

# CO<sub>2</sub> 압축기 기술 개발 동향

CO<sub>2</sub> 압축기로 사용되는 왕복동, 스크롤, 로터리, 배인 압축기의 종류별 특성과 개발동향에 관하여 소개하고자 한다.

김철우

삼성전자 DA총괄 기반기술연구팀 (cwktri@samsung.com)

김현진

인천대학교 기계공학과 (kimhj@incheon.ac.kr)

지구 환경 문제로의 관심이 높아지면서 오존층 파괴 및 지구 온난화에 대한 대응으로 냉동 공조기에 관해서 냉매 대체화가 진행되고 있고, 오존층을 파괴하지 않는 HCFC로의 전환이 시도되고 있는 한편 지구 온난화 계수가 작은 자연냉매로의 관심이 높아지고 있다. 이와 같은 상황에 이산화탄소(이하 CO<sub>2</sub>)는 독성, 가연성에 문제가 없고 환경에 영향을 덜 미치는 자연 냉매로서 주목 받고 있다.

CO<sub>2</sub>는 탄화수소(HC)와 암모니아와 같은 독성, 가연성에 문제가 없이 각종 화학 합성 부산물로서 생성되기 때문에 경제적이고 뛰어난 전열특성을 가지고 기구의 콤팩트화를 가능하게 하기 때문에 뛰어난 작동유체라고 생각 할 수 있다.

그런데 CO<sub>2</sub>를 냉매로 사용하고자 할 경우 이 냉매가 갖는 고압 특성으로 인해 냉동 사이클 전반에 고압 설계가 요구되며, 특히 CO<sub>2</sub> 압축기 개발에 있어서는 각 부품의 고압화뿐만 아니라 압축 기구부의 재설계도 요구된다. 일반적으로 CO<sub>2</sub>를 적용한 냉동이나 공조용 압축기의 토출압은 70~130 기압, 흡입압은 30~40기압 정도이다.

표 1 은 열 펌프용 급탕기에서 회수되는 물 온도를 5 ℃, 급탕 온도는 85 ℃, 증발기 입구 냉매 온도 10 ℃, 증발기 출구 냉매 온도 0 ℃, 냉매 가열도 0 ℃를 기준 했을 때, 각 냉매별 압축기 운전 압

력을 보여준다.

표 1에서 알 수 있듯이 고압 냉매로 갈수록 토출압과 흡입압의 차이는 커지고, 압력비는 작아진다. 고압 특성으로 인해 CO<sub>2</sub>는 통상 사용되고 있는 냉매에 비해 5~10배 정도의 단위 체적당 냉동 능력을 보유하므로 행정체적 감소하며, 토출압과 흡입압과의 큰 압력 차이로 인해 누설에 대한 주의가 필요로 하며, 작은 압력비는 가스 압축에 유리한 점으로 작용한다. CO<sub>2</sub>의 고압 고밀도 특성으로 배관에서의 압력 손실이 상대적으로 중요해 지지 않으므로 배관 경을 가늘게 하는 것이 가능하다

압축기 운할에서 가장 중요한 것은 적정한 점도, 또한 토출 압력이 150기압 이상이 되므로 경계 운할 영역에서의 운할성도 요구된다. 아울러 오일에 냉매가 용해된 상태에서의 점도도 적절해야 한다. PAG 는 CO<sub>2</sub>의 용해가 적고 용해 점도는 높으며, 운할성이 양호하다. CO<sub>2</sub> 냉매 환경에서 O 링을 사용할 때 O 링의 팽윤에 따른 파손도 중요하게 고려해야 한다.

〈표 1〉 냉매별 압축기 운전 압력

	R22	R410A	CO <sub>2</sub>
흡입압력(MPa)	0.498	0.789	3.481
토출압력(MPa)	3.42	4.75	12.4
압력비	6.87	6.02	3.56
압력차(MPa)	2.92	3.961	8.919



이하 각 압축기 종류별 특성 및 개발 동향을 살펴 보고자 한다.

## 왕복동 압축기

CO<sub>2</sub> 가 고압이므로 가장 먼저 접근된 압축 방식은 일반적으로 고압 가스 압축에 널리 사용되고 있는 왕복동형이다.<sup>1),2),3)</sup> CO<sub>2</sub> 적용에 따라 압축기 셀의 고압화, 실린더 헤드, 머플러, 토출관 등의 토출부 부품이 고압에 견디도록 고압 설계가 필요하다. 특히 제일 높은 압력이 걸리는 피스톤과 실린더 헤드 주위의 밀봉은 매우 중요하다.

피스톤에 걸리는 압력은 R22에 비해 5 ~ 10 배 높으나, 행정 체적이 작으므로 피스톤 직경에 제한이 있어서 연결봉에 걸리는 힘에 한계가 있고 운동부재에 걸리는 단위하중 증가하므로 피스톤 핀 베어링에 걸리는 마모를 피하는 것이 쉽지 않다. 또한 고압에 따라 토크 부하의 변동이 매우 커지므로 진동이 증대하고 이러한 부하 변동에 맞는 토크 특성을 갖는 모터를 선정하는 것도 효율 감소를 방지하는데 매우 중요하다.

토출 밸브에서 가스의 밀도가 상대적으로 크기 때문에 밸브에 작용하는 충돌 속도에 기인한 밸브의 피로 파괴 현상으로 밸브의 신뢰도가 문제가 될 수 있다. 이를 위해서는 밸브 속도를 감소시키는 설계를 채택하거나, 기존의 리드 밸브대신 판형 밸브 등의 다른 구조의 밸브를 적용하는 것이 필요하다. 또한 CO<sub>2</sub>의 높은 밀도는 토출 가스의 압력 맥동을 증대 시키므로 토출 머플러 체적을 키우는 등의 재설계가 요구된다. 흡입 가스 냉각 방식을 적용하는 경우, 오일이 압축기 셀로 넘쳐 들어오는 (oil carry-over) 문제도 우려 된다.

Yanagisawa et al.<sup>2)</sup>은 CO<sub>2</sub> 왕복동 압축기에 대한 성능 실험을 통해 피스톤 링이 없는 경우 실린더와 피스톤 사이의 누설이 매우 심각한 수준이며, 또한 밸브를 통해서 역류하는 누설이 상대적으로 행정

체적이 작은 CO<sub>2</sub> 압축기의 성능에 영향을 미침을 보였다. 누설 제어를 위해 흡입 가스에 의도적으로 약간의 오일을 주입하였을 경우, 5 % 오일 혼합 조건에서 체적 효율과 단위 압축 효율이 각각 5 % 및 3 % 씩 증가하였다. 지나치게 많은 오일은 흡입손실을 가져오지만 적정량의 오일은 밸브 누설을 방지하고 간극체적을 줄여 주는 효과가 있다.

Neksa et al.<sup>3)</sup>은 두 개의 실린더를 직렬 연결한 2단 압축 방식의 왕복동 압축기 구성하였다. 이러한 2단 압축 구조는 시스템 설계에 다양성을 제공하는데, 예를 들면 중간압부로의 냉매 유량을 조절함으로써 용량 조절이 가능하다. 하지만 이러한 방식의 용량 조절은 효율 저감을 수반한다. 1단과 2단의 체적비의 최적치는 이론적으로 구할 수 있지만, 실제에서는 냉동 사이클의 시스템 설계가 바뀌면 운전 조건들이 바뀌므로 최적의 체적비 또한 바뀌게 된다.

주요 압축기 제조회사로는 이탈리아 도린사가 차량 및 선박 공조용으로 왕복동식을 개발하여 현재 몇 가지 모델을 상용화 하였다. 표 2는 도린사의 CO<sub>2</sub> 압축기 개발 모델 현황이다.

## 스크롤 압축기

스크롤 압축기는 다른 기종의 압축기에 비해 가스 흡입에서 토출까지 크랭크 축이 2 ~ 3 회전하는 시간에 걸쳐 이루어지므로 토크 변동 및 가스 맥동이 작고, 각 압축실 간의 압력차가 작게 되는 등의 장점

<표 2> 도린사 CO<sub>2</sub> 압축기 주요 개발 모델

구분	종류	모델	압축비 (배)	Motor Power (kW)
1 단	300 (2 pole)	TCS329	29.1	5.9
		TCS340	39.9	8.0
		TCS351	50.8	10.0
		TCS362	61.7	12.0
2 단		TCDH334	34/14.5	5.9
		TCDH347	46.7/20	8.0
		TCDH359	59.5/25.4	10.0
		TCDH372	72.2/30.9	12.0



이 있다. 또한 가변속 운전을 통한 용량 제어가 용이하다. 따라서 CO<sub>2</sub>를 스크롤 압축기에 적용하는 사례는 일반 공조용<sup>4)</sup>, 히트 펌프 온수기<sup>5)</sup>, 그리고 자동차 에어컨용 압축기<sup>6),7)</sup> 등이 있다.

Melco<sup>4)</sup>에서는 R410a용 중간 용량의 스크롤 압축기 구조를 개조하여 운전속도 30 ~ 60 Hz에서 2.5 kW ~ 5.0 kW의 냉력을 발생하도록 행정체적 7.23cc인 일반 공조용 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기 시제품을 제작하였다. 고압 적용을 위해 스크롤 랩의 높이를 감소시켜 랩 높이와 두께가 동일하게 되었고, 낮은 압축비에 맞도록 랩 인블루트 각도를 조절하여 설계 체적비가 1.75가 되도록 하였다. 압축기 다른 부분들은 고압 조건에 맞도록 재설계하였다. 표준 냉방 조건에서 성능 측정된 결과 흡입압 3.93 MPa, 토출압 9.49 MPa, 운전속도 48.2 Hz에서 체적 효율은 86.4%, 압축기 효율은 47.1%, COP 1.77을 얻었다. 그들은 체적효율이 R410a 스크롤 압축기에 비해 현저히 낮을 것으로 예상했었으나 실제 측정 결과는 거의 대등하게 나타났다. 냉매의 고압화에 따라 스러스트 베어링 손실은 전체 손실의 40%를 차지하는 것으로 분석이 되어, 스러스트 베어링 손실의 감소가 이러한 스크롤 압축기 효율 향상에 매우 중요한 것으로 나타났다.

DENSO<sup>5)</sup>에서는 동경전력회사와 함께 주거용 히트 펌프 온수기에 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기를 장착하여 시운전을 하였다. 사용된 압축기는 2마력급이고, 연평균 3.0의 C.O.P를 얻었다. 압축기 셀 내부 압은 저압 방식을 채용하여 셀 설계를 용이하도록 하였다.

미쓰비시 중공업에서는 CO<sub>2</sub>를 적용한 자동차 에어컨용 압축기로 스크롤 압축기를 개발하였다<sup>6)</sup>. CO<sub>2</sub>의 단위체적당 냉동능력이 R134a의 8배 정도이므로 행정체적은 R134a에 비해 1/8로 감소시킨 13cc이다. 통상 자동차 에어컨용 R134a 스크롤 압축기에 사용하는 틱실 구조 대신 누설 저감을 위해 고정부재를 고정부재 경판 후면에 배압을 가하여 눌러주는 순응구조 적용하였다. 또한 스러스트 베어링

면 배후에서 오일을 공급하므로 선회부재 경판 후면에 유압을 부과시켜 스러스트 베어링 면압을 감소시키는 정압 어시스트(static pressure assist) 축수 구조를 적용하였다. 이는 기계적 마찰 손실을 감소시키며 베어링 신뢰성을 향상한다. 경계유향 영역에서 신뢰성의 지표가 되는 접동부 면압(P), 접동속도(V)가 정압 어시스트 축수 구조의 적용에 흑독 영역에서 완화. 차량 에어컨용 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기는 앞으로도 성능 향상 등에 관한 많은 개선의 여지를 남겨 놓고 있는 상태이다<sup>7)</sup>.

### 로터리 압축기

CO<sub>2</sub>를 로터리 압축기에 적용함에 있어 통상적인 1단 압축으로는 많은 문제들이 발생한다. 베인 양면에 걸리는 압력차가 R410a의 경우 보다 2배 이상 되고, 베인과 롤러 접촉면에 작용하는 힘도 급증하므로 구조적인 변형이나 마찰 마모, 그리고 축 등의 변형에 기인한 누설 증대 등의 문제들을 2단 압축 방식을 적용하여 상당부분 완화시킨다. 압축 효율 향상을 위한 간극 체적의 최적치를 얻는 문제는 고압 냉매인 CO<sub>2</sub>에서는 더욱 중요해진다. 간극 체적을 작게 하면 재팽창에 의한 손실도 적어지지만 냉매의 유로 저항이 커지므로 지시동력이 증가한다. 토출 포트의 직경도 같은 맥락에서 최적치를 얻는 것이 필요하다.

산요에서는 히트 펌프 온수기용의 CO<sub>2</sub> 트윈 로터리 압축기를 개발하여 제품을 시장에 내놓았다. 개발된 CO<sub>2</sub>압축기는 2단 압축방식을 통해 압축기 각 단의 압력차를 R410a냉매와 같은 수준으로 억제했고, 트윈 실린더 방식으로 저진동, 저소음 특성을 얻었다<sup>8)</sup>.

그림 1에서와 같이 1단계 압축기구를 통해 냉매가 스크롤 셀내부로 토출하여 압축기 셀 내부 압력을 중간 압으로 설정하고 2단계 압축기구에서 압축된 가스는 셀 외부로 직접 토출되는 구조를 갖는다. 운전 정지시 중간압이 평균압 이하로 유지되도록 하여 설계압을 낮게 억제할 수 있었다. 이는 1단 압축부와 2단 압축



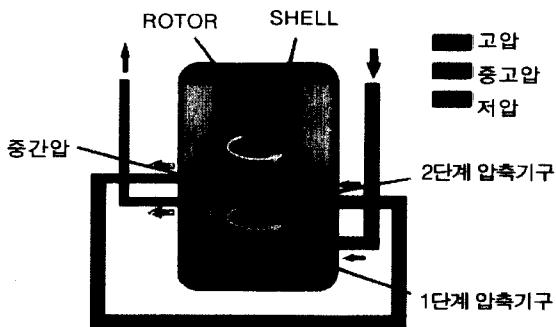
부의 체적비를 조정하는 것에 가능하다.

압력차에 의한 축 변형을 최소한으로 낮추기 위해 상하 편심부 간 형상을 단면 2차 모멘트가 커지는 형상으로 개선하고 이로 인해 변형에 기인한 누설 간극 증대를 최소화하는 것이 필요하다. 그리고 압축기 셸 내부 압력을 중간압으로 설정함으로써 발생하는 2단 압축부에서의 오일 공급 부족을 1단 토출을 셸 케이스 내 토출과 2단 흡입부로의 직접 토출로 분류하는 것에 의해 해결한다.

CO<sub>2</sub> 압축기에 대한 내구성 시험에서 축 표면에 금속 접촉은 발생하지 않고 유막이 정상으로 형성되며 베인의 마모 상태도 양호하며, 또 베인 선단에 스라지의 부착도 인지되지 않았다. 또 이들 접동 부품은 현재 생산되고 있는 룸 에어컨용 R140a 로타리 압축기의 접동 부품과 비교했을 때, 부품의 손상상태는 거의 동등했고, 실용상 문제는 없다고 보고되었다.

### 베인 압축기

차량 공조에 사용되는 R134a용 베인 압축기는 동일한 행정 체적을 갖는 다른 기종의 압축기에 비해 밀봉 길이가 상대적으로 길므로 CO<sub>2</sub> 응용을 위해서는 별로 고려되지 않았으나 Fukuta et al.<sup>9)</sup>는 천이 임계 CO<sub>2</sub>사이클에서 베인 압축기의 사용 가능성을 연구하였다. 베인 압축기에서는 누설 손실이 베인 압축기의 성능에 가장 영향이 큰 인자이고 따라서 간극이 가장 중요한 설계 변수이므로 원주 방향 밀봉이 효율을 향



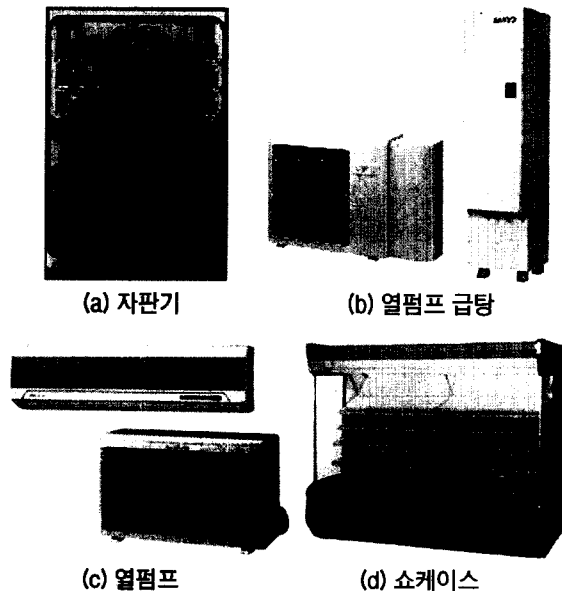
[그림 1] 산유 CO<sub>2</sub>압축기 구조 및 동작원리

상 시키는데 있어 핵심 설계 요소이다. 원주 밀봉선을 증가 시키면 누설은 감소하고 체적효율은 증가하고, 베인 배면압을 조절하면 성능이 증가한다. 체적효율의 증가를 위해 베인 두께를 증가시키면 기계적 효율이 감소한다.

한편 CO<sub>2</sub> 적용시 흡입 및 토출 포트에서 유속이 작고 유체 저항이 작기 때문에 도시 효율은 크다. 간극을 2/3로 줄일 수 있다면 R134a와 동일한 성능을 얻을 수 있다. 2단 베인 압축기나 압축기-팽창기 조합과 같은 개선된 설계 개념의 적용은 베인 압축기의 가능성을 더욱 높여준다. 이상 각 압축기 종류별 특성 및 개발 동향을 살펴보았는데, 향후 친환경 자연냉매인 CO<sub>2</sub>용 압축기 응용 분야는 그림 2에서 볼 수 있듯이 점차 확산될 것으로 예상된다.

### 맺음말

현재 냉동 공조용 CO<sub>2</sub> 압축기 개발은 아직 초기 단계로 볼 수 있으며 시장에 출현한 압축기로는 일반 냉동용 및 공조용으로의 왕복동식 압축기와 히트펌프 온수용 트윈 로타리식 등이다. 스크롤식은 현재로는



[그림 2] CO<sub>2</sub>용 압축기 응용 분야



주로 자동차 에어컨용으로 관심이 모아지고 있다. 앞으로 해결되어야 할 주요 과제들로는 당연히 효율 향상과 신뢰성 확보로 요약 할 수 있다.

압축기 기종별로 해결되어야 할 과제들은 왕복동식에서는 밸브의 신뢰성 향상과 피스톤 핀 베어링 마모 문제, 모터 토크와 토크 부하를 매칭시키는 문제 등을 들 수 있으며, 트윈 로타리식에서는 2단 압축실 급유 특성 향상, 토출 가스 오일 함유량 조절 문제 등이고, 스크롤식에서는 무엇보다도 선회부재 배면의 스트레스 마찰 손실 저감이라고 할 수 있다.

CO<sub>2</sub> 냉매를 적용하더라도 각 압축기 기종별 압축 특성은 그대로 변함이 없지만 각 압축기가 상대적으로 더 효율적이 되는 냉동 능력에 관한 영역에는 변화가 예상된다. 즉 R22에서는 냉동능력 9,000 BTU/Hr 이하의 영역에서는 로타리가 스크롤에 비해 더 효율이 높았으나, R22 보다 고압인 R410a에서는 23,000 BTU/Hr 이하의 영역까지로 로타리의 영역이 올라갔다. CO<sub>2</sub>에서는 아직까지는 그러한 경계에 대한 확정적인 결과가 발표된 적은 없으나 CO<sub>2</sub>의 고압 특성으로 인해 로타리가 우수한 영역이 더욱 확장될 수 있다고 예상할 수 있다. 즉, 기구적 효율성이 행정 체적의 크기에 기준하여 비교된다면, 고압 냉매일수록 동일한 행정 체적에서 더 큰 냉동 능력을 낼 수 있기 때문에 냉매가 고압으로 될수록 로타리가 스크롤에 비해 우수한 냉동 능력의 영역은 더 높아질 것으로 판단된다. CO<sub>2</sub>를 적용하더라도 왕복동식은 왕복 운동하는 기구상의 원천적인 불리함으로 인해 궁극적으로는 로타리나 스크롤의 사용이 활발하지 않은 영역에서만 유용할 것으로 예상된다.

### 참고문헌

1. Dorin Compressor Bulletin
2. Yanagisawa, T., Fukuta, M., Sakai T., Kato, H., 2000, "Basic Operating Characteristics of Reciprocating Compressor for CO<sub>2</sub> Cycle," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.331~338,
3. Neksa, P., Dorin, F., Rekstad, H., Bredesen, A., 2000, "Development of two-stage semi-hermetic CO<sub>2</sub>-compressors," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 355 ~ 362
4. Hasegawa, H., Ikoma, M., Nishiwaki, F., Shintaku, H., Yakumaru, Y., 2000, "Experimental and Theoretical Study of Hermetic CO<sub>2</sub> Scroll Compressor," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.347 ~ 353
5. Saikawa, M. et al, 2000, "Development of Prototype of CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater for Residential Use," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.51~57
6. Hagita, T. et al, 2000, "The Development of CO<sub>2</sub> Scroll Compressor for Automotive Air-conditioning Systems," Proceedings of International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants and Environmental Technology 2000, pp.48 ~ 51, Kobe, Japan
7. Komatsu, S., Tsunoda, M., Yamamoto, S., 2000, "Development of Automotive Air Conditioning System using CO<sub>2</sub>," Proceedings of International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants and Environmental Technology 2000, pp.80-83, Kobe, Japan
8. Tadano, M., et al, 2000, "Development of the CO<sub>2</sub> Hermetic Compressor," 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.323~330
9. Fukuta, M., Radermacher R., Lindsay D., Yanagisawa, T. 2000, Performance of vane compressor for CO<sub>2</sub> cycle," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.339~346 ●