

# 왕복동형 압축기의 경사진 원판형 밸브리드와 밸브 시트의 기하학적 파라미터에 대한 압력분포 측정 및 유동해석

박종호<sup>†</sup>·윤 정\*(부산대 대학원)·김태민\*\*(LG전자)·김경천\*\*\* (부산대 기계공학과)

## Flow Analysis and Measurement of Pressure Distribution along Inclined Circular Valve Reeds and Valve Seat Geometric Parameters of Reciprocating Compressor

Jong Ho Park<sup>†</sup>, Jong Ho Park<sup>\*</sup> (Graduate School, Pusan National University),  
Tae Min Kim<sup>\*\*</sup> (LG Electronics Co., Ltd.) and Kyung Chun Kim<sup>\*\*\*</sup> (School of  
Mechanical Engineering, Pusan National University)

**Key Words:** Circular Reed Valve(원판형 리드밸브), Reciprocating Compressor(왕복동형 압축기),  
Pressure Measurement(압력측정), Flow Analysis(유동해석)

### Abstract

This work analyzes the effects of the independent variation of different geometric dimensions of compressor valves on the effective flow and force areas using a circular valve plate, such as different geometry of the valve seat, and the valve reed is opened and closed by pressure pulsation, the flow characteristic of the refrigerant passing the valve is very important. In the present study, a circular disk with inclination is assumed to be the valve reed of a reciprocating compressor and numerical analysis of three dimensional velocity fields are performed for the radial flow through the valve model. The effective flow and force area which are required to predict the efficiency of the valve are measured and compared with the numerical analysis in this research.

### 기호설명

$A_{ee}$  : 유효 유동 면적

$A_{ee}^*$  : 무차원 유효 유동 면적

$A_{ef}$  : 유효 힘 면적

$A_{ef}^*$  : 무차원 유효 힘 면적

---

† 부산대학교 기계공학과 대학원

\* 부산대학교 기계공학과 대학원

\*\* LG전자 냉기 컴프레서 사업부 책임연구원

\*\*\* 부산대학교 기계공학부

E-mail : kckim@pusan.ac.kr

TEL : (051)510-2324

---

$d$  : 오리피스 반경

$D$  : 밸브리드의 반경

$F$  : 밸브리드에 작용하는 힘

$F^*$  : 밸브리드에 작용하는 무차원 힘

$L$  : 오리피스의 길이

$\dot{m}$  : 질량유동율

$p$  : 압력

$p^*$  : 무차원 압력

$p_{am}$  : 대기압

$p_u$  : 오리피스 상류 압력

$Re$  : 오리피스에서의 레이놀즈 수

$S_c$  : 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리

$T_u$  : 오리피스 상류 온도

$u, v, w$  : x, y, z축에서의 속도  
 $\bar{w}$  : 오리피스에서의 평균속도  
 $a$  : 밸브리드의 경사각

1. 서론

현재 산업계 및 가정에서의 관심분야 중의 하나는 각종기들의 에너지 효율이 얼마나 좋은지를 그리고 어떻게 에너지효율을 높일 수 있는 지가 중요한 관심사다. 냉동 공조 시스템의 핵심이라 할 수 있는 압축기 역시 예외가 아니며 효율, 소음, 신뢰성에 대한 요구는 나날이 증가하고 있다. 따라서 적절한 밸브 설계를 위한 밸브의 유동에 대한 유체역학적인 정확한 이해와 분석과 각 밸브 시트의 기하학적인 형상 변화에 따른 유효 유동 면적과 유효 힘 면적이 어떤 영향을 받을 것인지를 충분한 분석이 필요하다. 이를 위해서는 밸브시스템의 성능 향상을 위해서는 기하학적 형상의 최적설계에 이용될 수 있는 해석적 모델의 개발 및 이를 실험적으로 증명할 수 있는 실험장치가 필요하다. 하지만 실제밸브시스템의 리드밸브는 압력맥동에 의해 열리고 닫히기 때문에 복잡한 유동현상이 일어나고 있기 때문에 수치적으로 해석하기란 쉽지가 않다. 그래서, 이를 해석하기 위해서는 밸브시스템의 단순화가 필요하며, 밸브 계의 기하학적 형상을 Fig. 1과 같이 반경방향 디퓨저에서의 층류, 비압축성 유동장으로 단순화시킬 수가 있다.

이와 같이 반경 방향 디퓨저에서의 유동장으로 모델링되는 밸브시스템의 유효 유동 및 유효 힘 면적의 측정 실험은 브라질 Santa Catarina 대학과 EMBRACO에 의해 발표되었다. Ferreira et al.(1), Prata et al.(2), Gasche et al.(3), Possamai et al.(4) 등에 의해 실험이 행하여졌으며, 밸브계의 형상이 복잡하여 성능해석의 이론적 접근이 힘들기 때문에 실험장치를 활용하여 성능특성을 측정하고 분석한 것으로 이해된다.

본 연구는 기존의 선행연구자들은 리드밸브의 중심선을 따라 압력을 측정을 했지만, 이번 실험에서는 리드 밸브의 전체표면의 압력을 측정을 하여, 3차원 전산유체해석으로 밸브유동을 계산하여 실험결과와 비교 검증하였다.

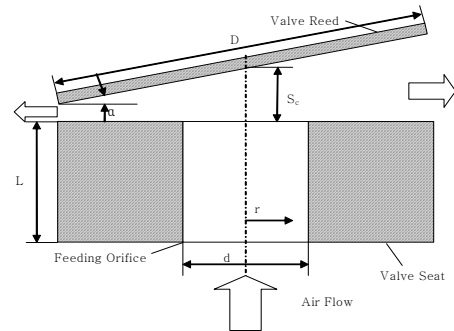


Fig. 1 Schematic view of valve system as a radial diffuser with axial feeding

2. 수치해석

2.1 전산해석 기법

본 연구에서 사용된 CFD-ACE(U)는 CFDRC사에서 개발된 범용 열유체 해석 프로그램으로 기본 수치해법은 유한체적법(FVM : Finite Volume Method)을 사용하며 일반적인 유동에서부터 열전달, 난류, 대류 등 다양한 분야에 대한 전산해석이 가능하다. Central Difference Scheme을 이용하여 이산화하였으며 압력의 보정을 위해서는 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)<sup>(5)</sup>해법을 이용하였다.

2.2 형상 및 경계조건

원형 관 내부를 지나는 유체는 공기로 가정하였으며 이 때의 물성치들(밀도, 점도 등)은 상온(≒293K)일 때의 값을 사용하였다. 그리고 밸브시트의 입구 쪽의 기하학적인 형상을 Fig.2 과 같이 4가지의 형상에 대해서 입구로부터 유입되는 공기속도는 레이놀즈 수를 이용하여 평균속도를 구하여 결정하였으며 출구에서의 압력은 대기압으로 둔 상태에서 수치해석을 행하였다. 계산 영역은 Fig. 3 과 같으며 격자 구성은 225×31으로 구성하였다.

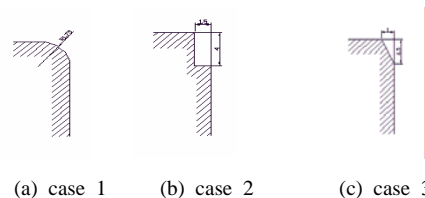


Fig.2 Different geometries of valve seat

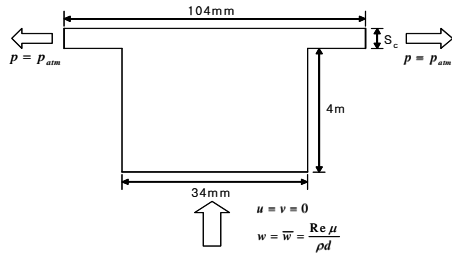
그리고 Table 1의 조건에 따라 수치해석을 행하였다.

**Table 1** Simulation Conditions

Angle	Sc/d	
	0.01	0.03
0	9000/10000	9000/10000
0.1	9000/10000	-
0.2	9000/10000	-
0.3	9000/10000	9000/10000
0.4	-	-
0.6	-	9000/10000
0.9	-	9000/10000

2.3 수치해석 결과

Fig. 4과 Fig. 5는 Reynolds Number가 9000이며, Fig.6과 Fig.7은 Reynolds Number가 10000일 때의 밸브리드 중심에서의 압력분포를 나타낸 것이



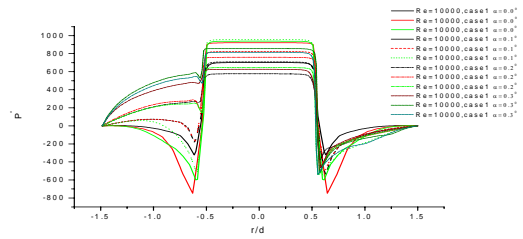
**Fig. 3** Schematic diagram of radial diffuser

다. 여기서 무차원 압력계수  $p^*$ 의 정의는 다음과 같다.

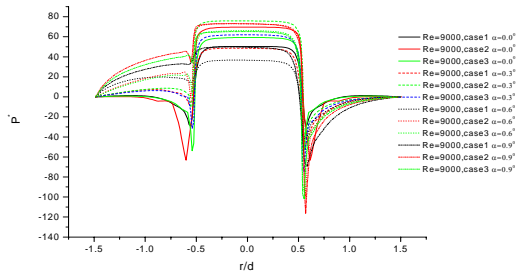
$$p^* = \frac{-2p}{\rho w^2} \quad (3)$$

결과를 보면 같은 레이놀즈수일 때에는 경사각이 커짐에 따라 한쪽은 디퓨저의 형상이 되고 다른 한쪽은 노즐의 형상을 하게 되어 노즐부근에서는 압력이 완만하게 감소하지만 디퓨저 부근에서는 급격하게 감소하여 역압력구배가 형성됨을 알 수 있다. 이 역압력구배가 밸브리드를 밸브시트 쪽으로 잡아당기는 역할을 하게 된다. 그리고 밸브시트 모서리부분에서 박리가 일어나게 되는데 Fig. 5를 보면 경사각이 커질수록 디퓨저 쪽에서 일어나는 박리의 높이가 노즐쪽보다 높게 되고 재부착점의 길이가 더 길게 됨을 알 수 있다.

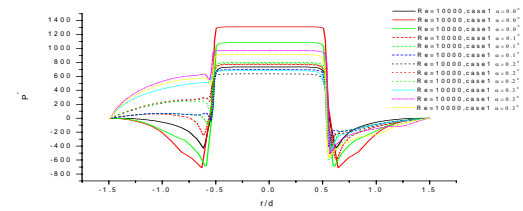
또한 레이놀즈수가 크게 되면 평균유속이 빨라지므로 정체압력이 높아지게 되고 모서리 부근의 역압력을 더욱 높여 밸브리드를 아래쪽으로 잡아주는 힘이 더욱 강해지게 된다. 그리고 질량유동이 높아지기 때문에 전반적인 유동이 난류의 형태를 띠게 되어 박리구간이 넓어지는 효과를 가지게 됨을 알 수 있다.



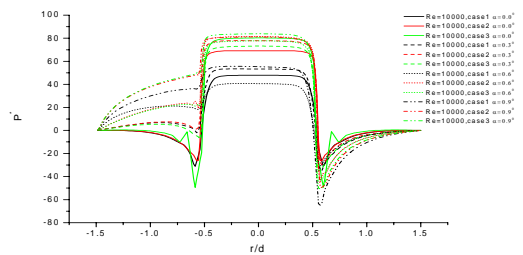
**Fig.4** Pressure distribution for Re=9000 and Sc/d=0.01



**Fig.5** Pressure distribution for Re=9000 and Sc/d=0.03



**Fig.6** Pressure distribution for Re=90000 and Sc/d=0.01



**Fig.7** Pressure distribution for Re=10000 and Sc/d=0.03

3. 실험장치 및 결과

3.1 실험장치 및 실험방법

수치해석과의 비교를 위하여 Fig. 6과 같은 구성으로 장치를 설정하였다. 200리터의 압력용기(최대압력 1.2MPa)와 2미터 길이의 알루미늄 관 사이에 오리피스 유량계를 연결하였고 압력용기와 관의 입구에 유량제어밸브와 레귤레이터를 달아서 정확하고 일정한 유량을 공급할 수 있도록 하였다. 2번째 관의 출구에는 관과 동일한 직경을 가진 Feeding orifice가 연결되어 있어 유동이 이를 지나 밸브리드를 통과하여 나가게 된다. 관의 반경과 길이에 대한 비율은 테스트 영역에서

의 발달된 유동을 고려하면 1:50정도가 되어야 하며 밸브리드와 Feeding orifice의 직경 비는  $D/d=3$ 이다. 밸브리드에는 X축과  $\theta$  축 마이크로스테이지가 설치되어 있으며 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리 및 경사각을 조절할 수 있도록 되어 있다. 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리  $S_c$ 는 조금의 차이에도 압력변화가 극심하므로 정밀하게 조절하기 위해 X축 및  $\theta$  축 마이크로스테이지의 분해능을 각각 0.0005mm, 0.1° 정도 되는 것으로 사용하였다. 밸브리드에서의 압력측정은 미리 밸브리드의 각 표면을 Fig.9-(b)와 같이 지름 1mm의 압력공을 41개를 만들었다. 이때의 압력측정은  $Sc/d=0.01$ 일 때는 Druck사의 250mbar의 압력변환기를 이용하여 압력을 측정하였고,  $Sc/d=0.03$ 일 때는 마이크로마노미터를 이용하여 압력을 측정하였다.

3.2 실험결과

3.2.1 압력분포

수치해석과 같은 Table 1의 조건으로 실험한 결과는 Fig. 10에서 보듯이 수치해석의 결과인 Fig.10과 비교를 해 보면 거의 일치함을 알 수 있다. 그러나 이것을 자세히 분석을 해보면 수치해석의 결과와는 완전히 일치한다고는 볼 수 없는 데

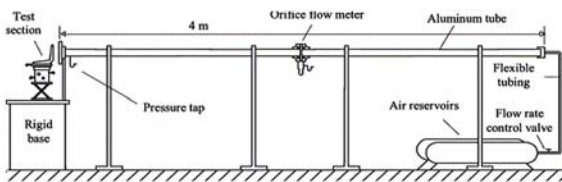
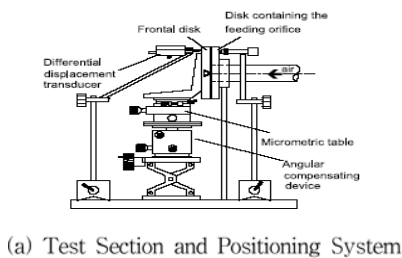
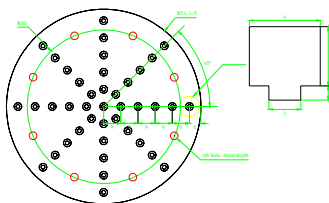


Fig. 8 Schematic view of experimental setup

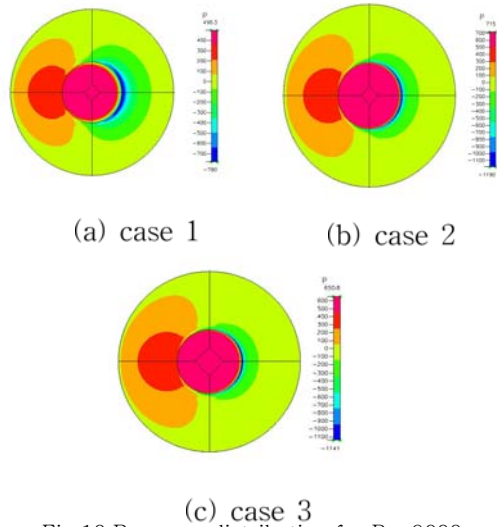


(a) Test Section and Positioning System

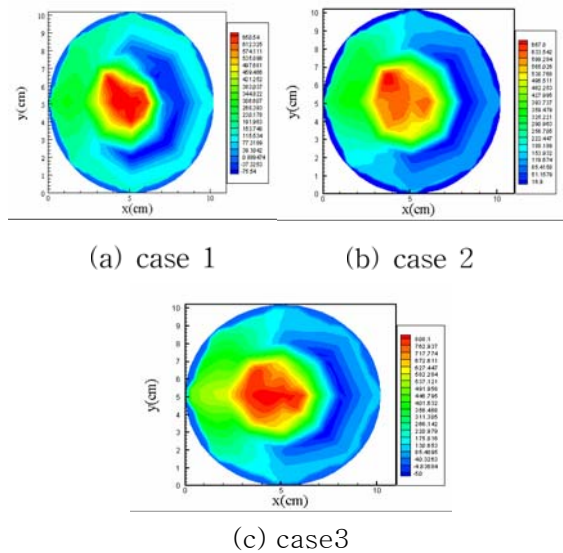


(b) Valve Reed shape

Fig.9 Detail Test Section



(c) case 3  
Fig.10 Pressure distribution for  $Re=9000$  and  $Sc/d=0.03$   $\alpha = 0.9^{\circ}$  (Numerical)



(a) case 1 (b) case 2 (c) case3  
Fig.11 Pressure distribution for  $Re=9000$  and  $Sc/d=0.03$   $\alpha = 0.9^{\circ}$  (Experimental)

그 이유는 실험 시에 밸브 리드의 41 |의 압력공으로 압력을 측정하였으므로  $r/d=0.5$  | 지점에서 보이는 음압력을 부분을 측정하지를 못했다. 하지만 Fig.10(a) Fig.11(a), 디퓨저부분의 역압력구배의 영역이 넓게 형성되어 있는 것을 볼 수가 있다. Fig.11(b) 와 Fig.11(c), Fig.12(b) Fig.12(c) | 그림을 각각 비교를 해 보면 디퓨저 쪽에서 일어나는 박리의 높이가 각 밸브시트의 형상에 따라서 재부착점의 길이가 틀리다는 것을 알 수 있다.

3.2.2 유효유동면적 및 유효힘면적

밸브 설계의 중요한 설계변수 중 유효유동면적과 유효힘면적은 일반적으로 압축기 밸브의 효율

을 계산할 때 중요한 파라미터로 사용된다. 유효 유동면적  $A_{ee}$ 는 밸브를 통과하는 압력강하와 관계가 깊으므로 주어진 압력강하로부터 유효유동면적은 밸브를 통한 질량유동율을 이용하여 예측할 수 있다. 따라서 유효유동면적이 크다는 것은 밸브를 통한 유동이 많다는 것을 의미하므로 이것은 곧 밸브의 성능이 높은 것을 의미한다. 유효유동면적은 다음과 같이 정의한다.

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}}{P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u} \left( r^{\frac{2}{k}} - r^{\frac{k+1}{k}} \right)}} \quad (4)$$

Fig. 12 ~ 15은 실험과 수치해석을 통해서 얻은 결과들을 이용하여 무차원 유효유동면적을 계산하여 이를 비교한 그림이다. 여기서  $A_{ee}^*$ 는 아래와 같이 정의된다.

$$A_{ee}^* = \frac{A_{ee}}{d^2} \quad (5)$$

그림에서와 같이 경사각이 커질수록, 레이놀즈 수가 커질수록, 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리가 멀수록 대체로 유효유동면적이 증가하고 있음을 알 수 있다. 그리고 각 그래프를 통해서 알 수 있듯이 case2의 경우에는 다른 case1과 case3에 비해서 유효유동면적이 많은 차이를 보임을 알 수가 있다. 이것은 앞의 수치해석의 결과에서 보듯이 case2의 2중단의 형상으로 인한 박리현상으로 인해서 안쪽의 부분에서 음압력이 크게 증가해서 유효유동면적에 나쁜 영향을 줄 수 있다. 밸브리드의 유효힘면적은 다음과 같다..

$$A_{ef} = \frac{F}{P_v} \quad (6)$$

(단,  $P_v$  : 상류측 압력과 하류측 압력과의 차이)

Fig. 14 ~ 17은 무차원 유효힘면적을 계산하여 이를 비교한 그림이다. 여기서  $A_{ef}^*$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$A_{ef}^* = \frac{A_{ef}}{d^2} \quad (7)$$

유효 힘 면적을 얻기 위한 방법은 여러 가지이나 예상되는 결과는 제로 변위에 대해 유효 힘 면적은 밸브에 의해 덮혀진 포트 면적과 같다. 이 면적은 일반적으로 리프트에 따라 단조 감소할 것이며, 강한 베르누이 효과가 조그만 변위에 존재하지 않으면 밸브와 밸브 사이에 음 압력차는 포트 상에 양 압력을 없앤다. 큰 시트면적에 대해서는 이 효과는 매우

중요하다. 따라서 시트와 유효 유동 면적을 적게 유지하는 해야 한다는 것을 알 수가 있다. 따라서 case1과 case3를 비교해 보면 대체로 case1이

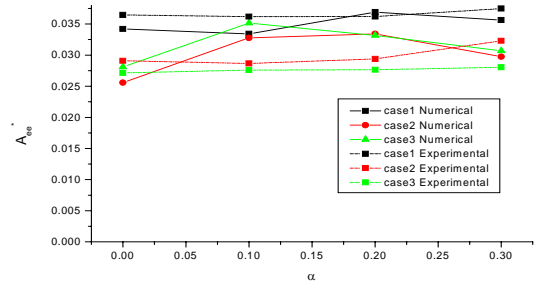


Fig.12 Effective flow area at Re=10000, Sc/d=0.01

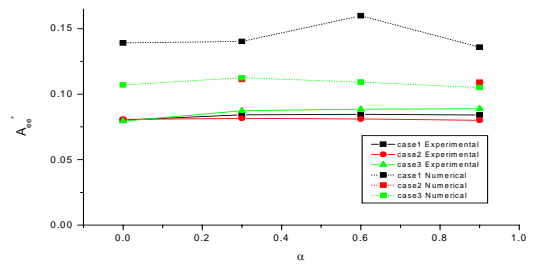


Fig.13 Effective flow area at Re=10000, Sc/d=0.03

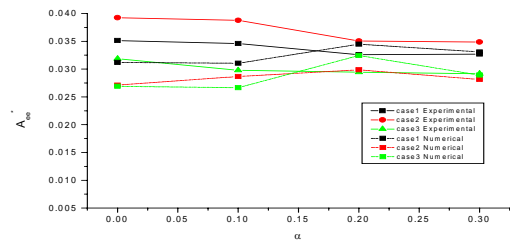


Fig.14 Effective flow area at Re=9000, Sc/d=0.01

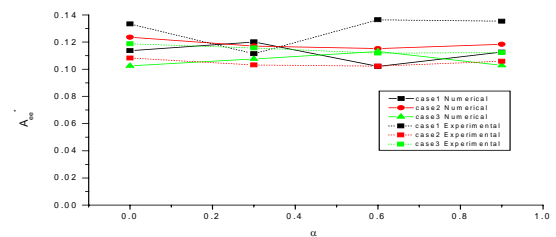


Fig.15 Effective flow area at Re=9000, Sc/d=0.03

case3에 비해서 실험과 수치해석의 결과상에서 유효유동면적이 높음을 알 수가 있다.

그리고 fig. 16 에서부터 fig. 19까지의 유효 힘 면적의 실험결과에서는 유효 힘 면적은 작을수록



중다는 결론에서 레이놀즈 수 10000인 경우에는 case3의 경우가 case1에 비해서 밸브의 효율의 면에서 우수함을 알 수가 있고, 반대로 레이놀즈 수 9000인 경우에는 case 1 이 case 3 에 비해서 효율이 우수함을 알 수 있다. 하지만, case1의 경우에는 유효 힘 면적과 유효 힘 면적의 그래프를 보는 것과 같이 밸브 시트와 리드 밸브의 간격에 따른 리드밸브의 각 경사각의 값의 변화가 case 3 보다 심한 현상이 보인다. 마지막으로 이 모든 결과로부터 case3 가 case 1 보다 밸브 시트의 형상설계의 면에서 우수하다고 판단이 된다.

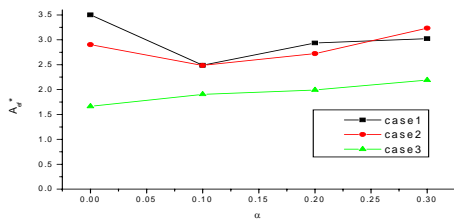


Fig.16 Effective force area at Re=10000, Sc/d=0.01

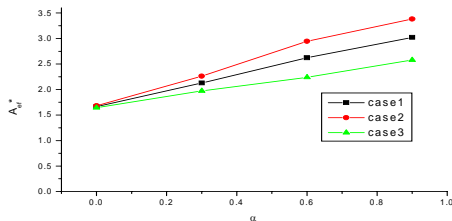


Fig.17 Effective force area at Re=10000, Sc/d=0.03

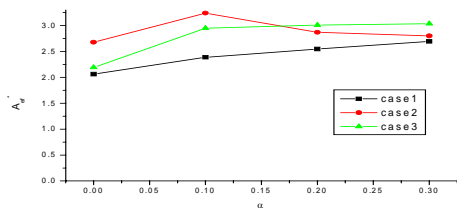


Fig.18 Effective force area at Re=9000, Sc/d=0.01

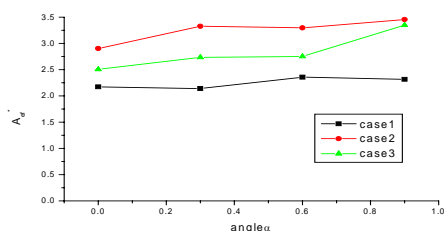


Fig.19 Effective force area at Re=9000, Sc/d=0.03

#### 4.결 론

본 연구를 수행한 결과 수치해석 결과와 실험 결과가 최소 2~15% 정도의 오차를 가지고 있었지만 경향은 대체로 유사함을 알 수 있었는데 이 Fig.19 Effective force area at Re=9000, Sc/d=0.03 런 오차발생의 요인은 앞서 언급한 바와 같이 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리가 미세하게 차이가 나더라도 그 압력변화가 극심하기 때문인 것으로 추정된다. 따라서 밸브리드와 밸브시트 사이의 거리를 어떤 방법으로 일정하게 유지시킬 것인가가 정확한 실험결과를 얻기 위한 관건이다. 그러나 밸브시트의 기하학적인 형상을 통해서 유효유동면적 및 유효힘면적의 어떤 영향을 미치는 지를 수치해석과 실험을 통해서 명확히 알 수 있으며, 이것을 통해서 압축기 설계시 밸브시트형상이 중요한 파라미터임을 알 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 LG전자의 지원하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Ferreira, R.T.S., Driessen, K.L., 1986, Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas, Ninth Purdue Compressors Technology Conference West Lafayette, USA, pp. 632-646
- (2) Prata, A.T., Ferreira, R.T.S., 1990, Heat transfer and fluid flow considerations in automatic valves of reciprocating compressors, Proceedings of the 1990 International Compressor Engineering Conference West Lafayette, USA, I, pp.512-521
- (3) Gasche, J.L., Ferreira, R.T.S., Prata, A.T., 1992, Pressure distributions along eccentric circular valve reeds of hermetic compressors, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue West Lafayette, USA, IV, pp. 1189-1198
- (4) Possamai, F.C., Ferreira, R.T.S., Prata, A.T., 2001, Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 22, pp. 440-449
- (5) Joel H.Ferziger, Milovan Peric, 1996, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, pp. 159-168