

R22 대체냉매를 적용한 스크롤 압축기의 누설 특성에 관한 연구

윤 영[†], 김 용 찬^{*}, 민 만 가^{*}

LG전자 디지털어플라이언스 연구소, ^{*}고려대학교 기계공학과

A Study on Leakage Characteristics of a Scroll Compressor with Alternative Refrigerants of R22

Young Youn[†], Yongchan Kim^{*}, Manki Min^{*}

Digital Appliance Research Lab., LG Electronics, Seoul 153-023, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received December 19, 2000; revision received February 9, 2001)

ABSTRACT: This paper presents leakage characteristics of a scroll compressor applying alternative refrigerants of R22 such as R407c and R410a under actual operating conditions. Because leakage in a scroll compressor produce significant losses and degradation of performance, those should be clarified to design a high efficient scroll compressor with alternative refrigerants of R22. However, flank and tip leakage characteristics of a scroll compressor with alternative refrigerants are very limited in open literature. In the present study, both experimentation and modeling of the leakages in the scroll compressor were performed. As a result, it was observed that the leakages of the scroll compressor with R407c increased by 15%, and that with R410a increased by 76% as compared to the compressor applying R22 under standard load conditions due to a higher upstream pressure and a higher pressure difference between pockets.

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), Scroll compressor(스크롤 압축기), Performance(성능), Leakage(누설), Flank(플랭크), Tip seal(팁실)

기 호 설 명

A : 누설면적 [m^2]

a : 기초원 반경 [m]

C : 유량계수

h : 높이 [m]

L : 누설길이 [m]

k : 비열비

\dot{m} : 누설유량 [kg/min]

P : 압력 [MPa]

R : 기체상수 [$N \cdot m/kg \cdot mol \cdot K$]

T : 온도 [$^{\circ}C$]

그리스 문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-019-255-0614; fax: +82-2-867-3941

E-mail address: yyoun2@hanmail.net

δ : 간극 [μm]

θ : 선회각도 [$^{\circ}$]

ϕ : 인벌류트 각도 [$^{\circ}$]

하첨자

- a* : 인벌류트(Involute) 시작
dis : 토출(Discharge)
dn : 하류
e : 인벌류트 끝
f : 플랭크(Flank)
l : 누설(Leakage)
nts : 난팁실(Non tip seal)
out : 유출
r : 반경방향
suc : 흡입(Suction)
t : 팁(Tip)
t : 접선방향
ts : 팁실(Tip seal)
tsb : 팁실하부(Tip seal bottom)
tss : 팁실측부(Tip seal side)
tssc : 팁실측부접촉(Tip seal side contact)
tstc : 팁실상부접촉(Tip seal top contact)
up : 상류
w : 랩(Wrap)
wg : 랩홈(Wrap groove)
wt : 랩팁(Wrap tip)

1. 서 론

고효율 및 저소음이 특징인 스크롤 압축기는 현재 중대형 가정용 공기조화기에 널리 사용되고 있으며, 점차 적용범위가 확대되고 있는 추세이다. 한편 전 세계적으로 R22를 대체할 수 있는 냉매의 적용 및 응용에 대한 많은 연구가 진행되고 있으며, 압축기에 대해서도 대체냉매 응용에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다. 현재 R22의 대체냉매로 HFC 계열의 혼합냉매인 R407c와 R410a가 많이 적용되고 있다. 하지만 이러한 대체냉매를 적용한 스크롤 압축기의 성능은 냉매 특성과 손실변화 때문에 기존 냉매를 적용한 스크롤 압축기보다 떨어진다고 알려져 있다. 특히 고압냉매인 R410a를 사용할 경우, 스크롤 압축기의 효율은 이론동력의 증가와 마찰 및 누설손실의 증가 때문에 크게 저하한다고 보고되었다.⁽¹⁾ 따라서

대체냉매를 적용한 경우 공기조화기 성능을 기존 냉매보다 향상시키기 위해서는, 무엇보다도 누설 및 마찰손실의 저감에 관한 연구가 요구된다.

R22를 적용한 스크롤 압축기의 누설 특성을 규명하기 위한 연구는 꾸준히 진행되어 왔다. Inaba et al.⁽²⁾ 및 Ancel et al.⁽³⁾은 스크롤 압축기 팁실을 통한 누설에 대해 연구를 수행하였다. Manole et al.⁽⁴⁾은 스크롤 압축기의 플랭크 누설을 최소화하기 위해 측면심량이 플랭크 밀봉력에 미치는 영향에 관해 연구하였다. Feng et al.⁽⁵⁾은 스크롤 압축기의 반경방향 순응기구에 대해 동역학적으로 밀봉 원리를 이론해석하였다. 윤 등^(6,7)은 R22용 스크롤 압축기를 대상으로 실제 상태에서 플랭크와 팁실부분의 미소간극에서 발생하는 누설에 대한 연구 결과를 발표하였다.

R22 대체냉매를 적용한 스크롤 압축기의 성능 향상을 위한 연구도 최근 많이 진행되고 있다. Ueda et al.⁽⁸⁾은 R407c와 R410a를 스크롤 압축기에 적용하여 운전조건에 따라 성능시험한 결과, R407c는 R22에 비하여 냉방용량이 +2~−7%이고 성능계수가 −2~−11%이며, R410a는 R22에 비하여 냉방용량이 +37~+45%이고 성능계수가 −6~−13%라고 보고하였다. Kato et al.⁽⁹⁾은 압축기의 손실분석 결과들을 참고하여 냉매 물성과 압축기 치수의 변화를 고려하여 대체냉매 적용시의 스크롤 및 로터리 압축기의 효율을 추정하였다. Itoh et al.⁽¹⁰⁾은 스크롤 압축기에 R410a와 POE(Polyol Ester)를 적용할 경우, 미소간극에서의 누설패턴이 2상(Two-phase) 분리류로 되어 누설이 증가할 수 있기 때문에 압축실 내의 오일량의 증가나 오일점도의 증가가 필요하다는 견해를 밝혔다. Tsubono et al.⁽¹¹⁾은 R410a를 적용한 스크롤 압축기를 대상으로 배압 밸브방식을 적용하여 마찰 및 누설손실을 크게 저감하였다고 발표하였다. Kohayakawa et al.⁽¹²⁾은 밀봉구조의 최적화와 압축실 공급 윤활유의 적정화를 통해 고효율 R410a용 압축기를 개발하였다고 보고하였다. Matsuba et al.⁽¹³⁾은 반경방향 간극의 축소를 통한 누설손실의 저감과 선회 스크롤의 배면 구조개선을 통한 변형저감으로 고효율 R407c용 스크롤 압축기를 개발하였다고 보고하였다. 하지만 이러한 연구들은 단지 대체냉매를 적용한 스크롤 압축기의 성능향상에 관한 연구로서, 대체냉매 적용에 따른 누설유량과 누설손실의 변화에 대한

구체적인 연구는 미흡한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 R407c 및 R410a를 스크롤 압축기에 적용한 경우, 압축 기구부의 플랭크와 팁실부분에서 발생하는 누설유량을 규명하기 위해, 간접유량 측정방법을 적용하여 실제의 압축부 구조와 냉매·오일 혼합물의 상태에서 누설유량을 측정하였다. 또한 플랭크 및 팁실의 누설해석모델을 사용하여 이론적으로 누설유량을 구하여 실험 결과와 비교하였다.

2. 이론해석

본 이론해석에 관한 자세한 내용은 “공기조화 기용 스크롤 압축기의 플랭크 및 팁실 누설특성⁽⁷⁾”에 나타나 있으므로 여기서는 간략히 기술하기로 한다.

2.1 누설 모델

스크롤 압축기는 압축과정에서 내측 포켓과 외측 포켓 사이의 압력 차이와 선회운동에 의한 축방향 및 반경방향의 간극으로 인하여 누설이 발생한다. 누설은 크게 반경방향 누설과 접선방향 누설로 구분할 수 있으며, 반경방향 누설은 주로 팁부분을 통하여 발생하고 접선방향 누설은 플랭크 사이 간극에서 발생한다.

Fig. 1은 스크롤 압축기의 플랭크 부분에서 반경방향 간극과 두 압축포켓 사이의 압력차에 의해 발생하는 접선방향 누설을 나타내며, 누설유로의 형상은 노즐과 비슷하다.

Fig. 2는 팁실형 스크롤 압축기의 팁실 주위에서 발생하는 반경방향 및 접선방향 누설과 각 누설유로의 형상을 정의하기 위한 기호를 나타낸다. 스크롤 압축기의 압축부에서 발생하는 누설은 플랭크 부분의 1개의 접선방향 누설(H), 팁

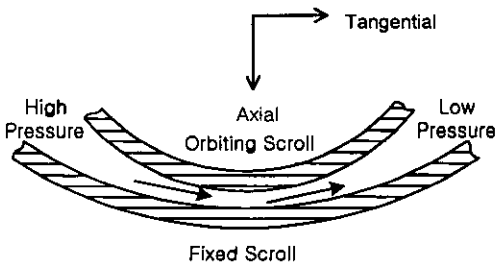


Fig. 1 Flank leakage of a scroll compressor.

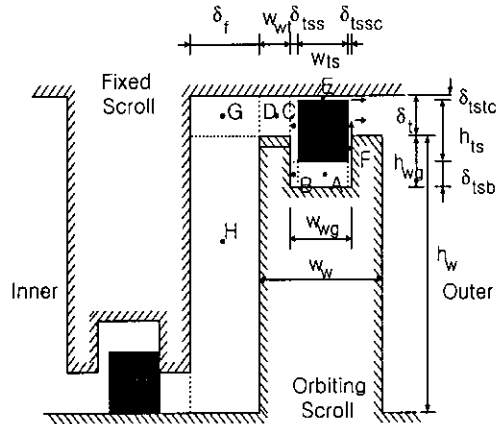


Fig. 2 Tip seal leakage model.

부분의 2개의 반경방향 누설(E, F)과 7개의 접선방향 누설(A, B, C, D, E, F, G)로 나눌 수 있다.

2.2 누설 방정식

본 스크롤 압축기는 압축부의 기하학적 특성 때문에 연통 개시각도(Connection starting angle)와 난팁실 출현각도(Non tip-seal starting angle)가 존재한다. 연통 개시각도는 선회 스크롤 외측부의 인벌류트가 고정 스크롤 내측부의 바깥쪽 인벌류트를 따라 안쪽으로 움직이다가 안쪽의 원과 만나 서로 떨어지는 각도를 말하며, 선회각도 794°이다. 또한 난팁실 출현각도는 스크롤 랩의 안쪽 부분이 팁실이 없기 때문에 나타나는 현상으로 선회 스크롤이 선회운동함에 따라 압축포켓이 점점 안쪽으로 이동하여 난팁실 부분과 만나기 시작하는 각도를 말하며, 선회각도 1035°이다.

팁실형 스크롤 압축기의 팁부분의 누설을 해석하기 위해, 선회각도에 따른 압축포켓의 누설길이와 누설면적을 구해야 한다. 일부의 인벌류트로 구성되는 압축포켓의 누설길이는 대부분을 이루는 팁실 부분과 가장 안쪽 부분의 난팁실 부분으로 구분되며, 냉매가스의 이동을 기준으로 한 선회각도에 따라 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$1) 0 < \theta \leq 180^\circ$$

$$L_{l, out} = \theta \times a \times \frac{(\phi_a - \theta)}{2} \quad (1)$$

2) $180^\circ < \theta \leq 360^\circ$

$$L_{l, out} = \pi \times a \times \frac{(\phi_a - \pi)}{2} \quad (2)$$

3) $360^\circ < \theta \leq 1080^\circ - \theta_{ts}$

$$L_{l, out} = \pi \times a \times (\phi_a + 1.5\pi - \theta) \quad (3)$$

4) $1080^\circ - \theta_{ts} < \theta \leq 1080^\circ + \theta_{dis}$

$$L_{ns, out} = a \left\{ \frac{\phi_2^2 - \phi_1^2}{2} + a(\phi_2 - \phi_1) \right\} \quad (4)$$

여기서,

$$\phi_1 = \phi_e - \theta - 2\pi(n-1) - \pi \quad (5)$$

$$\phi_2 = \phi_1 + \theta + \theta_{ts} \quad (6)$$

$$L_{l, out} = \pi \times a \times (\phi_a + 1.5\pi - \theta) - L_{ns} \quad (7)$$

팁실형 스크롤 압축기의 플랭크 부분과 팁 부분의 팁실 주위에서 총 10개의 누설면적이 형성된다. 여기서 반경방향 누설과 관련되는 압축포켓의 누설길이(L_{tsl})는 내측의 고압포켓과 외측의 저압포켓이 서로 중첩되어 접하는 길이를 나타낸다. 각 누설면적은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$A_f = h_w \times \delta_f \quad (8)$$

$$A_{wst} = \delta_f \times \delta_t \quad (9)$$

$$A_{tsb} = w_{ts} \times \delta_{tsb} \quad (10)$$

$$A_{tsbs} = \delta_{ts} \times \delta_{tsb} \quad (11)$$

$$A_{tss} = \delta_{tss} \times (h_{ts} + \delta_{tsc}) \quad (12)$$

$$A_{wt} = w_{wt} \times \delta_t \quad (13)$$

$$A_{tstc, t} = w_{ts} \times \delta_{tstc} \quad (14)$$

$$A_{tssc, t} = \delta_{tssc} \times h_{wg} \quad (15)$$

$$A_{tstc, r} = L_{tsl} \times \delta_{tstc} \quad (16)$$

$$A_{tssc, r} = L_{tsl} \times \delta_{tssc} \quad (17)$$

$$A_{nts} = L_{nts} \times \delta_t \quad (18)$$

스크롤 압축기의 미소간극에서의 냉매가스과 오일 혼합물의 유동은 오일의 효과를 무시한 냉매가스만으로 가정하면, 압축성 유체의 1차원 정상상태 등엔트로피 노즐유동으로 간주할 수 있으며, 유량계수(C)는 누설면적 및 상·하류 압력 조건과 무관한 누설유량을 결정하는 계수이다. 압축성 유체의 유동은 압력비에 따라 초경영역과 비초경영역으로 구분할 수 있으며, 다음과 같이 표현된다.

$$1) \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right) \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{인 경우}$$

$$\dot{m} = CAP_{up} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{up}} \left[\left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (19)$$

$$2) \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}} \right) < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{인 경우}$$

$$\dot{m} = CAP_{up} \sqrt{\frac{k}{RT_{up}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (20)$$

본 연구에서는 냉매종류에 따른 팁실방식의 누설을 이론적으로 구하기 위해, 실험 결과로부터 구한 유량계수와 팁실 접촉간극을 이용한 팁실 누설 해석모델을 개발하였다. 유량계수와 팁실 접촉간극은 냉매종류에 상관없이 일정하다고 가정하고 R22의 실험 결과를 사용하여 R407c 및 R410a의 누설유량을 이론적으로 해석하였다.

3. 실험장치 및 방법

본 이론해석에 관한 자세한 내용은 “공기조화 기용 스크롤 압축기의 플랭크 및 팁실 누설특성⁽⁷⁾에 나타나 있으므로 여기서는 간략히 기술하기로 한다.

3.1 실험장치

본 실험장치는 간접유량측정법의 원리를 적용하여, 실제 스크롤 압축기의 압축부의 미소간극에서 발생하는 누설유량을 측정할 수 있도록 설계하였다. 또한 본 장치는 냉매의 조건을 조절하

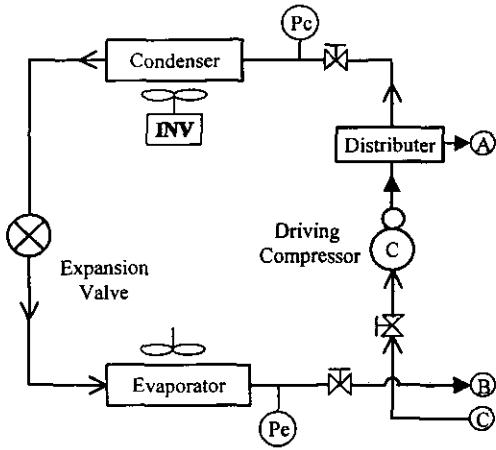


Fig. 3 Schematic of leakage experimental setup (I).

여 압축된 냉매가스를 시험용 압축기에 연속적으로 공급하기 위한 공기조화기부와 하나의 유량계로 여러 유량을 번갈아 측정하기 위한 유량측정기부, 실제 스크롤 압축기를 개조하여 정지상태에서 선회각도에 따른 미소간극의 누설유량을 측정하기 위한 시험용 압축기부 등 크게 3부분으로 구성되어 있다.

Fig. 3의 공기조화기부는 고온·고압의 냉매가스를 시험용 압축기에 연속적으로 공급해 주기 위한 장치이다. 구동압축기에서 토출된 냉매의 일부는 공기조화기부의 응축기로 유입되어 주사이클을 순환하며 나머지는 시험용 압축기로 공급되어 구동압축기의 흡입측으로 되돌아온다. 작동사이클의 운전조건인 응축압력은 인버터를 사용하여 팬의 회전수를 조절함으로써 응축기의 열전달량(방열량)을 변화시켜 조절하며, 증발압력은 팽창밸브의 개도 변화를 통하여 조절한다.

Fig. 4의 유량측정기는 유동경로를 조절하여 하나의 질량유량계로 여러 곳의 질량유량을 번갈아 측정하기 위한 장치이며, 본 그림의 (A), (B), (C)는 각각 Fig. 3의 동일한 기호와 대응한다. 즉, 하나의 유량계로 유량을 측정하기 때문에 측정하지 않는 유량들은 바이패스관으로 통과시키고, 측정하는 유량은 질량유량계를 통해 흐르도록 함으로써 유동경로를 조절한다. 이러한 방법으로 시험용 압축기의 유입 및 유출유량, 바이패스 유량 등을 측정하였다. 또한 시험용 압축기의 입구 부분에 오일 샘플러를 설치하여 추출방식으로 냉

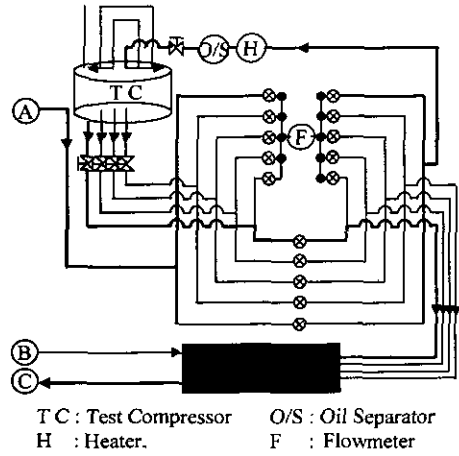


Fig. 4 Schematic of leakage experimental setup (II).

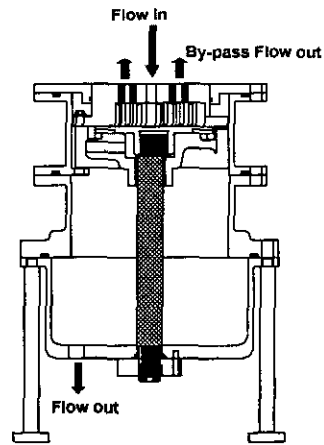


Fig. 5 Test compressor.

매·오일 혼합물의 오일농도를 측정하였다.

Fig. 5에 나타낸 시험용 압축기는 선회각도별로 스크롤 압축기의 누설유량을 측정하기 위해 고정 스크롤, 선회 스크롤, 메인 프레임 등의 기구부는 변경하지 않고, 모터부만 제거한 구조이다. 시험용 압축기는 실제 압축기와 유동방향이 서로 반대로 되어 실제 압축기의 토출구를 통해 냉매가스가 유입되고, 오일이 정체되는 것을 막기 위해 하부 챔버의 바닥에 특별히 설치한 포트를 통해 유출된다. 고정 스크롤의 상부에 압축포켓의 압력을 조절하기 위해 2쌍의 바이패스 포트를 설치하였다. 또한 선회각도에 따른 누설유량을 측정하기 위해 시험용 압축기의 하단부에 측

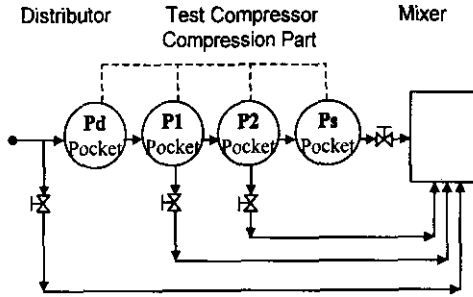


Fig. 6 Indirect flow measuring method.

회전각 조절장치를 설치하였다. 축회전각은 45° 간격으로 조절할 수 있으며 가스력에 의해 축이 움직이지 않도록 킷을 사용하여 고정하였다. 플랭크 간극은 축 편심량이 다른 축을 사용하여 조절하며 팁 간극은 높이가 다른 메인 프레임을 사용하여 조절한다.

Fig. 6은 본 연구에서 적용한 간접 누설유량 측정방법의 원리를 나타낸다. 정지상태의 시험용 압축기의 압축포켓의 압력을 실제 스크롤 압축기의 운전상태의 압력조건으로 설정하기 위해 바이패스 밸브의 개도를 조절한다. 즉, 바이패스 밸브의 개도를 줄이면 유출유량이 감소하여 포켓압력이 높아지며, 반대로 개도를 늘리면 유출유량이 증가하여 포켓압력이 낮아진다. 또한 각 압축포켓 사이의 미소간극에서 발생하는 매우 적은 누설유량은 유입유량과 바이패스 유량의 차이로 구할 수 있다.

3.2 실험방법 및 조건

본 실험은 압축포켓의 압력이 설정압력으로 유지된 상태에서, 공기조화기의 사이클이 정상상태에 도달하면 유량을 측정한다. 이러한 정상상태에서 유량측정기부의 유량계를 이용하여 3회 반복하여 유량을 측정한다. 플랭크 누설유량은 높은 높이의 팁실과 낮은 높이의 메인 프레임을 사용하여 고정 스크롤을 메인 프레임에 체결함으로써 팁 간극이 거의 없는 상태에서 플랭크 간극만을 설정하여 직접적으로 측정하였다. 하지만 팁 누설유량은 플랭크 간극이 전혀 없는 상태에서 선회각도에 따른 팁 누설을 측정할 수가 없기 때문에 일정한 플랭크 간극과 팁 간극의 조건에서 전체 누설유량을 측정하고 동일한 플랭크 간극의 누설유량과의 차이를 이용하여 구하였다.

Table 1 Specifications of refrigerant and oil

	Existing refrigerant	Alternative refrigerant	
Refrigerant	R22	R407c	R410a
Lubricating oil	Mineral oil	PVE	PVE
Oil viscosity (cSt)	38	56	56

Table 2 Experimental conditions

θ (°)	δ (μm)		P_{dn}/P_{up} at 80°C (MPa)		
	δ_f	δ_t	R22 (0.6/2.2)	R407c (0.6/2.4)	R410a (1.1/3.4)
360	40	37	0.6/0.6	0.6/0.6	1.1/1.1
405	50	37	0.6/0.7	0.6/0.7	1.1/1.3
540	50	37	0.6/0.9	0.6/0.9	1.1/1.7
630	60	37	0.6/1.1	0.6/1.1	1.1/2.1
720	60	37	0.6/1.4	0.6/1.4	1.1/2.7
765	60	37	0.7/1.5	0.7/1.5	1.3/2.9
900	80	37	0.9/2.2	0.9/2.4	1.7/3.4
990	80	37	1.1/2.2	1.1/2.4	2.1/3.4
1080	110	37	1.4/2.2	1.4/2.4	2.7/3.4
1125	120	37	1.5/2.2	1.5/2.4	2.9/3.4

Table 1은 냉매 종류에 따른 사용오일을 나타내고 있다. 본 실험에서는 현재 HFC 계열 냉매에 적용되고 있는 PVE(Poly Vinyl Ether) 윤활유(냉동기유)를 사용하였다. 본 실험의 경우 각 냉매·오일 혼합물의 오일농도의 측정값은 모두 약 0.5% 이내로 매우 낮게 나타났다.

Table 2는 선회각도에 따른 플랭크 및 팁의 간극조건과 냉매별 상류 및 하류 포켓의 압력조건을 나타낸다. 플랭크 간극은 편심량이 서로 다른 축을 사용하여 변경하였으며 부품의 치수를 측정하여 간극을 구하였다. 본 실험에 사용한 선회 스크롤은 약간 뒤틀려 있어 선회각도가 증가할수록 플랭크 간극이 증가하는 경향이다. 팁 간극은 서로 다른 높이의 메인 프레임을 사용하여 조절하였으며, 각 부품의 치수를 정밀하게 측정하여 간극을 구하였다. 또한 팁 간극은 일반적인 난팁 실험의 기준간극보다 약간 작은 37 μm 이며 선회각도에 관계없이 거의 일정하다. 상·하류 포켓의 압력조건은 각 냉매의 표준 압력조건에서 선회각도가 증가할수록 증가하나 연통 개시각도(79°) 이후에는 상류포켓의 압력이 토출압력과

같아진다. 냉매에 따른 포켓 압력조건은 R22에 비해 매우 고압인 R410a가 전반적으로 포켓 압력이 높으며 토출압력만 약간 높은 R407c는 연통 개시각도 이후의 상류포켓 압력이 약간 높은 경향이다.

본 실험에서 사용한 질량유량계는 기체측정의 경우, 최대오차는 전 출력범위의 0.4%로 ± 0.01 kg/min이며 최소 측정유량은 0.02 kg/min이다. 또한 각 포켓의 압력변동오차는 최대 ± 5 kPa였으며, 온도오차는 최대 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 선회각도별 누설 특성

Fig. 7은 R22의 선회각도에 따른 플랭크 누설유량의 측정값과 계산값을 나타낸다. 플랭크 누설유량은 선회각도가 증가할수록 플랭크 간극의 증가와 상류압력 및 포켓사이의 압력차이의 증가 때문에 점점 증가하는 경향이다. 하지만 선회각도가 90° 에서 99° 로 증가함에 따라 동일한 상류압력에서 포켓 사이의 압력차이가 줄어들기 때문에 누설유량이 약간 감소한다. 선회각도 99° 이후에는 동일한 상류압력 조건에서 하류압력이 증가하여 압력차이는 감소하나 간극이 증가하기 때문에 누설유량이 증가함을 알 수 있다. 모든 선회각도에서 측정값과 계산값은 서로 잘 일치하며, 평균 3% 오차가 발생하였다.

Fig. 8은 R22의 선회각도에 따른 팁 누설유량

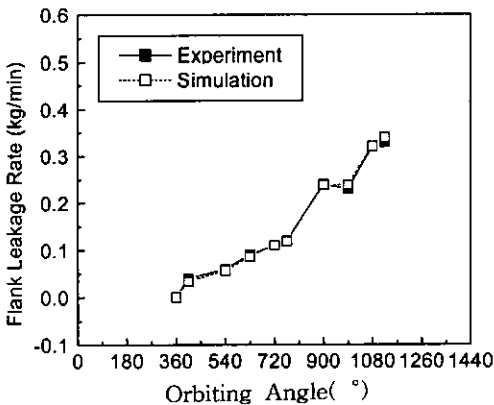


Fig. 7 Flank leakage with orbiting angle for R22.

의 측정값과 계산값을 나타낸다. 선회각도가 증가할수록 팁 누설길이가 줄어들어 누설면적이 감소하나 상류압력과 포켓 사이의 압력차이가 증가로 인해 팁 누설유량이 증가한다. 하지만 선회각도가 90° 에서 99° 로 증가함에 따라 동일한 상류압력에서 포켓 사이의 압력차이가 줄어들기 때문에 누설유량이 약간 감소한다. 선회각도 99° 이후에는 난팁실 부분이 나타나 유로 저항이 급격히 감소하여 누설유량이 급증함을 볼 수 있다. 측정값과 계산값은 평균 17%의 차이로 다소 크게 나타났다.

Fig. 9는 R407c의 선회각도에 따른 플랭크 누설유량의 측정치와 계산치를 나타낸다. R22의 경우와 마찬가지로 선회각도가 증가할수록 플랭크 누설유량이 증가하는 경향이다. 측정값과 계산값

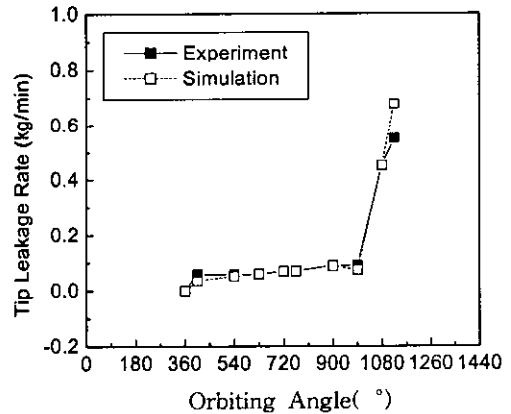


Fig. 8 Tip leakage with orbiting angle for R22.

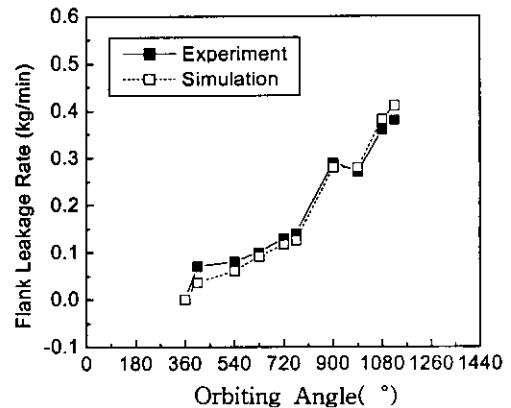


Fig. 9 Flank leakage with orbiting angle for R407c.

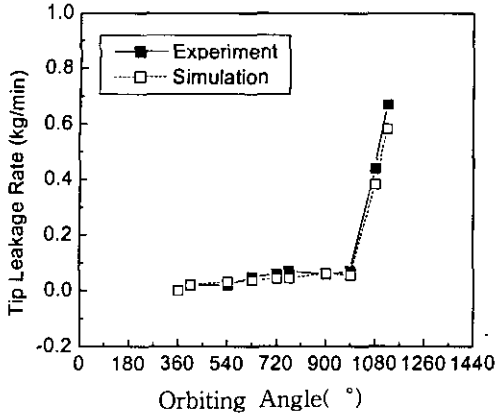


Fig. 10 Tip leakage with orbiting angle for R407c.

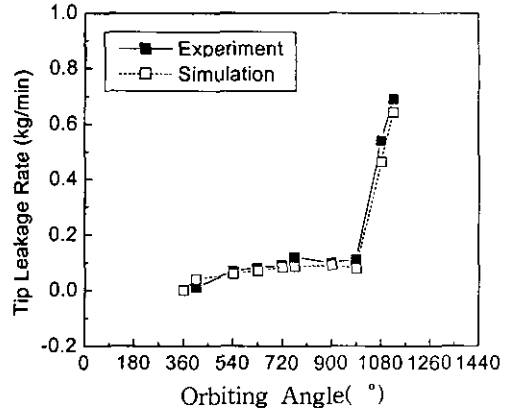


Fig. 12 Tip leakage with orbiting angle for R410a.

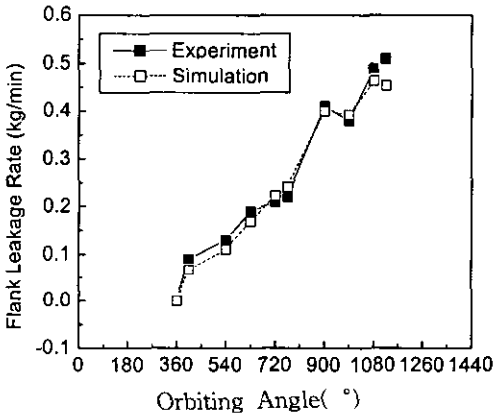


Fig. 11 Flank leakage with orbiting angle for R410a.

은 선회각도 405°를 제외하면 상당히 잘 일치하는 경향이며 평균 3%의 오차가 발생하였다.

Fig. 10은 R407c의 선회각도에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값을 나타낸다. R22와 동일한 경향이며 측정값과 계산값은 평균 6%의 차이로 모든 범위에서 서로 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 11은 R410a의 선회각도에 따른 플랭크 누설유량의 측정치와 계산치를 나타낸다. 선회각도에 따른 플랭크 누설유량은 R22와 동일한 경향이거나 전반적으로 누설유량이 많음을 볼 수 있다. 측정값과 계산값은 평균 5%의 차이를 보였다.

Fig. 12는 R410a의 선회각도에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값을 나타낸다. R22와 비슷한 경향이거나 R22에 비해 시스템의 작동압력이 높기

때문에 전반적으로 누설유량이 많음을 알 수 있다. 측정값과 계산값은 실험오차의 증가로 인해 평균 약 20% 차이가 발생하여 상당히 오차가 크게 나타났다.

모든 냉매의 경우 선회각도에 따른 플랭크와 팁의 누설유량이 서로 다른 경향을 나타내는 이유는 압력조건은 같으나 누설면적 조건이 다르기 때문이며, 선회각도의 전반부에서는 플랭크 누설유량이 많고 후반부에서는 난립실 부분 때문에 팁 누설유량이 많음을 알 수 있다.

4.2 냉매별 누설유량의 비교

Fig. 13은 동일한 플랭크 간극조건에서 냉매종류에 따른 플랭크 누설유량의 측정값과 계산값을

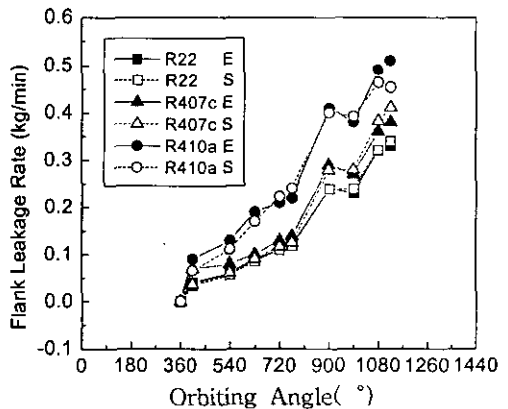


Fig. 13 Comparison of flank leakage.

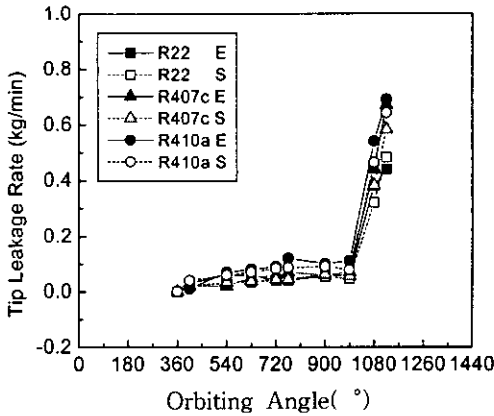


Fig. 14 Comparison of tip leakage.

나타낸다. 여기서 E는 측정값을 나타내며 S는 계산값을 나타낸다. R407c는 R22에 비해, 연통 개시각도(794°) 이전에는 압력 및 온도조건이 거의 같고 냉매물성이 유사하여 누설유량이 거의 동일한 수준이나, 연통 개시각도 이후에는 상류압력과 압력차이의 증가로 인해 누설유량이 약간 증가한다. R410a는 R22에 비해, 상류압력의 증가 때문에 모든 선회각도에 대하여 누설유량이 상당히 높게 나타난다.

Fig. 14는 동일한 팁 간극조건에서 냉매종류에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값을 나타낸다. R407c는 난팁실 출현각도(1035°) 이전에는 연통 개시각도(794°) 이후의 약간의 상류압력 증가에도 불구하고 누설유량이 적어 대체로 R22와 비슷한 누설유량을 나타낸다. 하지만 난팁실 출현각도 이후에는 상류압력의 증가에 따라 상당히 누설유량이 많이 증가한다. R410a는 R22에 비해 상류압력의 증가로 인해 모든 선회각도에 대해 누설유량이 상당히 크게 나타난다. 전반적으로 고압냉매인 R410a의 누설유량이 가장 많으며 다음으로 R407c, 그리고 R22 순서임을 알 수 있다.

Fig. 15는 냉매종류에 따른 평균 플랭크 누설유량의 측정값과 계산값을 서로 비교한 것이다. R22의 플랭크 누설유량을 기준으로, R407c는 약 18% 증가하며 R410a는 약 82% 증가함을 볼 수 있다. 플랭크의 평균 누설유량의 측정값과 계산값의 차이는 R407c는 약 5%로 매우 작으나, R410a는 약 14%로 다소 크게 나타났다.

Fig. 16은 냉매종류에 따른 평균 팁 누설유량의 측정값과 계산값을 서로 비교한 것이다. R22의 팁 누설유량을 기준으로, R407c는 약 12% 증

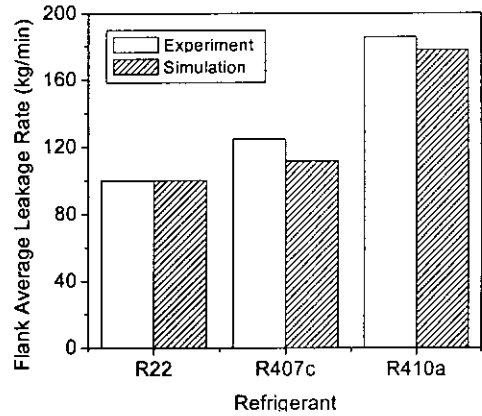


Fig. 15 Comparison of flank average leakage.

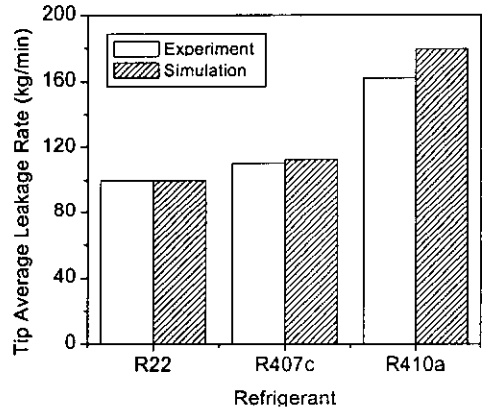


Fig. 16 Comparison of tip average leakage.

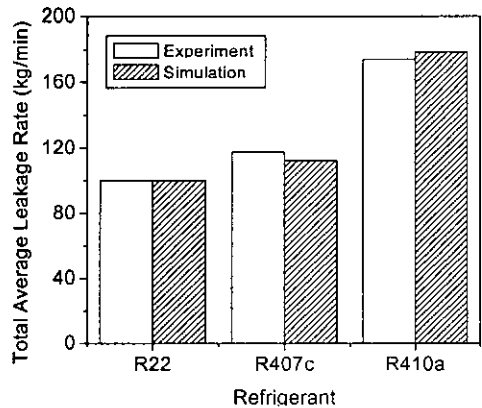


Fig. 17 Comparison of total average leakage.

가하며, R410a는 약 71% 증가한다. 팁의 평균 누설유량의 측정값과 계산값의 차이는 플랭크의 경향과 마찬가지로, R407c는 약 2%로 매우 작으

나, R410a는 약 11%로 다소 크게 나타났다.

Fig. 17은 냉매에 따른 평균 전체 누설유량의 측정값과 계산값을 서로 비교한 것이다. R22의 전체 누설유량을 기준으로, R407c는 약 15% 증가하며, R410a는 약 76% 증가함을 알 수 있다. 전체 평균 누설유량의 측정값과 계산값의 차이는 R407c는 약 4%이며 R410a는 약 3%로 두 경우 모두 매우 작게 나타났다.

R407c 및 R410a 누설유량의 계산값은 R22의 실험을 통하여 얻은 유량계수를 동일하게 적용하여 구한 값이다. 따라서 동일한 유로형상에서 오일의 점성효과 등에 의한 유동저항을 나타내는 유량계수는 실험으로 구한 측정값과 이론적으로 구한 계산값이 비교적 서로 잘 일치하기 때문에 냉매종류에 상관없이 거의 일정하다고 사료된다.

본 실험에 대해 오차분석을 수행한 결과 실험값의 최대오차는 약 5%로 나타났다.

5. 결 론

팁실형 스크롤 압축기를 대상으로 R22 대체냉매 적용에 따른 실제상태에서 플랭크 및 팁실의 누설 특성을 파악하기 위해, 측정값과 계산값을 서로 비교 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 선회각도의 증가에 따른 플랭크 누설유량은 모든 냉매의 경우 플랭크 간극, 상류압력 및 포켓 사이의 압력차이의 증가 때문에 점점 증가하는 경향을 나타낸다.

(2) 선회각도의 증가에 따른 팁 누설유량은 모든 냉매의 경우 누설면적의 감소에도 불구하고 상류압력 및 포켓 사이의 압력차이의 증가로 인해 점차 증가하는 경향이다. 특히 선회각도의 후반부에 난팁실 부분이 나타나 누설유량이 급격히 증가한다.

(3) 플랭크 누설유량은 고압냉매인 R410a는 R22에 비하여 모든 선회각도의 범위에서 누설유량이 매우 많으며, R407c는 압축과정 후반부부터 약간 증가하는 경향을 나타내었다.

(4) 팁 누설유량은 고압냉매인 R410a는 R22에 비해 모든 선회각도의 범위에서 누설유량이 매우 많으며, R407c는 난팁실 출현각도 이후에 약간 증가하는 경향을 나타낸다.

(5) 전체 평균 누설유량은 R22를 기준으로, R407c는 약 15% 증가하나 R410a는 약 76% 증

가하여 누설이 매우 많음을 알았다.

(6) R407c 및 R410a의 평균 누설유량의 실제 측정값과 이론 계산값이 4% 이내로 비교적 잘 일치하였으나, 내측부의 다소 큰 오차의 개선과 냉매별 유량계수의 보완이 요구된다.

참고문헌

- Mitarai, N., Itou, T., Toda, N. and Suetake, H., 1998, Development of scroll compressor for alternative refrigerant in room air conditioner, Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 55-60.
- Inaba, T., Sugihara, M., Nakamura, T., Kimura, T. and Morishita, E., 1986, A scroll compressor with sealing means and low pressure side shell, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 633-638.
- Ancel, C., Lamoine P. and Didier, F., 2000, Tip seal behavior in scroll compressors, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 691-698.
- Manole, D. M. and Haller, D. K., 1998, Flank sealing force optimization in a scroll compressor with swing link, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 619-624.
- Feng, S., Wang, Y., Gu, Z. and Yu, Y., 1998, Study on the radial sealing principles of scroll fluid compressors with radial compliant mechanism, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 767-772.
- Youn, Y., 2000, A study on the characteristics of leakage and performance in scroll compressors for air conditioners, Ph.D Thesis, Korea University.
- Youn, Y., Kim, Y. C. and Min, M. K., 2001, Characteristics of Flank and Tip Seal Leakage in a Scroll Compressor for Air-Conditioners, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 2, pp. 134-143.

8. Ueda, H., Takebayashi, M., Tojo, K. and Kouiti, S., 1996, Evaluation of scroll compressor for alternative refrigerants, Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 165-168.
9. Kato, T., Shirafuji, Y. and Kawaguchi, S., 1996, Comparison of compressor efficiency between rotary and scroll type with R410a and R407c, Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 174-179.
10. Itoh, T., Shigeoka, T., Nisiura, N. and Ukai, T., 1996, Characteristics of R410a scroll compressor for room air conditioners, Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 194-198.
11. Tsubono, I., Terai, T., Sekiguchi, K. and Oshima, K., 1998, Analysis of the performance of scroll compressors using R410a, Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 50-54.
12. Kohayakawa, T., Yamamoto, S., Sawai, K., Hase, S., Morimoto, T., Ashitani, H. and Ishii, N., 1998, Performance evaluation of horizontal type scroll compressor for alternative refrigerant (R410a), Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 435-440.
13. Matsuba, K., Hagiwara, S., Yoshii, T., Kuroiwa, H., Yoshimura, K., Matsukawa, K. and Hori, K., 1998, The development of highly reliable and efficient scroll compressors, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 489-494.