

# 대체냉매 (HFC134a, HC600a)용 밀폐형 왕복동 압축기의 성능해석에 관한 연구

김 정 우\*

(1997년 12월 22일 접수)

## Performance Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor Using the Alternative Refrigerants, HFC134a and HC600a

Jeong Woo Kim

**Key Words :** Alternative Refrigerant(대체냉매), Hermetic Reciprocating Compressor(밀폐형 왕복동 압축기), COP(성능계수), Simulation(모의실험)

### Abstract

Thermodynamic and dynamic analysis has been conducted to investigate performance variations induced by substitution of alternative refrigerants, HFC134a or HC600a for CFC12 in hermetic reciprocating compressors. For the thermodynamic analysis, mass and energy conservation laws are applied to the cylinder volume and Helmholtz resonator modeling method is adopted to describe gas pulsations at suction and discharge system. The modeling of the dynamics of the compressor mechanism has been performed with lumped mass method to analyse the bearing loads and friction losses at each bearing. To verify the correctness of this analysis, results of the performance simulation have been compared to those of calorimetric measurements of compressor operating with CFC12. Analysis of the various losses, noise and reliability as well as performance has been conducted to present the design guideline for the compressor development with alternative refrigerants. It is found that compressors with alternative refrigerants, HFC134a or HC600a give better COPs than those with CFC12 under the same operating conditions and especially, compressors with HC600a show better reliability and noise characteristics also.

### 기호설명

$A_1$	: 압력실과 머플러간 연결통로의 단면적	$B_v$	: 밸브의 유효힘면적 (Effective force area)
$A_2$	: 머플러 입구부의 단면적	$b$	: 볼과 구좌부의 접촉폭
$A_3$	: 무향관 (Anechoic pipe)의 단면적	$C$	: 베어링 틈새 (Clearance)
$A_o$	: 밸브포트의 단면적	$C_o$	: 음속
$A_v$	: 밸브의 유효유동면적 (Effective flow area)	$c_p$	: 정압비열
$a$	: 가속도	$c_v$	: 정적비열
		$D$	: 지름
		$D_1, D_2$	: 가스슬러그 (Gas slug)의 점성감쇠계수 (Viscous damping coefficient)
		$F$	: 힘

\* 회원, 대우전자(주) 압축기 개발팀

$f_c$	: 마찰계수
$H$	: 열전달계수
$\Delta h_{eva}$	: 증발기 입, 출구간 엔탈피 차
$I$	: 회전 관성 모멘트
$K$	: 스프링상수
$K_0$	: 유량계수
$k$	: 냉매가스의 열전도도 (Thermal conductivity)
$L_1, L_2$	: 가스슬러그 (Gas slug) 길이
$L_c$	: 커넥팅로드의 대단부 (大端部) 부터 질량 중심까지 거리
$l$	: 베어링 길이
$m$	: 질량
$P$	: 압력
$\Delta P$	: 실린더와 압력실 사이 압력차
$Pr$	: Prandtl 수
$\dot{Q}$	: 열전달율
$R$	: 반지름
$R_1$	: 크랭크 반지름
$R_2$	: 커넥팅로드 길이
$Re$	: Reynolds 수
$R_g$	: 기체상수
$r$	: 압력비 $= \frac{P_D}{P_u}$
$T$	: 온도
$T_{pi}$	: 압력실 온도
$T_o$	: 토크 (Torque)
$t$	: 시간
$V$	: 체적
$V_{cl}$	: 간극체적 (Clearance volume)
$V_{o1}$	: 압력실 체적
$V_{o2}$	: 머플러 체적
$V_{o3}$	: 압축기 케이스 내부 체적
$v$	: 속도
$W$	: 마찰손실
$y$	: 밸브변위

$\mu$	: 냉동기유의 점도
$\xi_1$	: 압력실과 머플러 사이 가스슬러그의 이동변위
$\xi_2$	: 머플러와 케이스 내부 공간 사이 가스슬러그의 이동변위
$\xi_3$	: 무향관에서 가스슬러그의 이동변위
$\rho_0$	: 냉매가스밀도
$\nu$	: 비체적
$\psi$	: 커넥팅로드 회전각도
$\phi$	: 수치해석 계산값
$\omega$	: 회전속도
$\omega_n$	: 밸브의 고유진동수

상첨자

.	: $= \frac{d}{dt}$
..	: $= \frac{d^2}{dt^2}$
$N$	: 새로운 계산값 (New value)
$O$	: 이전 계산값 (Old value)

하첨자

$b$	: 볼조인트 베어링 (Ball joint bearing)
$c$	: 실린더
$cn$	: 커넥팅로드
$D$	: 하류측
$d$	: 송출
$e$	: 등가 (Equivalent)
$f$	: 마찰
$i$	: 내부
$j$	: 저널 베어링 (Journal bearing)
$o$	: 외부
$p$	: 피스톤
$s$	: 흡입
$t$	: 스리스트 베어링 (Thrust bearing)
$u$	: 상류측
$v$	: 밸브

그리스문자

$\alpha$	: 볼조인트 베어링에서 볼과 구좌부의 접촉각도
$\gamma$	: 비열비
$\epsilon$	: 저널베어링의 편심율
$\zeta$	: 밸브의 유효감쇠계수
$\theta$	: 크랭크 회전각도

1. 서론

1930년대부터 거의 반세기동안 냉동공조시스템에 널리 사용되어져 오던 CFC계 냉매는 1974년 F. S. Roland와 M. J. Molina에 의해 이것에 포함된 염소성분이 지구오존층의 파괴를 초래한다는 연구결

과가 발표됨에 따라 CFC계 냉매에 대한 사용규제와 대체물질의 개발에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔다. 1987년 공포된 몬트리올 의정서와 그 후 몇 번의 개정을 통해 합의된 규약에 의해 1996년부터 선진국을 중심으로 CFC계 냉매의 사용이 전면 금지됨<sup>(1)</sup>에 따라 현재 냉장고, 자동차용 에어컨 등에 널리 사용되는 CFC12의 대체냉매로서 HFC134a가 개발되어 상용되고 있는 실정이다. 그러나 HFC134a가 냉동기유에 대한 상용성문제로 인하여 종래 CFC12에 사용되던 저가의 광유 대신 고가의 합성 에스테르유를 사용해야 한다는 것과 합성 에스테르유의 사용에 따라 수분 흡습성과 오염물질에 대한 용해성이 증가하여 압축기와 냉동시스템의 신뢰성 저하가 우려되고 또한 이를 방지하기 위해 엄정한 제조공정 관리 등이 필요하다는 것 등이 단점으로 지적되고 있으며, 특히 지구온난화지수가 높기 때문에 현재 지구환경보호 차원에서 관심이 집중되고 있는 지구 온난화 방지에 적합하지 않은 물질이라는 것이 문제점으로 대두되고 있다. 게다가 1992년 리오데자네이로에서 합의된 "기후 변동에 대한 국제 기본 협약"에 의하면 지구온난화지수가 높은 HFC계 냉매에 대해 구속력 있는 제한을 둘 수 있도록 규정되어 있기 때문에 향후 이것의 사용에 대한 규제가 예상되고 있는 실정이다.<sup>(2)</sup>

1990년대 초부터 환경친화적인 대체냉매로서 오존파괴지수가 0이고 지구온난화지수가 거의 0인 탄화수소계 냉매의 적용에 관한 연구가 그린피스(greenpeace)의 후원 하에 독일에서 시작되었다. 이후 탄화수소계 냉매가 가연성이 있다는 단점에도 불구하고, 지구환경보호 측면에서 전혀 문제가 없는 냉매라는 점과 종래 CFC12에 사용되던 광유를 사용할 수 있다는 장점 등에 의해 독일을 중심으로 한 유럽지역에서 탄화수소계 냉매, 특히 HC600a(이소부탄)의 적용에 관한 연구가 활발히 진행되어 최근 HC600a용 냉동공조기가 일부 출시되고 있다.<sup>(3~5)</sup> 또한, 가연성에 대한 우려로 인하여 HC600a를 적용하는 것에 대해 부정적이던 미국, 일본 등도 근래 이것의 적용에 관한 연구와 상용화에 박차를 가하고 있는 실정으로, 향후 CFC12의 차세대 대체냉매로서 HC600a의 채용이 급속히 증가 될 것으로 예상된다. 일례로, 세계 최대 압축기 생산업체의 하나인 일렉트로룩스(electrolux)사는 1995년 말까지 자사의 전 제품을 HC600a를 채용할 수 있는 제품으로 전환하겠다고 밝힌바 있고,<sup>(6)</sup>

엠브라코(embraco)사는 1996년 압축기 생산량의 30%정도가 HC600a용인 것으로 추정되고 있다.<sup>(6)</sup> 이와 같이 종래 CFC12의 대체냉매로서 HFC134a가 선정되어 상용화되어 왔으나 최근 지구온난화 문제로 인하여 차세대 대체냉매로서 HC600a의 채용에 관한 연구 및 상용화가 활발히 진행되고 있음을 알 수 있다.

냉동공조시스템에 새로운 대체냉매를 적용하기 위해서는 시스템 전체에 대한 검토와 재설계가 필요하고, 특히 냉동공조시스템의 심장이라 할 수 있는 압축기의 최적설계가 필수적이다. 종래 이것에 대한 연구는 주로 냉동사이클에 대해 간단한 이론해석과 냉매교체실험(Drop-in test) 등을 수행하여 냉매변경에 따른 성능변화를 조사하거나 또는 압축기를 대상으로 냉매교체실험 등을 수행한 것이 대부분이었다. 예를 들면, Camporese R. 등<sup>(7)</sup>은 CFC12의 대체냉매로서 HFC134a, HC290(프로판)/HC600a 혼합냉매, HC600a 등을 적용할 경우, 동일한 운전조건에서의 냉동사이클에서 예상되는 성능변화에 대한 간단한 해석과 배제체적이 다른 여러 종류의 압축기에 냉매를 교체하여 시험하였을 때 발생하는 성능변화에 대해 연구하였고, Richardson 등<sup>(8)</sup>은 밀폐형 증기압축식 냉동시스템에 HC290/HC600a 혼합냉매를 적용할 경우에 예상되는 성능변화에 대해 이론적 해석과 실험을 수행하였다. 또한, 임병환 등<sup>(9)</sup>은 가정용 냉장고에 대한 사이클 모의실험(Simulation)을 통해 탄화수소계 혼합냉매 적용에 대한 성능변화를 예측하였다. Fagotti<sup>(10)</sup>는 열역학적 해석을 통해 냉매의 변경에 따른 압축기의 성능변화를 예측하였고, Hansen<sup>(11)</sup>과 Riffe<sup>(12)</sup>는 각각 이론해석과 실험을 통해 HC600a를 적용할 경우, HFC134a를 적용할 경우에 비해 5-6%의 성능계수 향상이 가능하다고 밝힌 바 있다.

이 연구에서는 종래의 연구와는 달리 가정용 냉장고에 널리 사용되는 밀폐형 왕복동 압축기를 대상으로 하여, CFC12의 대체냉매로서 이미 상용화가 완료된 HFC134a와 최근 차세대 대체냉매로 부각되고 있는 HC600a를 적용할 경우에 압축기의 운전 중 발생하는 냉매의 유동 경로별 압력과 온도, 밸브의 운동, 각 베어링에 작용하는 하중과 마찰손실 그리고 운전토크의 변화 등을 해석하여 대체냉매용 압축기 개발에 필요한 기초설계자료를 제시하고자 하였다. 이를 위해서 실린더를 검사체적

으로 간주하고, 흡입계(Suction system)과 송출계(Discharge system)은 헬름홀츠 공명기(Helmholtz resonator) 해석 방법을 적용하여 열역학적 해석을 수행하였고, 특히 종래 연구에서 열역학적 해석만을 수행한 것<sup>(13~15)</sup>과는 달리 기구해석을 통해 운전토크의 변화와 각 베어링에 작용하는 하중 및 마찰손실 등도 함께 해석하였다. 이 연구에서 수행한 성능해석의 타당성은 CFC12용 압축기의 칼로리미터 실험결과와 비교하여 검증하였고, 동일한 압축기를 대상으로 하여 운전조건이 동일할 때 대체냉매의 적용에 따른 성능변화 뿐만 아니라 각종 손실, 밸브와 베어링의 신뢰성, 밸브의 타격음과 냉매가스 맥동에 의한 소음변화에 대해서도 검토하여 보았다.

### 2. 압축기 모델링

Fig. 1은 이 연구에서 대상으로 한 볼조인트 커넥팅로드식 밀폐형 왕복동 압축기(Ball joint connecting rod type hermetic reciprocating compressor)의 개략적인 구조를 나타낸 것이다. 압축기 모터의 회전운동이 크랭크기구를 매개로 하여 피스톤을 왕복 운동시킴에 따라 냉동시스템의 증발기를 통과한 저온, 저압의 냉매가스가 증발기와 연결된 흡입관을 통해 압축기 케이스 내부로 일차 유입되고, 이 냉매가스는 흡입머플러(Suction muffler), 흡입압력실(Suction plenum), 흡입밸브를 통과하여 실린더 내로 유입되어 고온, 고압 상태로 압축된 후 송출밸브, 송출압력실(Discharge plenum), 송출머플러(Discharge muffler)를 거쳐

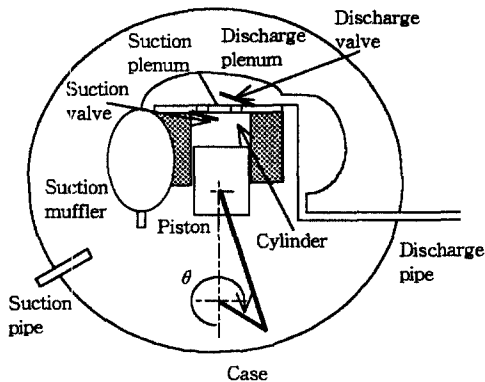


Fig. 1 A schematic view of the hermetic reciprocating compressor.

송출파이프를 통해 응축기로 송출된다.

크랭크의 회전각도에 따른 실린더의 체적변화는 하사점을 기준으로 할 경우 다음과 같이 나타낼 수 있고

$$V_c(t) = V_{c1} + \frac{\pi D_c^2 R_1}{4} \left[ 1 + \cos \theta(t) + \frac{R_2}{R_1} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \sin^2 \theta(t)} \right\} \right] \quad (1)$$

실린더내 냉매가스의 질량변화와 온도변화는 실린더체적을 검사체적으로 간주하여 질량보존의 법칙과 열역학 제 1법칙을 적용함으로써 다음과 같은 식들로부터 구할 수 있다.

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_s - \dot{m}_a \quad (2)$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{1}{m_c c_v} \{ \dot{Q} - W_p - P_c \dot{V}_c + (c_p T_{p1} - c_v T_c) \dot{m}_s - R_g T_c \dot{m}_a \} \quad (3)$$

식 (3)에서 열전달항  $\dot{Q}$ 를 계산하기 위한 열전달 계수는 Adair등<sup>(16)</sup>이 냉매가스의 선회속도를 고려하여 제시한 다음과 같은 실험식을 사용하였고

$$H = 0.053 Re^{0.8} Pr^{0.6} \frac{k}{D_e} \quad (4)$$

실린더내 냉매가스의 온도변화를 보다 정확히 예측하기 위하여 정압비열( $c_p$ )과 정적비열( $c_v$ )은 온도의 함수로 표현되는 관계식<sup>(17~18)</sup>을 이용하였다.

실린더내 압력은 냉매가스를 이상기체로 가정하여 다음과 같은 이상기체 상태방정식으로부터 구하였고

$$P_c = \frac{m_c R_g T_c}{V_c} \quad (5)$$

밸브를 통과하는 질량유량은 냉매가스의 유동을 등엔트로피 유동으로 가정하여 다음과 같은 관계식을 이용하여 계산하였다.

$$\dot{m}_v = P_u A_v \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1) R_g T_u}} \sqrt{r \frac{r+1}{r} - r^2} \quad (6)$$

실린더와 압력실 사이에 발생하는 압력차에 의하여 발생하는 밸브의 운동은 1자유도의 스프링-질량-감쇠계로 가정하여 해석하였다. Fig. 2는 밸브의 운동해석을 위한 자유물체도를 나타낸 것으로 이로부터 밸브의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega_n \dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{B_v \Delta p}{m_v} \quad (7)$$

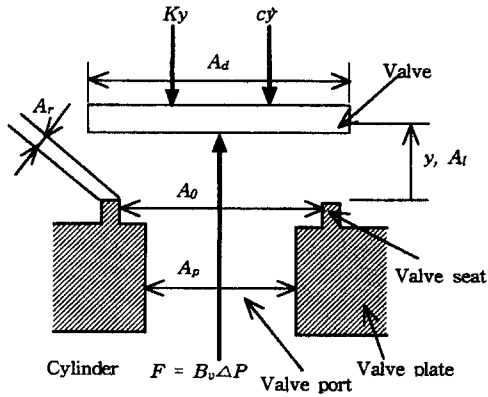


Fig. 2 Free body diagram for the valve motion analysis.

식 (6)과 (7)에서 밸브의 열림 높이에 따라 변화하는 밸브의 유효유동면적(Effective flow area),  $A_v$ 와 유효힘면적(Effective force area),  $B_v$ 는 각각 다음과 같은 관계식으로부터 구하였고

$$A_v = \frac{K_0 A_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{A_0}{A_i}\right)^2}} \quad (8)$$

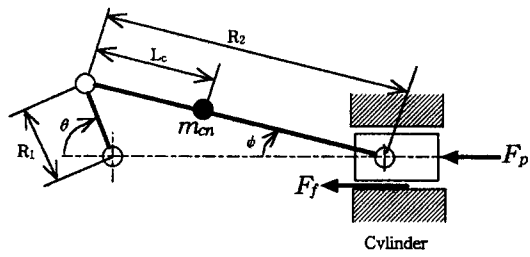
$$B_v = A_d + A_v^2 \left( \frac{1}{A_0} - \frac{A_d - A_p}{A_r^2} \right) \quad (9)$$

밸브의 운동방정식 (7)에 입력자료로 주어져야하는 밸브의 고유진동수와 동가질량(Equivalent mass) 등은 유한요소법을 이용한 해석을 통해 구하였다.<sup>(19)</sup>

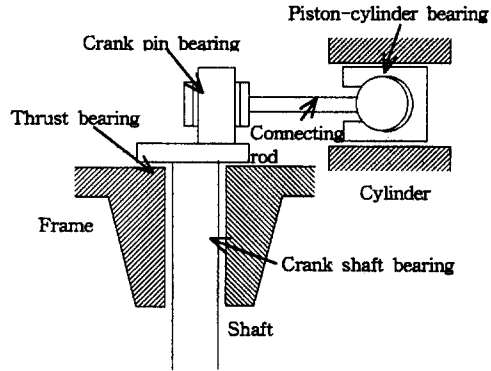
흡입계와 송출계에서 발생하는 냉매가스의 압력 변화는 헬름홀츠 공명기 해석방법을 이용하여 구하였다. 흡입관, 압축기 케이스 내부공간, 흡입머플러, 흡입압력실로 이루어진 흡입계는 헬름홀츠 공명기 3개가 직렬로 연결되고 한쪽 끝이 무향관(Anechoic pipe)으로 연결된 것으로 간주하였고, 송출압력실, 송출머플러, 송출관으로 이루어진 송출계는 헬름홀츠 공명기 2개가 직렬로 연결되고 한쪽 끝에 무향관이 연결된 것으로 간주하여 해석하였다. 이때 각 공명기에서 발생하는 압력맥동은 아래와 같은 관계식들로부터 구해진다.

$$L_1 A_1 \rho_0 \ddot{\xi}_1 + D_1 \dot{\xi}_1 + \rho_0 C_0^2 A_1^2 \left( \frac{1}{V_{01}} + \frac{1}{V_{02}} \right) \xi_1 - \frac{\rho_0 C_0^2 A_1 A_2}{V_{02}} \xi_2 = \frac{A_1 C_0^2}{V_{01}} \int_0^t \dot{m}_v dt \quad (10)$$

$$L_2 A_2 \rho_0 \ddot{\xi}_2 + D_2 \dot{\xi}_2 + \rho_0 C_0^2 A_2^2 \left( \frac{1}{V_{02}} + \frac{1}{V_{03}} \right) \xi_2$$



(a) Free body diagram



(b) Bearing parts

Fig. 3 A schematic view of free body diagram and bearing parts for the dynamic analysis.

$$-\frac{\rho_0 C_0^2 A_1 A_2}{V_{02}} \xi_1 - \frac{\rho_0 C_0^2 A_2 A_3}{V_{03}} \xi_3 = 0 \quad (11)$$

$$c_0 \rho_0 \dot{\xi}_3 + \frac{\rho_0 C_0^2 A_3}{V_{03}} \xi_3 - \frac{\rho_0 C_0^2 A_2}{V_{03}} \xi_2 = 0 \quad (12)$$

Fig. 3의 (a)와 (b)는 연구대상 압축기의 기구해석을 위한 자유물체도와 베어링부를 나타낸 것이다. 이 연구에서 대상으로 한 압축기는 (1) 피스톤-실린더 베어링(Piston-cylinder bearing), (2) 볼조인트 베어링(Ball joint bearing), (3) 크랭크 핀 베어링(Crank pin bearing), (4) 스러스트 베어링(Thrust bearing), (5) 크랭크 축 베어링(Crank shaft bearing) 등으로 구성되어 있는데, 압축기의 운전 중 발생하는 실린더내 압력변화에 따라 변화하는 외력이 각 베어링에 전달된다.

실린더내 압력변화에 의해 피스톤에 가해지는 힘  $F_p$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있고

$$F_p = \frac{\pi D_c^2}{4} (P_c - P_s) \quad (13)$$

커넥팅로드에 작용하는 힘  $F_{cn}$ 은 커넥팅로드의 질량을 상당질량(Equivalent mass)으로 대체하여 점

질량(Lumped mass)를 이용한 기구해석을 통해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{cn} = \left( F_p + F_f + \left( m_p + \frac{L_c}{R_2} m_{cn} \right) a_p \right) / \cos \psi \quad (14)$$

각 베어링에 작용하는 하중은 Fig. 3의 (b)로부터 구할 수 있으며, 크랭크축에 발생하는 회전토크는 다음과 같이 표현된다.

$$T_o = I_e \ddot{\theta} + T_{of} + F_{cn} R_2 \sin(\theta - \psi) \quad (15)$$

피스톤-실린더 베어링에서 발생하는 마찰손실은 피스톤과 실린더 사이가 유체윤활 상태이고, 유체유동은 층류 쿼에트유동(Laminar Coquette flow)인 것으로 가정하여 다음과 같이 나타내었고

$$W_p = F_f v_p = \mu \frac{v_p^2}{C_p} \pi D c l_p \quad (16)$$

스러스트 베어링에서 발생하는 마찰손실은 유막두께가 일정한 점압유체윤활로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.

$$W_t = T_{of} \omega = \frac{\pi \mu}{2 C_t} \omega^2 (R_o^4 - R_i^4) \quad (17)$$

크랭크 핀 베어링과 크랭크 축 베어링은 360° 저널 베어링으로 가정하였고, 이곳에서 발생하는 마찰손실은 L. Gumbel의 해석식<sup>(20)</sup>으로부터 다음과 같은 관계식을 이용하여 해석하였다.

$$W_j = \frac{\pi \mu l_j}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \left( 2 \pm \frac{3\varepsilon^2}{2 + \varepsilon^2} \right) \frac{R_j^3 \omega^2}{C_j} \quad (18)$$

볼조인트 베어링은 볼과 피스톤의 구좌부가 접촉하는 부위를 경계윤활 상태로 가정하였고, Fig. 4와 같이 큰포되는 볼에 걸리는 접촉압력을 계산하여 경계마찰에 의한 마찰손실을 계산하였다. 이때, 볼조인트 베어링에 발생하는 접촉압력은 다음과 같이 표현되며

$$P_b(\eta) = \frac{F_b(\theta)}{4bR_b \sin \alpha} \left( -\frac{\tan \phi}{\sin \alpha} \eta + \frac{2}{\pi \cos \alpha} + \frac{\pi \tan \phi}{2 \sin \alpha} \right) \quad (19)$$

마찰손실은 다음과 같은 식으로부터 구해진다.

$$W_b = f_c b R_b^2 \sin \alpha \left| \omega_b \right| \cdot \int_0^\pi \sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos^2 \eta} p(\eta) d\eta \quad (20)$$

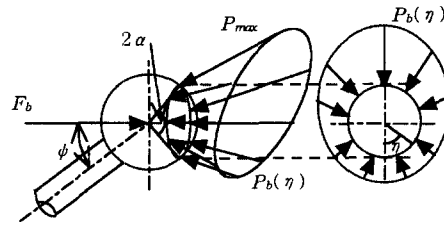


Fig. 4 Pressure distribution on the ball joint bearing.

식 (19)와 (20)에 사용된 각도 α, η, φ의 정의는 Fig. 4에 나타낸 바와 같다.

### 3. 성능해석 모의실험

#### 3.1 입력자료 및 해석기법

Table 1은 성능해석 모의실험에 사용된 입력자료를 나타낸 것이다. 압축기의 운전흡입압력과 송출압력은 KS B 6226 ‘냉동용 압축기 정격온도조건<sup>(21)</sup>’에 상응하는 포화압력을 따랐고, 흡입냉매가스온도와 검사체적 표면온도는 CFC12용 압축기를 위의 조건으로 운전하여 측정된 실험값을 사용하였다. 밸브에 관련된 입력자료는 유한요소해석결과를 이용하였으며, 그 밖의 기구학적 자료는 연구 대상 압축기의 설계자료를 따랐다. 모터의 회전속도는 3520rpm이며, 모터효율은 모터의 효율곡선에서 구한 값 η<sub>mo</sub>=0.78을 사용하였다.

냉매의 변경에 따른 압축기의 성능변화를 보기 위해 동일한 사양의 압축기를 대상으로 하였고, 운전조건 중 (1) 흡입냉매가스온도, (2) 검사체적 표면온도, (3) 냉동기유점도 그리고 (4) 모터효율 등은 동일하게 유지된다고 가정하였다.

냉매가스의 압력, 온도와 같은 상태량, 밸브운동, 질량유량 변화 등을 구하기 위해 식(1)~(12)에 대한 해를 4계 Runge-Kutta법을 이용하여 다음과 같은 수렴조건을 만족하는 해를 얻을 때까지 반복 계산하여 구하였고,

$$\max \left| \frac{\phi^N - \phi^O}{\phi^N} \right| \leq 1 \times 10^{-5} \quad (21)$$

여기서 얻은 실린더내 압력변화를 입력자료로 하여 식 (12)~(20)로부터 각 베어링에 작용하는 힘과 회전토크 그리고 마찰손실 등을 계산하였다.

#### 3.2 결과 및 토의

Table 2는 이 연구에서 대상으로 한 CFC12용

Table 1 Input data for the simulation.

	Item	Data		
Operating conditions	Evaporating temperature	249.85 K		
	Condensing temperature	327.55 K		
	Suction gas temperature ( $T_s$ )	358.15 K		
	Cylinder surface temperature ( $T_w$ )	381.15 k		
	Rotation speed ( $\omega$ )	3520 rpm		
	Motor efficiency ( $\eta_{mo}$ )	0.78		
General Specifiication	Cylinder diameter ( $D$ )	25.0 mm		
	Clearance ratio	0.012		
	Crank radius ( $R_1$ )	8.85 mm		
	Connecting rod length ( $R_2$ )	33.55 mm		
	Mass of piston ( $m_p$ )	30.0 g		
	Mass of connecting rod ( $m_{cn}$ )	23.5 g		
	Plenum volume ( $V_{01}$ )	2 cc	10 cc	
	Muffler volume ( $V_{02}$ )	47 cc	25 cc	
Valve		《Suction》	《Discharge》	
	Natural frequency ( $\omega_n$ )	333 Hz	767 Hz	
	Damping coefficient ( $\zeta$ )	0.18	0.22	
Bearing	Piston-cylinder bearing			
	· Diameter ( $D$ )	25.0 mm		
	· Radial clearance ( $C_p$ )	6.0 $\mu\text{m}$		
	Connecting rod bearing			
	· Radius ( $R_j$ )	7.0 mm		
	· Radial clearance ( $C_j$ )	8.0 $\mu\text{m}$		
	thrust bearing			
	· Inner radius ( $R_i$ )	12.5 mm		
	· Outer radius ( $R_o$ )	10.4 mm		
	· Film thickness ( $C_t$ )	8.0 $\mu\text{m}$		
Ball bearing				
· Ball radius ( $R_b$ )	5.56 mm			
· Friction coefficient ( $f_c$ )	0.15			
Oil viscosity ( $\mu$ )	0.00365 Pa · s			
Refreigerant property		《R12》	《R134a》	《R600a》
	Gas constant ( $R_g$ )	68.8 J/kg · k	81.5 J/kg · k	143.1 J/kg · k
	Enthalpy difference at evaporator ( $\Delta h_{eva}$ )	34.1 kcal/kg	44.4 kcal/kg	80.3 kcal/kg

압축기의 성능해석 모의실험결과와 실험결과를 비교하여 나타낸 것으로 실험결과는 재현정도가  $\pm 1.0\%$ 인 칼로리미터에서 측정된 값이다.

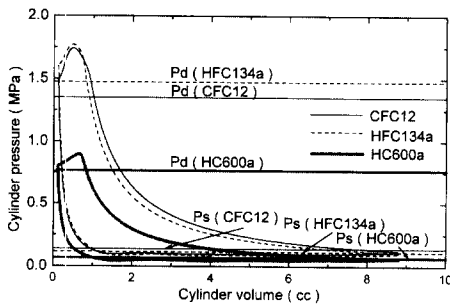
Table 2에서 알 수 있듯이 성능해석 모의실험결과가 실험결과와 상대오차 3%범위 내에서 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 두 결과사이의 오차는 모의

실험에서 고려하지 못한 피스톤과 실린더사이에서 발생하는 누설, 경계운환 마찰해석에 사용된 마찰 계수의 부정확도 등에서 비롯된 것으로 생된다.

Fig. 5는 모의실험에서 구한 P-V선도를 나타낸 것이다. 동일한 '압축기 정격온도조건'에서 운전하더라도 각 냉매특성의 차이에 따라 운전압력 즉,

**Table 2** Comparison table of the simulation result vs. experiment result.

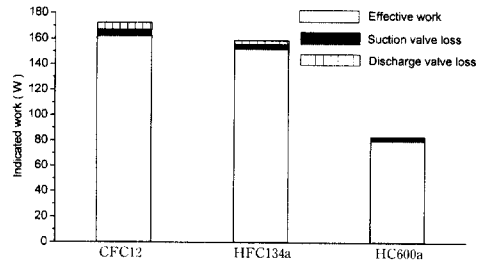
	Experiment	Simulation	Relative error
Cooling capacity (Kcal/h)	275.0	271.9	1.1%
Input power (W)	258.8	251.2	2.9%
COP	1.24	1.26	1.6%



**Fig. 5** P-V diagram.

정격흡입압력과 송출압력이 달라지기 때문에 P-V 선도도 서로 다르게 나타난다. CFC12를 적용할 경우에 비해 HFC134a를 적용할 경우에는 동일한 실린더 체적에서 흡입행정과 압축행정 중에는 실린더내 압력이 다소 낮아지고, 송출행정과 재팽창 행정 중에는 다소 높아지나, HC600a를 적용할 경우에는 CFC12와 HFC134a 냉매를 적용할 때보다 현저히 낮은 압력에서 각 행정을 거치게 된다. 실린더내 냉매가스의 압력은 송출행정 중 밸브를 통과하며 발생하는 압력손실로 인해 CFC12를 적용할 경우에는 1.74 MPa, HFC134a 적용할 경우에는 1.77 MPa, 그리고 HC600a를 적용할 경우에는 0.90 MPa까지 상승하고, 흡입행정 중에는 밸브를 통과할 때 발생하는 압력손실에 의해 CFC12를 적용할 경우에는 0.10 MPa, HFC134a를 적용할 경우에는 0.09 MPa, HC600a를 적용할 경우에는 0.05 MPa까지 내려간다.

Fig. 6은 P-V선도로부터 구한 각 냉매별 지시일량, 유효일량, 흡입밸브손실 그리고 송출밸브손실의 변화를 나타낸 것이다. CFC12를 적용할 경우에 비해 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우의 지시일량은 각각 약 7.8%, 51.7%정도 감소하며, 지시일량 대비 흡입밸브손실과 송출밸브손실이 차지



**Fig. 6** Comparison of indicated work, effective work, suction valve loss and discharge valve loss.

**Table 3** Indicated adiabatic efficiency variation according to the refrigerants application in the same compressor.

	CFC12	HFC134a	HC600a
Indicated adiabatic efficiency	68.7%	70.0%	73.4%

하는 비율 또한 감소되는 것을 알 수 있다.

Table 3은 각 냉매별 지시단열효율(Indicated adiabatic efficiency)의 변화를 나타낸 것으로 CFC12를 적용할 경우에 비해 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우 지시단열효율이 향상됨을 알 수 있다. 지시단열효율이란 실제압축소요일과 이론단열압축소요일의 비로 표시되는 것으로 이것은 주로 밸브 및 유로저항에 따라 영향을 받는다. 따라서, 동일한 압축기에 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우에 CFC12를 적용한 경우보다 밸브 및 유로 저항 손실을 적게 받으며 효율적으로 냉매가스를 압축할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 실린더내 냉매가스의 온도변화를 나타낸 것이다. 성능해석 모의실험을 위한 입력자료에서 흡입냉매가스온도가 같다고 가정하였음에도 불구하고 냉매특성의 변화에 의해 실린더내 냉매가스의 온도변화가 다르게 나타남을 알 수 있고, 흡입행정 중 발생하는 최저온도는 거의 동일하지만 압축과 송출행정 중 실린더내 냉매가스온도는 HFC134a, CFC12, HC600a를 적용한 순서로 높게 나타나고 있다. 특히 HC600a를 적용할 경우에는 송출행정에서 냉매가스온도가 CFC12 또는 HFC134a를 적용할 경우보다 현저히 낮게 유지되며, 실린더내 냉매가스의 최고온도는 CFC12 적용 대비 약 8%정도 감소되는 것으로 예측되었다. 송출냉매가



스의 온도가 높을수록 압축기가 과열되기 쉽고, 이에 따라 밸브에 발생하는 탄화물의 침적, 냉동기유의 열화 그리고 모터의 과열 등에 의해 압축기의 신뢰성(Reliability)에 좋지 않은 영향을 미치기 때문에 HC600a를 적용할 경우에는 압축기의 과열감소에 의한 신뢰성 향상 효과를 기대할 수 있으리라 예상된다.

Fig. 8의 (a)와 (b)는 흡입밸브와 송출밸브의 운동변위 및 속도변화를 나타낸 것이다. Fig. 8의 (a)로부터 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우, CFC12를 적용할 경우에 비해 흡입밸브와 송출밸브 모두 밸브가 열리는 시점은 다소 지연되고, 밸브가 닫히는 시점은 다소 빨라지는 것을 알 수 있다. 특히 흡입밸브의 경우 밸브의 떨림(Fluttering) 횟수와 운동진폭이 감소됨을 알 수 있다. 밸브의 운동속도를 나타낸 Fig. 8의 (b)를 살펴보면 밸브가 열릴 때(속도가 양인 경우)와 닫힐 때(속도가 음인 경우) 흡입밸브의 경우에는 CFC12, HFC134a, HC600a를 적용한 순서로, 송출밸브의 경우에는 HFC134a, CFC12, HC600a를 적용한 순서로 높게 나타난다. 이와 같이 적용하는 냉매의 종류에 따라

밸브의 운동변위와 속도의 변화가 발생하는 것은 밸브운동이 실린더와 압력실의 압력차에 의해 결정되기 때문에 냉매에 따라 밸브를 여닫는데 필요한 압력차에 도달하는 시간과 밸브에 작용하는 외력이 달라지기 때문이다. 밸브의 운동과정과 진폭 그리고 밸브가 여닫힐 때 밸브스톱(Valve stop) 또는 밸브시트(Valve seat)에 충돌하는 속도는 압축기의 소음특성 및 밸브의 신뢰성에 영향을 주게되므로 냉매의 적용에 따라 이들 특성에 변화가 발생할 것으로 예측된다. 특히 밸브의 신뢰성 면에서 CFC12를 적용한 경우와 비교하여 HFC134a를 적용할 경우 흡입밸브는 밸브의 운동진폭과 충돌속도가 감소하므로 밸브의 절단파손 또는 밸브시트 접촉부의 깨짐 등에 대한 신뢰성 개선이 예상되며, 송출밸브의 경우에는 밸브가 여닫힐 때 밸브충돌속도의 증가에 따른 밸브포트 접촉부의 깨짐과 관련된 신뢰성의 저하가 예상된다. HC600a냉매를 적용할 경우에는 흡입밸브와 송출밸브 모두 밸브의 운동진폭 및 충돌속도 등이 현저히 개선되므로 밸브의 신뢰성측면에서 유리할 것으로 예측된다.

Fig. 9는 흡입냉매질량유량과 송출냉매질량유량의 변화를 나타낸 것이다. 흡입냉매질량유량과 송출냉매질량유량의 변화곡선이 밸브의 운동과정과 형태에 따라 변화함을 알 수 있고, 흡입냉매질량유량의 크기는 동일한 압축기 운전조건에서 냉매의 밀도가 CFC12, HFC134a, HC600a의 순서로 낮아지기 때문에 CFC12를 적용한 경우가 가장 크고, 그 다음으로 HFC134a, HC600a를 적용한 순서로 작아지는 것을 알 수 있다. 또한 밸브가 닫히기 직전에 역류(Back flow, 질량유량이 음이 되는 부분)가 발생하는 것을 알 수 있는데, 흡입과정에서 발생하는 역류는 흡입과정 중 실린더 안으로 유입된 냉매가

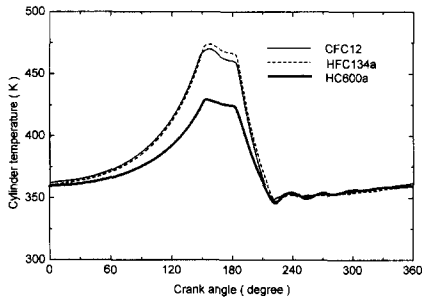
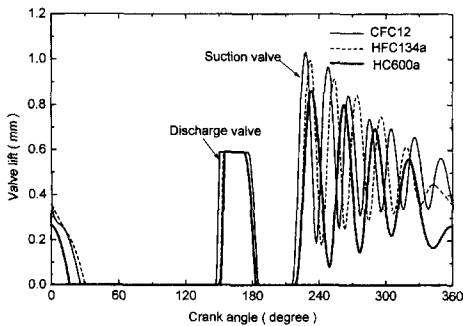
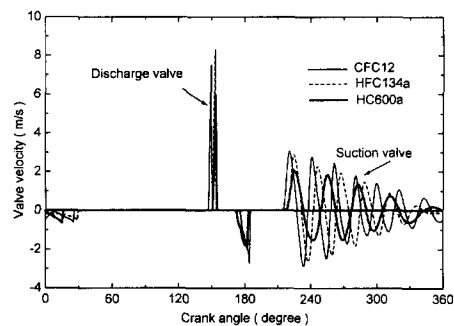


Fig. 7 Temperature variation of refrigerant gas at cylinder.



(a) Valve lift



(b) Valve velocity

Fig. 8 Variation of valve lift and velocity during a cycle.

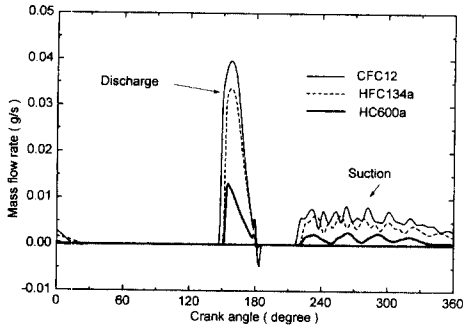


Fig. 9 Mass flow rates during a cycle.

Table 4 Variation of mass flow rate and cooling capacity.

	CFC12	HFC134a	HC600a
Mass flow rate	1.0	0.73	0.24
Cooling capacity	1.0	0.94	0.56

스가 흡입압력실로 빠져나가는 것을 의미하고, 송출과정에서 발생하는 역류는 송출압력실로 송출된 고온의 냉매가스가 실린더 안으로 유입되는 것을 나타내는 것으로 압축기 체적효율의 감소, 즉 압축기의 1 운전주기 당 냉매순환량의 감소를 가져와 냉동효율이 떨어지게 된다.

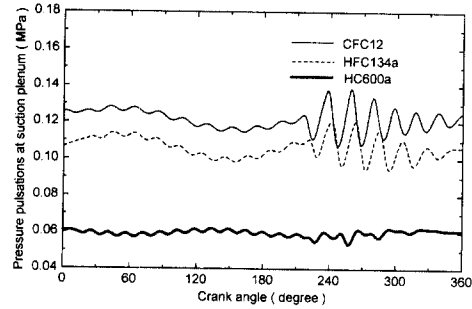
Table 4는 냉매의 변경에 따른 압축기 1 운전주기 당 냉매순환량과 냉동능력의 변화를 CFC12를 적용한 경우를 기준으로 한 상대값으로 나타낸 것이다. 이로부터 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우 1 운전주기 당 냉매순환량은 각각 27%, 76%정도 감소하고 냉동능력은 각각 6%, 44%정도 감소를 알 수 있다.

Table 5는 1 운전주기 당 이론냉매질량유량에 대한 실제냉매질량유량의 비인 체적효율의 변화를 나타낸 것이다. 이로부터 CFC12를 적용할 경우에 비해 HFC134a 냉매를 적용할 경우 체적효율에 거의 차이가 없고, HC600a 냉매를 적용할 경우에는 체적효율이 다소 증가함을 알 수 있는데, 이것은 Fig. 9에서 알 수 있듯이 CFC12 냉매를 적용할 경우에 비해 역류가 감소하기 때문이라 생각된다.

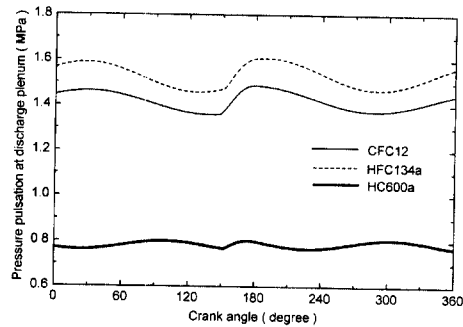
Fig. 10의 (a)와 (b)는 헬름홀츠 공명기 해석을 통해 얻은 흡입압력실과 송출압력실에서 발생하는 냉매가스의 압력맥동 변화를 나타낸 것으로 압력맥동의 변화는 밸브의 여닫힘에 따라 실린더에서 흡입, 송출되는 질량유량의 변화에 의해 좌우됨을 알

Table 5 Volumetric efficiency variation according to the refrigerants application in the same compressor.

	CFC12	HFC134a	HC600a
Volumetric efficiency	81.6%	81.0%	84.8%



(a) Suction plenum



(b) Discharge plenum

Fig. 10 Pressure pulsations at plenum.

수 있다. 예를 들면 흡입압력실에서 발생하는 압력맥동의 크기가 크랭크 회전각도 300도 부근에서 CFC12와 HFC134a를 적용할 경우에는 국부적인 최소점에 도달하나, HC600a를 적용할 경우에는 최고점에 도달하는 것을 알 수 있는데, 이것은 Fig. 9에서 알 수 있듯이 크랭크 회전각도 300도 부근에서 CFC12와 HFC134a를 적용할 경우에는 흡입압력실에서 실린더로 유입되는 질량유량이 국부적인 최대가 되고, HC600a를 적용할 경우에는 최소가 되기 때문이다. 압력맥동의 크기는 흡입압력실의 경우에는 HFC134a와 HC600a를 적용할 경우 감소하는 경향을 나타내며, 특히 HC600a를 적용할 경우에는 현저히 감소함을 알 수 있고 송출압력실에서는 HFC134a를 적용할 경우에는 증가하

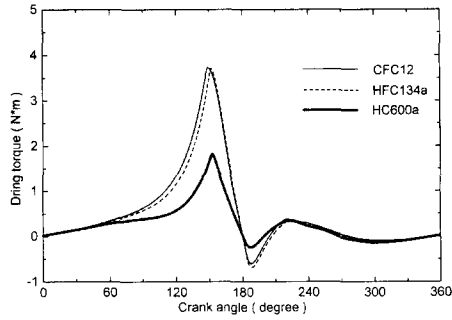


Fig. 11 Driving torque variation during a cycle.

고, HC600a를 적용할 경우에는 현저히 감소됨을 알 수 있다.

일반적으로 압축기에서 발생하는 소음원 중 밸브가 밸브스톱 또는 밸브시트에 충돌할 때 발생하는 타격음과 송출계에서 발생하는 냉매가스의 맥동이 큰 비중을 차지하는 것으로 알려져 있다. 따라서, 위의 결과들로부터 HFC134a를 적용할 경우에는 송출밸브의 충돌속도와 송출가스의 맥동이 증가하기 때문에 압축기의 소음이 다소 증가할 것으로 예상되며, HC600a를 적용할 경우에는 밸브충돌속도와 냉매가스의 맥동 현저히 감소되어 압축기의 소음이 개선될 것이라 예상된다.

Fig. 11은 모터설계에 중요한 자료인 운전토크의 변화를 나타낸 것이다. 이로부터 냉매의 종류에 따른 실린더내 압력변화에 따라 운전토크의 변화곡선에 차이가 발생함을 알 수 있고, CFC12에서 HFC134a로 변경할 경우에는 최대운전토크는 약 1%, 평균운전토크는 약 9% 정도 감소하며, HC600a로 변경할 경우에는 최대운전토크와 평균운전토크가 각각 51%, 49% 정도 감소됨을 알 수 있다. 따라서, 동일한 압축기에 단순히 냉매만을 변경하여 적용할 경우 기동특성의 변화와 모터운전점의 변화에 따라 모터효율이 떨어질 것으로 예상되므로, 이 연구에서 수행한 모의실험결과를 기초로 하여 냉매변경에 따른 운전토크변화에 적절히 대응할 수 있는 모터의 재설계가 필요하다고 생각된다.

Fig. 12는 실린더내 압력이 변화함에 따라 발생하는 크랭크 축 베어링에 전달되는 힘, 즉 베어링 하중의 변화를 나타낸 것이다. 냉매변경에 따른 최대 베어링하중의 변화는 CFC12에서 HFC134a로 변경할 경우에는 다소 증가하는 경향을 보이며, HC600a로 변경할 경우에는 현저히 감소하는 것을 알 수 있다. 동일한 크기의 베어링에 작용하는 최

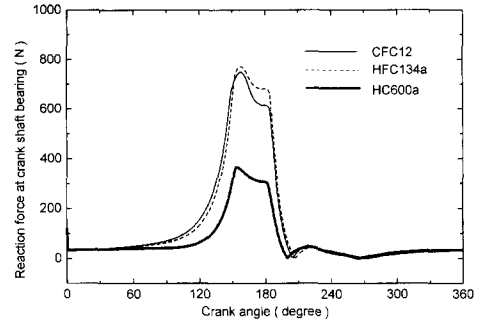


Fig. 12 Reaction forces on the crank shaft bearing.

대하중의 크기는 베어링이 견딜 수 있는 부하에 대한 여유율 즉 안전계수를 변화시켜 베어링의 신뢰성에 영향을 미치므로 냉매를 변경할 경우에는 이것에 대한 재검토가 필요하다고 생각된다.

Fig. 13의 (a)~(d)는 베어링에서 발생하는 마찰손실의 변화를 나타낸 것이다. 볼 조인트 베어링에서 발생하는 마찰손실의 변화를 살펴보면, 실린더내 압력이 급격히 변화하는 압축→송출→재팽창과정 중에 발생하는 마찰손실이 1 운전주기 당 평균마찰손실의 대부분을 차지하고 있음을 알 수 있는데, 이것은 볼조인트 베어링이 경계 윤활 마찰을 하기 때문에 베어링에 작용하는 외력에 비례하여 마찰손실이 발생하기 때문이다. 그리고, 최대마찰손실은 실린더내 압력이 최대가 되는 지점인 크랭크 회전각도, 160° 부근에서 발생하고, 그 크기는 CFC12를 적용할 경우에는 40.0W, HFC134a와 HC600a를 적용할 경우에는 각각 41.3W 및 19.2W로서 HFC134a, CFC12, HC600a를 적용한 순서로 높게 나타난다. 저널 베어링으로 이루어진 크랭크 핀 베어링과 크랭크 축 베어링에서도 실린더내 압력 변화에 의한 베어링에 작용하는 외력의 변화에 의해 마찰손실이 변화됨을 알 수 있는데, 볼조인트 베어링의 경우와는 달리 1 운전주기 당 평균 마찰손실 중 실린더내 압력이 급격히 변화하는 영역에서 발생하는 마찰손실의 비율이 상대적으로 작음을 알 수 있다. 그리고 볼조인트 베어링과 마찬가지로 최대마찰손실은 HFC134a, CFC12, HC600a를 적용한 순서로 높게 나타난다. 한편, 피스톤-실린더 베어링에서 발생하는 최대마찰손실은 약 13W로 크랭크 회전각도가 113°와 160°인 부근에서 발생하고, 스러스트 베어링에서 발생하는 마찰손실은 1.3W 정도로 일정하게 유지된다. 피스톤-실린더 베어링과 스러스트 베어링에서 발생하는 마찰손

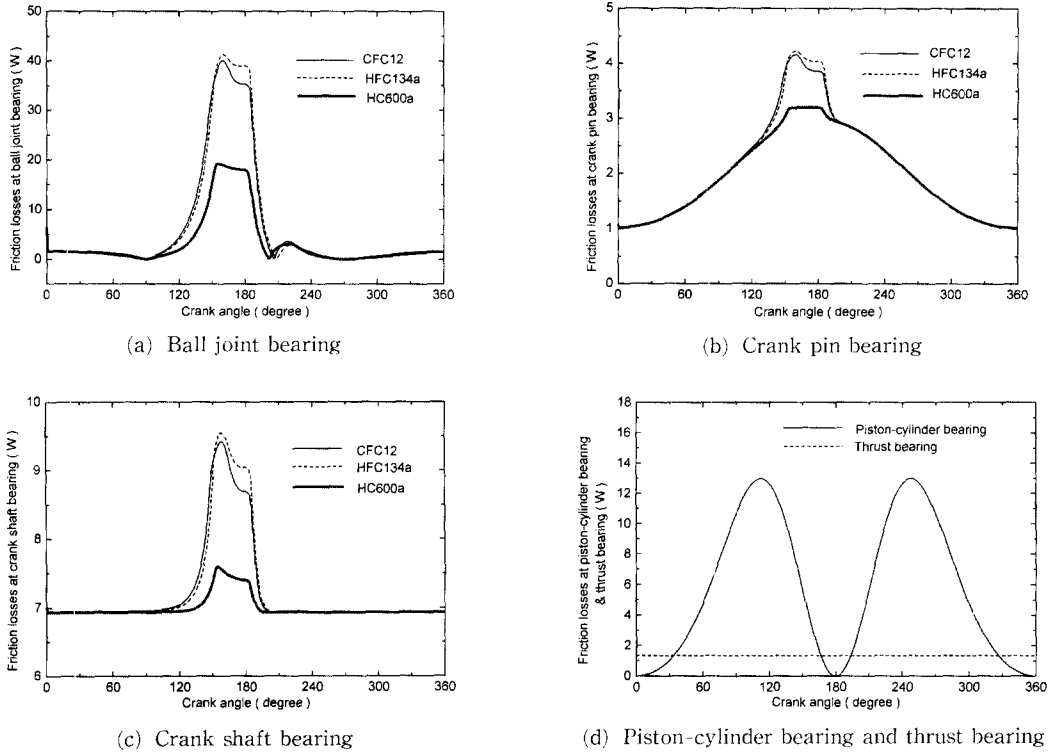


Fig. 13 Variation of friction losses at bearings.

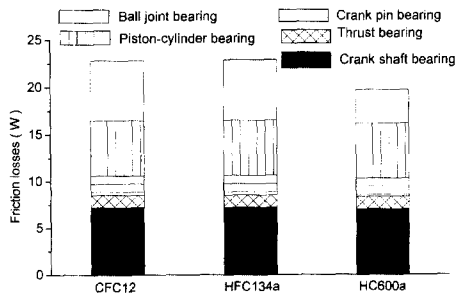


Fig. 14 Comparison of friction losses.

실은 냉매의 변경에 의한 영향을 받지 않는 것으로 나타나는데, 이것은 피스톤-실린더 베어링은 종류 쿨에트 유동의 유체유효율로, 스러스트 베어링은 정압유체유효율로 해석했기 때문이다.

Fig. 14는 냉매의 변경에 따른 마찰손실의 변화를 나타낸 것이다. 이로부터 압축기에서 발생하는 전체 마찰손실 중 크랭크 축 베어링과 볼조인트 베어링 그리고 피스톤-실린더 베어링에서 발생하는 마찰손실이 큰 비중을 차지하고 있음을 알 수 있고, 경계유효율마찰이 발생하는 볼조인트 베어링을 제외하고는 냉매의 변경에 따른 마찰손실의 변화가

작음을 알 수 있다. 전체 마찰손실은 HFC134a를 적용할 경우에는 CFC12를 적용할 경우와 거의 비슷한 수준이며, HC600a를 적용할 경우에는 약 15% 정도 감소될 것으로 예상된다.

#### 4. 결론

동일한 사양의 밀폐형 왕복동 압축기를 대상으로 하여 종래 사용되던 냉매인 CFC12를 대체냉매인 HFC134a 또는 HC600a로 변경할 경우에 동일한 운전조건에서 예상되는 성능변화 모의실험을 수행하였고, 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) CFC12를 적용할 경우와 비교하여 HFC134a를 적용할 경우에는 냉동능력은 약 6%, 입력은 약 7% 감소하여 성능계수는 약 1.6% 상승 가능할 것으로 예상되며, HC600a를 적용할 경우에는 냉동능력은 약 44%, 입력은 약 47% 감소하여 성능계수는 약 6.4% 상승 가능할 것으로 예상된다.

(2) CFC12에서 HFC134a로 변경할 경우에는 최대운전토크는 약 1%, 평균운전토크는 약 9% 정도 감소하며, HC600a로 변경할 경우에는 최대운전토

크와 평균운전토크가 각각 51%, 49%정도 감소된다. 따라서, 냉매의 변경에 따라 최적 운전효율을 갖는 모터의 재설계가 필요하다고 판단된다.

(3) 밸브의 충돌속도와 송출계에서 발생하는 냉매 가스의 맥동에 의한 소음은 CFC12를 적용할 경우에 비해 HFC134a를 적용할 경우에는 다소 증가하고, HC600a를 적용할 경우에는 감소할 것으로 예상된다.

(4) 외부 부하의 변화에 의한 베어링의 신뢰성은 HFC134a를 적용할 경우에는 다소 베어링의 신뢰성이 악화될 것으로 예상되나, HC600a를 적용할 경우에는 현저히 개선될 것으로 예상된다.

(5) 이 연구를 통해 최적성능을 내는 대체냉매 HFC134a 및 HC600a용 압축기 개발에 필요한 기초자료를 얻을 수 있었다.

### 참고문헌

- (1) 한국정밀화학공업진흥회, 1996, 오존층보호 법령 자료집, 한국정밀화학공업진흥회, 서울.
- (2) 한국정밀화학공업진흥회, 1997, CFC Focus, 제 41호, 한국정밀화학공업진흥회, 서울, pp. 4~5.
- (3) 한국정밀화학공업진흥회, 1994, CFC Focus, 제 5호, 한국정밀화학공업진흥회, 서울, pp. 1~4.
- (4) 한국정밀화학공업진흥회, 1995, CFC Focus, 제 17호, 한국정밀화학공업진흥회, 서울, p. 4.
- (5) Greenpeace, 1995, Hydrocarbons and Other Progressive Answers to Refrigeration, Greenpeace.
- (6) JARN, 1996, Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, Oct. 25, JARN, 東京, pp. 9.
- (7) Camporese, R., Bobbo, S. and Rozza, F., 1994, "Hydrocarbons as Substitutes for Halogenated Refrigerants in Refrigerating Systems," *Proc. 1994 International Refrigeration Conference at Purdue*, pp. 231~235.
- (8) Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., 1995, "The performance of Propane/Isobutane Mixtures in a Vapour-compression Refrigeration system," *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 1, pp. 58~62.
- (9) 임병환, 박운범, 유환규, 정동수, 1994, "하이드로 카본 혼합냉매 적용 가정용 냉장고 시뮬레이션," *공기조화냉동공학회 '94년도 하계학술발표회 강연 및 논문집*, pp. 93~100.
- (10) Fagotti, F., 1994, "Performance Evaluation of Reciprocating Compressors Operating with Hydrocarbon Refrigerants," *Proc. 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 611~616.
- (11) Hansen, P. F., Snitkj r, L., Skovgaard, M. and Riemer, A., 1994, "Development of Small Hermetic Compressors for HC600a," *Proc. 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 617~622.
- (12) Riffe, D. R., 1994, "Isobutane as a Refrigerator Freezer Refrigerant," *Proc. 1994 International Refrigeration Conference at Purdue*, pp. 245~254.
- (13) Singh, R., 1984, "First law Analysis of a Compressor Using a Computer Simulation Model," *Proc. of the 1984 Purdue Compressor Technology Conference*, pp. 577~586.
- (14) Morel, T. and Keribar, R., 1988, "Comprehensive Model of a Reciprocating Compressor Application to Component Design Issues," *Proc. of the 1988 Purdue Compressor Technology Conference*, pp. 375~380.
- (15) 김정우, 김현진, 박희용, 1993, "왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션," *대한기계학회논문집*, 제17권, 제2호, pp. 475~483.
- (16) Adair, R. P., Ovale, E., B., and Pearson, J. T., 1972, "Instaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors," *Proc. of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference*, pp. 521~526.
- (17) 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "실제기체 상태방정식을 이용한 왕복동 압축기의 성능해석," *공기조화·냉동공학 논문집*, 제4권, 제4호, pp. 306~315.
- (18) Stewart, R. T., Jacobson, R. T. and Penoncello, S. G., 1986, "ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants," ASHRAE, Inc., Atlanta.
- (19) 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "밀폐형 왕복동 압축기의 리드밸브 동특성에 관한 연구," *공기조화·냉동공학 논문집*, 제4권, 제3호, pp. 163~174.
- (20) 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫, 1990, "トラ

- イボロシ-入門,” 幸書房, 東京, pp. 106~108.
- (21) 한국공업표준협회, 1977, “KS B 6226 냉동용 압축기의 정격온도 조건,” 한국공업표준협회, 서울.
- (21) 김광식, 1985, 기계역학, 청문각, 서울.
- (22) Sodel, W., 1984, “Design and Mechanics of Compressor Valves,” Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN 47907.
- (23) 川平睦義, 1981, 密閉形冷凍機, 日本冷凍協會, 東京.