

공기조화기용 스크롤 압축기의 플랭크 및 팁실 누설특성

윤 영[†], 김 용 찬^{*}, 민 만 기^{*}

[†] LG전자 디지털어플라이언스 연구소, ^{*} 고려대학교 기계공학과

Characteristics of Flank and Tip Seal Leakage in a Scroll Compressor for Air-Conditioners

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 20, 2000; revision received December 14, 2000)

ABSTRACT: This paper presents the characteristics of flank and tip seal leakage in a scroll compressor for air-conditioners with R-22 under actual operating conditions. It is well known that the leakage has significant effect on the performance of the scroll compressor. Experiments were performed by using indirect method for measuring mass flow rate passing through flank and tip seal under actual operating conditions. In addition, an analytical model for tip seal leakage was developed to investigate tangential and radial leakage observed at grooves and contact points of tip seals. For low oil concentration, theoretical results were compared with experimental data to verify the analytical model. As a result, leakages through flank and tip seal parts were evaluated as a function of pressure ratio, orbiting angle, discharge pressure, tip clearance, and leakage point. It was also found that the tip seal leakage was considerable even though the tip seal provided adequate sealing effect.

Key words: Scroll compressor(스크롤 압축기), Leakage(누설), Tip seal(팁실), Tip seal contact clearance(팁실 접촉간극), Leakage model(누설모델)

기 호 설 명

A : 누설면적 [m^2]
 a : 기초원 반경 [m]
 C : 유량계수
 h : 높이 [m]
 L : 길이 [m]
 k : 비열비
 \dot{m} : 질량유량 [kg/min]

P : 압력 [MPa]
 R : 기체상수 [$N \cdot m/kg \cdot mol \cdot K$]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]

그리스 문자

δ : 간극 [μm]
 θ : 선회각도 [$^{\circ}$]
 ϕ : 인벌류트 각도 [$^{\circ}$]

하첨자

a : 인벌류트(Involute) 시작

[†] Corresponding author

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

E-mail address: yyoun2@hanmail.net

dis : 토출
 dn : 하류
 e : 인벌류트 끝
 f : 플랭크(Flank)
 l : 누설(Leakage)
 nts : 난틱실(Non tip seal)
 out : 유출
 r : 반경방향
 suc : 흡입
 t : 틱(Tip)
 t : 접선방향
 ts : 틱실(Tip seal)
 tsb : 틱실하부(Tip seal bottom)
 tss : 틱실측부(Tip seal side)
 tssc : 틱실측부접촉(Tip seal side contact)
 tsrc : 틱실상부접촉(Tip seal top contact)
 up : 상류
 w : 랩(Wrap)
 wg : 랩홈(Wrap groove)
 wt : 랩틱(Wrap tip)

1. 서 론

스크롤 압축기는 고효율, 저소음 및 저진동의 장점 때문에 중대형 가정용 공기조화기에 널리 사용되고 있고, 점차 적용범위가 확대되고 있다. 한편 전세계적으로 공기조화기의 보급이 확대됨에 따라 에너지 사용량이 증가하고 있으며, 공기조화기에 대한 에너지 절약의 필요성과 에너지 규제가 점차 강화되는 추세이다. 따라서 이에 대응하기 위해서는 공기조화기의 에너지 사용량의 대부분을 차지하는 압축기의 효율향상이 요구되고 있다.

스크롤 압축기의 압축과정은 여러 개의 포켓에서 연속적으로 이루어진다. 따라서 압축과정에서 두 압축포켓 사이의 압력차이는 작지만, 냉매가스가 흡입되어 토출될 때까지 시간이 길어 누설면적이 큰 문제점이 있다. 누설을 통한 스크롤 압축기의 손실은 전체손실 가운데 매우 큰 비율을 차지하고 있다.⁽¹⁾

이러한 스크롤 압축기의 누설손실에 따른 압축기 성능저하의 원인을 규명하고 이를 개선하기 위한 연구들이 꾸준히 진행되어 왔다. Ishii et

al.⁽²⁾은 스크롤 압축기의 누설부와 비슷한 형상을 만들어 시간에 따른 고압실의 압력변화를 측정하고, 비압축성 유체로 간주하여 관마찰식을 이용하여 이론해석하였다. Inaba et al.⁽³⁾은 틱실구조의 스크롤 압축기를 대상으로 냉매와 오일 혼합물의 누설유량을 측정하여 유량계수를 구하고, 이를 이용하여 누설유량을 이론해석한 결과를 보고하였다. Caillat et al.⁽⁴⁾은 틱실이 없는 구조의 스크롤 압축기의 성능해석을 위해 누설유동을 압축성 유체의 등엔트로피 노즐 유동으로 가정하여 유량계수식을 사용하여 누설유량을 이론해석하였다. Huang⁽⁵⁾은 틱실이 없는 스크롤 압축기를 대상으로 누설유동을 점성 비압축성 유동으로 간주하고 Navier-Stokes 방정식을 사용하여 누설유량을 이론적으로 해석한 결과를 보고하였다.

하지만 기존의 연구결과들은 주로 틱실이 없는 스크롤 압축기의 압축실 형상을 단순화한 모델 실험장치를 이용한 결과이거나, 냉매만의 단상유동 또는 비압축성 유동으로 가정한 결과이며, 가장 중요한 유량계수에 대해 전혀 밝히지 않아 실제상태의 스크롤 압축기의 누설특성을 파악하는 데는 한계가 있다.

따라서 본 연구에서는 스크롤 압축기에 많이 채용되고 있는 틱실구조를 대상으로, 실제의 압축부 구조 및 냉매와 오일 혼합물의 실제 운전상태에서 간접유량측정방법을 적용하여 실제누설유량을 측정하였다. 또한 실험 결과를 바탕으로 유량계수와 틱실 접촉간극을 산출한 후 누설유량을 이론해석함으로써, 실제 스크롤 압축기의 누설특성을 밝히고자 한다.⁽⁶⁻⁸⁾

2. 이론해석

2.1 누설모델

스크롤 압축기는 고정 스크롤을 중심으로 회전 스크롤이 선회운동함에 따라 여러 쌍의 반달모양의 압축포켓이 상하·좌우 대칭으로 연속적으로 형성된다. 냉매가스는 압축 기구부의 외측포켓으로부터 저온·저압의 냉매가스가 흡입되어 점점 안쪽으로 이동하면서 고온·고압의 냉매가스로 압축되어 중앙부의 토출구를 통해 토출된다. 따라서 냉매가스의 압축과정에서 내측포켓과 외측포켓 사이의 압력차이와 선회운동을 위한 축방향

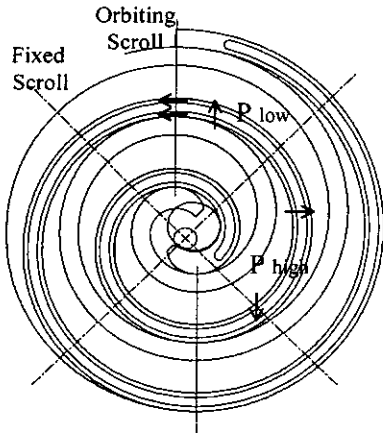


Fig. 1 Flank and tip leakage.

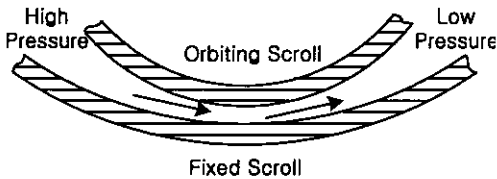


Fig. 2 Flank leakage of a scroll compressor.

및 반경방향 간극 때문에 압축된 고압냉매의 누설이 발생한다.

Fig. 1은 팁실형 스크롤 압축기의 압축 기구부의 평면도로서, 압축과정중에 발생하는 플랭크와 팁 부분의 접선방향 및 반경방향 누설을 나타낸다. 여기서 스크롤은 팁실홈이 있는 선회 스크롤과 팁실홈이 없는 고정 스크롤로 구분된다. 본 스크롤 압축기에서는 플랭크 부분에서 접선방향 누설이 일어나며, 팁 부분에서 반경방향 및 접선방향 누설이 함께 발생한다.

Fig. 2는 스크롤 압축기의 평면도로서, 플랭크 부분에서 반경방향 간극과 두 압축포켓 사이의 압력차에 의해 발생하는 접선방향 누설을 나타내며, 누설유로의 형상은 노즐과 비슷하다.

Fig. 3은 팁실형 스크롤 압축기의 반경방향 단면도로서, 팁 부분의 팁실 주위에서 발생하는 반경방향 및 접선방향 누설을 나타낸다. 팁실에서 발생하는 누설은 플랭크 부분에서 발생하는 1개의 접선방향 누설(H), 팁실 부분의 2개 반경방향 누설(E, F)과 7개 접선방향누설(A, B, C, D, E, F, G)로 나눌 수 있다. 또한 각 누설유로의 형상을 정의하기 위한 기호를 나타내었다.

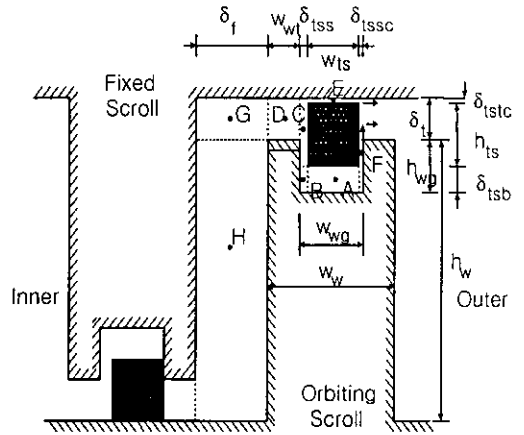


Fig. 3 Tip seal leakage model.

2.2 누설 방정식

팁실형 스크롤 압축기의 팁 부분의 누설을 해석하기 위해, 선회각도에 따른 압축포켓의 랩 외측부 누설길이와 누설면적을 구해야 한다. 일부의 인벌류트로 구성되는 랩 누설길이는 대부분을 이루는 팁실 부분과 가장 안쪽 부분의 난팁실 부분으로 구분되며, 냉매가스의 유동과정을 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) $1080^\circ - \theta_{ts} < \theta \leq 1080^\circ + \theta_{dis}$

$$L_{nts,out} = a \left\{ \frac{\Phi_2^2 - \Phi_1^2}{2} + a(\Phi_2 - \Phi_1) \right\} \quad (4)$$

여기서,

$$\Phi_1 = \phi_e - \theta - 2\pi(n-1) - \pi \quad (5)$$

$$\Phi_2 = \Phi_1 + \theta + \theta_{ts} \quad (6)$$

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

틱실형 스크롤 압축기의 플랭크 부분과 틱 부분의 틱실 주위에서 총 10개의 누설면적이 형성된다. 이러한 누설면적은 Fig. 3에 나타나 있는 틱새간격과 길이에 의해 정의되며, 틱실누설길이 (L_{ts})는 Fig. 1에 나타나 있는 바와 같이 내측의 고압포켓과 외측의 저압포켓이 서로 중첩되어 접하는 길이를 나타낸다. 각 누설면적은 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

스크롤 압축기의 미소간극에서의 냉매가스와 오일 혼합물의 유동은 오일의 효과를 무시하고 냉매가스만을 고려한다면, 압축성 유체의 1차원 정상상태 등엔트로피 노즐유동으로 해석할 수 있다. 압축성 유체의 유동은 압력비에 따라 초경영역과 비초경영역으로 나뉘어지며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

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

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

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

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

본 연구에서는 틱실방식의 누설을 이론적으로 해석하기 위해, 실험결과로부터 구한 유량계수와 틱실 접촉간극을 이용하여 누설유량을 구하는 틱실누설 해석모델을 수립하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

3.1.1 누설 실험장치

본 실험장치는 간접유량측정법의 원리를 적용하여, 실제 스크롤 압축기의 압축 기구부의 미소간극에서 발생하는 누설유량을 측정할 수 있도록 설계하였다. 이 장치는 고온·고압의 냉매가스를 시험용 압축기에 연속적으로 공급하기 위한 공기조화기부와 하나의 유량계로 여러 유량을 번갈아 측정하기 위한 유량측정기부, 실제 스크롤 압축기를 개조하여 정지상태에서 선회각도에 따른 각 미소간극의 누설유량을 측정하기 위한 시험용 압축기부의 3부분으로 구성된다.

3.1.2 공기조화기부

Fig. 4의 공기조화기부는 시험용 3HP 스크롤

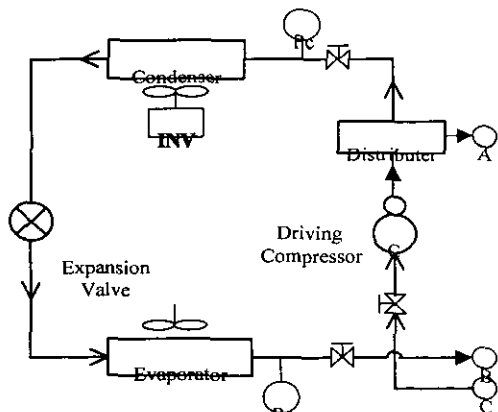


Fig. 4 Leakage experiment apparatus (I).

압축기가 설치되어 있는 창문형 공기조화기(L사의 18평형 에어컨)를 개조하여, 고온·고압의 냉매를 시험용 압축기에 연속적으로 공급해 주기 위한 장치이다. 구동압축기에서 만들어진 고온·고압의 냉매가스는 분배기에서 유량조절밸브를 통해 분배되어, 일부는 공기조화기부의 응축기로 들어가며 나머지는 시험용 압축기로 공급되어 구동압축기의 흡입측으로 되돌아온다. 작동사이클의 운전조건인 응축압력은 응축기의 열전달량(방열량)으로 조절하며, 증발압력은 팽창밸브의 개도로 조절한다. 따라서 본 실험장치를 이용하여 실험조건에 따라 시험용 압축기의 입구압력(토출압력)과 출구압력(흡입압력)을 설정할 수 있다.

3.1.3 유량측정기부

Fig. 5의 유량측정기는 하나의 질량유량계로 여러 곳의 질량유량을 번갈아 측정하기 위한 장치이며, 본 그림의 (a), (b), (c)는 각각 Fig. 4의 동일한 기호와 대응한다. 본 장치는 하나의 유량계로 여러 유량을 측정하기 때문에 측정하지 않는 유량들은 바이패스관을 통과시키고, 측정하는 유량은 질량유량계를 통해 흐르도록 하여 유동경로를 조절한다. 또한 질량유량계를 사용하여 기체(냉매가스)의 질량유량을 측정하였으며, 측정된 유량은 시험용 압축기의 유입 및 유출유량, 바이패스 유량이다.

3.1.4 시험용 압축기부

Fig. 6의 시험용 압축기는 실제상태로 스크롤 압축기의 누설유량을 측정하기 위해 고정 스크롤,

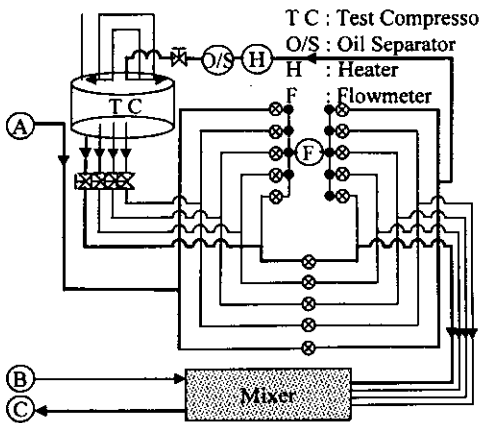


Fig. 5 Leakage experiment apparatus (II).

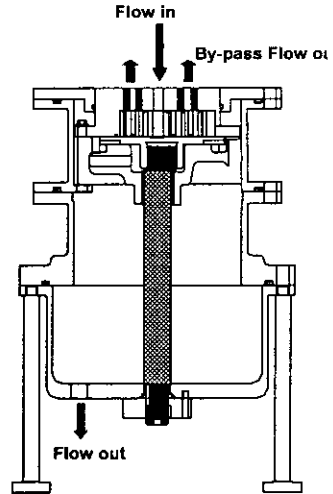


Fig. 6 Test compressor.

선회 스크롤, 메인 프레임 등의 기구부는 변경하지 않고 그대로 사용하고, 모터부는 제거한 구조이다. 시험용 압축기는 실제압축기와 유동방향이 서로 반대로 되어 토출구를 통해 냉매가스가 유입되어, 오일이 정체되는 것을 막기 위해 하부 챔버의 바닥에 설치한 포트를 통해 유출된다.

고정 스크롤의 상부에 압축포켓의 압력을 조절하기 위해 2쌍의 바이패스 포트를 설치하였다. 선회각도에 따른 누설유량을 측정하기 위해 시험용 압축기의 하단부에 축회전각 조절장치를 설치하였다. 축회전각은 45° 간격으로 조절할 수 있으며 가스력에 의해 축이 움직이지 않도록 키로 고정하였다.

본 실험에서는 실제상태의 스크롤 압축기의 동일농도와 비슷한 조건으로 실험하고 동일한 토출압력 조건에서 같은 온도로 실험하기 위해, 시험용 압축기의 입구부에 유분리기를 설치하여 과도한 냉동기유의 유입을 차단하였으며 냉매가스의 온도를 일정한 설정온도로 맞추기 위한 히터를 설치하였다.

3.1.5 간접유량측정법

Fig. 7은 미소간극에서 발생하는 누설유량을 직접 측정할 수 없기 때문에, 본 연구에서 설계한 간접 누설유량 측정방법의 원리를 나타낸다.

정지상태의 시험용 압축기의 각 압축포켓의 압력을 실제 스크롤 압축기의 운전상태의 압력조건으로 설정하기 위해, 각 압축포켓의 바이패스 밸

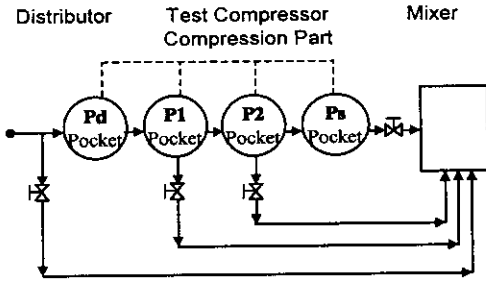


Fig. 7 Indirect flow measuring method.

브의 개도를 조절하여 압축포켓의 압력을 설정한다. 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. 따라서 본 실험에서는 이러한 포켓압력 조절방법을 이용하여 압축포켓의 압력을 설정하였으며, 간접유량측정법의 원리를 적용하여 각 미소간극에서 발생하는 누설유량을 측정하였다.

3.2 실험방법 및 실험조건

3.2.1 실험방법

본 실험은 압축포켓의 압력이 일정한 설정압력으로 유지된 상태에서, 시험용 압축기 입구의 오일농도가 일정하고 공기조화기의 사이클이 정상상태에 도달하면 유량을 측정하였다. 이러한 정상상태에서 유량측정기부의 유량계를 번갈아 이용하여 3회 반복하여 유량을 측정하였다. 또한 플랭크 누설유량은 높은 높이의 팁실과 낮은 높이의 메인프레임을 사용하여 고정 스크롤을 메인프레임에 체결함으로써 팁 간극이 거의 없는 상태에서 플랭크 간극만을 설정하여 직접적으로 측정하였다. 하지만 팁 누설유량은 플랭크 간극이 전혀 없는 상태에서 선회각도에 따른 순수한 팁 누설만을 측정할 수는 없다. 따라서 팁 누설유량은 일정한 플랭크 간극과 팁 간극의 조건에서 전체 누설유량을 측정하고 동일한 플랭크 간극의 누설유량을 제외하여 간접적으로 구하였다.

3.2.2 실험조건

Table 1은 선회각도에 따른 간극조건과 포켓의

Table 1 Experimental conditions

θ ($^{\circ}$)	δ (μm)				P_{dn}/P_{up} (MPa)		
	δ_f	δ_t			0.6/1.9 (70 $^{\circ}\text{C}$)	0.6/2.2 (80 $^{\circ}\text{C}$)	0.6/2.5 (90 $^{\circ}\text{C}$)
360	40	37	52	73	0.6/0.6	0.6/0.6	0.6/0.6
405	50	37	52	73	0.6/0.7	0.6/0.7	0.6/0.7
540	50	37	52	73	0.6/0.9	0.6/0.9	0.6/0.9
630	60	37	52	73	0.6/1.1	0.6/1.1	0.6/1.1
720	60	37	52	73	0.6/1.4	0.6/1.4	0.6/1.4
765	60	37	52	73	0.6/1.4	0.7/1.4	0.7/1.4
900	80	37	52	73	0.9/1.9	0.9/2.2	0.9/2.5
990	80	37	52	73	1.1/1.9	1.1/2.2	1.1/2.5
1080	110	37	52	73	1.4/1.9	1.4/2.2	1.4/2.5
1125	120	37	52	73	1.5/1.9	1.5/2.2	1.5/2.5

압력조건을 나타낸다. 여기서 선회각도는 냉매가스의 흐름을 기준으로 정의하였으며, 선회 스크롤이 회전함에 따라 냉매가스가 압축포켓으로 흡입되어 압축되고 토출될 때까지의 각도를 나타낸다. 즉 냉매가스가 막 흡입되기 시작하는 각도가 0 $^{\circ}$ 이며 이후 연속적으로 회전이 진행됨에 따라 각도가 증가하여 토출이 완료되는 각도가 1125 $^{\circ}$ 이다. 스크롤 압축기의 간극은 플랭크 간극과 팁 간극으로 구분된다. 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 메인프레임을 사용하여 조절하였으며 선회각도에 관계없이 항상 간극이 일정하다. 또한 각 토출압력 조건에서, 누설부의 상류 및 하류 포켓의 압력은 선회각도가 증가할수록 증가하며 연통 개시각도(794 $^{\circ}$) 이후에는 상류포켓의 압력은 같다. 한편 토출압력이 증가할수록 상류포켓의 압력은 연통 개시각도 이후에는 증가하는 경향이다.

3.2.3 실험오차

본 실험에서 사용한 질량유량계는 기체측정의 경우, 최대 오차는 전출력범위의 0.4% 이내이며, 유량으로 ± 0.01 kg/min이며, 최소 측정유량은 0.02 kg/min이다. 또한 각 포켓의 압력변동 오차는 ± 5 kPa이었으며, 온도변동 오차는 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 로 나타났다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압력비의 영향

Fig. 8은 상류압력을 고정된 상태에서 하류압력을 감소시킨 경우, 압력비에 따른 플랭크 누설유량을 나타낸다. 플랭크 누설유량은 압력비가 감소할수록 압력차이의 증가 때문에 증가하다가 어떤 일정한 값에 수렴한다. 이러한 경향은 압축성 유체의 경우에 나타나는 전형적인 초킹현상을 보여주고 있다. 따라서 냉매·오일 혼합물의 유동특성이 압축성 유체에서 관찰할 수 있는 일반적인 초킹현상을 나타내고 있고 시험용 압축기의 입구에서의 오일농도의 측정값이 약 0.5%로 매우 낮게 나타나, 본 실험조건의 경우 미소간극에서 발생하는 누설은 오일의 영향이 거의 무시되는 냉매가스만의 유동으로 가정할 수 있다. 또한 플랭크 간극이 증가할수록 플랭크 누설유량이 증가하며 임계압력비는 약 0.57임을 알 수 있다.

Fig. 9는 압력비에 따른 팁 누설유량을 나타내며

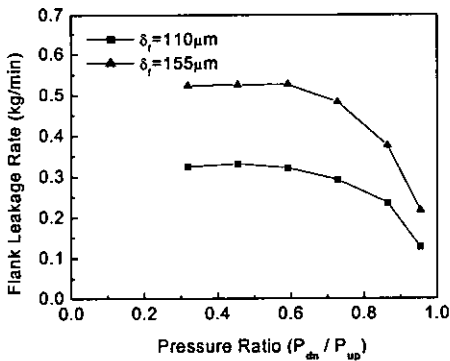


Fig. 8 Flank leakage with pressure ratio.

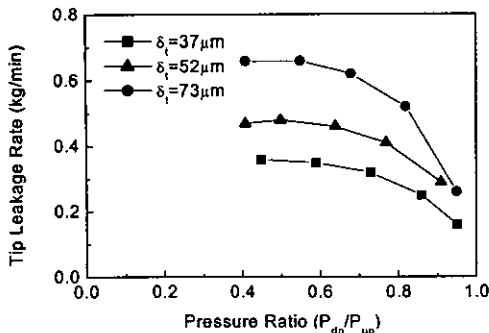


Fig. 9 Tip leakage with pressure ratio.

플랭크의 경우와 동일한 경향을 나타낸다. 본 결과에서도 팁 간극이 증가할수록 팁 누설유량이 증가하는 경향이며 임계압력비는 약 0.55로 나타났다.

따라서 시험용 압축기의 입구에서 측정된 오일농도가 약 0.5%로 매우 낮고, 누설유동이 전형적인 초킹현상을 나타내기 때문에 플랭크 및 팁의 누설은 냉매가스만의 유동으로 가정할 수 있다.

4.2 미소간극의 유량계수

Fig. 10은 각 플랭크 간극에서 압력비에 따른 유량계수를 나타낸다. 본 유량계수는 Fig. 8의 압력비에 따른 플랭크 누설유량의 측정결과와 식(19) 및 식(20)의 유량계수식을 이용하여 산출하였다. 유량계수는 압력비와 간극에 관계없이 0.1에서 0.12 사이의 고유치임을 알 수 있다.

4.3 팁실 접촉간극의 변화

Fig. 11은 Fig. 9의 실험결과와 팁 누설모델을

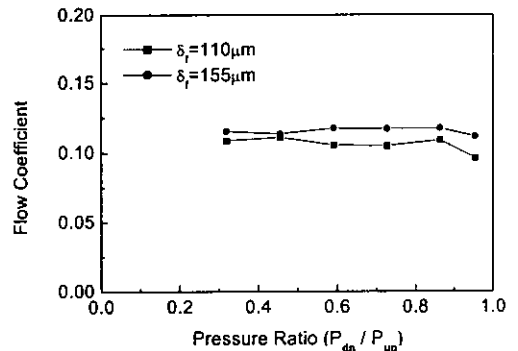


Fig. 10 Flow coefficient with pressure ratio.

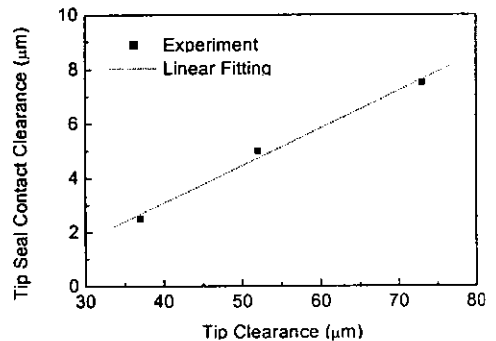


Fig. 11 Tip seal contact clearance.

이용하여 구한, 팁 간극에 따른 팁실 접촉간극을 나타낸다. 팁실 접촉간극은 팁 간극이 증가할수록 선형적으로 증가하고, 기준 팁 간극이 52 μm 인 경우에 팁실 접촉간극은 약 5 μm 로 나타났다. 팁실 접촉간극과 팁 간극 사이의 상관식은 다음과 같다.

$$\delta_{sc} = 0.14\delta_t - 2.43 \quad (21)$$

이러한 팁실 접촉간극과 팁 간극 사이의 상관성은 팁실에 작용하는 모멘트의 증가로 팁실의 불안정성이 증가하기 때문으로 사료되며, 정확한 원인 규명을 위해 팁실의 거동해석이 요구된다. 또한 스크롤 압축기의 실제 운전상태에서 운전조건과 간극조건에 따른 팁실의 거동을 직접적으로 측정하기 위한 연구가 필요하다고 사료된다.

4.4 선회각도의 영향

Fig. 12는 선회각도에 따른 플랭크 누설유량의 실험치와 이론치의 비교를 나타낸다. Table 1에서 알 수 있는 것처럼, 전체적으로 선회각도가 증가할수록 플랭크 간극이 증가하고 상류압력과 압력차이가 증가하여 플랭크 누설유량이 증가한다. 하지만 선회각도가 900°에서 990°로 증가함에 따라, 동일한 간극과 상류압력의 조건에서 하류압력의 증가로 압력차이가 감소하여 누설유량이 약간 감소하는 경향을 나타낸다. 선회각도 990° 이후에는 동일한 상류압력 조건에서 하류압력이 증가하여 압력차이는 감소하나 간극이 증가하여 누설유량이 증가함을 알 수 있다. 전체적으로 플

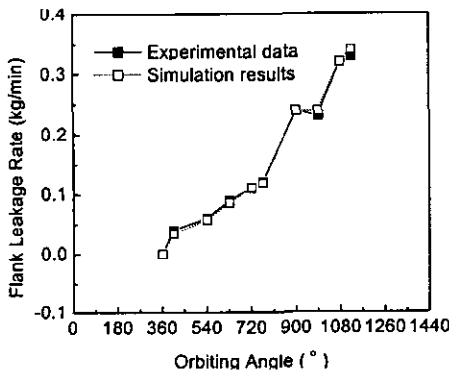


Fig. 12 Flank leakage with orbiting angle.

랭크 누설유량의 측정값과 계산값은 평균 약 2%의 오차로 비교적 서로 잘 일치하고 있다.

Fig. 13은 선회각도에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값의 비교를 나타낸다. 팁 누설유량은 선회각도가 증가할수록 같은 팁 간극의 조건에서 상류압력과 압력차이의 증가로 인하여 증가한다. 하지만 플랭크 경우와 마찬가지로, 선회각도 990°에서는 압력차이의 감소 때문에 팁 누설유량이 약간 줄어든다. 선회각도 990° 이후에는 난팁실 출현각도(1035°) 이후이기 때문에 난팁실 부분이 나타나 유로저항이 급격히 감소하여 누설유량이 급증함을 볼 수 있다. 한편 측정값과 계산값은 평균 약 8%의 오차로 비교적 일치하나, 1125°의 경우 토출구와 랩의 간섭현상이 발생하여 정확한 유량계수를 알 수가 없기 때문에 다소 어긋난 경향이다.

Fig. 14는 선회각도에 따른 플랭크와 팁 누설유량의 비교를 나타낸다. 선회각도 1080° 이전에

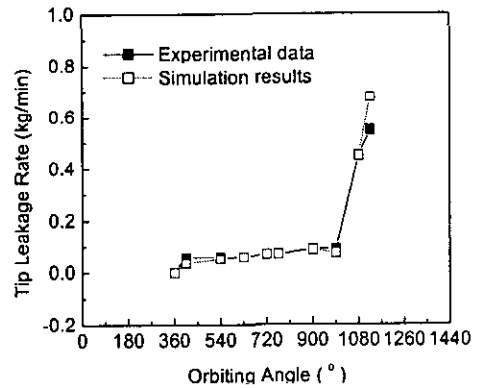


Fig. 13 Tip leakage with orbiting angle.

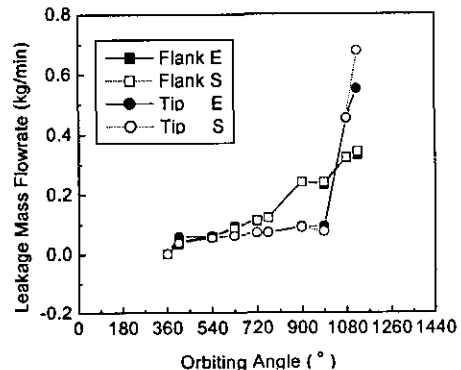


Fig. 14 Comparison of flank with tip.

는 플랭크 간극이 크기 때문에 플랭크 누설유량이 팁 누설유량보다 많고, 그 이후에는 난팁실 부분 및 토출포트의 간섭 때문에 팁 누설유량이 플랭크 누설유량보다 많게 나타난다고 사료된다.

4.5 토출압력의 영향

Fig. 15는 각 토출압력에서 선회각도에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값의 비교를 나타낸다. 여기서 E는 측정값, S는 계산값을 나타낸다. 토출압력이 증가할수록 팁 누설유량은 연통개시각도(Connection starting angle)[794°] 이전에는 흡입한 냉매가스를 일정한 압축비로 압축하기 때문에 때문에 변화가 거의 없으나, 그 이후에는 압축포켓이 인접한 토출포켓과 이어지는 연통현상으로 인해 상류압력이 증가하기 때문에 비례적으로 증가하는 경향이다. 전체적으로 계산값과

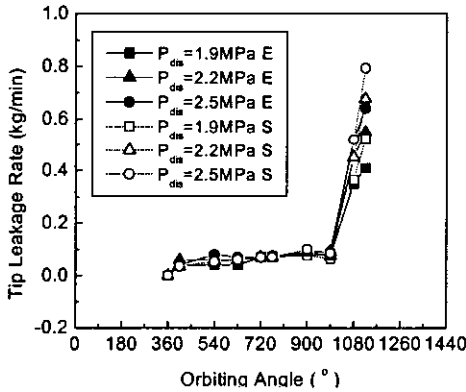


Fig. 15 Tip leakage with discharge pressure.

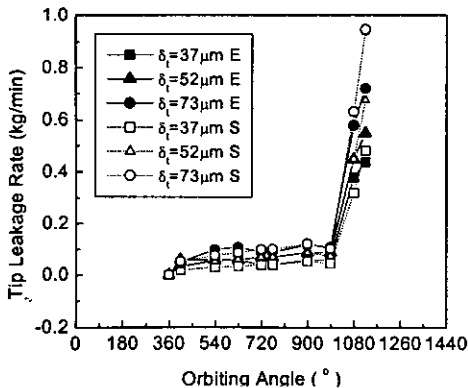


Fig. 16 Tip leakage with tip clearance.

실험값의 평균오차는 약 3%로 비교적 서로 잘 일치하는 경향이다.

4.6 팁간극의 영향

Fig. 16은 각 팁 간극에서 선회각도에 따른 팁 누설유량의 측정값과 계산값의 비교를 나타낸다. 팁 간극이 증가할수록 팁 누설유량은 팁실 접촉간극과 누설간극의 증가로 누설면적이 커지기 때문에 비례적으로 증가한다. 측정치와 계산치는 1125° 부분을 제외하면 상당히 잘 일치하며 평균 오차는 약 1%로 나타났다.

5. 결 론

스크롤 압축기의 플랭크와 팁 부분에서 실제 운전상태에서 발생하는 누설특성을 파악하기 위해, 누설 측정장치를 이용한 실험과 누설 해석모델을 이용한 이론해석을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 실제상태의 오일농도 조건에서 스크롤 압축기의 플랭크와 팁 부분의 누설은 초킹조건을 만족하였고 오일의 농도가 낮으므로 냉매가스만의 단상유동으로 가정할 수 있다.
- (2) 실제 스크롤 압축기의 플랭크 부분의 유량계수는 포켓형상, 압력비 및 간극에 거의 관계없이 약 0.11로 일정하게 나타났다.
- (3) 팁 간극이 증가할수록 팁실 접촉간극은 선형적으로 비례하였다. 팁간극이 52 μm인 경우, 팁실 접촉간극은 약 5 μm로 나타났다.
- (4) 플랭크 누설유량은 선회각도가 증가할수록 플랭크 간극과 상류압력의 증가 때문에 증가한다. 또한 팁 누설유량은 선회각도가 증가할수록 누설면적은 감소하지만 상류압력과 압력차이의 증가 때문에 증가하며, 선회각도 1035° 이후에는 난팁실부분이 나타나 크게 증가하였다.
- (5) 토출압력이 증가할수록 팁 누설유량은 연통개시각도(794°) 이전은 변화가 없으나, 그 이후는 상류압력의 증가로 비례적으로 증가한다.
- (6) 팁 간극이 증가할수록 팁 누설유량은 팁실 접촉간극과 누설간극의 증가로 누설면적이 증가하기 때문에 비례적으로 증가한다.
- (7) 각 인자에 따른 누설유량의 계산값이 측정값과 대체로 잘 일치하여 해석모델의 타당성을

입증할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부 기계부품류 특정과제의 위탁과제로 진행되었음을 밝힌다.

참고문헌

1. Hayano, M., Sakata, H., Nagatomo, S. and Murasaki, H., 1988, An analysis of losses in scroll compressor, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 189-197.
2. Ishii, N., Bird, K., Sano, K., Oono, M., Iwamura, S. and Otokura, T., 1996, Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressor, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 633-638.
3. 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.
4. Caillat, J. L., Ni, S. and Daniels, M., 1988, A computer model for scroll compressors, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 47-55.
5. Huang, Y., 1994, Leakage calculation through clearances, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 35-40.
6. Youn, Y., Cho, N. K., Lee, B. C., Kim, M. K. and Min, M. K., 2000, Leakage characteristics of tip seal in scroll compressors for air conditioners, Proc. of SAREK summer annual conference, pp. 496-502.
7. Cho, N. K., Youn, Y., Lee, B. C., Kim, M. K. and Min, M. K., 1999, A study on the characteristics of tangential leakage in scroll compressors for air conditioners, Proc. of SAREK winter annual conference, pp. 130-135.
8. Youn, Y., 2000, A study on the characteristics of leakage and performance in scroll compressors for air conditioners, Dh.D Thesis, Korea University.
9. Park, H. H., Park, Y. C. and Kim, Y. C., 2000, Performance analysis on the variable speed scroll compressor with operating conditions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 7, pp. 649-658.
10. Chung, Y. G., Park, K. W. and Pak, H. Y., 1998, A study on the effect of refrigerant oil on the performance of scroll compressor, Proc. of SAREK summer annual conference, pp. 485-490.
11. Lee, G. H. and Kim, H. J., 1991, Computer simulation for performance analysis of a scroll compressor, Proc. of KSME spring annual conference, pp. 295-298.