

냉동기용 로터리 압축기의 모델링 및 시뮬레이션

박민우*, 정연구*, 박경우**, 박희용***
(1999년 5월 8일 접수)

Modelling and Simulation of Rotary Compressor in Refrigerator

Min-Woo Park, Youn-Goo Chung, Kyoung-Woo Park and Hi-Yong Pak

Key Words: Rotary Compressor(로터리 압축기), Performance Analysis(성능해석), Efficiency(효율), Friction Work(마찰일), Hydrocarbon Refrigerant Mixtures(탄화수소계 혼합냉매)

Abstract

This paper presents the modeling approach that can predict transient behavior of rotary compressor. Mass and energy conservation laws are applied to the control volume, real gas state equation is used to obtain thermodynamic properties of refrigerant. The valve equation is solved to analyze discharge process also. Dynamic analysis of vane and roller is carried out to gain friction work. From the above modeling, the performance of rotary compressor with radial clearance and friction loss is investigated numerically. The performance of each refrigerant is estimated, respectively by applying R12, R134a, and R290/ R600a mixture.

기호설명

A : 면적
 B_{eff} : 밸브의 유효 힘면적
 F : 힘
 H : 높이
 h : 엔탈피
 l_f : 가상 채널 길이
 M : 마하(Mach)수, 모멘트
 m : 질량
 \dot{m} : 질량 유량
 P : 압축실의 압력
 R : 반지름, 반력, 또는 기체상수
 Re : Reynolds 수

T : 온도
 T_f : 마찰 토크
 U : 내부에너지
 V : 체적
 v : 속도
 v_s : 비체적
 W : 일량, 손실량

그리스문자

α, β, γ : 각종 사이각
 δ : 누설 간극 높이
 ϵ : 저널 베어링의 편심률
 η_v : 롤러와 베인 끝단 사이의 마찰 계수
 x : 비열비
 θ : 실린더 회전각
 λ : 마찰 계수
 μ : 점성 계수
 ρ : 밀도
 Ψ : 롤러 회전각

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 한양대학교 기계기술연구소

*** 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : hypak@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0422 FAX : (02)2298-4634

ω : 축 각속도
 ω_p : 롤러 각속도

하첨자

c : 압축, 실린더(cylinder)
 dn, up : 하류, 상류
 eff : 유효(effective)
 i, o : 입구, 출구
 n : 수직방향
 p : port
 r : 롤러(roller)
 s : 흡입
 t : 접선방향
 v : 베인(vane)
 s : 흡입

1. 서 론

냉동시스템 압축기의 냉매로 주로 사용되고 있는 CFC-계열의 냉매는 여러 우수한 특성에도 불구하고 환경문제에 매우 취약하기 때문에 대체 냉매의 개발이 절실한 실정이다.

대체냉매는 기존 냉매의 장점을 가질 뿐만 아니라 환경 친화적이면서 기존 냉동시스템의 설계 변경 없이 즉시 적용할 수 있어야 한다. 탄화수소 계열의 천연 냉매가 이러한 특성을 만족하는 대체 냉매로 부각되고 있으며 이 중 R290(propane)과 R600a(iso-butane)의 혼합물이 냉매로서의 우수한 성능을 가진 것으로 알려지고 있다. 김종현 등⁽¹⁾은 수치해석을 통해 탄화수소계 냉매가 왕복동 압축기에 직접 적용될 수 있음을 밝혀냈다.

로터리 압축기(rotary compressor)는 왕복동 압축기에 비하여 크랭크 케이스가 없어 구조가 간단하고 진동과 소음이 작다. 또한 운전 범위가 넓고 고속 회전이 가능하여 큰 유량을 얻을 수 있다는 장점으로 가정용 냉장고 또는 공조기의 냉매 압축용 압축기로 크게 각광받고 있다. 이러한 요구로 로터리 압축기 성능 해석을 위한 연구는 지난 십여년 동안 꾸준히 이루어져 왔다. Padhy⁽²⁾는 베어링부를 롱베어링으로 가정한 후 압축기의 동적 거동을 해석하여 실험 결과와 비교하였고 Soedel⁽³⁾은 토출 밸브의 거동을 모델링하였으며

Yanagisawa 등⁽⁴⁾은 반경 방향의 누설량을 구하고 누설 간극이 체적 효율에 미치는 영향을 연구하였다. 그러나 이들의 연구들은 주로 누설량이나 마찰일을 계산할 때 흡입실의 압력은 일정하게 두며 압축실의 압력은 폴리트로픽 과정으로 근사화시켜 해석하거나 작동 유체를 이상 기체로 가정하는 등의 한계가 있었다.

따라서 이 연구에서는 실제 기체의 상태 방정식을 사용하여 냉매의 열역학적 상태량을 구하고 실린더 내부에 에너지 보존 법칙과 질량 보존 법칙을 적용하여 회전각에 따른 압력과 온도 변화를 구하는 열역학적 모델링을 제시하고자 한다. 또한 압축기 내부에서 발생하는 실린더 반경 방향의 누설량을 유체의 마찰을 고려한 Fanno 유동으로 모델링하여 계산하고, 롤러와 베인의 동역학적 해석을 통해 마찰손실을 구한 후 누설 간극에 따른 체적 효율을 계산하였다. 이러한 일련의 과정을 통하여 로터리 압축기의 성능을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고, 여기에 기존의 냉매 R12, R134a와 R290/R600a 혼합물 등이 압축기의 성능에 미치는 영향을 규명하였다.

2. 로터리 압축기 모델링

로터리 압축기 성능예측을 위하여 이 연구에서는 열역학 및 동력학적 관점을 모두 고려하였다.

2.1 열역학적 모델링

압축실내의 온도, 압력등의 변화를 규명하기 위해서는 먼저 밀폐체적, 흡·도출구면적등을 계산하여야 한다.

2.1.1 밀폐체적

롤러(roller)와 베인(vane)은 실린더와 편심(편심량: e)된 상태로 결합되어 있으며, 롤러 1회전시 흡입과 압축과정의 동시 발생이 이루어지는 로터리 압축기의 압축실에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 일반적으로 압축기의 밀폐체적은 기하학적 관계로부터 계산되는데, 이 연구에서는 보다 정확한 밀폐체적을 구하기 위해 베인의 확장면적(A_v) 개념을 도입하였다. 로터리 압축기의 밀폐체적은 다음과 같이 계산한다.

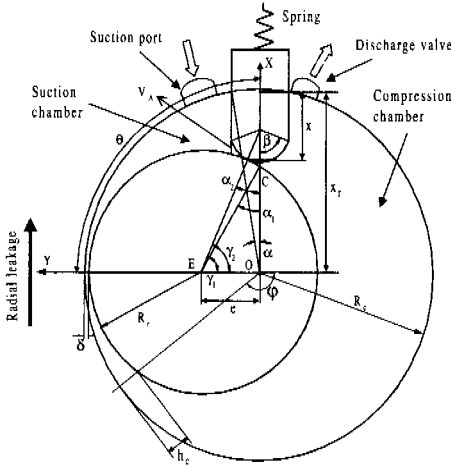


Fig. 1 Schematic diagram of chamber

$$V = H \cdot \left[\frac{1}{2} R_c^2 \theta - \frac{1}{2} R_r^2 (\pi - \gamma_1) - \frac{1}{2} (R_c - R_r) R_r \sin \gamma_1 - A_{vb} \right] + V_{cl} \quad (1)$$

여기서 H 는 실린더 높이, V_{cl} 는 잔극체적이다. 그리고 괄호안은 각각 회전각 θ 에서의 실린더 호의 면적(A_c), 각도 $\pi - \gamma_1$ 에 해당하는 롤러 호의 면적(A_r), 삼각형 OCE의 면적(A_1)을 의미하며, A_{vb} 는 베인의 확장면적으로 아래의 식으로 구한다.

$$A_{vb} = (R_c - x_r + x)B - A_1 - A_2 + A_3 \quad (2)$$

여기서

$$\begin{aligned} A_1 &= (R_c - R_c \cos \alpha)B - \frac{1}{2} R_c^2 \theta + \frac{1}{2} R_c B \cos \alpha \\ A_2 &= (R_{vane} - R_{vane} \cos \beta)B - \frac{1}{2} R_{vane}^2 \beta + \frac{1}{2} R_{vane} B \cos \beta \\ A_3 &= \frac{1}{2} (R_{vane} + R_r) R_r \sin (\gamma_2 - \gamma_1) - \frac{1}{2} R_r^2 (\gamma_2 - \gamma_1) - \frac{1}{2} R_{vane}^2 \alpha_2 \end{aligned} \quad (3)$$

이다. 또한 압축실의 체적은 회전각 θ 에서의 압축실의 체적은 $(2\pi - \theta)$ 에서의 흡입실의 체적과 같다는 기하학적 대칭성을 이용하여 구한다.

2.1.2 토출·흡입구면적

Fig. 2는 흡입/토출구면적을 구하기 위한 개략도이다. 로터리 압축기는 흡입구와 토출구의 면적이 롤러에 의해 가려지는 경우가 발생하므로

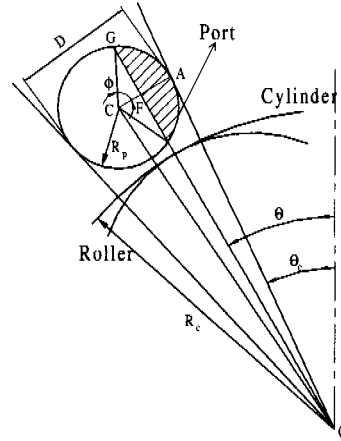


Fig. 2 Calculation of partially opened port area

흡입 및 토출구 면적은 흡입구가 모두 열려있는 경우와 일부분만 개방되는 경우로 나누어 계산해야 한다. 식 (3a)는 모두 개방된 경우를, 식 (3b)는 일부 개방된 경우의 면적을 나타낸다.

$$S = \pi R_p^2 \quad (3a)$$

$$S = R_p^2 \phi - R_p^2 \cos \phi \sin \phi \quad (3b)$$

2.1.3 열역학적 지배방정식

임의 순간에 압축실 경계를 검사체적으로 삼아 열역학 1법칙, 질량보존법칙 및 실제기체 상태방정식을 적용하여 압축실내의 압력, 온도 및 질량을 구한다. 열역학 1법칙은 아래와 같다.

$$\delta Q + \sum h_i dm_i = dU + \sum h_o dm_o + \delta W \quad (4)$$

여기서 δW 는 베인 끝의 마찰토크(T_f)와 압축일의 합으로 다음의 식으로 표현되며, T_f 는 베인과 롤러의 동역학적 해석을 통하여 구한다.

$$\frac{\delta W}{d\theta} = -T_f + P \frac{dV}{d\theta} \quad (5)$$

이상의 관계식 및 엔탈피변화율 그리고 연속방정식 등을 이용하여 압축실내의 질량변화, 온도변화를 회전각 θ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \quad (6)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dm_i}{d\theta}(h_i - h) + T_f}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{v_s} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_s} v_s \right]} - \frac{\frac{dv_s}{d\theta} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v_s} \right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial v_s} \right)_T v_s \right]}{\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{v_s} - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_s} v_s} \quad (7)$$

압축실의 압력은 온도와 비체적의 함수로 표현되며 CSD 상태 방정식⁽⁵⁾을 이용하여 구한다. 이 상태식과 열역학적 관계식으로부터 엔탈피, 엔트로피 등 상태량을 얻는다.

2.1.4 흡입·토출구의 유동해석

흡입구 및 토출구를 통한 냉매질량유량을 구하기 위해 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- 1) 유동은 1차원 압축성 등엔트로피유동이다.
- 2) 유동은 준 정상상태이다.
- 3) 운동에너지 및 마찰의 영향은 무시한다.
- 4) 통로를 지나는 유동은 오리피스유동이다.

흡입·토출구에서의 유동은 질식되는 경우와 그렇지 않은 두 경우로 나누어 구하게 되는데 P_{cr} 을 임계 압력비, 저압부분의 압력을 P , 고압 부분의 압력을 P_0 라 하면 질식되지 않은 경우($P/P_0 > P_{cr}$)의 질량유량은 식 (8a), 질식된 경우($P/P_0 < P_{cr}$)는 식 (8b)와 같다.

$$\dot{m} = \rho_0 A_{eff} \left\{ \frac{2x}{x-1} \frac{1}{RT_0} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{x}{x-1}} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8a)$$

$$\dot{m} = \rho_0 A_{eff} \left\{ \frac{x}{RT_0} \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{x+1}{x-1}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8b)$$

여기서, A_{eff} 는 유효유동면적으로서, 기하학적 관계로부터 구한 유동면적과 1차원 압축성유동이라는 가정으로부터 얻어진 속도에 의한 질량유량이 실제유량과 차이를 보이는데, 이러한 오차를 실험을 통해 보정한 것으로 식 (9)와 같이 정의된다. 또한 밸브의 개폐 정도에 따른 유효유동면적도 실험에 의하여 동일한 방법으로 계산한다.

$$A_{eff} = C_d EA_{or} C_e \frac{\sqrt{\frac{2P_{or,up}}{RT_{or}} \Delta P_{or}}}{\rho_{dn} \sqrt{2(h_{up} - h_{dn}^{is})}} \quad (9)$$

여기서 h 는 엔탈피로서 냉매의 상태방정식으로 구하며, C_d , E , 그리고 C_e 는 각각 유량계수, 접근 속도계수 그리고 팽창계수를 의미한다.

2.1.5 누설모델링

누설이 압축기 성능에 미치는 영향은 매우 크므로, 압축기의 정확한 성능예측을 위해서는 누설모델링이 매우 중요하다. 압축기에서의 간극은 불과 수 μm 로 매우 작기 때문에 간극을 지나는 유체의 마찰저항을 반드시 고려하여야 한다. 이 연구에서는 Yanagisawa⁽⁴⁾가 제안한 모델을 사용하였으며, 이를 Fig. 3에 도시하였다. 해석을 위해 사용된 가정은 다음과 같다.

- 1) 반경방향의 누설간극의 크기 δ 는 일정하다.
- 2) 1차원 압축성 유동으로 점성에 의한 마찰의 영향을 고려한다.(Fanno flow)
- 3) 베인 끝단의 누설경로는 오일 막이 형성되어 냉매의 누설이 없다.
- 4) 누설경로는 누설길이에 비해 누설단면이 작고 누설경로의 단면이 일정하다고 생각한다.

유동 채널은 일정한 높이 δ 와 다음 방정식을 만족하는 채널 길이 l_f 를 가진다.

$$\bar{\lambda} \frac{l_f}{2\delta} = \int_{s_1}^{s_2} \lambda \frac{ds}{2h_c} \quad (10a)$$

$$\lambda = \begin{cases} 96/Re & (Re \leq 3650) \\ 0.3164/Re^{0.25} & (Re \geq 3650) \end{cases} \quad (10b)$$

마찰 계수 λ 가 전구간($s_1 \sim s_2$)에 걸쳐서 일정하다고 가정하고 임의 각 $\phi_1 \sim \phi_2$ 에 대해 적분하면 l_f 는 다음 식으로 구해진다.

$$l_f = \delta \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{Rd\phi}{e(1+(1-\delta/e)\cos\phi)} \quad (11)$$

채널을 통과하는 동안 마찰 계수는 일정하다고 생각하고 적절한 마찰계수 λ 를 가정한다. 채널의 출구에서 유동속도가 음속과 같다고 가정하면 채널 입구의 마하수 M_1 는 다음 식으로 구한다.

$$\bar{\lambda} \frac{l_f}{2\delta} = \frac{1-M_1^2}{xM_1^2} + \frac{x+1}{2x} \log \frac{(x+1)M_1^2}{2+(x-1)M_1^2} \quad (12)$$

식 (12)로부터 M_1 가 구해지면 출구의 음속과 유

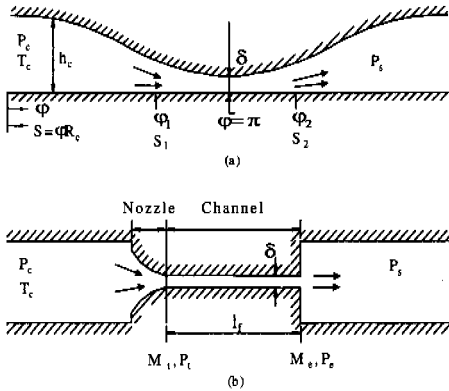


Fig. 3 Modeling for the radial leakage

동면적으로부터 누설량을 구한다. 식을 만족하는 M_t 가 존재하지 않으면 유동이 질식되지 않은 상태로 적절한 출구의 마하수와 채널 길이를 가정한 후 입구의 마하수와 누설량을 구한다.

2.2 동역학적 모델링

로터리 압축기의 운동부는 베인, 롤러, 편심축 등이며 이들 부분에서 마찰손실이 발생한다. 압축기에서 발생하는 마찰일을 구하기 위해서는 동역학적인 거동해석이 이루어져야 한다.

2.2.1 밸브 운동

압력차에 의한 힘은 밸브운동을 일으키는 가진력이 되는데, 이 연구에서는 1-자유도계로 가정하여 다음과 같이 해석한다.

$$F(t) = m_{eff} \ddot{y} + c_e \dot{y} + k(y - \delta_s) \tag{13}$$

$$\Rightarrow \frac{F(t)}{m_{eff}} + \omega^2 \delta_s = \ddot{y} + 2\zeta\omega \dot{y} + \omega^2 y$$

여기서 y 는 밸브의 변위, δ_s 는 밸브의 초기 변위이며, ζ 는 유효감쇠계수로서 밸브 자체의 감쇠계수와 밸브의 유동저항에 의한 감쇠계수의 합으로 구성된다. 이 값은 시뮬레이션의 최종 결과를 실제 실험값과 비교하여 보정하는 방법으로 구하였다. 밸브의 고유진동수 ω , 구조 감쇠계수 등의 동특성에 관한 자료는 김정우⁽⁶⁾가 실험과 유한요소법을 사용하여 해석한 자료를 사용하였다. 또한 식 (15)의 $F(t)$ 는 밸브에 작용하는 힘으로 다음과 같이 표현된다.

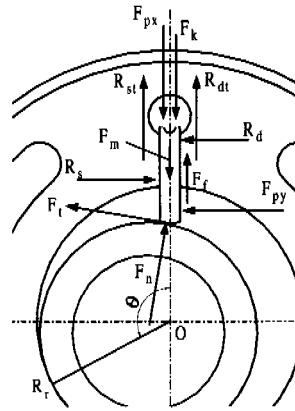


Fig. 4 Forces acting on the vane

$$F = B_{eff} \Delta P \tag{14}$$

여기서 B_{eff} 는 유효 힘면적을, ΔP 는 밸브시트의 전후 압력차를 각각 의미한다.

2.2.2 베인의 거동해석

베인은 압력힘, 스프링력, 관성력, 그리고 마찰력등의 영향을 받아 슬롯 사이를 운동하는데 Fig. 4는 압축기가 구동되고 있을 때의 베인에 작용하는 힘을 나타낸 것으로서, 베인과 롤러 사이에 발생하는 반력(F_n) 과 접선마찰력(F_t), 베인 옆면과 베인 슬롯 사이에 작용하는 반력(R_s, R_d) 및 접선마찰력(R_{dt}, R_{st}) 등이 작용한다. 여기서 접선마찰력 등은 다음의 관계식을 이용함으로써 미지수를 줄일 수 있다.

$$F_t = \Omega \eta_v F_n, R_{dt} = \Lambda \eta |R_d|, R_{st} = \Lambda \eta |R_s| \tag{15}$$

여기서 Ω 와 Λ 는 마찰힘의 방향을 결정하는 함수이다. 그리고 베인과 슬롯 사이의 마찰계수(η)는 일정하지만 베인과 롤러 사이의 마찰계수(η_v)는 회전각에 따라 변하게 되므로, 이 연구에서는 Padhy⁽²⁾가 제안한 다음 식을 사용하였다.

$$\eta_v = 0.15 - 35 \sqrt{\frac{\mu v_v h}{F_n}} \tag{16}$$

η_v 를 구하기위해 필요한 롤러와 베인의 상대속도(v_v)는 식 (17)과 같고, 롤러의 각속도(ω_p)는 롤러의 동역학적 해석을 통해 구한다.

$$v_v = \varepsilon \omega \cos(\theta + \alpha_2) + R_r \omega_p + \dot{x} \sin \alpha_2 \quad (17)$$

이상의 결과 힘의 역학적 평형과 모멘트평형을 적용하여 미지의 힘 F_n, R_b, R_d 및 마찰계수를 이용하여 베인에 작용하는 마찰손실을 계산할 수 있는 연립방정식을 구할 수 있는데, 본 연구에서는 Gauss-Seidel 법을 이용하여 해를 구한다.

2.2.3 롤러의 거동해석

Fig. 5에 롤러에 작용하는 힘과 모멘트 등을 나타내었다. 롤러 중심에 대한 모멘트평형으로부터 다음 식이 성립한다.

$$I\ddot{\Psi} = M_b - R_r(F_t + F_{ct}) - M_f \quad (18)$$

여기서 M_b 는 편심축과 롤러의 유막에 의해 발생하는 모멘트를, M_f 는 베어링 플레이트와 점성마찰력 및 기계적마찰력에 의한 모멘트로서 각각 다음과 같이 정의된다.

$$M_b = \frac{\mu\pi r^3(4+5\varepsilon^2)(\omega-\omega_p)\phi}{c(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}} - F\varepsilon\sin\phi \quad (19)$$

$$M_f = \frac{1}{2c_1} \pi\mu\omega_p(R_r^4 - R_i^4) + \frac{2}{3} \eta_r R_r \frac{(R_r^3 - R_i^3)}{(R_r^2 - R_i^2)} \quad (20)$$

롤러에 대한 모멘트 평형식은 회전각 θ 에서 시작되는 초기치 문제가 되어 4계 Runge-Kutta 법을 이용하여 계산한다. 앞에서 언급하였듯이 롤러의 회전속도 ω_p 는 식 (18)을 0으로 놓아 얻어지며, 이로부터 식 (16)의 η_r 를 구한다. 보다 자세한 내용은 참고문헌⁽⁷⁾에 잘 나타나 있다.

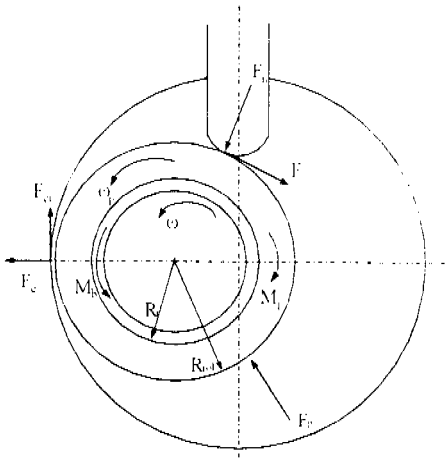


Fig. 5 Roller dynamics

3. 수치 해석

수치해석을 수행하기 위하여 압축기의 기하학적 사양과 운전 조건, 사용 냉매 등 입력 데이터가 필요한데, 이 연구에서 사용한 input 데이터를 Table 1에 나타내었다. 가정한 회전각 0° 에서의 온도와 압력을 이용하여 흡입구에서의 질량 유입을 구하고 토출구의 밸브 거동을 알아내기 위해 유효 유동면적과 유효 힘 면적을 구한다. 이 양이 결정되면 에너지 방정식을 풀어 다음 각도에서의 온도 및 압력을 계산한다. 이때 누설모델을 결합하여 누설량 및 베인과 롤러의 동역학적 해석으로부터 마찰손실을 구한다. 다음 단계의 값을 결정하기 위해 4계 Runge-Kutta 법을 이용하고 지배방정식에서 요구되는 냉매의 물성치와 편도 함수들은 냉매물성치 프로그램으로부터 구한다. 한 주기($\theta = 2\pi$)에 대한 계산이 완료되면 수렴조건을 검사하는데, 온도와 압력, 그리고 롤러 회전속도의 연속성 [$\omega_p(0) = \omega_p(2\pi)$]을 동시에 만족할 때까지 반복 수행함으로써 수렴된 해를 얻었다.

Table 1 Input data for rotary compressor simulation

Geometric Specification			
Cylinder dia.	23.5 mm	Cylinder Height	28.5 mm
Roller outer rad.	20.0 mm	Roller inner rad.	13.5 mm
Roller height	28.0 mm	Eccentric ratio	3.4 mm
Clearance	30.4 μ m	Vane nose rad.	3.96 mm
Vane width	5.08 mm	Vane spring con.	2.6kN/m
Suction port dia.	12.7 mm		
Discharge valve data			
Diameter	6.35 mm	Mass	0.502 g
Natural fre.	576 Hz	Effective damping coefficient	0.22
Oil properties			
Viscosity	0.00284 kg/m \cdot s	Kinematic vis.	32 \times 10 $^{-6}$ m 2 /s
Operating conditions			
Evaporator. temp.	-23.3 $^\circ$ C	CondenserTemp.	54.4 $^\circ$ C
Suction temp.	349 K	Rotating speed	3450 rpm

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 탄화수소계 냉매를 사용한 로터리 압축기의 성능을 마찰손실 등 동력학적인 모델이 고려된 열역학적인 관점에서 수치적으로 규명하고자 하였다. 그러나 발표된 실험 데이터의 부족으로 인하여 성능해석을 위해 이 연구에서 개발한 프로그램의 타당성을 검증하지 못하였으나, 탄화수소계 냉매를 포함한 여러 가지 냉매의 성능을 정성적으로 예측하였다.

4.1 동역학적 특성

냉매가 R12인 경우, 베인(vane)의 동역학적 해석으로 구한 베인과 슬롯 사이의 수직 힘 R_d , R_s 를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 음의 값은 Fig. 7에서 가정한 방향과 반대 방향을 의미한다. 이 두 수직 힘의 방향으로부터 베인의 거동을 예측할 수 있는데 Fig. 7에 네 가지 거동으로 구분하여 나타내었다. 60°까지는 Fig. 7(c)에 해당하는 위치이며 150°까지는 Fig. 7(b)처럼 움직이다가 150° ~ 210° 사이에서는 Fig. 7(b)와 Fig. 7(d) 사이를 진동하게 된다. 이후부터는 Fig. 7(d)처럼 슬롯의 왼쪽 면에 베인이 접촉한 상태로 움직인다.

Fig. 7(a)처럼 슬롯에 평행하게 움직일 때는 유향유에 의한 점성 마찰력만 존재하지만 그 밖의 경우는 기계적인 마찰이 일어나게 되며 기계적 마찰은 점성 마찰력의 수십 배에 달하므로 베인의 거동을 해석하지 않고 Fig. 7(a)처럼 움직인다고 가정하는 경우에는 베인과 슬롯 사이의 마찰손실을 실제보다 훨씬 작게 예측하는 결과를 초

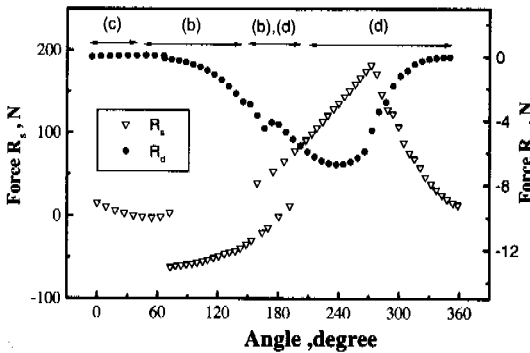


Fig. 6 Normal force between vane and slot

래하게 된다.

회전각에 대한 롤러와 베인 사이의 수직힘(F_n)의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 200°까지 F_n 은 거의 일정한 값을 유지하며 이후 50%정도 감소하다가 260° 이후에는 토출밸브의 거동에 의해 진동이 발생함을 알 수 있다. 이러한 F_n 의 급격히 감소하는 이유는 압축실의 압력이 증가하기 때문에 고압에 의한 압력 힘이 베인을 실린더 밖으로 밀어냄으로서 F_n 이 감소하는 것이다. 회전각에 따른 마찰계수(η_v)의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 260° 이후 마찰계수 값이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있으며, 식 (15)에서 정의한 바와 같이 접선 마찰력(F_t)

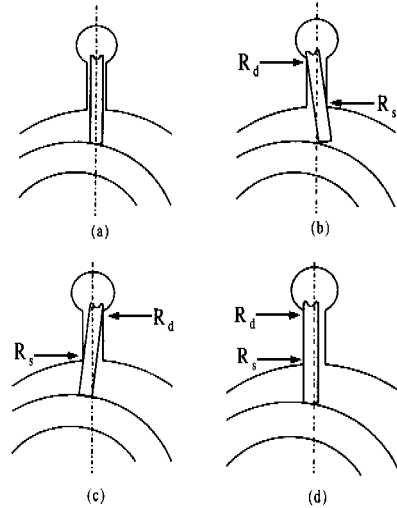


Fig. 7 Slapping motion of vane

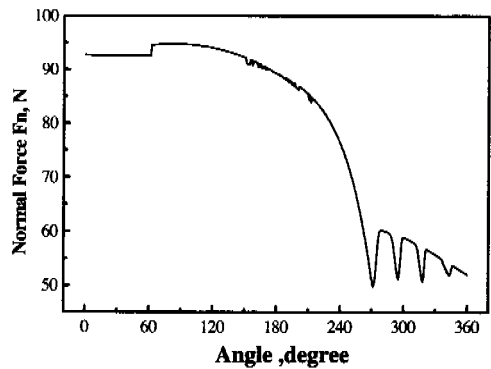


Fig. 8 Normal force between roller and vane tip

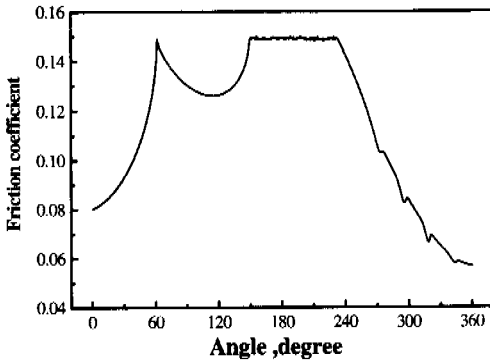


Fig. 9 Friction coefficient between roller and vane tip

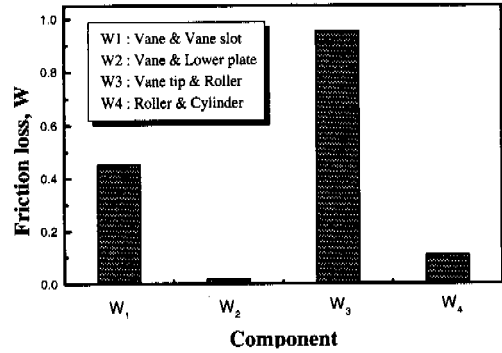


Fig. 11 Friction losses for various component

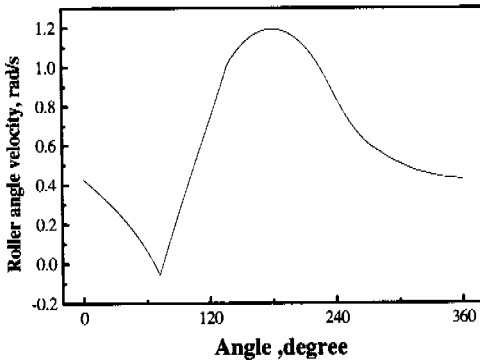


Fig. 10 Angular velocity of roller

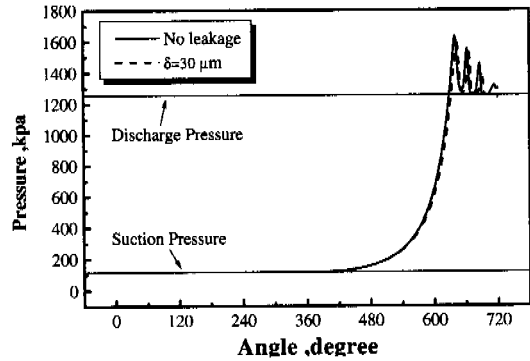


Fig. 12 Pressure variation for various clearances

역시 F_n 과 마찰계수가 동시에 감소하므로 24° 이후 마찰력이 크게 감소하게 된다.

Fig. 10은 롤러의 동역학적 해석을 통해 구한 롤러의 각속도(ω_r)를 나타낸 그림이다. 롤러의 각속도는 베인 끝단과 롤러 사이의 마찰계수를 구하기 위해 매우 중요한 인자이다. 그림에서 음수의 값은 롤러가 시계 방향 즉 회전축의 반대 방향으로 회전함을 의미하는데, 이러한 현상은 회전축에 의한 구동 모멘트보다 베인과 롤러와의 마찰힘에 의한 모멘트가 크기 때문에 일어나는 현상이다. 특히 0° 와 360° 에서의 각속도가 각각 0.4(rad/s)로 동일한 값을 갖는데, 이로부터 동역학적 수렴조건을 만족하였음을 알 수 있다.

Fig. 11은 로터리 압축기의 각 부분에서 발생하는 마찰손실을 계산하여 나타낸 것이다. 베인 밀면과 베어링 플레이트 사이의 윤활유에 의한 점성마찰손실 W_2 는 한 주기동안에 0.0008W로 아주 미소하였고 베인 끝단과 롤러에서 일어나는 마찰

손실 W_3 가 0.995W로 압축기 내부에서 발생하는 마찰손실 중 가장 큰 요인이 되었다. 따라서 베인 끝단과 롤러 사이에 작용하는 수직 힘과 마찰계수를 정확히 예측하는 것이 마찰손실을 규명하는데 있어 제일 중요함을 알 수 있다.

4.2 온도와 압력 특성

Fig. 12는 탄화수소계 냉매 R290/R600a 혼합물을 사용한 경우 회전각에 따른 실린더 압력 변화를 누설이 없는 경우와 누설 간격 δ 가 30μm인 경우를 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 흡입실의 압력은 흡입압력보다 약간 낮으며, 180° 부근에서 가장 낮은 약 0.1 kPa 압력차를 보였다. 압축실은 640° 부근에서 토출 밸브가 열리며 토출이 시작된다. 누설로 인한 압축실의 압력 감소가 600° 이후부터 잘 나타나고 있다. 고압의 누설 냉매에 의한 흡입실의 압력의 증가는 δ 가 30μm인 경우에도 최대 0.01kPa 불

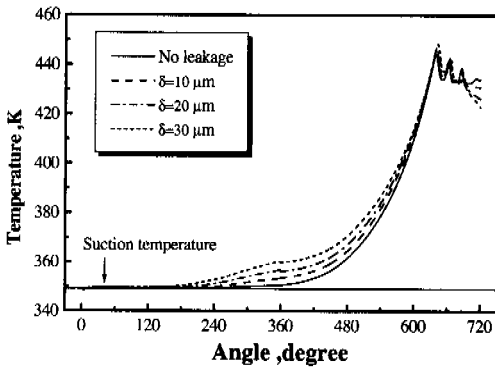


Fig. 13 Temperature variation for various clearances

과하여 Fig. 12에는 잘 나타나지 않았다.

Fig. 13은 누설간극의 변화가 흡입실과 압축실의 온도분포에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 온도변화를 한 주기에 대하여 나타낸 그림이다. 압축실에서 누설된 고온가스로 인하여 흡입실의 온도가 점차 증가하게 되어 δ 가 $30\mu m$ 인 경우 압축이 시작될 때의 압축실의 온도는 흡입 온도보다도 $10^{\circ}C$ 정도나 높아졌다. 간극이 커질수록 흡입실에서의 온도 상승폭이 크게 나타나고 있음을 볼 수 있으며 압축실에서는 온도의 감소폭이 커지게 된다. 누설간극의 증가에 따른 흡입실의 온도 상승으로 비체적이 증가하며, 이로 인해 흡입 질량유량이 줄어들어서 체적효율이 감소한다.

4.3 질량 유량과 누설량

탄화수소계 혼합냉매(R290/R600a)를 사용한 경우의 회전각에 따른 흡입량과 누설량을 Fig. 14에 나타내었다. 누설에 의한 흡입실의 온도와 압력 상승으로 인해 흡입량이 감소하며 간극이 클수록 감소량도 큼을 알 수 있다. 누설량은 압축실과 흡입실의 압력 차가 증가함에 따라 점차 증가하다가 질식된 이후로는 일정해진다. 간극이 큰 경우 상대적으로 간극이 작은 경우보다 마찰의 영향이 작기 때문에 더 작은 회전각에서 유동이 질식되었다. 질식되기 전 200° 부근에서 불연실과 흡입실의 압력 차가 증가함에 따라 점차 증가하다가 질식된 이후로는 일정해진다. 간극이 큰 경우 상대적으로 간극이 작은 경우보다 마찰의 영향이 작기 때문에 더 작은 회전각에서 유동이 질식되었다. 질식되기 전 200° 부근에서 불연

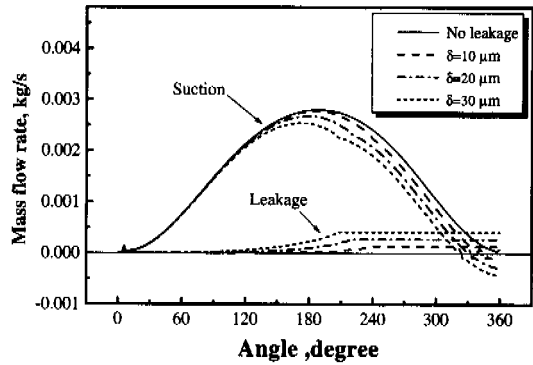


Fig. 14 Mass flow rate through the suction port for various clearances

속적인 누설량의 증가가 나타나는 것은 마찰 계수를 정의할 때 Re 가 3650일 때 천이가 일어난다고 가정했기 때문이다. 회전각 340° 부터는 고온 고압의 누설 기체로 인해 흡입실의 압력이 흡입 압력보다 높아져서 흡입구로 역류가 생겼으며 역류된 양은 그래프에서 흡입량이 음수로 나타난 곳의 면적에 해당한다. 간극이 클수록 역류가 빨리 시작되고 역류량도 많았다.

4.4 냉매의 영향

기존의 로터리 압축기에 냉동용 압축기의 정격 온도 조건에 따라 R12, R134a, R290/R600a 혼합냉매를 각각 적용하였을 때 회전각에 따른 압축실의 압력 분포를 Fig. 15에 나타내었다. 누설 간극 δ 는 $10\mu m$ 이고 회전수는 $3,450rpm$ 으로 일정하게 유지된다고 하였다. 세 가지 냉매 중 혼합냉매가 전 과정에서 압력이 낮았으며 토출이 시작되는 압력도 가장 작았다. 낮은 작동압력은 냉매의 밀도 및 비체적을 감소시켜 압축기의 안정성을 증대시키는 효과를 가져온다. 또한 냉매에 따른 압축비를 살펴보면, R12의 경우 흡입압력이 $132kPa$, 토출압력이 $1,352kPa$ 으로 압축비가 10.24 인 반면 혼합냉매는 각각 $115kPa$, $1,255kPa$ 로서 토출압력이 낮음에도 압축비는 R12보다 다소 높은 10.9로 나타났다.

Fig. 16에는 세 가지 냉매에 대해 한 작동 주기 동안의 압축실의 온도 분포를 나타낸 것이다. 토출과정에서 최대 온도가 R12는 $471K$, R134a는 $455K$ 그리고 혼합냉매는 $445K$ 로 혼합 냉매가 가장 낮은 것으로 나타났다. R290/R600a의 혼합 냉

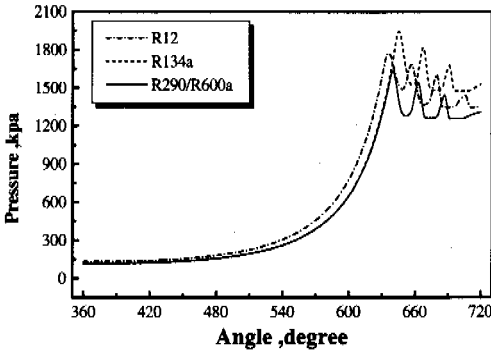


Fig. 15 Pressure variation for various refrigerants ($\delta = 10 \mu m$)

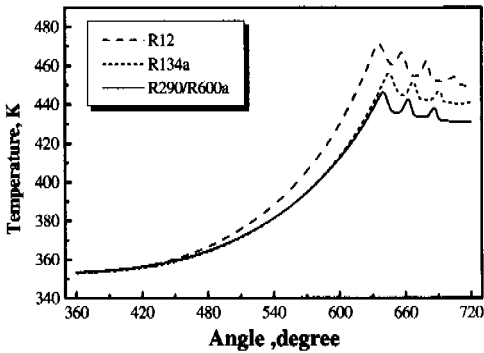


Fig. 16 Temperature variation for various refrigerants ($\delta = 10 \mu m$)

매의 점화 온도(883.15K)에 비하면 아주 낮은 온도로 탄화수소계 냉매 사용에 있어서 가장 큰 문제로 지적되는 폭발 가능성은 상당히 낮다고 할 수 있다.

Table 2는 여러 냉매에 따른 성능을 비교하여 나타낸 표이다. R290/R600a 혼합냉매의 경우 타 냉매에 비해 지시일과 유효일, 흡입과 토출과정에서의 손실이 가장 작게 나타나 압축기 운전시 소요동력이 가장 작음을 알 수 있다. 특히 혼합냉매의 경우 지시일은 R12의 85%에 불과하다. 그러나 단일 효율은 R134a가 가장 높았으며 혼합냉매도 R12에 비하여 우수한 성능을 나타내었다.

Fig. 17은 각 냉매의 흡입량을 나타내었는데 혼합냉매의 흡입량이 R12에 비하여 40%정도에 불과하다. 하지만 증발기에서 혼합냉매의 냉동 능력(193.7kJ/kg)이 R134a(106.1kJ/kg)나 R12(86.4kJ/kg)에 비하여 매우 크기 때문에 압축기에 직접 적

Table 2 Comparison of performance for each refrigerants ($\delta = 10 \mu m$)

	R12	R134a	R290 /R600a
Indicated work[W]	269.8	245.7	230.4
Effective work[W]	253.04	235.24	220.68
Suction loss[W]	0.167	0.121	0.059
Discharge loss[W]	16.63	11.07	9.67
Adiabatic efficiency[%]	89.3	93.1	92.2

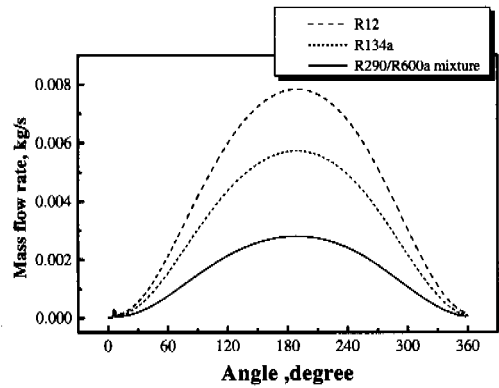


Fig. 17 Mass flow rate for various refrigerants

용할 경우 R12 봉입량의 40%정도만으로도 동등 이상의 성능을 낼 수 있을뿐만 아니라 냉매 절감에 따른 비용 감소와 더불어 냉동 시스템의 소형화에도 유리하다.

간극 δ 가 체적 효율에 미치는 영향은 Fig. 18에 도시하였다. R12를 적용하여 구한 결과 마찰에 의한 체적 효율 감소는 누설의 영향에 비해 아주 미미한 것으로 나타났다. 간극이 증가하여 누설량이 많아지면 흡입실의 온도가 높아져서 비체적이 증가하고, 압력의 증가는 흡입압력과의 압력 차이를 감소시켜 결국 흡입량을 감소시킴으로서 체적 효율이 감소된다. 혼합 냉매의 경우 봉입량이 작기 때문에 누설간극에 따른 체적 효율의 감소가 매우 큼을 알 수 있다. 따라서 혼합 냉매를 적용할 경우 압축기 누설간극은 $10 \mu m$ 이내가 될 때까지 정밀도를 높여야 할 것으로 사료된다.

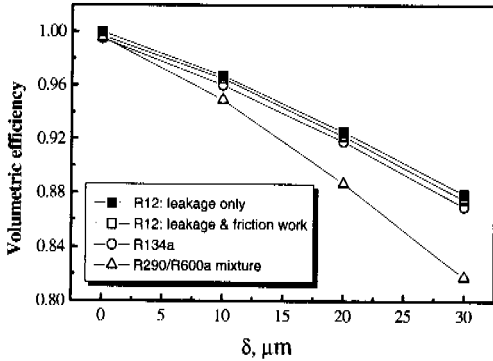


Fig. 18 Volumetric efficiency

5. 결론

누설과 마찰을 고려하여 로터리 압축기의 열역학적 성능 해석을 수치적으로 수행한 후 각 냉매에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 누설은 흡입실의 온도와 압력을 상승시켜 흡입량을 감소시키고 흡입구로의 역류 현상도 발생시켜 체적 효율의 감소를 초래한다.

(2) 누설에 의한 체적효율의 감소가 마찰손실에 의한 감소보다 훨씬 크다.

(3) R290/R600a 혼합냉매를 사용한 경우, 타 냉매에 비해 작동압력이 낮아 압축기의 안정성을 증대시킬 수 있다.

(3) 한 주기동안의 흡입량은 탄화수소계 혼합냉매가 R12대비 40%정도만으로도 동등 이상의 성능을 낼 수 있다.

(4) R290/R600a 혼합냉매는 누설간극이 10 μm 이내의 정밀도에서 기존의 압축기에 설계 변경없이 직접 적용할 수 있다.

후 기

이 연구는 한국학술진흥재단의 '98 과학기술기초 중점연구지원(과제번호:98-018-E00161)에 의하여 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 김종현, 정연구, 박경우, 박희용, 1998, "탄화수소계(R290/R600a) 혼합냉매를 적용한 왕복동형 압축기 성능 해석," 공기조화·냉동공학 논문집, 제11권, 제2호, pp. 270~280.
- (2) Padhy, S. K., 1994, "Dynamic Analysis of a Rotary Compressor," *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 116, pp. 639~646.
- (3) Sodel, W., 1984, "Design and Mechanics of Compressor Valves," Purdue University, U.S.A.
- (4) Yanagisawa, T. and Shimizu, T., 1985, "Leakage Losses with a Rolling Piston Type Rotary Compressor," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 8, No. 2, pp. 75~84.
- (5) De Santis R., Gironi F., and Marrelli L., 1976, "Vapor-Liquid Equilibrium from a Hard-Sphere Equation of State," *Ind. Eng. Chem., Fundam.*, Vol. 15, No. 3, pp.183~189(15).
- (6) 김정우, 1993, "밀폐형 왕복동 압축기의 성능 해석에 관한 연구," 한양대학교 박사학위 논문.
- (7) 박민우, 1998, "탄화수소계 혼합냉매를 적용한 로터리압축기 성능에 관한 연구," 한양대학교 석사학위 논문.