

## 소형 회전식 압축기의 동수압적 윤활해석

송기선\* · 장시열\*\* · 한동철\*\*\*

\* 한국생산성 본부

\*\* 대우중공업(주)

\*\*\* 서울대학교 기계설계학과

(1988년 4월 1일 접수)

## Hydrodynamic Lubrication Analysis of a Small Rotary Compressor

Ki-Sun Song\*, Si-Yul Chang\*\* and Dong-Chul Han\*\*

\* Korea Productivity Center

\*\* Daewoo Heavy Industries Ltd.

\*\*\* Seoul National University

Dept. of Mechanical Design and Production Engineering

(Received April 1, 1988)

### ABSTRACT

For an analytic investigation on the dynamic behaviour of the eccentric piston and roller in the cylinder of small rotary vane compressors the hydrodynamic lubrication theory is applied, analogous to the dynamic analysis of a engine bearing. An adequate modification of the equation of journal motion permits stable convergencies of the numeric calculation of the journal orbits.

The increase of the outer diameter of the roller and the eccentricity of the piston gives a relative large decrease of the minimum gap between the roller and cylinder.

### 1. 서 론

회전식 압축기(Fig. 1)는 냉장고 또는 에어컨에 사용되는 요소로서 그 제품의 효율을 결정짓는 핵심적인 부품이다. 압축기의 작동은 편심피스톤에 작은 틈새를 갖고 삽입된 로울러가 실린더 주위로 회전함에 따라 흡입구로 흡입된 가스가 체적 감소로 인하여 압축되고 배출구를 통해 배출된다. 편심피스톤의 회전축은 피스톤 양측에 저어널 베어링에 의해 지지되고 회전하는 동안의 하중 변동으로 인하여 베어링내에서 약간의 케도운동을 하

며 편심피스톤과 로울러 사이에도 냉매가 윤활제 작용을 하므로 유막이 형성되어 상대적인 미끄럼 운동이 일어나며 로울러와 실린더 사이에도 형성되는 틈새의 크기에 따라 극히 작은 유막이 형성되거나 틈새가 벌어져 고압부의 작동유체가 저압부로 역류가 일어날 수 있다.

따라서 회전식 압축기의 성능에는 로울러와 실린더 사이에 형성되는 운전시의 틈새가 결정적인 영향을 주는데 이러한 틈새는 로울러의 내경과 외경, 편심피스톤을 지지하는 양측 저어널 베어링에서의 틈새, 편심축의 편심량등의 크기에 좌우되며

이의 정확한 규명은 이러한 모든 요소들의 상호 운동의 해석에 윤활이론을 함께 고려함으로써 이루어질 수 있다.

베어링에 의해 지지된 회전축은 편심축과 로울러의 마찰력과 피스톤이 받는 압축가스압력이 회전하는 동안에 변하므로 회전 주기적인 비정상 하중을 받게 되며 이러한 주기적 비정상 하중을 받는 회전축의 저어널 베어링 내에서의 동적거동은 겐진 베어링 해석방법<sup>(1-3)</sup>을 이용하여 해석될 수 있다.

본 논문에서는 이 해석방법을 개선하고 압축기의 설계변수에 해당되는 피스톤의 편심량, 로울러의 내외경, 실린더의 내경, 저어널 베어링의 내경 등이 유체윤활상태가 형성되는 부품간의 운전특성에 미치는 영향을 계산할 수 있는 설계프로그램을 작성하며 상용 냉장고용 회전식 압축기를 예로 들어 해석하고 결과를 검토하고자 한다.

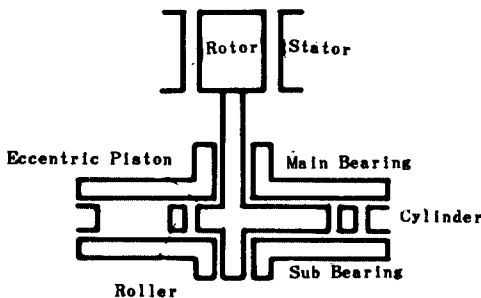


Fig. 1 Schematic section of a rotary compressor

## 2. 실린더내의 로울러에 대한 평형방정식

압축기 실린더내에서 실린더의 중심과 일치하는 샤프트의 중심 O에서  $E_2$ 만큼 편심된 피스톤이 회전함으로써 인하여 흡입된 가스를 압축하는 상태가 Fig. 2에 나타나 있다. 편심 피스톤(중심  $O_2$ , 반경  $R_p$ )과 좁은 틈새  $C_R$ 를 갖고 환형의 로울러가 삽입되어 실린더와 로울러가 직접 접촉하여 미끄럼 운동하는 대신에 마찰이 적은 구름운

동을 일으키고 로울러와 피스톤의 좁은 틈새내에는 유체윤활이 이루어진다. 상부 하우스를 관통하는 베인(vane)은 스프링에 의해 로울러에 항상 접촉됨으로써 흡입부의 압력  $P_s$ 와 압축부의 압력  $P_d$ 가 차단된다. 로울러 및 피스톤시스템에 작용하는 힘은 압축부의 압력에 의한 힘  $\Delta P$ , 실린더 벽에 수직한 힘  $N$ 과 마찰력  $F_R$ , 베인(vane)이 누르는 힘  $F_{vane}$ 과 마찰력  $F_v$  그리고 로울러 및 피스톤의 자체 원심력이다.

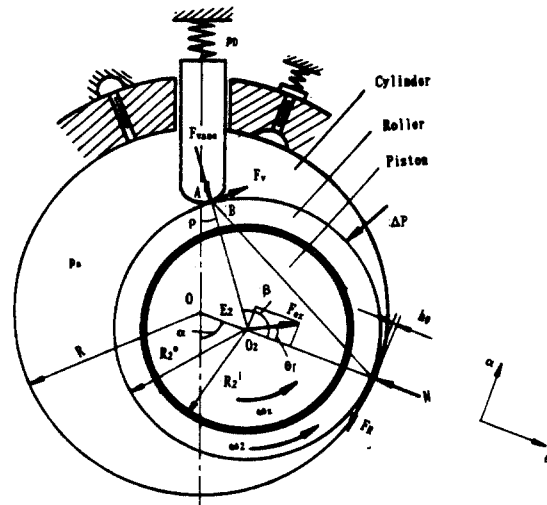


Fig. 2 Geometry of a rotary compressor cylinder and the acting forces

이러한 힘의 평형식을 편심  $e$ -방향과 회전 원주 방향인  $\alpha$  방향으로 각각 세우면 다음과 같다.

$e$ -방향 :

$$F_{ex} \cdot \cos \theta_F - N + F_{vane} \cdot \cos(\alpha - \rho) \pm F_v \sin(\alpha - \rho) - \Delta P \cos \frac{\beta}{2} + (M_s + M_r) \cdot E_1 \cdot \omega_2^2 = 0 \quad (1)$$

$\alpha$ -방향 :

$$F_{ex} \cdot \sin \theta_F - F_{vane}(\sin \alpha - \rho) \pm F_v \cdot \cos(\alpha - \rho) + \Delta P \frac{\beta}{2} \pm F_R = 0 \quad (2)$$

여기서 마찰력  $F_v$ 와  $F_R$ 의 작용방향은 접촉점에서의 베인과 로울러 및 로울러와 실린더의 상대

운동방향에 따라 결정되어야 한다. 각도  $\alpha$  와  $\rho$  의 관계식은

$$\rho = \sin^{-1} \left( \frac{E_2}{R_2^2 + R_V} \sin \alpha \right) \dots\dots\dots (3)$$

이고 압축부의 각도는

$$\beta = \pi - (\alpha - \rho) \dots\dots\dots (4)$$

로 표현되며  $\omega_2$  는 샤프트의 회전각속도,  $M_1$  와  $M_2$  는 각각 피스톤 샤프트와 로울러의 질량을 나타낸다. 로울러와 베인의 상대속도는

$$v_B - v_A = R_2^2 \cdot \omega_2 - E_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos(\alpha - \rho) - R_V \cdot \frac{d\rho}{dt} \dots\dots\dots (5)$$

이며 로울러의 실린더에 대한 상대속도는

$$u = R_2^2 \omega_2 + E_2 \cdot \omega_2 \dots\dots\dots (6)$$

이다. 여기서  $\omega_2$  는 로울러의 회전각속도이며 Fig. 3에 자유물체도로서 나타난 바와 같이 로울러의 내외면 및 측면에 작용하는 마찰력에 의한 모우멘트와 로울러의 관성모우멘트 평형식으로 부터 구할 수 있다.

$$I_2 \cdot \dot{\omega}_2 + R_2^2 (F_R + F_V) + T_{side} - T_{oil} = 0 \dots\dots (7)$$

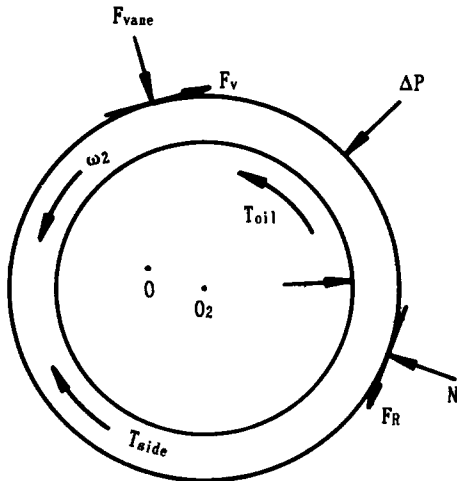


Fig. 3 Freebody diagram of the roller

로울러의 측면에 작용하는 토크  $T_{side}$  는 로울러 측면과 실린더벽 사이의 좁은 틈새  $\Delta B$  내

에서의 점성 유체 전단유동에 관한 식에서 유도할 수 있다.

$$T_{side} = \frac{2\pi\eta[(R_2^2)^2 - (R_1^2)^2] \cdot \omega_2}{\Delta B} \dots\dots\dots (8)$$

로울러의 내면에 작용하는 토크  $T_{oil}$  은 반경 방향의 좁은 틈새  $C_R$  을 갖고 회전하는 피스톤과의 상대 회전 및 병진운동에 의해 윤활유막내에 형성되는 압력유동과 전단유동을 정확히 해석함으로써 구명할 수 있다. 이 토크는 주로 피스톤의 회전속도  $\omega_2$ , 로울러의 회전속도  $\omega_2$ , 틈새  $C_R$  의 함수이며 틈새내에 형성되는 동수압적 압력분포에도 영향을 받는다. 로울러와 피스톤의 상대운동해석은 다음 절에서 다루기로 한다.

힘의 평형식 (1), (2)에서 베인이 로울러를 누르는 힘  $F_{vane}$  은 Fig. 4에 나타난 바와 같이 베인에 작용하는 힘과 모우멘트의 평형식으로 부터 계산할 수 있다.

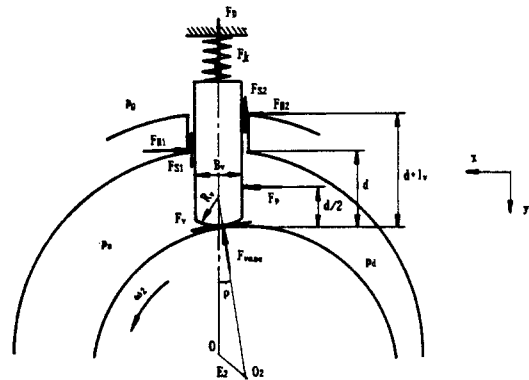


Fig. 4 Acting force on the vane

x 방향 힘 :

$$F_p + F_{H2} - F_{H1} + F_v \cos \rho + F_{vane} \sin \rho = 0 \dots\dots (9)$$

y 방향 힘 :

$$F_D + F_K + F_m - \mu (F_{H1} + F_{H2}) s_1 + F_v \sin \rho - F_{vane} \cos \rho = 0 \dots\dots\dots (10)$$

모우멘트 평형식 :

$$R_2 \cdot (d + l_v + R_V + R_V \cos \rho) - F_{H1} (d - R_V + R_V \cos \rho) + F_p (d/2 - R_V + R_V \sin \rho) + \mu F_{H1} (B_V/2 + R_V \sin \rho) \cdot S_1 + \mu \cdot F_{H2} (B_V/2 - R_V \cdot \sin \rho) \cdot S_1 = 0 \dots\dots\dots (11)$$

여기서  $B_v$ 는 베인의 폭,  $R_v$ 는 베인 끝의 원호반경,  $F_{H1}$ 과  $F_{H2}$ 는 하우싱에 작용되는 반력이다. 그리고 로울러에 작용되는 마찰력은

$$F_v = \mu F_{vane} \cdot S_s \dots\dots\dots(12)$$

$$S_s = \text{sign}(d) \dots\dots\dots(13)$$

$$S_s = \text{sign}(v_A - v_B) \dots\dots\dots(14)$$

이다. 그리고 베인의 돌출 높이 및 속도, 가속도는 다음과 같다.

$$d = R - l + R_v \dots\dots\dots(15)$$

$$\dot{d} = E_s (\tan \rho \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \cdot \omega_z \dots\dots\dots(16)$$

$$\ddot{d} = E_s (\sec^2 \rho \cdot \cos^2 \alpha \frac{E_s}{R_s^2 + R_v} - \tan \rho \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \omega_z^2 \dots\dots\dots(17)$$

이로 부터 압축된 가스에 의해 두께 B를 갖는 베인이 받는 수평력

$$F_p = B \cdot d (P_a - P_s), \dots\dots\dots(18)$$

베인이 최대로 돌출되었을 때 길이  $\Delta$ 를 갖는 스프링의 반력

$$F_k = K(\Delta - d), \dots\dots\dots(19)$$

그리고 베인의 질량  $M_v$ 에 의한 관성력

$$F_m = -M_v \cdot \ddot{d} \dots\dots\dots(20)$$

을 구할 수 있으며 식(9)-(11)에 대입하여 풀면 힘  $F_{vane}$ ,  $R_1$ ,  $R_2$ 를 구할 수 있다.

압력과 체적과의 관계는 폴리트로픽 과정으로 간주한다. 즉

$$P_a/P_s = (V_o/V_d)^n \dots\dots\dots(21)$$

이며  $V_o$ 는 초기 용적,  $V_d$ 는 압축된 용적을 나타낸다.

압축된 가스는 토출압력  $P_D$ 에 도달하면 스프링밸브를 통해 토출되고 베인의 후면에는 이 토출압력이 작용하므로 베인은 로울러에 배압에 의한 힘

$$F_D = B \cdot B_v \cdot P_D \dots\dots\dots(22)$$

를 전달한다.

실린더와 로울러 사이의 최소 틈새 범위에는 완전 유체윤활이 이루어 지게 되며 압력분포에 대한 레이놀즈 방정식은 무한히 폭이 넓은 베어링 해석에 적용되는 방정식

$$\frac{1}{R} \frac{dP}{d\phi} = 6 \cdot R \cdot \omega_s \cdot \eta \frac{h-h_o}{h^3} \dots\dots\dots(23)$$

을 취하며 틈새 높이에 관한 식은 Fig. 5로부터 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$h = CO + BC - B'O = h_o [1 + x^2/2h_o(1/R_s - 1/R)] \dots\dots\dots(24)$$

식(24)를 적분하면 합력 N

$$N/L = 2.45U \cdot \eta/h_o (1/R_s - 1/R) \dots\dots\dots(25)$$

그리고 마찰계수  $\mu$  또는 마찰력  $F_R$

$$\mu = \frac{F_R}{W} = 3.7 \sqrt{\frac{U \cdot \eta \cdot L}{W}} \dots\dots\dots(26)$$

을 구한다.

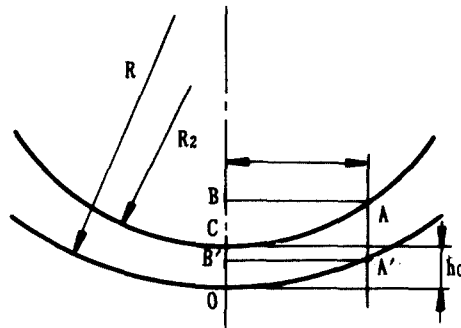


Fig. 5 Geometry of the minimum gap between roller and cylinder

### 3. 편심피스톤과 로울러의 상대운동 해석

편심피스톤이 실린더 내에서 일정한 각속도  $\omega_2$ 로 회전운동을 하나 그를 둘러싼 로울러는 위치에 따라 변하는 외부 하중을 받아 그에 상응하는 각속도  $\omega_2$ 로 자전하게 된다. 이 때에 피스톤과 로울러 틈새에는 유체윤활 유막이 형성되고 크랭크 각도에 따라 하중 및 각속도가 변하는 엔진 베어링과 거의 같은 방법으로 해석할 수 있다.<sup>(1-3)</sup>

이 경우에 특히 다른 점은 로울러의 각속도가 토오크의 평형방정식 (7)의 해석을 통하여 얻을 수 있으며 식(7)의 토오크  $T_{oil}$ 은 피스톤과 로울러의 윤활 틈새 해석을 통하여 구해지므로 비선형

이며 반복식 해법을 적용시켜야 한다.

논문(1)에 자세히 언급되었듯이 피스톤과 로울러의 상대 회전운동과 상대병진운동에 의해 유막에 압력이 형성되고 선형인 레이놀즈 방정식의 해석을 통해 순수회전운동에 의한 무차원 하중지지 용량

$$So_{\omega} = \frac{P_{\omega} \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \bar{\omega}} \dots\dots\dots (27)$$

과 순수병진운동에 의한 무차원 하중지지 용량

$$So_{\dot{\epsilon}} = \frac{P_{\dot{\epsilon}} \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \dot{\epsilon}} \dots\dots\dots (28)$$

을 구할 수 있는 바 이러한 무차원 하중지지 용량은 주로 베어링 폭비  $B/D$ 와 편심율  $\epsilon$ 의 함수이다. 또한 로울러에 작용하는 마찰력 및 토오크도 해석되었다.

위에서  $\Psi$ 는 베어링의 틈새비  $C_R/R_2$ 이며 유효 각속도는  $\bar{\omega} = \omega_1 + \omega_2 - 2\dot{\delta}$ 이다. 피스톤이 회전함으로 인하여 발생하는 하중지지력  $P_{\omega}$ 는 최소유막두께를 갖는 위치인  $\delta$ 에서 피스톤의 회전 반대방향으로 각도  $\beta$ 가 되는 위치에서 중심을 향하는 힘이며 피스톤이 로울러에 대한 병진운동으로 인하여 발생하는 힘  $P_{\dot{\epsilon}}$ 는 피스톤 병진운동의 반대 방향으로 작용한다. (Fig. 6)

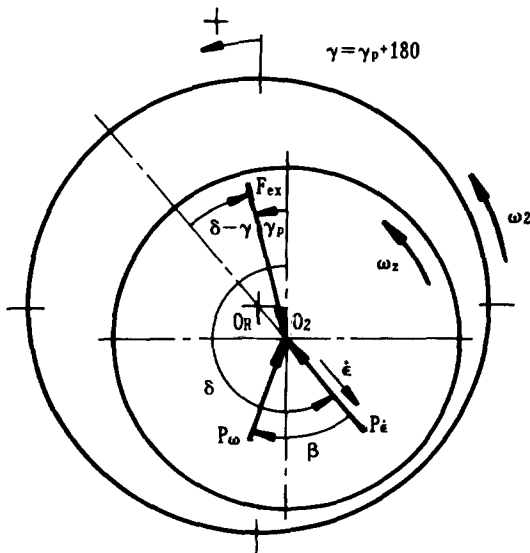


Fig. 6 Force - equilibrium on the moving journal in a bearing

힘  $P_{\omega}$ 와  $P_{\dot{\epsilon}}$ 의 합력은 피스톤과 로울러 사이에 작용하는 외력  $F_{ex}$ 와 평형을 이루고 또한 로울러에 대한 피스톤 중심의 원주방향속도  $\dot{\delta}$ 와 반경방향속도  $\dot{\epsilon}$ 의 함수이므로 피스톤-로울러 시스템이 실린더내를 일회전하는 주기내에 변동하는 외력  $F_{ex}$ 가 주어진 상태에서 상대적인 궤적을 구하려면  $\dot{\epsilon}$ 와  $\dot{\delta}$ 에 관한 다음의 식을 시간적분하여야 한다.

$$\dot{\epsilon} = \frac{F_{ex} \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot So_{\dot{\epsilon}}} \left[ \cos(\delta - \gamma_p) - \frac{|\sin(\delta - \gamma_p)|}{\tan \beta} \right] \dots\dots\dots (29)$$

$$\dot{\delta} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} - \frac{F_{ex} \cdot \psi^2}{2BD\eta SO_{\omega}} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma_p)}{\sin \beta} \dots\dots\dots (30)$$

이 식들의 적분은 문헌(1)에 상세히 언급된 바와 같이 Rung - Kutta 수치적분 방법을 통하여 수행하였으며 수렴성을 높이기 위하여 식(30)에 약간의 수정을 가하였다. 즉 피스톤의 반경방향속도  $\dot{\epsilon}$ 가 최대틈새 방향으로 작용할 때에는 힘  $So_{\dot{\epsilon}}$ 의 크기가 힘  $So_{\omega}$ 에 비하여 작으므로 외력의 작용각도  $\delta - \gamma_p$ 와 반력  $So_{\omega}$ 의 자세각  $\beta$ 를 거의 같다고 가정하므로써 수치해석상의 수렴성 난점을 해결하였다.

따라서  $\dot{\epsilon} < 0$ 이고  $\bar{\omega} < 0$ 일 경우에는  $\sin(\delta - \gamma_p) / \sin \beta = 1 \dots\dots\dots (31)$

이며  $\dot{\epsilon} < 0$ 이고  $\bar{\omega} < 0$ 일 경우에는  $\sin(\delta - \gamma_p) / \sin \beta = -1$

로 하여 식(29)와 (30)을 적분하였다.

실린더의 양측에서 피스톤 샤프트를 지지하고 있는 보조(sub)저어널 베어링과 주(main)저어널 베어링에서의 샤프트 운동궤적도 상기와 같은 방법으로 해석하였다.

#### 4. 계산결과

압축기의 효율을 높이기 위해서는 가스 압축부에서 흡입부로의 유출을 막아야 한다. 따라서 실린더와 로울러 사이의 최소 틈새  $h_0$ 를 작게 할수록 성능이 좋아진다. 이 틈새는 로울러 내경과 외경, 로울러와 편심 피스톤간의 틈새, 피스톤의 축중심에서의 편심량, 실린더 양측 저어널 베어링의

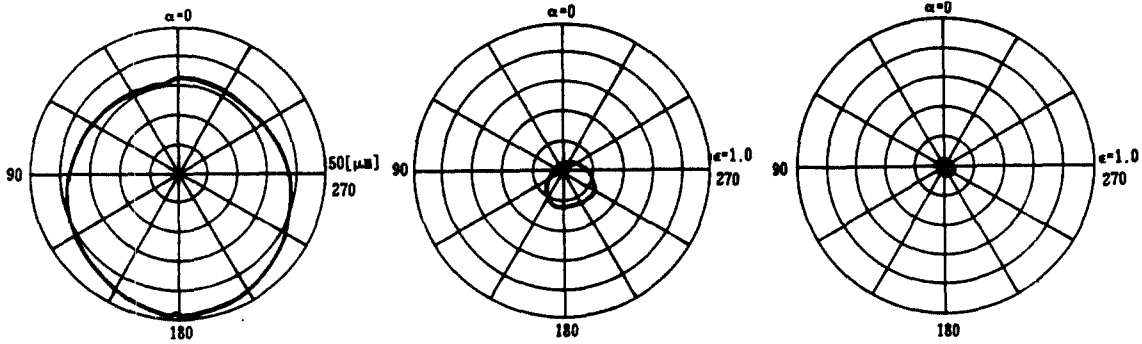


Fig. 7 a) Minimum gap thickness between roller and cylinder      b) Journal orbit in the sub bearing      c) Journal orbit in the main bearing

틈새의 크기에 영향을 받는다.

본 논문에서는 상용 냉장고용 소형 압축기를 예로 들어 실린더내의 로울러-피스톤의 운동상태를 해석함에 있어서 로울러의 외경  $R_2$ 와 편심피스톤의 축 중심에서의 편심량  $E_2$ 가 실린더와 로울러의 최소 틈새에 주는 영향을 고찰하였다.

계산자료는 다음과 같다.

실린더 내경	$R = 20.005\text{mm}$
로울러 내부반경	$R_2 = 11.680\text{mm}$
로울러 외부반경	$R_2 = 11.710 \sim 11.740\text{mm}$
로울러-피스톤 틈새	$C_R = 15 \mu\text{m}$
저어널베어링 틈새	$C_B = 18 \mu\text{m}$
윤활제 점성	$E_2 = 2.25\text{mm}, 2.27\text{mm}$
피스톤 편심량	$\eta = 4.91 \cdot 10^{-9} \text{MPas}$

Fig. 7에는 피스톤-로울러가 실린더를 한 바퀴 회전할 경우의 로울러와 실린더간의 최소틈새와 보조 및 주베어링 내에서의 피스톤 샤프트의 운동궤적이 나타나 있다. 베인이 로울러를 누르는 위치( $\alpha = 0^\circ$ ) 근처에서는 로울러와 실린더 사이가  $20 \mu\text{m}$  정도이며 그 반대편에서는  $2 \mu\text{m}$  정도를 나타내고 있다. 보조 및 주베어링 내에서의 샤프트의 흔들림은  $\epsilon = 0.2$ (즉  $e = \epsilon \cdot C_B = 3.6 \mu\text{m}$ )보다 작다.

로울러와 실린더간의 틈새 크기에 영향을 주는 인자는 베인의 스프링힘, 로울러와 샤프트의 틈새, 로울러의 크기등 여러가지 있겠으나 본 논문에서는 로울러의 외경과 편심 피스톤의 편심량의 영향을 해석하여 보았다. Fig. 8에는 로울러의 외경을  $17.71\text{mm}$  부터  $17.74\text{mm}$ 로 증가시켰을 때의

최소틈새변화를 편심량이 각각  $2.25\text{mm}$ 와  $2.27\text{mm}$ 인 경우로 나누어 그려 나타내었다. 외경의 증대 및 편심량의 증가는 틈새의 감소에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

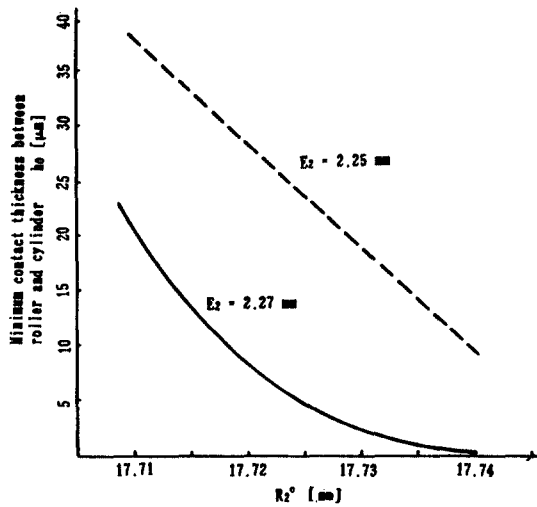


Fig. 8 Influence of the piston eccentricity and the outer radius of roller on the minimum gap between roller and cylinder

일반적으로 로울러와 실린더간의 틈새를 크게 설계하면 성능은 떨어지나 소음이 적고 틈새를 작게 설계하면 성능은 높아지나 소음이 크다. 적절한 틈새를 갖도록 설계하기 위하여는 위에 언급한 변수들을 변화시키면서 상기해석을 수행하여야 한다.

## 5. 결 론

소형 회전식 압축기의 성능에 결정적인 역할을 수행하는 실린더와 피스톤-로울러의 상대운동을 규명함에 있어 동수압적 유효해석을 피스톤과 로울러 틈새, 로울러와 실린더 틈새, 피스톤을 지지하는 저어널 베어링 틈새내에 적용하였으며 운동방정식의 적절한 수정을 통하여 수렴성이 높은 해석 프로그램을 작성하였다.

상기 해석과정을 상용 냉장고 압축기 실린더를 예로 들어 로울러의 외경과 피스톤의 편심량을 변화시켜 실린더와 로울러의 틈새에 미치는 영향을 규명하였으며 모든 경우에 수렴이 잘 되었다.

### 참 고 문 헌

- (1) 한동철, 송기선, 엔진 크랭크축의 베어링 내에서의 저어널의 운동계적에 관한 연구, 한국유효학회지 제2권 제1호, pp.69, 1986.
- (2) H. - J. Butenschön, Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationär Belastung, Diss. Universität Karlsruhe, 1976.
- (3) R. Schreiber, Berechnung der Zapfenverlagerungsbahn im Pleuellager bei instationärer Belastung, Diplom Arbeit, Universität Karlsruhe, 1983.
- (4) T. Yanagisawa & T. Shimizu, Motion Analysis of Rolling Piston in Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., 1982.
- (5) S. H. Jorgensen & H. S. Nissen, Mechanical Loss Model of Rolling Piston Rotary Compressor with Special Importance Attached to Journal Bearing, Purdue Compressor Tech. Conf., 1982.
- (6) K. Sakaino, S. Muramatsu, S. Shida & O. Ohinata, Some Approaches towards a High Efficient Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., 1982.
- (7) C. R. Slayton & E. M. Hall, Compressor Roller Bearing Dynamics Analysis, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., 1982.