대체냉매용 로타리 콤프레서의 윤활특성

The Lubrication Characteristics in the Alternative Refrigerants Rotary Compressor

장원수* · 김진문* · 조인성* · 정재연**

* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과
** 전북대학교 정밀기계공학과

1. 서 론

최근들어, 산업의 각 분야에 있어 냉동·공조 시스템의 급속한 수요와 각광은, 이 분야의 핵심기술에 대한 연구개발을 그 어느 때보다도 절실하게 필요로 하고 있다. 특히, 이 냉동·공조시스템의 성능을 좌우하는 가장 중요한 부분으로는 단연 공조 냉동용 냉매압축기를 들수있는데, 근년 이 공조 냉동용 냉매압축기의 고효율화, 장수명화, 특수 냉매에의 적합화의 요구에 따라 운전조건이 점점 가혹화되어지는 추세에 있으며, 이에 따라 압축기내의 각 슬라이딩부도 고온, 고속화되어 윤활조건이 매우 중요하게 되었다. 이 공조 냉동용 냉매압축기의 윤활에 있어서 가장 특징적인 것은, 냉매가 다량 용해한 윤활유속에서 각 요소들을 윤활시키는 것인데, 압축기내의 온도, 압력, 축의 회전수등의 변화에 따라 윤활유에 대한 냉매의 용해도 및 윤활유의 점도, 캐비테이션 영역의 상태가 크게 변하고, 윤활유 흐름의 변화가 복잡하게 될 것으로 생각 되어진다.

한편으로, 냉매 즉 프레온 가스에 의한 오존층파괴로 지구환경의 안전이 크게 문제가 되어, 지금까지 주로 사용되어져온 프레온 CFC-11, HCFC-12 를 서기 2000년을 목표로 전면 사용금지 작업이 진행되어지고 있다. 이에 따라, 이들을 대신할 열매체의 개발이 활발히 이루어져, AC-9000 등의 대체 냉매가 개발되어지고 있다.

대체냉매 AC-9000은 여러 냉매들의 혼합물이기 때문에 여기에서의 윤활은 기존의 냉매에서보다 상당히 복잡하고, 가혹한 조건에서 이루어질 것으로 예상된다. 따라서, 이에 따른 역학적 해석 및 윤활거동 예측과 해석이 중요하게 되며, 성능이 향상된 대체 냉매압축기를 개발하는데 주 관건이 될 것이다. 이 대체 열매체들에 대한 환경하에서 상대운동을 하는 슬라이딩부분에서의 윤활공학적 거동에 대하여는 鋼등의 일부 재료에 대하여 田中[1], 松崎[2]등이 발표 하였으며, 田中[1]가 이들 환경에 대한 플라스틱 재료들의 윤활특성을 파악하여 발표한 정도로 지극히 한정된 보고서만이 있을 정도이다.

원래의 HCFC-22 프레온 가스용 콤프레서에 대한 윤활특성에 대한 연구로는, 슬라이딩 베인형의 콤프레서에 있어서 W.D.Beck[4)5)6)]등이, 로울링 피스톤형식의 회전식 콤프레서에 대해서는 清水[7)8)]등이 발표한 바 있다.

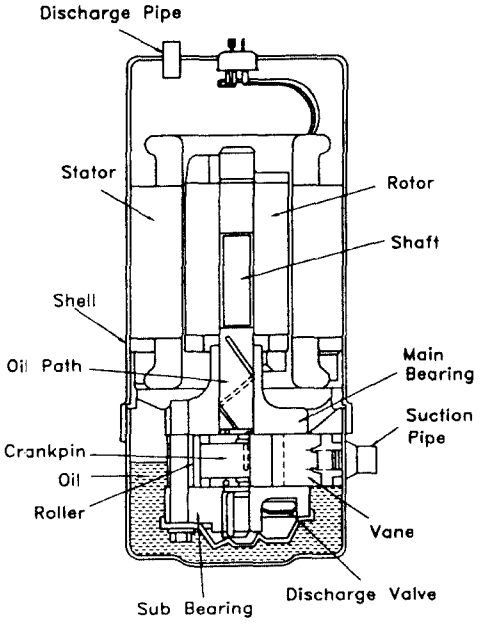
밸브와 피스톤 운동부분의 관계에 대한 연구는 岡田[9]가 연구하여 발표한 바 있다. 또한, Beck[6]등이 베인형 콤프레서의 마찰특성에 관하여 발표한 바 있다.

그러나, 위에서도 기술한 바와 같이 최근 문제가 되고 있는 AC-9000 과 같은 대체 열매체 하에서의 윤활적거동에 관한 내용은 거의 발표되어지지 않고 있는 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 우선, 압축기내의 이상류, 즉 냉매와 오일의 혼합상태라 하는 특수한 환경에서 하중을 지지하고 있는 상·하부 베어링에서의 윤활특성 파악을 위하여, 압축기의 동역학해석 및 레이놀즈방정식을 이용, 베어링의 축심궤적을 수치해석에 의해 결정하고, 여러 운전조건에서 축심궤적의 변화를 살펴 보았다. 또한, 실험에서는 실제의 냉방시스템에 사용되고 있는 로터리 압축기의 축심궤적을 갭-센서를 이용하여 파악, 그 결과를 나타냈다.

2. 기초이론

2.1 로터리압축기의 구조

로터리 압축기는 그림1과 같은 구조로 되어있으며, 편심부가 회전하면서 흡입부로 인입된 냉매를 압축시켜, 설정된 토출압에 도달하면 토출밸브가 열림으로서 압축작용을 하게된다.



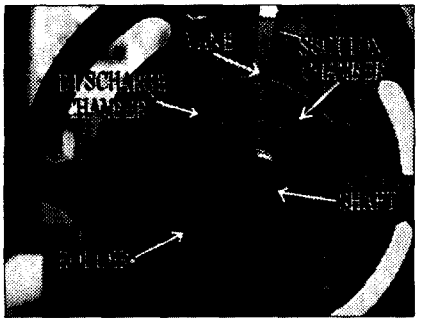


그림 1. 로터리압축기의 내부구조

2.2 유막압력 및 축심궤적의 계산

베어링 반력은 윤활막의 유체방정식을 풀어, 구해진 압력분포를 적분하는 것에 의해 얻어진다. 즉, 축하중을 받는 베어링의 축심궤적을 구하기 위한 유막반력과 베어링하중에 관한 식으로서, 식 (1)이 얻어진다.

$$F\sin\varphi = \int_0^l \int_{\theta_1}^{\theta_2} p\, r_i \sin\theta \, d\theta \, dz$$

$$F\cos\varphi = -\int_0^l \int_{\theta_1}^{\theta_2} p\, r_i \cos\theta \, d\theta \, dz \qquad (1)$$

여기에, θ_1 및 θ_2 는 케비테이션이 없는 유막의 존재영역($\theta_1 \le \theta \le \theta_2$)의 경계값이 된다. (1)식에 수치적분을 실행하면 축심궤적을 나타내는 ε 및 φ가 구해진다.

2.2.1 미끄럼베어링의 좌표계 기호

여기에서는 다음 그림2와 같은, 진원 저널베어링을 대상으로 했다. 축방향(지면에 수직방향)의 좌표를 z축으로 한다.

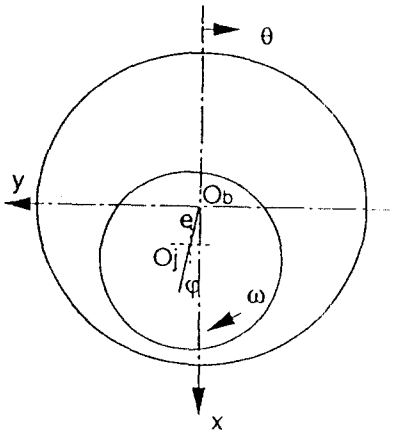


그림 2. 진원 저널베어링의 좌표계

2.2.2 유막의 지배방정식

기·액 이상류상태의 윤활은 다음의 Reynolds 방정식으로 기술할 수 있다

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{p}{\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial(\rho uh)}{\partial r\theta} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \qquad (2)$$

$$\rho = \rho_0 \Gamma_r \qquad (3)$$

$$\mu = \mu_0 \Gamma_m \qquad (4)$$

여기에서 ρ_0, μ_0는 윤활유의 밀도와 온도이고 ρ, μ는 氣液二想상태에서 유효밀도,점도이다. 또, Γ_r,Γ_m은 캐비테이션함수이고, 일반적으로 압력, 온도 및 void율 등으로 결정된다.

또한, 변수를 이하와 같이 무차원화 한다.

$$h = cH, \quad u = R\omega, \quad t = \tau / \omega,$$
$$z = lZ, \quad \zeta = \frac{l}{d}, \quad p = \mu_0 P \omega \left(\frac{r}{c}\right)^2 \tag{5}$$

무차원화 시킨 Reynolds 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{\Gamma_r H^3}{\Gamma_m}\frac{P}{\theta}\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{\zeta}\right)^2 \frac{\partial}{\partial Z}\left(\frac{\Gamma_r H^3}{\Gamma_m}\frac{\partial P}{\partial Z}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial(\Gamma_r H)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\Gamma_r H)}{\partial \tau} \tag{6}$$

2.2.3 氣·液 이상류의 영향

전술과 같이 氣液이상류에서는 기포의 체적비율, 즉 보이드율에 의해 윤활유의 밀도 및 점도가 변화한다. 일반적인 윤활유의 경우, 이 기포는 윤활유에 함유되어 있는 공기이다. 이에 대한 여러 가지 캐비테이션함수가 제안되었는데, 池內는

$$\Gamma = \Gamma_m = \Gamma_r \tag{7}$$

로 가정한 등가흐름 모델을 채용했고, 이하와 같은 함수를 이용했다.

$$\Gamma = \begin{cases} 1 & \text{for } P \geq P_{cav} \\ \alpha(P - P_{cav}) & \\ \quad or & \text{for } P < P_{cav} \\ \alpha(P - P_{cav})^2 & \end{cases} \tag{8}$$

小野는 池內와는 다른 함수를 사용하고 있다.

$$\Gamma = \begin{cases} 1 & \text{for } P \geq P_{cav} \\ e^{(-(\alpha(P-P_{cav}))^2)} & \text{for } P < P_{cav} \end{cases} \tag{9}$$

여기에서의 해석은 小野의 모델을 채용하고 있다.

2.2.4 베어링의 동특성 해석

축심궤적을 보다 정확히 계산하기 위해 베어링유막의 탄성계수, 감쇠계수를 계산하는 경우가 많다. 이번 계산에서는 다음과 같이, 어떤 상태의 미소한 변동을 생각하여 비변동성분에 첨자 0를, 변동성분에는 ~를 붙인다.

$$X = X_0 + \tilde{X}, \quad Y = Y_0 + \tilde{Y}$$
$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \tilde{\varepsilon}, \quad \Psi = \Psi_0 + \tilde{\Psi}$$
$$H = H_0 + \tilde{H}, \quad P = P_0 + \tilde{P} \tag{10}$$
$$\Gamma = \Gamma_0 + \tilde{\Gamma}$$

이때 유막두께의 변동성분과 X,Y의 변동성분과는 다음의 관계가 있다.

$$\tilde{H} = \tilde{X}\cos\psi - \tilde{Y}\sin\psi \tag{11}$$

(6)식의 제 0성분은 이하와 같은 방정식이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta}\left(H_0^3 \frac{P_0}{\theta}\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{\zeta}\right)^2 \frac{\partial}{\partial Z}\left(H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Z}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial(\Gamma_0 H_0)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\Gamma_0 H_0)}{\partial \tau} \tag{12}$$

제 1차성분 (2차 이상의 항을 무시한 것) 은,

$$\frac{\partial}{\partial \theta}\left(H_0^3 \frac{\tilde{P}}{\theta} + 3H_0^2 \tilde{H}\frac{\tilde{P_0}}{\theta}\right) + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{\zeta}\right)^2 \frac{\partial}{\partial Z}\left(H_0^3 \frac{\tilde{P}}{Z} + 3H_0^2 \tilde{H}\frac{\tilde{P_0}}{Z}\right) = \frac{1}{2}\frac{\partial(\tilde{\Gamma}H_0 + \Gamma_0 \tilde{H})}{\partial \theta} + \frac{\partial(\tilde{\Gamma}H_0 + \Gamma_0 \tilde{H})}{\partial \tau} \tag{13}$$

탄성계수, 감쇠계수는 일반적으로 이하와 같이 표시된다.

$$K_{ij}^{u} = \int_0^{2\pi}\int_0^1 \frac{\partial P}{\partial \tilde{X}_i} q_j d\psi \, dZ \tag{14}$$

단, K^u = 탄성계수 또는 감쇠계수

$$q_j = \begin{cases} \cos\psi & (j = X) \\ \sin\psi & (j = Y) \end{cases}$$

$$\tilde{X}_i = \begin{cases} \tilde{X} & (i = X) \\ \tilde{Y} & (i = Y) \end{cases}$$

운동방정식(또는 힘의 연립방정식)을

$$f(X, \dot{X}) = F_{bearing} - F_{comp} = 0 \tag{15}$$

로한다. 축심궤적을 구할 경우에는 이것들의 탄성계수, 감쇠계수를 이용한다. (Newton-Raphson法)

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \triangle X \\ \triangle Y \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \triangle \dot{X} \\ \triangle \dot{Y} \end{pmatrix} = f(X, \ldots X) \tag{16}$$

2.2.5 수치해석법

일반적으로 편미분 방정식이 선형방정식일 경우에는 수치적으로 안정된 SOR법으로 풀어 메모리를 절약 할 수 있고, 계산시간도 적게 할 수가 있다. 그러나, 氣·液 이상류의 경우는 편미분방정식의 계수가 압력등에 의존하여 비선형문제로 되어 SOR법으로는 수렴이 보증되지 않는다.

이러한 경우에 일반적으로 Newton-Raphson 법을 이용한다. 본 프로그램에서는 Newton - Raphson법을 채용하고 있다. 각 절점에서의 차분방정식을 절점압력으로 미분해 계수 Matrix를 작성하고, 나머지항을 우변에 취해 연립 1차방정식을 푸는 것으로 해의 수정량을 결정한다.

$$[C_p]\{\triangle P\}=\{R\}$$

여기에서 $[C_p]$는 차분방정식을 미분하여 얻어진 계수 매트릭스, $\{\Delta P\}$는 압력의 수정량, {R}은 차분방정식에 현재압력을 대입할 경우의 상수항이다. 해의 수정량이 어느 범위이내에 들때까지 근사를 반복한다. 본 해석에서는 일반적인 캐비테이션 경계조건에서는 SOR법을, 등가 흐름 모델에서는 Newton-Raphson법을 이용해 매트릭스 연산을 행하고 있다.

3. 해석결과

본 연구의 계산에 사용된 압축기의 주요치수 및 운전조건은 표 3-1과 같다.

전장에서 설명한 해석방법에 기초하여, 공조용 냉매압축기내의 베어링에 걸리는 하중과 축회전수를 변화시켜 그 결과를 그림 3에 표시했다.

표 3-1 압축기의 주요 치수

항 목	치 수	단 위
흡·토출압	6.37/20.86	kg_f/cm^2
회전수	3386	rpm
롤라 반경(cm)	1.95	cm
실린더 반경(cm)	2.4	cm
오일 점도	3	cP
베인스프링 상수	1.39	kgf/cm
실린더 높이	2.78	cm
편심부 길이	1.52	cm
메인베어링 반경	0.9	cm
서브베어링 반경	0.75	cm
메인베어링 간극	7~29	μm
서브베어링 간극	5~23	μm

그림 3-1에서와 같이 토출압의 차이가 궤적에 크게 영향을 준다.

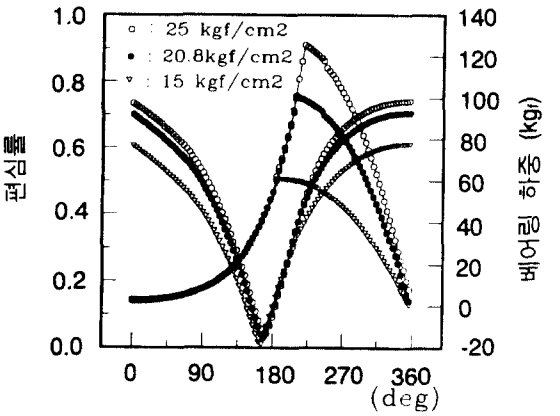


그림 3-1. 토출압을 변화 시켰을때의 베어링하중과 편심율

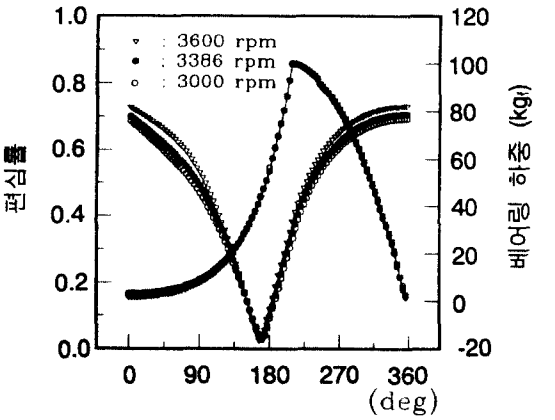


그림 3-2. 회전수를 변화 시켰을때의 베어링하중과 편심율

그림에서 베어링하중이 증가 할수록 편심률이 감소하는데, 이는 베어링하중을 수직력과 접선력성분으로 나눌때, 구조적으로 접선력은 Roller를 자전시켜 소멸하고, 축심궤적에 영향을 미치는 것은 수직력성분이므로, 이의 크기에 따라 궤적이 결정된다. 또한, 그림 3-1에서 토출압이 증가 할수록 수직력이 커져 이에따라 편심률이 증가하고 있으며, 베어링 하중 또한 증가한다. 그리고, 그림 3-2에서 정상상태에서 축의 회전수를 변화 시켰을때, 축심의 궤적에 대한 영향은 그림에 나타낸 것과 같이 축의 회전수가 크게되면, 토출압력이 상승하고, 흡입압력 감소하므로, 편심율이 어느정도 증가하지만 이의 영향은 토출압변화의 영향에 비해 작은 것을 알 수 있다.

4. 실 험

4.1 실험방법

축심궤적 측정실험을 위하여 그림 4와 같은 지그를 이용, 실험장치를 제작했다.

그림 4-1에서 상·하부베어링 각각 서로 사잇각이 90°를 이루도록하여 갭센서를 취부했다.

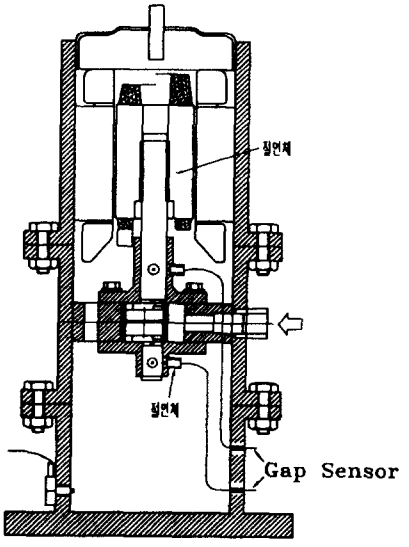


그림 4-1. 지그의 내부구조

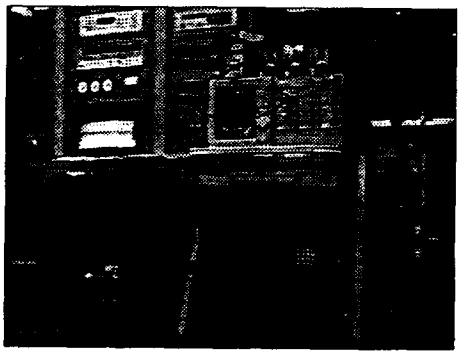


그림 4-2. 실험 및 측정장치 전경

또한, 베인이 가장 상승했을 때의 각을 $\theta=0^{\circ}$로 하고, 이부분에 기준각(트리거 신호)을 파악하기 위한 갭-센서를 취부했다. 압축기의 운전시 실내의 온도는 지그표면의 온도와 같다고 가정하여, 외부에 온도센서를 설치 온도를 감지한다.

본 실험에서 사용된 갭센서는 일본 전자응용사(AEC社) 제품으로, 측정범위 0~1.2mm, 분해능이 0.5μm이고, 사용 온도범위는 -20℃~+120℃이다. 센서의 켈리브레이션은 켈리브레이터를 사용하여, 거리변화와 온도변화에 따른 센서의 Voltage 변화를 획득, 이를 거리로 환산하였다.

압축기는 실제 냉동시스템에서 사용중인 공조용 압축기를 이용하였고, 실제 운전조건과 동일한 상태에서 실험하기 위하여, 칼로리메타(Calorimeter)내에서 정상상태 운전시, 즉 회전수 3386 rpm, 흡입압 6.37kgf/cm^2, 토출압 20.86kgf/cm^{2}에서 상·하부베어링의 축궤적변화를 그림 4-1과 같은 실험장치를 이용하여 파악하였다.

4.2 실험결과 및 고찰

실제 사용 냉매압축기를 대상으로 상부베어링과 하부베어링의 축심궤적 실험을 한 결과를 그림 4-3과 그림 4-4에 나타냈다.

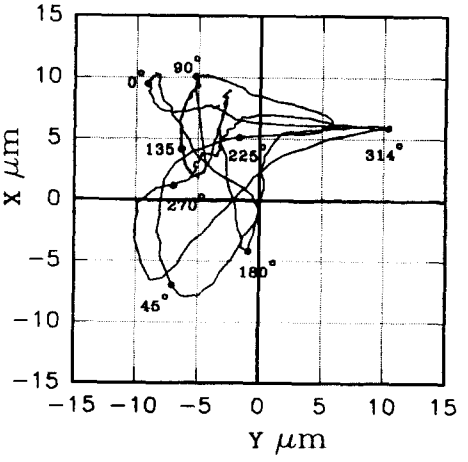


그림 4-3. 상부베어링의 축심궤적

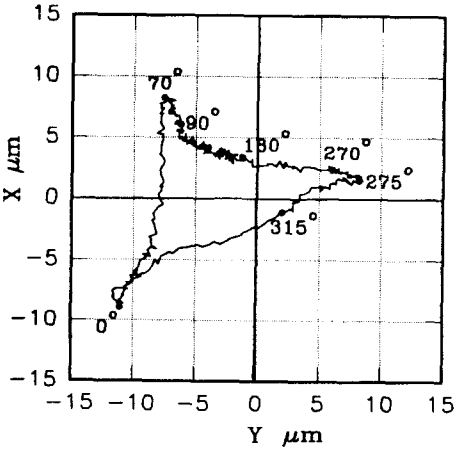


그림 4-4. 하부베어링의 축심궤적

이 실험에서 알 수 있는 것은,

(1) 실험결과, 축심궤적은 이론해석 결과인 타원형 궤적을 보이지 않고, 실제에는 불평형력(ROTOR의 질량에 의한)의 영향으로 불규칙한 축심궤적을 보이고 있다. 이는 그림과 같이 상부베어링의 갭센서는 UNBALANCE의 지지점 부근에 취부하였기 때문에 편심율은 하부베어링에 비하여 작지만, 진동이 심하게 된다. 그에 비해 하부베어링은 지지점으로부터 떨어진 부분에 갭센서를 취부하여, 상부베어링에 비하여 완만한 곡선을 유지하지만, 편심율이 큼을 알 수 있다.

(2) 본 실험에서 이용한 Compressor의 경우, 상·하부 베어링의 최소 유막두께가 상부베어링의 경우 12μm 이고, 하부베어링의 경우 15μm 로서, 로터리압축기의 정상운전상태에서 축과 베어링은 원활한 윤활상태에서 운전됨을 알 수 있다.

(3) 축심궤적의 관찰결과, 실린더내의 점성력, 관성력 및 압력차에 의한 압축기력이 축심궤적에 미치는 영향은 ROTOR부분의 UNBALANCE에 의해 발생되는 관성력에 의한 것에 비해, 매우 작은 것을 알 수 있다.

5. 결 론

냉동·공조용 로터리 압축기의 상·하부 베어링의 축심궤적을 수치해석과 실험을 통하여 파악한 결과

(1) 압축기의 베어링부에서 축심궤적은 토출압이 증가할 수록 수직력이 커져, 이에 따라 편심율이 증가하고, 회전수의 축심궤적에 대한 영향은 토출압의 영향에 비해 매우 작은 것을 알 수 있다.

(2) 베어링 하중의 절대치가 증가함에 따라 구조적으로 수직력이 감소하여 편심율은 감소하고, 베어링하중이 베인중심선을 기준으로, 약 203deg부근 에서 최대로 되는데, 편심율은 이 부근에서 최소가 된다. 이 후에는 베어링 하중이 감소를 시작하고, 편심율은 증가하고 있음을 알 수 있다.

(3) 본 실험에서 이용한 Compressor의 경우, 상·하부 베어링의 최소 유막두께가 상부베어링의 경우 12μm 이고, 하부베어링의 경우 15μm 로서, 로터리압축기의 정상운전상태에서 축과 베어링은 원활한 윤활상태에서 운전됨을 알 수 있다.

(4) 실험결과, 축심궤적은 불규칙한 모양을 보이며, 하부베어링이 상부베어링보다 큰 편심량을 지니고, 상부측의 진동이 매우 심함을 알 수 있다.

(5) 실린더내의 점성력, 관성력 및 압력차에 의한 압축기력이 축심궤적에 미치는 영향은 ROTOR의 UNBALANCE에 의하여 발생되는 관성력에 의한 것에 비해, 매우 작은 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단이 지원하는 목적기초연구과제(과제번호: 92-2900-15-1-3)의 일환으로 수행 되었읍니다.

기호 및 약어 설명

F : 베어링 하중
O_b : 베어링 중심
O_j : 저널 중심
Γ : 케비테이션 함수
e : 저널중심의 반경방향 편심량
h : 유막두께
l : 베어링 길이
p : 유막 압력
α : 기포 체적비율 (보이드율)
ε : 편심률
ρ : 기·액 이상 상태에서의 밀도
μ : 기·액 이상 상태에서의 점도
ρ_0 : 윤활유의 밀도
μ_0 : 윤활유의 점도
ω : 축회전 각속도

참고문헌

(1) 田中 : 日本 潤滑 學會 第 32 期 全國大會 豫告集 (1987) 453.
(2) 松崎 : 日本 自動車 技術會 學術 講演會 典 刷集 , 901 (1990), 131.
(3) 田中 : Journal of Japanese Society of Tribologists Vol. 37 , NO. 4 (1992), 312.
(4) W.D. Beck , R.A. Stein , J.a. Eibling : Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors ,Trans , ASHRAE, 72, Part I, (1966), 190 - 197.
(5) E.O. Bransford , R.A. Stein : Design Control of Overcompression in Rotary- Vane Compressors, Trans. ASME, Ser. A, 82 , (1960) , 221 -226.
(6) R.A. Stein , W.D. Beck , J.A. Eibling : Design for Minimum Leakage in Rotary-Vane Refrigeration Compressions. ASHRAE.71, Part I(1965), 192 - 199.
(7) 淸水 : 回轉 壓縮機의 壓力 變化 特性에 關한 考察 , 冷凍 , 50-573 (1975) , 505.
(8) 淸水 , 永作 : 回轉 壓縮機의 容積 效率에 關한 冷凍 , 50 - 576 (1975),805.
(9) 岡田, 久山 : 로터리 壓縮機의 피스톤 擧動 , 冷凍 , 50 - 571 (1975), 331.
(10) 柳澤, " 롤링피스톤형 回轉壓縮機의 피스톤 擧動과 機械摩擦損失 (第1報, 피스톤 運動의 測定과 理論解析) " , 日本機械學會 論文集 (C編) , vol 48, No.429, 1982, 732-740