

## 팁실형 스크롤 압축기의 성능 특성에 관한 해석적 연구

윤 영<sup>†</sup>, 김 용 찬\*, 민 만 기\*

LG전자 디지털어플라이언스 연구소, \*고려대학교 기계공학과

### Simulation on Performance Characteristics of a Tip-Seal Type Scroll Compressor

Young Youn<sup>†</sup>, 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 February 7, 2001; revision received October 22, 2001)

**ABSTRACT:** This paper presents leakage and performance characteristics of a tip-seal type scroll compressor. The performance of a scroll compressor is strongly dependent on the leakage across the compression pockets. However, literature for leakage characteristics of the tip seal type scroll compressor is very limited due to complex sealing mechanism. In the present study, a simulation study was executed to investigate the tip-seal type scroll compressor by considering leakages passing through flank and tip clearance. As a result, the leakage phenomena of the tip seal type scroll compressor as a function of discharge pressure, tip clearance, dimension of the tip seal were analyzed. Effects of leakage on the performance of the compressor were also clarified.

**Key words:** Scroll compressor(스크롤 압축기), Tip seal(팁실), Performance(성능), Leakage(누설), Volumetric efficiency(체적효율), Indicated efficiency(지시효율)

#### 기 호 설 명

$A$  : 누설면적 [ $m^2$ ]  
 $a$  : 기초원 반경 [m]  
 $C$  : 유량계수  
 $h$  : 높이 [m]  
 $k$  : 비열비  
 $l$  : 인벌류트(involute) 반경 [m]  
 $L$  : 누설길이 [m]  
 $M$  : 질량 [kg]

$m$  : 질량 [kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/min]  
 $n$  : 포켓 쌍수  
 $p$  : 피치(pitch) [m]  
 $P$  : 압력 [bar]  
 $R$  : 반경 [m]  
 $R'$  : 기체상수 [ $N \cdot m/kg \cdot mol \cdot K$ ]  
 $S$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $t$  : 두께 [m]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $V$  : 체적 [ $m^3$ ]  
 $w$  : 폭 [m]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-019-255-0614

E-mail address: yyoun2@hanmail.net

**그리스 문자**

$\alpha$	: 인벌류트 시작각도 [°]
$\delta$	: 간극(clearance) [ $\mu\text{m}$ ]
$\theta$	: 선회각도(orbiting angle) [°]
$\phi$	: 인벌류트 각도 [°]
$\eta$	: 효율 [%]
$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\pi$	: 원주율

**하첨자**

$a$	: 인벌류트 시작
$a(\text{ctual})$	: 실제
$c$	: 커터(cutter)
$cle$	: 간극(clearance)
$comp$	: 압축(compression)
$con$	: 연통(connection)
$d(is)$	: 토출(discharge)
$dn$	: 하류(downstream)
$e$	: 인벌류트 끝
$f(\text{lank})$	: 플랭크(flank, flanc)
$i(\text{deal})$	: 이상
$ind$	: 지시(indicated)
$in(\text{flow})$	: 유입
$l(\text{eak})$	: 누설(leakage)
$nts$	: 난팁실(non tip seal)
$orb$	: 선회(orbiting)
$out(\text{flow})$	: 유출
$pocket$	: 포켓
$present$	: 현재
$previous$	: 이전
$r(ad)$	: 반경방향(radial)
$ref$	: 기준(reference)
$s(uc)$	: 흡입(suction)
$t(ip)$	: 팁(tip)
$t(an)$	: 접선방향(tangential)
$ts$	: 팁실(tip seal)
$tsb$	: 팁실 하부
$tss$	: 팁실 측부

$tssc$	: 팁실 측부 접촉
$tstc$	: 팁실 상부 접촉
$up$	: 상류(upstream)
$v$	: 체적(volumetric)
$w$	: 랩(wrap)
$wg$	: 랩홈(wrap groove)
$wt$	: 랩팁(wrap tip)

**1. 서 론**

스크롤 압축기는 중대형 가정용 공기조화기의 성능에 가장 크게 영향을 미치는 핵심적인 부품으로 전체 시스템의 에너지 절약을 위하여 성능 향상에 관한 연구가 필수적으로 요구되고 있다. 스크롤 압축기의 압축과정은 여러 개의 포켓에서 연속적으로 이루어진다. 따라서 압축과정에서 두 압축포켓 사이의 압력차이는 작지만, 냉매가스가 흡입되어 토출될 때까지 시간이 오래 걸려 누설이 증가하는 문제점이 있다. 누설을 통한 스크롤 압축기의 손실은 전체 손실 가운데 매우 큰 비율을 차지하고 있다.<sup>(1)</sup> 따라서 스크롤 압축기의 성능향상을 위해서는 스크롤 압축기에 적합한 누설 모델의 정립을 통하여 압축기의 성능을 정확하게 예측할 수 있는 해석모델의 개발이 매우 절실히 요구되고 있다.

스크롤 압축기의 냉매누설에 따른 압축기 성능 저하의 원인을 규명하고 이를 개선하기 위한 연구들이 그 동안 꾸준히 진행되어 왔다. Ishii et al.<sup>(2)</sup>은 스크롤 압축기의 누설유로의 모형을 제작하여 시간에 따른 고압실의 압력변화를 측정하고, 비압축성 유체로 간주하여 관마찰식을 이용한 해석을 수행하였다. Inaba et al.<sup>(3)</sup>은 팁실구조의 스크롤 압축기를 대상으로 냉매·오일 이상(기·액) 혼합물의 누설유량을 측정하고 누설유량을 이론적으로 해석한 결과를 발표하였다. Caillat et al.<sup>(4)</sup>은 팁실이 없는 구조의 스크롤 압축기의 성능해석을 위해 누설유동을 압축성 유체의 등엔트로피 노즐 유동으로 가정하고 유량계수식을 사용하여 누설유량을 해석하였다. Huang<sup>(5)</sup>은 팁실이 없는 스크롤 압축기를 대상으로 누설유동을 점성 압축성 유체로 간주하고 Navier-Stokes 방정식을 사용하여 간극에서의 유동장을 구하고 누설유량을 계산하였다. Ancel et al.<sup>(6)</sup>은 최근에 스크롤

압축기 팁실의 거동을 파악하기 위해 팁실 하부에 압력센서를 설치하여 각도별 정압을 측정된 결과를 발표하였다. Manole et al.<sup>(7)</sup>은 스크롤 압축기의 플랭크 누설을 최소화하기 위해 축편심량이 플랭크 밀봉력에 미치는 영향에 관해 연구하였다. Feng et al.<sup>(8)</sup>은 스크롤 압축기의 반경방향 순운동구에 대해 동역학적으로 밀봉 원리를 해석하였다.

국내에서는 스크롤 압축기의 성능해석을 위한 연구의 일환으로 난팁실 구조의 누설현상을 이론적으로 해석한 결과들이 발표되었다.<sup>(9-11)</sup> Youn et al.<sup>(12-14)</sup>은 팁실형 스크롤 압축기를 대상으로 실제 상태의 조건에서 대표적 선회각도에 대해 플랭크 및 팁실부분에서 발생하는 누설유량을 측정하고 이론적으로 해석하였다.

본 연구에서는 지금까지의 연구결과들<sup>(12-14)</sup>에 근거하여 팁실형 스크롤 압축기의 실제 운전상태 조건과 전 선회각도의 범위에서 각 누설인자에 대해 누설유량을 해석하였다. 또한 각 누설인자가 압축기의 성능에 미치는 영향을 정량적으로 명확히 규명하고자 하였다.

2. 이론해석

2.1 기하학적 모델

2.1.1 포켓체적

Fig. 1은 본 연구대상 팁실형 스크롤 압축기의 단면도를 나타낸다. 본 스크롤 압축기는 가정용 및 업소용 공기조화기에 널리 적용되고 있는 정속 수직형 무배압 저압방식 냉매압축기이다. 하부의 전동기부에서 발생한 축동력이 크랭크축을

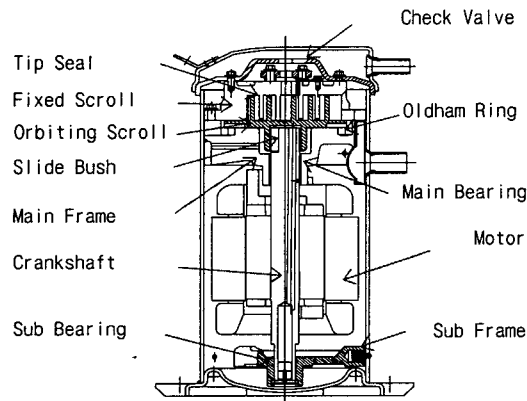


Fig. 1 View of a scroll compressor.

통해 고정 및 선회 스크롤로 구성되는 상부의 압축 기구부에 전달된다.

Fig. 2는 스크롤 랩에 의해 형성되는 압축포켓의 면적을 나타낸다. 임의의 인벌류트 각도에서 내측 인벌류트 곡선의 반경식은 다음과 같다.

$$l_a = a(\phi - \alpha) \tag{1}$$

또한 외측 인벌류트 곡선의 반경은 다음과 같다.

$$l_b = a(\phi + \alpha) \tag{2}$$

내측 인벌류트로 둘러싸인 미소면적은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$ds = \frac{1}{2} l_a (l_a d\phi) \tag{3}$$

식(3)을 적분하면 내측 인벌류트로 둘러싸인 포켓면적을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$S = \frac{1}{2} \int_{\alpha}^{\phi} l_a^2 d\phi \tag{4}$$

여기서,

$$\alpha = \frac{t_w}{2a} \tag{5}$$

스크롤 압축기에서 냉매가스의 흡입과정, 압축과정 및 토출과정의 각 포켓체적은 각각 식(6),

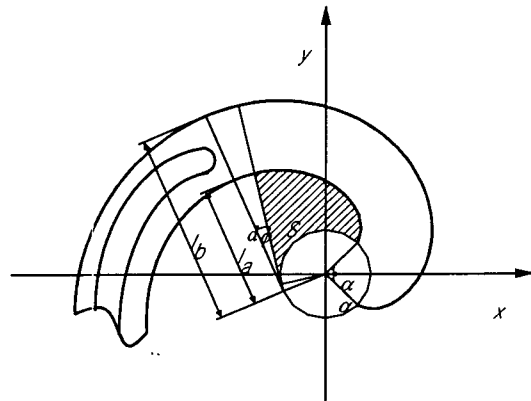


Fig. 2 Area of compression pocket.

(7) 및 (8)과 같다.

$$V_{suc} = h_w a R_{orb} \left\{ \theta(2\phi_e - \theta - \pi) - 2(\phi_e - \pi + \alpha) \cdot \sin \theta - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \sin 2\theta + 2(1 - \cos \theta) \right\} \quad (6)$$

$$V_{comp} = 2\pi h_w a R_{orb} (2\phi_i + \pi) \quad (7)$$

$$V_{dis} = h_w a R_{orb} (\phi_i - \phi_a) (\phi_i + \phi_a - \pi) + V_{cle} \quad (8)$$

여기서,

$$V_{cle} = h_w R_c^2 \left\{ \pi - \sin^{-1} \left( \frac{2a}{R_c} \right) - \left( \frac{2a}{R_c} \right) \right\} \quad (9)$$

2.1.2 포켓체적의 연통

Fig. 3은 안쪽의 원과 바깥쪽의 인벌류트로 구성된 한 스크롤 램의 내측부분을 나타낸다. 내측부 인벌류트 곡선과 외측부 인벌류트 곡선을 연결하는 원호의 커터 반경은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_c = a \left\{ \phi_a - \frac{\pi}{2} + \frac{1}{\phi_a - \frac{\pi}{2}} \right\} \quad (10)$$

냉매가스가 토출되기 시작하는 토출 개시각도는 다음과 같이 나타낸다.

$$\theta_{dis} = \phi_e - \phi_a - 2\pi \text{INT} \left\{ \frac{(\phi_e - \phi_i)}{2\pi} \right\} \quad (11)$$

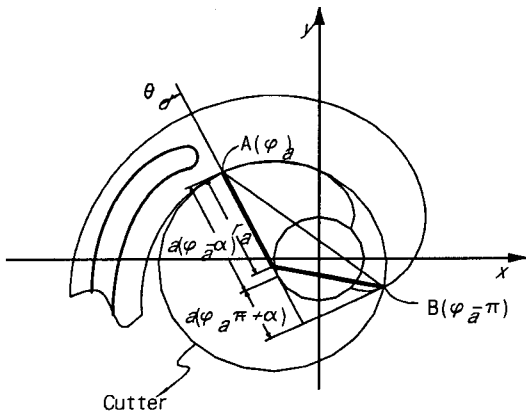


Fig. 3 Interference between cutter and involute curve.

임의의 선회각도에서 고정 스크롤과 선회 스크롤이 서로 맞닿는 접촉점의 쌍수는 다음과 같다.

$$n = \text{INT} \left\{ \frac{(\phi_e - \theta - \phi_a)}{2\pi} \right\} + 1 \quad (12)$$

압축실 내의 임의의 *i*번째 접촉점의 인벌류트 각도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\phi_i = \phi_e - \theta - 2\pi(n - i) \quad (13)$$

선회 스크롤이 선회운동함에 따라 각각 인벌류트 곡선을 갖는 선회 스크롤의 외측부분과 고정 스크롤의 내측부분이 서로 만나게 된다. 외측부분에서는 인벌류트 곡선끼리 서로 만나지만 내측부분에서는 인벌류트와 원호와 만나게 되며 이 경우 램이 서로 떨어지는 현상이 발생한다. 이와 같이 선회 스크롤이 고정 스크롤로부터 떨어져 그 간극이 커지는 각도를 냉매유동 기준의 연통 개시각도라 부르며, 식(14)와 같이 나타낼 수 있다. 본 연구대상 스크롤 압축기의 연통 개시각도는 약 선회각도 794°로 나타났다.

$$\theta_{con} = 4\pi + \theta_{dis} \quad (14)$$

스크롤 램의 피치 및 두께는 각각 식(15) 및 (16)으로 표현된다.

$$p = 2 \cdot \pi \cdot a \quad (15)$$

$$t_w = 2a\alpha \quad (16)$$

선회 스크롤의 선회 반경은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_{orb} = \frac{p - 2 \cdot t_w}{2} \quad (17)$$

연통 개시각도 이후에 선회각도에 따라 고정 스크롤과 선회 스크롤 사이에 형성되는 플랭크(반경방향) 간극은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\delta_{f,con} = R_c - \sqrt{R_{orb}^2 + (R_c - R_{orb})^2} + \sqrt{2 \cdot R_{orb} \cdot (R_c - R_{orb}) \cdot \cos \theta} \quad (18)$$

여기서 플랭크 누설면적은 다음과 같다.

$$A_{f,con} = \delta_{f,con} \cdot h_w \quad (19)$$

팁실형 스크롤 압축기는 대부분 각 랩의 가장 안쪽 부분에는 팁실이 없기 때문에 이러한 난팁실(non tip-seal)이 시작되는 선회각도가 존재한다. 이러한 난팁실 출현각도란 선회 스크롤이 선회운동함에 따라 임의의 포켓이 점점 안쪽으로 이동하다 그 포켓의 머리부분이 난팁실 부분과 처음으로 만나는 각도를 말하며, 본 압축기의 경우 약 선회각도 1035°이다.

### 2.1.3 압력 및 온도

냉매가스의 압축과정을 단일압축이라 가정하면, 이론 압축압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_{comp,i} = P_{suc,i} \left( \frac{V_{suc}}{V_{comp}} \right)^k \quad (20)$$

또한 이론 압축온도는 다음과 같이 표현된다.

$$T_{comp,i} = T_{suc,i} \left( \frac{P_{comp,i}}{P_{suc,i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (21)$$

따라서 기하학적 포켓체적을 알면 이론적 압축압력 및 온도를 구할 수 있다.

임의의 압축포켓의 기준 냉매밀도는 단위체적당 냉매질량으로 정의되며, 다음과 같다.

$$\rho_{ref} = \frac{M_{pocket,ref}}{V_{pocket,ref}} \quad (22)$$

압축포켓에 대한 유출 및 유입 누설유량을 고려하면, 임의의 압축포켓 내의 현재 냉매질량은 다음과 같이 계산된다.

$$M_{present} = M_{previous} + M_{inflow} - M_{outflow} \quad (23)$$

실제 압축압력은 그 포켓 내의 질량변화를 고려하여 다음과 같이 나타낸다.

$$P_{actual} = P_{ref} \rho_{ref}^{-k} \left( \frac{M_{present}}{V_{pocket}} \right)^k \quad (24)$$

또한 실제 압축온도는 다음과 같다.

$$T_{actual} = T_{ref} \left( \frac{P_{actual}}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (25)$$

따라서 누설에 따른 압축포켓 내의 질량변화를 고려하여 냉매가스의 실제 압축압력 및 온도를 구할 수 있다.

### 2.2 내부누설 모델<sup>(12)</sup>

스크롤 압축기는 다른 방식의 압축기와 달리 중간압력이 형성되어 인접하는 두 압축실 사이의 압력차이가 상대적으로 작으나, 누설면적이 넓고 냉매가스의 압축에 소요되는 시간(약 3.8회전)이 길어 누설이 증가되는 문제점이 있다. 따라서 스크롤 압축기는 일반적으로 접선방향 누설방지구조인 가변 반경기구와 반경방향 누설방지구조인 팁실을 채택하고 있다.

Fig. 4는 스크롤 압축기의 평면도로서, 플랭크 부분에서 두 스크롤 사이의 반경방향 간극과 서로 인접한 두 압축포켓 사이의 압력차이에 의해 발생하는 접선방향(플랭크) 누설을 나타낸다.

Fig. 5는 팁실형 스크롤 압축기의 반경방향 단면도로서, 각 스크롤의 팁 부분에 설치된 팁실 주위에서 발생하는 반경방향 및 접선방향 누설을 나타낸다. 본 구조에서 발생하는 누설은 두 스크롤의 측면에 형성된 플랭크 부분에서 발생하는 1개의 접선방향 누설(H), 팁실 부분에서 각 스크롤의 랩을 가로질러 흐르는 2개의 반경방향 누설(E, F) 및 각 스크롤의 측면을 따라 흐르는 7개의 접선방향 누설(A, B, C, D, E, F, G)로 나눌 수 있다.

팁실형 스크롤 압축기의 팁 부분의 누설을 해석하기 위해, 먼저 임의의 압축포켓의 선회각도에 따른 랩 외측부분의 누설길기와 누설면적을 구해야 한다.

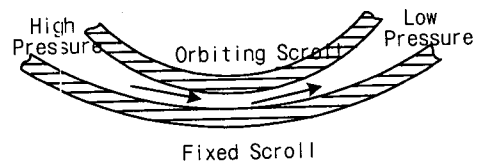


Fig. 4 Flank leakage path.

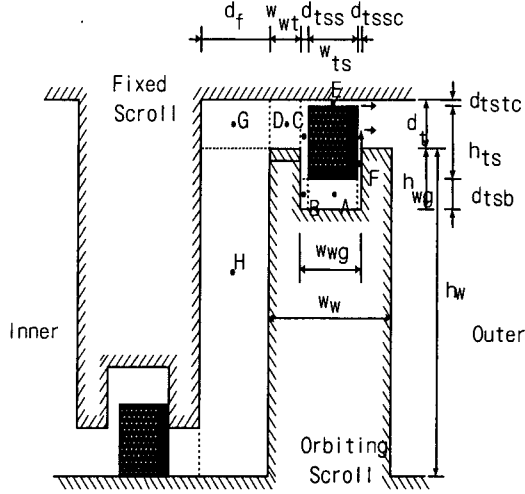


Fig. 5 Tip seal leakage model.

팁실 누설길이란 내축의 고압포켓과 외축의 저압포켓이 서로 중첩되어 접하는 원호길이를 말한다. 이러한 일부의 인벌류트 곡선으로 구성되는 팁실 누설길이는 대부분 팁실 부분으로 구성되나 가장 안쪽 부분은 난팁실 부분으로 이루어진다. 냉매가스의 유동과정을 기준으로 한, 선회각도에 따른 누설길이를 구하면 다음과 같다.

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

$$L_{l,out} = \theta \times a \times \frac{(\phi_a - \theta)}{2} \quad (26)$$

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

$$L_{l,out} = \pi \times a \times \frac{(\phi_a - \pi)}{2} \quad (27)$$

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

$$L_{l,out} = \pi \times a \times (\phi_a + 1.5\pi - \theta) \quad (28)$$

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

$$L_{nts,out} = a \left\{ \frac{\Phi_2^2 - \Phi_1^2}{2} + a(\Phi_2 - \Phi_1) \right\} \quad (29)$$

여기서,

$$\Phi_1 = \phi_e - \theta - 2\pi(n-1) - \pi \quad (30)$$

$$\Phi_2 = \Phi_1 + \theta + \theta_{ts} \quad (31)$$

$$L_{l,out} = \pi \times a \times (\phi_a + 1.5\pi - \theta) - L_{nts} \quad (32)$$

팁실형 스크롤 압축기의 경우, 플랭크 부분과 팁 부분의 팁실 주위에서 총 10개의 누설면적이 형성된다. Fig. 5에 나타낸 간극과 길이를 이용하여 각 누설면적을 정의하면 다음과 같다.

$$A_f = h_w \times \delta_f \quad (33)$$

$$A_{ust} = \delta_f \times \delta_t \quad (34)$$

$$A_{tsb} = w_{ts} \times \delta_{tsb} \quad (35)$$

$$A_{tsbs} = \delta_{tss} \times \delta_{tsb} \quad (36)$$

$$A_{tss} = \delta_{tss} \times (h_{ts} + \delta_{tsic}) \quad (37)$$

$$A_{wt} = w_{wt} \times \delta_t \quad (38)$$

$$A_{tsic,t} = w_{ts} \times \delta_{tsic} \quad (39)$$

$$A_{tssc,t} = \delta_{tssc} \times h_{wg} \quad (40)$$

$$A_{tsic,r} = L_{tsl} \times \delta_{tsic} \quad (41)$$

$$A_{tssc,r} = L_{tsl} \times \delta_{tssc} \quad (42)$$

$$A_{nts} = L_{nts} \times \delta_t \quad (43)$$

스크롤 압축기의 미소간극에서의 냉매가스·오일 기·액 혼합물의 유동은 오일의 효과를 무시하고 냉매가스만을 고려한다면, 압축성 유체의 1차원 정상상태 등엔트로피 노즐유동으로 해석할 수 있다. 압축성 유체의 유동은 압력비율에 따라 크게 초경영역과 비초경영역으로 나뉘어지며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

$$\dot{m} = CAP_{up} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{up}} \left[ \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (44)$$

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

$$\dot{m} = CAP_{up} \sqrt{\frac{k}{RT_{up}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (45)$$

본 연구에서는 팁실형 스크롤 압축기의 실제 운전상태 및 실제구조에서의 선회각도별 누설을 이론적으로 밝히기 위해, 각 누설경로에 대한 실험결과로부터 구한 유량계수와 팁실 접촉간극을 이용하여<sup>(12)</sup> 누설유량을 구하였다.

### 2.3 압축기의 효율

일반적으로 압축기의 체적효율(volumetric efficiency)은 기하학적으로 결정되는 이론적인 행정 체적에 대한 실제로 냉매를 압축한 체적의 비율로써 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_v = \frac{V_{actual}}{V_{ideal}} \quad (46)$$

식(46)에서 열전달 및 과압축 손실 등을 무시하고 누설 손실만을 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_v = \frac{m_{ideal} - m_{leak,f} - m_{leak,t}}{m_{ideal}} \quad (47)$$

지시효율(indicated efficiency)은 보통 단일압축의 경우에 소요되는 이론적인 압축동력과 실제로 압축에 소요되는 지시동력의 비율로써 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{ind} = \frac{P_{comp}}{P_{ind}} \quad (48)$$

식(48)의 지시동력에서 열전달 손실과 과압축 손실 등을 제외하고 누설 손실만을 고려하여 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_{ind} = \frac{P_{comp}}{P_{comp} + P_{leak}} \quad (49)$$

따라서 본 연구에서는 이러한 누설 손실만을 고려한 체적효율과 지시효율을 이용하여 누설이 압축기 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

### 2.4 수치해석

팁실형 스크롤 압축기의 누설 및 성능을 이론

적으로 시뮬레이션하기 위한 가정은 다음과 같다.

(1) 각 대칭 포켓의 압력차이는 거의 완전한 대칭 구조이기 때문에 매우 작아 무시한다.

(2) 선회각도별 플랭크 및 팁 간극은 열 및 체적변형, 축척적에 의해 다소 변할 수 있으나 이를 무시한다.

(3) 선회 스크롤이 선회운동함에 따라 압축포켓 안에서 와류가 발생할 수 있으나 이러한 동적인 효과는 매우 작다고 가정한다.

(4) 실제 누설유동은 냉매·오일 이상(기·액) 혼합물이기 때문에 오일이 누설유량에 영향을 미칠 수 있으나, 실제 운전상태에서 오일농도가 매우 낮기 때문에 냉매가스만의 유동으로 간주한다.

(5) 각 압축포켓의 압력에 영향을 미치는 열전달효과는 무시한다.

(6) 팁실 주위의 각 누설유로의 유량계수는 실험값을 사용한다.

(7) 선회스크롤 랩의 안쪽 부분은 토출포트와의 간섭현상이 생겨 반경방향으로 인접하는 두 포켓이 연통되므로 그 유로저항은 무시한다.

실제 스크롤 압축기의 누설 및 성능 특성은 다음과 같은 순서로 계산한다. 먼저 압축부의 기하학적 변수값과 냉매물성 프로그램(REFPROP6.0)을 이용하여 구한 물성값을 읽는다. 다음으로 선회각도에 따른 포켓체적과 누설길이를 계산하고 이론압력 및 온도를 구한다. 계산한 이론 압력 및 온도를 사용하여 실제 누설유량을 구하고, 이를 사용하여 실제 압력 및 온도를 구한다. 이러한 과정을 반복하여 실제 압력이 일정한 값에 수렴하면 계산을 멈추고, 각 효율을 계산한다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 팁실방식의 누설특성

Fig. 6은 팁실형 스크롤 압축기의 선회각도에 따른 플랭크 부분 누설유량, 팁 부분의 반경방향 누설유량 및 접선방향 누설유량의 변화를 각각 나타낸다. 선회각도별 플랭크 누설유량은 압축이 시작되는 두번째 회전부터 발생하기 시작하여 연통 개시각도(약 794°)까지 점점 증가하다가 이후에 거의 일정하게 된 후 토출과정이 시작되는 토출 개시각도(약 1154°)부터 완전히 사라진다. 한편 선회각도별 반경방향 팁 누설유량은 두번째

회전부터 시작되어 연통 개시각도까지 점점 증가하다가 이후에 압력차이의 감소로 인해 약간 감소하다가, 난팁실 출현각도(약 1035°) 이후에 매우 급격히 증가한 후 토출 개시각도에서 완전히 없어지는 경향이다. 또한 선회각도별 접선방향 팁 누설유량은 다른 누설유량보다 상대적으로 적으며, 또한 같은 접선방향 누설인 플랭크 누설유량보다 그 양은 적으나 동일한 경향을 나타낸다.

Fig. 7은 각 누설유량의 분포가 서로 다른 대표적 선회각도에서 전체 누설유량 가운데 플랭크 누설유량, 접선방향 및 반경방향의 팁 누설유량이 차지하는 비율을 나타낸다. 선회각도가 증가할수록 플랭크 및 접선방향 팁 누설유량은 증가하다가 감소하는 경향이거나, 반경방향 팁 누설유량은 증가 후 감소하다가 급격히 증가하는 경향이다. 또한 난팁실 출현각도 이후인 선회각도 1125°에서는 난팁실 부분으로 인해 반경방향 팁 누설유량이 거의 대부분을 차지함을 알 수 있다.

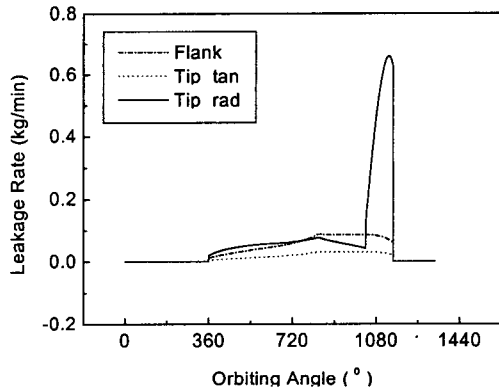


Fig. 6 Leakage with orbiting angle.

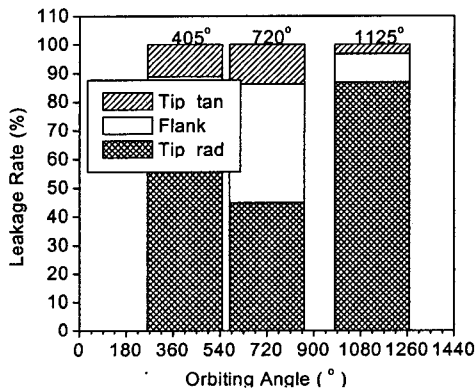


Fig. 7 Leakage percentage with orbiting angle.

3.2 토출압력의 영향

Fig. 8은 토출압력에 따른 플랭크 누설유량, 접선방향 및 반경방향의 팁 누설유량의 변화를 각각 나타낸다. 각 부분의 누설유량은 모두 토출압력이 증가할수록 연통 개시각도 이전에는 동일한 압력조건이므로 거의 유량변화가 없으나, 그 이후에는 상류압력과 압력차이의 증가로 인해 누설이 상당히 증가하는 경향을 나타낸다.

Fig. 9는 토출압력에 따른 각 과정의 P-V 선도를 나타낸다. 누설이 전혀 없는 이상적인 압축 과정에 비해 실제의 압축과정에서는 그 지시선도의 면적이 보다 크며, 실제과정의 경우에 토출압력이 증가할수록 연통 개시각도 이전에는 누설유량의 변화가 거의 없기 때문에 지시선도의 변화가 거의 없지만, 그 이후에는 누설의 영향으로 지시선도의 면적이 점점 증가하여 압축일량이 증가함을 알 수 있다.

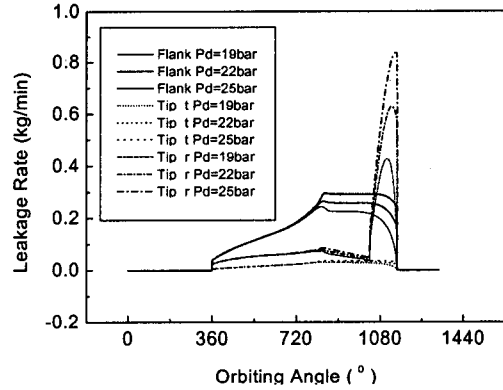


Fig. 8 Leakage rate with discharge pressure.

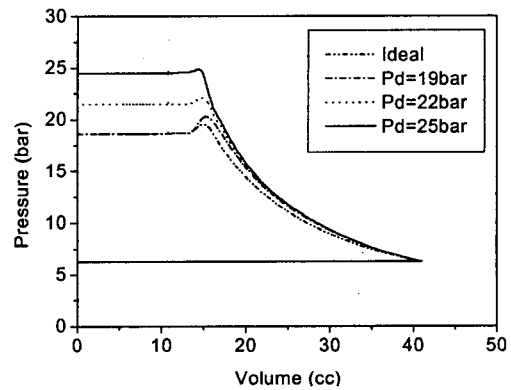


Fig. 9 P-V diagram with discharge pressure.



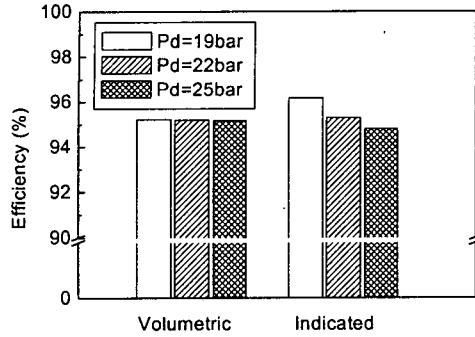


Fig. 10 Efficiencies with discharge pressure.

Fig. 10은 토출압력에 따른 체적효율과 지시효율의 변화를 나타낸다. 다른 방식과는 달리 스크롤 압축기의 경우, 토출압력이 증가함에 따라 고압의 토출포켓에서 중간압력의 압축포켓으로의 누설유량은 압력차이와 상류압력이 커지기 때문에 증가하나 중간압력의 압축포켓과 저압의 흡입포켓은 동일한 압력조건이기 때문에 누설유량의 변화가 없어 흡입과정에 전혀 영향을 미치지 않기 때문에 체적효율은 거의 같은 수준이다. 하지만 지시효율은 토출압력이 증가함에 따라 토출포켓에서 압축포켓으로의 누설이 증가하여 압축포켓의 압력이 상승하기 때문에 압축과정에서의 일량이 증가하여 점점 감소하는 경향이다.

3.3 플랭크 간극의 영향

Fig. 11은 반경방향의 플랭크 간극에 따른 접선방향 플랭크 누설유량의 변화를 나타낸다. 플랭크 간극이 증가함에 따라 누설이 발생하는 모든 선회각도의 범위에서 플랭크 누설유량은 점점 증가하는 뚜렷한 경향을 볼 수 있다.

Fig. 12는 플랭크 간극에 따른 P-V 선도를 나타낸다. 플랭크 간극이 증가할수록 누설 증가로 인해 압축과정중의 압력이 증가하기 때문에 이론적인 지시선도에 비해 실제 지시선도의 면적이 증가하여 압축일량이 점점 증가하는 경향을 나타낸다.

Fig. 13은 플랭크 간극에 따른 체적효율과 지시효율의 변화를 나타낸다. 플랭크 간극이 증가할수록, 누설 증가로 인해 흡입되는 냉매질량이 감소하여 체적효율이 점점 저하하며, 누설 증가 때문에 실제 지시일량이 점점 증가하여 점차 지시효율이 감소함을 이해할 수 있다.

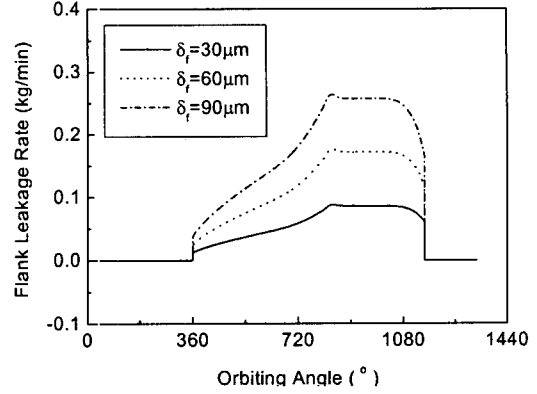


Fig. 11 Flank leakage with flank clearance.

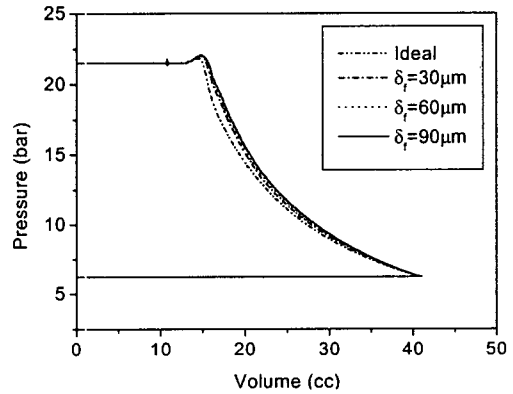


Fig. 12 P-V diagram with flank clearance.

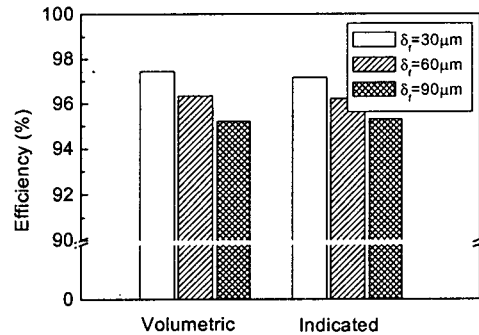


Fig. 13 Efficiencies with flank clearance.

3.4 팁 간극의 영향

Fig. 14는 축방향의 팁 간극에 따른 접선방향 및 반경방향의 팁 부분 누설유량의 변화를 나타낸다. 팁 간극이 증가할수록 팁 부분의 접선방향 누설면적 및 팁실 접촉간극의 증가로 인해 반경

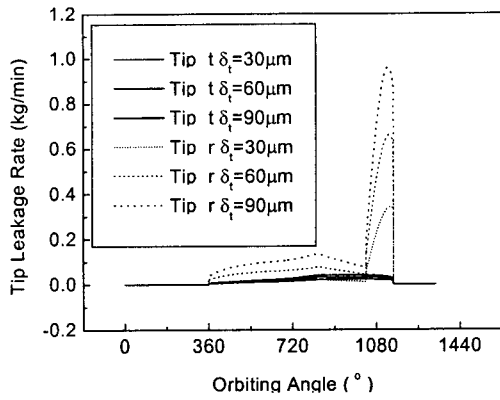


Fig. 14 Tip leakage with tip clearance.

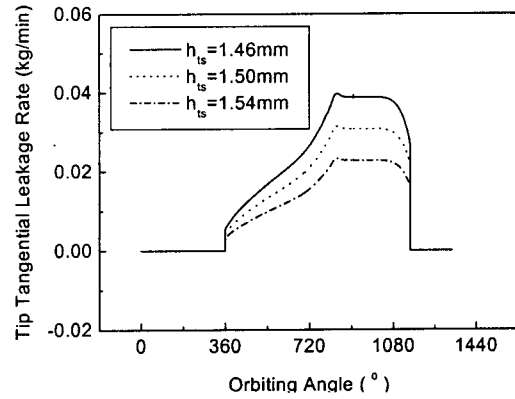


Fig. 17 Tip tangential leakage with tip seal height.

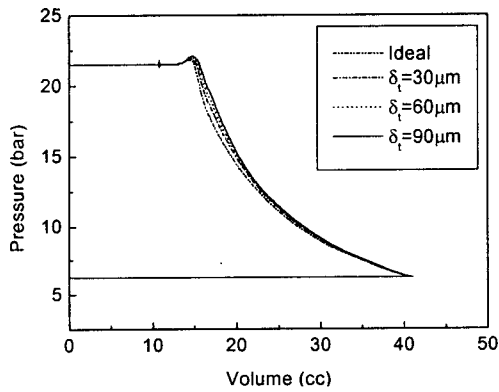


Fig. 15 P-V diagram with tip clearance.

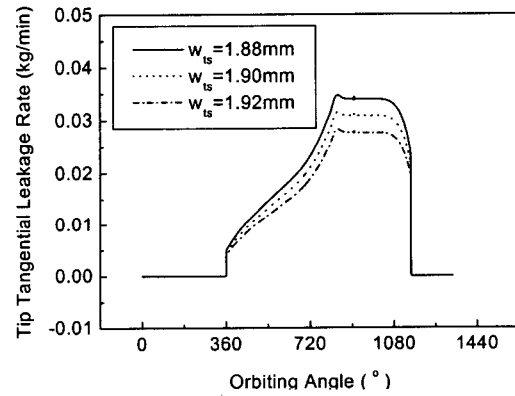


Fig. 18 Tip tangential leakage with tip seal width.

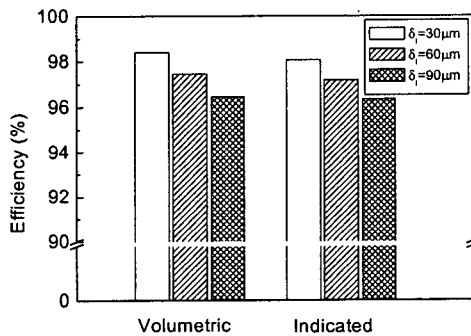


Fig. 16 Efficiencies with tip clearance.

방향 누설면적이 증가하기 때문에 누설이 발생하는 모든 범위에서 접선방향 및 반경방향의 팁 누설유량이 모두 증대하는 경향이다.

Fig. 15는 팁 간극에 따른 지시선도를 나타낸다. 팁 간극이 증가할수록 접선방향 및 반경방향의 누설증가로 인해 압축과정중의 압력이 증가하

기 때문에 지시선도의 면적이 증가시켜 압축일량이 증대하며, 따라서 지시효율이 점차 감소하는 경향을 나타낸다.

Fig. 16은 팁 간극에 따른 체적효율과 지시효율의 변화를 나타낸다. 팁 간극이 증가할수록, 누설 증가로 인해 흡입된 냉매질량이 줄어들어 체적효율이 점차 저하하며, 또한 누설 증가로 인해 압축일량이 증가하기 때문에 지시효율도 차차 낮아짐을 알 수 있다. 따라서 팁 간극이 증가할수록 압축기의 성능은 저하하기 때문에 가능한 한 최대로 간극을 축소하여야만 하는 과제가 있다.

### 3.5 팁실 높이 및 폭의 영향

Fig. 17에서 알 수 있는 바와 같이 팁실높이가 증가할수록 팁실 하부의 접선방향 누설면적이 줄

Table 1 Efficiencies with height and width.

Tip seal dimensions		Volumetric efficiency (%)	Indicated efficiency (%)
Height (mm)	1.46	97.3	97.1
	1.50	97.4	97.2
	1.54	97.5	97.3
Width (mm)	1.88	97.4	97.1
	1.90	97.4	97.2
	1.92	97.5	97.2

어들이기 때문에 접선방향의 팁 누설유량이 점차 감소하는 경향이다.

Fig. 18로부터 팁실의 폭이 증가할수록 팁실 측부 접선방향 누설면적이 감소하기 때문에 접선방향 팁 누설유량이 점차 적어짐을 알 수 있다.

Table 1은 팁실높이 및 폭의 변화에 따른 체적 효율과 지시효율의 변화를 나타낸다. 팁실높이 및 폭이 증가할수록 누설유량이 적어지기 때문에 체적 효율과 지시효율이 모두 약간씩 증가하나, 치수 변화가 작아 그 효율의 차이도 매우 작다.

3.6 난팁실 길이의 영향

Fig. 19는 팁실형 스크롤 압축기의 난팁실 길이에 따른 반경방향 팁 누설유량의 변화를 나타낸다. 본 연구에서는 난팁실 길이에 따른 난팁실 출현각도의 변화가 없다고 가정하고, 단지 팁 부분의 반경방향 누설면적의 변화만을 고려하였다. 따라서 난팁실 길이가 증가할수록 팁 부분의 반경방향 누설면적이 늘어나 반경방향의 팁 누설유

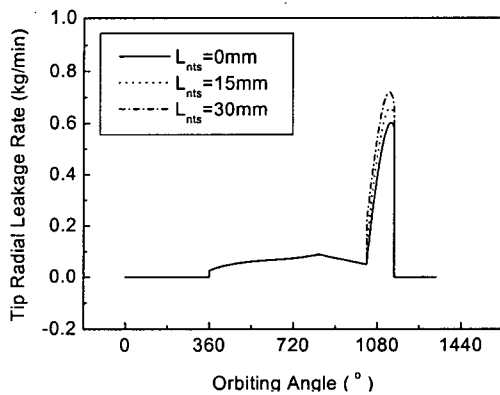


Fig. 19 Tip radial leakage with non tip seal length.

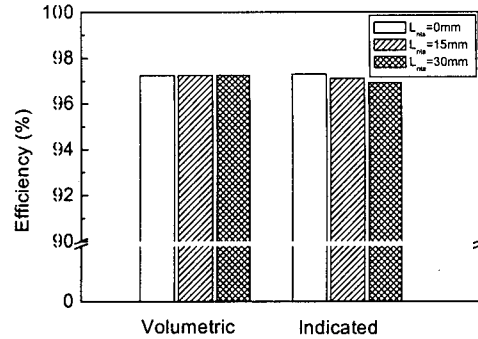


Fig. 20 Efficiencies with non tip seal length.

량은 점점 증대하는 경향을 나타낸다.

Fig. 20은 난팁실 길이에 따른 체적효율과 지시효율의 변화를 나타낸다. 난팁실 길이가 증가할수록 압축과정 후반부의 누설유량은 상당히 증가하나 각 압축포켓의 독립된 구조로 말미암아 체적효율에 직접적으로 영향을 미치는 흡입과정에는 전혀 영향을 주지 않기 때문에 체적효율은 거의 동일한 수준이다. 하지만 지시효율은 난팁실 길이가 증가할수록 압축과정 후반부의 누설 증가로 인해 보다 고압의 냉매를 압축하므로 점점 압축일량이 많아져 약간씩 감소하는 경향이다.

3.7 팁구조별 누설특성의 비교

Fig. 21은 다른 팁 간극을 갖는 팁 구조에 따른 플랭크 누설유량, 접선방향 및 반경방향의 팁 누설유량의 변화를 나타낸다. 플랭크 누설유량은 누설면적이 같으므로 팁 구조에 관계없이 일정하다. 그러나 팁실이 있지만 팁간극이 큰 팁실형이

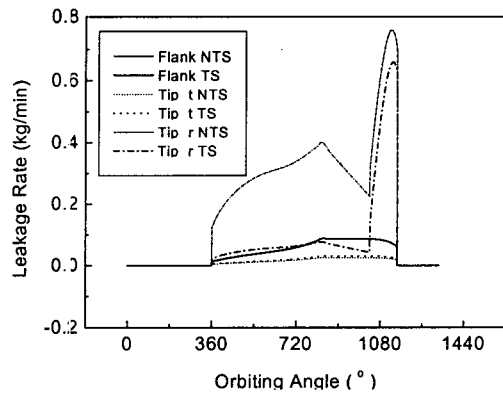


Fig. 21 Leakage rate with tip type.

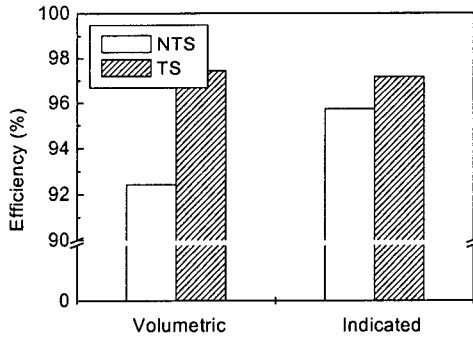


Fig. 22 Efficiencies with tip type.

난팁실형보다 오히려 접선방향 누설면적이 크므로 접선방향의 팁 누설유량이 보다 많음을 알 수 있다. 한편 반경방향 팁 누설유량은 팁을 가로지르는 누설을 방지하는 팁실형이 난팁실형보다 훨씬 적어 팁실의 밀봉효과를 확인할 수 있다.

Fig. 22에서 알 수 있는 바와 같이, 전체적으로 난팁실형이 팁실형보다 누설유량이 많아 체적효율과 지시효율이 모두 낮다. 따라서 각 팁구조별 팁 간극의 설계조건에서 팁실형이 난팁실형보다 팁의 접선방향 누설유량은 약간 많지만 반경방향의 누설유량이 훨씬 적기 때문에 그 밀봉성능이 우수하다고 판단된다. 따라서 팁실형의 경우, 난팁실형과 동일한 밀봉성능을 갖기 위해서는 그 간극을 보다 축소해야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

팁실형 스크롤 압축기의 실제 상태에서 플랭크 및 팁 부분에서 발생하는 누설 및 성능 특성에 관해 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 토출압력이 증가할수록, 각 누설 부분의 누설유량은, 연통 개시각도 이전에는 변화가 없으나, 그 이후에는 상류압력과 포켓 사이의 압력차이의 증가로 인해 증대하는 경향이며, 흡입과정에 미치는 영향이 전혀 없어 체적효율은 거의 동일하나, 누설 증가로 인한 압축일량의 증가로 지시효율은 점차 감소하는 경향이다. 따라서 높은 토출압력 조건에서 스크롤 압축기가 운전될 경우 누설손실이 크게 증가함을 알 수 있다.

(2) 플랭크 및 팁 간극이 증가할수록 그 누설면적의 증가로 인해 플랭크 및 팁 누설유량이 모두 증가하며, 흡입된 냉매질량의 감소로 체적효

율이 저하하며 지시일량의 증가로 지시효율도 감소한다. 팁실 높이 및 폭이 증가할수록 접선방향 누설면적이 감소하여 접선방향의 팁 누설유량이 적어져 체적효율 및 지시효율이 모두 점차 증가하는 경향이다.

(3) 난팁실 길이가 증가할수록 난팁실이 존재하는 선회각도의 범위에서 반경방향의 팁 누설유량이 증가하여 압축과정의 후반부에서 압축일량이 증대하므로 지시효율이 점차 낮아지나, 체적효율은 거의 일정한 경향을 나타낸다.

(4) 각 형식의 간극 설계조건에서 난팁실형은 팁실형에 비해 접선방향의 누설면적이 약간 작아 접선방향의 팁 누설유량은 약간 감소하나, 반경방향의 누설면적이 크게 증대하여 반경방향의 팁 누설유량이 매우 많다. 따라서 전체적으로 팁실형이 난팁실형보다 체적효율과 지시효율이 모두 높아 그 밀봉성능이 우수함을 알 수 있었다.

(5) 팁실형 스크롤 압축기의 팁실형상에 대한 각 기준 설계치수에 대해 가능한 변경 범위에서 플랭크 및 팁 간극의 축소, 팁실 높이 및 폭의 확대, 난팁실 길이의 축소에 의해 체적효율이 약 2.3% 증가하며, 지시효율이 약 2.2% 증가함을 알 수 있었다.

참고문헌

- 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.
- 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.
- 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.
- 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. Ancel, C., Lamoine P. and Didier, F., 2000, Tip seal behavior in scroll compressors, Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 691-698.
  7. 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.
  8. 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.
  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.
  12. 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.
  13. Youn, Y., Kim, Y. C. and Min, M. K., 2001, A study on leakage characteristics of a scroll compressor with alternative refrigerants of R22, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 377-387.
  14. Youn, Y., 2000, A study on the characteristics of leakage and performance in scroll compressors for air conditioners, Ph.D Thesis, Korea University.