

열변형을 고려한 스크롤 압축기의 누설 해석에 관한 연구

구인회* · 박진무**
(1999년 10월 20일 접수)

A Study on the Leakage Analysis of Scroll Compressor with Thermal Deformation Considered

In-Hwe Koo and Jin-Moo Park

Key Words: Scroll Compressor(스크롤 압축기), Convection Heat Transfer Coefficient(대류 열전달 계수), Thermal Deformation(열변형), Leakage(누설), Clearance(간극), Volumetric Efficiency(체적효율), Scroll Wrap(스크롤 깃)

Abstract

In general, it is known that the portion of leakage loss is more than 20 % of total loss in scroll compressor. So far many studies have been done to improve the leakage problem and volumetric efficiency. In order to do this it is necessary that the leakage is exactly evaluated for conventional scroll model. Almost all studies that have been done were assumed that the clearance remains constant while operating. But in actual operating conditions, scroll wrap is deformed due to elevated refrigerant gas temperature. And this makes the leakage clearance change, so the leakage mass flow and the volumetric efficiency are also changed. In this study we assumed the steady state operating condition and obtain the average temperature and convection heat transfer coefficient in terms of involute angle. With these results, using finite element method we analyzed the heat transfer of scroll wrap, then did thermal deformation analysis. Then we obtain the leakage clearance and do the leakage and volumetric efficiency analysis. Compared with undeformed feature, we examine the effect of the thermal deformation on the leakage. The results say that the leakage mass flow for the case of considering thermal deformation is less than that for the unconsidered one, and this means that the leakage clearance is reduced due to thermal deformation.

1. 서론

스크롤 압축기는 구조적으로 고효율, 경량, 소형, 저소음 등의 특성을 가지고 있어, 현재 가정

용 공조장치 등으로 그 적용범위가 꾸준히 증가하고 있다. 특히 스크롤 압축기의 효율에 있어서 누설에 의한 손실은 전체 손실의 22 %를 넘는 큰 비중을 차지하는 것으로 알려져 있으므로,⁽¹⁾ 이의 개선을 위해서는 누설량 및 체적효율의 정확한 평가가 선행되어야 한다. Ishii 등은 스크롤 압축기 내에서 발생하는 냉매가스 누설의 유체역학적 거동은 단순히 비압축성 점성유동으로 가정하여도 그 오차가 거의 없다는 것을 밝혔으며,⁽²⁾ 이를 이용하여 스크롤 압축기의 누설량 및 체적효율을 평가하였다.⁽³⁾ 그러나 스크롤 압축기의 경유는 반경방향 및 축방향의 순응기구를 채택하고

* 회원, LG전자 디지털 어플라이언스 연구소

E-mail : ovivo@bigfoot.com

TEL : (02)818-3578 FAX : (02)867-3941

** 회원, 고려대학교 기계공학과

있는 제품이 많고, 이 경우 초기의 간극이 일정하게 유지된다고 보기는 힘들다. 또 순송기구를 고려한 누설 간극의 평가가 어렵고, 정상상태로 운전 중인 스크롤 압축기의 운동 궤적이 어느 정도 정상 궤도를 유지한다는 점을 감안해 고려 대상에서 제외한다 하더라도 운전 중의 열변형에 의한 간극의 변화 역시 초기 간극의 크기를 변화시키는 한 요인으로 작용을 한다. 따라서 누설 간극이 압축과정 동안 초기 간극과 동일하게 유지된 경우에 대한 해석이 주류를 이루고 있는 대부분의 기존의 연구 결과는 어느 정도 오차의 가능성을 내포하고 있다. 본 연구는 이의 개선을 위하여 스크롤 깃의 초기 간극 외에 열변형에 의한 누설 간극의 변화를 고려하였다. 1995년 구는 압축 과정 중 냉매가스의 흐름을 직사각 단면을 갖는 덕트 내의 완전히 발달된 난류 유동으로 보고 Petukhov의 실험식을 이용하여 스크롤 깃에서의 매 나선각 당 대류 열전달 계수를 산정하였고, 이를 유한요소법에 적용하여 스크롤의 온도 분포 해석을 수행하였다.⁽⁴⁾ 그 후 구등은 앞의 결과를 이용하여 열용량 및 열변형 해석을 수행하여 실험 결과와 비교, 분석한 바 있다.⁽⁵⁾ 본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 스크롤의 열변형에 의한 간극의 크기를 구하고, 이를 누설 해석에 적용하여 누설량 및 체적효율을 평가하며, 열변형이 고려되지 않은 기존의 연구들과의 비교를 통하여 열변형이 누설량 및 체적효율에 미치는 영향에 대하여 논의한다.

2. 스크롤 깃의 냉매가스온도 및 대류 열전달 계수 평가

스크롤 깃에서의 온도분포는 그 순간에 깃과 접촉하는 냉매의 온도와는 많은 차이를 보인다. 이는 냉매와 스크롤 깃간의 열전달이 대류에 의해 발생하는 것에 기인하는 것으로써, 신뢰성 있는 온도분포 해석을 수행하기 위해서는 냉매가스의 온도와 더불어 반드시 대류 열전달 계수의 산정이 필요하다. 축의 회전에 의해 선회 스크롤이 선회 운동을 함에 따라 스크롤 깃을 지나는 냉매가스의 온도와 압력이 계속 변하므로, 본 연구에서는 정상상태의 해석을 위해 각 스크롤 깃을 지

나는 매 선회각 당 냉매의 온도와 압력을 평균하여 그 위치에서 냉매의 온도와 압력으로 사용하였다. 아래의 Fig. 1은 스크롤 깃에서의 냉매가스 온도를 나선각에 대하여 나타낸 것이다.

대류 열전달 계수의 결정은 상황에 따라 그 계산에 많은 시간과 노력이 필요하고 실험에 의해 검증되어야 하는 어려움이 있기 때문에 일반적인 경우에 쓰일 수 있는 여러 식들이 실험식으로써 이용되고 있다. 많은 실험과 이론적인 해석을 통해서 관내의 유동의 열전달 특성은 Prandtl수와 Reynolds수 등 무차원 수에 의존함이 알려져 있다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 Petukhov의 실험식을 이용하여 대류 열전달 계수를 산정하였다. 식 (1)에서 가스의 경우 $n=0$ 이며, f 는 식 (2)와 같다.

$$Nu_d = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_d Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \quad (1)$$

$$f = (1.82 \log_{10} Re_d - 1.64)^{-2} \quad (2)$$

위의 식 (1)은 다음과 같은 범위에서 적용이 가능하다.

$$0.5 < Pr < 200 \quad 6\% \text{ accuracy}$$

$$200 < Pr < 2000 \quad 10\% \text{ accuracy}$$

$$10^4 < Re_d < 5 \times 10^6$$

$$0.08 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 40$$

위 식에서 Nu_d , Re_d , Pr 등의 무차원 수는 식 (3)과 같이 정의되며, 본 연구에서는 압축 과정 중의 냉매가스의 흐름을 직사각 단면을 갖는 덕트 내의 완전히 발달된 난류 유동으로 보고 해석을 수행하였다. D 는 관의 단면이 원형이 아닌 경우 식 (4)와 같이 수력직경 D_H 를 써서 계산한다.

3. 열변형 해석

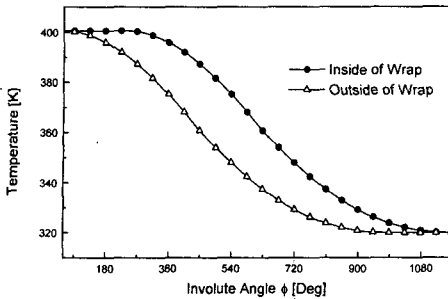


Fig. 1 Refrigerant temperature

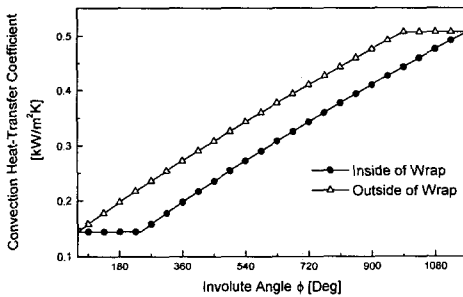


Fig. 2 Convection heat transfer coefficient

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$Nu_d = \frac{h D}{k}$$

$$D_H = \frac{4A}{P}$$

(3)

(4)

이상과 같이 계산된 무차원 수를 이용하여 대류 열전달 계수 h 값은 결과적으로 다음의 식 (5)와 같이 계산되며, Fig. 2는 그 결과를 매 나선각당에 대하여 도시한 것이다. 최소 0.144 kW/m²K에서 최대 0.507 kW/m²K의 분포를 보이며 나선각이 증가할수록 대류 열전달 계수가 증가한다.

$$h = \frac{Nu_d k}{D_H}$$

(5)

열변형 해석을 수행하기 위해서는 온도분포 해석이 선행되어야 한다. 위에서 구한 냉매가스의 평균 온도값 및 대류 열전달 계수 등을 이용하여 유한요소해석을 통한 스크롤의 온도분포 해석을 수행하였다. 본 연구에 사용된 해석 도구는 NASTRAN Ver.69이며, 10,798개의 절점과 1,636개의 20절점 브릭요소 및 202개의 15절점 웨지요소를 적절히 혼합하여 유한요소해석 모델을 구성하였다. 해석 결과 최소 322 K에서 최대 369 K의 분포를 보이고 있으며, 아래의 Fig. 3은 스크롤에서의 온도분포 해석 결과를 나타낸 것이다. 스크롤 갭에서 냉매 가스 온도의 한주기 평균이 320.0 K에서 400.6 K의 분포를 보이는 것과 비교할 때, 스크롤 내에서의 최저 온도는 냉매 가스의 온도와 별 차이가 없는 반면에 최고 온도의 경우는 토출구 측의 온도 구배가 심함으로 인하여 냉매 가스의 온도와는 큰 차이를 보인다.

이 온도분포 해석 결과를 이용하여 열변형에 대한 해석을 수행하였다. 열변형 해석에서의 해석 도구 및 유한요소해석 모델은 온도분포 해석의 경우와 동일한 것을 사용하였으며, Fig. 4는 스크롤의 열에 의한 변형 형상을 300배 과장해서 나타낸 것이다. Fig. 5의 (a) 및 (b)는 매 나선각당 열에 의한 스크롤 갭의 변형을 반경방향 및 축방향에 대해 나타낸 것이다. 인덱스에 나타난 값은 스크롤 갭의 밀부분부터의 거리를 나타내며, 스크롤 갭을 6등분하여 총 7개의 데이터 점에서의 변형값을 mm 단위로 나타낸 것이다. 반경방향 변위의 경우 나선각이 증가할수록, 즉 스크롤의 바깥쪽으로 갈수록 그 크기가 증가한다. 반면에 축방향 변위의 경우는 360°의 주기를 갖고 변화하면서 나선각이 증가할수록 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 스크롤의 중심부로 갈수록 갭의 온도가 증가하기 때문이다.

4. 누설 간극의 평가

스크롤 압축기의 한 포켓에서 발생하는 누설은 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 크게 반경방향 간극에 의한 누설과 축방향 간극에 의한 누설로 나눌 수

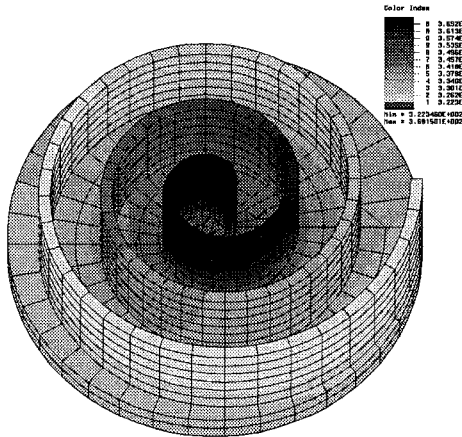


Fig. 3 Temperature distribution [K]

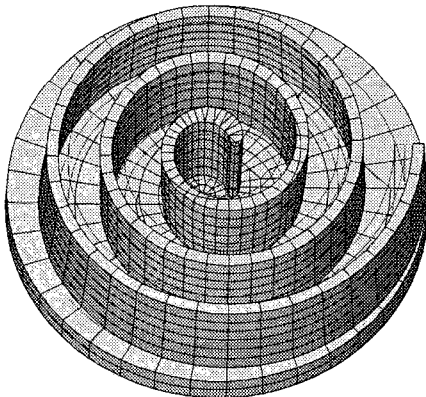
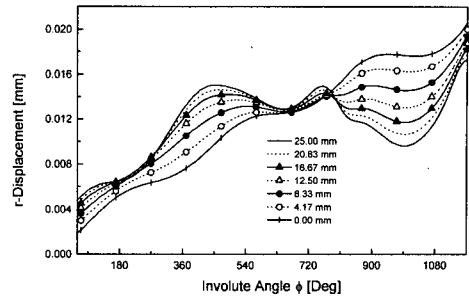


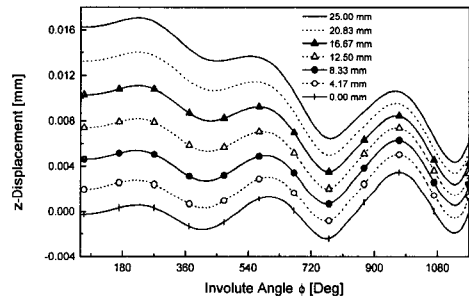
Fig. 4 Thermal deformed shape

있고, 이들은 Fig. 7과 같이 각각 유입과 유출의 두가지 누설 경로를 포함하고 있다. 특히 누설에 의한 압축실로의 냉매가스의 유입은 다수의 압축실을 갖는 스크롤 압축기의 구조적 특성으로 누설에 의한 효율의 감소를 극소화시킬 수 있는 큰 장점이 있다.

본 연구에서는 초기 간극을 축방향 및 반경방향 모두 20 μm 로 가정하였으며, 여기에 열변형에 의해 간극의 크기가 변화된 것을 고려하였다. 스크롤 길의 열변형을 나선각 10°단위로 계산하여, 누설의 평가에 반영하였으며, 높이 방향으로는 동일한 간격을 갖는 7개의 데이터 점을 취하여 변형량을 추출하였다. Fig. 8의 (a)는 반경방향의



(a) Radial displacement



(b) Axial displacement

Fig. 5 Thermal displacement of wrap

누설 간극을 매 나선각 당 7개의 데이터 점 각각에 대해 나타낸 것이고, Fig. 8의 (b)는 축방향 누설 간극을 매 나선각 당 나타낸 것이다. 초기 간극이 20 μm 인 것을 고려해 볼 때, 반경방향 간극의 크기는 초기 간극의 크기에서 약간의 가감이 있으면서 그 평균값이 약간 증가한다. 반면에 축방향 간극의 경우 초기 간극에 비해서 간극의 크기가 오히려 크게 감소한다.

5. 누설량 해석 및 체적효율의 평가

5.1 축방향 간극에 의한 누설

Fig. 9는 본 연구에서 사용된 축방향 간극을 통해 발생하는 누설에 대한 모델을 나타낸 것이다. 누설 간극의 깊이는 나선각 10°에 해당하는 스크롤 길의 길이이며, 누설 길이는 스크롤 길의 두께, 그리고 누설 간극은 깊이와 높이의 두 직선

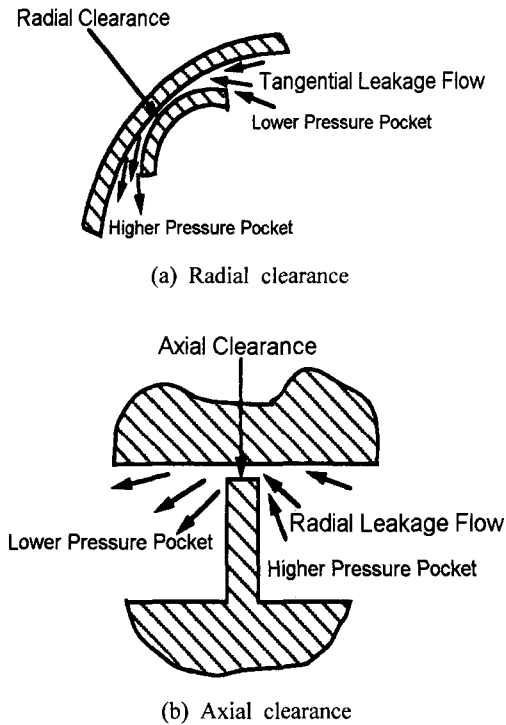


Fig. 6 Leakage and leakage paths

성으로 이루어진 직사각 단면을 갖는다고 가정하였다.

축방향 간극을 통해 냉매 가스가 비압축성 점성유동으로 누설이 발생한다고 가정하면, 압력 P 의 고압부와 압력 P_a 의 저압부간의 수두 손실로부터 식 (6)과 같이 평균 누설 유동 속도 u_m 과의 관계를 얻을 수 있다.

$$\frac{P - P_a}{\rho g} = \lambda \frac{L}{4m} \frac{u_m^2}{2g} \quad (6)$$

여기서 L 은 축방향 간극의 길이, g 는 중력가속도를 의미한다. 또 축방향 간극의 수력 평균 깊이(hydraulic mean depth) m 은 누설 통로의 기하학적 형상에 의해 결정되는 것으로서 본 연구에서는 직사각 단면을 가지며 식 (7)과 같이 표현될 수 있다.

$$m = \frac{\delta W}{2(\delta + W)} \quad (7)$$

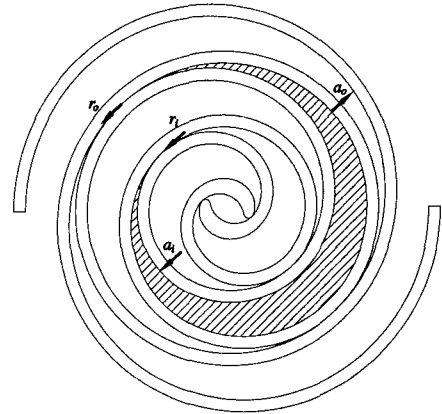
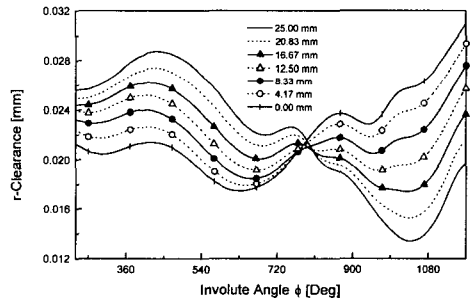
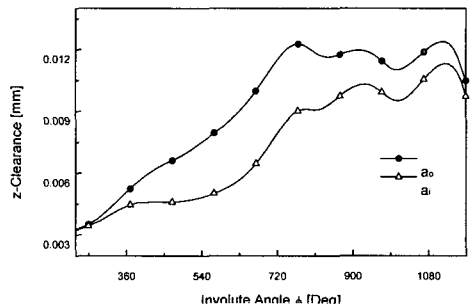


Fig. 7 Leakage paths



(a) Radial clearance



(b) Axial clearance

Fig. 8 Leakage clearances

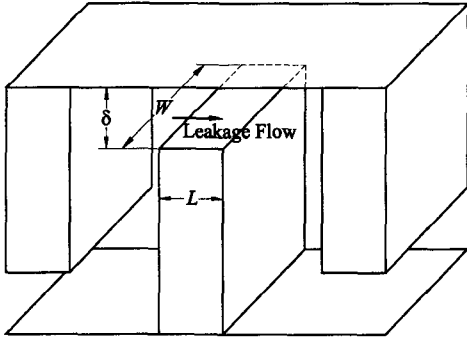


Fig. 9 Model for leakage flow through axial clearance

여기서, δ 와 W 는 각각 축방향 간극의 높이와 깊이를 나타내며, 냉매 가스의 밀도 ρ 는 고압부에서의 폴리트로프 과정으로 가정하여 식 (8)과 같이 표현될 수 있다.

$$\rho = \rho_o \left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (8)$$

여기서 ρ_o 와 P_o 는 각각 밀도와 압력의 초기 값을 나타낸다. 또 위의 식 (6)에서 λ 는 마찰 계수(friction factor)를 나타내며, 작은 종횡비(aspect ratio)를 갖는 직사각 단면의 축방향 간극을 통해 냉매의 누설이 난류 유동이라고 가정하여 그 값은 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\lambda = 0.35 Re^{-0.25} \quad (9)$$

여기서 레이놀즈 수 Re 는 다음의 식 (10)과 같다.

$$Re = \frac{4 m u_m}{\mu / \rho} \quad (10)$$

여기서 μ 는 점성계수를 나타낸다.

이상과 같이 압력차에 의한 누설 속도 u_m 을 구했으면 다음의 식 (11)을 이용하여 누설 유량 Q 를 구할 수 있다.

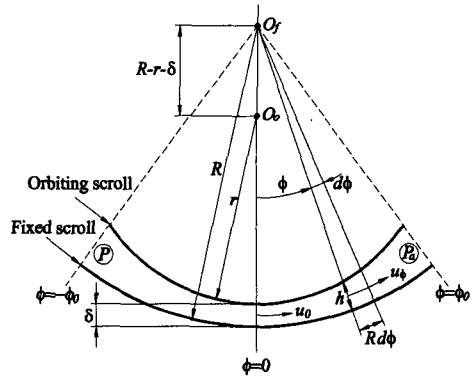


Fig. 10 Equivalent flow model for leakage flow through radial clearance

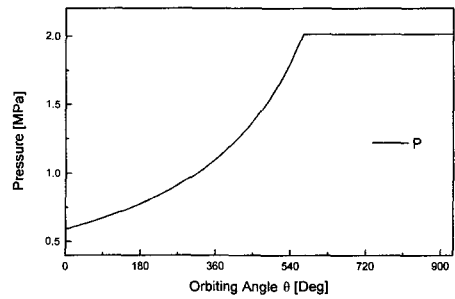


Fig. 11 Pressure in compression chamber

$$Q = \rho \delta W u_m \quad (11)$$

5.2 반경방향 간극에 의한 누설

Fig. 10은 본 연구에서 사용된 반경방향 간극을 통해 발생하는 누설에 대한 모델을 나타낸 것이다. 두 개의 서로 다른 반경을 갖는 원호(circular arc)로 이루어진 간극에 의해 간극이 형성된다고 가정하였다.

두 스크롤 깃 간의 반경방향 간극에 의한 누설 경로는 R 과 r 의 서로 다른 반경을 갖는 원호로 이루어져 있다고 가정할 수 있다. Fig. 10은 그 누설 경로를 도시한 것이다. 여기서 최소 간극은 δ 로 나타내며 “반경방향 간극”이라 하기로 한다. 두 원호에 의한 누설 통로의 크기 h 는 다음의

식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$h = R - (R - r - \delta) \cos \phi - \sqrt{r^2 - (R - r - \delta)^2 \sin^2 \phi} \quad (12)$$

여기서 ϕ 는 최소 간극의 위치로부터 반시계 방향으로의 각을 나타낸다. 고압부와 저압부 간의 수두 손실은 점성 유동에 의한 누설의 마찰 손실에 기인한다. 이것은 다음의 식 (13)과 같이 누설 경로의 길이에 대한 마찰 손실을 적분함으로써 얻어질 수 있다.

$$\frac{P - P_a}{\rho g} = \int_{-\infty}^{\infty} \lambda \frac{R}{4m_\phi} d\phi \frac{u_\phi^2}{2g} \quad (13)$$

여기서 수력 평균 깊이(hydraulic mean depth) m_ϕ 는 다음의 식 (14)와 같이 표현될 수 있다.

$$m_\phi = \frac{hW}{2(h+W)} \quad (14)$$

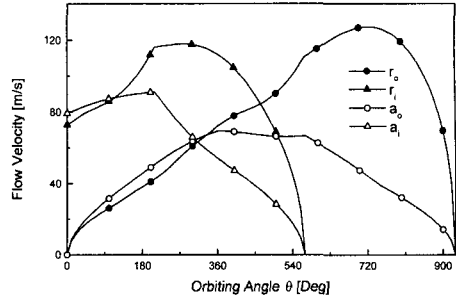
또, 누설 속도 u_ϕ 는 최소 간극 위치에서의 유동 속도 u_o 에 대하여 표현할 수 있다.

$$u_\phi = \frac{\delta}{h} u_o \quad (15)$$

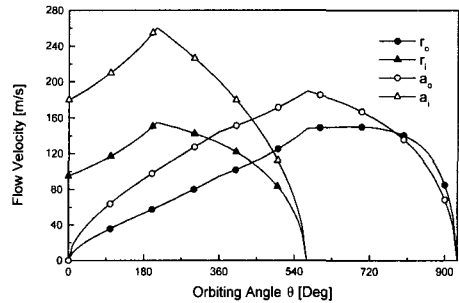
마찰 계수 λ 는 난류 누설 유동으로 가정하여, 식 (9)로부터 구할 수 있고, 이 때 Re 는 식 (16)과 같다.

$$Re = \frac{4 m_\phi u_\phi}{\mu/\rho} \quad (16)$$

고압부 P 와 저압부 P_a 의 압력차에 의한 최소 간극 위치에서의 누설 속도 u_o 는 식 (13)과 (15)에서 구할 수 있으며, 다음의 식 (17)을 이용하여 반경방향 간극에 의한 냉매 가스의 누설 질량 유량을 구할 수 있다.



(a) Deformed



(b) Undeformed

Fig. 12 Leakage flow velocity

$$Q = \rho \delta W u_o \quad (17)$$

5.3 체적효율

흡입을 막 완료하고 압축을 개시하는 포켓의 냉매 질량을 G_s 라 하고, ΔG 를 스크롤 외측의 두 압축 포켓으로부터 흡입 포켓으로의 냉매 누설 질량이라고 하면, ΔG 는 식 (18)과 같이 표현될 수 있으며, 이로부터 체적효율은 최종적으로 식 (19)와 같이 표현된다.⁽³⁾

$$\Delta G = 2 \int_0^{t_r} (Q_{ao} + Q_{ro}) dt \quad (18)$$

$$\eta_v = \frac{G_s - \Delta G}{G_s} \quad (19)$$

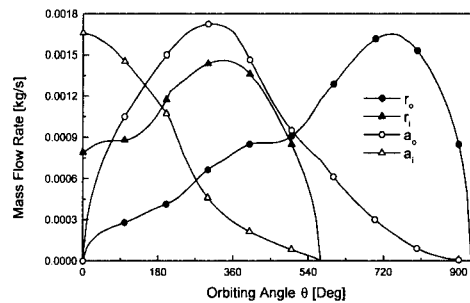
6. 결과 및 고찰

Fig. 11은 하나의 압축실이 발생해서 압축을 수행하다가 토출을 완전히 마치고 소멸할 때까지의 압력의 변화를 도시한 것이다. 본 연구에서는 초기 간극이 20 μm 인 스크롤에 갖의 열변형을 고려하여 누설량을 해석하였으나, 반경방향 및 축방향의 순운동기구로 인한 강제운동은 고려하지 않았으며 열에 의한 정적 변형을 제외한 진동에 의한 동적 거동과 역학적 요인에 의한 정적 변형 역시 고려 대상에서 제외하였다. 또, 기존의 여러 연구와의 비교를 위해 누설 간극이 20 μm 로 유지되는, 즉 열변형이 고려되지 않은 해석의 결과도 함께 제시하였다.

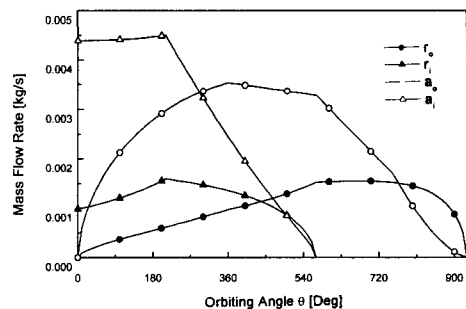
Fig. 12의 (a)는 열변형이 고려된 경우의 각 누설 경로에서의 냉매의 누설 속도를 선회각에 대해 나타낸 것이며, Fig. 12의 (b)는 열변형이 고려되지 않은 경우의 누설 속도를 도시한 것이다. 인덱스의 r 은 반경방향의 누설을, a 는 축방향의 누설을 나타내며, 하첨자 i 는 냉매의 유입을 하첨자 o 는 유출을 나타낸다. 전술한 바와 같이, 반경방향의 누설 간극의 크기는 거의 변화가 없지만 축방향의 간극의 크기가 크게 감소하는 것으로부터 유추할 수 있듯이, 열변형을 고려한 것은 고려하지 않은 것에 비해 누설 속도의 반경방향 성분은 그 변화폭이 크지 않은 반면, 축방향 성분은 크게 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 13의 (a)는 열변형이 고려된 경우의 각 누설 경로에서의 냉매의 누설 질량유량을 선회각에 대해 나타낸 것이며, Fig. 13의 (b)는 열변형이 고려되지 않은 경우의 질량유량을 나타낸 것이다. 역시 누설 속도와 마찬가지로 열변형을 고려함으로써 축방향 성분의 질량유량이 크게 감소하며, 누설 속도와 비교해 볼 때, 축방향의 누설 길이가 반경방향의 누설 길이보다 훨씬 길기 때문에 전체 누설 유량에 미치는 축방향 유량의 영향이 증가한다. 한가지 주목할 만한 특징은 전술한 바와 같이 4개의 누설 통로중 2개의 유출 통로 외에 나머지 2개의 통로에서는 냉매의 유입이 발생한다는 것이다. 이는 냉매의 유입이 유출을 상쇄하여 체적효율을 보상할 수 있다는 의미이며, 이로 인하여 실제 누설에 의한 체적효율의 감소폭은 그리 크지 않

다. 단지 대상 압축실이 토출구와 연결되어 있어 토출이 진행중인 선회각의 후반부 360°구간은 유입은 진행되지 않고 유출만이 존재하기 때문에 체적효율은 실제 100 %보다 작게 된다.

Fig. 14는 초기 간극을 20 μm 에서 60 μm 까지 변화시켰을 때의 열변형이 고려된 경우와 고려되지 않은 경우 각각에 대한 체적효율의 변화를 도시한 것이다. 초기 간극이 20 μm 라고 가정했을 때, 체적효율은 열변형을 고려하지 않았을 경우 90.82 %이며, 열변형을 고려한 경우 95.68 %를 보이는데, 이는 축방향 누설 간극의 크기가 열변형에 의해 감소한 것에 기인하며, 열변형이 체적효율에는 상승효과를 가져온 것이라고 볼 수 있다. 초기 간극이 60 μm 인 경우 그 체적효율은 열변형이 고려되었을 때 52.05 %, 열변형이 고려되지 않았을 때 40.01 %이며, 그 차이는 11.95 %



(a) Deformed



(b) Undeformed

Fig. 13 Leakage mass flow

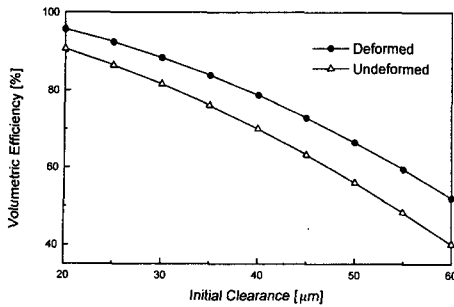


Fig. 14 Volumetric efficiency

에 달한다. 이는 초기 간극이 20 μm 인 경우의 4.86 %에 비하면 크게 늘어난 수치이며, 초기 간극의 크기가 더 클수록 열변형이 고려된 경우와 고려되지 않은 경우의 체적 효율의 차이는 더욱 증가하는 것을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 비록 그 크기는 변하지만 열변형이 고려되었을 경우의 체적효율이 항상 더 높은 것을 알 수 있었으며, 이는 열팽창에 의해 스크롤 기의 높이가 증가하여 축방향 간극이 감소하기 때문이다.

또한 스크롤 압축기의 설계시 유의하여야 할 것은 축방향의 초기 간극을 작게 설정하여 체적 효율을 높일 수는 있으나, 열팽창의 발생으로 인하여 스크롤 기의 끝단과 상대편 스크롤 경판간의 간섭을 야기할 수 있으며, 이는 금속간 접촉에 의한 마모를 유발하여 안전성의 문제가 발생할 수 있다. 본 연구에 사용된 스크롤 압축기 모델의 경우, 금속간 접촉이 발생하지 않을 수 있는 축방향 간극의 최소값은 16.8 μm 이다.

7. 결론

본 연구는 스크롤 압축기의 열변형을 고려하였을 경우에 대하여 누설량 및 체적효율의 평가방법을 제시하고 열변형이 누설에 미치는 영향과 열팽창에 의한 간섭을 배제하기 위하여 설정할 수 있는 초기 간극의 최소값에 대한 고찰을 수행하였다.

(1) 스크롤 기에서의 대류 열전달 계수에 대한 평가 방법을 제시하였다. 대류 열전달 계수는 최소 0.144 $\text{kW/m}^2\text{K}$ 에서 최대 0.507 $\text{kW/m}^2\text{K}$ 의 분포를

보이며 나선각이 증가할수록 그 값이 증가한다.

(2) 스크롤 기에서의 온도분포 해석 결과, 최소 322 K에서 최대 369 K의 분포를 보였다. 스크롤 내에서의 최저 온도는 냉매 가스의 온도와 별 차이가 없는 반면에 최고 온도의 경우는 토출구 측의 온도 구배가 심함으로 인하여 냉매 가스의 온도와는 큰 차이를 보였다.

(3) 유한요소법을 이용하여 열변형 해석을 수행하였다. 반경방향 변위의 경우 나선각이 증가할수록 그 크기가 증가하며, 축방향 변위의 경우는 360°의 주기를 갖고 변화하면서 나선각이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다.

(4) 누설 간극에 대한 해석 결과, 반경방향 간극의 크기는 초기 간극의 크기에서 약간의 가감이 있으면서 그 평균값이 약간 증가한 반면에 축방향 간극의 경우 열팽창에 의해 스크롤 기의 높이가 늘어나 초기 간극에 비해서 간극의 크기가 오히려 크게 감소하였다.

(5) 열변형을 고려한 것은 고려하지 않은 것에 비해 그 누설량의 반경방향 성분은 변화폭이 크지 않은 반면, 축방향 성분은 크게 감소하였고, 축방향의 누설 길이가 반경방향의 누설 길이보다 훨씬 길기 때문에 전체 누설 유량에 미치는 축방향 유량의 영향이 증가하였다. 또, 누설 간극의 크기가 누설 통로의 길이에 비해 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하면, 누설 속도는 누설 간극의 크기의 5/7승에 비례하며, 누설 질량유량은 누설 간극 크기의 12/7승에 비례한다.

(6) 초기 간극을 변화시켜가며 열변형이 고려된 경우와 고려되지 않은 경우에 각각에 대한 체적 효율을 비교·평가한 결과, 초기 간극의 크기에 관계없이 열변형이 고려된 경우가 항상 체적효율이 더 높았으며, 초기 간극이 20 μm 인 경우 그 차이는 4.86 %이고, 초기 간극이 60 μm 인 경우 그 차는 11.95 %로 초기 간극을 크게 설정할수록 체적효율의 차는 증가하였다.

(7) 스크롤 압축기의 설계시에 축방향의 초기 간극을 작게 설정하면 체적 효율은 증가하나, 스크롤의 열팽창으로 인하여 간섭에 의한 안전성 문제를 야기할 수 있으며, 본 연구에 사용된 모델의 경우 간섭이 발생하지 않기 위한 축방향 간극의 최소값은 16.8 μm 의 값을 갖는다.

후 기

본 연구는 1999년도 한국학술진흥재단 대학부설연구소과제 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Shozo Hase, Kiyoshi Sano, Shuichi Yamamoto, 1994, "Development of the High-Efficiency Horizontal-Type Scroll Compress," *Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 447~452.
- (2) Noriaki Ishii, Kenichi Bird, Kiyoshi Sano, Mamoru Oono, Shinji Iwamura, Takayuki Otokura, 1996, "Refrigerant Leakage Flow Evaluation for Scroll Compressors," *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 633~638.
- (3) Noriaki Ishii, Manabu Sakai, Kiyoshi Sano, Shuichi Yamamoto, Takayuki Otokura, 1996, "A Fundamental Optimum Design for High Mechanical and Volumetric Efficiency of Compact Scroll Compressors," *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 639~644.
- (4) 구인회, 1995, "스크롤 압축기의 경량화를 위한 열 및 기계적 거동 해석," 고려대학교 석사 학위논문.
- (5) 구인회, 박진무, 1996, "스크롤 압축기의 열 및 기계적 거동 해석," 대한기계학회 추계학술대회논문집 A, pp. 477~482.
- (6) Holman, J. P., 1986, *Heat Transfer sixth edition*, McGraw-Hill, pp. 274~287.
- (7) 강태규, 박경우, 박희용, 정연구, 1997, "준 1차원 누설모델링 및 열전달 손실을 고려한 스크롤압축기의 성능해석," 대한기계학회논문집 B, pp. 1339~1349.