

# 전동기 공극부 냉매의 유막력을 고려한 로터리 압축기용 회전축계의 진동해석

김용한\*, 양보석\*\*, 안병하, 이장우\*\*\*

## Vibration Analysis of Rotor System for Rotary Compressor Considering Hydrodynamic Force between Motor Rotor and Stator

Yong-Han Kim, Bo-Suk Yang, Byoung-Ha Ahn and Jang-Woo Lee

### Abstract

The analysis of dynamic behaviour of rotor system for the rolling piston type rotary compressor considering hydrodynamic force between motor rotor and stator is presented. In addition to considering other dynamic loads such as large unbalance forces, gas force and bearing force, we consider the hydrodynamic force induced by the compressed fluid flow through the air gap between motor rotor and stator, and improve the analysis of vibration in rotary compressor. The Childs' method which based on Bulk-flow and Hirs' turbulent lubrication model is used to calculate the rotordynamic coefficients due to hydrodynamic force of annular clearance in motor air gap.

### 1. 서론

국내의 가정용 에어컨의 수요는 수년 급증하고 있고, inverter 탑재에 의해 획기적으로 성능이 개선된 냉난방 겸용 기종이 개발되고 있어 종래의 일정속도 압축기에 비해서, 운전속도 범위가 넓은 대역이면서 고속으로 되기 때문에, 신뢰성 확보 및 진동 소음의 개선이 더욱 요구되어진다. 압축기는 냉동공조기기의 전체 전력 소비량의 80% 이상을 점하고 있는 핵심 기기로서 냉동공조기 기술개발의 핵심 대상이 되어왔다. 이와 같은 냉동 공조기 기 분야에서 최근 주목되고 있는 과제로서는, 지구 환경보호를 위한 대체냉매용의 압축기 기술개발, twin로터리화에 의한 성능향상 기술, 압축기용 모터의 DC화 등에 의한 모터 효율 향상기술, 압축기 최적화 기술의 진전 등을 들 수 있다<sup>1)</sup>.

로터리 압축기 회전축계가 가지는 특유의 작용력으로는 압축 가스의 작용력, 편심된 회전 피스톤과 모터부의 평형추의 불평형력, 상부와 하부의 저널 베어링의 유막의 비선형 반력 등이 있으며, 이들을 고려한 많은 논문들이 발표되어왔다<sup>2),3),4)</sup>. 이외에도 베인과 롤링 피스톤의 역학적 거동해석, 각부에서의 윤활 해석 및 이를 포함한 축계 거동해석 등에 대한 연구도 이루어져 왔다<sup>5),6),7)</sup>.

한편, 압축기 모터부의 회전자와 고정자 사이의 냉매 흐름에 의해 축에는 반력 및 복원 모멘트가 작용하게 되고, 이는 일반 펌프에서 seal의 동역학적 효과와 유사한 역할을 한다. 따라서 본 논문에서는 위의 모든 작용력의 해석에 추가하여, 모터 공극부 seal효과를 고려하여 보다 향상된 로터리 압축기 축계의 진동 해석을 수행하였다. 전동기 공극부 미소 틈새의 유동해석은 틈새 깊이에 따른 속도 구배를 무시하는 Hirs의 bulk-flow 이론을 이용한 유한폭 seal 이론<sup>8)</sup>을 적용하였다.

\* 부경대학교 음향진동공학과 대학원

\*\* 부경대학교 기계공학부

\*\*\* LG전자

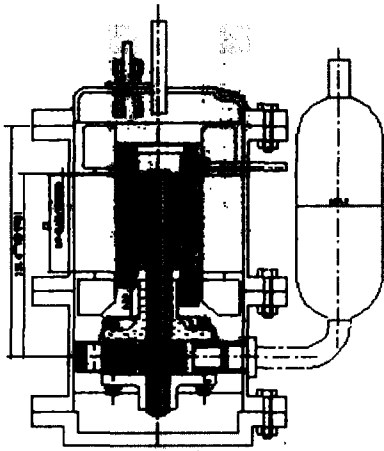


Fig. 1 Schematic of rolling piston type rotary compressor

## 2. 로터리 압축기의 구조

압축실에서는 원통형의 회전 피스톤이 끼워진 크랭크에 의해 구동되고, 실린더 벽면의 1점에서 접촉하여 편심 회전한다. 또, 블레이드는 스프링으로서 지지되며, 선단이 회전 피스톤에 항상 접촉하여 왕복운동을 한다. 그곳에서 회전 피스톤이 편심 회전하면 블레이드에 의해 나누어진 2개의 공간의 한 쪽의 용적이 감소하고, 냉매가스가 압축된다. 압력이 소정의 값을 넘어서면 베어링 플랜지면에 설치된 밸브가 열리고 냉매가스는 외부로 토출된다.

압축기를 회전기구로서 보면, 크랭크를 구동하는 회전축은 압축실의 상하에 위치하는 저널 베어링에 지지된다. 회전체의 전체 형상은 상부베어링의 외측 내다지 구조인 전동기 회전자가 중량의 대부분을 점하고 있는 특징이 있다. 또한 회전 피스톤의 편심을 보정하는 평형추는 통상 전동기 회전자의 상하에 부착된다.

토출밸브로 배출된 압축냉매는 전동기의 회전자와 고정자사이의 공극을 통과하므로써 전동기의 열을 냉각하면서 압축기 상단 토출구로 토출하게 된다. 편의상 이하 해석에서는 이 회전자와 고정자사이의 냉매 유로부분을 seal로 고려한다.

## 3. 유한폭 seal 이론

일반적으로 seal은 기하학적으로 평면 저널베어링과 비슷하지만, 틈새반경비(clearance-to-radius)가 베어링에 비교하여 보다 큰 차원을 가진다는 점이

다르다. 틈새의 일반적인 압력차에 의해서 충분히 여기된 난류유동이 평면 seal에서는 일반적으로 발생하게 된다. 회전체동역학과 관련하여, seal의 해석은 통상적으로 축의 운동의 결과로서 회전체에 작용하는 반력을 정의하는 것이 목적이다.

입구부 손실과 마찰손실에 의한 축방향 압력구배, 축방향 압력강하의 분포에 기인한 seal 중심에서는 유체베어링과 달리 확연한 direct 강성을 유발한다. 동적계수는 정적 편심율의 변화에는 상대적으로 영향을 받지 않는 경향이 있다. 변위에 의해 여기되는 모멘트와 각변위에 의해 여기되는 힘에 대해서도 검토하면, 식(1)과, 같은 일반적인 표현의 정의를 유도할 수 있다. 여기서  $(a_Y, a_X)$ 와  $(M_Y, M_X)$ 는 seal의 각변위와 복원 모멘트 벡터의 성분이다.

$$\begin{aligned}
 - \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K & k & -k_{ea} & K_{ea} \\ -k & K & -K_{ea} & -k_{ea} \\ k_{ae} & -K_{ae} & K_a & k_a \\ K_{ae} & k_{ae} & -k_a & K_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ a_x \\ a_y \end{Bmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} C & c & -c_{ea} & C_{ea} \\ -c & C & -C_{ea} & -c_{ea} \\ c_{ae} & -C_{ae} & C_a & c_a \\ C_{ae} & c_{ae} & -c_a & C_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{a}_x \\ \dot{a}_y \end{Bmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & M_{ea} \\ 0 & M & -M_{ea} & 0 \\ 0 & -M_{ae} & M_a & 0 \\ M_{ae} & 0 & 0 & M_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{a}_x \\ \ddot{a}_y \end{Bmatrix} \quad (1)
 \end{aligned}$$

Hirs<sup>9)</sup>의 bulk-flow식들은 독립 공간변수의 원주방향과 축방향 및 시간의 함수로서 축방향 및 원주방향 속도성분과 압력을 정의한다. 식은 지배 섭동식을 산출하기 위해서 섭동변수로 확장된다. 0차의 섭동식은 정적으로 편심이 없는 유동조건을 나타내고 해석적으로 풀어진다. 또한 seal의 축방향 아래로 진행해감에 따른 유체의 swirl을 정의해주고, 누설과 압력강하의 관계를 산출해준다.

1차 섭동식은 두 방향 속도와 틈새의 함수로서 축방향, 원주방향 모멘트식 및 연속방정식이 표현되며 seal운동에 기인한 압력과 유동조건을 나타낸다. 이들 식은 무차원 축좌표의 항으로 세 개의 연

성된 복소수의 상미분방정식으로 축소되며 이들은 수치적으로 적분되고 경계조건에 의해 풀고, 변동 압력의 적분을 통해서 seal 작용력 및 동적계수를 유도할 수 있다.

본 해석 모델에서의 경계조건은 다음과 같다.

- (a) 출구 섭동 압력은 전동기 상부의 압력( $p_{out}$ )이다.
- (b) 입구 원주속도 섭동은 0이다.
- (c) seal 입구부에서의 압력손실로부터,

$$p_1(0) = -(1 + \xi) \frac{u_1(0)}{b} \quad (2)$$

Table 1. Characteristics of compressor

Bearing characteristics			
Length	Main	41.2 mm	
	Sub	20 mm	
Clearance	Main	8 $\mu$ m	
	Sub	7 $\mu$ m	
Rotor radius		15 mm	
Viscosity		0.00294 N · s/m <sup>2</sup>	
Gas characteristics			
Suction pressure		621320 N/m <sup>2</sup>	
Discharge pressure		2142280 N/m <sup>2</sup>	
Height of cylinder		24 mm	
Radius of rolling piston		39.036 mm	
Radius of cylinder		24 mm	
Specific heat ratio		1.184	
Unbalance characteristics			
	Weight (g)	eccentricity (mm)	phase (°)
Rolling piston	146.93	4.35	0
Lower Balancer	82.35	14.51	180
Upper Balancer	40.78	12.64	0
Seal dynamic characteristics			
L (seal length)	85.2	mm	
R (rotor radius)	27.0	mm	
C (clearance)	0.96	mm	
$\mu$ (viscosity)	0.00294	N · s/m <sup>2</sup>	
$\rho$ (density)	71.0	kg/m <sup>3</sup>	
$\omega$ (angular velocity)	3450	cpm	
$\xi$ (inlet-loss pressure coefficient)	0.5		

#### 4. 동적응답해석

##### 4.1 해석모델 및 모델링

해석에 사용된 모델은 토출량 147cc의 압축기이며, 축계 진동해석을 위한 각종 특성들을 Table 1에 나타내었다.

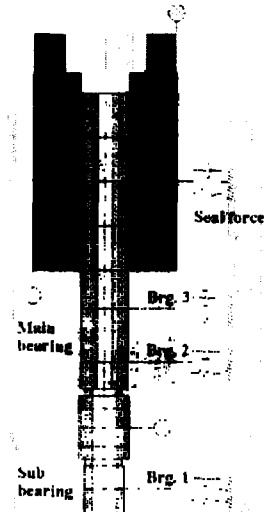


Fig. 2 Modeling of shaft for rotary compressor

Fig. 2와 같이 축계는 17개의 유한요소로 모델링하였으며, 상부 베어링은 두 개의 베어링으로 고려하여 각 절점에 베어링력이 집중하여 작용하는 것으로 고려하였다. 편심된 롤링피스톤의 편심질량은 양쪽 절점에 나누어 작용하는 것으로 고려하였다. 유한요소 행렬의 구성은 Timoshenko의 보이론을 적용하였고, 계산 시간을 절감하기 위하여 모드축소법을 이용하였으며 채용모드는 5개로 하였다. 베어링의 반력 계산은 베어링과 축계의 연성된 방정식으로부터 일정 시간간격으로 Runge Kutta법에 의한 수치적분을 수행하였다.

##### 4.2 가스력 및 베어링력

가스력의 계산에는 Pandeya와 Soedel의 제안식<sup>10)</sup>을 이용하였으며, 베어링의 유막력 계산은 레이놀즈식으로부터 무한소폭 베어링 이론을 이용하고 경계조건을 적용하여 수치적분하였다<sup>21)</sup>. Fig. 3에 나타나듯이 가스력은 212°에서 최대가 되고, 이때

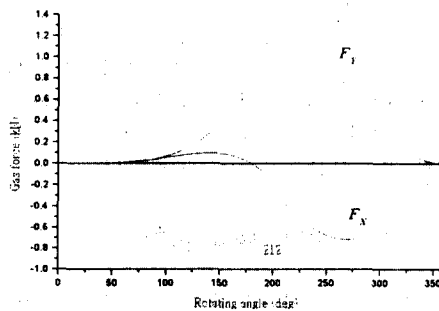


Fig. 3 Gas force for one cycle

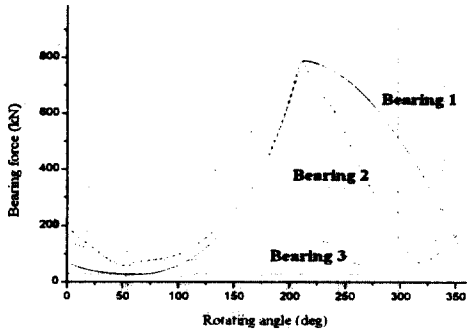


Fig. 4 Bearing force for one cycle

압축냉매가 토출됨을 알 수 있다. Fig. 4는 로터 1 회전당의 베어링력을 나타낸 그래프로서 피스톤의 상하에 배치된 1번과 2번 베어링에서는 가스력의 영향으로 축은 크게 휘돌고 베어링 틈새가 작아져서 베어링의 반력이 크게 됨을 알 수 있고, 반면 베어링 3번에서는 비교적 작은 베어링력이 작용함을 알 수 있다.

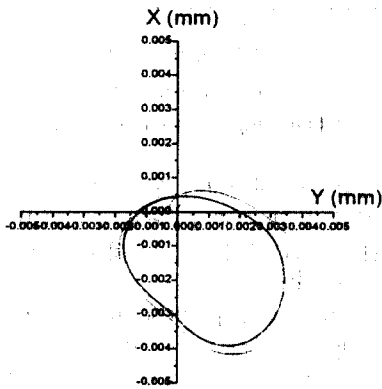


Fig. 5 Whirling orbit of gas cylinder

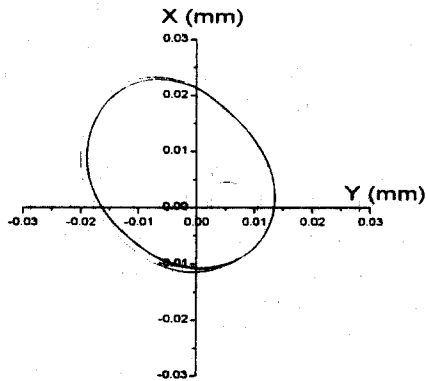
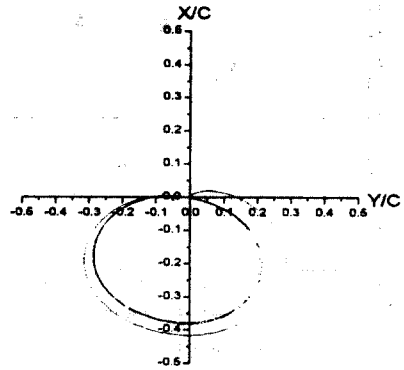
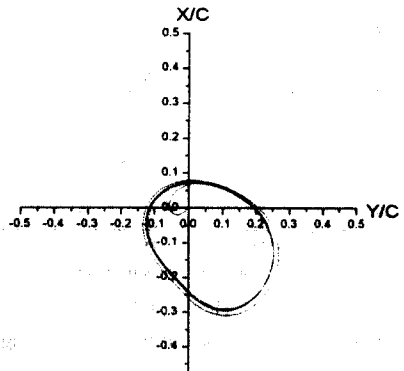


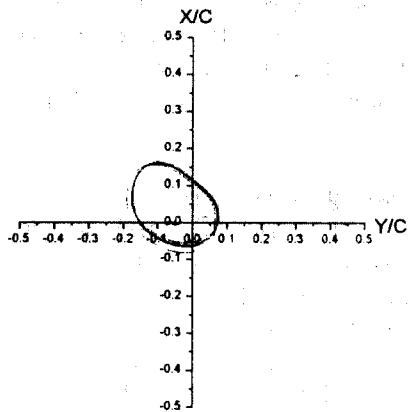
Fig. 6 Whirling orbit of motor rotor



(a) Bearing 1



(b) Bearing 2

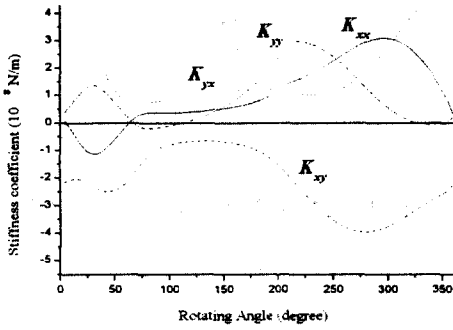


(c) Bearing 3

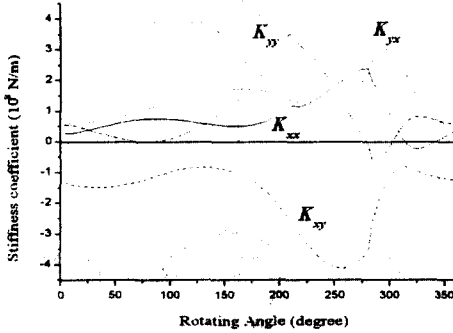
Fig. 7 Whirling orbit of bearing parts

#### 4.3 가스실과 모터 절점의 응답

롤링피스톤부와 모터 끝 절점의 변위를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다. 가스력 벡터는 축회전의 1/2의 각도로 함께 회전하므로, 가스력은 약 105° 정도에서 가스가 완전히 토출되는 180° 까지 최대로 되어 축의 휘돌림 궤적은 Fig. 5에서 보는 것과 같



(a) Bearing 1



(b) Bearing 2

Fig. 8 Stiffness coefficient of bearings

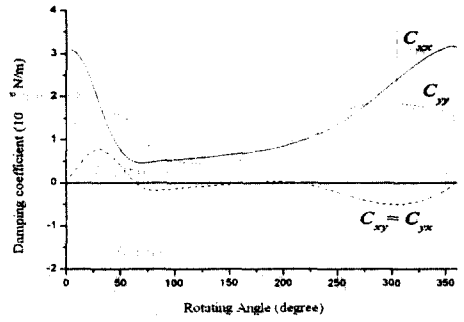
이 4사분면에서 진폭이 가장 큰, 전체적으로 찌그러진 궤도로 운동함을 알 수 있다. 또한 전체적인 축계는 외팔보의 형태이기 때문에 가장 큰 변위가 발생하는 모터 끝단에서는 불평형력의 영향이 크게 작용하여 원형에 가까운 궤도를 나타냄을 알 수 있다.

#### 4.4 각 베어링 절점의 응답

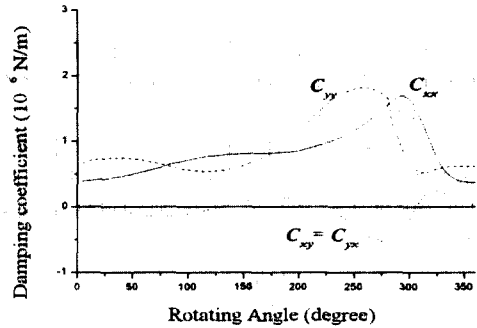
Fig. 7은 각 베어링 절점에서의 축의 궤적을 베어링의 clearance로 무차원화한 그래프로서 모두 clearance이내에서 휘둘림운동을 함을 알 수 있다. 1번 베어링은 가스력의 영향만을 직접적으로 받음으로서 아래로 편심된 궤적으로 운동함을 알 수 있고, 3번 베어링은 축 굽힘의 위상이 반대로 되고 노드점 근처가 되어 진폭은 가장 작음을 알 수 있다.

### 5. 베어링 및 모터공극부의 회전체 동역학적 계수

로터리 압축기와 같이 평형점이 존재하지 않거나, 또는 평형점을 결정하는 정하중에 비해 비교적 큰 동하중이 작용하는 회전체·미끄럼베어링계는 베어링 유막의 강성, 감쇠계수가 항상 변화하기 때



(a) Bearing 1



(b) Bearing 2

Fig. 9 Damping coefficient of bearings

문에 본질적으로 비선형이 된다. 이같은 축계의 해석에 있어서 동적 계수를 구하기 위해서 본 논문에서는 Hattori의 방법<sup>3)</sup>을 이용하여 베어링의 동적 계수를 계산하였다.

Fig. 8과 9는 축의 1회전에 따른 강성계수와 감쇠계수의 변화를 나타낸 그래프이다. 1번 베어링과 2번 베어링 모두 180° 이후에 동적계수들이 크게 됨을 알 수 있고, 가스하중의 영향을 받고 있음을 추정할 수 있다. 강성계수의 경우 연성항이 대각항에 비해 큰 값을 가지고, 일반적으로 이러한 비대칭성은 불안정화의 원인이 될 수 있다. 반면 감쇠계수의 경우는 대각항이 연성항에 비해 큰 값을 가진다.

Table 2는 이들 동적계수들의 평균치를 정리하였다. 각 베어링의 동적계수들의 상대 비율을 잘 알 수 있고, 근본적으로 그 값들이 10배이상 크게 변화하는 비선형적인 베어링이지만 진동해석을 위해 선형적으로 고려해야 하는 경우에는 이와 같은 평균값을 이용할 수 있다.

Table 3은 위에서 설명한 Childs의 방법에 의해 구해진 식(1)로 정의되는 동적계수들을 나타낸 것이다. 초기 입구 선회유속( $v_0$ )은 본 해석에서는 0으로 하였으며, 실제 실험을 통해서 이러한 조건들

Table 2 Mean value of dynamic coefficient of bearing for one cycle

		Bearing 1	Bearing 2	Bearing 3
Kxx	× 10 <sup>6</sup> N/m	1.0766	0.8023	0.4575
Kxy		-2.1517	-1.7399	-1.5142
Kyx		1.9785	1.4014	1.4002
Kyy		0.9629	0.9335	0.6733
Cxx	× 10 <sup>3</sup> N·s/m	14.285	8.416	7.882
Cxy		-0.597	-0.468	0.098
Cyx				
Cyy		12.011	9.093	8.393

Table 3 Rotordynamic coefficients for seal between motor rotor and stator

$K$	8.787e5 N/m	$K_{\epsilon a}$	9.9804e6 N
$k$	1.601e6 N/m	$k_{\epsilon a}$	-2.5844e6 N
$C$	8.943e3 N·s/m	$C_{\epsilon a}$	-1.4432e4 N·s
$c$	4.023e3 N·s/m	$c_{\epsilon a}$	-9.9125e3 N·s
$M$	11.233 kg	$M_{\epsilon a}$	-27.67 kg·m <sup>2</sup>
$K_a$	2.166e4 N	$K_{a\epsilon}$	1.3479e4 N
$k_a$	-5.06e4 N	$k_{a\epsilon}$	3.5002e5 N
$C_a$	-2.825e2 N·s	$C_{a\epsilon}$	1.954e2 N·s
$c_a$	-2.205 N·s	$c_{a\epsilon}$	9.7e1 N·s
$M_a$	-0.615 kg·m <sup>2</sup>	$M_{a\epsilon}$	0.273 kg·m <sup>2</sup>

은 앞으로 측정을 통해서 검증해야 할 부분이다. 회전자의 각변위(misalignment)에 의한 동적계수들이 L/D에 대해 크게 영향받음을 Childs의 논문에서 언급한 바 있으며, 본 모델의 경우 L/D는 1.58로서 변위에 의한 계수들보다 이들 계수들의 값이 더 크게 됨을 알 수 있다.

본 계산 결과로부터 알 수 있듯이 전동기 공극부의 유막에 의해 발달되는 힘은 무시할 수 없을 정도의 크기를 가지며, 축계 휘둘림이나 고유진동수, 고유모드에도 적지 않은 영향을 미침을 이들의 동적계수로부터 추정할 수 있다.

Fig. 10은 이러한 유막력에 따른 휘둘림 진폭의 크기를 비교하여 나타낸 그래프로서 유막력의 고려에 따라 휘둘림진폭이 줄어들었음을 알 수 있다. 비록 변화된 양은 비교적 작지만, 회전체 역학적으로 유막의 동적계수들은 축계의 고유치나 고유모드 및 안정성에 더 큰 영향을 미칠 수 있다. 근래 로터리 압축기의 개발 경향 중의 하나가 inverter를 채용함에 의한 넓은 운전주파수 범위에서 우수

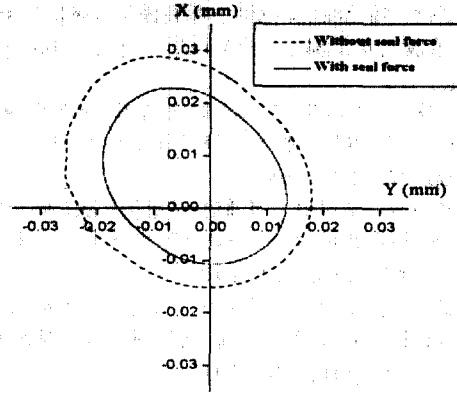


Fig. 10 Effect of seal force

한 압축성능을 발휘하는 것임을 감안할 때, 이러한 축계의 저진동, 저소음화에는 이러한 유막력을 충분히 고려할 필요가 있을 것으로 생각된다.

## 6. 결론 및 고찰

본 연구에서는 냉동공조용 핵심 기계로 널리 사용되고 있는 로터리 압축기의 진동해석을 수행하였으며, 압축작용에 의한 가스압축력, 큰 동하중이 작용하는 비선형 베어링력을 고려한 기존의 연구에 더하여, 모터 회전자와 고정자 사이 공극부의 냉매 흐름에 의한 seal동특성을 포함하여 보다 향상된 진동해석을 수행하였다. 이들 seal효과에 의한 동특성계수들을 통해서, 이 값들은 무시할 수 없을 정도의 크기를 가지며 축계의 휘둘림 뿐만 아니라 안정성에 많은 영향을 미치는 비대각항의 값들이 상당히 큼을 알 수 있었고, 앞으로 inverter형 압축기를 개발함에 있어서 넓은 운전속도 범위에서의 안정된 운전을 위해서는 이러한 점을 충분히 고려해야 할 것으로 생각된다. 앞으로 실제의 실험을 통해서 시뮬레이션 결과와의 일치 여부를 확인하여 보다 개선된 로터리 압축기의 축계진동 해석 지원용 프로그램들을 개발할 계획이다.

## 참고문헌

- 1) 長友, "空調用容積形壓縮機技術", 日本冷凍空調學會論文集, Vol. 15, No. 4, pp. 305~326, 1998.
- 2) 服部, "大きな動荷重が作用するロータ・軸受系の動解析(弾性ロータ系への適用)", 日本機械學會論文集(C編), 56卷531号, pp. 2984~2991, 1990.

- 3) 服部, "大きな動荷重が作用するロータ・軸受系の動解析(軸受油膜の弾性, 減衰係数の變化", 日本機械學會論文集(C編), 57卷543号, pp. 3606~3611, 1991.
- 4) 김태학, 정의봉, "로터리 압축기 회전체-베어링계의 동적 거동 해석", 한국박용기관학회지, 제23권, pp.244~251, 1999
- 5) 조인성, 오석형, 정재연, "냉동 공조용 로터리 컴프레서의 윤활 특성. 제1보", 한국윤활학회지, 제12권 제4호, pp.43~51, 1996.
- 6) 조인성, 오석형, 정재연, "냉동 공조용 로터리 컴프레서의 윤활 특성. 제2보", 한국윤활학회지, 제13권 제1호, pp.62~69, 1997.
- 7) 조인성, 장원수 외, "냉동·공조용 로터리 컴프레서의 축심계직 해석", 한국윤활학회지, 제12권, 제2호, pp.65~73, 1996
- 8) Childs, D. W., "Rotordynamic Moment Coefficients for Finite-Length Turbulent Seals," Proceedings IFTOMM Conference on Rotordynamic Problems in Power Plants, September 28-October 1. 1981.
- 9) Hirs, G. "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films," ASME Journal of Lubrication Technology, April, pp. 137~146, 1973
- 10) Pandeya P. and Soedel W., Purdue Compressor Conference, pp. 209, 1978