

R-12, R-134a 및 R-22를 사용한 무급유식 스크롤압축기의 성능 비교

A Performance Comparison of Oil-free Scroll Compressors with R-12, R-134a and R-22

박 회 용*, 박 경 우**, 박 용 일***
H. Y. Pak, K. W. Park, Y. I. Park

Key words : Scroll Compressor(스크롤 압축기), Alternative Refrigerant(대체냉매), Refrigeration System(냉동시스템)

Abstract

In this study, a performance comparison of scroll compressor for various refrigerants(CFC-12, HCFC-22 and HFC-134a) has been numerically carried out. The thermodynamic properties have been calculated by using the recent experimental equations and the performance has been investigated qualitatively at the same geometric specifications and operating conditions of scroll compressor. The results are as follows ; HFC-134a has the highest compression ratio of 5.40. The mass flow rate of HCFC-22, which affects the cooling capacity of refrigerant system, is higher than that of other refrigerants. HFC-134a has the highest adiabatic efficiency in comparison with CFC-12 and HCFC-22.

기 호 설 명

<p>A : 단면적 (m^2)</p> <p>a : 기초원 반지름 (m)</p> <p>C_a : 유량계수</p> <p>C_p, C_v : 정압 및 정적비열 ($kJ/kg \cdot K$)</p> <p>f : Helmholtz 자유에너지</p> <p>h : 스크롤 치형의 높이 (m), 비엔탈피 (kJ/kg)</p> <p>i : 압축실의 수</p> <p>M : 단위몰당 질량 ($kg/kmol$)</p> <p>m : 질량 (kg)</p> <p>P : 압력 (Pa)</p> <p>P_{cr} : 임계압력비</p> <p>P_d : 토출압력 (Pa)</p> <p>P_r : 압력비 (P_1/P_2)</p>	<p>P_s : 흡입압력 (Pa)</p> <p>p : 피치 ($=2\pi a$) (m)</p> <p>Q : 열량 (kJ)</p> <p>R : 기체상수</p> <p>s : 비엔트로피 ($kJ/kg \cdot K$)</p> <p>T : 온도 ($^{\circ}C$)</p> <p>t : 스크롤치형의 두께 (m)</p> <p>u : 단위 질량당 내부 에너지 (kJ/kg)</p> <p>V : 밀폐체적 (m^3)</p> <p>v_s : 비체적 (m^3/kg)</p> <p>W : 압축일 ($N \cdot m$)</p> <p>그리스 문자</p> <p>α : 인벌류트 곡선의 시작각</p> <p>γ : 비열비</p> <p>δ_a, δ_r : 축방향 및 반경방향 간극(clearance)</p> <p>η_{ad} : 단열 효율</p> <p>θ : 스크롤 회전각도</p> <p>θ_s, θ_e : 인벌류트 시작 및 끝각</p>
--	--

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

***정회원, 대림전문대학 기계과

ρ	: 밀도
ω	: 회전 각속도
하첨자	
c	: 압축실 또는 임계점
d	: 토출
i	: 유입
o	: 유출
r	: 기준상태

1. 서 론

냉동 및 공기조화 시스템은 일반적으로 열교환기(응축기, 증발기) 팽창밸브 그리고 압축기 등으로 구성되어 있으며 이중 압축기는 전체 냉동시스템 소비동력의 약 90% 이상을 소모한다고 알려져 있어 압축기의 효율향상은 결국 냉동시스템 전체의 성능을 향상시키게 되므로 에너지 절약의 관점에서 압축기의 고효율화 및 최적화에 대한 관심이 집중되고 있다. 지금까지 가정용 냉장고 및 자동차 에어컨에의 냉매압축용 소형 압축기로는 왕복동 및 회전식압축기가 주로 사용되어 왔으나 저소음, 저진동, 소형 경량화 및 고효율의 특징을 갖는 스크롤압축기(Scroll Compressor)가 최근들어 이들 영역에서 크게 각광을 받고 있다. 이러한 스크롤압축기의 장점은 주로 스크롤압축기의 기본적인 압축원리에 기인하는 것으로 형상설계 및 제작기술은 매우 중요한 요소이다. 그러나 1905년에 미국특허에 의하여 스크롤압축기의 개념이 처음 도입된 이래 1980년 중반까지 스크롤압축기의 실용화가 이루어지지 않았는데 이는 인벌류트 곡선으로 형성된 스크롤의 제작기술의 부족 및 스크롤 치형(wrap) 사이에서 발생하는 각종 누설에 의한 손실의 적절한 조절기술의 미흡때문이었다. 현재는 정밀가공 기술의 발달로 실용화 되어 있으며 계속되는 연구를 통하여 효율 향상을 도모하고 있다.

1980년대 중반에 이르러 스크롤압축기의 성능해석 및 효율향상 방안에 대한 연구가 열역학적 관점 및 동력학적 관점에서 외국에서 활발히 전개되고 있다. Morishita 등⁽¹⁾은 기하학적인 관점에서 스크롤의 형상설계 및 동력학적 이론을 정립하였고, Tojo 등⁽²⁾은 효율향상의 한 방법으로 압축가스에 의한 축방향 가스력을 조절하기 위하여 배압메카니즘을 개발하여 이에 관련된 누설손실 등을 고려하여 수치적으로 성능을 해석하였다. 그리고

Yanagisawa 등⁽³⁾은 스크롤치형의 입구영역에서 유동저항과 누설 등을 고려하여 최적의 압력비 조건을 도출하고자 하였다. 이들 이외에도 많은 연구자들이 여러가지 특성변화에 따른 스크롤 압축기의 성능해석을 수행하여 발표하였다⁽⁴⁻⁷⁾. 그리고 국내에서도 최근에 들어 이진호 등⁽⁸⁾에 의하여 여러가지 변수에 대한 스크롤압축기 성능예측을 수치적으로 해석하고 있다. 그러나 지금까지의 발표된 연구결과를 보면 작동유체가 공기이거나 HCFC-22가 거의 대부분으로 CFC-12나 HFC-134a를 사용하여 성능을 예측 및 비교한 경우는 거의 없는 상태이다.

이 연구에서는 여러가지 냉매에 대한 오일의 영향을 고려하지 않은 스크롤압축기의 성능을 열역학적 관점에서 예측하여 서로 비교분석하였다. 일반적으로 HCFC-22는 자동차 에어컨용의 냉매로는 사용되고 있지 않으나 스크롤압축기는 자동차에는 물론 가정용 및 패키지용 에어컨에 광범위하게 사용되고 있으므로 HCFC-22는 물론 CFC-12와 HFC-134a를 냉매로 사용하는 스크롤압축기의 성능을 해석하였다. 압축기 성능해석을 위하여 먼저 각종 냉매의 정확한 열역학 및 전달물성치가 필요하므로 이를 위하여 최근의 실험식⁽¹¹⁻¹³⁾에 기초하여 계산을 수행하였으며, 계산된 냉매물성치를 스크롤압축기에 적용하여 동일한 압축기의 기하학적 형상에 대하여 작동조건(선회스크롤 회전수, 압력비 등)을 변화시키면서 이들이 압축기 성능에 미치는 영향을 규명하고 또한 전체 냉동시스템과 연관시켜 이들 냉매의 사용이 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 정성적으로 비교하여 보았다.

2. 스크롤압축기의 수학적 모델

2.1 구조 및 작동원리

Fig. 1은 자동차 에어컨용으로 사용되는 스크롤압축기(일본 Sanden사, TR-60)의 개략도이다. 스크롤압축기는 일반적으로 고정스크롤, 선회스크롤, ball coupling 등으로 구성된 구동부, 그랭크 축 및 압축기 프레임 등으로 구성되어 있다. 선회스크롤은 크랭크축과 연결되어 있으며 선회스크롤 상의 모든점들은 고정스크롤을 중심으로 일정한 선회 반경을 유지하면서 선회한다. 이때 선회스크롤의 자전을 방지하기 위한 ball coupling과 같은 자전방지용 기구가 있다. 회전시 압축된 가스력에 의하여

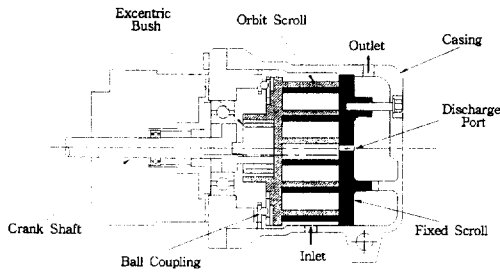


Fig. 1 Schematic diagram of scroll compressor

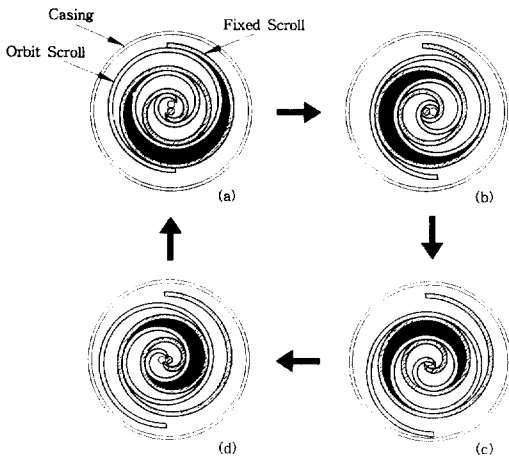


Fig. 2 Compression process of scroll compressor

선회스크롤이 밀려나옴으로써 발생하는 반경방향 누설을 줄이기 위하여 선회스크롤 하단 및 고정스크롤 상단에 배압실을 설치하거나 선회스크롤 하단에 베어링을 삽입하거나 스프링을 설치하여 힘의 균형을 유지함으로써 반경방향의 누설을 일정하게 한다.

스크롤압축기의 작동원리를 간단히 설명하면 아래와 같다. 스크롤압축기는 동일한 형상인 고정 및 선회스크롤에 의하여 형성되는 압축실체적이 선회스크롤의 회전에 따라 감소하면서 실내가스가 압축되는 용적형(positive displacement type) 압축기이다. 스크롤의 형상은 기초원을 중심으로 하는 인벌류트 곡선으로 형성되며 같은 크기의 두 스크롤은 180°의 위상차를 유지한채 기초원 중심간의 간격이 선회스크롤의 선회반경 만큼 되도록 조합되어 있다. Fig. 2는 스크롤압축기의 압축과정을 90° 간격으로 나타낸 것이다. 두개의 스크롤에 의해 형성된 초승달-형태의 압축실은 선회스크롤이 회전함으로

써 두 스크롤 중심부로 서서히 밀리고 동시에 밀폐체적이 감소하게 된다. 이러한 밀폐체적이 스크롤형상의 중심에 이르면 고온, 고압이 된 압축가스는 고정스크롤의 중심에 위치한 토출구를 통하여 밖으로 토출된다. 즉 매 회전마다 이러한 여러개의 압축실이 형성되어 흡입, 압축 토출이 연속적으로 이루어지므로 타압축기에 비하여 소음 및 진동이 적은 특징이 있다⁽⁹⁾.

2.2 밀폐체적 및 누설계산

선회각의 함수로써 두 스크롤에 의하여 형성된 밀폐체적의 변화는 인벌류트 곡선의 기하학적 특성으로부터 구할 수 있는데 이 연구에서는 Morishita⁽²⁾등이 제시한 식을 이용하였으며 Fig. 3의 (a)는 스크롤랩의 기하학적인 형상 및 주변수를 나타낸 것이며 (b)는 압축실 및 회전각도에 따른 밀폐체적 계산을 위한 좌표축을 보여주는 것으로 회전각도에 대한 밀폐체적의 계산은 세개의 대칭인 쌍으로 나누어 계산한다.

Fig. 3에서 보는바와 같이 i -번째 압축실의 밀폐체적은 아래의 식과 같다.

$$V_i(\theta) = p\pi(p-2t)h \left[(2i-1) - \frac{\theta}{\pi} \right]$$

$$i=2, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_a \quad (1)$$

$$3 \leq i \leq N, \quad \theta_a \leq \theta \leq 2\pi$$

여기서, θ 는 선회각이며 θ_a 는 토출이 시작되는 각도이고 N 은 한 쌍을 이루는 압축실의 수로 이 연구에서는 3이다. 압축과정은 매회전마다 $\theta=0^\circ$ 에서 시작하여 θ_a 에서 끝나는데 토출시작각(θ_a)는 스크롤랩의 기하학적 특성으로부터 구해지는 각도로써 아래의 식으로 구할 수 있다⁽³⁾.

$$\theta_a = \theta_e - \theta_s - 2\pi INT \left(\frac{\theta_e - \theta_s}{2\pi} \right) \quad (2)$$

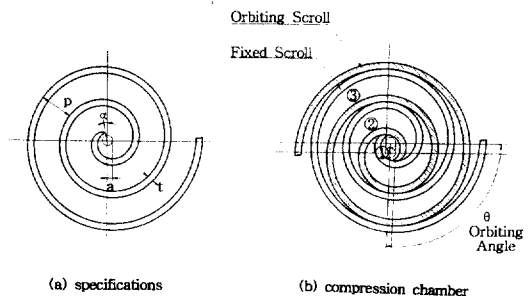


Fig. 3 Specifications and compression chamber of scroll compressor

여기서 하첨자 e 와 s 는 각각 인벌류트곡선의 끝과 시작을 의미한다. 그리고 가장 안쪽 및 중간부분의 압축실 체적, Fig. 4(b)의 1, 2는 다음의 식(3)과 (4)로 주어진다. 즉 $0 \leq \theta \leq \theta_a$ 인 범위에서

$$V_1(\theta) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{5}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 - \left(\frac{3}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 \right] - 2a^2ha \left(\frac{3}{2}\pi - \theta \right)^2 - \frac{2}{3}a^2ha^3 + (-S + 2S')h \quad (3)$$

이며, $\theta_a \leq \theta \leq 2\pi$ 일때

$$V_2(\theta) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{9}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 - \left(\frac{7}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 \right] - 2a^2ha \left(\frac{7}{2}\pi - \theta \right)^2 - \frac{2}{3}a^2ha^3 + (-S + 2S')h \quad (4)$$

이다. 여기서, a 는 기초원 반지름, h 는 스크롤랩의 높이, 그리고 α 는 인벌류트곡선의 시작각을 의미한다. 또한 식(3)과 (4)에서 나타난 S 는 고정 및 선회스크롤의 기초원 사이의 면적을 의미하여 S' 은 가장 안쪽 스크롤랩의 제작상 야기되는 면적으로써 절단기(cutter)와 인벌류트 곡선의 상호관련에 의하여 결정되는 면적으로 참고문헌[1]에 잘 나타나 있다.

Fig. 4는 기하학적인 관점에서 기초한 식(1)~(4)를 이용하여 구한 선회각에 대한 밀폐체적을 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는바와 같이 이 연구에서 채택한 스크롤압축기의 기하학적 형상인 경우, 처음으로 밀폐체적이 형성되는 각도인 360° 이전에 최대체적이 발생함을 알 수 있는데 이는 360° 이전, 즉 완전히 밀폐체적이 형성되기 전인 315° 에서부터 압축이 시작됨을 알 수 있다.

압축실에서 발생하는 누설이 압축기 성능에 미치는 영향을 지대하므로 누설의 최소화는 모든 종류의 압축기에서 매우 중요한 과제이다. 스크롤압축기의 압축실은 고정스크롤과 선회스크롤 치형 사이에 존재하는 간극에 의하여 공간이 발생하는데 이 간극을 통하여 고압축실에서 저압축실로 압력차에 의하여 누설이 발생한다. 이러한 누설경로는 축방향간극에 의한 반경방향누설과 반경방향간극에 의한 접선방향누설로 나눌 수 있다. 압축실에서 누설에 의한 질량유동율은 1차원, 압축성 유체라는 가정하에 다음의 식으로 구한다⁽¹⁰⁾.

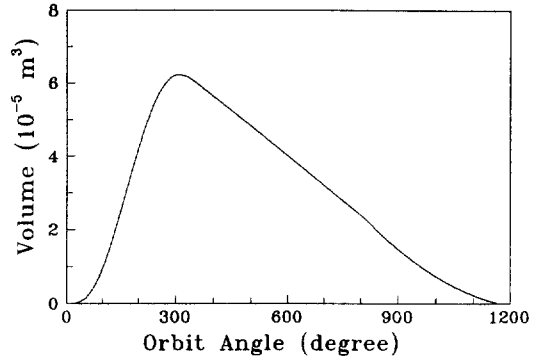


Fig. 4 Variation of closed-volume according to the orbit angle

$$\frac{dm}{dt} = A \cdot C_a \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \left(P_r^{\frac{2}{\gamma}} - P_r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \quad (5)$$

여기서, $P_r > P_{cr}$ 인 경우, $P_r = \frac{P_1}{P_2}$

$$P_r < P_{cr} \text{인 경우, } P_r = P_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

식(5)는 흡입구와 토출구 그리고 누설유동에 모두 적용되는 질량유동율 계산식으로 첨자 1과 2는 저압축 및 고압축을 각각 의미하며, γ , R 는 각각 냉매의 비열비 및 기체상수이며, P_{cr} 은 임계압력비로 압력비(P_r)가 임계압력비 보다 적으면 질식(choked)상태가 된다⁽¹⁰⁾. 그리고 A 는 유동단면적으로 흡입과 토출구의 경우 스크롤 치형의 기하학적인 특성 및 선회각의 함수로 결정되는데 Tojo등[2]이 제시한 식을 이용하며, 접선방향누설인 경우에는 스크롤 치형의 높이에 반경방향간극을 곱하여 계산되는데 압축과정시 일정하다. 그러나 반경방향누설의 경우에 누설통로 면적은 스크롤 치형의 높이에 선회각의 함수로 계산되는 누설통로길이의 곱으로 구한다.

3. 스크롤압축기의 열역학적 모델

스크롤압축기의 작동과정은 크게 흡입과정, 압축과정 그리고 토출과정으로 나누어지며 이러한 과정을 수행하는 여러개의 검사체적으로 구분하여 성능을 해석한다. 이때 흡입구와 토출구를 통한 작동유체의 흡입 및 토출 그리고 임의의 순간 검사체적으로의 누설에 의한 유입 및 유출등을 고려하여야 한

다. 계산의 간편성을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 임의의 순간에 거사체적내의 작동유체의 물성치는 일정하다.
- (2) 작동유체의 중력 및 운동에너지는 무시한다.
- (3) 스크롤 랩과 작동유체와의 열전달은 무시한다.
- (4) 어느순간 작동실에 작용하는 외력은 일정하다.

3.1 해석 모델

이상의 가정을 이용하여 선회스크롤의 회전에 의한 밀폐체적의 변화 및 열역학적 질량교환의 관점에서 누설 및 흡입, 토출에 의한 질량 유량 변화는 결국 검사체적내의 열역학적 물성치의 변화를 초래한다. 이 연구에서 채택한 해석 모델은 서로 대칭인 두개의 작동실을 검사체적으로 취하였으며 이를 Fig. 5에 나타내었다.

임의의 순간에 작동실의 경계를 검사체적의 경계로 삼아 에너지 보존의 법칙, 질량보존의 법칙 및 실제기체 상태방정식을 적용하여 작동실내의 압력, 온도 그리고 질량을 계산한다.

열역학 제1법칙

$$\frac{dQ_c}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i = \frac{dW_i}{d\theta} + \sum \frac{dm_o}{d\theta} h_o + \frac{d}{d\theta} (mu_c) \tag{6}$$

위의 식(6)에서 첨자 *i*와 *o*는 각각 유입과 유출을 의미한다. 그리고

$$dW_i = P_c \cdot dV_c \tag{7}$$

이며, 엔탈피와 내부에너지의 관계식은 다음과 같다.

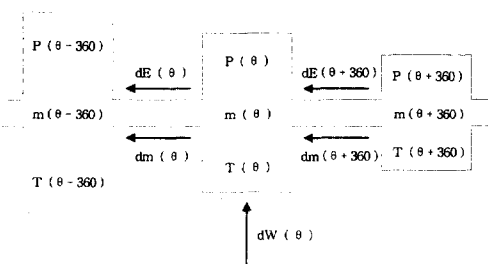


Fig. 5 Analytical model of scroll compressor

$$h = u + P \cdot v_s \tag{8}$$

여기서 v_s 는 비체적으로 $v_s = V_c/m_c$ 이다. 이때, 엔탈피를 온도와 비체적의 함수 $h = h(T, v_s)$ 라 하면 엔탈피 변화율은

$$\frac{dh}{d\theta} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{v_s} \frac{dT}{d\theta} + \left(\frac{\partial h}{\partial v_s}\right)_T \frac{dv_s}{d\theta} \tag{9}$$

이다. 또한 압력도 온도와 비체적의 함수라 하면

$$P = P(T, v_s) \tag{10}$$

이 된다. 단열압축인 경우 식(6)의 열전달량 $Q=0$ 으로 두면 된다. 이상의 식을 조합하여 온도와 압력에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) - m \frac{dv_s}{d\theta} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v_s}\right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial v_s}\right)_T v_s \right]}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{v_s} - \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_s} v_s \right]} \tag{11}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_s} \frac{dT}{d\theta} + \left(\frac{\partial P}{\partial v_s}\right)_T \frac{dv_s}{d\theta} \tag{12}$$

질량보존의 식

작동실내의 질량변화는 연속방정식에 의하여 구한다.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \tag{13}$$

각각의 냉매에 대한 실제기체 상태방정식 및 식(11)과 식(12)에 나타난 엔탈피 등 냉매물성치와 냉매물성치에 대한 편미분식은 다음절의 냉매물성치 계산식을 이용한다.

3.2 냉매물성치의 계산

각종 냉매에 대한 압축기 성능해석을 위해서는 정확한 냉매 물성치의 계산이 선행되어야 한다. 이를 위하여 최근의 실험식을 기초로 HFC-134a의 열역학 및 전달물성치를 계산할 수 있는 프로그램을 개발하였으며, CFC-12 및 HCFC-22의 물성치는 Kartsounes등[11]의 연구결과를 참고하였다. 이 연구에서는 여러 물성치계산 관계식 중에서 주로 상태방정식, 엔트로피 그리고 엔탈피에 관한 실험식을 언급하고자 한다.

3.2.1 CFC-12 및 HCFC-22의 경우

이 연구에서 사용된 냉매물성치는 실제가스식을 이용하여 계산한다. 증기상태에 대한 실제가스의 상태방정식은 Martin-Downing [12]의 식을 이용하여 아래와 같다.

$$P = \frac{RT}{(v_s - b)} + \sum_{i=2}^{i=5} \frac{A_i + B_i T + C_i e^{-\frac{KT}{T_c}}}{(v_s - b)^i} \quad (14)$$

그리고 엔탈피 및 엔트로피는 각각 다음의 식으로 계산한다.

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - J \sum_{i=2}^{i=5} \frac{A_i}{(i-1)(v_s - b)^{i-1}} + J e^{-\frac{KT}{T_c}} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \sum_{i=2}^{i=5} \frac{C_i}{(i-1)(v_s - b)^{i-1}} - \frac{f}{T} + JPV \quad (15)$$

$$s = a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10) \log(v_s - b) - J \sum_{i=2}^{i=5} \frac{B_i}{(i-1)(v_s - b)^{i-1}} \quad (16)$$

3.2.2 HFC-134a의 경우

HFC-134a의 상태방정식은 CFC-12에 적용한 식을 사용하지 않고 Piao 등[13]이 제안한 식을 사용하는데, 이 식은 과열영역은 물론 압축액영역에서도 적용이 가능하다.

$$P_r = \frac{T_r \rho_r}{Z_c} + \sum_{i=1}^{i=25} a_i \rho_r^{m_i} T_r^{-n_i} \quad (17)$$

여기서,

$$\begin{aligned} P_r &= P/P_c, & \rho_r &= \rho/\rho_c \\ T_r &= T/T_c, & Z_c &= P_c/(R \cdot \rho_c \cdot T_c) \\ R &= R_o/M \end{aligned}$$

이며, P_c , ρ_c , T_c 는 각각 임계압력, 밀도, 온도를 나타내며, R_o 는 일반기체상수이며, M 은 HFC-134a의 물질량이다. 그리고 다음과 같이 정의되는 Helmholtz 함수를 이용하여 엔탈피(h), 엔트로피(s), 비열(C_p , C_v) 등을 계산할 수 있다. 즉 Helmholtz 함수는

$$\begin{aligned} f_r &= f \cdot \frac{\rho_c}{P_c} \\ &= \sum_{i=1}^{i=25} a_i (m_i - 1)^{-1} \rho_r^{m_i - 1} T_r^{-n_i} + T_r Z_c^{-1} \ln(\rho_r) + f_{ro} \end{aligned} \quad (18)$$

이다. 여기서 f_{ro} 는 이상기체상태에서의 자유에너지로써 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_{ro} \cdot Z_c &= -f_1 T_r + f_2 \\ &+ (c_o - 1) \left[T_r - T_{ro} - T_r \ln \left(\frac{T_r}{T_{ro}} \right) \right] \\ &- \frac{c_1 (T_r - T_{ro})^2}{2} - \frac{c_2 (T_r^3 - 3T_r T_{ro}^2 + 2T_{ro}^3)}{6} \end{aligned}$$

$$- \frac{c_3 (T_r^4 - 4T_r T_{ro}^3 + 3T_{ro}^4)}{12} \quad (19)$$

여기서, $T_{ro} = T_o/T_c$ 이다. 다음 엔탈피와 엔트로피를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h_r &= h \cdot \frac{\rho_c}{P_c} \\ &= \sum_{i=1}^{i=25} a_i (m_i + n_i) (m_i - 1)^{-1} \rho_r^{m_i - 1} T_r^{-n_i} \\ &+ h_{ro} + \frac{T_{ro}}{Z_c} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} s_r &= \frac{s}{R} \\ &= Z_c \sum_{i=1}^{i=25} a_i n_i (m_i - 1)^{-1} \rho_r^{m_i - 1} T_r^{-(n_i + 1)} \\ &- \ln(\rho_r) + s_{ro} \end{aligned} \quad (21)$$

윗 식에 나타난 h_{ro} 와 s_{ro} 는 각각 이상기체에 대한 엔탈피 및 엔트로피로써 아래와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} h_{ro} \cdot Z_c &= c_o (T_r - T_{ro}) + \frac{c_1 (T_r^2 - T_{ro}^2)}{2} \\ &+ \frac{c_2 (T_r^3 - T_{ro}^3)}{3} + \frac{c_3 (T_r^4 - T_{ro}^4)}{4} + f_2 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} s_{ro} &= (c_o - 1) \ln \left(\frac{T_r}{T_{ro}} \right) + c_1 (T_r - T_{ro}) \\ &+ \frac{c_2 (T_r^2 - T_{ro}^2)}{2} - \frac{c_3 (T_r^3 - T_{ro}^3)}{3} + f_2 \end{aligned} \quad (23)$$

윗식에 나타난 상수 f_1 과 f_2 는 0°C의 포화상태에 대한 엔탈피 및 엔트로피에 의하여 계산되는데 각각 17.784926과 12.574375이다. 이상의 냉매 물성치 계산식에 나타난 각종 상수는 냉매의 종류에 따라 각기 다르게 정의된다.

4. 수치해석

이 연구에서 행한 수치해의 기본 흐름도는 Fig. 6에 나타나 있다. 먼저 스크롤압축기의 기하학적인 형상과 작동조건 및 흡입시의 냉매물성치 등을 입력값으로 하여 선회각도에 따른 밀폐체적의 변화는 식(1)부터 식(4)를 이용하여 구하고 흡입 및 토출구의 면적 그리고 압축시 발생하는 누설면적을 계산하였다. 또한 열역학적 모델에서 제시한 모든 식은 흡입 및 토출과정에서도 그대로 적용할 수 있으나 계산을 간단히 하기 위하여 흡입 및 토출과정에서의 압력은 일정하다고 가정하였다. 이로부터 먼저 누설이 없는 경우에 식(5)부터 식(13)을 이용하

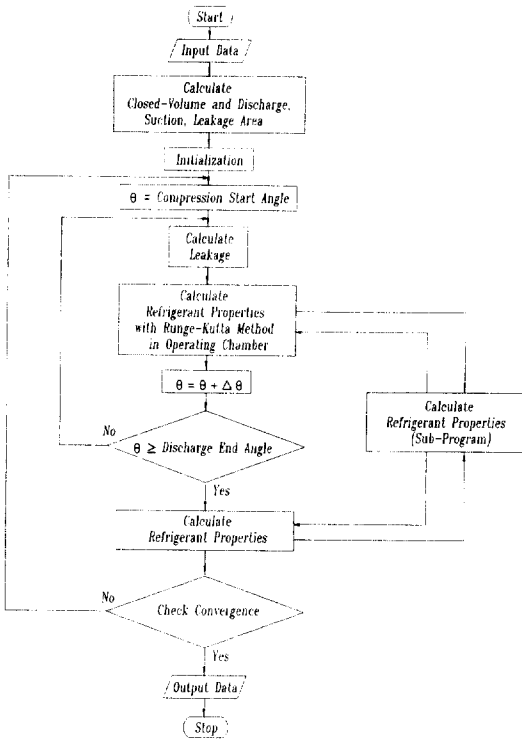


Fig. 6 Flow chart of computational model

여 압축실내의 압력, 온도 그리고 질량유동을 등을 계산하여, 다음반복 계산시 이를 초기값으로 사용한다. 압축과정에서 압축실내의 각종 냉매물성치는 6차 Runge-Kutta 법을 적용하여 1도 간격으로 수행하였다. 이때 식(14)~(23)에서 언급한 실제기체에 대한 각종 물성치 계산식 및 편미분식은 여러개의 부-프로그램으로 작성하여 계산시 사용하도록 하였다. 특히 냉매물성치 계산에는 온도와 압력이 주어진 상태에서 Newton-Raphson 반복법을 이용하였다. 이 연구의 수렴판정은 전체 프로그램의 한 사이클이 완료된 후 단열효율을 계산하고 앞선 사이클에서 계산된 효율과 비교하여 원하는 허용오차에 들어왔을때이며, 그렇지 않는 경우 수렴기준을 만족할 때까지 반복하여 스크롤압축기의 회전각도에 대하여 압축기의 성능을 계산하였다.

5. 결과 및 토의

이 연구에서는 증발온도(T_{eva}), 응축온도(T_{cond})가 각각 $-5^{\circ}C$ 와 $50^{\circ}C$ 로 작동하는 일반적인 냉동시

스템에서 그 핵심부품이라 할 수 있는 압축기에 대하여 기하학적인 형상 및 작동조건을 일정하게 유지한 채 작동유체인 냉매(CFC-12, HCFC-22 및 HFC-134a)의 변화가 압축기 성능에 미치는 영향을 정성적으로 규명하였다. 이 연구와 같이 냉동시스템 전체의 성능비교가 아닌 압축기만의 성능을 비교하는 연구에서는 T_{eva} 와 T_{cond} 를 가정하면 개발한 냉매물성치 계산프로그램에 의하여 포화상태에서의 압력이 결정된다. 그리고 압축기로의 냉매의 흡입 온도는 모든 냉매에 대하여 $20^{\circ}C$ 이고, 특별한 언급이 없는 한 회전수는 $3,500rpm$, 축방향 및 반경방향 간극은 $20\mu m$ 이다. 또한 이 압축기의 압축시각각은 360° 이며 토출시각각은 890° 라고 하였다. 이러한 가정 및 조건하에 작동유체인 냉매를 각각 적용함으로써 이들 냉매의 변화가 스크롤압축기의 성능에 미치는 영향을 서로 비교하기 위하여 여러 변수에 대한 단열효율 및 토출온도 등을 비교 분석하였다.

Table 1은 이 연구에서 채택한 자동차용 냉매압축기의 기하학적 형상 및 기본적인 작동조건이다.

그리고 Table 2와 Fig. 7은 냉매물성치와 관련된 결과로써 Table 2는 앞서 언급한 응축 및 증발온도에 대한 포화상태에서의 각 냉매의 압력을 나타낸 것이다. 압축기의 성능해석을 위해서는 Table 1과 같은 기하학적인 형상 및 작동조건 이외에도 압축기의 흡입 및 토출압력을 설정하여 이를 입력값으로 사용하여야 한다. 이를 위하여 각종 냉매의

Table 1 Physical characteristics and operating conditions for scroll compressor

Built-in volume ratio	2.57
Basic circle radius(mm)	3
Orbiting radius(mm)	4.925
Wrap thickness(mm)	4.5
Wrap height(mm)	25
Exhaust port diameter(mm)	8
Involute starting angle	0.09π
Involute ending angle	5.59π
RPM	3,500
Axial clearance	$20\mu m$
Radial clearance	$20\mu m$

Table 2 Operating pressure for various refrigerants at $T_{eva} = -5^{\circ}\text{C}$ and $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$

	CFC-12	HCFC-22	HFC-134a
Suction Pressure(kPa)	260.961	421.348	243.858
Discharge Pressure(kPa)	1219.31	1942.31	1317.29
Pressure Ratio	4.67	4.61	5.40

특성에 의한 포화상태의 압력계산이 선행되어야 한다. 즉, Table 2에서 보는 바와 같이 HFC-134a를 사용할 경우 압축기의 압력비는 5.40으로 다른 냉매에 비하여 아주 높게 설정되며, 토출압력의 경우에는 HCFC-22가 가장 높은 입력값으로 주어지

야 함을 알 수 있다.

Fig. 7은 이 연구에서 개발한 냉매물성치 계산용 프로그램을 이용하여 계산한 결과중에서 압축기 성능해석시 주로 이용되는 포화증기상태의 물성치들을 온도의 함수로 나타낸 것으로 압력, 비체적 그리고 비엔탈피를 각각 도시한 것이며 특히 HFC-134a의 경우, 이 연구에서 계산한 물성치의 정확성을 검증하기 위하여 표로 나타낸 McLinden 등⁽¹⁴⁾의 결과들 그림으로 바꾸어 도시하였고 또한 계산된 증기상태에서의 여러가지 물성치를 몇가지의 온도(-40, 0, 40, 80°C)에 대하여 비교하여 Table 3에 나타내었다. Table 3에서 보는바와 같이 최대오차는 -40°C 일때의 정압비열로 약 1.61%의 오차를 보였으며 그외의 물성치는 1% 미

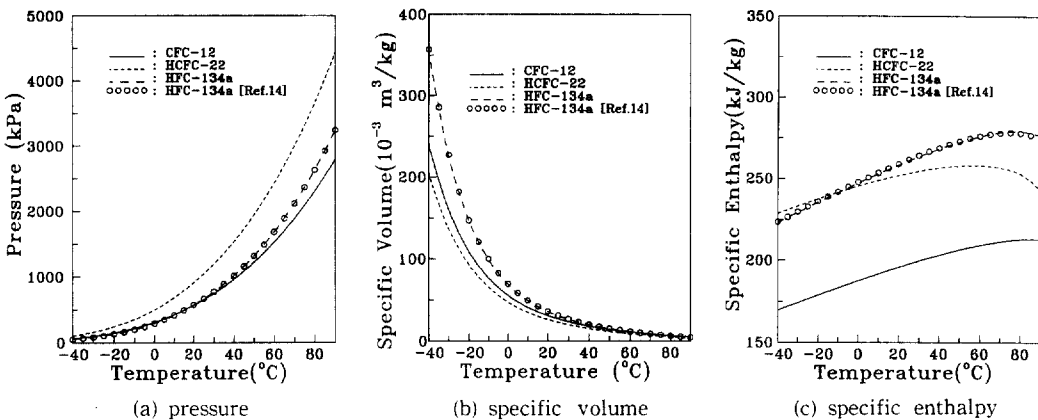


Fig. 7 Property comparison of various refrigerants for saturated vapor state

Table 3 Comparison of Ref.[14] and this study for various vapor-state thermodynamic properties of R134a

Temp. (°C)		Ref.[14]	This study	Error (%)	Temp. (°C)		Ref.[14]	This study	Error (%)
-40	P (kPa)	52.0	51.7	0.57	0	P (kPa)	293.0	293.3	-0.1
	v (m ³ /kg)	0.3572	0.3576	-0.11		v (m ³ /kg)	0.0694	0.0694	0.0
	h (kJ/kg)	223.3	224.6	-0.58		h (kJ/kg)	247.8	249.5	-0.68
	s (kJ/kg K)	0.958	0.963	-0.52		s (kJ/kg K)	0.921	0.928	-0.76
	C _p (kJ/kgK)	0.742	0.754	-1.61		C _p (kJ/kgK)	0.889	0.899	-0.12
40	P (kPa)	1017	1016.5	0.05	80	P (kPa)	2630.0	2631.6	-0.06
	v (m ³ /kg)	0.02	0.02	0.0		v (m ³ /kg)	0.0064	0.0065	-1.56
	h (kJ/kg)	268.8	270.9	-0.78		h (kJ/kg)	278.0	280.3	-0.82
	s (kJ/kg K)	0.905	0.913	-0.88		s (kJ/kg K)	0.879	0.887	-0.82
	C _p (kJ/kgK)	1.130	1.134	-0.35		C _p (kJ/kgK)	2.027	2.013	0.69

만의 오차를 보여 Mclinden 등의 결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 냉동시스템의 관점에서 압축기의 흡입 및 토출압력, 압력비등 작동압력을 가정할 수 있는 포화압력은 모든 온도범위에서 HCFC-22가 가장 크며 증발온도인 저온부분에서는 CFC-12가 HFC-134a보다 높고, 응축온도인 고온부분에서는 그 반대이다. 그리고 냉동시스템의 성능해석시 중요한 인자인 냉매질량유량과 깊은 관련이 있는 포화증기상태의 비체적은 전 온도범위에서 HFC-134a가 가장 크고 HCFC-22가 가장 작았다. 또한 압축기 밀폐공간에서의 냉매물성치 변화에 영향을 미치는 비엔탈피의 경우, 약 -10°C 까지는 HCFC-22가 가장 크나 그외의 온도영역에서는 HFC-134a가 가장 크게 나타났다.

이 연구에서는 Table 1과 Table 2와 같은 조건을 이용하여 먼저 각 냉매에 대한 압축기의 성능을 전체 냉동시스템과 연관시켜 비교(Fig. 8~Fig. 10)한 다음 압축비 및 회전수가 압축기 성능에 미치는 영향(Fig. 11~Fig. 12)을 규명하여 보았다.

Fig. 8은 δ_a 와 δ_r 가 $20\mu\text{m}$, 회전수가 3500rpm인 경우의 압력-체적선도를 나타낸 것이다. 토출이 시작될때 유동저항에 의한 과압축(overcompression)이 발생하게 되는데 이러한 과압축은 압축기의 효율을 감소시키는 원인이 된다. 그림에서 보는 바와 같이 HCFC-22의 과압축 현상은 다른 두 냉매에 비하여 매우 커서 이 그림만으로도 정성적으로 단열효율이 가장 낮음을 예측할 수 있다. HFC-134a의 경우 유동저항이 거의 일어나지 않는 것으로 나타나는데 이는 냉매물성치를 기초로하여 입력값으로 주어진 작동압력비(P_d/P_s)가 5.40으로 커서 압축이 충분히 일어나지 않기 때문으로 여겨지며, 충분한 압축을 위해서는 스크롤의 기하학적인 형상변화를 통하여 토출각의 변화를 꾀하거나 압축기 동력의 증가가 요구된다.

Fig. 9는 압축기 작동실 내의 온도변화를 Fig. 8과 동일한 조건에서 회전각도에 대하여 도시한 것이다. 단열압축인 상태에서 HCFC-22의 온도는 다른 두 냉매와 비교하여 압축실내에서 급격히 상승되며 토출온도는 가장 높았고, 반면에 HFC-134a가 가장 낮았다. 이러한 온도의 차이는 단열압축인 경우 냉매의 압력비와 비열비에 의하여 결정되며 특히, 토출과정시 냉매에 따른 온도차는 오일분사 식인 경우에 냉매와 윤활유 사이의 열전달과 깊은 관련이 있다. 즉 일반적으로 압축기에서 토출될때

대단히 높은 난류유동조건이 되는데 토출온도가 높은 HCFC-22는 다른 냉매에 비하여 열전달이 활발히 이루어지므로 냉매와 윤활유가 서로 잘 혼합되게 하는 작용을 한다.

냉동시스템에서 냉동능력(cooling capacity)은 냉매질량유량과 냉동효과(refrigeration effect)에 의하여 좌우된다. 냉매질량유량이 클수록 냉동능력은 증가하게 된다. Fig. 10은 이와같은 관점에서 작동실내의 질량변화를 나타낸 것으로, 각 냉매에 대한 압축기 흡입압력의 차이로 인하여 HCFC-22의 작동실내의 질량이 가장 많아 질량유량이 가장 크며 HFC-134a는 가장 적다. 이러한 이유는 냉매의 열역학적인 물성치와 관련이 깊은데, 흡입압력이 가장 높은 HCFC-22의 경우 Fig. 7에서 설명하였듯이 포화증기상태의 비체적이 가장 적어 질량유동율이 커지므로 앞서 가정한 증발온도에서의 냉동능력이 가장 크다고 할 수 있다. 이를 압축기의 체적효율(η_v)의 관점에서 계산하면 다음과 같다. 즉 흡입구를 통하여 유입된 냉매의 체적유량을 이용하여 체적효율을 구하는데 체적효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{체적효율}(\eta_{ad}) = \frac{\text{실제로 압축기에 흡입되는 체적유량}}{\text{압축기 배제 체적유량}(V_d)} \quad (24)$$

그리고 실제적인 냉매의 질량유량(\dot{m})은

$$\dot{m} = \eta_v \cdot \frac{\dot{V}_d}{v_s} \quad (25)$$

으로 계산된다. 이 연구에서 채택한 스크롤압축기의 기하학적인 형상에 대한 체적효율은 HFC-134a일때 95.0233%로 가장 높았으며 CFC-12일때 94.2928%, 그리고 HCFC-22는 87.6310%로 가장 낮았으나 식(25)에서 보는 바와 같이 \dot{V}_d 가 일정한 이 연구는 결국 냉매의 비체적에 의하여 냉매질량유량이 결정됨을 알 수 있다. 즉 비체적이 가장 적은 HCFC-22가 0.134(kg/s)로 질량유량이 가장 크며, CFC-12는 0.115(kg/s) 그리고 HFC-134a는 0.09(kg/s)로 가장 작았다.

Fig. 11은 반경방향간극(δ_r)과 축방향간극(δ_a)을 $20\mu\text{m}$ 로, 회전수가 3,500rpm인 상태에서 압력비의 변화에 대한 스크롤압축기의 단열효율의 변화를 각각의 냉매에 대하여 도시한 것이다. 이 연구에서 정의한 단열효율(η_{ad})은 다음과 같다.

$$\eta_{ad} = \frac{\text{이론 단열압축일}}{\text{실제 압축일}} = \frac{W_{ad}}{W} \quad (26)$$

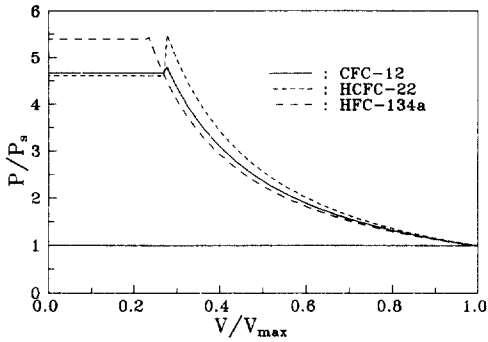


Fig. 8 Pressure-volume diagram for various refrigerants

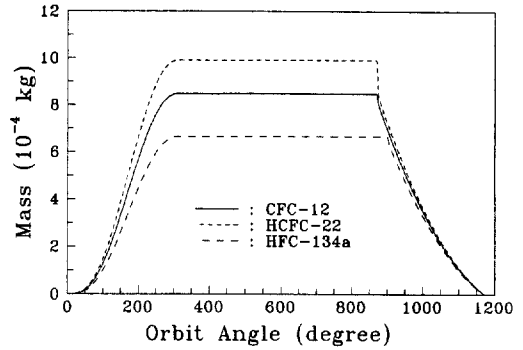


Fig. 10 Mass change of working chamber according to the orbit angle for various refrigerants

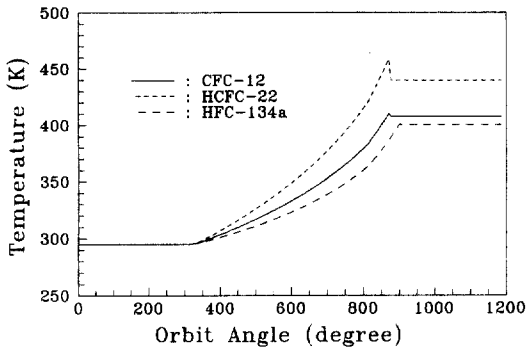


Fig. 9 Temperature distribution according to the orbit angle for various refrigerants

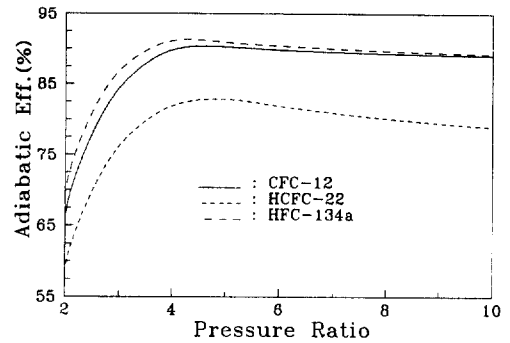


Fig. 11 Adiabatic efficiency according to the pressure ratio for various refrigerants

여기서, 실제 압축일(W)은 압축에 소요되는 실질적인 일로 $P-V$ 선도의 면적으로 계산되며, 이론 단열압축일(W_{ad})은 다음식으로 계산한다.

$$W_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_s \cdot V_s \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (27)$$

여기서, 첨자 s 및 d 는 각각 흡입 및 토출을 의미한다. 그림에서 보는 바와 같이 압력비에 대한 단열효율곡선은 압축비의 증가에 따라 증가하다가 최대효율점을 지나 약간씩 감소하는 경향을 보인다. 이러한 현상은 모든 냉매에 대하여 동일하게 나타나며, 최대효율을 내는 압력비는 HFC-134a의 경우 4.15, CFC-12는 4.3 그리고 HCFC-22는 4.65로 나타나고 있다. 특히 이 연구에서와 같이 증발온도와 응축온도에 의한 압력을 흡입 및 토출압력으로 설정한 경우에서 CFC-12 및 HCFC-22는 최대효율 압력비가 입력값으로 준 작동압력비와 거의

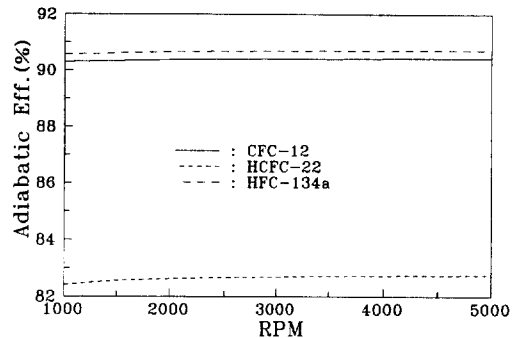


Fig. 12 Adiabatic efficiency according to the RPM for various refrigerants

비슷한 값에서 최대효율을 보이고 있는 반면에, HFC-134a는 작동압력비(5.40)보다 훨씬 낮은 압력비에서 최대효율을 보임으로써 충분한 압축이 이루어지지 않음을 알 수 있다. 그리고 이 연구의 작

동조건하에서 HFC-134a가 가장높은 단열효율(약 92.5%)을 보이며 HCFC-22는 가장 낮아 HFC-134a에 비하여 약 10%의 차이를 보였다. 이는 Fig. 8에서 언급하였듯이 과압축에 의한 영향으로 사료된다.

그리고 동일한 형상에 대하여 회전수의 변화가 압축기의 효율에 미치는 영향을 알아보기 위하여 Fig. 12에 나타내었다. 모든 냉매의 경우, 회전수의 증가에 대하여 단열효율은 증가하고 있는 경향을 보이나 회전수의 증가에 비하여 많은 변화는 보이지 않고 있음을 알 수 있다. 즉 일반적인 작동회전수인 3,500RPM이상의 높은 회전수는 경제적인 관점에서 바람직하지 않음을 시사하고 있다.

6. 결 론

동일한 기하학적 형상 및 동일한 작동조건하에서 작동유체인 냉매의 변화가 스크롤압축기의 성능에 미치는 영향을 압축기 자체 및 냉동시스템 관점에서 수치적인 방법을 통하여 정성적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 최근의 실험식을 기초로 HFC-134a는 물론 CFC-12 및 HCFC-22의 열역학적 물성치를 정확히 예측할 수 있었으며, 압축기 성능해석에 이용되는 압력비는 HFC-134a가 5.40으로 가장 높게 설정되었다.
2. 압축기 토출온도는 HFC-134a가 가장 낮았으며, 냉동능력과 관련된 냉매질량유량은 HCFC-22가 가장크게 나타났다.
3. 압축비의 증가에 따른 압축기의 단열효율은 최적압축비를 지난 후 약간씩 감소하였으며, HFC-134a의 경우 최적압축비는 약 4.15로써 이 연구의 입력데이터로 준 5.40보다는 낮은 압력비에서 최대효율이 나타났다.
4. 압축기의 성능만을 고려하였을때, 이 연구의 범위내에서 스크롤압축기에서의 가장 좋은 냉매는 HFC-134a로 단열효율이 HCFC-22보다 약 10% 높았다.

참고문헌

(1) Morishita, E. et al., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue,

pp. 487-495

- (2) Tojo, K. et al., 1986, "Computer Modeling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back-Pressure Mechanism", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue pp. 872-885
- (3) Yanagisawa, T. et al., 1990, "Optimum Operation Pressure Ratio for Scroll Compressor", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.425-433
- (4) Hayano, M. et al., "Performance Analysis of Scroll Compressor for Air Conditioners", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 856-871
- (5) Hirano, T. et al., 1988, "Developmect of High Efficiency Scroll Compressor for Air Conditioners", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 65-74
- (6) Nieter, J.J. and Barito, T., 1990, "Dynamics of Compliance Mechanism in Scroll Compressor, PartI; Axial Compliance", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 308-316
- (7) Ishii, N. et al., 1990, "Mechanical Efficiency of a Variable Speed Scroll Compressor", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 192-199
- (8) 이건호, 김현진, 1991, "Scroll 압축기 성능해석을 위한 Computer Simulation", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(Ⅱ), pp. 295-298
- (9) Tojo, K, Ikegawa, M., Shiibayashi, M., Arai, N., Arai, A. and Uchigawa, N., 1984, "A Scroll Compressor for Air Conditioners", Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 496-503
- (10) Zucrow, M.J. and Hoffman, J.D., 1976, Gas Dynamics, Volume 1, John-Wiley & Sons, Inc.
- (11) Kartsounes, G.T. and Erth, R.A., 1971, "Computer Calculation of Refrigerants 12, 22, 502", ASHRAE Transaction, Vol.77
- (12) Downing, R.C., 1988, "Fluorocarbon Refrigerant Handbook", Prentice Hall
- (13) Piao, C., Sato, H. and Watanabe, K., 1991, "Thermodynamic Charts, Tables, and Equations

for Refrigerant HFC-134a", ASHRAE Transaction, Vol. 99, Part 2, pp. 268-284

(14) McLinden, M.O. et al., 1989, "Measurement and Formulation of the Thermodynamic Prop-

erties of Refrigerants 134a(1, 1, 1, 2-Tetra-fluoroethane) and 123(1, 1-Dichloro-2, 2, 2-Trifluoroethane), ASHRAE Transaction, Vol. 95, Part 2, pp. 263-283