

스크롤 압축기 기술

김현진*

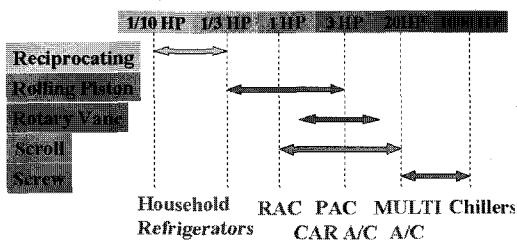
1. 서 론

1990년대 들어서면서 에너지 절약에 대한 필요성과 지구환경보존 차원에서 TEWI(Total Equivalent Warming Impact)의 수치화, 또한 저소음 등의 폐적인 환경에 대한 요구가 급증하면서, 보다 효율적이고 정숙한 운전을 요하며 또한 운전 제어성이 뛰어난 냉매 압축기에 대한 필요가 절실히 되었다. 스크롤 압축기는 이러한 세부 필요를 만족시키는 고효율, 저소음 및 저전동, 소형 및 경량의 특징을 지니는 냉매 압축기로서 현재 1냉동톤 - 20냉동톤(압축기 마력수로는 1마력에서 20마력)에 이르는 범위의 에어컨용 및 냉동용 냉매 압축기를 점차적으로 대체해 나가고 있는 실정이다. Table 1은 압축기 종류별 주 사용 용도 및 용량 범위를 보여준다.

또한 이러한 스크롤식 압축기는 냉동공조 산업뿐만 아니라 일반 공기 압축기 및 무급유식 공기 압축기도 활용되기 시작하며, 더 나아가 스크롤 메카니즘을 이용하는 스크롤 진공 펌프, 스크롤 팽창기 등도 점차 실용화되어 가고 있는 실정이다.

스크롤 압축기의 기본 원리는 1905년 Leon Cruex에 의해 팽창기의 기능을 위해 처음 제안되었지만,⁽¹⁾ 가공 및 제작 기술이 미흡하여 그 실용화가 지연되고 있다가 1976년 Arthur D. Little 사의 헬륨가스 압축기가 개발

Table 1 Applications of refrigeration compressors



* 인천대학교 기계공학과
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr

되어 미 해군에 의해 선박에 장착되었고,⁽²⁾ 대량생산 개념의 실용화가 처음 이루어 진 것은 1981년 자동차 에어컨용 냉매 압축기로 일본의 Sanden사에 의해서였으며, 곧 이어서 1983년에는 Hitachi사에서 패키지 에어컨용으로 상품화에 성공하였다.⁽³⁾ 왕복동 압축기로 명성이 높았던 미국의 Copeland사는 1970년대 중반부터 스크롤 압축기에 대한 기술 개발을 시작하여 1984년 ASHRAE/ARI 무역박람회에서 콤플라이언트(Compliant) 스크롤에 대한 기술개발을 선보인뒤, 1987년부터 본격적인 생산을 시작하였다.

오늘 날에는 미국에서는 Copeland 사를 비롯하여 Carlyle-Carrier, Trane, Tecumseh, 일본은 Daikin, Hitachi, Matsushita, Mitsubishi Electric, MHI, Sanden, Sanyo, Toshiba 등의 회사에서, 그리고 유럽에서는 Danfoss Maneurop, 한국에서는 LG전자, 센츄리에서 스크롤 압축기를 생산하고 있다.⁽⁴⁾ 각 제조사 별로 생산되는 스크롤 압축기의 특징은 참고문헌^{(4),(5)}를 참조할 수 있다. 2000년도 기준해 밀폐형 냉매 압축기의 연간 수요는 Table 2와 같이 왕복동 압축기는 1억대, 로타리는 4천 3백만대로 알려져 있으나, 스크롤 압축기 시장에 대한 정확한 통계는 나와 있지 않다. 다만 미국의 Copeland가 올해 500만대를 생산 예정인 것으로⁽⁶⁾ 미루어 볼 때, 나머지 스크롤 압축기 제조사들의 생산량을 합하여 스크롤 시장은 약 1천만대에 이를 것으로 추산된다. 국내에서는 LG 전자에서 최근 연산 40만대 생산 시설을 갖추었으며, 센츄리에서는 연산 약 5만대 정도의 시설을 갖고 있는 것으로 알려져 있다.

Table 2 World demand for hermetic refrigeration compressors

Type	Range	million units/year
Reciprocating	<0.5 kW	100
Rolling Piston	0.4~2.5 kW	40
	<0.4 kW	3.3
Scroll	0.75~15 kW	~10

2. 기술의 개요

2.1 스크롤 압축기의 구조 및 압축 원리

앞서 언급한 스크롤 압축기의 고효율, 저진동·저소음, 소형, 경량 등의 장점들은 주로 스크롤 압축기의 고유한 압축 방식에 기인한다. 스크롤 압축기 기술에 대한 구체적인 내용들은 참고문헌⁽⁷⁾에 수록되었으므로 여기서는 주요 사항들에 국한하여 개략적으로 언급하고자 한다.

Fig. 1은 전형적인 저압 방식 스크롤 압축기의 구조를 보여준다. 스크롤 압축기에서 가스 압축부는 고정 스크롤과 선회 스크롤로 구성되며, 구동부는 선회 스크롤을 선회 운동시키는 올Damming 기구와 크랭크 축 및 모터로 이루어지고, 그리고 유흘 시스템은 각 배아링 부에 오일을 공급하는 오일 공급 요소들로 구성된다.

Fig. 2는 고정 스크롤과 선회 스크롤을 보여준다. 크랭크 축이 회전하면 크랭크 축의 편심 핀에 끼워진 선회 스크롤이 고정 스크롤 주위를 선회하게 되고 이러한 운동은 Fig. 3과 같은 양 스크롤의 인볼루트 웹 간에 초승달 모양의 여러 압축실을 형성하여 가스 압축을 수행된다. 제일 외곽부의 흡입실로 유입된 가스는

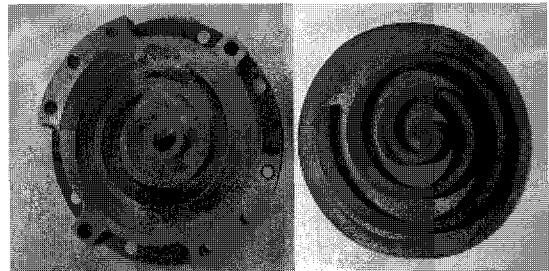


Fig. 2 Fixed and orbiting scroll members

크랭크 축의 회전에 따라 압축실 내에 갇혀서 점차 중앙의 토출구로 이동하게 되는데, 이 과정 동안 압축실의 체적은 감소하게 되므로 그 속의 가스는 점점 압축되게 되고 정해진 압축비에 이르면 중앙의 토출구에 노출되어 토출이 이루어진다. 스크롤 압축기의 행정 체적은 스크롤 랩 형상 인자들로 식 (1)과 같이 표현되며, 설계 압축비는 식 (2)와 같이 랩의 커터(cutter) 각과 인볼루트 끝 각으로 표현된다.

$$V_1 = 2\pi ar_s H(2\phi_a + \pi) \quad (1)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{2\phi_e - 3\pi}{2\phi_a + \pi} \right]^n \quad (2)$$

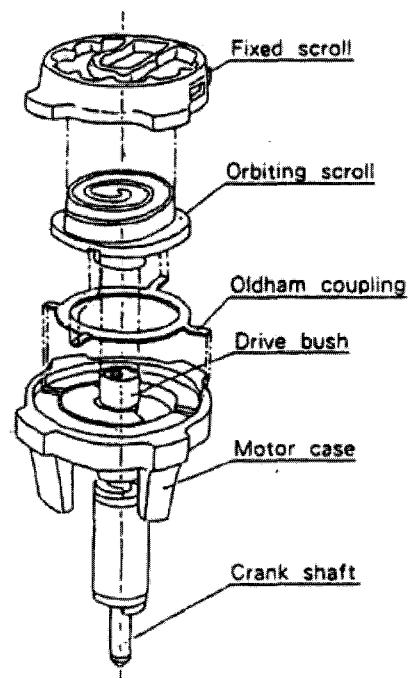
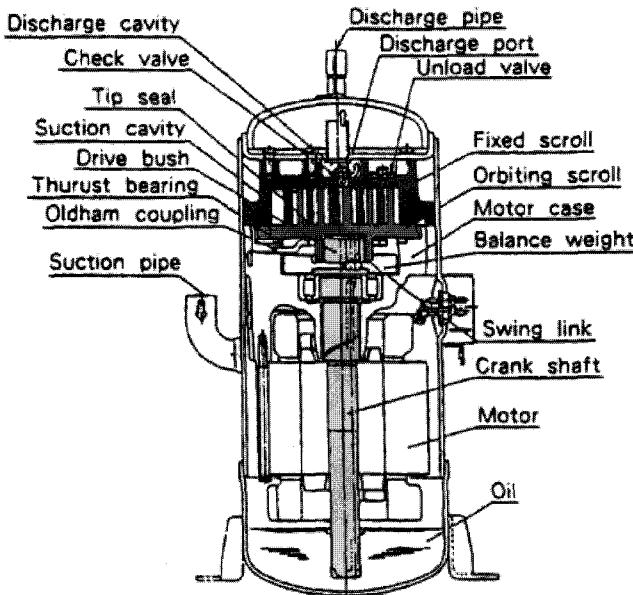


Fig. 1 Cross-sectional view of scroll compressor and breakdown

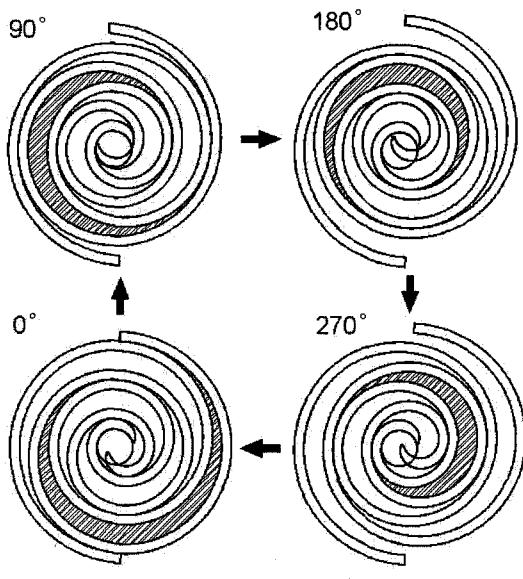


Fig. 3 Gas compression process

여기서 각각 a 는 기초원 반경, r_s 는 선회반경, H 는 램 높이, ϕ_a 는 커터각, ϕ_e 는 인블루트 랩 끝 각이다.

2.2 스크롤 압축기 특징

Fig. 4에는 압축기 종류별 손실분석표를 나타내었다.⁽⁸⁾ 스크롤 압축기의 유효일이 왕복동이나 로타리에 비해 6%이상 높게 나온다. 특별히 스크롤에서 유동 손실이 매우 작게 나타났는 데 이는 스크롤에는 일반적으로 벨브가 없기 때문이다. Fig. 5는 압축기 종류별 압력선도를 비교한 것이다. 왕복동이나 로타리에서는 벨브 통과로 인한 과압축 및 흡입 손실이 스크롤에 비해 크게 나타난다. 이밖에도 스크롤 압축기에는 간극체적이 거의 없으므로 왕복동이나 로타리에 비해 체적효율이 높다.

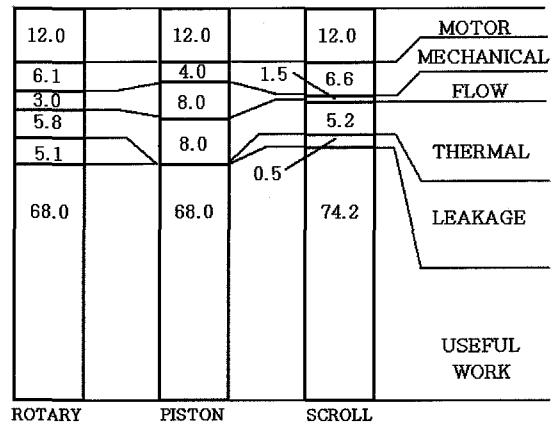


Fig. 4 Compressor loss breakdown

가스의 흡입에서 토출까지 왕복동 압축기에서는 크랭크 각이 180도, 로타리는 360도 진행하는 반면 스크롤에서는 약 800도 즉 크랭크축이 2~3회 회전하므로 압력 변동이 원만하여 가스 맥동 및 토크 변동이 작고, 진동 및 소음도 작다. Fig. 6은 각 압축기의 토크부하변동을 보여 준다. 스크롤에서의 토크 변동은 타 압축기에 비해 현저하게 작다.

저압식 스크롤은 액냉매 조건(liquid refrigerant flooding)에서의 운전 특성이 뛰어나므로 굳이 어큐뮬레이터의 사용을 필요로 하지 않는다. 압축기 셀 내부에 액냉매가 동일한 양만큼 차있는 상태에서 압축기를 기동하였을 때, 왕복동에서는 벨브 작동과 실린더 내의 과압 때문에 매우 시끄러운 소리를 들을 수 있는 반면, 스크롤은 귀로 인지할 수 있을 정도의 소음 증가만을 가져온다. 이는 스크롤에서 순응기구 사용 효과와 함께 스크롤에서는 상대적으로 압축 과정이 느리기 때문에 액냉매가 저압부로 빠져나갈 시간이 허락되기 때문이다. 스크롤 랩이 상대 스크롤 랩을 접촉하며 미끄러지는

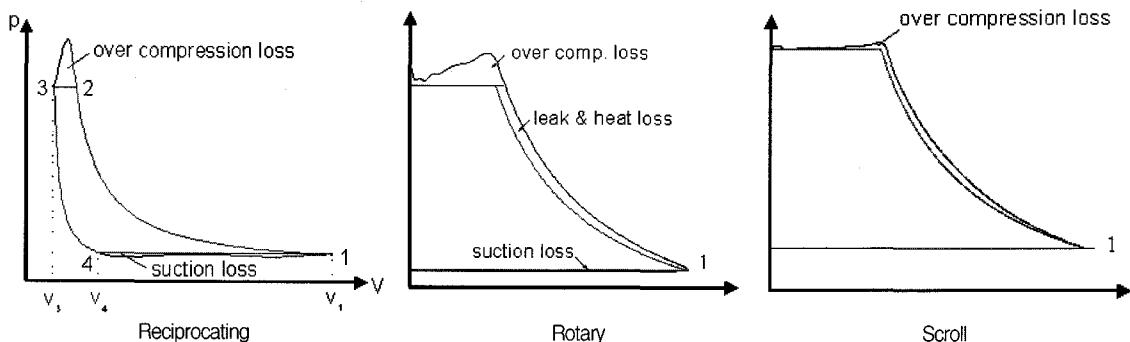


Fig. 5 Comparison of p-V diagrams

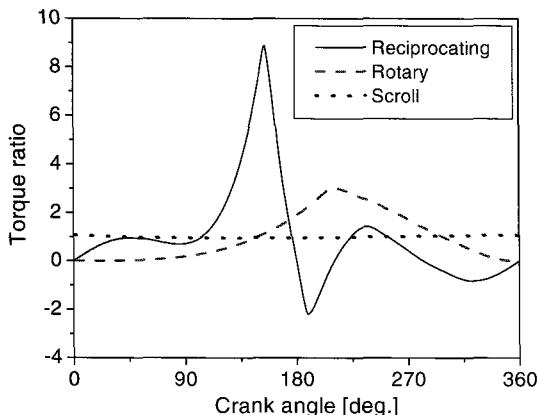


Fig. 6 Comparison of torque loads

운동은 최소한의 윤활만을 필요로 하므로 액 냉매 상태에서 접촉부위의 윤활유가 부족하여도 상당 시간 운동을 잘 유지할 수 있다.

또한 스크롤 압축기에서는 진동이 작은데 이는 모든 운동 부품의 편심 운동이 거의 균형이 잡히기 때문이다. 스크롤에서 편심 운동하는 부품으로는 편심 펀을 지닌 크랭크 축, 선회스크롤, 올담링, 그리고 슬라이드 부시인데 균형추의 설치에 의해 이들에 의한 불균형력이 거의 해소된다. 최적의 평형이 이루어질 경우 압축기 몸체에 작용하는 불균형력을 올담링에 작용하는 원심력의 반에 해당한다.⁽⁹⁾

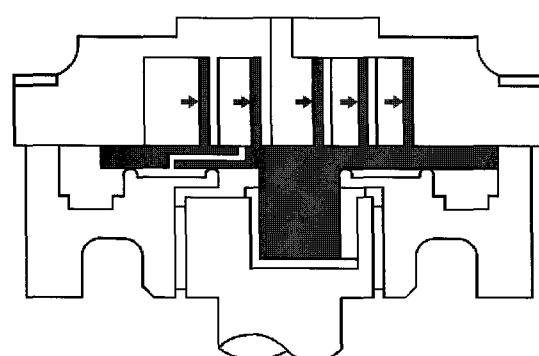
2.3 순응기구(Compliance Devices)

스크롤 압축기의 고효율을 확보하는데 가장 핵심이 되는 기술은 순응(順應) 기술이라고 할 수 있다. 압축

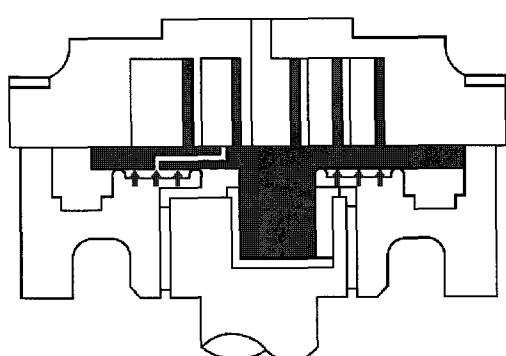
실 간의 틈새를 통해 일어나는 누설을 방지하기 위해서는 스크롤 랩 간의 반경 방향 간극과 랩 선단과 상대편 경판과의 축 방향 간극을 최소로 유지하는 것이 필요한데, 이를 위해 단순히 기계 가공만으로 스크롤 랩의 정밀도를 얻으려하는 데에는 한계가 있을 뿐만 아니라 비용 면에서도 불리하다. 따라서 어느 한 스크롤 부재가 상대편 쪽으로 밀려 접촉을 이루도록 하는 순응 기술이 보편화되었다.

2.3.1 반경방향 순응기구(Radial compliance device)

반경 방향 순응 기술은 선회부재가 반경 방향으로 자유로이 이동할 수 있도록 해 주는 기술로서 통상 선회스크롤 허브(hub)와 크랭크 펀간의 조합 사이에 간격이 있는 부시(bush)를 적용하여 운전 중의 선회 스크롤이 원심력에 의해 반경 방향으로 미끄러져 고정 스크롤과의 랩간 접촉을 유지하도록 해주는 것이다. Fig. 7(a), (b)는 각각 반경 방향 및 축 방향 순응의 개념도를 보여준다.^{(10),(11)} Fig. 7(a)에서 횡방향 화살표는 원심력을 나타낸다. 이러한 순응 방식은 만약 압축실 내의 액냉매와 같은 비 압축성 물질이 존재할 경우 또는 비정상 고압 발생시 선회부재를 후퇴시켜 압력을 해소토록 해주는 등의 효과도 얻을 수 있다. 이 때 랩간 밀봉력이 너무 크면 마찰손실이 증대하며, 너무 작으면 선회스크롤이 후퇴 후 다시 원상 복귀하는데 시간이 걸어지는 단점이 있으므로 랩간 밀봉력을 적정하게 유지시킬 필요가 있다. Table 3은 각종 순응기구의 종류와 특징을 보여준다. 최근 제안된 동심 부시(conncetric bush)는 기존의 슬라이더 부시에 비해 소음이 낮은 정숙한 운전을 제공한다고 보고되었다.⁽¹²⁾



(a) Actuation of radial compliance mechanism to minimize flank clearance



(b) Actuation of axial compliance to minimize clearance

Fig. 7

Table 3 Leakage control

Compliance			Characteristics
	Tip Seal		
Axial	B	F/S	good sealing, wear, tight clearance, dislocation $p_s = k_1 \cdot p_i + k_2 \cdot p_d$
	P	HPS	good compliance, tight bearing clearance, breathing loss, $p_s = k \cdot p_s$
	C	O/S	excessive friction loss at T/B, $p_e = p_i + \Delta p$
Radial	Eccentric Bush		reverse rotation
	Concentric Bush		low noise
	Sliding Bush		good flank sealing, pressure relief

2.3.2 축 방향 순응기구(Axial compliance device)

운전 중의 선회 스크롤 및 고정 스크롤은 내부의 가스압으로 인해 서로 밀어내는 힘을 받게 된다. 이러한 축 방향 가스력을 이기고 두 스크롤 부재가 서로 축 방향으로 밀착되도록 해 주는 순응 방법들을 Table 3에 정리하였다. 텁실(tip seal) 방식에서는 스크롤 랩 선단부에 인볼루트 랩을 따라 가공된 그루브에 밀봉 재질인 텁실을 삽입하여 축 방향 누설을 최소화 하자 한다. 압축기 운전 시에는 텁실 후면 그루브 속은 상대적으로 압력이 높아서 텁실이 바깥으로 밀려 나와 밀봉이 이루어진다. 하지만 텁실 방식은 가공 시간이 길고 밀봉 재질을 추가해야 하는 등 제조 비용이 높아진다.

배압실(back pressure chamber) 방식이란 축 방향 가스력으로 인해 서로 밀려나는 양쪽의 스크롤 가운데 어느 한쪽 스크롤의 후면에 배압실을 마련하고 여기서 배압을 발생시킴으로 축 방향 가스력을 상쇄시켜 양 스크롤이 서로 밀착되게 해 주는 방식이다. 고정 스크롤 후면에 배압을 걸어 주는 경우(floating fixed scroll type), 고정 스크롤이 X-Y 평면에서는 전혀 움직이지 않도록 고정되어 있지만 축 방향인 Z 방향으로는 미세한 운동을 할 수 있도록 판 스프링이나 핀-슬라이딩 부시 조합을 이용한다. 배압 발생은 통상 압축실과의 연통 구멍(back pressure hole)을 통해 중간압의 가스를 배압실에 공급함으로 이루어 진다. Fig. 7(b)와 같은 선회 스크롤 후면에 배압실을 설치하는 경우(floating orbiting scroll type), 선회 스크롤은 선회 운동과 동시에 축 방향 운동을 하게 되므로 배압실과 선회 스크롤 경판 후면과의 밀봉이 까다롭게 된다. 최근에는 고압의 토출 가스와 오일의 혼합류를 배압실에 공급하거나 배압 조절 밸브를 사용하는 등의 다양한 선회 스크롤

부양(浮揚) 방식이 소개되고 있다.⁽¹³⁾ 배압실 방식에서 순응되는 스크롤 부재가 전복 모멘트의 영향으로부터 벗어나도록 부양력을 정해주되 이 부양력이 너무 크면 마찰 손실이 증대하므로 이에 대한 적정 설계가 필요하다.

2.4 체크 밸브

스크롤 압축기는 고정 압축비에서 작동하므로 원리적으로 보면 밸브가 필요 없고 이에 따른 손실이 없다. 이것이 스크롤 압축기를 다른 왕복동이나 로타리에 비해 더 고효율이 되게 하는 한 원인이 된다. 그러나 설계 압축비보다도 더 높은 압축비에서는 과도한 부족압축(undercompression)이 발생하게 된다. 즉 압축실 내의 압력은 아직 토출압에 이르지 않았는데도 크랭크 각이 토출 개시각에 이르면 압축실이 토출구에 연통되게 되므로 이 때에는 토출실로부터 압력실로 역류가 일어나게 된다. 고압 가스의 역류는 토출 가스 온도를 높이고, 압축기 입력의 중대를 가져오는 요인이다. 한편, 압축기 운전 정지시 모터로부터의 동력이 차단된 상태에서 토출실 내의 토출 가스가 압축실로 흘러들어가 선회스크롤을 역방향으로 회전시키는 경우도 발생할 수 있다. 이러한 부족압축 손실의 방지와 선회 스크롤 역회전 등에 다른 문제들을 방지하기 위해 토출구에 체크 밸브를 설치하는 방법도 있다.

이러한 체크 밸브 설치에 따라 발생하는 문제로는 밸브가 닫힐 때 발생하는 밸브 닫힘 충격이다. 이는 소음과 밸브의 파괴를 유발시킨다. 스크롤에서는 밸브가 열리는 시점의 압력실 압력 증가가 완만하므로

밸브가 밸브 스트림에 부딪히는 충격(opening impact)은 무시할 수 있을 만큼 작지만 밸브가 닫히는 경우 밸브 시트(seat)에 부딪히는 충격(closing impact)은 매우 크다. 왕복동에서는 피스톤 속도가 토출 과정 끝 부분에 매우 작고, 로타리에서는 체적 변화율이 매우 적은 시점에 토출 마감이 발생하므로 토출 밸브의 닫힘 충격은 큰 사안이 아니다.

이러한 밸브 닫힘 충격을 완화하기 위해 토출구에 펄스실(pulse chamber)을 설치하여 역류 강도를 감소시키는 방안도 제안되었다.⁽¹⁴⁾ 역류의 강도 감소는 밸브 닫히는 가속도를 줄여준다. 하지만 이러한 설계는 음속에 매우 민감하므로 토출 가스의 온도 변화에 주의해야 하며, 펄스실 설치는 간극 체적을 증대시키는 효과가 있으므로 성능 감소의 역효과도 발생한다.

다른 방안으로는 압축실이 토출구에 연결되는 시점 (porting) 전에 작은 누설 경로를 마련하는 것인데 이것은 압축실과 토출의 압력 차이를 잘 균등화시켜 줌으로써 역류 발생을 억제하는 것이다.⁽¹⁵⁾ 하지만 이 경우는 누설 손실이 증대하게 된다. 또한 스크롤 랩의 안쪽 형상을 처리하여 토출 과정 끝 부분에 체적 속도를 거의 영에 가깝도록 만들어주어 벨브가 닫힐 때의 충격 속도를 감소시키는 방안도 보고되었다.⁽¹⁶⁾ 체크 벨브를 위해 벨브를 리드 벨브가 아닌 피스톤 벨브를 사용하여 벨브 소음을 해결하고자 하는 방안도 있다.⁽¹⁷⁾

2.5 오일 공급 시스템

스크롤 압축기뿐만 아니라 모든 압축기에서 적절한 윤활은 신뢰성 확보에 필수적이다. Fig. 8은 스크롤 압축기에서 전형적인 오일 공급 시스템을 보여준다.⁽¹⁸⁾ 압축기 셀 내부에 있는 오일 저장부의 오일은 크랭크 축이 회전함에 따라 오일 꺾업(pick up) 튜브를 통해 축 내부의 오일 통로로 유입된다. 크랭크 축의 회전은 원심 펌프와 같은 기능을 수행하여 축 내부의 오일 자유면이 포물선을 그리며 상승하도록 하며, 이렇게 상승된 오일의 일부는 오일 공급공(oil feeding hole)을 통해 축을 둘러싸고 있는 저널 베어링으로 공급되고 나머지는 계속 상승하여 크랭크 핀 내에 뚫려진 구멍을 통해 선회 스크롤 허브 내부로 분출되어 슬라이더 부시 및 크랭크 핀의 마찰 부위를 윤활한다. 한편 저널 베어링으로 공급된 오일은 저널 베어링 내면에 만들어진 오일 그루브(groove)를 따라 상승하며 저널 베어링 윤활을 수행한 후, 배압실로 유입된다. 배압실로 들어간 오일의 일부는 다시 스리스트 베어링으로 유입되어 스리스트 베어링을 윤활한 후 흡입실로 들어가며, 배압실로 들어간 대부분의 오일은 환기구(vent)를 통해 셀 내부 공간으로 분출되어 오일 저장부로 돌아간다.

이러한 방식의 오일 공급은 주로 크랭크 축의 회전력에 근거하므로 가변속 운전시에는 회전 속도에 따라 오일의 공급량이 급변하게 된다. 즉 고속 운전에서는 오일 공급이 과다해지고 저속 운전에서는 오일 공급이 부족해지는 현상이 발생한다. 이를 위해 용적형의 트로코이드 펌프를 축 하단에 설치하거나 또는 축 내부 오일압이 높아지는 경우 바이패스 벨브가 열려 과도한 오일 공급을 방지해 주는 장치도 있다.

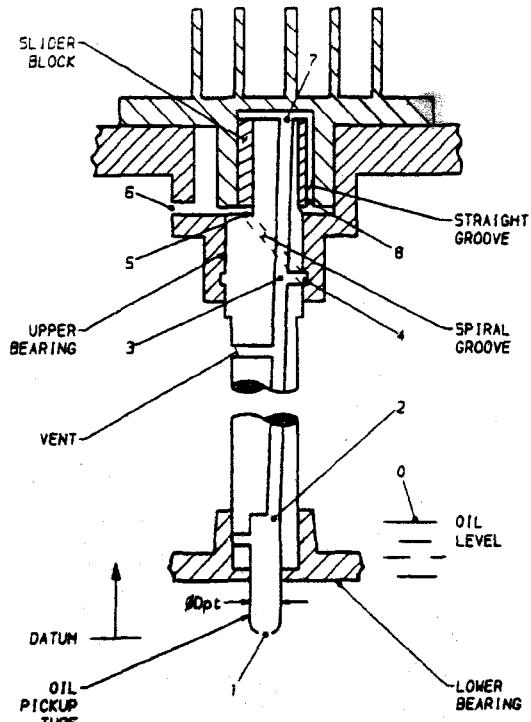


Fig. 8 Oil supply system

3. 기술 개발 동향

3.1 비대칭 스크롤

주어진 공간을 최대로 활용하기 위한 방안의 하나로 비대칭 랩이 있다.⁽¹⁹⁾ 즉 고정 스크롤의 랩 끝 각을 선회스크롤의 랩 끝 각보다 길게 함으로써 이로 인한 추가적인 공간 사용이 가능해진다. 이 경우 서로 짹을 이루어 형성되는 압축실의 크기와 압력이 비대칭으로 된다. 스크롤 랩이 비대칭이 되므로 인해 Fig. 9에서와 같이 한쪽 흡입이 가능하고, Fig. 10에서와 같이 토출구에서의 토출을 각 압축실의 압축비에 따라 순차적으로 일어나도록 하여 부드러운 토출이 가능하다. 비대칭

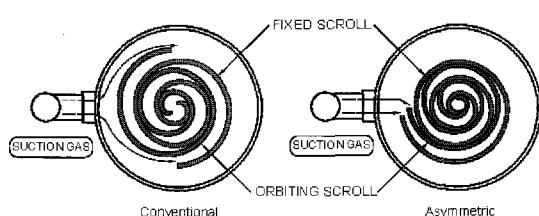


Fig. 9 Each scroll shape and the suction gas flow

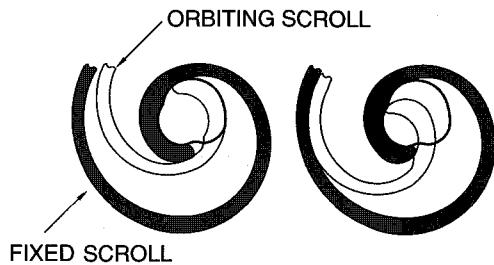


Fig. 10 Alternating discharge process in asymmetric scroll

스크를 랩의 두께를 중앙은 두껍고, 외곽은 얇게하여 주어진 공간의 극대화를 꿰하는 경우도 있다.

하지만 비대칭 압력 형성으로 인해 선회 스크롤에 걸리는 자전 모멘트의 방향이 순간적으로 변화하는 현상이 발생할 수도 있다.⁽²⁰⁾

3.2 대체 냉매 적용 스크롤 압축기

에어컨의 경우 사용 냉매가 R22에서 R407C나 R410A로 변화해 가는 중인데 전자의 경우 압력이 비슷하므로 압축기 구조상의 재 설계가 거의 없으나 후자의 경우 고압 냉매이므로 동일 냉력을 발생하기 위해서는 압축기의 행정 체적을 줄여 주어야 한다. 냉방용으로 R407C를 적용하여 로타리와 스크롤의 특성을 비교한 결과 냉력 상한이 8000Btu/h까지는 로타리가 스크롤 보다 효율적이며, R410A의 적용시에는 로타리가 더 효율적인 영역이 24,000Btu/h까지 확대되었다는 연구 있으나,⁽²¹⁾ 이것이 일반적으로 확증되려면 410A에 대해 최적 설계된 스크롤 압축기로부터 더 많은 실험 데이터가 얻어져야 한다. R22 대체 냉매용 압축기를 설계함에 있어 동일한 압축기 직경의 웨를 사용하려면 인블루트 랩에는 변화가 없이 단지 랩의 높이를 줄여주는 방식의 설계가 유력한데 이럴 경우 스러스트 면에 작용하는 힘이 증대하게 된다. 이를 위해 배압실의 압력을 적절히 조절해 줄 수 있는 배압 조절변을 갖는 등의 새로운 방식의 선회 스크롤 부양 개념이 소개되고 있다.⁽²²⁾ Fig. 11은 배압 조절변을 갖는 배압 방식을 보여준다. 특히 CO₂와 같은 자연 냉매의 경우에는 토출 압이 100 기압 가까이 되므로 스러스트 마찰 손실 및 누설 손실을 줄여주는 방안이 더 절실히 진다.⁽²²⁾

3.3 과압축 손실 최소화 기술(Hi-SEER 기술)

앞서 언급한대로 스크롤 압축기는 왕복동식과는 달리

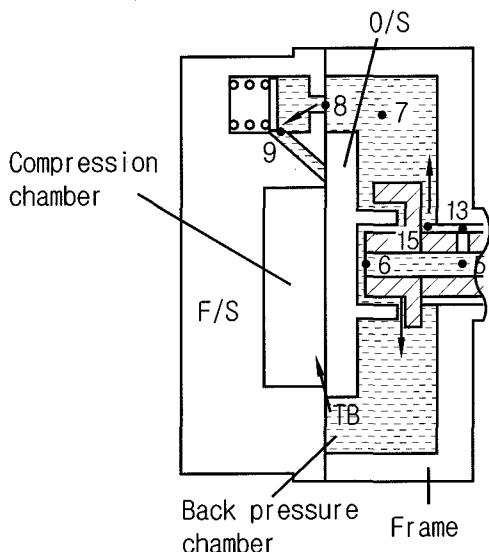


Fig. 11 Back pressure chamber with pressure regulating valve

고정 압축비 형식의 압축기이다. 즉 흡입 가스가 압축되기 시작하여 어느 일정한 압력비에 이르게 되면 압축실 내의 가스가 토출구에 노출되게 되어서 토출이 시작된다. 그런데 냉매 압축기의 경우 운전 영역이 다양하기 때문에 설계된 압축비를 벗어나 운전을 하게 될 때가 대부분이다. 만약 운전 압력비가 설계 압력비보다 높다면 토출 개시각에서의 가스 압력은 아직 토출 설정 압력보다 낮은데도 토출구에 다다르게 되어 토출실로부터 역류 현상이 발생한다. 반면 운전 압력비가 설계 압력비보다 낮은 경우에는 토출 개시각에서의 가스 압력이 설정 토출 압력보다 높아서 과압축 손실이 발생한다. 후자의 경우 압축실 상부에, 즉 고정 스크롤 경판부에 바이 패스공을 뚫고 바이패스 밸브를 설치하게 되면 압력실 압력이 토출실 압력과 같아지는 시점에 바이패스 밸브가 열리고 가스가 직접 토출실로 토출되므로 과압축 손실을 크게 줄일 수 있다. 이러한 방식으로 SEER를 높여주는 스크롤 압축기가 소개되었다.⁽²³⁾ Fig. 12는 바이 패스 밸브가 장착된 스크롤의 개념도이고, 그 효과는 Fig. 13에 나타내었다.⁽²⁴⁾

3.4 횡형 및 소형화

콘덴싱 유니트(condensing unit)에서 압축기를 횡형화 할 경우 공간을 현저하게 감소시킬 수 있으므로 로타리 압축기에서와 마찬가지로 스크롤 압축기에서도 횡형화가 진행되었다. 1.5HP 안팎의 소형의 경우에서 횡

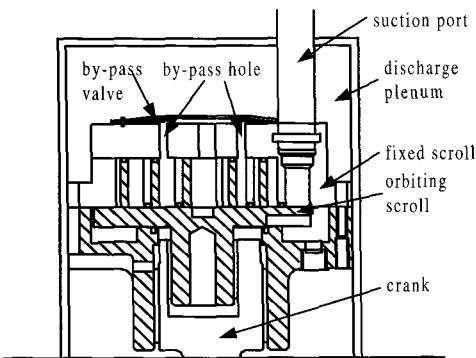


Fig. 12 Cross-section view of scroll compressor with by-pass valve

형이 많이 개발되었다.^{(25),(26)} 스크롤 압축기의 횡형화에 따른 가장 큰 문제는 오일의 공급인데 횡형의 경우 축 회전력을 더 이상 오일 공급에 활용할 수 없기 때문에 차압 급유 방식 또는 용적형 오일 펌프 등이 적용되고 있다.

3.5 가변 용량화

스크롤 압축기는 인버터 적용 가변 속도화에 적합 하므로, 가변속 용량 제어가 매우 용이하다. 더욱 다양한 용량 제어를 위해 두 대의 스크롤 압축기를 병렬로 연결하여 한 대는 정속 운전을 하고 다른 한 대는 가변 속 운전을 하여 50%~100% 사이의 용량을 효과적으로 제어하는 Modulation 방식의 용량 제어도 있다. 앞으로 인접한 여러 장소에 개별 에어컨의 설치보다 한 곳에 에어컨을 설치하고 냉기를 배분해 주는 공기조화 방식에서는 용량 제어가 더욱 필요해지며, 이러한 목적 등으로 인해 스크롤 압축기의 대형화 및 가변 용량화가 진행되고 있다.

최근에는 운전속도에 따라 흡입체적을 가변화 시키는 메카니즘도 소개되었다. 운전속도가 빨라지면 흡입 체적이 형성되는 끝점이 뒤로 물러나서 흡입 체적이 증대되도록 한다.⁽²⁷⁾

3.6 신 개념의 스크롤 랩

통상적인 개념의 스크롤 랩은 주로 원의 인볼루트 곡선으로 이루어진다. 하지만 일반적으로 랩의 곡선은 곡선 산출 반경(generating radius)이 일정하지 않고 변화가 가능하다. 스크롤 랩을 구성함에 있어 다양한 곡선산출 반경을 적용하여 조합한 랩을 하이브리드 랩(hybrid wrap)이라고 부른다.⁽²⁸⁾ 이러한 하이브리드 랩은 설계자

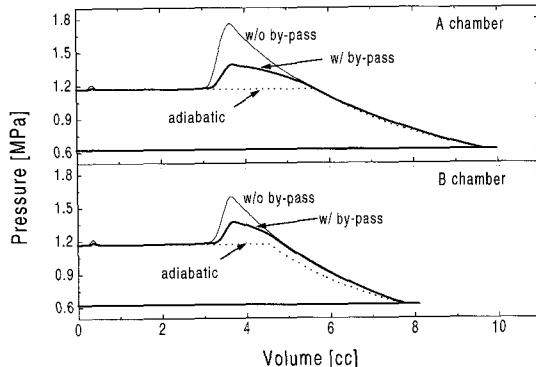


Fig. 13 Effects of by-pass valve on p-V diagram



Fig. 14 Through drive shaft scroll

의 의도에 따라 랩을 설계할 수 있는 여지를 제공한다.

스크롤 랩에 대한 또 다른 새로운 개념은 Milling Tool Method 이다.⁽²⁹⁾ 두 스크롤 랩 간의 거리가 선회 반경의 2배로 항상 일정한 것에 착안하여 랩 곡선을 마치 선회 반경과 같은 반경을 갖는 밀링 공구가 지나가며 갈아내고 남은 서로 평행한 양면이 이루는 형상으로 간주하는 것이다. 이러한 방법을 적용하여 얻을 수 있는 스크롤 랩 설계 시안들로서 Sloped Walls, Tapered Walls, Rectangular-Shaped Scroll, Through Drive Shaft 등이 제안되었다. Through Drive Shaft의 스크롤 형상을 Fig. 14에 나타내었다. 이러한 형상은 크랭크 축이 선회 스크롤을 관통할 수 있어서 전복 모멘트의 영향에 따른 랩 높이 제한 등과 같은 문제를 피해갈 수 있는 개념에서 비롯된 것이다.

3.7 새로운 구동 방식

3.7.1 동시 회전 스크롤(Co-rotating Scroll)

스크롤 압축기에서는 선회 스크롤의 선회 운동에 따른 원심력이 놀 발생한다. 이를 피하기 위해 선회

스크롤을 선회시키는 대신 두 개의 스크롤 부재를 편심시켜 놓은 상태에서 하나의 스크롤을 자전시키면서 (구동 스크롤) 다른 스크롤은 이에 맞춰 자전 운동을 하도록(종동 스크롤) 한 것이 동시 회전 스크롤이다.⁽³⁰⁾ 이러한 메카니즘을 사용하면 가스력 배터가 관성 좌표계 상에서 일정하게 얻어진다.

3.7.2 동시 선회 스크롤(Co-orbiting Scroll)

선회 스크롤의 원심력 문제를 해결하기 위한 방안의 하나로 동시 선회 스크롤 압축기가 Young⁽³¹⁾에 의해 처음 제안되었고, 그 후 전진된 개념의 구조가 Bush⁽³²⁾에 의해 제시되었다. 동시 선회 스크롤에서는 두 부재가 모두 선회 운동을 하는데 종래의 선회 스크롤에 해당하는 부재는 동일하게 크랭크 축에 의해 크랭크 축 중심을 선회하고, 종래의 고정 스크롤에 상응하는 자유부재는 선회부재와는 다른 선회 반경을 갖고 나름대로 크랭크 축 중심선상을 기준하여 선회운동을 수행한다. 이때 자유부재의 위치는 기하학적 제한 관계와 작용하는 힘들에 의해 정해지게 되고 결과적으로는 상대적인 선회운동이 자유부재와 선회부재간에 유지되게 된다. 이러한 동시 선회에 의해 두 부재의 램 측면에 작용하는 반경방향 접촉력에서 원심력을 배제시킬 수 있다.^{(33),(34)}

위와 같은 동시 회전 스크롤 및 동시 선회 스크롤은 그 기구상의 복잡함 등 때문에 아직 상용화 되지는 못하고 있다.

4. 결 론

스크롤 압축기는 고효율, 저소음 및 저진동, 소형, 경량, 적은 부품 수, 그리고 가변속 제어의 용이성 등으로 인해 에어컨 영역에서 기존의 냉매 압축기를 점차 대체해 나가고 있다. 용량면에 있어서도 소용량화 및 대용량화의 양쪽 방향으로 개발이 진행되고 있어 소형 쪽으로는 롤링 피스톤형 로타리 압축기와 대형 쪽으로는 스크류 압축기와의 경쟁이 더욱 치열해지고 있는 형편이다. 또한 점증되는 에너지 절약 요구 추세에 따라 고효율화를 위한 기술이 꾸준히 지속되고 있으며, 특별히 대체 냉매 적용 시에도 효율상의 불이익이 초래되지 않도록 하는 혁신적인 기술이 모색되고 있으며, 중장기적으로는 자연 냉매 적용에 대한 연구개발이 진행되고 있다.

따라서 냉매 압축기로서의 스크롤 압축기의 비중은 앞으로도 계속 증대될 것으로 예상되며, 정숙 운전 및

무급유 조건의 압축 공기를 요구하는 의료기기 분야나 특수 산업 분야에서도 공기 압축기로서의 스크롤 압축기의 필요성이 점증할 것으로 기대된다.⁽³⁵⁾

스크롤 메카니즘을 활용한 팬, 펌프, 팽창기 등의 상용화도 외국의 선진 업체에서는 진행 중이므로 이에 대한 잠재 시장도 상당할 것으로 국내에서도 스크롤 압축기를 비롯한 스크롤 유체기계에 대한 산업체의 관심과 제반 관련 기술에 대한 확보를 통해 연간 1억불이 넘는 압축기 수입에 대처하는 한편 새로운 국내외 시장을 개척해 나갈 필요가 있다고 여겨진다.

참고문헌

- (1) L. Cruex, 1905, Rotary engine, USA Patent No. 801182.
- (2) Moor, R. W., Shaffer, R. W., McCullough, J. E., ADL, 1976, "A scroll compressor for shipboard helium liquefier system," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 417~422.
- (3) Tojo, K. et al, 1984, "A Scroll Compressor for Air Conditioner," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 496~503.
- (4) "Compressor World Trends," Japan Air Conditioning, Heating and Refrigeration News, Feb. 2000.
- (5) 이건호, 1998, "공조용 스크롤 압축기," 유체기계 저널, Vol. 1, No. 1, pp. 121~128.
- (6) Copeland Catalogue, 2000
- (7) 김현진, 1999, "스크롤 압축기", ITIC 단기강좌 교재.
- (8) Bush, J. W. and Elson, J. P, 1988, "Scroll compressor design criteria for residential airconditioning and heat pump application : Part I Mechanics," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 83~92.
- (9) Hyun J. Kim, 1998, "Design of phased-angled balance weights for inverter driven scroll compressor," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 749~754.
- (10) Nieter, J. 1990, "Dynamics of compliance mechanism in scroll compressor Part I : Axial compliance," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 308~316.

- (11) Nieter, J. 1990, "Dynamics of compliance mechanism in scroll compressor Part II : Radial compliance," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 317~326.
- (12) Chang, L-T, and Targ G-D, 2001, "Noise reduction of scroll compressor by improving radial mechanism," 2001, 3rd ICTC, pp. 218~221.
- (13) Tsubono, I. et al, 1998, "New back pressure control system improving the annual performance of scroll compressors," ASHRAE Transactions 104(1)-4133.
- (14) Motegi, S., et al, 1997, "Scroll compressor having a discharge muffler," US Patent 5,674,061.
- (15) Fujitani, M., et al, 1994, "Scroll Compressor having a leak passage for the discharge chamber," US Patent 5,370,512.
- (16) Bush, J. W., and Lifson, A., 1988, "Controlling discharge valve closing impact in scroll machine," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 631~636.
- (17) Lee, S.J, et al, 1998, "Development of new check valve for scroll compressor," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 501~506.
- (18) Drost, R. T., 1992, "Analytical and experimental investigation of a scroll compressor lubrication system," pp. 5551~560.
- (19) Yoshimura, K. et al, 1998, "Development of high-efficient scroll compressors with alternative refrigerant," The International Symposium on HCFC Alternative refrigerants, Kobe, pp. 45~49.
- (20) Kim, H. J. et al, 2000, "A study on the orbiting scroll stability of asymmetric scroll compressor," University of Incheon Report.
- (21) Kato, T. et al, 1996, "Comparison of compressor efficiency between rotary and scroll type with alternative refrigerants for R22," pp. 69~75.
- (22) Hasegawa, H. et al, 2000, "Experiential and theoretical study of CO₂ scroll compressor," pp. 347~354, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue.
- (23) Morimoto, T., et al, 1996, "Development of a High SEER Scroll Compressor," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 317~322.
- (24) 최진섭, 곽상호, 김현진, 2000, "비대칭 스크롤 압축기의 바이페스 설계에 관한 연구," 공기조화·냉동공학 논문집 Vol. 12, No. 2, pp. 181~188.
- (25) Hase, S., et al, 1994, "Development of the high-efficiency horizontal-type scroll compressor," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 447~452.
- (26) Mizuno, H., et al, 1996, "Development of horizontal scroll compressor in air conditioners for commercial use," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 573~576.
- (27) Ashitani, H., et al, 2001, "Development of the compact and high-efficient scroll compressor," 3rd ICTC, pp. 192~199.
- (28) Bush, J. W. et al, 1994, "Maximizing Scroll Compressor Displacement using Generalized Wrap Geometry," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 205~210.
- (29) Lindsay, D., Radermacher, R., 2000, "Theory and Application of Alternative Scroll Geometries," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 699~706.
- (30) Hasegawa, H. et al, 1998, "Dynamic Analysis of a Corotating Scroll Compressor," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 643~648.
- (31) Young, N. O., 1975, "Positive displacement scroll apparatus with axially radially compliant scroll member," US Patent 3,874,827.
- (32) Bush J. W., 1992, "Method for dynamically balanced nested coupling mechanism for scroll machines," U.S Patent 5,141,417.
- (33) Bush, J. W. and Beagle, W. P. 1994, "Coorbiting scroll design and operational characteristics," Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, pp. 187~192.
- (34) 김현진, 김명균, 서원열, 1999, "동시선회 스크롤 압축기의 성능해석," 공기조화·냉동공학 논문집, Vol. 11, No. 6, pp. 716~724.