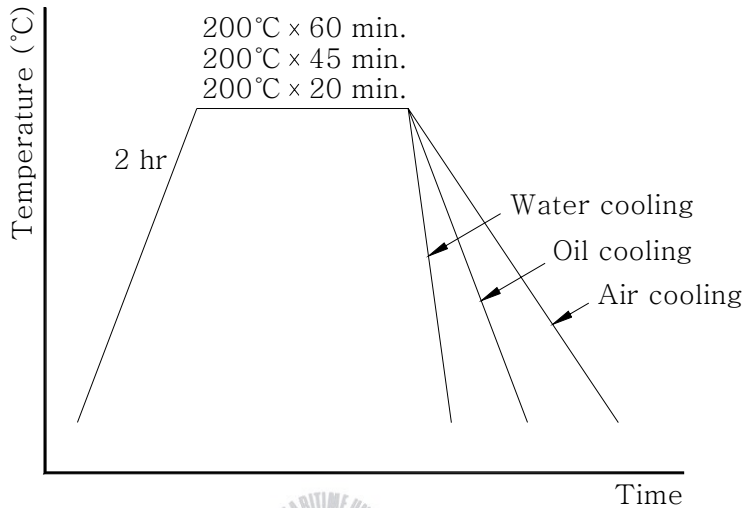


Fig. 2.17 Tempering temperature, soaking time and cooling methods.

템퍼링을 200°C에서 실시한 조건은 Fig. 2.17과 같으며 250°C에서 부터는 경도와 조직이 안정적이고 소재로서 사용 가능한 범위에 들어간 것으로 판단하고 동일한 온도에서 시간을 20분, 45분 그리고 60분으로 변화시키면서 경도와 조직을 비교하였다.

템퍼링을 50°C 낮게 하여 열처리를 하면서 시간을 변화시켜 경도와 조직의 변화를 비교하였다.

Table 2.16에서 보는바와 같이 수냉의 경우는 급냉에 의한 조직의 미세화로 밸브 플레이트로 사용하기에는 경도가 다소 높게 나타났다. 균열시간을 45분으로 하고 유냉 시켰을 때  $H_B$  393정도가 되어 60분일 때의  $H_B$  404보다는 밸브 플레이트의 소재로 사용하기에 적합하게 나타났다.

그러나 200°C에서 20분 동안 유지했을 때는 냉각방법에 관계없이

H<sub>B</sub> 410이상이 되어 지나치게 경도가 높으므로 밸브 소재로는 다소 문제가 있을 것으로 생각된다.

Table 2.16 Comparison of hardness after tempering at 200°C.

Cooling methods	Soaking time (min.)	Water cooling	Oil cooling	Air cooling
Hardness (H <sub>B</sub> )	20	451	445	410
	45	411	393	219
	60	421	404	394



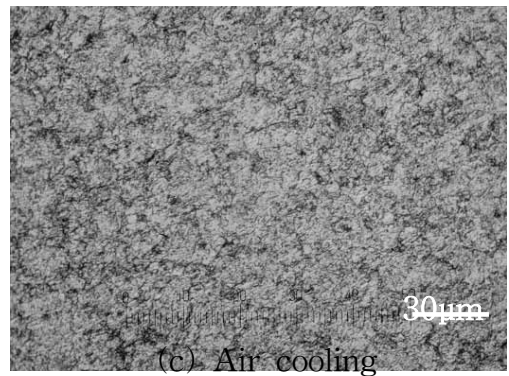
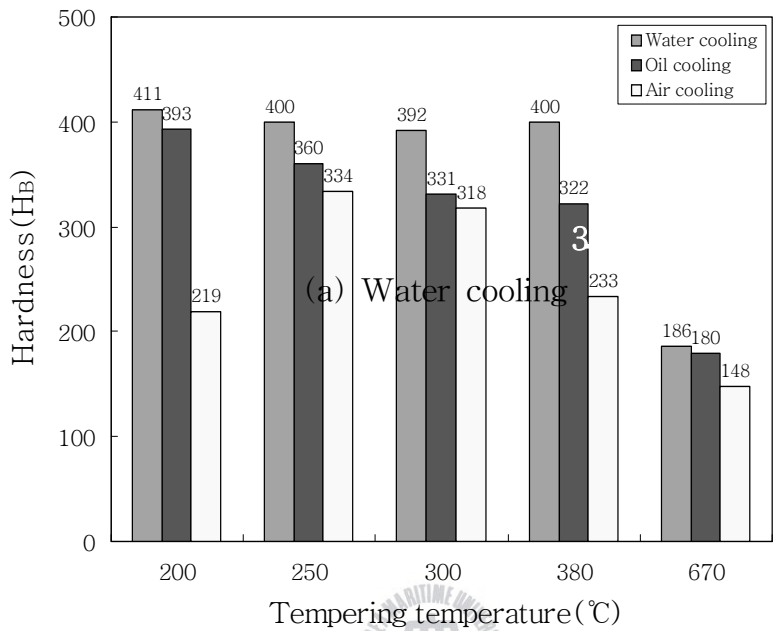


Fig. 2.18 Microstructures of tempering at 200°C after water, oil and air cooling(soaking time 45min.).

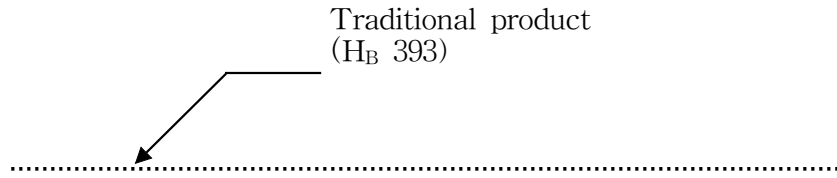


Fig. 2.19 Effects of heat treatment on hardness.

Fig. 2.19는 시험편에 대한 열처리 후의 경도값을 전체적으로 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 기존제품의 경도값과 비슷한 결과를 얻은 시험편은 200℃에서 수냉 및 유냉을 한 시험편과 250℃, 300℃, 380℃에서 수냉한 시험편임을 알 수 있었다.

수냉을 한 경우에는 균열발생이 쉬우므로 경도값은 적합하다고 생각이 되지만, 밸브 플레이트로의 직접적인 사용은 문제가 될 수 있다. 따라서, 템퍼링을 200℃에서 하고 균열시간은 Table 2.16에서와 같이 45분, 60분 실시한 시험편이 가장 적절하다고 판단되며, 20분 동안 균열을 실시하면 냉각방법에 관계없이 경도가 너무 높게 나타나므로 유냉을 하는 것이 가장 적합하다고 생각된다.

## 2.6 결론



본 연구에서는 밸브플레이트 소재의 개선을 위하여 기존제품을 분석하고 국산소재의 열처리 실험을 통하여 이와 동일한 수준으로 사용하기 위하여 실험을 하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 기존에 사용중인 밸브 플레이트의 재질은 경도와 강도가 높은 마르텐사이트계 스테인리스강이며, 탄소의 함유량이 0.2%와 0.3%인 STS420J1과 STS420J2로 판단되고 퀴칭을 하여 경도를 증가시키고 난 다음 템퍼링을 한 것으로 추정되는 조직을 나타내고 있었다.
- (2) 250℃에서 45분동안 균열을 하면서 템퍼링을 한 결과 유냉과 수냉에서는 동일하게 적당한 결정입자의 크기와 분포를 나타내고 있으나, 공냉을 하는방법은 부적합한 것으로 판단된다. 따라서, 250℃에서는 경도가  $H_B$  360~405 범위에 있는 유냉이 전반적으로 가장 양호한 결과를 나타내고 있으나, 200℃, 균열 시간 45분 정도의 템퍼링 조건이 가장 적당하다고 판단된다.
- (3) 템퍼링을 200℃에서 60분 동안 템퍼링을 실시한 결과 냉각방법에 관계없이 밸브용으로 사용할 수가 있으나, 유냉이 가장 적절하다고 판단된다. 45분에서도 유냉이 가장 적합하며 20분 동안 균열을 실시하면 냉각방법에 관계없이 경도가 너무 높게 나타나므로 200℃, 균열시간 45분 템퍼링에서는 유냉이 가장 적합하다고 생각된다.

### 3. 압축밸브의 설계 및 유동해석

### 3.1 서언

왕복동 공기압축기의 효율을 개선하기 위해서는 기본 설계 능력의 확립이 필요하다.

즉, 기존제품에 대한 역설계를 통해 설계기술 및 지식을 습득하여 설계변경을 함으로써 효율향상이 가능하다.

공기압축기의 압축효율에 가장 큰 영향을 미치는 압축 밸브의 경우에도 밸브의 특성분석, 응력분포, 유동장 특성분석, 밸브시트의 기하학적 형상 변화에 따른 특성연구, 밸브의 최적설계를 위한 전문가 설계시스템 도입, 소재 및 가공기술 개발 등을 통해 압축기의 성능향상을 이룰 수 있다.

공기 압축기의 설계에 있어 가장 어려운 부분이 압축기 밸브의 형상이다. 압축기 밸브의 형상은 압축기의 효율에 영향을 많이 미친다. 이러한 밸브 시스템의 설계는 압축기의 구조해석 및 설계를 하는데 가장 중요한 부분이다<sup>11)12)</sup>.

압축밸브에서 압축공기가 발생시키는 현상은 크게 흡입과 토출로 나눌 수 있다. 압축기의 회전 속도가 일반적으로 매우 빠르기 때문에 흡입과 토출은 매우 짧은 시간 동안 일어나는 반면, 밸브의 유동면적은 매우 작으므로 흡입과 토출시 유동 면적을 지나가는 유동 속도는 매우 빠르게 나타난다. 따라서, 본 연구에서는 압축기의 흡입과 토출시 압축기 밸브내부의 유동장을 거시적으로 해석해 보고자 한다.

### 3.2 밸브의 설계 프로그램에 대한 연구

### 3.2.1 열역학적 고찰

밸브 설계의 기본적인 단계는 열역학적 설계이다.

회전속도  $\Omega$  (rad/s)인 압축기가 압력  $P_s$  (kPa), 온도  $T_s$  (K)의 가스를 흡입해서 토출 압력  $P_d$  (kPa)까지 압축시켜 단위질량 유량  $Q$  (kg/s)을 수송한다고 하자.

일반적으로 공기와 같은 이상기체에 유사한 가스는 이상기체 상태방정식을 사용하여 비교적 쉽게 열역학적 계산을 수행할 수 있으며, 압력-엔탈피 선도에서 열역학적 상태를 결정하여야 한다.

압력-엔탈피 선도로부터 흡입밀도는 흡입가스온도와 흡입압력으로부터 구할 수 있다.

고속으로 운전되는 냉매 압축기라면, 냉각과정이 없을 때 등엔트로피 압축과정으로 가정할 수 있다.

저속의 수냉식 공기나 가스압축기는 근사적으로 등온압축과정이 된다. 보다 일반적으로 폴리트로픽 계수  $n$ 을 이용하여 토출 온도와 토출 밀도를 구할 수 있고, 그 관계는 다음과 같다.

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{n-1/n}, \quad \rho_d = \rho_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/n} \quad (3.1)$$

$n=1$ 인 경우는 등온압축이고,  $n=k$ 인 경우는 등엔트로피 압축과정이다.

수냉식이나 공냉식 공기 압축기의 경우는  $1 < n < k$ 의 경우로, 압축과정동안에 상승한 가스의 온도를 외부로 방출하고 있음을 의미한다.

#### (1) 지압선도의 구성, 밸브개폐시기 및 속도의 결정



밸브 개폐시기를 결정하기 위해서는 이상화된 압력-체적 선도(지압선도)를 그릴 필요가 있다. 압축기 체적 등 기본치수와 압축기의 기하학적인 형태가 설계사양으로 주어질 경우를 고려하기로 한다.

또한 간극체적(clearance volume)의 효과는 매우 중요하므로 이에 대한 고려도 필요하다.

밸브의 형상 및 치수설계를 위해서는 평균유동속도를 먼저 결정하여야 한다. 평균유동속도는 흡입 및 토출 조건과 밸브개폐시기에 의해 구해진다. 아울러, 밸브개폐시기는 기구학적 설계에 의해 좌우되며 이상화된 압력-체적 선도에 의해 얻어질 수 있다.

왕복동 압축기의 전형적인 지압선도가 Fig. 3.1에 나타나 있다<sup>13)</sup>.

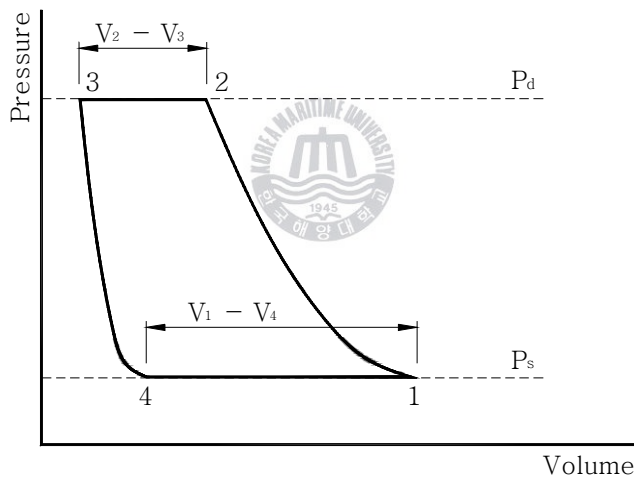


Fig. 3.1 Theoretical indicator diagram of reciprocating compressor.

1의 위치에서 피스톤은 하사점의 중앙에 위치한다. 피스톤이 가스를 압축하는 동안에 흡입 및 토출 밸브는 닫힌다. 토출 압력이 2에 도달하면 토출 밸브가 열린다. 밸브는 이상적으로 유동손실이 없다고 가정하면 피스톤의 상사점이 3에 도달할 때까지 일정한 압력하에서 가스를 토출한다.



그러므로 토출된 가스의 체적은  $V_2 - V_3$ 이다.

1 - 2과정과 3 - 4과정은 일반적인 폴리트로우프 과정으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (3.2)$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^n \quad (3.3)$$

밸브작용의 기구학적 관점에서 체적과 시간, 혹은 크랭크축의 각도 사이의 관계는 Fig. 3.2와 같다. 흡입밸브가 열려있는 동안의 크랭크 각도는  $\theta_1 - \theta_4$ 이며, 토출 밸브는  $\theta_3 - \theta_2$  동안 열린다. 열림 각도들을 개폐시간으로 환산하려면 크랭크축이  $\Omega$  (rad/s)의 일정한 속도로 회전할 때 다음 식으로 구한다.

$$t_1 - t_4 = \frac{1}{\Omega} (\theta_1 - \theta_4) \quad (3.4)$$

$$t_3 - t_2 = \frac{1}{\Omega} (\theta_3 - \theta_2) \quad (3.5)$$

기구학적 설계 및 흡입, 토출 압력이 주어지면 Fig. 3.2는 항상 일정하지만 밸브가 열려 있는 시간은 축의 회전속도에 반비례한다.

따라서 유동면적 ( $A_d$ )를 가지는 이상적인 토출 밸브에서의 평균 유동속도의 평균값은 다음과 같다.

$$\text{Delivery : } V_d = \frac{V_2 - V_3}{(t_3 - t_2)A_d} = \frac{Q_d}{A_d} \quad (3.6)$$



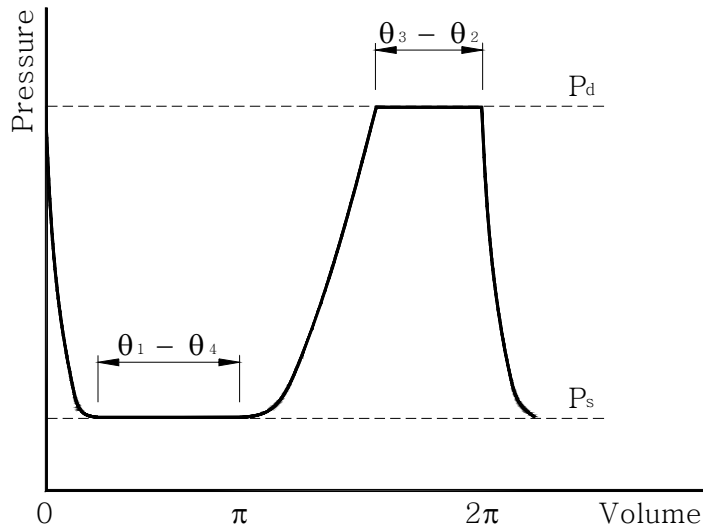


Fig. 3.2 Pressure-shaft angle curve for valve opening time.

실제로는 단위시간당 토출된 공기의 순간유량은 일정하지 않으며 밸브시스템의 기구학적 조건에 달려있다. 또한 밸브가 갑자기 열리는 것이 불가능하므로 보다 정확한 계산에서는 이 점도 고려가 되어야 한다.

간극체적  $V_3$ 는 밸브설계에서 대단히 중요하다. 간극체적이 존재함으로써, 압축기설계에서는 체적효율  $\lambda$ 를 고려해야 한다. 체적효율은 행정으로 이루어지는 체적에 대한 가스가 실제로 흡입밸브를 통해서 들어온 체적의 비율이다.

간극체적이 3에서 4로 팽창하므로 흡입조건에서 실린더를 통해 유입되는 가스의 양은  $V_1 - V_4$  이다.

따라서 체적효율은

$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (3.7)$$



이며 폴리트로우프 과정일 때  $\lambda$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\lambda = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_3} \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3.8)$$

그밖에도 체적효율에 영향을 미치는 효과가 있는데 예를 들면, 압력의 맥동으로 인해서 흡입밸브의 닫힘을 지연시키는 순간적 압력강하와 같은 효과들이다.

여기서 간극체적의 팽창이외의 모든 영향들을 무시한다면 가스의 평균흡입속도는 다음과 같다.

$$\text{Suction : } V_s = \frac{V_1 - V_4}{(t_1 - t_4)A_s} = \frac{Q_s}{A_s} \quad (3.9)$$

### 3.2.2 밸브포트 면적의 크기 결정

밸브에서 발생하는 압력강하와 유동손실은 유동속도의 제곱에 비례한다는 것이 실험 및 이론적으로 규명되어 있다.

$$\Delta p = \xi \frac{\rho V^2}{2} = \xi \frac{\rho M^2 c^2}{2} = \xi \frac{\rho}{2} kRTM^2 \quad (3.10)$$

여기서 마하수  $M$ 은 매우 중요한 인자이며 보통  $M \leq 0.2$ 로 하는 것이 적당하다고 알려져 있다. 따라서 허용될 수 있는 유동속도는 다음과 같다<sup>14)</sup>.

$$\text{Suction : } V_s = M c_s \quad (c_s = \sqrt{kRT_s}) \quad (3.11)$$

$$\text{Delivery : } V_d = M c_d \quad (c_d = \sqrt{kRT_d}) \quad (3.12)$$



이때 필요한 유효유동면적(effective flow area)은 아래와 같이 계산된다.

$$\text{Suction : } A_s = \frac{Q_s}{V_s} = \frac{Q_s c_s}{M} \quad (3.13)$$

$$\text{Delivery : } A_d = \frac{Q_d}{V_d} = \frac{Q_d c_d}{M} \quad (3.14)$$

여기서  $V$ 는 허용될 수 있는 유동속도이며 밸브가 열려있는 동안의 평균값이다. 유효유동면적이 구해지면 이에 대한 밸브포트(valve port)를 설계할 수 있다. 수축계수(contraction coefficient)  $k_c$ 를 도입하면 기하학적 포트면적은 다음과 같다.

$$\text{Suction : } A_{s-e} = \frac{A_s}{k_c} \quad (3.15)$$

$$\text{Delivery : } A_{d-e} = \frac{A_d}{k_c} \quad (3.16)$$

밸브포트의 유효표면적은 실린더 크기의 제공에 따라 증가하지만 압축기의 체적은 세제공에 비례하기 때문에 압축기의 크기가 증가함에 따라서 밸브의 충분한 크기를 결정하는 것에 대한 충분한 고려가 필요하다.

실제로 토출 포트가 열림에 따라 이미 압축된 공기가 각 체적으로 재 팽창됨에 따른 압축기의 성능저하를 무시할 수 있다면 회전식 압축기의 토출 밸브는 거의 필요 없게 된다<sup>15)</sup>.

### 3.2.3 밸브 리프트의 결정

밸브포트 면적이 결정되고 나면, 밸브 리프트는 포트의 면적을 밸브를 덮고있는 가장자리 길이로 나눔으로써 구할 수가 있다.

$$C = \pi(D_2 + D_3) \quad (3.17)$$

$D_2$  : 내부원형 틈을 통해 지나가는 공기에 대한 최소 직경.

$D_3$  : 외부원형 틈을 통해 지나가는 공기에 대한 최소 직경.

필요한 평균 밸브 리프트는 아래와 구할 수 있다.

$$\text{Suction : } h_s = \frac{A_{s-e}}{C_s} = \frac{A_{s-e}}{\pi(D_{2-s} + D_{3-s})} \quad (3.18)$$

$$\text{Delivery : } h_d = \frac{A_{d-e}}{C_d} = \frac{A_{d-e}}{\pi(D_{2-d} + D_{3-d})} \quad (3.19)$$

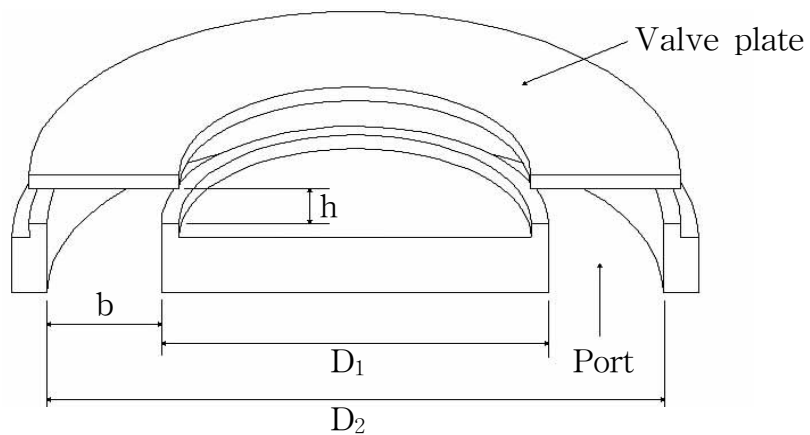


Fig. 3.3 Valve lift and effective flow area.

### 3.2.4 밸브 정지위치의 결정

밸브가 열리는 시간의 대부분을 밸브가 밸브고정위치(valve stop)에 위치하게 된다면 가장 바람직한 설계일 것이다. 만약 밸브고정 위치가 없으면 거의 100% 급격한 열림으로 인해 밸브는 평형위치를 유지할 수가 없을 것이다. 밸브가 평형위치에서 벗어나면 다시 평형위치로 천천히 돌아오는 것이 아니라 반대방향으로 작용하여 더욱 평형에서 벗어날 것이다. 이로 인해 밸브는 부분적으로 닫힐 수도 있다. 가스의 토출이 방해받게 되고 압력이 더욱 상승하여 밸브는 원래의 위치에서 이탈하는 운동을 반복하게 된다. 이 과정에서 밸브의 각 열림 사이클동안에 밸브는 밸브시트와 몇 차례 접촉할 수도 있다.

따라서, 밸브의 진폭이 필요이상으로 커지는 것은 압축공기의 유량을 증가시키지 않으며, 잘 설계된 밸브고정위치는 압축기의 효율을 감소시키지 않는다. 밸브고정위치는 밸브의 떨림을 막을 수 있으며 가스의 진동과 소음을 줄일 수가 있다. 또한 밸브가 적당한 시기에 닫히기 때문에 열역학적이 효율은 감소하지 않으며 높은 충격 응력의 발생을 막을 수가 있다<sup>16)</sup>. 밸브고정위치 선택은 밸브 리프트  $h$ 와 같거나 커야 된다.

### 3.2.5 밸브에 작용하는 유동저항력과 유효강성의 결정

스프링이 부착된 밸브의 유효강성은 밸브의 최대 리프트  $h$ 에 의해 구할 수가 있다. 높이  $h$ 는 밸브에 유체의 유동력이 작용함으로써 도달된 것이다. 열려있는 동안에 밸브에 작용하는 힘의 특성은 매우 복잡하지만 운동량-충격량법칙(momentum-impulse law)에 의해 계산할 수가 있으며, 이때 넓은 밸브시트면에서 발생하는 유선의 분리와 재부착에 의한 베르누이효과는 무시한다.

밸브의 리프트  $h$ 에서 밸브에 작용하는 힘은 아래와 같다.

$$\text{Suction : } F_s = \rho_s A_s V^2 \quad (3.20)$$

$$\text{Delivery : } F_d = \rho_d A_d V^2 \quad (3.21)$$

여기서,  $V=M_c$

$$\text{Suction : } F_s = k A_s P_s M^2 \quad (3.22)$$

$$\text{Delivery : } F_d = k A_d P_d M^2 \quad (3.23)$$

스프링이 부착된 밸브에서 필요한 총 스프링 상수  $k_s$ ,  $k_d$ 는 아래와 같다.

$$\text{Suction : } k_s = \frac{F_s}{h_s} \quad (3.24)$$

$$\text{Delivery : } k_d = \frac{F_d}{h_d} \quad (3.25)$$

1마력 혹은 그 이하의 소형압축기에서 스프링대신 리드(reed)밸브를 채택하는 경우에 리드밸브가 하나의 구멍 위를 덮고 있으면 스프링상수  $k$ 는 밸브시트의 중심에서의 처짐에 대한 힘의 비를 나타낸다. 즉, 외팔보 형식의 리드밸브에서는 밸브시트의 면적을 기준으로 폭  $b$ 를 선택하여 밸브의 두께  $t$ 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$t = 2L \sqrt{\frac{K}{Eb}} \quad (3.26)$$



밸브의 재료를 선택했다고 가정하면 변수는 폭  $b$ 와 길이  $L$ 이다.

이때 밸브에 작용하는 응력조건은 최대응력을 기준으로 어떤 값을 초과할 수 없다는 조건이나 피로이론 등을 사용한다.

폭  $b$ 는 밸브포트의 구멍크기에 의해 결정되어지며 응력조건에 의해 길이  $L$ 이 결정된다.

유동의 역류손실을 적게 유지하려면 밸브는 가능한 한 작은 질량을 가져야 한다. 밸브의 질량이 커지면 관성저하에 의해서 밸브 열림시간의 지연이 발생할 수 있으며, 또한 역류가 발달될 시간을 가지므로 역류에 의해서 밸브는 높은 충격속도로서 밸브시트에 부딪히게 된다. 따라서 적당한 시간에 밸브가 닫히도록 하기 위해 스프링을 부착시키거나 리드밸브에서는 강성을 이용한다.

이 경우 밸브를 빨리 열어 주기 위해서도 밸브의 질량은 되도록 작아야 한다. 그러나 이 경우 스프링 효과는 무의미하게 된다.

스프링계수가 크다면 밸브를 확실히 닫을 수는 있으나 밸브의 열림은 어려울 수도 있다. 결국 어느 정도의 유동손실을 감수해야 한다. 그밖에도 스프링효과는 밸브고정위치에 부딪히는 충격속도를 줄일 수 있으며 밸브시트로의 복귀에 대해 신뢰성을 주기 때문에 누설량을 방지할 수 있으므로 손실을 줄일 수 있게 된다<sup>17)</sup>.



### 3.3 밸브기구 내에서의 유동해석

#### 3.3.1 이론적 해석

압축기 밸브 내부의 거시적 유동장 해석하기 위해 본 연구에서는 유한 체적법에 근거한 범용 프로그램인 FLUENT를 사용하여 3차원 계산을 수행했다. 밸브 내부를 흐르는 유체들의 유동장 분포는 아래의 보존 방정식들에 의하여 지배된다.

질량 보존 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.27)$$

운동량 보존 방정식



$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = & - \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \rho g_i + F_i \end{aligned} \quad (3.28)$$

3차원 형상의 밸브 내부 유동장 계산을 위한 직교 좌표계에서 정의되어지는 지배 방정식은 텐서(tensor)를 사용하여 표현된 식(3.27) 및 식(3.28)로부터 일반화 변수  $\phi$ 를 사용하여 다음과 같이 표현되어진다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}) + \\ \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z}) = S_\phi \end{aligned} \quad (3.29)$$



여기서,  
 질량 보존 방정식

$$\phi = 1 \quad (3.30)$$

$$S_\phi = 0 \quad (3.31)$$

x - 운동량 보존 방정식

$$\phi = u \quad (3.32)$$

$$\Gamma_\phi = \mu \quad (3.33)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.34)$$

y - 운동량 보존 방정식



$$\phi = v \quad (3.35)$$

$$\Gamma_\phi = \mu \quad (3.36)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial P}{\partial y} \quad (3.37)$$

z - 운동량 보존 방정식

$$\phi = w \quad (3.38)$$

$$\Gamma_\phi = \mu \quad (3.39)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.40)$$



압축기 밸브내부의 형상이 아주 복잡하므로 물리적 공간(physical space)에서 정의된 좌표계 (x-y)에서 직접 지배방정식 (3.29)에 대한 수치 해를 구하는 것은 경계에서의 복잡한 형상을 다루는데 많은 어려움과 아울러 계산의 정확도에도 영향을 미치게 된다. 계산의 효율과 정확도를 증가시키기 위해 물리적 공간은 일반화된 좌표 변환을 사용하여 계산공간(computational space)으로 변환되어진다.

3차원 물리적공간(x-y-z)에서 정의된 지배 방정식 (3.29)를 좌표 변환 과정을 통하여 계산공간( $\xi-\eta-\zeta$ )에서 정의되어지는 3차원 질량, 운동량 보존 방정식은 다음과 같다<sup>18)</sup>.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \xi} \left[ \frac{1}{J} (\rho G_{\xi} \phi - \Gamma_{\phi} g_{11} \frac{\partial \phi}{\partial \xi}) \right] + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[ \frac{1}{J} (\rho G_{\eta} \phi - \Gamma_{\phi} g_{22} \frac{\partial \phi}{\partial \eta}) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[ \frac{1}{J} (\rho G_{\zeta} \phi - \Gamma_{\phi} g_{33} \frac{\partial \phi}{\partial \zeta}) \right] = \frac{\partial}{\partial \xi} \left[ \Gamma_{\phi} (g_{12} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} + g_{13} \frac{\partial \phi}{\partial \zeta}) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial \eta} \left[ \Gamma_{\phi} (g_{21} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + g_{23} \frac{\partial \phi}{\partial \zeta}) \right] + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[ \Gamma_{\phi} (g_{31} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + g_{32} \frac{\partial \phi}{\partial \eta}) \right] + S_{\phi} \quad (3.41) \end{aligned}$$

여기서

$$G_{\xi} = u_{\xi x}^2 + v_{\xi y}^2 + w_{\xi z}^2 \quad (3.42)$$

$$G_{\eta} = u_{\eta x}^2 + v_{\eta y}^2 + w_{\eta z}^2 \quad (3.43)$$

$$G_{\zeta} = u_{\zeta x}^2 + v_{\zeta y}^2 + w_{\zeta z}^2 \quad (3.44)$$

$$g_{11} = \xi_x^2 + \xi_y^2 + \xi_z^2 \quad (3.45)$$

$$g_{22} = \eta_x^2 + \eta_y^2 + \eta_z^2 \quad (3.46)$$

$$g_{33} = \zeta_x^2 + \zeta_y^2 + \zeta_z^2 \quad (3.47)$$

$$g_{12} = g_{21} = \xi_x \eta_x + \xi_y \eta_y + \xi_z \eta_z \quad (3.48)$$

$$g_{13} = g_{31} = \xi_x \zeta_x + \xi_y \zeta_y + \xi_z \zeta_z \quad (3.49)$$

$$g_{23} = g_{32} = \eta_x \zeta_x + \eta_y \zeta_y + \eta_z \zeta_z \quad (3.50)$$



### 3.3.2 압축기 밸브의 형상 모델링과 격자생성

압축기 밸브에 대한 형상모델링은 “J”사의 공기압축기 모델 HC-270의 저압축 밸브 도면을 바탕으로 P-Cube 과정에 표면격자 (surface mesh)를 형성하고, T-Grid 단계에서 체적격자(volume mesh)를 통해 범용프로그램인 FLUENT/UNS를 사용하여 아래 조건에서 유동장 해석을 수행하였다.

#### (1) 압축기 밸브의 형상 모델링

유동장 해석에 필요한 압축기 밸브의 형상은 “J”사의 기존밸브의 설계도면과 실제 밸브 형상을 기초로 하여 모델링을 수행했다. 압축기 밸브포트의 전체 형상은 Fig. 3.4와 같으며, 이는 원주향으로 밸브의 모양이 120°마다 대칭을 이루고 있으므로, 120°만 모델링하여 양끝에서 좌우대칭(symmetry)조건을 주어서 계산하였다.

다음은 밸브의 형상 모델링과 관련된 정보를 나타낸 것이다.

#### 가) 흡입 및 토출 모델의 격자수

Table 3.1 Quantity of mesh.

Ports	Mesh
Suction port	15402
Delivery port	8128

(2) 밸브의 흡입측 모델링

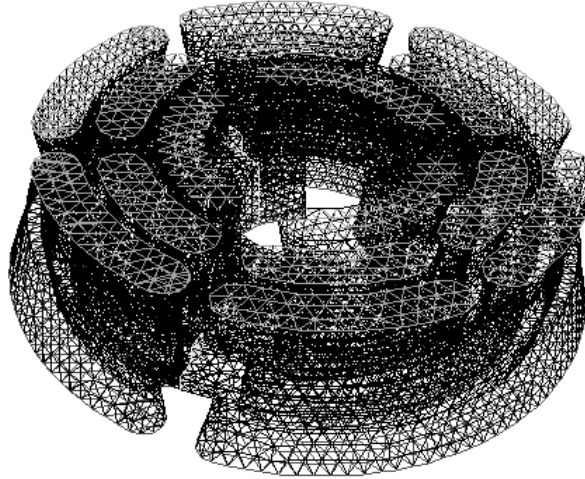


Fig. 3.4 Valve modeling of suction port.

(3) 밸브의 토출측 모델링

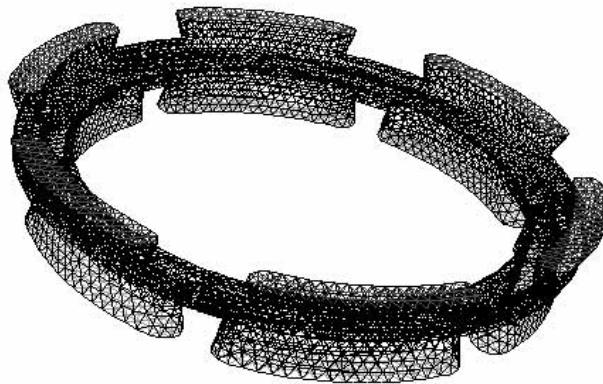


Fig. 3.5 Valve modeling of delivery port.

### 3.3.3 경계조건

흡입 부분에서의 경계조건은 우선 밸브 설계 프로그램에서 입구 속도를 계산하여 전산 해석시 경계조건으로 사용하였다.

토출 부분도 밸브 설계 프로그램에서 계산된 속도를 경계조건으로 사용했다.

Fig. 3.6은 밸브 설계 프로그램에 필요한 정보를 입력한 것이다.

프로그램 상에서 흡입 및 토출 입구에서의 평균 속도는 온도와 마하수의 함수로 계산이 된다.

그리고 마하수가 0.2 이상이 되면 압축기 효율이 많이 떨어지므로 마하수가 0.2가 넘지 않게 하는 것이 좋다<sup>19)</sup>.

따라서, 해석시에는 마하수 0.05에 해당하는 조건에서 해석을 수행하였다.

흡입 밸브		토출 밸브	
흡입압력	100 [kPa]	토출압력	400 [kPa]
흡입온도	0 [C]	토출온도	132.75 [C]
마하수	0.05	마하수	0.1
수축계수	0.6	수축계수	0.6
평균직경	80 [mm]	평균직경	148 [mm]

작동유체 정보		체적효율
비열비	1.4	96.83 [%]
폴리트로픽 계수	1.4	
분자량	29 [kg/kmol]	

Fig. 3.6 Boundary conditions of FLUENT/UNS.

### (1) 흡입 부분

Fig. 3.7은 앞에서 입력한 압축기 정보로 흡입 부분과 관련된 정보이다. 그림에서 보듯이 흡입 입구에서 평균속도가 16.52 m/s로 계산되었다. 따라서 흡입 부분을 전산해석할 때 경계조건을 입구에는 속도 16.56 m/s를 주었으며, 출구는 유동이 압축밸브의 표면에 의하여 구속되지 않기 때문에 완전 발달 유동이 생기지 않고 경계층이 계속 발달하고 위치에 따라 유동이 변화한다는 조건으로 외부유동(outflow)으로 하였다. 이러한 외부유동의 경계 조건은 압축기와 함께 흡입구 유동 교란(disturbance)들을 정확하게 모델링 할 수 있다고 보고 되었다<sup>20)</sup>.

평균속도 [m/s]	16.56
유효유동면적 [mm <sup>2</sup> ]	12097.28
기하학적 유동면적 [mm <sup>2</sup> ]	20162.14
내측 직경 [mm]	31.87
외측 직경 [mm]	128.13
폭 [mm]	48.13
들림높이 [mm]	24.07
총 스프링 강성 [Kg/m]	17.95
밸브열림시간 [s]	0.009842

Fig. 3.7 Suction port data.

Table 3.2 Boundary conditions of suction port.

Kinds	Suction inlet	Suction outlet
Suction port	16.56m/s	Outflow

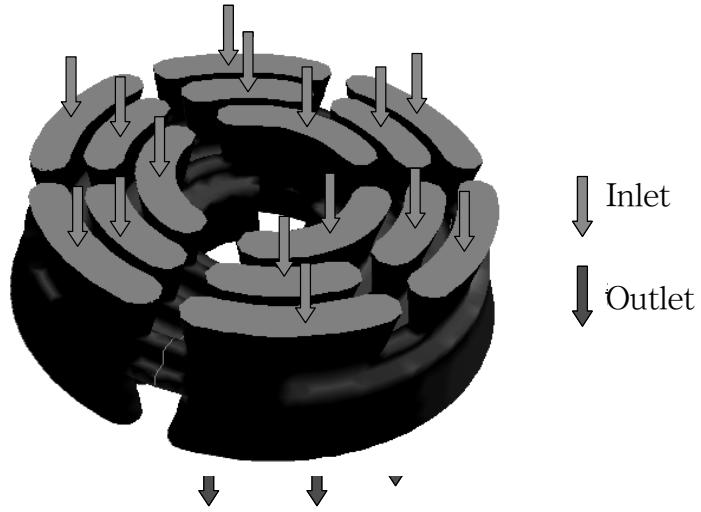


Fig. 3.8 Boundary conditions of valve suction port.

EXAMPLE - Valve  
 파일(F) 보기(V) 입력(I) 계산(C) 도움말(H)  
 새파일 열기 저장 미리보기 인쇄 실린더 압축기 흡입 토출 정보

토출밸브 계산 결과	
평균속도 [m/s]	40.36
유효유동면적 [mm <sup>2</sup> ]	2658.37
기하학적 유동면적 [mm <sup>2</sup> ]	4430.62
내측 직경 [mm]	142.28
외측 직경 [mm]	153.72
폭 [mm]	5.72
틀림높이 [mm]	2.86
총 스프링 강성 [Kg/m]	531.38
밸브열림시간 [s]	0.006825

준비완료 NUM

Fig. 3.9 Delivery port data.





## (2) 토출 부분

Fig. 3.9는 앞에서 입력한 압축기 정보로 얻은 토출 부분에 관련된 정보이다. 그림에서 보듯이 흡입 입구에서 평균속도가 40.36 m/s로 계산되었다. 따라서 흡입 부분을 전산해석할 때 경계조건을 입구에는 속도 40.36 m/s를 주고 출구에는 압축되어진 공기가 다음 단의 압축밸브로 흘러들어가는 조건으로 흡입 부분과 동일하게 외부유동으로 하였다. 여기서는 마하수는 0.1을 기준으로 하였다.

Table 3.3 Boundary conditions of delivery port.

Kinds	Delivery inlet	Delivery outlet
Delivery port	40.36m/s	Outflow

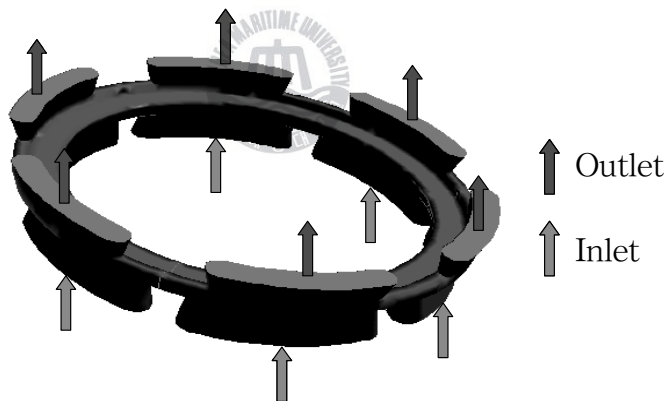


Fig. 3.10 Boundary conditions of delivery port.

각각의 경우에 대한 수치 해석은 위에서 설명한 형상 모델링과 격자 생성을 완료한 후에 상용 프로그램 FLUENT/UNS에서 위의 경계 조건을 사용하여 유동장을 해석하였고 수렴의 판정은 압력, 3차원 각 방향의 속도 성분(u, v, w)들과 표준잉여치(normalized residual)  $k-\epsilon^{21}$ 이 사용되었으며 각각  $1.0E-04$ 이하이다.

### 3.4 연구결과 및 고찰

#### 3.4.1 밸브 설계 프로그램의 결과

밸브설계 프로그램은 Windows 98/NT 기반으로 제작하였으며, 설계자가 먼저 필요한 정보(실린더와 피스톤 설계정보, 압축기 설계정보, 흡입 및 토출 밸브의 설계정보, 작동유체의 물성치)를 입력받아 토출 온도와 체적 효율, 흡입 및 토출 밸브의 평균유동속도, 유효유동면적 및 기하학적 유동면적, 내측직경, 외측직경, 들림높이, 총 스프링 강성, 밸브열림시간을 계산해 낼 수 있었다.

#### 3.4.2 압축기 밸브의 유동장 해석결과

##### (1) 밸브의 수평단면

밸브 내부의 형상 차이로 흡입 부분과 토출 부분의 단면1(section1), 중앙(center), 단면2(section2)의 위치가 각각 다르므로 밸브와 실린더내부가 만나는 실린더 상사점 위를 기준면으로 설정하여 기준면으로부터의 거리를 Table 3.4에 정리하였다.

Table 3.4 Dimension of horizontal section view.

Kinds	Suction port	Delivery port
Section 1	26 mm	24 mm
Center	15 mm	17 mm
Section 2	4 mm	4 mm

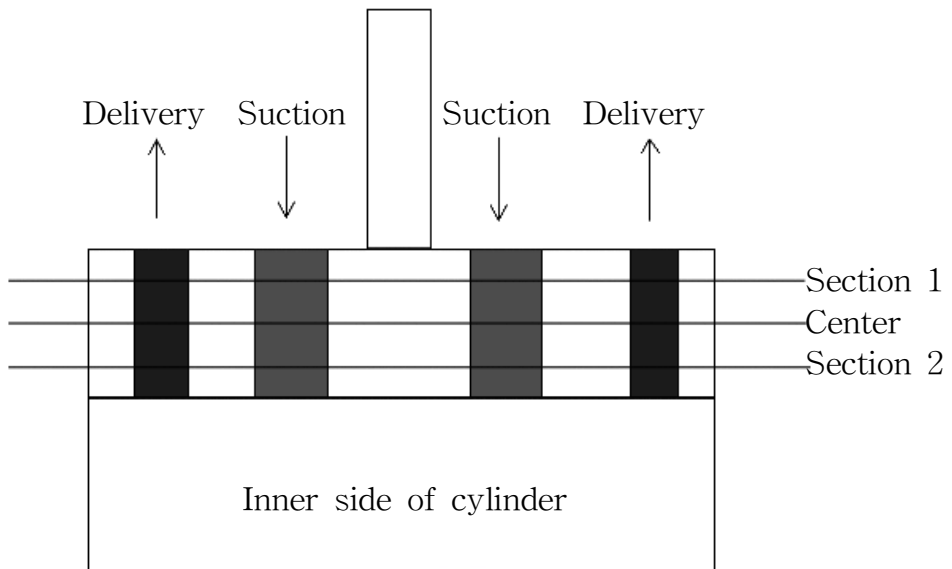


Fig. 3.11 Horizontal section view of valve.

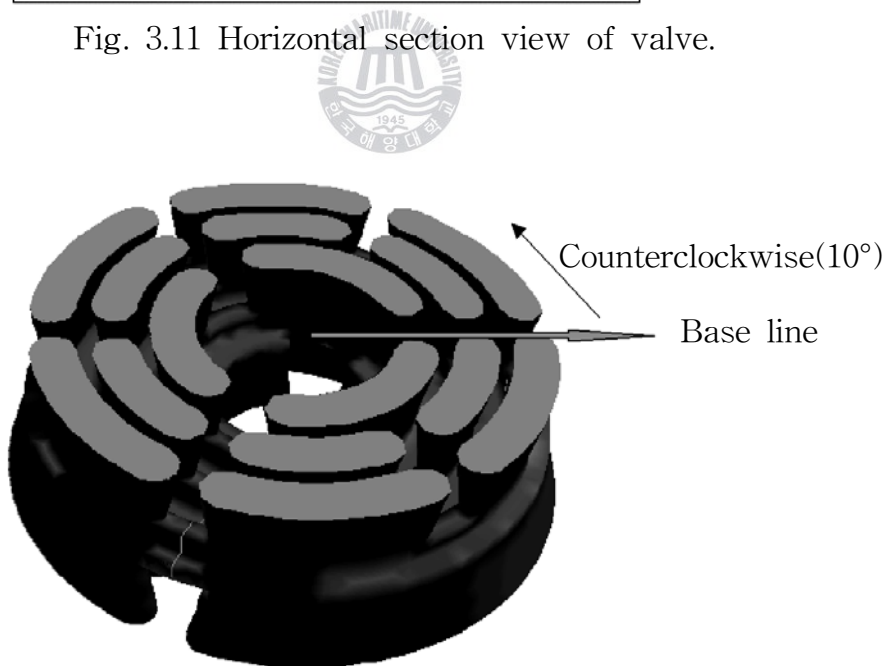


Fig. 3.12 Vertical section view of valve port.

(2) 밸브의 수직단면

압축기 밸브에서 흡입과 토출시 유동은 주로 수직한 방향으로 발생한다. 따라서 밸브의 수직인 단면을 관찰할 필요가 있어 기준면으로부터 10°씩 반시계 방향으로 진행하면서 120°까지 수직 단면을 나누었다. 다음 그림은 흡입 부분의 수직단면을 나타낸 그림이다. 토출 부분도 흡입 부분과 같이 방식으로 나누었다.

### (3) 밸브의 흡입부분 유동장해석

Fig. 3.13은 흡입시 단면1에 해당하는 속도 벡터장이다.

거의 모든 면에서 균일하게 유입되고 있음을 보여 주고 있다.

그리고 반경이 커질수록 반경방향으로 유동이 많이 쏠리는 현상을 볼 수 있다.

이러한 현상은 Fig. 3.14인 중앙부분에서 더욱 확실히 볼 수 있다. 중앙부분에서는 유동이 전체적으로 원주 방향으로 향하고 있으며 속도도 반경이 커질수록 증가하는 것을 알 수 있다.

이는 공기 압축기의 밸브 유동면적이 밸브의 중심보다 가장자리가 더 넓기 때문이라고 생각되며, 밸브의 설계시 중심부와 가장자리의 유동면적을 동일하게 해줄 필요가 있음을 알 수 있다.

그리고 Fig. 3.15는 중앙부분에서의 압력 분포를 나타낸 것이다. 중심 쪽으로 갈수록 압력이 높고 반경 방향으로 나갈수록 압력이 낮게 나타나고 있다.

이것은 반경방향으로 공기가 많이 흐르고 있다는 것을 보여준다.

이처럼 속도가 반경 방향으로 증가하는 것은 흡입 부분의 출구면적이 Fig. 3.16에서 보듯이 반경 방향으로 갈수록 크다는 것을 알 수 있다.

따라서 빠르게 유입된 공기는 상대적으로 면적이 큰 바깥쪽(반경 방향)으로 많이 밀려나가게 되는 것이다.

이로 인해 출구쪽 대부분의 유량은 바깥쪽으로 나가게 된다.

밸브의 유동면적이 좁은 중심부에서 압력이 높은 이유는 흡입공

기가 유동면적이 넓은 가장자리로 많이 가게되어 중심부에서는 흡입공기가 미처 빠져나가지 못하고 정체되기 때문이다.

이는 실제 기존의 밸브에서 밸브시트는 중심부에서, 밸브 플레이트는 가장자리에서 파손이 자주 일어나고 있는 문제점을 잘 뒷받침해준다.

Fig. 3.17과 Fig. 3.18은 수직 단면일  $20^\circ$ 일 때 흡입 부분의 입구와 출구의 속도장 및 압력장을 나타내고 있다.

그림에서 보듯이 입구에서는 유속이 거의 일정하게 들어오고 있음을 보여준다.

그러나 중앙부분에서 유로가 갑자기 축소되면서 유속이 빨라지고 속도의 방향은 반경방향을 나타내고 있다.

Fig. 3.19, Fig. 3.20은 수직 단면이  $40^\circ$ 일 때, Fig. 3.21, Fig. 3.22는 수직 단면이  $80^\circ$ 일 때, Fig. 3.23, Fig. 3.24는 수직 단면이  $40^\circ$ 일 때를 나타내며 수직 단면이  $20^\circ$ 일 때와 거의 같은 유동을 나타내고 있다.

밸브의 흡입부분을 해석해본 결과, 기존제품의 문제점과 그 원인을 알 수 있었으며, 밸브를 설계할 경우에는 밸브의 유동면적을 균일하게 분배해야 되고, 그러지 못 할 경우에는 중심부의 밸브소재에 안전율을 가장자리보다 더 많이 적용해주어야 됨을 알 수 있다.

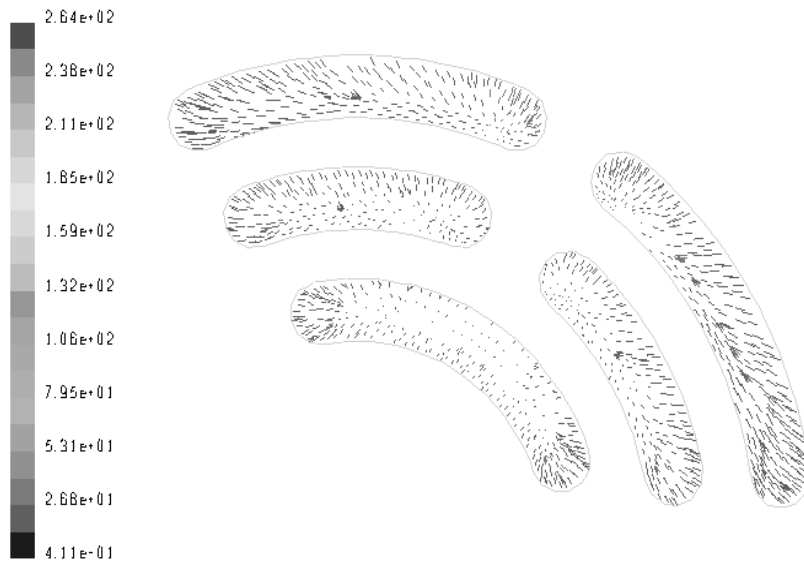


Fig. 3.13 Velocity magnitude of suction port at "section 1" (m/s).

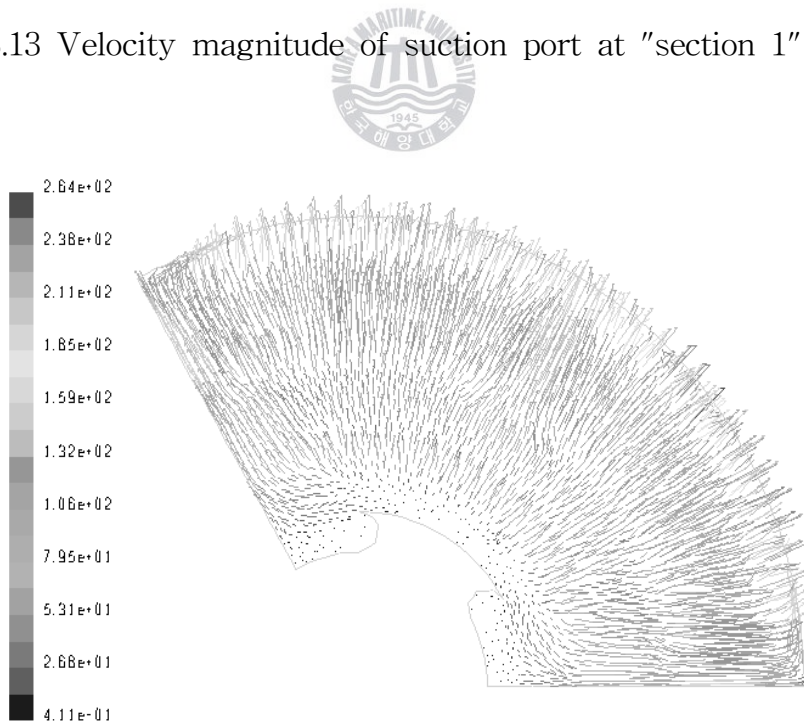


Fig. 3.14 Velocity magnitude of suction port at "center" (m/s).

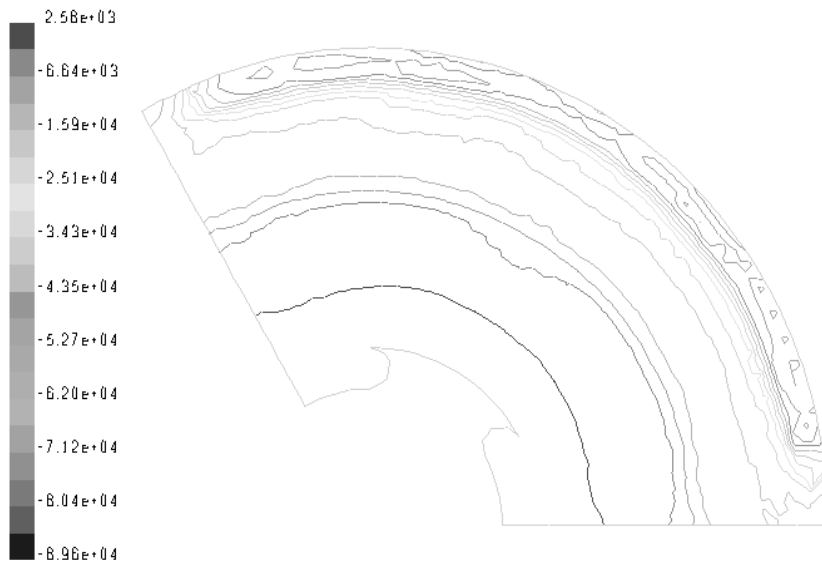


Fig. 3.15 Contours of static pressure of suction port at "section 1"(Pa).

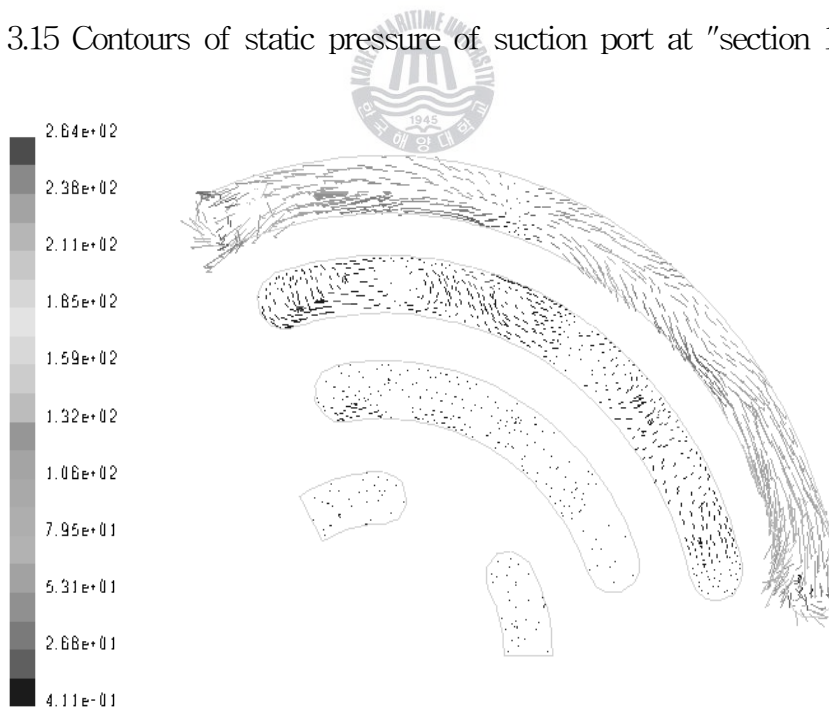


Fig. 3.16 Velocity magnitude of suction port at "section 2"(m/s).

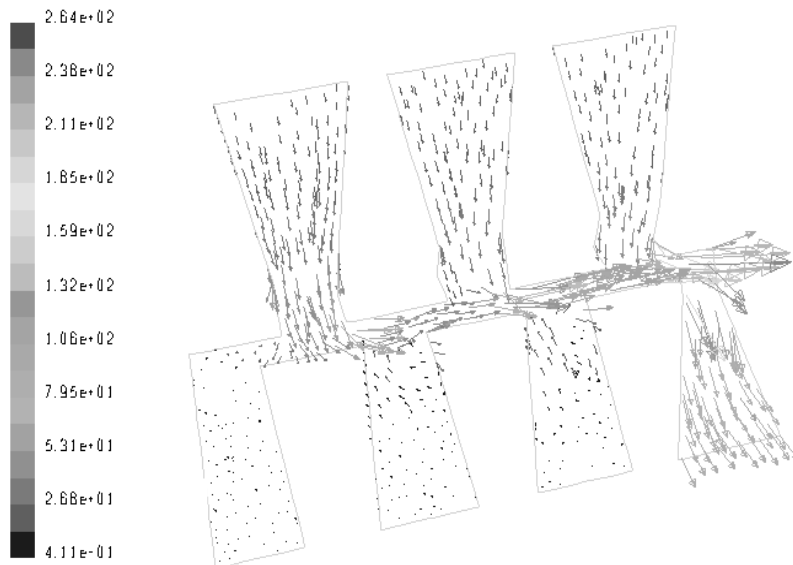


Fig. 3.17 Velocity magnitude of suction port at "angle 20°" (m/s).

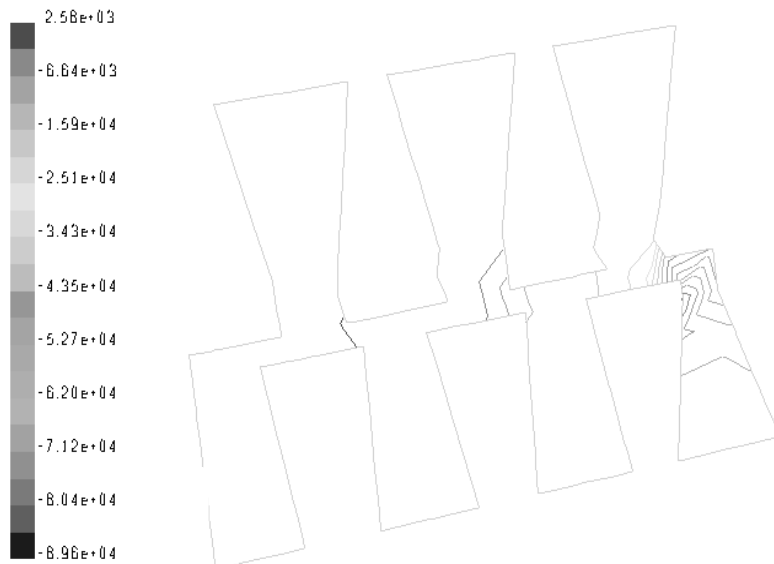
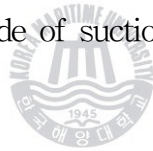


Fig. 3.18 Contours of static pressure of suction port at "angle 20°"(Pa).





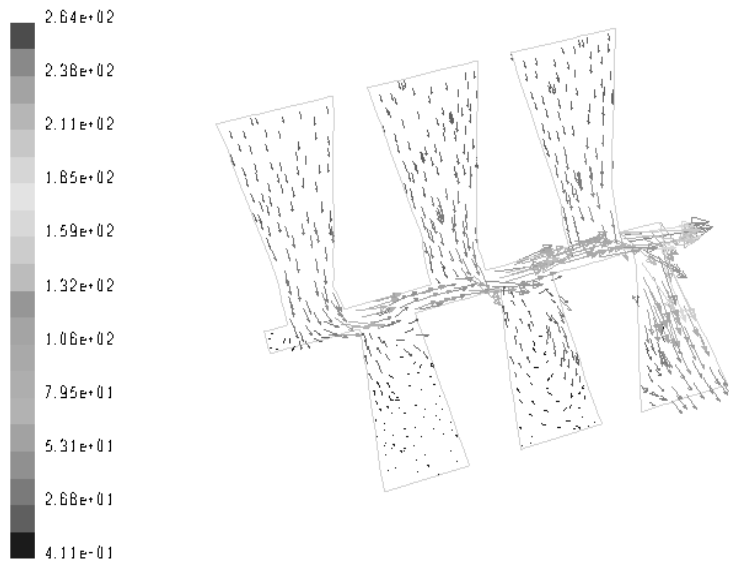


Fig. 3.19 Velocity magnitude of suction port at "angle 40°"(m/s).

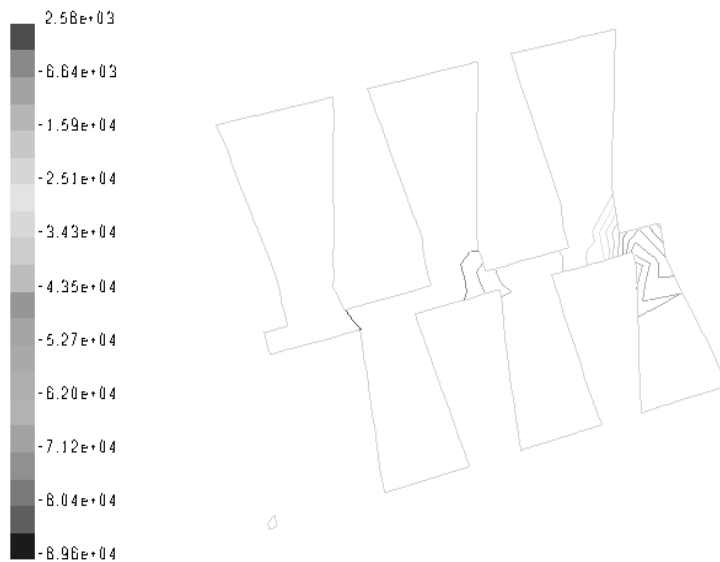


Fig. 3.20 Contours of static pressure of suction port at "angle 40°"(Pa).



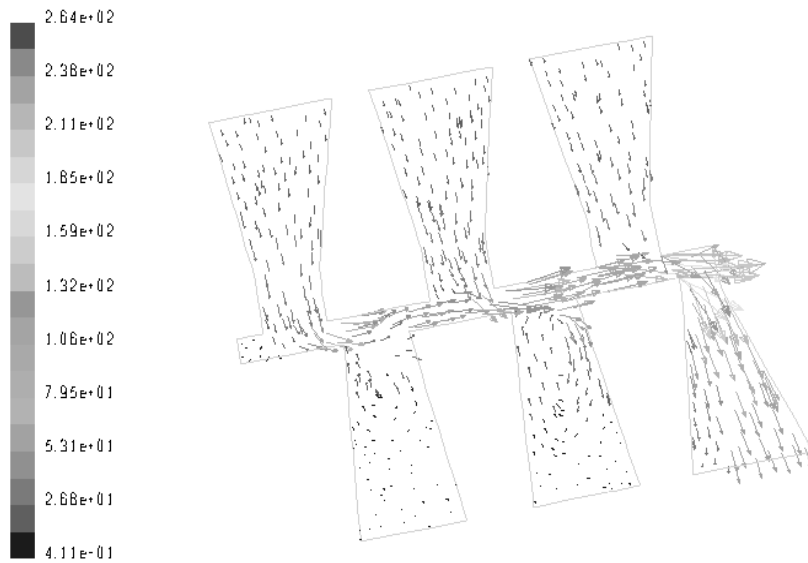


Fig. 3.21 Velocity magnitude of suction port at "angle 80°" (m/s).

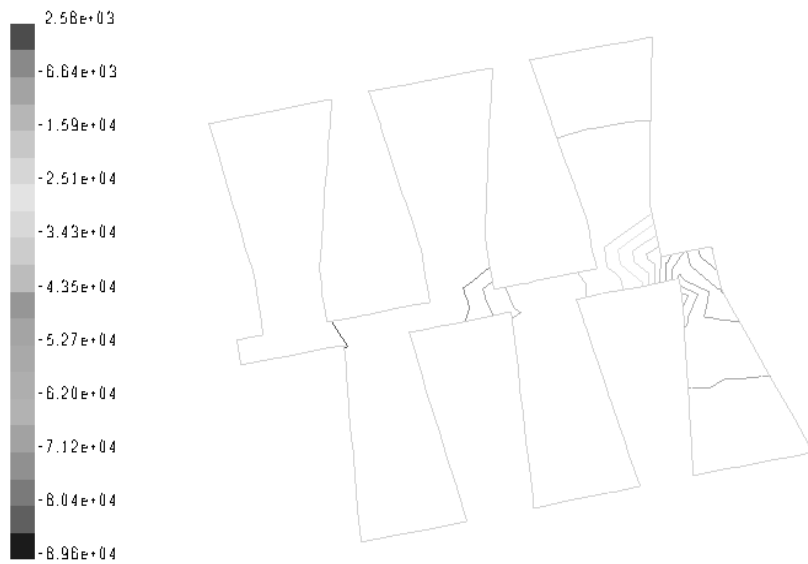


Fig. 3.22 Contours of static pressure of suction port at "angle 80°" (Pa).



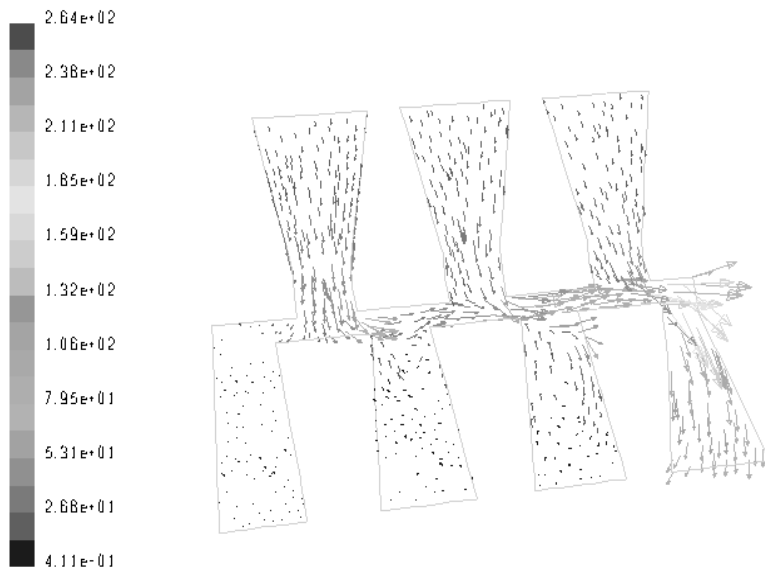


Fig. 3.23 Velocity magnitude of suction port at "angle 100°" (m/s).

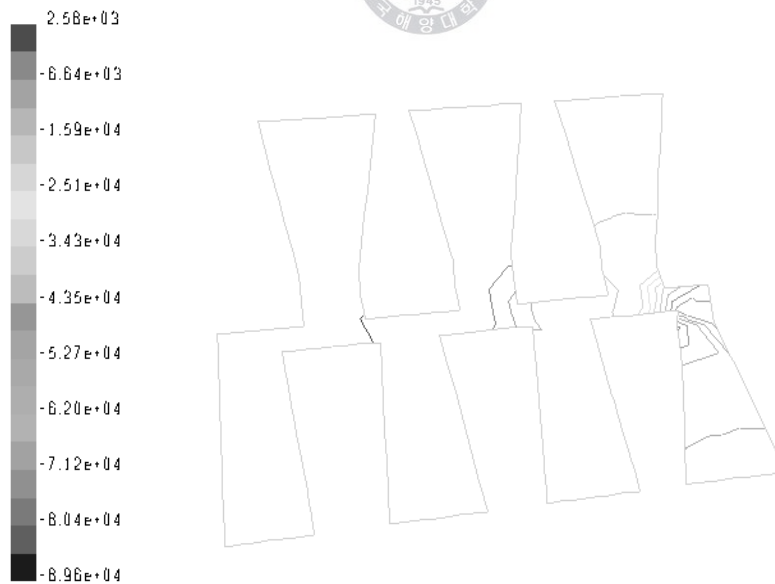


Fig. 3.24 Contours of static pressure of suction port at "angle 100°"(Pa).



#### (4) 밸브의 토출부분 유동장해석

Fig. 3.25는 토출 부분의 단면1, 즉 출구 부분의 속도장을 나타낸 것이다. 출구에서 한쪽의 속도가 다른 한쪽보다 상대적으로 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 밸브 내부의 복잡한 구조에 때문이라고 생각되며, 포트의 경사면 각도를 보다 완만하게 해줄 경우 개선되리라 판단된다.

토출부분의 중양을 나타내는 Fig. 3.27에서도 오른쪽 출구쪽으로 유동이 치우치는 것을 볼 수 있다.

이러한 경우에는 밸브의 설계시 밸브포트를 분할함으로써 한쪽으로만 유동이 치우치는 것을 해결 할 수 있다. 아울러, 유동의 치우침을 개선할 경우 Fig. 3.26에서 나타난 압력의 불균형도 해소되리란 판단된다. 토출 부분의 입구에 해당하는 단면2에서는 두 개의 유입구 중에서 오른쪽은 일정하게 유입되는 반면에 왼쪽 유입구는 오른쪽으로 치우치는 것을 볼 수 있다. 이러한 속도의 치우침은 밸브내부 구조가 중요한 원인으로 판단된다. 토출 밸브의 수직단면을 나타낸 Fig. 3.29, Fig. 3.30, Fig. 3.31, Fig. 3.32에서 보듯이 밸브포트 폭이 좁아지는 중앙부분에서는 속도가 입구의 속도보다 몇 배는 빨라짐을 알 수 있다. 수직 단면 80°, 100°인 Fig. 3.33, Fig. 3.34에서는 공기가 입구에서 유입되면서부터 한쪽으로 치우쳐 흐르기 시작한다. 그리고 중앙에 도달한 공기는 더 빠른 속도로 치우쳐 흐른다.

Fig. 3.35, Fig. 3.36은 토출 수직 단면 10°에서부터 110°까지 각각 나타낸 그림이며, 120°방향씩 대칭조건을 주어 모델링 한 밸브의 전체적인 수직 속도장을 볼 수 있다.

Fig. 3.37, Fig. 3.38, Fig. 3.39는 토출 수직 단면 0°에서부터 110°까지 각각 수평의 단면1, 중앙, 단면2를 모두 나타낸 그림으로 토출 부분의 수직 및 수평 속도장을 볼 수 있다.

밸브의 토출부분에서는 밸브포트의 경사각도 변화가 유동의 정체에 영향을 주는 것을 알 수 있었으며, 밸브포트의 기계 가공면 또는 소재 표면의 상태에 따라서도 많은 영향이 있으리라 생각된다.

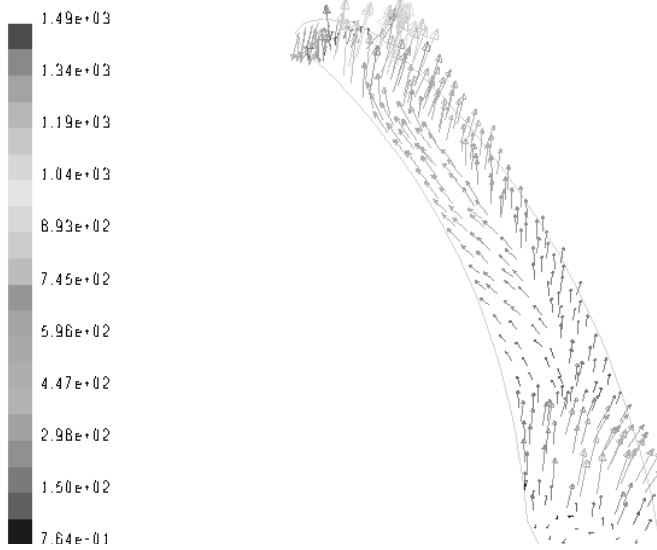


Fig. 3.25 Velocity magnitude of delivery port at "section 1" (m/s).

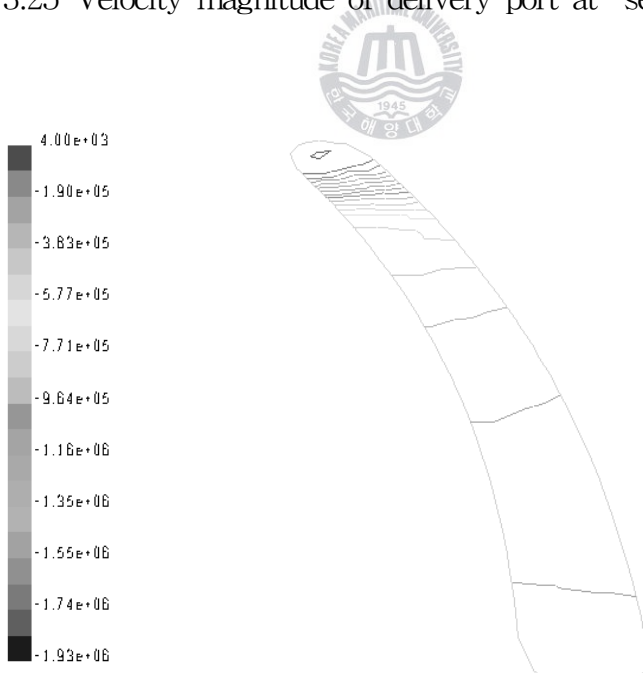


Fig. 3.26 Contours of static pressure of delivery port at "section 1"(Pa).

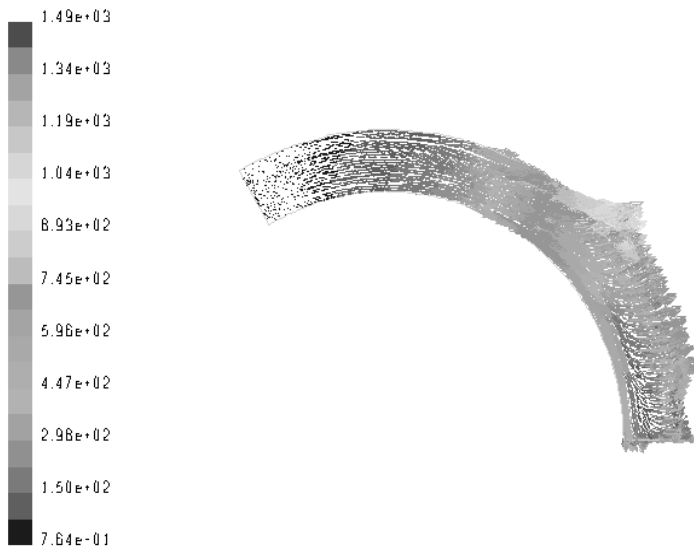


Fig. 3.27 Velocity magnitude of delivery port at "center"(m/s).

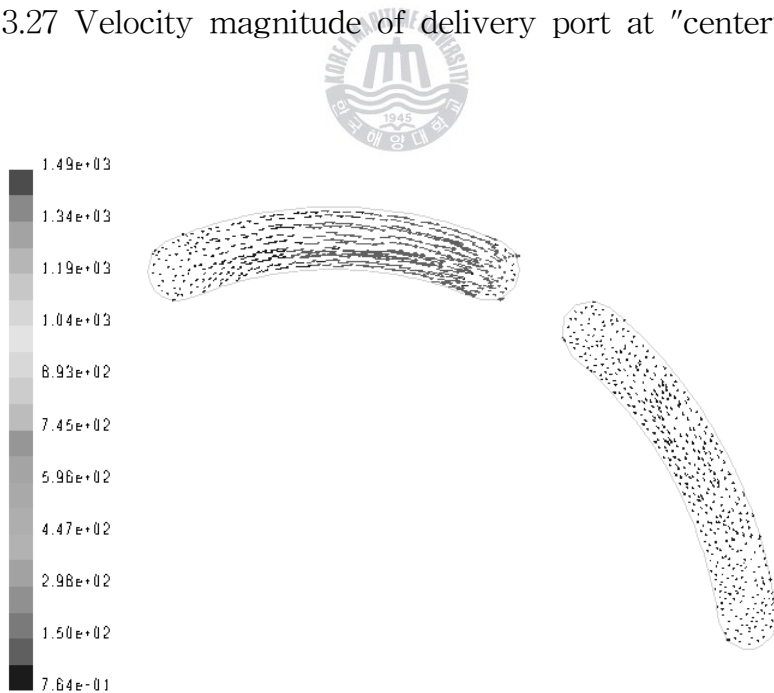


Fig. 3.28 Velocity magnitude of delivery port at "section 2"(m/s).

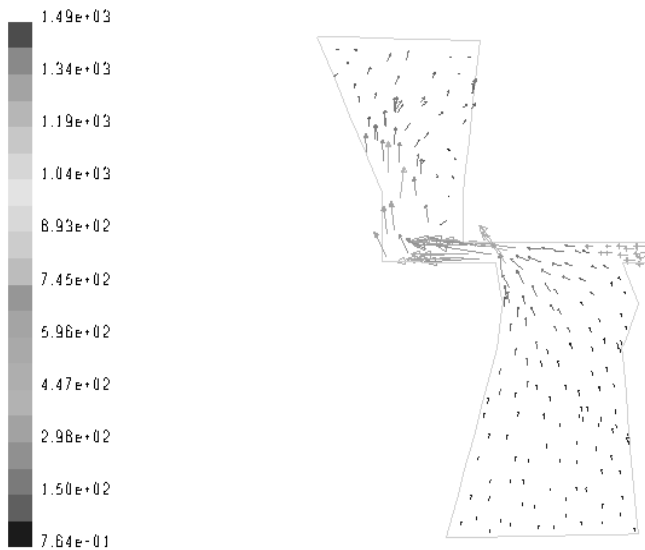


Fig. 3.29 Velocity magnitude of delivery port at "angle 20"(m/s).

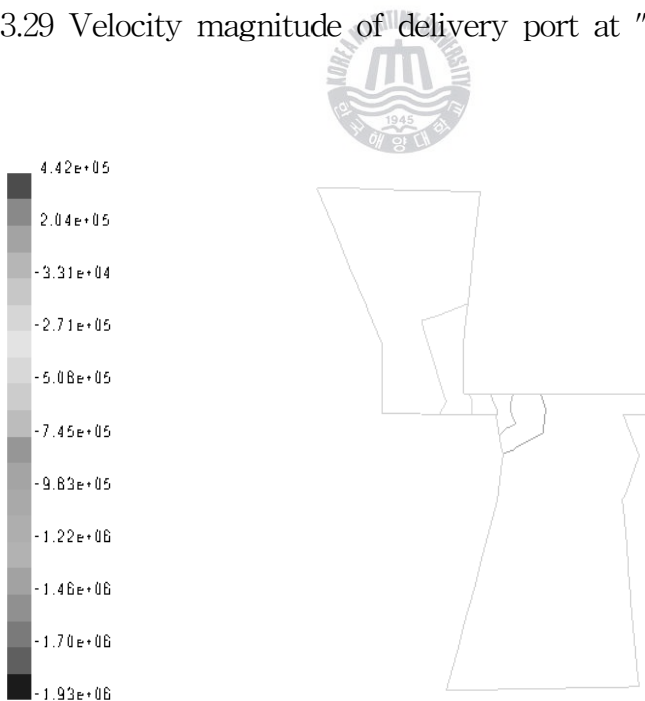


Fig. 3.30 Contours of static pressure of delivery port at "angle 20"(Pa).

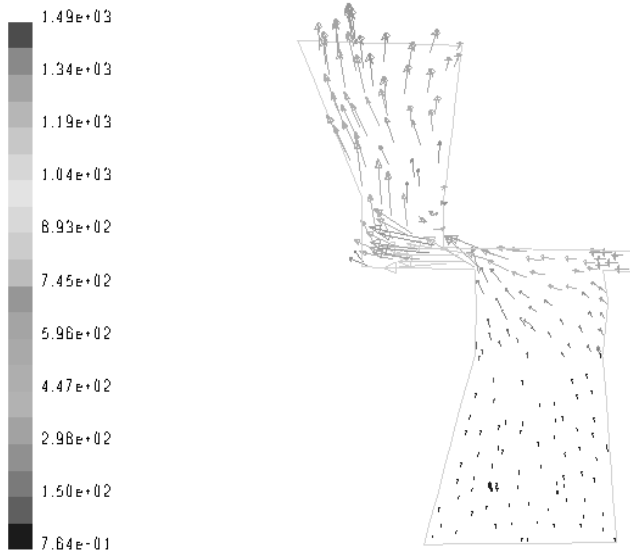


Fig. 3.31 Velocity magnitude of delivery port at "angle 40"(m/s).

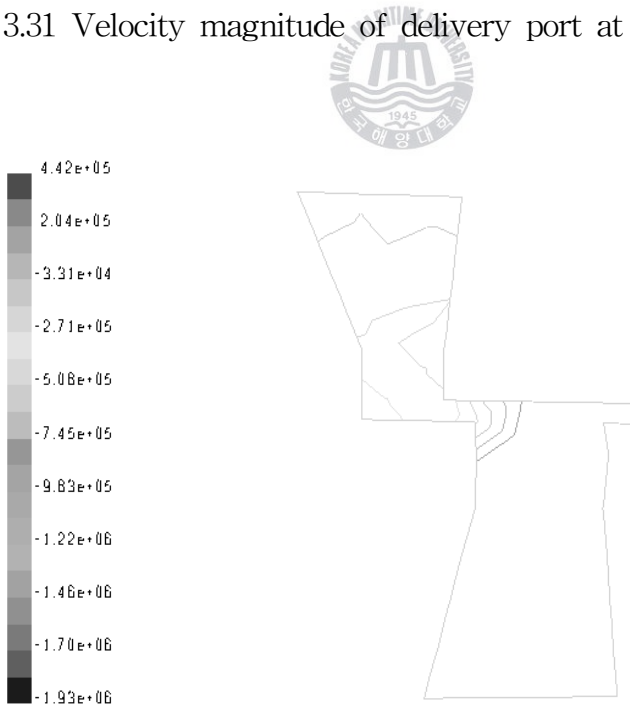


Fig. 3.32 Contours of static pressure of delivery port at "angle 40"(Pa).



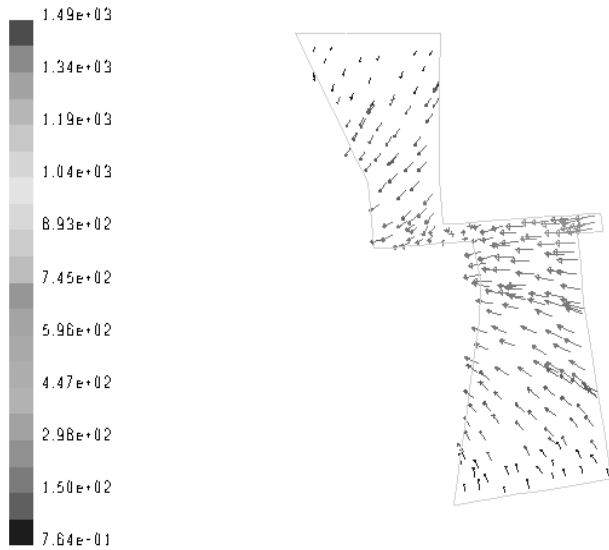


Fig. 3.33 Velocity magnitude of delivery port at "angle 80"(m/s).

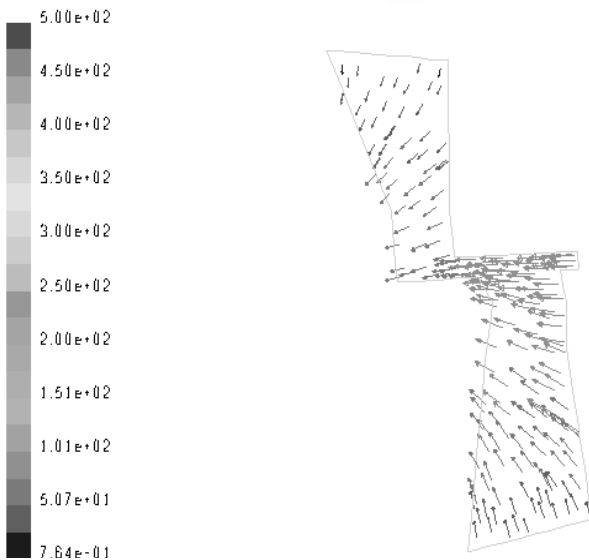


Fig. 3.34 Velocity magnitude of delivery port at "angle 100"(m/s).

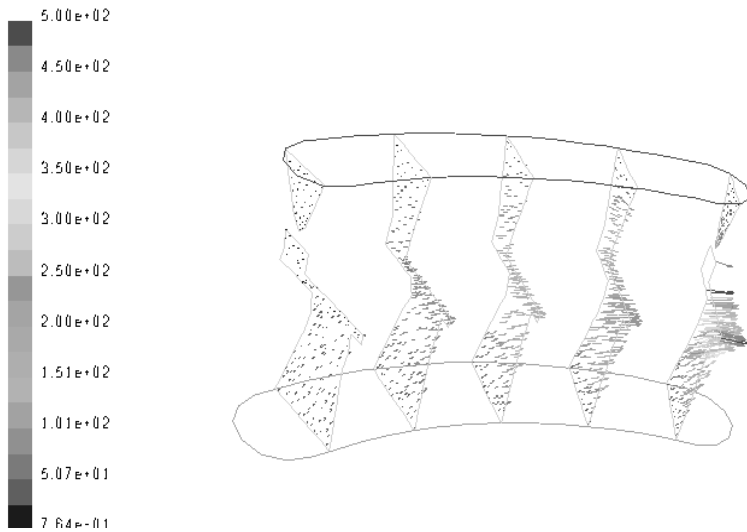


Fig. 3.35 Velocity magnitude of delivery port at " each angle 70, 80, 90, 100, 110°"(m/s).

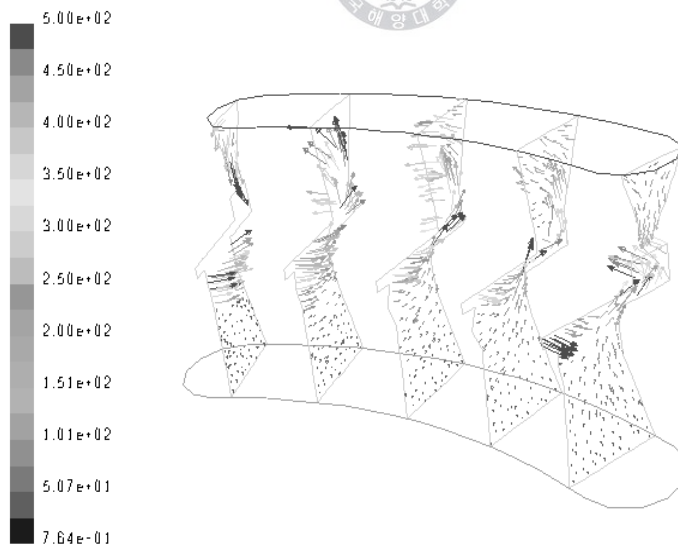


Fig. 3.36 Velocity magnitude of delivery port at " each angle 10, 20, 30, 40, 50°"(m/s).

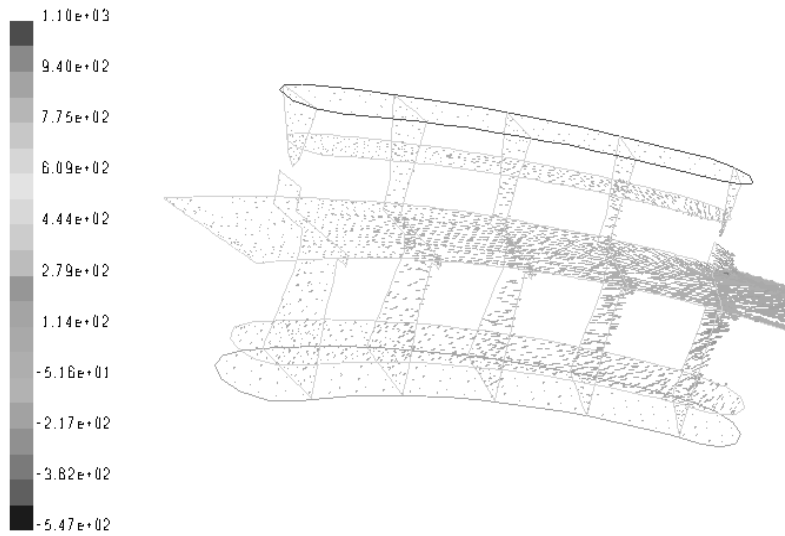


Fig. 3.37 Velocity magnitude of delivery port at "angle 70, 80, 90, 100, 110", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s).

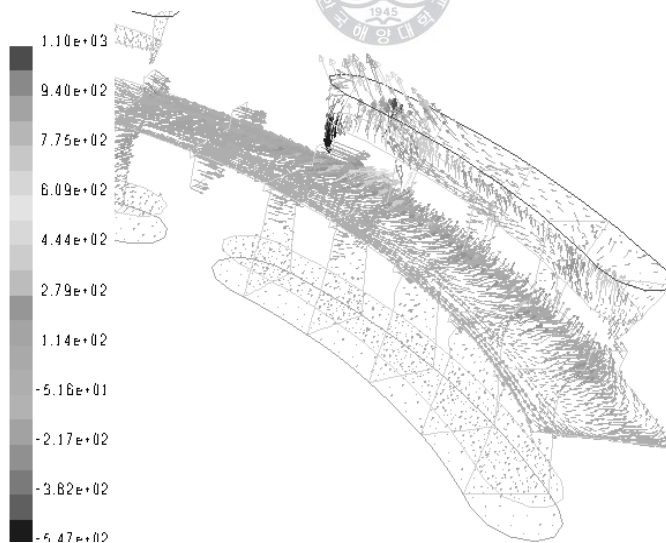


Fig. 3.38 Velocity magnitude of delivery port at "angle 10, 20, 30, 40, 50", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s).

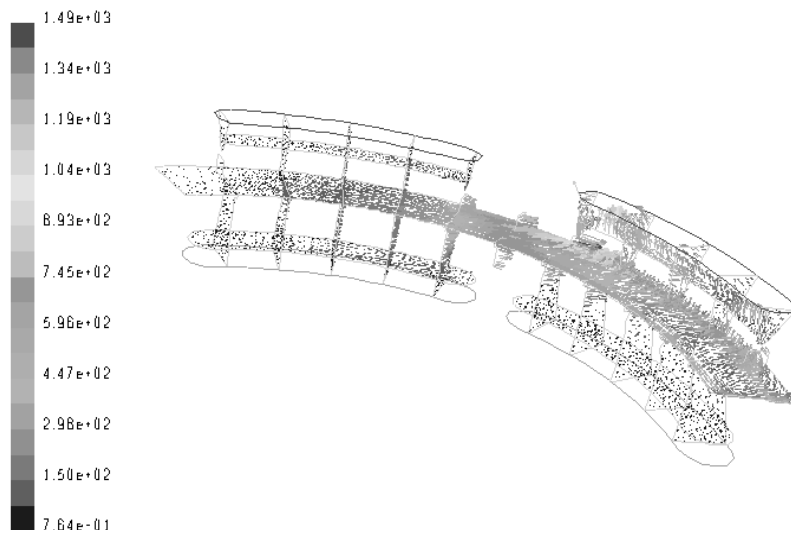


Fig. 3.39 Velocity magnitude of delivery port at "angle 10, 20, 30, 40, 50, 70, 80, 90, 100, 110", "section 1", "Center" and "Section 2"(m/s).

### 3.5 결론

본 연구로 제작된 압축밸브의 설계 프로그램에서 얻은 경계조건을 이용하여 기존 밸브의 유동장을 해석해 보았으며, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 밸브 내부의 유동장 해석에서 밸브 설계 프로그램은 설계자가 요구하는 성능의 밸브를 설계하는데 있어 압축기와 다양한 조건에 대한 기본적인 값만 입력함으로서 밸브 포트의 면적과 다양한 설계에 필요한 값을 얻어낼 수 있으므로, 설계자를 위한 기본 방향을 제시해 줄 수 있다. 그리고 최적의 성능을 가진 압축기를 설계하고자 하는 설계자의 설계반복 횟수를 상당히 줄일 수 있을 것으로 예상된다.
- (2) 기존 밸브에 대한 밸브내의 거시적인 유동해석을 행하였으며, 밸브 중앙으로 갈수록 고압이 작용하는 것과 공기통로의 면적을 분할 할 때 중심부와 가장 자리의 면적을 동일한 비율로 해야됨을 알 수 있었다. 설계 프로그램을 바탕으로 얻은 정보를 이용하여 밸브를 도면화 하고 유동해석을 행할 경우 제품을 제작하기 전에 특성을 검토 할 수 있다고 판단된다.

## 4. 무급유 피스톤링의 소재 특성 연구

### 4.1 서언

선박용 공기압 제어, 의료, 전기, 전자, 식품업체 등 다양한 산업 분야에서는 청정한 압축공기를 필요로 하고 있다.

하지만, 기존의 왕복동 공기압축기의 경우에는 압축공기 중에 윤활유가 함유되어 바로 청정공기가 필요한 곳으로의 사용은 불가능하다. 따라서, 자기윤활성 재료를 피스톤 링으로 사용할 경우에는 앞에서 언급한 다양한 분야에서 사용 가능하다.

최근 들어 자기윤활성 재료로 많은 각광을 받고있는 폴리이미드, 흑연, PTFE와 같은 복합재료는 내부식성, 고강도 및 낮은 마찰계수를 가지는 특징이 있다. 사용온도에서 보면 PTFE의 경우 용점이 327℃로 높고<sup>22)</sup> 폴리이미드는 연속 사용온도가 300℃, 최대 순간 사용온도는 482℃까지이므로<sup>23)</sup> 공기압축기용 무급유 피스톤링으로서 그 사용가치가 충분하다고 생각된다.

그러나, PTFE는 마찰계수가 상당히 낮아 마찰재료로서의 성질은 우수하나 강도가 낮아서 자체만으로 사용하기가 곤란하다.

폴리이미드의 경우에는 복합재료 중에서 비교적 높은 강도를 나타내지만 소재의 가격이 상당히 고가이므로 상업성을 가지기가 어렵다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 복합재료와 함께 비철 금속재료인 동(copper), 산화동(cupric copper)을 적절한 비율로 충전하여 경제성을 가짐과 동시에 양호한 마찰마모특성을 만족시키는 재료를 찾기 위하여 미끄럼속도와 충전율이 마찰계수와 비마모량의 변화에 어떠한 영향을 주는지 실험을 통하여 고찰하였다.

## 4.2 마찰과 마모에 대한 이론적 고찰

### 4.2.1 마찰현상

마찰은 “접촉하는 두 개의 고체가 외력의 작용 하에서 미끄럼이나 구름운동을 할 때 혹은 하려고 할 때에 그 접촉면에서 그들의 운동을 방해하는 방향의 힘(마찰력)이 발생하는 현상이다”<sup>24)</sup>.

이처럼 마찰은 두 개의 면이 서로 접촉하는 데에서 기인하는 것으로 볼 수 있는데, 이는 Fig. 4.1과 같이 진실접촉면적(real contact area)과 겉보기 접촉면적(apparent contact area)으로 나누어지며, 진실접촉면적에 대해 Holm<sup>25)</sup>은 “두 물체를 하중 P로 서로 누르면 일반적으로 생각하는 면적보다 작은 면적으로 접촉된다.”라고 하였다.

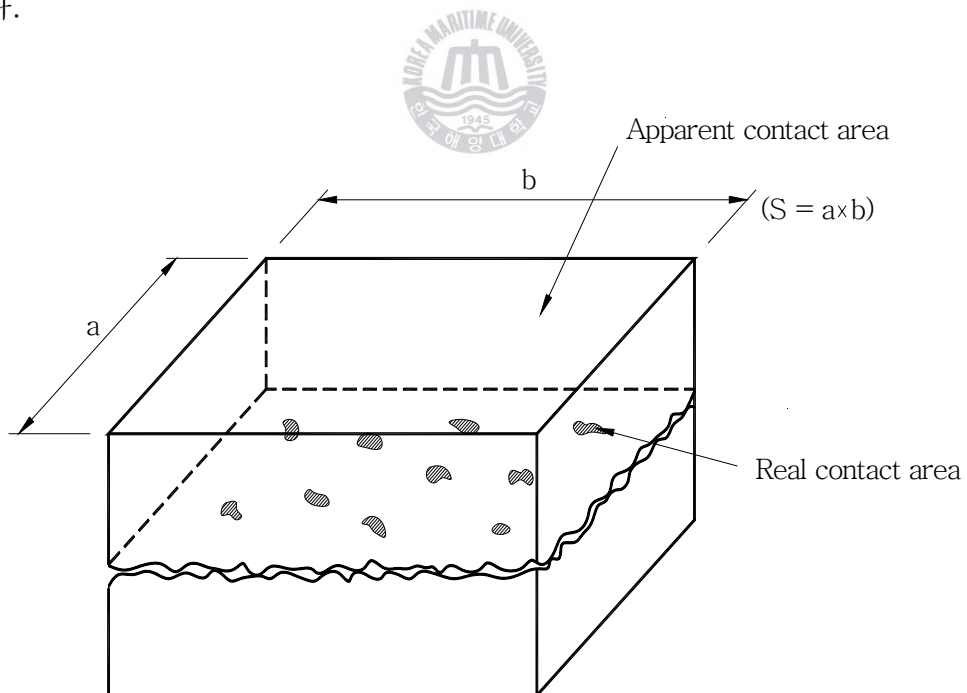


Fig. 4.1 Schematic of apparent and real contact area.

아무리 잘 연마된 면일지라도 요철(凹凸)은 존재하기 마련이며, 따라서 극히 작은 부분만이 진실접촉을 행한다<sup>26)</sup>. 그리고 요철을 지나는 두 표면이 접촉을 하게 되면 하중이 증가함에 따라 오목한 부분이 변형되고 이에 의해 접촉점의 수가 증가한다. Table 4.1은 접촉점의 전기저항을 측정하는 방법에 의해 구해진 진실접촉면의 수와 그 면적을 나타낸 것이다<sup>27)</sup>.

Table 4.1에서 알 수 있는 바와 같이 진실접촉면적은 겉보기 접촉면적의 수만 분의 1에서 수백 분의 1에 지나지 않지만 진실접촉면이 극히 작기 때문에 가해지는 하중이 아주 작더라도 진실접촉면에서는 압력이 대단히 높게 되므로 소성유동이 발생하게 된다.

따라서 접촉면에서는 소성변형이 먼저 발생하는 것으로 생각된다.

Table 4.1 Real contact area of mild steel.

Load (N)	Real contact area (mm <sup>2</sup> )	$\frac{A}{S}$	Number of real contact point
50	5	1/400	35
10	1	1/2,000	22
2	0.2	1/10,000	9
0.5	0.05	1/40,000	5
0.2	0.02	1/100,000	3
Remark : Apparent contact area S = 2,000 (mm <sup>2</sup> )			

Fig. 4.2와 같은 하중과 진실접촉면적의 모델을 보면 그림에서 하중  $W_1$ 이 가해지고 이하중이 전해지는 진실접촉면적의 면적이 재료의 소성유동압력( $P_f$ )이 될 때까지 하중이 가해져서 면적  $A_1$ 이 형성되었다고 한다면 다음 식과 같은 관계가 성립한다.





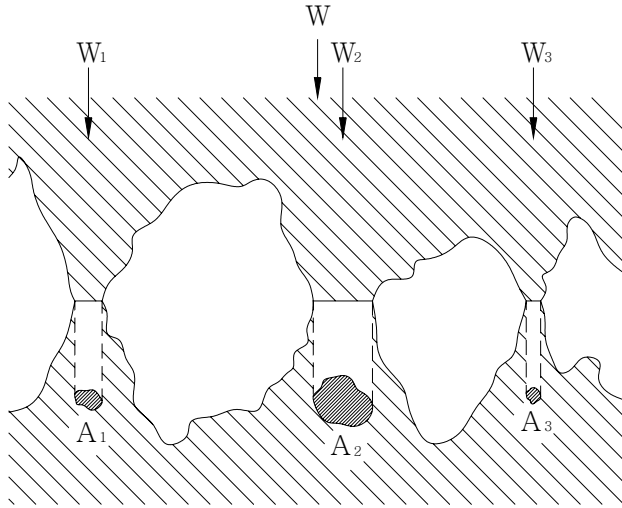


Fig. 4.2 Load and real contact area.

$$A_1 = \frac{W_1}{P_f} \quad (4.1)$$

따라서, 두 표면에 가해지는 전체 하중을  $W$ 라하고, 그 때 발생하는 진실접촉면적 모두를 더한 것을  $A$ 라 하면

$$A = A_1 + A_2 + A_3 \dots \dots \quad (4.2)$$

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \dots \dots$$

진실접촉면적은 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$A = \frac{W}{P_f} \quad (4.3)$$



이때의 압력  $P_f$ 는 두 표면 중에 연질재료 표면의 소성유동압력이다. 또 재료의 소성유동압력은 비커스 경도와 거의 같기 때문에 결국 진실접촉면적의 합  $A$ 는 하중과 표면 층의 경도를 알면 구해지게 된다. 또, 식(4.3)에서는 진실접촉 면적이 하중에 비례하며 겉보기 접촉면적에는 무관하다는 것을 알 수 있는 데 이는 프랑스의 Amonton과 Coulomb에 의해 실험적으로도 확인되었다.

진실접촉면에서는 소성유동에 의해 외부 표면 층이 파괴가 되며 내부 금속의 직접접촉이 발생하게 되므로 이 부분에서는 표면의 활성화에 의해 응착이 생기게 되고 이것이 마찰의 원인이 된다.

#### 4.2.2 마모현상

마모는 “마찰에 의해 표면에서 작은 입자가 마모분으로 탈락하여 재료가 경량화 되는 현상”이라고 설명하고 있다<sup>28)</sup>. 마모는 상대마모재료, 하중, 속도, 마찰면의 형상과 크기, 마찰의 이력(履歷), 분위기, 온도, 습도, 고형입자의 존재 등과 같이 무수히 많은 영향에 따라 마모기구가 변화되며, 건조마찰 혹은 혼합 윤활 상태에서 마찰이 반복되면 최후에는 표면에 손상이 일어난다.

상대적인 운동을 하고있는 접촉면에서 마모가 발생하는 원인으로서는 주로 두 표면간의 응착(adhesion), 돌기(asperity),에 의한 연삭(abrasion), 반복되는 응력에 의한 표면의 피로파괴(fatigue), 분위기에 의한 부식(corrosion), 두 표면간 또는 주위 환경과의 화학적 상호작용 등이 있으나 대부분의 경우 이들의 다양한 원인이 복합적으로 작용하고 있으므로 마모의 종류를 명확하게 분류하는 것은 매우 어렵다.

그러나, J. T. Burwell은 대표적인 마모의 종류를 응착마모(adhesive wear), 연삭마모(abrasive wear), 부식마모(corrosive wear), 표면피로(surface fatigue wear)로 언급하였다<sup>29)</sup>.



이들의 마모형태를 Table 4.2에 나타내었다.

Table 4.2 Classification of wear.

Classification	Mechanism
Adhesive wear	Wear arise from a shearing process and inter-molecular attraction between solid.
Abrasive wear	Wear arise a hard solid, particle or asperity rubs against a softer surface.
Corrosive wear	This is a wear process in which chemical or electrochemical reactions with the environment predominate.
Surface fatigue wear	This is the removal of particles detached by fatigue arising from cyclic stress variations in a tribological process.

본 연구에서는 건조마찰 형태에서 현저하게 나타나는 응착마모와 연삭 마모에 대하여 분류한다.

### (1) 응착마모

진실접촉면에서 응착이 발생될 때, 표면사이의 접선방향으로 상대적인 이동이 있으며 응착 부분의 부근에서 과단이 발생하여 부착물이 상대 마모면에 부착이 된다.

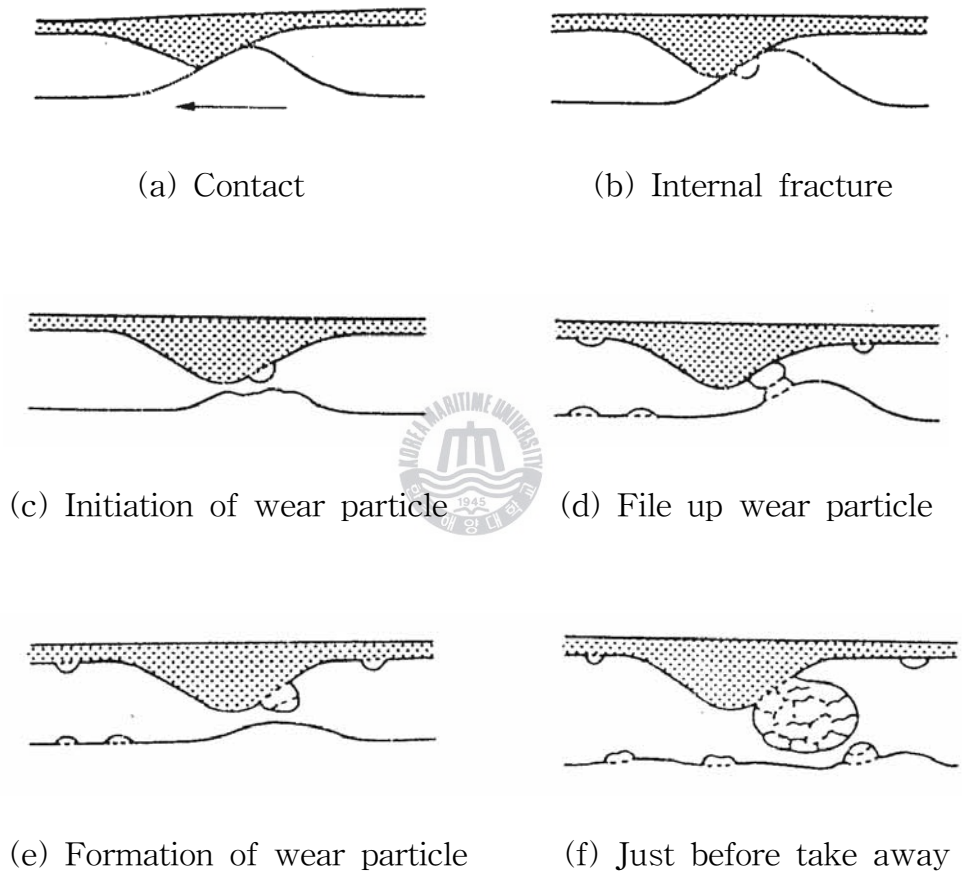


Fig. 4.3 Procedure of adhesive wear.



이것이 반복된다면 Fig. 4.3과 같이 부착물이 성장하여 최후에는 접촉면에서 떨어지게 되어 마모분이 되며<sup>30)</sup>, 이와 같은 마모를 응착마모라고 한다.

마모가 시작될 때를 초기마모라 하는데 초기마모가 일어날 때는 중마모(severe wear)가 되며 이때의 마모면은 광택을 가지지만 조도가 크다.

정상마모가 진행될 때는 경마모(mild wear)가 되며 표면에 산화막이 생성되어 착색이 되고 평활하게 된다. 이때의 마모분은 미세하며 산화가 되어있다.

이렇게 마모형태가 변하는 이유는 마찰이 진행됨에 따라 마찰면에 산화막이 형성되어지고 그것이 표면을 보호하기 때문이다<sup>31)</sup>.

## (2) 연삭마모

연삭마모는 마찰면에 요철이 심하게 발생하는 마모로 Fig. 4.4(a)처럼 경질면이 연질면으로 파괴 들어가서 그 운동에 따라 절삭하고 있는 형태가 된다.

연삭마모는 Fig. 4.4(b)와 같은 모델로 설명이 된다<sup>32)</sup>. 경질 돌기를 각도  $\theta$ 의 원추형(cone)으로 가정하면 여기에 가해진 하중  $W$ 에 의해 깊이  $h$ 만큼 상대면으로 파괴들어 이것이 거리  $L$ 만큼 이동할 때 돌기가 통과한 체적의 전체가 마모분이 되어 외부로 배출되어진다.

연질재료에 눌러진 정도를 소성유동압력이라 하고 이동시에 압력을 받는 면은 진행방향으로 원추의 절반이 되므로 다음과 같은 식이 성립됨을 알 수 있다.

$$W = \frac{1}{2} P_f \pi r^2 \quad (4.4)$$

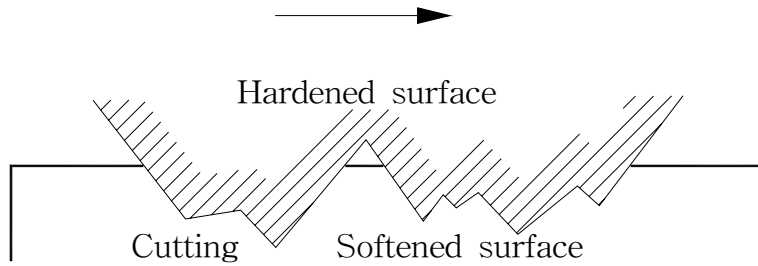
$$h = r \cot \theta$$

여기서 마모량  $V$ 는 원추의 종단면적(縱斷面積)에 거리  $L$ 을 곱한 값이 되므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

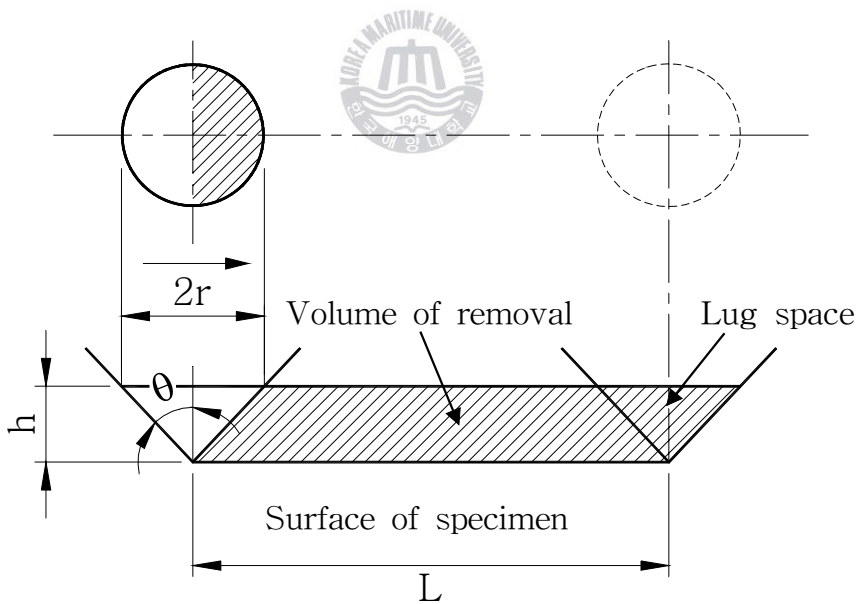
$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2}(2r)hL \\ &= \frac{2WL \cot \theta}{\pi P_f} \end{aligned} \quad (4.5)$$

따라서 마모량은 마모되어지는 면의 경도(소성유동압력)에 반비례함을 알 수 있다.





(a) Procedure of abrasive wear.



(b) Calculation of wear rate.

Fig. 4.4 Abrasive wear.

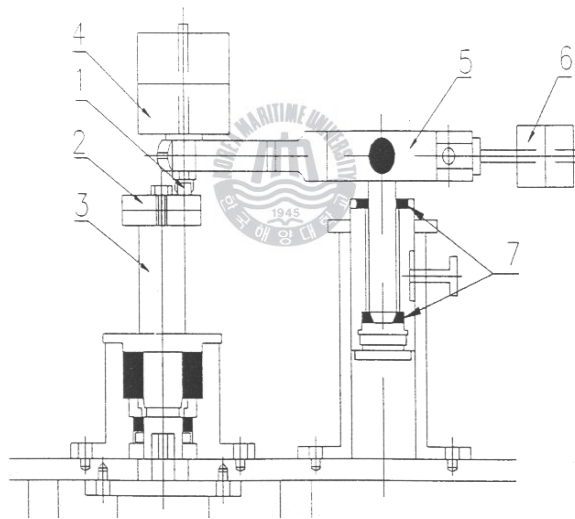


## 4.3 실험방법

### 4.3.1 마찰 및 마모시험방법

건조상태의 마찰·마모시험은 핀온디스크형(pin on disc type)의 시험기를 이용하였으며 Fig. 4.5에 마찰력이 측정되는 부분의 그림을 나타내었다.

아울러 Fig. 4.6에 마찰·마모시험장치의 전체적인 사진을 나타내었다.



- |                     |                   |
|---------------------|-------------------|
| 1. Pin              | 5. Balance bar    |
| 2. Disc specimen    | 6. Balance weight |
| 3. Axis of rotation | 7. Ball bearing   |
| 4. Applied weight   |                   |

Fig. 4.5 Schematic illustration of friction and wear test apparatus.



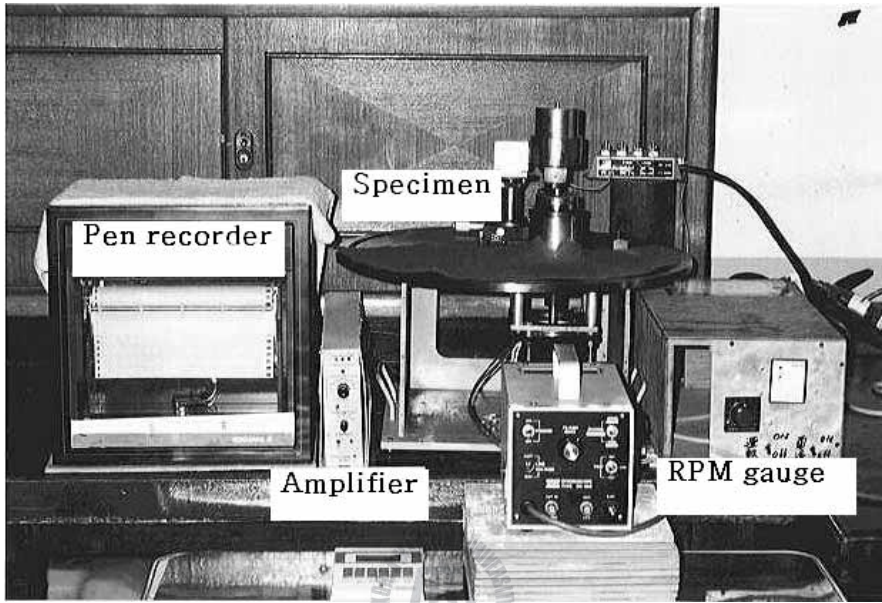
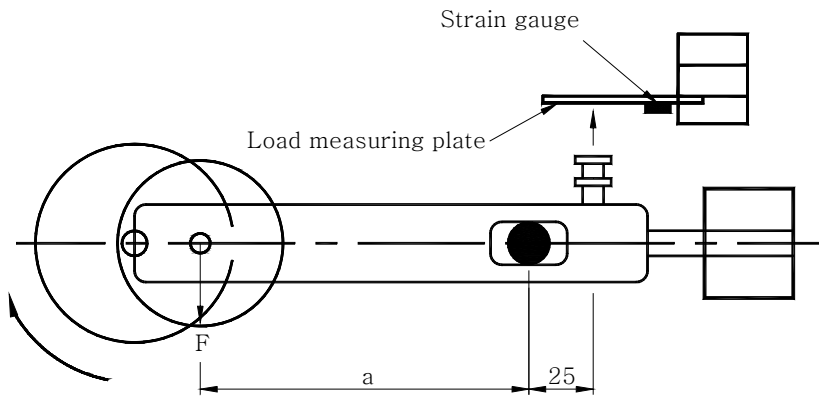
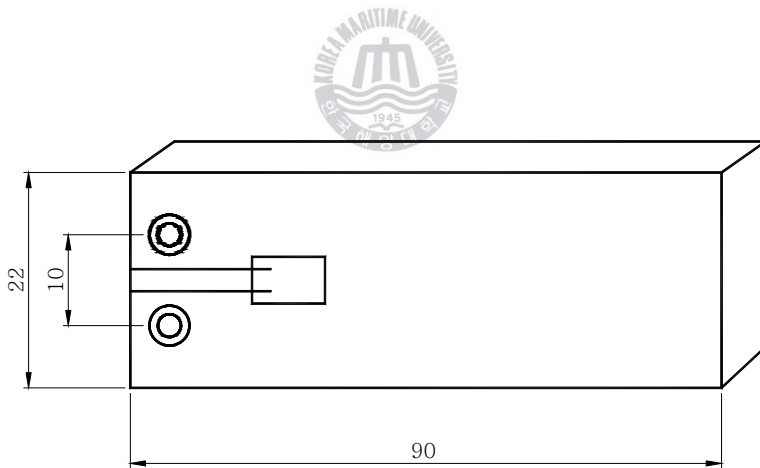


Fig. 4.6 Overall photo of friction and wear test apparatus.

디스크형 시험편 표면의 마찰력 및 마찰계수의 측정 원리는 피스톤링용 시험편과 상대마모재인 핀의 마찰에 의해 발생된 미끄럼 마찰력(마찰면과 반대방향의 전단력)이 밸런스 바를 통해 로드셀에 전달된 뒤 증폭기를 통해 증폭이 되고 이 힘이 펜 레코더에 기록됨으로써 측정이 된다. 이 때 펜 레코더에 의해 기록되어 지는 힘은 미끄럼 마찰력이 아니고 Fig. 4.7(a)에서 나타낸 바와 같이 밸런스 바의 암의 길이  $a$ 에 의해 미끄럼 마찰력의  $\frac{a}{25}$ 가 되므로 다음 식을 이용하여 마찰력과 마찰계수를 구하였다.



(a) Schematic illustration of friction force.



(b) Load measuring plate.

Fig. 4.7 Schematic illustration of friction force and measuring plate.

마찰력(F)은 다음과 같다.

$$F = \frac{25}{a} \times T \quad (4.6)$$

여기서, T : 펜 레코더에 기록되어진 힘 (N)

F : 마찰력 (N)

a : 밸런스 바 암의 길이(mm)

또, 마찰계수( $\mu$ )는 다음 식과 같이 표현된다.

$$\mu = \frac{F}{P} \quad (4.7)$$

여기서  $\mu$  : 마찰계수(friction coefficient)

P : 인가하중 (N)

### 4.3.2 실험장치 및 실험조건

시험에 사용된 핀은 공기압축기의 실린더 재료로 사용되는 회주철(GC250)을 이용하였으며 기계적 성질은 Table 4.3과 같다<sup>33)</sup>.

상대 마모재인 핀과 시험편의 면압은 공기압축기와 내연기관의 피스톤링이 받는 일반적인 면압인 0.05~0.22 MPa보다 더 가혹한 마찰마모조건을 주기 위하여 0.39 MPa를 적용하였으며 이때 시험편에는 7.69 N의 일정한 가압하중을 가해 주었다.

미끄럼속도는 공기압축기에서 일반적으로 사용하는 회전수에서의 특성변화를 파악하기 위하여 0.94 m/s(600rpm), 1.88 m/s(900rpm), 2.83 m/s(1200rpm)를 적용하였다.

마찰·마모 시험편은 PTFE, 폴리이미드, 흑연, 동 및 산화동의 충전율을 각각 달리한 다음의 조성(wt%)으로 시험편을 제작하였다.

PTFE100%, PTFE80%-polyimide20%, PTFE20%-polyimide80%, Polyimide100%를 충전한 시험편과 PTFE80%-polyimide20%에 흑연, 동, 산화동을 각각 10%, 20%, 30% 충전한 13종류로, 시험편은 먼저 환봉으로 제작한 뒤 디스크 모양으로 기계 가공하였다.

기계가공 후 시험편과 핀의 마찰면은 금속제 피스톤링과 공기압축기용 실린더의 표면조도와 동일하게 하기 위하여 각각 입도 번호 2000번의 연마지를 이용하여 연마하였으며 표면조도는 시험편과 핀 모두  $Ra = 1.6\mu m$ 로 동일하게 적용하였다<sup>34)35)</sup>.

Table 4.3 Mechanical properties of pin.

Kind	Tensile strength (MPa)	Hardness (H <sub>B</sub> )
Gray cast iron (GC250)	275	188

## 4.4 실험결과 및 고찰

### 4.4.1 첨가제의 충전율에 따른 경도변화

첨가제의 충전율에 따른 경도 값을 Fig. 4.8에 나타내었다.

시험에 사용된 경도기는 로크웰경도기이며 L 스케일을 이용하였다. 경도 값은 폴리아미드의 충전율이 많을수록 높은 경향을 보였으며 PTFE80%-polyimide20%의 시험편에 동, 산화동, 흑연을 충전한 시험편의 경우 함유량이 많을수록 경도 값이 조금씩 낮아짐을 알 수 있었다.

특히 흑연의 경우에는 다른 시험편보다 함유량이 많아질수록 경도 값이 비교적 많이 낮아짐을 알 수 있었는데 이는 흑연량이 많을수록 소결시 기공의 함유율이 높아져 경도저하를 초래한다고 이미 보고된 바 있다<sup>36)</sup>.

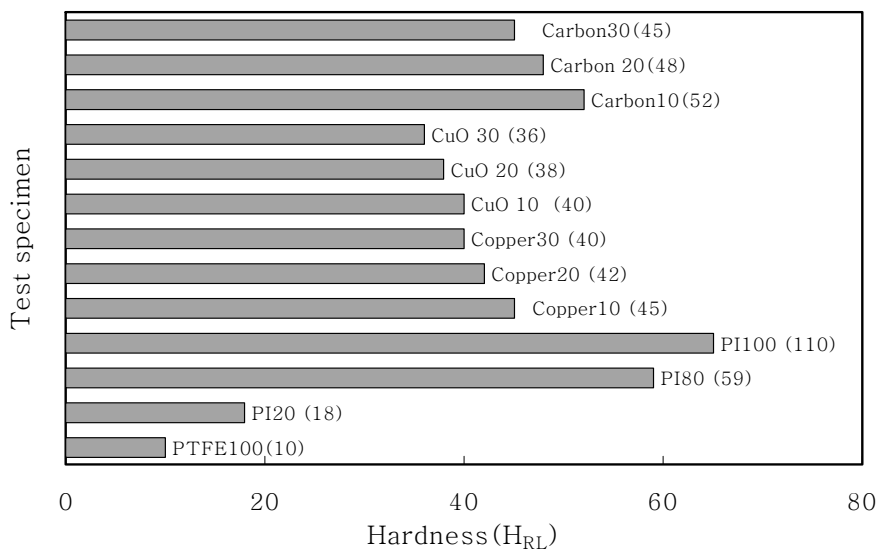


Fig. 4.8 Effects of additives contents on hardness.



#### 4.4.2 미끄럼속도에 따른 마찰계수의 변화

미끄럼속도를 0.94 m/s, 1.88 m/s, 2.83 m/s로 변화시켰을 때 폴리이미드의 함유율에 따른 마찰계수의 변화를 Figs. 4.9~4.11에 나타내었다.

순수 PTFE(PTFE100%)의 경우, 마찰계수의 값은 저속과 중속에서는 변화가 거의 없는 경향을 보였는데, 이는 PTFE의 분자들간에 응착력과 전단저항이 낮은 특성<sup>37)</sup> 때문인 것으로 생각된다.

한편, 고속에서는 평균마찰계수 값이 0.145로 감소하는 경향을 나타내었다.

이는 미끄럼속도가 가장 높은 저속과 중속에 비해 마찰열이 상대적으로 높기 때문에 표면의 전단응력이 감소하며 점차 용융마모로 이행되기 때문이라고 생각된다.

Fig. 4.15에서 용융마모에 의해 마찰 표면이 평탄하게 나타난 것으로서 확인 할 수 있다.

폴리이미드20%(PI20)를 첨가한 경우에는 마찰계수 값이 비교적 저속, 중속, 고속의 순서로 낮아지는 경향을 나타내고 있다.

아울러, 시험시간이 증가할수록 마찰계수의 값은 뚜렷하게 구분됨을 알 수 있었다. 특히, 고속에서는 평균 마찰계수 값이 가장 낮은 0.119를 보이고 있는데, 마찰열의 상승으로 인해 플레이크 모양의 마모유동막이 비교적 단시간에 다량 생성되기 때문에 마찰계수의 조기 안정화와 함께 낮은 마찰계수의 값을 나타낸다고 생각된다. 한편, Fig. 4.16에 고속에서 시험한 표면을 주사전자현미경으로 촬영한 사진을 나타내었다.

사진에서와 같이 플레이크 모양의 마모유동막이 뚜렷하게 나타남을 알 수 있으며, 동일시편을 EDS 분석한 결과를 Fig. 4.19에 나타내었다.

유동의 끝 부분인 흰 곳에서 탄소(C)와 불소(F)성분이 마찰면의

표층부로 두드러지게 나타나는 것으로 보아 PTFE가 소성유동에 의해 마찰면의 표층부로 밀려 응착마찰력을 감소시키기 때문에 마찰계수가 가장 적어진 것으로 생각된다.

폴리이미드80%(PI80)시험편은 PTFE의 함유량이 비교적 낮으므로 PTFE가 마찰표면에서의 응착마찰력을 낮추는 역할을 충분히 하지 못하고 연삭마모도 병행하는 형태가 되기 때문에 마찰계수 값이 비교적 높게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 4.20에서와 같이 PI80의 시험편에서도 플레이크 모양의 마모 유동막을 확인 할 수 있었으나 Fig. 4.17에 나타난 것처럼 고속에서의 표면은 PI20 시험편과는 대조적으로 플레이크 형태의 유동막이 비교적 적게 일어났고 응착마모와 연삭마모가 함께 일어난 것을 알 수 있다.

순수 폴리이미드(PI100%) 시험편은 비교적 다른 재료들보다 표면 경도가 높기 때문에 마찰계수가 안정화되기 전까지는 마모막의 형성이 충분하지 않아 폴리이미드의 진실접촉면의 압력이 높아져 소성유동에 의해 외부 표층 막의 파괴가 일어나고 편과의 직접적인 접촉이 발생하게 되므로 응착마찰력이 커지기 때문에 Fig. 4.18과 같이 전형적인 응착마모가 일어나서 마찰계수가 높은 것으로 생각된다. 한편, 미끄럼속도가 증가할수록 마찰계수 값이 뚜렷이 낮아지는 이유는 표면 마찰열이 점차 상승하여 고온이 되므로 응착마찰력이 다소 감소하게 되고 소성유동이 일어나 마모막이 점차 쌓이면서 응착마모 된 공간을 메우기 때문이며, 이와 함께 표면 마찰온도가 높을수록 건조 마찰시에는 시험편 표면의 마모막이 탄화됨으로써<sup>38)</sup> 이것이 표면을 보호하기 때문에 정상마모로의 진행이 이루어지고 마찰계수도 차츰 감소하여 안정화되기 때문이라고 생각된다.

한편, PTFE80%-PI20%에 동, 산화동, 흑연을 각각 10%, 20%, 30%씩 첨가한 시험편의 마찰계수의 변화를 Figs. 4.12~4.14에 나타내었다.



저속에서 동10%의 평균마찰계수가 가장 낮은 0.087을 나타내고 있으며, 중속에서도 동10%가 평균마찰계수 값이 0.096으로 가장 낮았다. 마찰거리에 따른 마찰계수의 안정화도 가장 우수한 것으로 나타났다.

이는 동이 산화 마모입자의 생성이 쉬워 마모유동막의 조기 생성량이 많아져 마찰계수 값이 가장 낮아진 것이며, 마찰면의 보호역할로 마찰계수의 안정화가 조기에 이루어진 것이라 생각된다.

아울러 동10%의 첨가량이 저속과 중속의 마찰속도에서는 온도안정성을 위한 열발산 역할을 충분히 하고 있는 것으로 여겨진다.

한편 흑연10%첨가 시편의 경우 저속과 중속에서 평균마찰계수 값이 가장 높은 것으로 나타났으며 마찰계수의 안정화 경향은 비교적 늦게 약 7km 부근에서 일어났다.

이는 표면탄화에 의한 마모막의 생성이 비교적 적어 마찰면의 보호역할을 충분히 하지 못했기 때문이며 안정화가 늦어진 것도 초기 생성량이 적어 마찰거리가 증가됨에 따라 탄화막의 탈락 속도보다는 표면을 메우는 속도가 빨라서 마찰계수 값이 낮아지면서 안정화된 것으로 생각된다. 동30% 함유 시험편의 경우에는 저속, 중속과는 달리 마찰계수 값이 다소 높아졌는데 이는 기계적인 연삭마모가 병행되었기 때문인 것으로 생각된다. 고속에서는 저속 및 중속과는 달리 흑연 30%를 함유한 시험편의 평균 마찰계수 값이 0.092로 가장 낮은 경향을 보이고 있다.

이는 흑연이 상대 마모재의 표면 온도를 상승시키는 작용<sup>39)</sup>을 하므로 다른 시험편보다 흑연의 함유량이 많고 고속인 조건이었으므로 표면 탄화가 일어나기에 우수한 조건이었으며 그 생성량도 저속 및 중속에서의 양보다 많아져서 표면 보호역할을 하는 코팅층이 두껍기 때문이라고 생각된다.



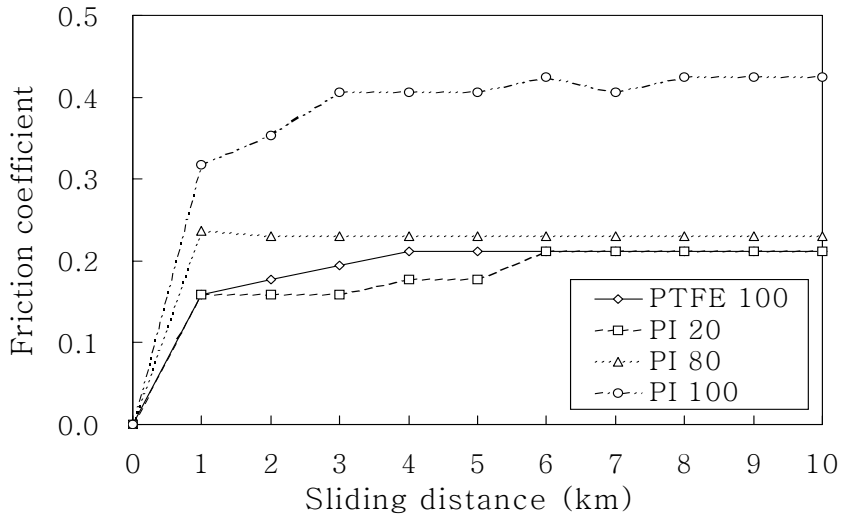


Fig. 4.9 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 0.94m/s.

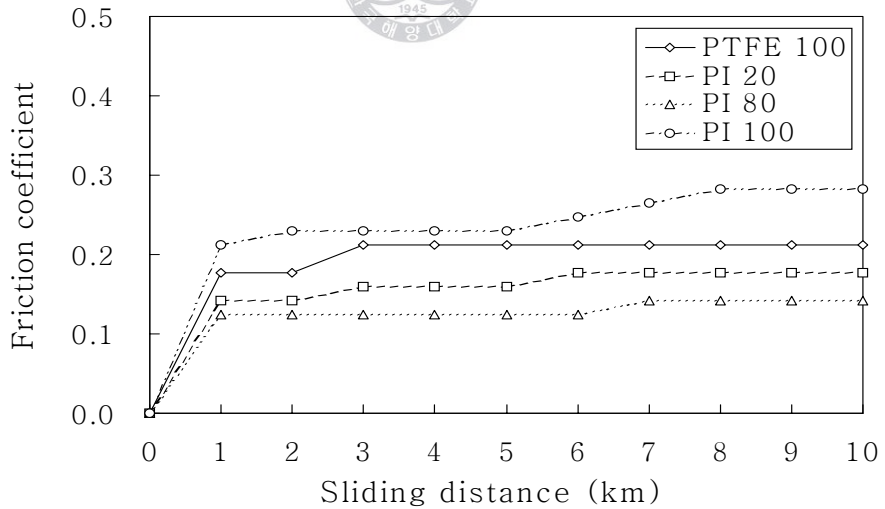


Fig. 4.10 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 1.88m/s.



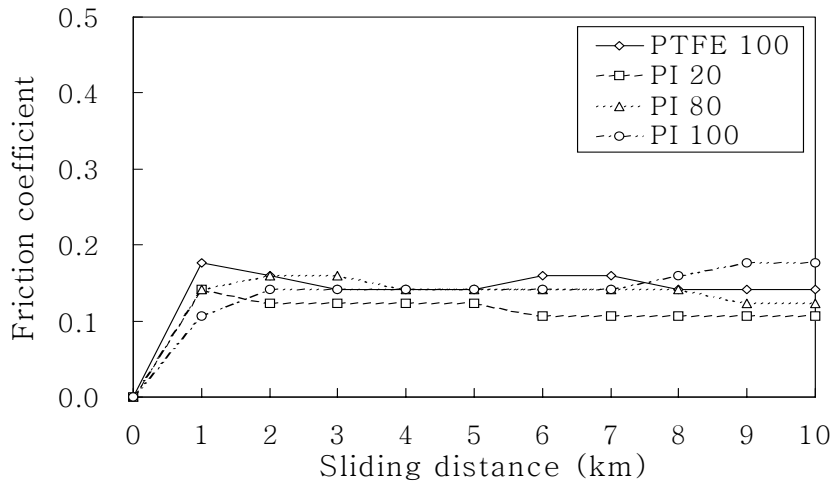


Fig. 4.11 Relationship between friction coefficient and sliding distance according to the rate of filling of polyimide for sliding speed at 2.83m/s.

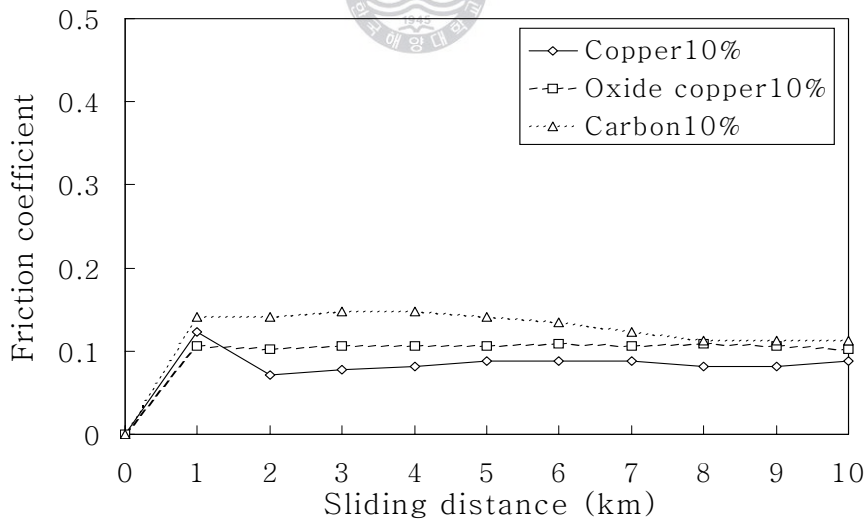


Fig. 4.12 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 0.94 m/s.



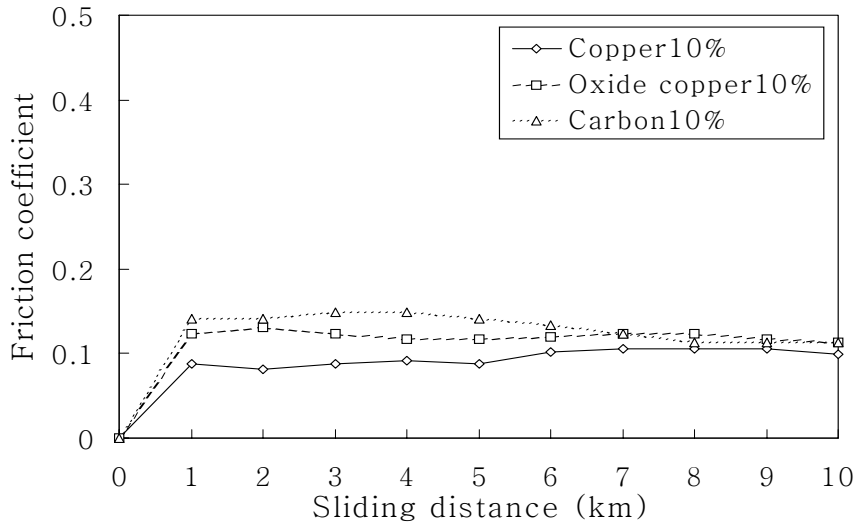


Fig. 4.13 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 1.88 m/s.

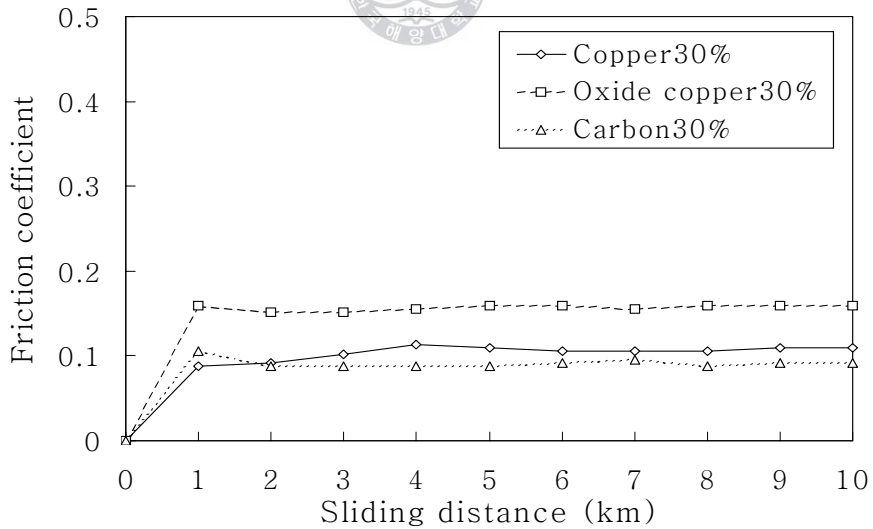


Fig. 4.14 Relationship between friction coefficient and sliding distance with the addition of copper, CuO and carbon for sliding speed at 2.83 m/s.



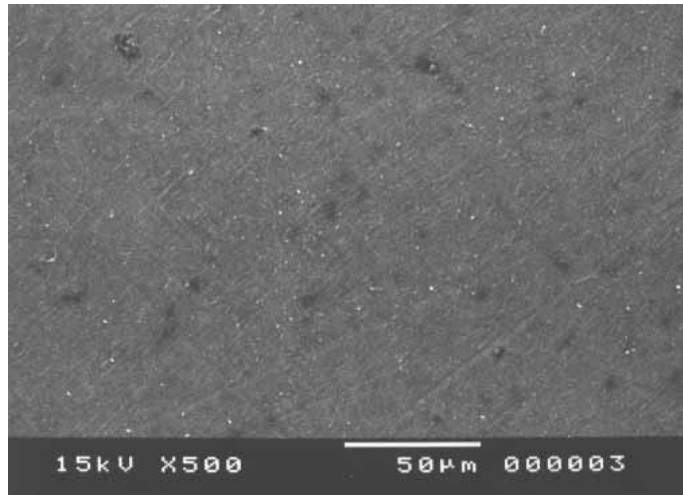


Fig. 4.15 SEM micrograph of the worn surface of PTFE100%.

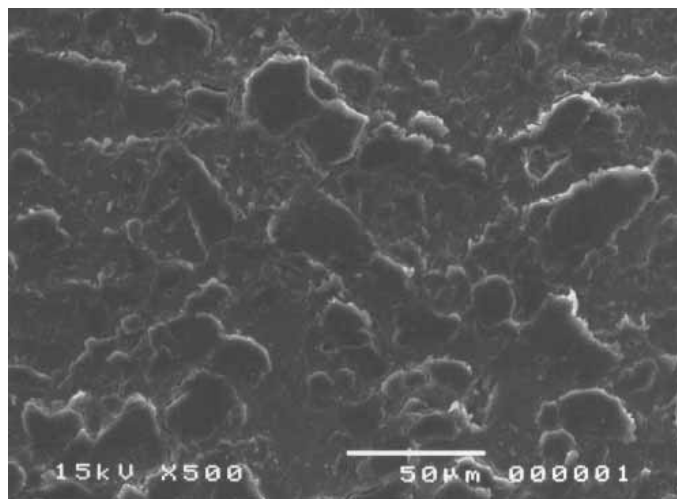


Fig. 4.16 SEM micrograph of the worn surface of PTFE80%-PI20%.



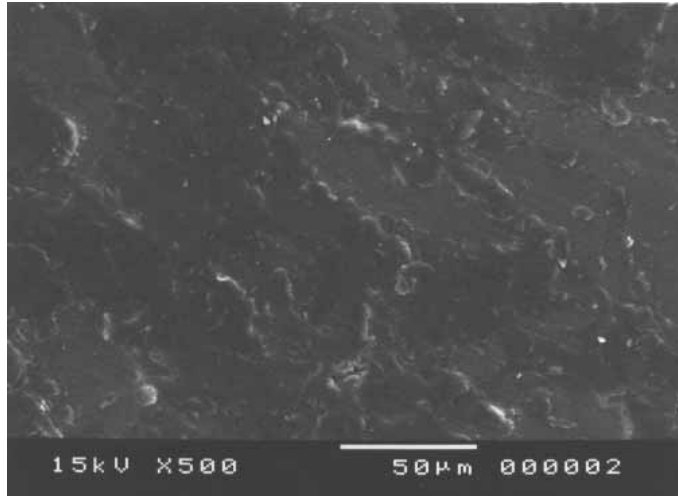


Fig. 4.17 SEM micrograph of the worn surface of PTFE20%-PI80%.

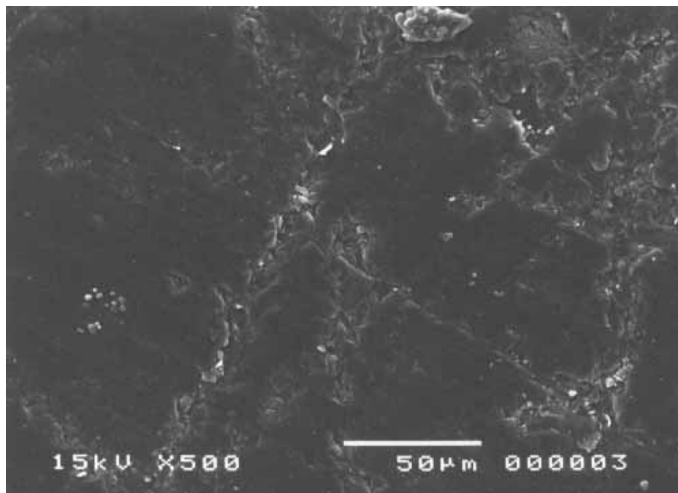
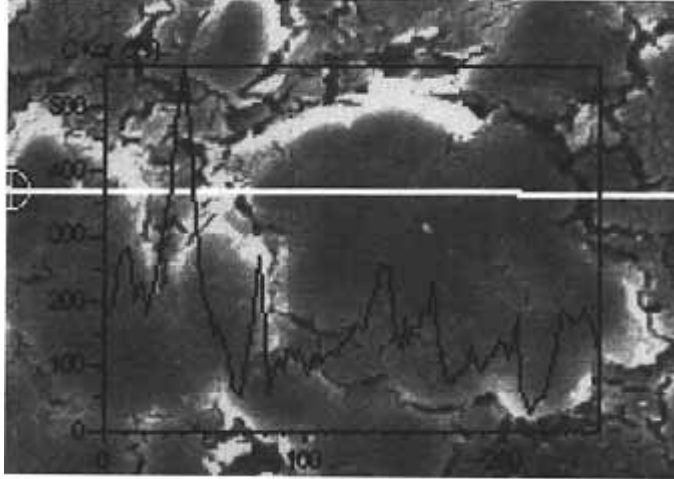
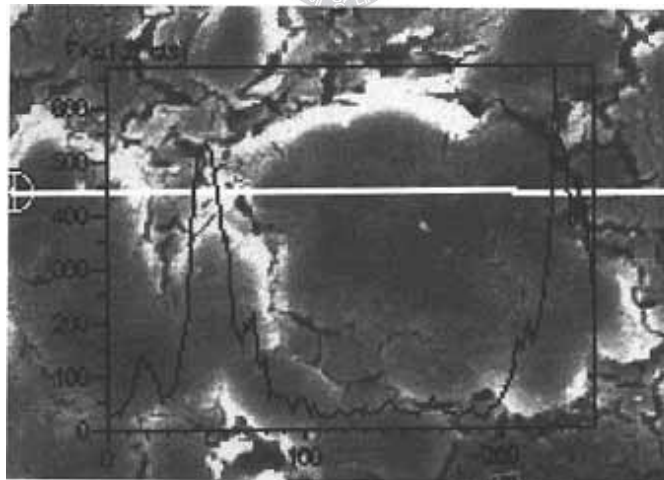


Fig. 4.18 SEM micrograph of the worn surface of PI100%.





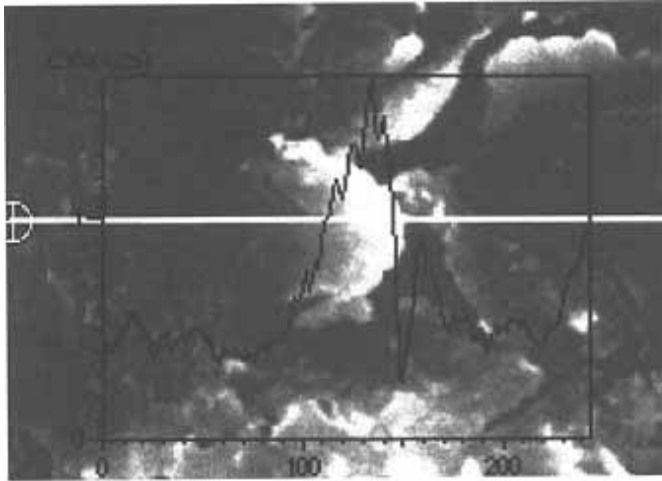
(a) "C" component.



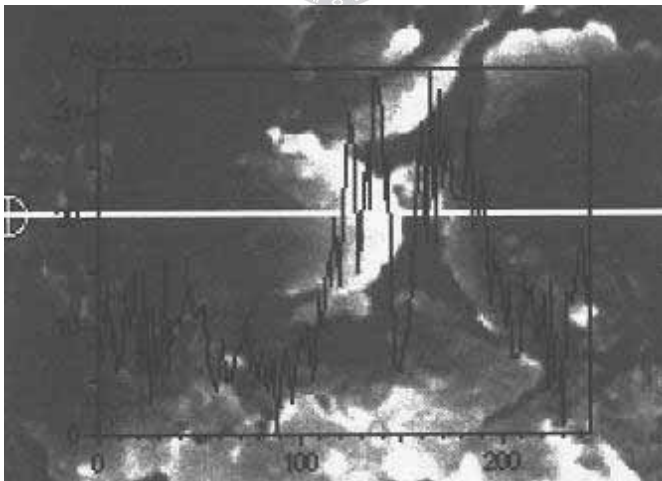
(b) "F" component.

Fig. 4.19 EDS micrographs of the worn surface of PTFE80%-PI20%.





(a) "C" component.



(b) "F" component.

Fig. 4.20 EDS micrographs of the worn surface of PTFE20%-PI80%.



#### 4.4.3 미끄럼속도에 따른 비마모량의 변화

비마모량은 각 시편마다 마찰거리 10 km동안 마모된 총 체적을 마찰일로 나눈 값이며 Fig. 4.21과 Table 4.4에 비마모량의 변화를 나타내었다.

PTFE100%의 경우 비마모량이 다른 시편들에 비해 전반적으로 많은데 이는 PTFE의 경도가 비교적 낮아 소성유동압력이 작으므로 얇은 필름모양의 마모입자가 생성되는 연삭마모가 주로 일어나기 때문인 것으로 생각된다.

폴리이미드100% 시험편의 경우 저속에서는 응착마모에 의한 마모입자의 탈락이 많다가 고속에서는 표면의 탄화로 인해 마찰표면을 보호하는 형태가 되므로 비마모량이 감소되는 것으로 생각된다.

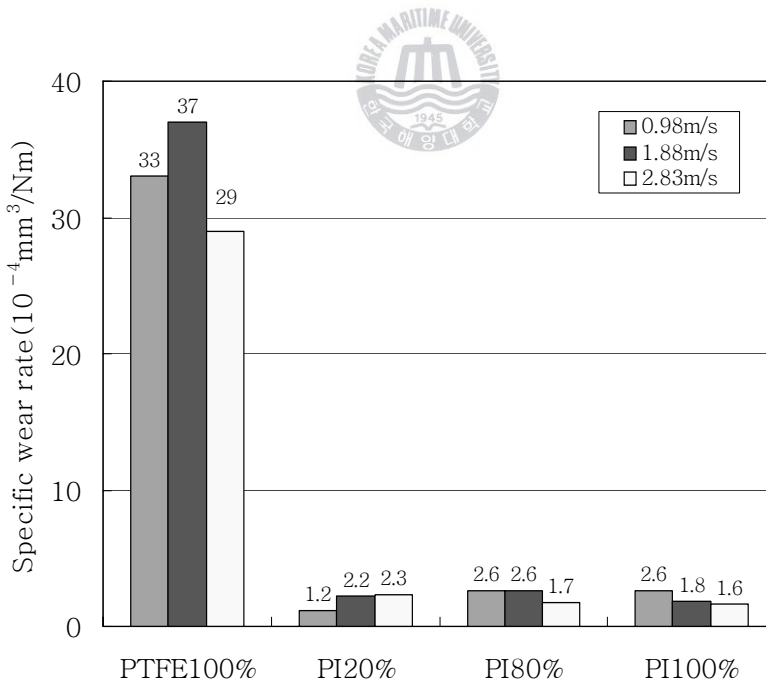


Fig. 4.21 Effects of sliding speed on specific wear rate for different polyimide contents.



Table 4.4에는 PTFE80%-polyimide20%에 동, 산화동, 흑연을 충전한 시험편의 비마모량을 나타내었다. 저속에서 동 30%함유한 시험편의 비마모량이 2.5E-05 (mm<sup>3</sup>/Nm)로 가장 적게 나왔다.

이 값은 PI와 PTFE만의 충전으로 이루어진 시험편에서 가장 적은 1.3E-04 (mm<sup>3</sup>/Nm)보다 약 5배정도 낮은 비마모량을 보임을 알 수 있었다.

이는 PTFE의 소성유동막과 동이 조합된 마모막의 경도가 가장 높기 때문이라 생각된다. 아울러 동30%의 경우에는 동성분의 열발산율이 가장 높아 용융마모에 의해 플레이크 모양의 마모막의 탈락이 가장 적어진 것이며 마찰면의 경도(소성유동압력)와 비마모량이 비례한다<sup>40)</sup>는 일반적인 해석보다는 진실 접촉부의 마모유동막의 경도와 더욱 밀접한 관계가 있을 것이라 생각된다.

Table 4.4 Effects of sliding speed on specific wear rate for additives.  
(Unit : 10<sup>-5</sup>mm<sup>3</sup>/Nm)

Specimen	0.98 m/s	1.88 m/s	2.83 m/s
Copper 10	11.7	8.5	6.9
Copper 20	6.8	3.9	5.2
Copper 30	2.5	4.4	4.5
CuO 10	8.7	5.4	6.1
CuO 20	3.0	7.9	9.5
CuO 30	8.2	7.8	9.0
Carbon 10	4.4	3.9	9.3
Carbon 20	8.9	4.6	6.0
Carbon 30	13.1	4.7	5.5



## 4.5 결론

PTFE에 다양한 첨가제를 충전한 시험편을 이용하여 마찰·마모 시험을 행한 결과 미끄럼속도와 충전율이 마찰계수와 비마모량에 어떠한 영향을 주는지 실험을 통해 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) PTFE와 폴리이미드 만의 충전 시험편에서는 조성 PTFE80% -polyimide20%의 시험편이 저속에서 마찰계수와 비마모량이 가장 낮았다. 이는 PTFE의 주성분이 소성유동에 의해 마찰면으로 밀려나와 응착마찰력을 저감시키기 때문이며 PTFE의 함량이 적을수록 마모유동막의 생성량이 적고 연삭마모도 병행하기 때문에 그 효과가 적음을 알 수 있었다.
- (2) PTFE80%-polyimide20%의 조성에 동, 흑연, 산화동을 첨가한 경우, 저속과 중속에서는 동10% 첨가 시험편의 마찰계수값이 가장 낮은 특성을 나타내는데 이는 동이 산화 마모입자를 생성하기 쉬워 마모유동막의 생성이 조기에 다량 일어나 표면보호역할을 하기 때문임을 알 수 있었다. 고속에서는 흑연30%함유 시험편의 마찰계수가 가장 적었는데 이는 흑연의 특성중 하나인 상대 마모재의 표면 온도 상승작용으로 인해 표면 탄화에 의한 탄화막 형성 조건이 비교적 다른 시험편 보다 우수하기 때문인 것을 알 수 있었다. 이와 같이 마찰계수에 직접적인 영향을 주는 마모유동막은 조기에 다량 생성될 경우 낮은 마찰계수와 함께 안정화 효과에 큰영향을 주는 것으로 생각된다.
- (3) 비마모량은 저속에서 PI20%-PTFE80% 시험편에 동 30% 함유한 시험편의 비마모량이 가장 적었으며 전속도 영역에서 비교적 고

르게 낮은 비마모량을 나타내고 있다. 이는 비마모량과 관계있는 표면의 경도가 발생된 마모유동막의 경도와 직접적인 관계가 있으며 용융마모에 의해 덩어리 형태로 탈락되는 마모분이 가장 적기 때문이라고 생각된다.

- (4) 이상의 실험에서 무급유 공기압축기의 피스톤링으로서 가장 적합하다고 생각되는 재료의 충전율은 PTFE80%-PI20%를 기본으로 하는 재료에 동을 30% 첨가한 재료가 전속도 영역에서 가장 낮은 비마모량을 나타내었으며, 중속에서는 흑연을 10% 첨가한 시험편이 가장 양호한 특성을 나타냄을 알 수 있었지만 실제 고온, 고압 하에서 마찰계수와 비마모량의 거동이 어떻게 변화하는가에 대해서는 충분한 실험이 필요한 것으로 사료된다.



## 5. 결론

본 연구에서는 선박뿐만 아니라 다양한 산업분야에서 많이 사용되고 있는 무급유 공기압축기의 밸브설계와 밸브 플레이트용 소재의 기계적 성질 개선 및 자기윤활성 피스톤 링의 마찰·마모의 특성 연구에 중점을 두었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) STS420J2 스테인리스 소재로 다양한 열처리를 적용 해본 결과, 970℃의 퀴칭 온도와 200℃의 템퍼링을 실시할 경우 기존제품과 동일한 경도 및 미세 조직을 가지는 것을 확인하였다.

(2) 밸브 설계 프로그램은 Windows98/NT 기반으로 제작하였으며, 설계자가 필요한 정보를 입력받아 토출 온도, 체적효율, 평균 유동속도, 유효유동면적 등과 같은 설계 출력을 계산할 수 있었다.

범용해석프로그램인 FLUENT를 이용하여 기존 밸브의 거시적인 유동해석을 행하였으며, 밸브 중앙으로 갈수록 고압이 작용하는 것과 공기통로의 면적을 분할 할 때 중심부와 가장 자리의 면적을 동일한 비율로 해야됨을 알 수 있었다.

설계 프로그램을 바탕으로 얻은 정보를 이용하여 밸브를 도면화 하고 유동해석을 행할 경우 제품을 제작하기 전에 특성을 검토 할 수 있다고 판단된다.

(3) 무급유 공기압축기용 피스톤링 재료가 실제 공기압축기에서 사용될 경우, 마찰계수의 안정화는 초기 길들이기 운전의 안정화를 위해 짧은 시간에 일어나는 것이 좋으며, 이를 위해서는 마모유동막의 조기 생성과 함께 표면 탄화에 의한 표면 보호가 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

비마모량의 경우 마찰계수와 소성유동압력에 반비례 한다는 일반적인 견해와는 다소 차이가 있었으며, 이는 진실접촉 면에서의 경도 및 마모의 기구가 밀접한 영향이 있다고 생각된다. 실험에서 무급유 공기압축기의 피스톤링으로서 가장 적합하다고 생각되는 재료의 충전율은 PTFE80%-PI20%를 기본으로 하는 재료에 동을 30% 첨가한 재료이며, 전속도 영역에서 가장 낮은 비마모량을 나타내었다. 하지만 실제 고온, 고압 하에서 마찰계수와 비마모량의 거동이 어떻게 변화하는가에 대해서는 충분한 실험이 필요한 것으로 사료된다.



## 참고문헌

- 1) 압축기 연구회편, 신판압축기, 기연사, 1998, pp.71~78.
- 2) 日本工業規格, 小型往復空氣壓縮機, JIS B 8342, 1994.
- 3) 한상욱, 금속열처리 조직해설, 골드 기술사, 1998, pp.260~261.
- 4) AISI Steel Product Manual, Stainless Steel, 1957, pp.38~50.
- 5) 김수영, 철강열처리, 세진사, 1996, pp.351~354.
- 6) W. Peter, W. Matz, Arch. Ei. 28, 1957, pp.807~823.
- 7) 윤일성, 금속열처리 기술편람, 기전연구소, 1993, pp.580~588.
- 8) Armco Steel Corp', Heat Treatment of Stainless Steels, 1945.
- 9) E.E Thum, The Book of Stainless Steel, 1935, pp.285.
- 10) 김순경, 김용직, 선박용 고압공기 압축기의 흡·토출 밸브개발, 동의공업대학 기계기술연구소, 1999.
- 11) Soedel, W., Design and Mechanics of Compressor Valves, Short Course Note, Purdue University, West Lafayette, 1984.
- 12) Soedel, W., Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressor, Short Course Note, Purdue University, West Lafayette, 1972.
- 13) 전효중, 김춘식, 박용보기, 효성출판사, 1999, pp.86~87.
- 14) 성기룡, 압축기내의 비균일 밸브설계를 위한 전문가 시스템의 개발, 한국기계기술학회지, 제1권 제1호, 1999, pp.27.
- 15) (주)종합뉴텍, 부산대학교 기계기술연구소, 중소기업기술혁신 개발사업 최종보고서, 1999, pp.6~13.
- 16) Cohen, R., Valve Stress Analysis for Fatigue Problem, Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp.129~135.
- 17) 김경천, 압축기 밸브설계 및 기술 Guide Book, 1999.
- 18) (주)종합뉴텍, 부산대학교 기계기술연구소, 중소기업 기술혁신 개발사업 최종보고서, 1999, pp.39~63.
- 19) 김경천, 압축기 밸브 설계 및 기술 Guide Book, 1999.
- 20) Roger kimmel, Paul Orkwis & Elizabeth Lurie, Aero Space America Annual report, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- 21) Bradshaw, P., Cebeci, T. and Whitelaw, J. H., "Engineering Calculation Methods for Turbulent Flow", Academic Press,



- 1981.
- 22) 日本潤滑學會, 新材料のトライボロジー、養賢堂, 1991, pp.63.
- 23) 關口 勇, 野呂瀨進, 似内昭夫, トライボマテリアル活用ノート, 工業調査會, 1994, pp.80.
- 24) 日本潤滑學會編, 潤滑用語集, 養賢堂, 1981. pp.89
- 25) R. Holm, Electric Contacts, H. Gebers Ferlag, 1946, pp.214.
- 26) E. Rabinowicz, Friction and Wear of Materials, John Wiley and Sons, 1965, pp.32.
- 27) 曾田範宗譯, 固體の摩擦と潤滑, 1961, pp.27.
- 28) 日本潤滑學會, “改訂版 潤滑”, 養賢堂, 1987, pp.55.
- 29) J. T. Bruwell, Jr., Wear, 1. (2), 1957, pp.119.
- 30) 笹田, 日本潤滑學會 第20回夏期 セミナー講義録, 1986, pp.49.
- 31) トライボロジー入門, 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫 共著, 幸書房, 1994, pp.13~36.
- 32) E. Rabinowicz, A. Mutis, Wear, 8, 1965, pp.381.
- 33) 한국공업규격, 회주철품, KS D 4301, 1994.
- 34) 日本工業規格, 表面粗さ一定議及び表示, JIS B 0601, 1994.
- 35) B.W Sakmann, J.T. Burwell & J.W Irvine, Physics, 1944, pp.55.
- 36) Boguslaw Kubick, Sintered Machine Elements, Prentice hall, 1995.
- 37) G. Walker, Stirling Engines, Claredon Press, 1980.
- 38) 심현해, 권오관, 이규한, 김병환, PTFE-폴리이미드 복합재료의 마찰과 마모에 대한 성분비와 온도의 영향, 한국윤활학회지, 제12권 제3호, 1996. pp.58.
- 39) Bharat Bhushan, Principles and Applications of Tribology, John Wiley & Sons, 1999, pp.395~412.
- 40) 岡本 純三, 中山 景次, 佐藤 昌夫, トライボロジー-入門, 幸書房, 1994, pp.16~26.

