

가변속 스크롤 압축기의 운전조건의 변화에 따른 성능 해석

박 흥 희, 박 윤 철, 김 용 찬[†]

고려대학교 기계공학과

Performance Analysis on the Variable Speed Scroll Compressor with Operating Conditions

Hong Hee Park, Youn Cheol Park, Yongchan Kim[†]

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received March 8, 2000; revision received May 16, 2000)

ABSTRACT: Thermodynamic modeling of low-pressure scroll compressor was developed by combining continuity and energy conservation equation. Suction gas heating was considered using energy balance inside the low pressure shell. Pressure, temperature and mass of refrigerant-22 as a function of orbiting angle were calculated by solving the governing equations using fourth order Runge-Kutta scheme. Motor efficiency was taken by experiments with a variation of frequency. The developed model was applied to the analysis of an inverter driven scroll compressor with a variation of frequency, pressure ratio and operating conditions. The model was verified with the experimental results at the same operating conditions.

The developed model was adequate to predict performance of the inverter driven scroll compressor as a function of operating conditions. Calculated parameters from the model were discharge temperature, mass flow rate, power input, COP, and thermodynamic properties with respect to orbiting angle. To enhance the performance of a scroll compressor, it is essential to diminish leakage at low frequency level and improve the mechanical efficiency at high frequency level.

Key words: Variable speed(가변속), Scroll compressor(스크롤 압축기), Modeling(모델링), Experiment(실험)

기 호 설 명

C_d : 유량계수

h : 스크롤 높이 [mm], 엔탈피 [kJ/kg]

l_a : 기준원에서 안쪽 인블류트 점까지의 거리 [mm]

l_b : 기준원에서 바깥쪽 인블류트 점까지의 거리 [mm]

L_1 : 안쪽 인블류트의 길이 [mm]

L_2 : 바깥쪽 인블류트의 길이 [mm]

\dot{Q} : 열전달율 [kW]

r : 선회반경 [mm]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@kucn.korea.ac.kr

r_a	: 커터 반경 [mm]
r_b	: 기준원 반경 [mm]
S	: 인블류트 면적 [mm ²]
v	: 비체적 [m ³ /kg]
\dot{W}	: 일률 [kW]

그리스 문자

α	: 인블류트 초기각
Δ	: 미소증분
γ	: 냉매의 비열비(단열계수)
η_{mot}	: 모터효율
η_{mec}	: 기계효율
ϕ	: 선회 스크롤의 회전각
ϕ_i	: 접촉점의 인블류트각
ϕ_e	: 인블류트 끝각
ϕ_a	: 인블류트 시작각
θ	: 크랭크축 선회각도

하첨자

can	: 압축기 통
d	: 토출
s	: 흡입
up	: 상류

1. 서 론

에너지 절약에 대한 관심이 확대됨에 따라 냉동공조 분야에서도 요소기기의 고효율화가 강력히 요구되고 있다. 압축기는 에어컨시스템 소비 전력의 약 90%를 소비하는 요소기기로서 에너지 절약적 관점에서 효율향상에 많은 노력이 이루어지고 있다. 이 중에서 냉동 및 공조용으로 사용되는 스크롤 압축기는 왕복동식 및 로터리에 비하여 많은 장점을 가지고 있어 시스템 적용이 크게 증가하고 있는 추세이다. 스크롤 압축기의 장점은 주로 기하학적인 특성에 의한 것으로 인블류트 곡선에 의해서 형성되는 두 개의 치형으로 구성되어 있으며, 인접하는 압축공간의 압력차가 적어 가스누설이 작다. 또한 스크롤 압축기는 흡입 및 토출밸브가 없어 흡입압력손실과 토출압력

손실이 없으며, 왕복동식 압축기에 비하여 흡입구와 토출구의 위치가 분리되어 있어 흡입 및 토출행정간의 열전달이 없고 재팽창 체적이 없어 체적효율도 높다. 여러 개의 압축실을 통해 압축이 서서히 일어남으로 토오크의 변동치가 작아 저소음 및 저진동이며, 넓은 주파수 영역에서 높은 효율을 얻을 수 있는 특성이 있으므로 인버터형 공기조화기에 가장 적합하다.

스크롤 압축기에 관한 주요 연구주제는 크게 기하학적 형상, 축방향 혹은 반경방향 순응기구에 관련된 연구 및 흡입과 토출과정의 성능해석에 관한 연구로 나눌 수 있다. 기하학적 형상과 축방향 및 반경방향 순응기구에 관련된 연구로서 Morishita et al.⁽¹⁾은 기하학적인 관점에서 스크롤 압축기의 형상설계 및 동역학적 이론을 정립하였다. Ishii et al.⁽²⁾은 스크롤 압축기의 동역학적 해석을 수행하고, 진동 측면에서는 스크롤 압축기가 우수한 동적 특성을 갖지만 롤링피스톤형 로터리 압축기에 비해 기계적 효율은 더 낮다고 보고하였다. Tojo et al.⁽³⁾은 축방향 순응기구로 선회스크롤 뒷면에 배압 메커니즘(self-adjusting back-pressure mechanism)을 도입한 스크롤 압축기에 대한 성능해석을 수행하였다.

열역학적 관점에서 압축기의 성능을 해석한 연구로서 Nieter⁽⁴⁾는 흡입과정을 동적 과정으로 해석하여 흡입냉매는 맨 바깥쪽 스크롤 랩이 완전히 닫힌 상태부터 압축이 시작되는 것이 아니라 최대 체적점을 지난 후부터 압축이 시작되어 흡입포켓(suction pocket)의 압력상승을 유발하고, 압축되는 실제 유량이 이상적인 값보다 더 크게 되어 흡입 효율을 향상시킨다고 하였다. Hayano et al.⁽⁵⁾은 수치 해석적 및 실험적 연구를 통해 마찰손실(frictional losses), 압축손실(compression losses) 및 누설손실(leakage losses)에 대해 연구하였다. 대부분의 마찰손실은 베어링과 축 사이, 선회와 고정스크롤 사이에 존재하며, 실험결과를 통해 누설손실이 압축손실 보다 크다고 하였다.

기존의 연구에서는 압축기의 입출구 조건을 고정하고, 모터 입력주파수만을 변화시키면서 가변속 성능을 고찰하였기 때문에, 실제 공기조화기의 운전조건에서 가변속 스크롤 압축기의 성능 특성에 대한 고찰이 부족하다. 본 연구에서는 스크롤 압축기의 기하학적 및 열역학적 모델링을 통하여 수치해석을 실시하고, 실험을 통해 모델

의 타당성을 검증하였다. 검증된 수치해석 모델을 이용하여 실제 압축기 입출구 조건에서 압축기의 성능특성을 고찰하였다.

2. 스크롤 압축기 모델링

2.1 밀폐체적의 계산

스크롤 치형에 의해서 형성되는 밀폐공간의 체적은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 선회스크롤의 회전각도 ϕ 에 대하여 적분하여 구한다. 압축기의 압축과정을 흡입, 압축 및 토출의 세 과정으로 구분하면 식 (1), (2) 및 (3)과 같으며, 크랭크축의 회전각도 θ 변화에 따른 밀폐체적의 변화는 식(4)로부터 계산한다.

$$\frac{dV_s}{d\theta} = h r_b r \{ 2\phi_e - \theta - \pi - 2(\phi_e - \pi + \alpha) \times \cos \theta - (\pi - 2\alpha) \cos 2\theta + 2 \sin \theta \} \quad (1)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -4\pi h r_b r \quad (2)$$

$$\frac{dV_d}{d\theta} = -h r_b r (2\phi - \pi) \quad (3)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_s}{d\theta} + \frac{dV_i}{d\theta} + \frac{dV_d}{d\theta} \quad (4)$$

2.2 누설 모델링

누설에는 반경방향의 누설과 축방향의 누설의 두 가지가 있다. 압축실에서 누설에 의한 질량유동율은 1차원, 압축성 유체라는 가정 하에 등엔트로피 노즐을 통과하는 질량유량인 식(5)를 사용하였다. 유량계수 (C_d)는 랩간의 간극이 수 μm 인 것을 감안하여 Suefuji et al.⁽⁶⁾의 연구결과로부터 0.08을 사용하였다.

두 랩의 간극을 통한 누설면적은 Tojo et al.⁽³⁾과 Niether and Gagne⁽⁷⁾의 연구로부터 접선방향 누설의 경우에는 스크롤 치형의 높이에 반경방향 간극의 함수이므로 주어진 형상의 압축기에서는 일정하다고 가정하였다. 반경방향 누설의 경우에 누설통로면적은 축방향 간극에 선회각의 함수로 계산되는 누설통로길이로부터 기하학적인 해석을 통해 식(6) 및 (7)와 같이 주어진다.

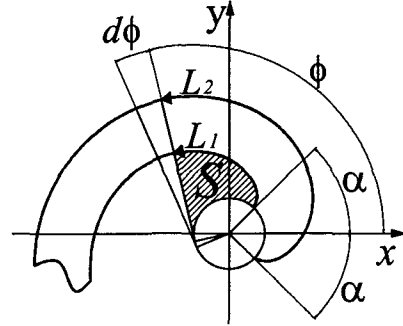


Fig. 1 Area of gas pocket.

$$\frac{dm}{dt} = AC_d \sqrt{\frac{P_{up}}{T_{up}}} \times \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} (P_r^{2/\gamma} - P_r^{\gamma+1/\gamma})} \quad (5)$$

$$L_1 = \int_{\phi_1}^{\phi_2} l_a d\phi = \int_{\phi_1}^{\phi_2} r_b (\phi - \alpha) d\phi \quad (6)$$

$$L_2 = \int_{\phi_1}^{\phi_2} l_b d\phi = \int_{\phi_1}^{\phi_2} a (\phi + \alpha) d\phi \quad (7)$$

2.3 지배방정식

본 모델은 열역학적 관점에서 가변속 스크롤 압축기의 성능을 해석하고 고찰하기 위하여 역학적 모델링은 수행하지 않았으며, 다음과 같은 가정을 하였다: (1)입의의 순간에 검사체적내의 작동유체의 물성치는 일정하다; (2)작동유체의 중력 및 운동에너지는 무시한다; (3)스크롤 랩과 작동유체의 열전달은 무시한다; (4)오일의 영향은 무시한다.

가정을 이용하여 선회스크롤의 회전에 의한 밀폐체적의 변화 및 열역학적 질량교환의 관점에서 누설, 흡입 및 토출에 의한 질량유량 변화는 결국 검사체적내의 물성치의 변화를 초래한다. 입의의 순간에 작동실의 경계를 검사체적의 경계로 하여 에너지보존의 법칙, 질량보존의 법칙 및 실제기체 상태방정식을 적용하여 압축챔버 내의 압력, 온도 및 질량을 계산한다. 지배방정식은 식 (8), (9) 및 (10)과 같이 유동을 시간에 대하여 정상상태로 가정하면 θ 대한 비정상 1차 상미분방정식 형태이다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{d\theta} + \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \frac{dv}{d\theta} \quad (8)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\left[\frac{1}{m} \left\{ \frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) - \frac{dm_i}{d\theta} (h_o - h) \right\} - \left\{ \left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T v_c \right\} \frac{dv}{d\theta} \right]}{\left\{ \left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v v_c \right\}} \quad (9)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \quad (10)$$

2.4 에너지손실

저압식 스크롤 압축기의 특징인 흡입가스 가열 (suction gas heating)에 의한 온도상승은 저압실 내의 에너지 평형방정식인 식(11)의 엔탈피로부터 온도상승을 계산하였다.

$$\Delta h = \frac{[\dot{W} \times (1 - \eta_{mot} \times \eta_{mec}) - \dot{Q}_{can}]}{1000 \times \dot{m}} \quad (11)$$

식(11)에서 스크롤 압축기의 주파수변화에 따른 모터효율은 모터의 성능실험을 통하여 측정된 자료로부터 식(12)를 사용하였다. 마찰 손실을 나타내는 기계 효율(mechanical efficiency)은 정격(60Hz)에서는 압축기 입력 소요동력의 7.7%^(5,8)가 기계적 손실이라고 가정하고, 60Hz 보다 낮은 주파수에서는 Hirano et al.⁽⁹⁾의 연구로부터 60Hz와 같은 기계적 효율을 갖고, 60Hz보다 높은 주파수에서는 60Hz를 기준으로 식(13)과 같이 비선형적으로 감소한다고 가정하였다. 이러한 가정은 Bush et al.⁽¹⁰⁾의 연구에서 스크롤 압축기에서 주파수가 증가하면 원심력에 의해서 스크롤 랩에서의 접촉력이 급격하게 증가하는 것을 보고하였는데, 이는 마찰손실의 급격한 증가를 의미하며, 가변속 로터리 압축기에 대한 Park⁽¹¹⁾의 성능해석에서도 기계효율이 비선형적으로 감소한다고 하였다.

$$\eta_m = 0.68632 + 0.00252Hz + 5.00275e^{-6}Hz^2 - 9.43273e^{-8}Hz^3 \quad (12)$$

$$\frac{\eta_{mec}}{\eta_{mec\ 60Hz}} = 0.87 + 0.0048Hz - 4.44e^{-5}Hz^2 \quad (13)$$

왕복동식 압축기는 흡입된 작동유체의 질량이 토출될 때까지 변하지 않기 때문에 P-V 선도의 면적의 비로써 단열효율을 나타낼 수 있다. 그러나 스크롤 압축기는 스크롤 랩 사이의 간극에 의한 누설의 영향으로 작동유체의 질량이 각도에 따라 변하므로, 본 연구에서는 단열효율의 정의를 단열압축에 소요되는 동력과 실제 압축에 소요되는 동력비로 계산하였다. 단열계수(adiabatic constant, γ)는 작동유체가 R-22이므로 1.16을 사용하였다. 단열압축 소요동력은 식(14)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\dot{W}_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} (V_s \times rpm \times \frac{1}{60}) P_s \times \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (14)$$

실제 압축일의 계산은 압력-체적선도에서 미소체적변화에 의한 식(15)와 같이 미소일을 구하고 2도 간격으로 적분하여 계산하였다.

$$\Delta \dot{W} = (P_{del} - P) \times \{(v_{del} + v)/2\} \times \dot{m} \quad (15)$$

3. 수치해석 및 스크롤 압축기의 성능실험

본 해석의 모델압축기는 저압식 가변속 스크롤 압축기로서 인벌류트 곡선으로 형성된 고정스크롤(fixed scroll) 및 크랭크축과 연결되어 고정스크롤을 중심으로 일정한 반경을 유지하면서 선회하는 선회스크롤(orbiting scroll), 선회스크롤의 자전을 방지하는 올드햄 링(oldham ring), 프레임(frame) 및 축(shaft) 등으로 구성되어 있다. 모델 압축기는 2.8 kW급 저압식 가변속 스크롤 압축기로 R-22를 작동유체로 사용하였다. 모델압축기의 기하학적인 형상은 Table 1에 나타내었다.

압축기의 작동조건은 ASHRAE-T 조건과 인버터형 공기조화기의 성능평가 실험에서의 압축기 입출구 조건으로 선정하였으며, 이를 Table 2에 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

스크롤 압축기는 180°의 위상 차를 갖는 고정 및 선회스크롤에 의하여 형성되는 여러 개의 초

Table 1 Geometry of the scroll compressor

Displacement volume[mm ³]	14.47
Built-in volume ratio[-]	2.71
Base circle radius[mm]	1.703
Thickness[mm]	2.80
Height[mm]	18.52
Involute start angle[radian]	0.8221
Involute end angle[radian]	19.03
Pitch[mm]	10.70
Orbiting radius[mm]	2.55

승달 형태인 밀폐체적이 선회스크롤이 회전함으로써 두 스크롤 중심부로 밀려 밀폐체적이 감소하면서 압축이 일어나는 용적형 압축기의 일종으로서, 밀폐체적이 스크롤 중심에 이르면 고온·고압이 된 압축가스는 고정스크롤 중심에 위치한 토출구를 통하여 토출된다. 선회스크롤과 고정스크롤사이에는 두 개의 챔버가 생성되는데, Fig. 2와 같이 포켓 B는 선회스크롤의 안쪽에 포켓 A는 선회스크롤의 바깥쪽에 형성된다. 본 연구에서는 포켓 A와 B를 하나로 가정하여 흡입, 압축 및 토출과정을 해석하는 방법(모델 I)과 두 개의 포켓에 대하여 개별적으로 해석하는 방법(모델 II)을 모두 적용하였다.

Fig. 3은 ASHRAE-T조건에서 모델 I과 모델 II의 압축과정을 보여주는 압력-체적 선도(P-V diagram)이다. 모델 I은 압축선이 모델 II보다 단열압축(adiabatic compression)에 가깝게 나타나고 있으며, 계산시간에서 유리하다. 반면 모델 II에서 포켓 A의 압축과정 말미에 역류 현상을 정확히 관찰할 수 있다. 여기서 역류는 미압축손실

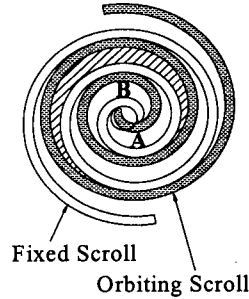


Fig. 2 Geometry of the scroll at 180° orbiting angle.

(under compression loss)을 증대시켜 단열효율(adiabatic efficiency)을 감소시킨다. 흡입포트가 닫히면 밀폐압축(closed compression)이 시작되고, 압축이 진행됨에 따라 누설에 의한 질량 유입으로 인해 실제 압축과정은 단열압축 과정에서 점점 멀어지지만, 압축과정의 중간부분에 이르러 질량 유출이 유입보다 커지기 시작하면 실제 압축과정이 단열 압축과정에 점점 가까워지는 것을 알 수 있다. 두 모델을 적용했을 때 모델 II가 모델 I에 비해 토출온도는 1.43%, 유량은 5.14%, 압축동력(compression power)은 1.58% 크게 나타나고, 단열효율은 1.60% 작게 나타난다. 모델 II는 계산시간이 모델 I에 비해 대략적으로 1.5배 정도 증가하지만 역류의 영향을 정확하게 관찰할 수 있고, 토출포트의 위치와 면적의 영향을 정확하게 고려할 수 있기 때문에 스크롤 압축기의 성능해석은 모델 II의 방법으로 수행하는 것이 좀더 정확한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 압력비가 2.5, 3.0 및 3.5일 때 선회스크롤과 고정 스크롤에 의해서 형성되는 각각의

Table 2 Test and simulation conditions of the scroll compressor

Condition	Test case	ASHRAE-T	Minimum	Standard	Maximum
Frequency[Hz]		all	30	60	85
Suction pressure[kPa]		624.9	797.6	627.9	591.7
Evaporating temp.[°C]		7.2	15.4	7.3	5.4
Discharge pressure[kPa]		2145.0	1591.9	1886.1	1964.6
Condensing temp.[°C]		54.4	41.5	48.7	50.5
Suction temp.[°C]		35.0	17.0	14.4	16.2
Subcool temp.[°C]		46.1	37.8	40.8	42.0
Compressor room temp.[°C]		35.0			
Calorimetric room temp.[°C]					

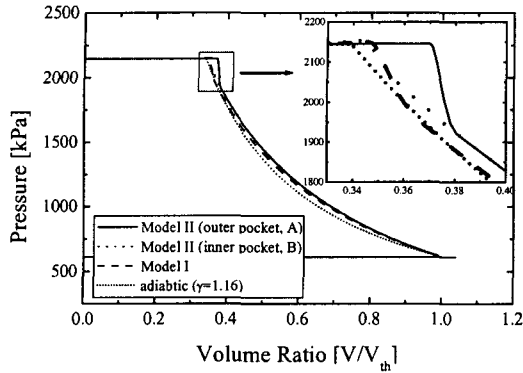
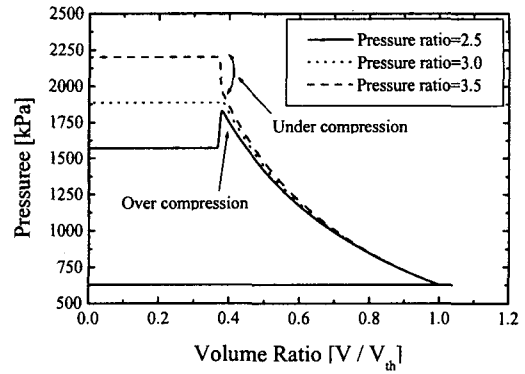


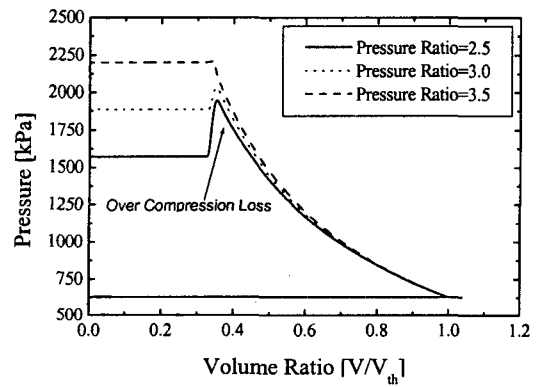
Fig. 3 Comparison of pressure-volume diagram for Model I and Model II ($P_s=626.0\text{kPa}$, $P_d=2146.0\text{kPa}$).

압축포켓의 압력-체적 선도 (P-V diagram)이다. Fig. 4(a)에서 알 수 있듯이 선회스크롤의 바깥쪽 포켓인 A에서 압력비가 2.5인 경우에는 과압축 손실(over compression loss)이 발생한다. 반대로 압력비가 3.5인 경우에는 역류에 의해서 질량이 체적 내로 유입되어 압력이 급격히 상승한다. 역류 현상이란 토출이 시작될 때의 압력(P_{dis})이 압축기 출구압력(P_{out})보다 작을 때, 압력이 높은 압축기 출구 쪽에서 압력이 낮은 압축기 체적 쪽으로 토출면적을 통해 질량이 유입되는 것을 말한다. 이러한 미압축 손실(under-compression loss)도 단열효율을 감소시킨다. 압력비가 3.0인 경우에는 약간의 과압축만 발생하는 것을 볼 수 있다. Fig. 4(b)에 나타난 바와 같이 포켓 B는 포켓 A보다 과압축 손실이 크며, 압력비가 3.5일 때는 포켓 A보다 미압축 손실이 작은 것을 알 수 있다. 이것은 포켓 B의 토출각이 포켓 A보다 크므로 포켓 B가 나중에 토출이 시작되고, 기구학적으로 형성되는 토출면적도 포켓 A보다 작기 때문이다.

따라서 압축기 입출구 조건과 스크롤의 기하학적인 형상이 결정되면 주어진 압축기에 대한 최적의 압력비(optimum pressure)가 존재하며, 모델 스크롤 압축기의 경우에는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 최적의 압력비는 3.0 부근인 것을 알 수 있다. 최적의 압력비는 본 모델 압축기의 압축이 시작될 때의 체적과 토출이 시작될 때의 체적의 비인 고정체적비 (built-in volume ratio) 2.71보다 큰 것을 알 수 있다. 이는 Yanagisawa



(a) Outer pocket of orbiting scroll, A



(b) Inner pocket of orbiting scroll, B

Fig. 4 Pressure-volume diagram of compression process (60Hz, $P_s=627.94\text{kPa}$, $T_s=14.4^\circ\text{C}$).

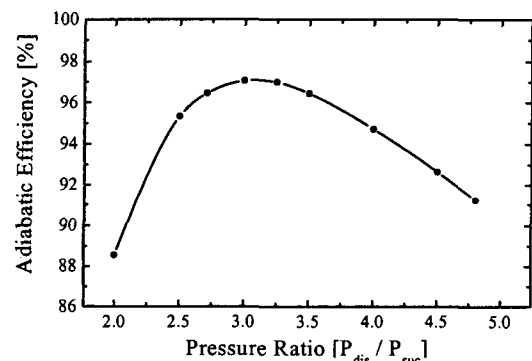


Fig. 5 Variation of adiabatic efficiency with pressure ratio at standard inlet condition (60Hz, $P_s=627.94\text{kPa}$, $T_s=14.4^\circ\text{C}$).

et al.⁽¹²⁾의 연구와 동일한 결과를 나타내고 있다.

위의 결과로부터 가변속 스크롤 압축기가 구동될 때 압축비가 큰 경우에는 미압축 손실을 줄일 수 있는 방법이, 압축비가 작을 때는 과압축 손실을 줄일 수 있는 방법이 강구되어야 압축기 효율을 향상시킬 수 있을 것이다.

Fig. 6에 나타난 압력비에 따른 냉매의 토출온도와 압축되는 냉매의 질량의 변화를 살펴보면 냉매량 및 토출온도는 압축비가 커지면 모두 증가하는 것을 볼 수 있다. 토출온도의 증가는 단지 압축비의 증가에 따라 출구압력이 증가하기 때문이며, 압축실의 질량은 압력비의 증가에 따라 누설보다는 높은 압력에서 역류현상으로 질량이 유입되기 때문이다. 이때 토출온도는 압축비에 대하여 거의 선형적인 증가를 가져오지만 냉매량은 고압과 정압의 압력차와 온도의 함수로써 압축비가 커질수록 그 증가기울기가 감소하는 경향을 나타내고 있다.

가변속 압축기의 공조시스템 내에서 실제 운전 조건은 압축기의 성능실험에 사용되는 운전조건과 많은 차이를 나타내고 있다. 압축기의 성능실험에 주로 사용되는 ASHRAE-T 조건은 압축기 입구의 과열도가 27.8°C인데, 이는 Table 2의 공기조화기의 성능실험조건인 냉방 최저, 냉방 표준 및 냉방 최고 조건에서의 과열도가 각각 1.64, 7.07 및 10.79°C인 것과는 상당한 차이가 있다. 따라서 실제 압축기가 운전되는 공기조화기의 성능실험조건에서 압축기의 성능을 해석하였다.

Fig. 7, 8 및 9는 공기조화 시스템의 부하가 증가하여 증발온도가 15.4, 7.3 및 5.4°C로 감소하고 응축온도는 41.5, 48.7 및 50.5°C로 증가할 때 부하를 추종하기 위하여 압축기의 운전 주파수가 30, 60 및 85 Hz로 증가할 때 압축기의 성능변화에 대한 해석결과 이다.

Fig. 7은 각 조건에서의 단열효율 및 질량유량을 변화를 나타내고 있다. 단열효율은 최소운전 조건에서 가장 작은 값을 나타내고 있다. 표준조건과 최고운전조건에서는 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 냉매의 질량유량은 운전조건의 변화에 영향을 적게 받으며, 단지 압축기의 운전주파수의 증가에 따라서 선형적인 증가를 보여주고 있다. 지시효율은 저 주파수인 30 Hz에서는 과압축으로 인한 손실이 매우 크기 때문에 지시효율

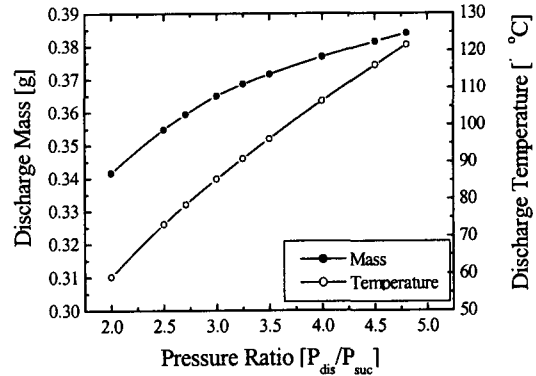


Fig. 6 Variation of discharge temperature and mass with pressure ratio (60Hz, P_s=627.94kPa, T_s=14.4°C).

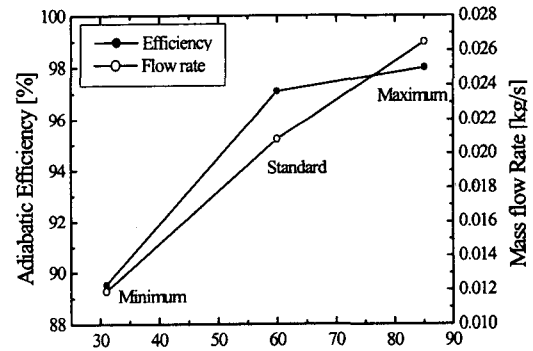


Fig. 7 Variation of mass flow rate and adiabatic efficiency at each operating conditions.

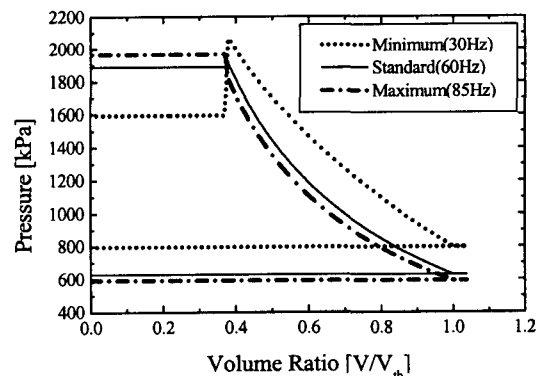


Fig. 8 Pressure-volume diagram of inner pocket at each operating conditions.

이 작으며, 운전주파수가 증가하면 압축과정인 단열압축과정에 가까워지면서 지시효율이 증가한다. 그러나 지시효율의 증가는 주파수 증가에 따라서 미압축 손실이 발생하면서 그 증가기울기가 감소하는 것이다.

Fig. 8은 포켓 A에서의 압력-체적선도인데, 냉방 최저조건에서는 과압축손실이 매우 크고, 냉방 최고조건에서는 약간의 미압축손실이 생기는 것을 볼 수 있다. 냉매의 질량유량은 이러한 압축기의 운전주파수의 변화에 따른 유량손실의 변화에도 불구하고 압축기의 운전주파수의 증가에 따른 냉매유량의 증가가 지배적이므로 운전주파수에 따라서 선형적인 증가를 보이고 있다.

Fig. 9는 압축기의 소요동력, 냉방능력 및 EER의 변화를 나타내고 있다. 압축기의 주파수가 증가하면 냉방용량의 증가는 둔화되는 반면에 압축기의 소비전력은 선형적인 증가를 유지하므로 압축기의 EER은 감소하는 경향을 나타내고 있다. 압축기의 EER은 냉방 최저조건(30Hz)에서 16.9로 최고치를 나타내었다.

개발된 가변속 스크롤 압축기 성능해석 프로그램의 정확성을 검증하기 위하여 ASHRAE-T조건에서 시스템의 성능계수와 냉매유량 등을 비교하였다. Fig. 10은 압축기 주파수 변화에 따른 질량유량에 대한 비교이다. 주파수가 증가함에 따라 질량유량은 저 주파수 영역에서 선형적인 증가를 보이다가 고주파수 영역에서 그 증가폭이 둔화되는 경향을 나타낸다. 최소 오차는 45Hz에서 7.19%였고, 최대 오차는 105Hz에서 12.6%였다. 오차의 원인은 실험에서의 냉매의 질량유량은 열량계의 증발기인 열량조에 공급되는 에너지와 엔탈피의 에너지 평형으로부터 계산되는 값으로써 열량조로부터 주위로의 열전달이 있기 때문에 실험에서의 질량유량이 작게 나타난 것으로 판단된다. 고주파수 영역에서의 질량유량 감소의 원인은 흡입가스의 온도 상승이다. 이는 비체적의 증가와 질량유량의 감소로 연결된다.

Fig. 11은 운전 주파수에 따른 압축기의 성능을 나타낸 것으로 실험과 수치계산 모두 60Hz에서 최대의 성능계수를 나타내고 있다. 운전 주파수가 증가함에 따라 압축기의 소비동력은 선형적인 증가하다가 75Hz 이상의 고주파수에서 증가폭이 더욱 커지는 반면에, 냉방능력은 고주파수에서 증가폭이 둔화되어 압축기의 EER은 감소한

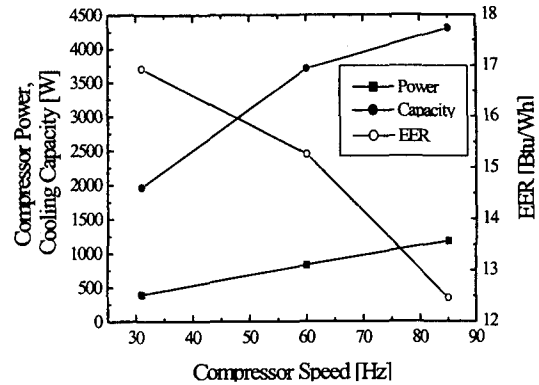


Fig. 9 Variation of compressor power, capacity and COP at each operating conditions.

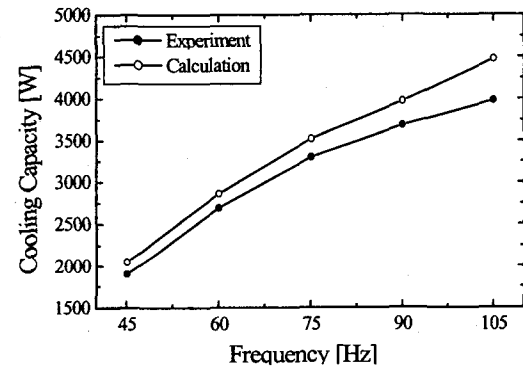


Fig. 10 Variation of mass flow rate with compressor speed ($P_s=626.0\text{kPa}$, $P_d=2146.0\text{kPa}$).

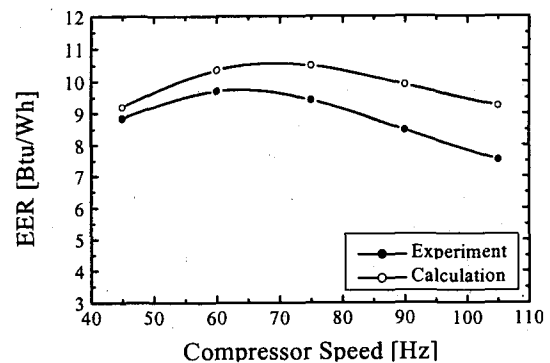


Fig. 11 Variation of EER with compressor speed ($P_s=626.0\text{kPa}$, $P_d=2146.0\text{kPa}$).

다. 실험과 성능해석결과의 차이가 큰 것은 냉방 능력에 직접적인 영향을 미치는 냉매의 질량유량의 오차가 Fig. 10에 나타낸 바와 같이 고 주파수에서 증가하고 압축기의 소비동력 또한 실험값과 해석결과의 차이가 60Hz의 0.5%로부터 105Hz의 고 주파수에서 9.15%로 증가하기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 스크롤 압축기의 기하학적인 모델링을 통해 밀폐체적과 누설면적을 계산하고, 연속방정식, 에너지보존법칙 및 실제기체 상태방정식을 적용한 열역학적인 모델링을 통해 지배방정식을 유도하였다. 개발된 수치계산 프로그램을 이용하여 ASHRAE-T 조건에서 주파수 변화에 따른 가변속 스크롤 압축기의 성능특성 및 실제 압축기의 입출구 조건에서 성능특성을 고찰하였다. 또한 실험을 통해 개발된 가변속 스크롤 압축기 성능해석 프로그램의 타당성을 검증하였다. 이러한 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압력비에 따른 정속 스크롤 압축기의 성능해석을 통해 토출이 시작될 때의 작동실 내의 압력이 압축기 출구압력보다 높으면 과압축 손실이 발생하고, 낮으면 미압축 손실이 발생하므로 단열효율이 최대가 되는 최적의 압력비는 고정체적비보다 큰 것을 확인하였다. 본 연구에서 모델 압축기의 최적의 압력비는 3.0이다.

(2) 실제 압축기 입출구 조건에서의 성능해석을 통해 압력비가 고정압력비보다 작은 냉방최저 조건에서는 과압축 손실이 발생하고, 냉방표준 조건에서는 미세한 과압축 손실이 생기며, 냉방최고 조건에서는 역류와 미압축 손실이 발생한다.

(3) 실험과 수치계산의 비교를 통해 개발된 수치계산 모델의 타당성을 검증한 결과 압축기 소요동력은 최소오차가 0.48%가 될 정도로 잘 일치하였고, 질량유량과 압축기 소요동력, 냉방능력과 COP도 주파수 증가에 따른 경향성이 일치하였다. 105Hz를 제외하면 90% 이상의 수치계산 값들이 10%이내의 오차 범위에 들었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 핵심전문연구비(961-1006-049-2) 지원으로 수행되었습.

참고문헌

1. Morishita, E., Sugihara, M. and Nakamura, T., 1986, Scroll compressor dynamics (1st and 2nd Report , The model for the fixed radius crank), Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 248, pp. 476-488.
2. Ishii, N., Fukushima, M., Swai, K., Sano, K. and Imaichi K., 1988, Dynamic behavior of a scroll compressor (Dynamic analysis), JSME International Journal, Series III. Vol. 31, No. 1, pp. 58-67.
3. Tojo, K., Ikegawa, N., Maeda, N., Machida, S., Shiibayashi, M. and Uchikawa, N., 1986, Computer modelling of scroll compressor with self adjusting back-pressure mechanism, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 872-886.
4. Nieter, J.J., 1988, Dynamics of suction process, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 165-174.
5. Hayano, M., Sakata, H., Nagatomo, S. and Murasaki, H., 1988, An analysis of losses in scroll compressor, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 189-197.
6. Suefuji, K., Shiibayashi, M. and Tojo, K., 1992, Performance analysis of hermetic compressors, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 75-84.
7. Nieter, J.J. and Gagne, D.P., 1992, Analytical modelling flow dynamics in scroll compressors, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 85-96.

8. Cho, Y. H., Lee, B. C. and Lee, J. K., 1996, Development of high efficiency scroll compressor for package air conditioners, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 323-328.
9. Hirano, T., Matsumura, N. and Takeda, K., 1988, Development of high efficiency scroll compressors for air conditions, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 65-74.
10. Bush, J.W. and Beagle, W.P., 1994, Co-orbiting scroll design and operational characteristics, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 187-192.
11. Park, Y. C., 1997, Analysis and Experiment on Dynamic Characteristics of an Inverter Heat Pump, Ph.D. thesis, Korea University.
12. Yanagisawa, T., Chi, C. M., Fukata, M. and Shimizu, T., 1990, Optimum operating pressure ratio for scroll compressor, Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 425-433.