

냉동·공조용 로터리 콤프레서의 윤활 특성

제2보: 베인 선단부의 탄성 유체 윤활 특성 해석

조인성·오석형*·정재연**

전북대학교 정밀기계공학과 대학원

*군산대학교 기계공학부

**전북대학교 기계공학부

The Lubrication Characteristics of a Rotary Compressor used for Refrigeration and Air-conditioning Systems Part II: Analysis of elastohydrodynamic lubrication on vane tip

Ihn-Sung Cho, Seok-Hyung Oh* and Jae-Youn Jung**

Department of Precision Mechanical Engineering Graduate School, Chonbuk National University

*Department of Mechanical Engineering, Kunsan National University

**Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University

Abstract – Rapid increase of refrigeration and air-conditioning systems (r & a systems) in modern industries brings attention to the urgency of research & development as a core technology in the area. And it is required to the compatibility problem of r & a systems to alternative refrigerant for the protection of environment. Then, it is requested to study the lubrication characteristics of refrigerant compressor which is the core technology in the r & a systems. The study of lubrication characteristics in the critical sliding component is essential for the design of refrigerant compressor. Therefore, theoretical investigation of the lubrication characteristics of rotary compressor for r & a systems is studied. The Newton-Raphson method is used for the EHL analysis between vane and rolling piston in the rotary compressor. The results show that the rotational speed of a shaft and the discharge pressure influence significantly the friction force between vane and rolling piston. This results give important basic data for the further lubrication analysis and design of a rotary compressor.

Key words – rotary compressor, vane, rolling piston, lubrication characteristics, EHL analysis, Newton-Raphson method.

1. 서 론

현재, 대부분의 냉동·공조용 압축기에서 콤팩트하고, 경제적으로 우수한 롤링 피스톤형 로터리 콤프레서가 많이 사용되고 있다. 로터리 콤프레서는 편심축 주위를 공전 및 자전운동을 하는 롤링 피스톤과 실린더 흡에서 왕복운동을 하는 베인이 실린더내의 용적을 변화시키는 메커니즘으로 압축기구가 구성되어 있다. 따라서 로터리 콤프레서 내에는 베인과 롤링 피스톤에 관련된 많은 접동부가 존재하지만, 그 중에서도

특히 베인 선단과 롤링 피스톤간의 접동부는 흡입실과 압축실을 구분하는 베인이 압축실의 압력 이상의 강한 힘으로 롤링 피스톤을 밀어붙이고, 베인 선단과 롤링 피스톤간의 미끄럼 속도가 매우 작다. 게다가 베인 선단부는 다량의 냉매가스가 용해되어 점도가 저하된 냉동기유에 의해서 윤활되고 있기 때문에 매우 가혹한 윤활상태에 있고, 윤활막이 형성되기 어렵다. 따라서, 이 접동부는 로터리 콤프레서의 성능 및 신뢰성을 좌우하는 중요한 요소이다[1-4]. 그러나 이 접동부의 설계는 실험에서 시행착오로 행해지고 있는 실

정이며, 이 접동부의 윤활해석이 가능하다면 로터리 콤프레서의 최적설계가 단시간, 염가로 이루어질 것으로 여겨진다. 또한, 현재 지구환경보호의 대책으로서 성에너지가 추진되고 있고, 이 해석에 의해 로터리 콤프레서의 장수명화나 마찰손실의 저감을 피할 수 있는 것은 지구환경문제 해결에 공헌할 것이다.

따라서, 본 연구에서는 로터리 콤프레서 내부에서의 롤링 피스톤의 거동해석과 연성시켜, 베인 선단부의 윤활특성은 탄성유체윤활적인 측면에서 해석해 보고자 한다.

2. 기초 이론

본 해석을 위해서는 필수적으로 롤링 피스톤의 역학적 거동해석이 선행되어야만 한다. 이에 정재연 [5]의 "롤링 피스톤의 역학적 거동해석" 방법을 이용하여 베인 선단부의 윤활특성해석을 위한 기본적인 입력 데이터를 획득하도록 하였으며 또한, 운전조건이 가혹한 조건에서는 실질적으로 두 슬라이딩 면이 탄성적으로 변형을 일으키게 된다. 그러므로, 콤프레서의 베인과 롤링 피스톤간의 윤활특성을 정확하게 해석하기 위해서는 탄성유체윤활적인 접근이 필수적이라 할 수 있다. 따라서, 본 해석에서는 탄성유체윤활적인 접근방법을 사용하였으며, 해석을 위해서 Fig. 1에 표시한 것과 같이 θ 는 시계 방향의 회전각을 양으로 정의하고 α_p 는 반시계 방향의 회전각을 양으로 정의하였다.

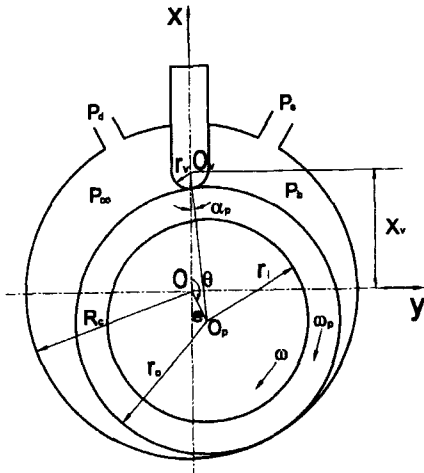


Fig. 1. Schematic diagram of cylinder part.

Fig. 1.의 베인과 롤링 피스톤간의 접촉상태는 Fig. 2.와 같이 모델링 할 수 있다.

Fig. 2.에서, 속도 u_2 를 가지고 있는 반 무한체의 롤링 피스톤 주위는 u_1 의 속도와 곡률반경 R 인 베인이 단위길이당 w 의 하중으로 운동하는 것과 같은 2차원 흐름을 해석의 대상으로 했으며, 해석을 위한 가정은 다음과 같다.

- (1) 탄성체의 접촉간극은 미소하므로 윤활유체의 y 축 방향으로의 흐름은 무시한다.
- (2) 윤활유체의 관성은 작기때문에 무시한다.
- (3) 탄성체의 변형은 반 무한체의 평면 변형 조건으로 한다.
- (4) 윤활유체는 비압축성이다.
- (5) 윤활유체의 점성은 압력의 지수 계수로서 표현된다.
- (6) 윤활유체의 점성은 온도변화에 무관하다.

2-1. 윤활에 관한 기초방정식

Fig. 2.에서, 윤활유체중의 유체 압력 p 에 관한 레이놀즈 방정식은 다음식으로 표현된다.

$$h^3 \frac{dp}{dx} = 12 u \eta (h - h_m) \tag{1}$$

여기서, $u=(u_1+u_2)/2$ 인데, 실린더 속도 u_1 이 0이 되기 때문에, $u=u_2/2$ 가 된다. 이때, u_2 는 베인과 롤링 피스톤의 상대 미끄럼 속도로써 정재연[5]의 "롤링 피스톤의 역학적 거동해석"으로부터 다음 식과 같이 주어진다.

$$u_2 = r_o \omega_b + (r_o + r_i) \dot{\alpha}_p \tag{2}$$

이때, $u_2 \geq 0$ 이면 $p_1 = p_{ca}$, $p_2 = p_b$ 이고, $u_2 < 0$ 이면 $p_1 = p_b$,

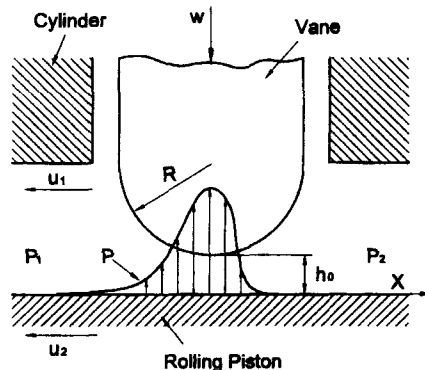


Fig. 2. The model of line contact.

$p_2 = p_{co}$ 이다.

점성 계수 η 는 가정 (5)에 의해서 다음 식으로 주어진다.

$$\eta = \eta_o \exp(\alpha \cdot p) \tag{3}$$

윤활막 두께 h 및 탄성체의 변형량 v 는 다음 식으로 표현한다.

$$h = h_o + \frac{x^2}{2R} + v \tag{4}$$

$$v = -\frac{2}{\pi E'} \int_{x_c}^{x_b} p(s) \ln(x-s)^2 ds + C_o \tag{5}$$

여기서,

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \sigma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \sigma_2^2}{E_2} \right)$$

식 (5)를 식 (4)에 대입하면, 식 (4)에는 $h_o + C_o$ 라는 미지의 상수가 남게 된다. 이 상수의 값을 결정하기 위하여 다른 부하력의 조건을 고려해야하며, 베인에 작용하는 단위 길이당 부하력을 w 라 하면 w 는 다음 식과 같이 된다.

$$w = \int_{x_c}^{x_b} p(x) dx \tag{6}$$

여기서, x_c 와 x_b 는 각각 유막내에서 발생하는 압력이 시작하는 점과 끝나는 점이다. 그리고, 식 (1)을 풀기 위해서 다음과 같은 경계 조건을 고려하였다.

$$x = x_c \text{에서 } p = p_1$$

$$x = x_b \text{에서 } p = p_2, \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

이렇게 구한 p, h 를 이용하면, 베인과 롤링 피스톤 간의 단위 길이당 마찰력은 다음식으로 구할 수 있다.

$$f = \int_{x_c}^{x_b} \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx - \int_{x_c}^{x_b} 2 \cdot \eta \frac{u}{h} dx \tag{7}$$

2-2. 기초식의 무차원화

본 논문에서는 양호한 수렴성과 적절한 비교를 위해서, Dowson과 Higginson⁽⁶⁾에 따라 무차원 표시를 행했다. 변수 및 상태량들은 각각 다음과 같이 무차원화 되어진다.

$$\left. \begin{aligned} X &= \frac{x}{b}, \quad H = \frac{h}{R}, \quad H_m = \frac{h_m}{R} \\ H_o &= \frac{h_o}{R}, \quad V = \frac{v}{R}, \quad P = \frac{p}{E'} \end{aligned} \right\} \tag{8}$$

또, 무차원 Parameter는 다음과 같이 주었다.

$$\left. \begin{aligned} \text{속도 Parameter} : U &= \frac{\eta_o u}{E'R} \\ \text{하중 Parameter} : W &= \frac{w}{E'R} \\ \text{재료 Parameter} : G &= \alpha \cdot E' \\ \text{마찰력} : F &= \frac{f}{E'R} \end{aligned} \right\} \tag{9}$$

식 (8), (9)를 이용하여, 식 (1) 및 (3)~(7)을 무차원화 하면 각각 다음과 같다.

$$H^3 \frac{dP}{dX} = C_3 v (H - H_m) \tag{10}$$

$$v = \exp(G \cdot P) \tag{11}$$

$$H = H_o + C_1 X^2 + V \tag{12}$$

$$V = C_2 \int_{X_c}^{X_b} P(S) \ln(X-S)^2 dS + C_o \tag{13}$$

$$C_5 = \int_{X_c}^{X_b} P dX \tag{14}$$

$$F = \frac{1}{2} \int_{X_c}^{X_b} H dP - C_6 \int_{X_c}^{X_b} \frac{V}{H} dX \tag{15}$$

여기서, C_1, C_2, C_3, C_5, C_6 은 무차원함으로써 생성되는 상수이다.

3. 수치 해석

탄성유체윤활에 있어서, Reynolds 방정식(10)은 유막 두께 H 가 압력 P 의 1차 계수이고, 또 점성 v 가 압력 P 의 지수계수로 되고 있으므로 비선형 대수 방정식이다. 특히, 점성 v 의 지수에 있는 G 의 값이 일반적으로 크게 되므로 비선형성이 현저하다.

접촉면의 탄성변형을 고려하지 않은 기체 베어링의 경우와 같이 비선형 효과가 비교적 작은 계에서는 완화법 또는 직접적인 수치근사법을 이용할 수 있지만, 비선형 효과가 강한 EHL의 고압력 영역에서는 정확

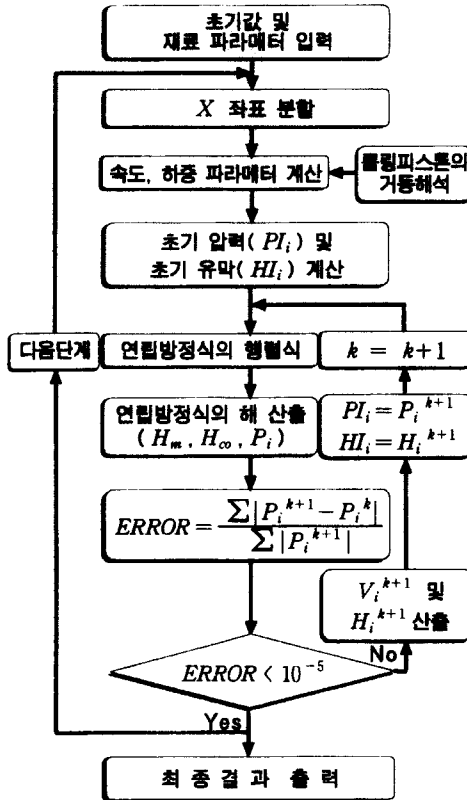


Fig. 3. Flow Chart.

한 방법이 설립되지 않았다. 이와 같은 강한 비선형을 나타내는 윤활기구의 수치 해석에 최근 이용하는 방법은 Newton-Raphson Method이다.

그러므로, 본 논문에서는 베인 선단부의 EHL 해석을 위해서 Newton-Raphson Method를 사용하였으며, 수치해석 과정을 간략하게 나타내면 Fig. 3의 Flow Chart로 나타낼 수 있다.

4. 해석 결과

Table 1에서와 같은 상용의 운전조건하에서, 정재연[5]이 수치해석한 결과 중 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도와 수직 하중을 input 조건으로 사용하였으며, 이러한 조건에서 전술한 수치해석 방법을 이용하여 로터리 콤프레서의 베인과 롤링 피스톤간의 탄성유체윤활 특성을 살펴보았다.

Fig. 4, 5는 Table 1과 같은 기하학적 형상을 갖는 로터리 콤프레서에 대해서, Fig. 2의 모델링 상태에서 베

Table 1. Geometrical shapes & operating conditions of rotary compressor (R22)

Item	Values	Unit
Suction/Discharge pressure	5.34/20.86	kgf/cm ²
Rotational speed of shaft	3386	rpm
Oil viscosity (at 80°C)	11.0	cP
Vane spring coefficient	1.39	kgf/cm
Vane tip radius	0.4	cm
Vane thickness	0.4	cm
Vane mass	20.48	g
Rolling piston outer radius	1.95	cm
Rolling piston inner radius	1.315	cm
Rolling piston mass	127.92	g
Cylinder radius	2.4	cm
Cylinder height	2.78	cm

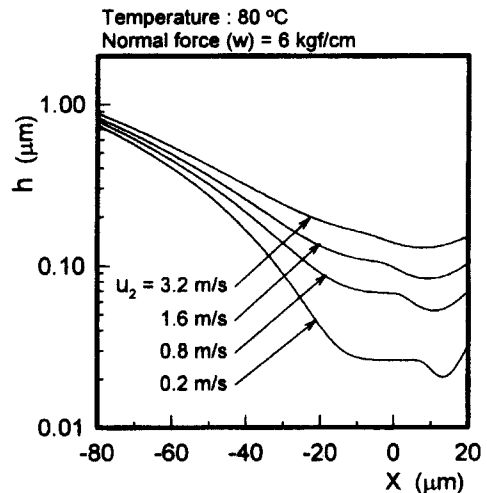


Fig. 4. Film shapes between vane and rolling piston to the variation of sliding velocities.

인에 6 kgf/cm의 수직하중이 작용하고, 베인과 롤링 피스톤간의 미끄럼 속도를 변화시켰을 때, 베인과 롤링 피스톤간의 압력분포와 유막형상을 보여주고 있다.

Fig. 4의 유막형상에서 전반적으로 탄성변형을 볼 수 있으며, 미끄럼속도가 증가할 수록 유막두께가 증가하고 있음을 알 수 있다. 특히, 저속의 미끄럼속도에서는 전형적인 탄성유체윤활의 유막형상을 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5의 압력분포에서도 Fig. 4에서와 마찬가지로 최대압력점에서의 급격한 압력변화로 미루어 탄성유체윤활 상태임을 알 수 있으며, 특히, 저속(0.2 m/s)에서 전형적인 탄성유체윤활의 압력형상을 볼 수 있다.

Fig. 6, 7는 Table 1과 같은 상용의 운전조건하에서, 특정한 축 회전각에 대하여 베인과 롤링 피스톤간의 압력분포와 유막형상을 보여주고 있다.

Fig. 6에서도 Fig. 4에서와 마찬가지로 전반적으로 탄성변형이 발생하고 있음을 알 수 있으며, 0°, 180°보다 90°, 270°에서 유막두께가 더 작은 것은 이 부분에서 미끄럼 속도가 더 작기 때문이다.

Fig. 7에서도 Fig. 5에서와 마찬가지로 전반적으로 탄성유체윤활임을 짐작할 수 있으며, 특히, 270°에서

전형적인 탄성유체윤활의 유막형상을 볼 수 있다. 그러므로, 로터리 콤프레서에서 베인과 롤링 피스톤간의 윤활특성을 정확하게 해석하기 위해서는 탄성유체 윤활적인 접근방법이 필수적이라 할 수 있으며, 본 연구에서는 이러한 해석방법을 이용하여 토출압과 축 회전수에 따른 윤활특성을 살펴보았다.

4-1. 토출압의 영향

Fig. 8, 9는 Table 1의 조건을 기본으로 하고, 흡입압

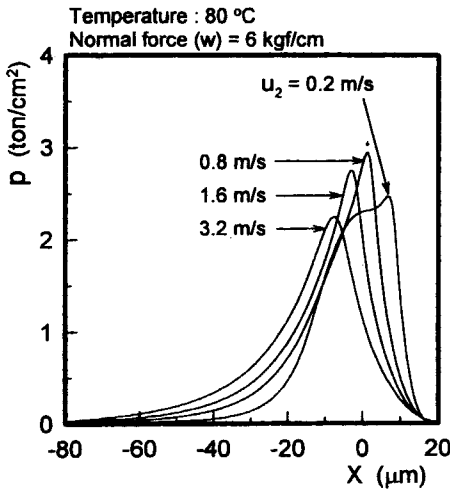


Fig. 5. Pressure distributions between vane and rolling piston to the variation sliding velocities.

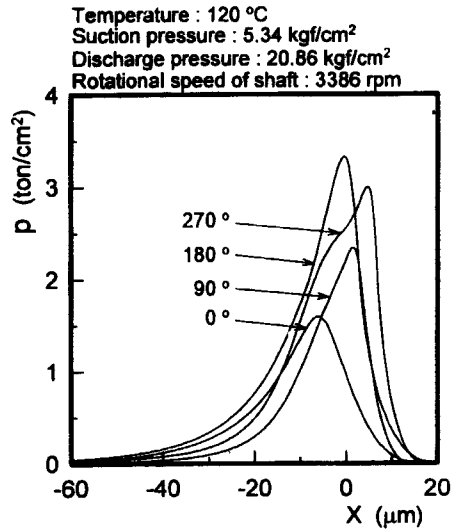


Fig. 7. Pressure distributions between vane and rolling piston to the special angle of shaft.

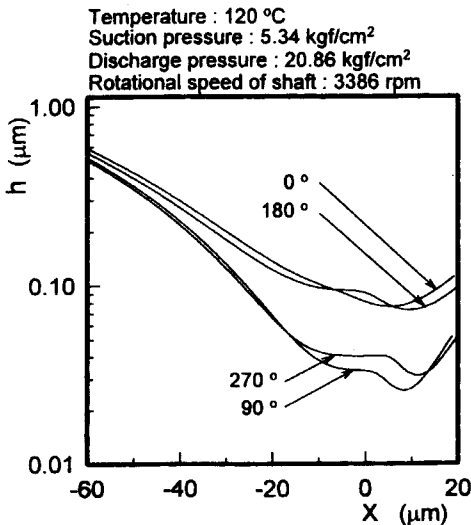


Fig. 6. Film shapes between vane and rolling piston to the special angle of shaft.

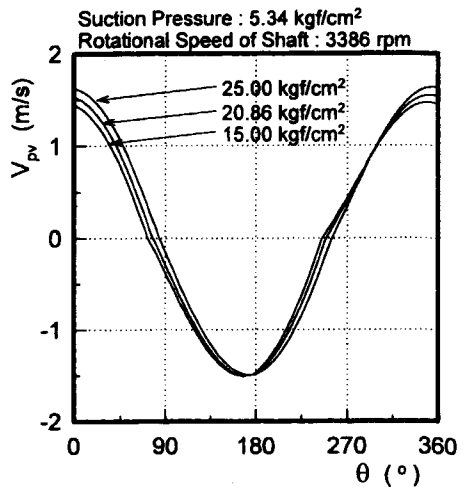


Fig. 8. Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of discharge pressure.

을 5.34 kgf/cm², 회전수를 3386 rpm으로 일정하게 유지한 상태에서 토출압을 변화시켰을 경우에 정재연 [5]이 수치해석한 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도와 수직 하중의 변화를 나타내고 있다.

Fig. 10은 Fig. 8, 9의 결과를 input 조건으로 하였을 때, 토출압의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력의 변화를 나타내고 있다. 토출압이 증가할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 현저하게 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 토출압이 증가하면 베인에 작용하는 수직하중이 증가하기 때문이다.

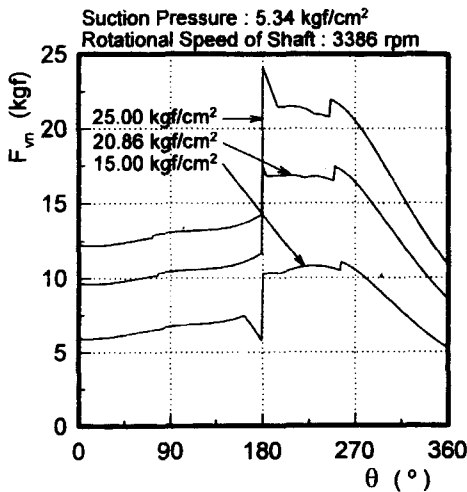


Fig. 9. Normal forces between vane and rolling piston to the variation of discharge pressure.

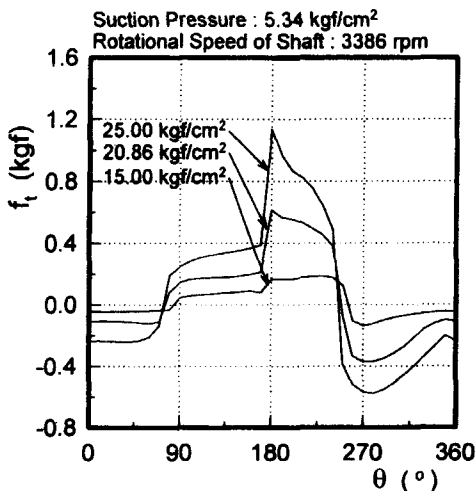


Fig. 10. Friction forces between vane and rolling piston to the variation of discharge pressure.

4-2. 축 회전수의 영향

Fig. 11-12는 Table 1의 운전조건을 기본으로 하고, 로터리 콤프레서내의 흡입/토출압을 5.34/20.86 kgf/cm²으로 일정하게 유지한 상태에서 회전수를 변화시켰을 경우에 정재연 [5]이 수치해석한 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도와 수직 하중의 변화를 나타내고 있다.

Fig. 13은 Fig. 11-12의 결과를 input 조건으로 하였을 때, 축 회전수의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력의 변화를 나타내고 있다. 회전수가 증가

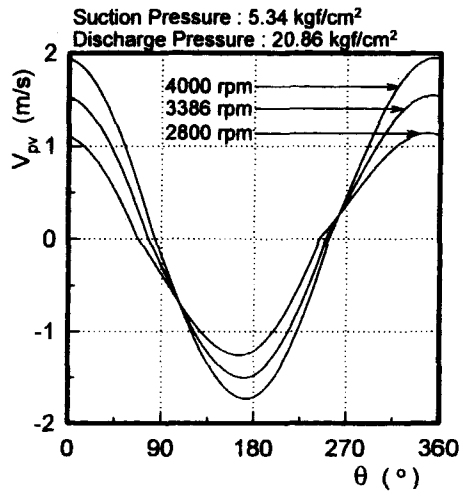


Fig. 11. Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of RPM.

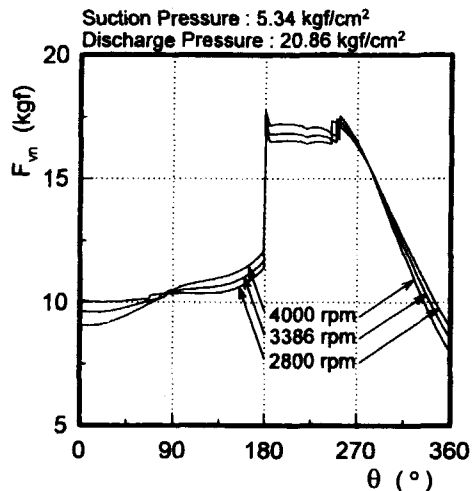


Fig. 12. Normal forces between vane and rolling piston to the variation of RPM.

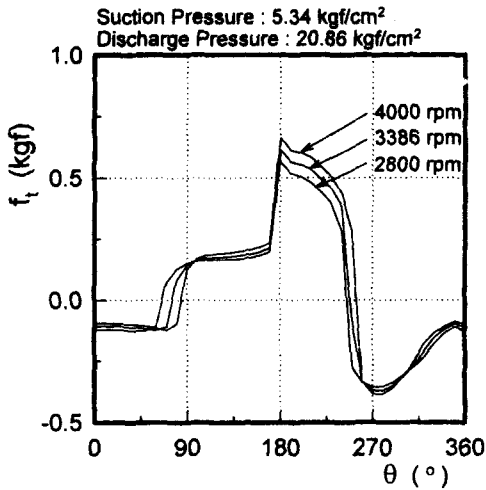


Fig. 13. Friction forces between vane and rolling piston to the variation of RPM.

할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에 발생하는 마찰력은 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수가 증가하면 상대 미끄럼 속도의 증가로 인하여 유막두께가 증가하지만 속도의 증가율에 비하여 상대적으로 유막두께의 증가율이 작기 때문이다.

5. 결 론

냉동·공조용 로터리 콤프레서에서 베인과 롤링 피스톤간의 유회특성에 대한 해석결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 베인과 롤링 피스톤간의 유회상태가 탄성유체유회 영역내에 있음을 알 수 있다.
2. 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 축의 회전속도가 증가할 수록 증가한다.
3. 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 토출압이 증가할 수록 현저하게 증가한다.

또한, 위의 결과들을 비교·검토하므로써, 베인과 롤링 피스톤간의 유회상태는 대단히 가혹한 탄성유체 유회 상태에 있음을 알 수 있으며, 본 연구는 앞으로 지속적인 연구가 이루어져야 할 이 분야에서 기본적인 토대가 될 것으로 사료되어진다.

기 호

E' : 탄성체의 Young's modulus

- f : 단위 길이 당 마찰력
- $F=f/(E' \cdot R)$: 무차원 마찰력
- f_t : 베인과 롤링 피스톤간의 전체 마찰력
- F_{vm} : 베인선단 하중
- $G=\alpha \cdot E'$: 무차원 재료 Parameter
- h : 임의의 x 점에서의 유막두께
- $H=h/R$: 임의의 x 점에서의 무차원 유막두께
- h_m : 최대압력점($dp/dx=0$)에서의 유막두께
- $H_m=h_m/R$: 최대압력점($dP/dX=0$)에서의 무차원 유막 두께
- h_o : $x=0$ 에서의 유막두께
- $H_o=h_o/R$: $x=0$ 에서의 무차원 유막두께
- p : 임의의 x 점에서의 압력
- $P=p/E'$: 임의의 X 점에서의 무차원 압력
- p_b, p_{co} : 흡입실 및 압축실의 압력
- p_d : 토출압력
- p_H : Hertz 접촉 압력
- $P_H=p_H/E'$: 무차원 Hertz 접촉 압력
- p_s : 흡입압력
- R : 등가 실린더의 곡률 반경
- $u=(u_1+u_2)/2$: 베인과 롤링 피스톤의 평균속도
- $U=(\eta_o \cdot u)/(E' \cdot R)$: 무차원 속도 Parameter
- v : 탄성체의 변형량
- $V=v/R$: 무차원 탄성 변형량
- V_{pv} : 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼속도
- w : 단위 길이 당 부하력
- $W=w/(E' \cdot R)$: 무차원 하중 Parameter
- x : 유회 영역의 좌표
- $X=x/b$: 유회 영역의 무차원 좌표
- x_o, x_p : 압력이 발생하는 범위
- α : 압력·점성 계수
- α_p : 롤링 피스톤의 중심편심각
- θ : 편심축의 회전각
- η : 냉동기유의 점도
- η_o : 대기압하에서의 점도
- $v=\eta/\eta_o$: 무차원 점도
- ω, ω_p : 편심축 및 롤링 피스톤의 각속도

참 고 문 헌

1. Yanagisawa, T., Shinizu, T., "Foaming of refrigerating oil in a rolling piston type rotary compressor," Rev. Int.

- Forid Vol.9, Janvier, 1986.
2. 今市, "로-링피스톤形 回轉壓縮機의 振動解析," 日本機械學會 論文集(C編), Vol.49, No.447, pp. 1959-1970, 1983.
 3. 岡田, 久山, "로-타리 壓縮機의 피스톤 舉動," 冷凍, pp.50-571, 1975.
 4. 柳澤, "로-링피스톤形 回轉壓縮機의 피스톤 舉動と機械摩擦損失" (第1報, 피스톤運動의 測定と理論解析), 日本機械學會論文集(C編), Vol.48, No. 429, pp.732-740, 1982.
 5. 정재연, 조인성, 오석형, "냉동 공조용 로터리 콤프레서의 윤활특성(제1보; 롤링 피스톤의 거동해석)," 한국윤활학회지, Vol.12, No.4, pp.43-51, 1996.
 6. Dowson, D., Higginson, G. R., "Elasto-Hydrodynamic Lubrication," Pergamon, 1966.
 7. 中原 綱光, 京極 啓史, 田中 眞二, "空調用壓縮機ベ-ン先端部の混合潤滑解析 その(1)," 日本トライボロジー學會 トライボロジー會議豫橋集, pp.97-100, 金澤 1994-10.