

1단 2실린더 CO₂ 압축기의 실린더 형상 최적 설계

안 종 민, 김 현 진[†], 조 성 욱^{**}

인천대학교 대학원, [†] 인천대학교 기계공학과, ^{**}삼성전자 가전연구소

Optimal Design of Cylinder Configuration for a 1-Stage Two Cylinder CO₂ Compressor

Jong Min Ahn, Hyun Jin Kim[†], Sung Oug Cho^{**}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

[†] Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{**} Digital Appliance Network Business, Samsung Electronics CO., LTD., Suwon, 402-749, Korea

ABSTRACT: Recently, focus has been drawn on natural refrigerants due to increasing concern on global warming. As a consequence, CO₂ systems such as a heat pump water heater using CO₂ as a refrigerant are rapidly growing on the market. Currently, rolling piston rotary compressors are widely used for CO₂ heating and/or refrigeration systems. There are several ways of realizing gas compression structure. They are single stage compression with single cylinder, single stage compression with two cylinders, and two stage compression with two cylinders. In this paper, computer simulation program which was validated for a single stage rotary compressor with one cylinder has been extended for a single stage, two cylinder rotary type. Numerical investigation has been made on optimal design for the cylinder configuration using the extended simulation program. For a single stage two cylinder rotary compressor having a displacement volume of 4 cc for each cylinder, compressor efficiency has been found to be maximum when the cylinder radius and height are 31mm and 10mm, respectively.

Key words: CO₂ compressor (CO₂ 압축기), Optimal design (최적 설계), Performance analysis (성능해석), Efficiency (효율)

기 호 설 명

e : 편심량 [m]

M : 질량 [kg]

\dot{m} : 질량 유량 [kg/sec]

n : 폴리트로픽 지수[-]

p : 압력 [Pa]

Q_c : 냉력 [Btu/hr]

V : 검사 체적 [m³]

t_r : 롤러 두께 [m]

W_c : 압축기 입력 [W]

그리스 문자

α : 용해도 [%]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8423

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

gas : 가스

oil : 오일

sh : 크랭크축

1. 서론

지구 환경 문제로의 관심이 높아지면서 오존층 파괴 및 지구 온난화에 대한 대응으로 냉동공조기에 관해서 냉매 대체화가 진행되고 있고, 오존층을 파괴하지 않는 HFC로의 전환이 시도되고 있는 한편 지구 온난화 계수가 작은 자연 냉매로의 관심이 높아지고 있다. 현재 냉난방 시스템용으로 이산화탄소(이하 CO₂)를 적용한 제품들이 판매되고 있으며, 급탕기의 경우 연간 40만대 규모를 형성하고 있다. 이 자연 냉매를 이용한 제품들의 시장 규모는 앞으로 더욱더 확대되리라 생각된다.

현재 CO₂를 이용한 난방·급탕시스템에서 사용되는 대부분의 압축기는 롤링 피스톤 로타리 타입이며, 싱글 로타리(이하 1단 1실린더), 트윈 로타리(이하 1단 2실린더), 2단 압축 트윈 로타리(이하 2단 2실린더)등의 다양한 압축 구조를 택하고 있다. 산요에서 히트 펌프 온수기용으로 쉘 내부의 압력이 중간압을 형성하는 2단 2실린더 구조를 처음으로 양산화하였는데, 최근에는 생산비용의 절감 및 구조의 단순화 같은 시장 환경의 변화에 따라 도시바, 다이킨, 미쯔비시등에서 1단 1실린더와 1단 2실린더 구조의 압축기를 개발하여 제품으로 출시하고 있다.

Tominaga et al.⁽¹⁾은 1단 2실린더의 구조에서 효율 향상을 위해 실린더 직경과 높이의 비를 최적화하는 연구를 수행하였으며 또한, 1단 1실린더 처럼 하나의 흡입관으로 흡입된 가스가 2실린더로 분배되는 Y-shaped 흡입 구조에 대한 연구를 수행하여 1단 2실린더의 구조적 장점을 택하는 모델을 소개하였다.

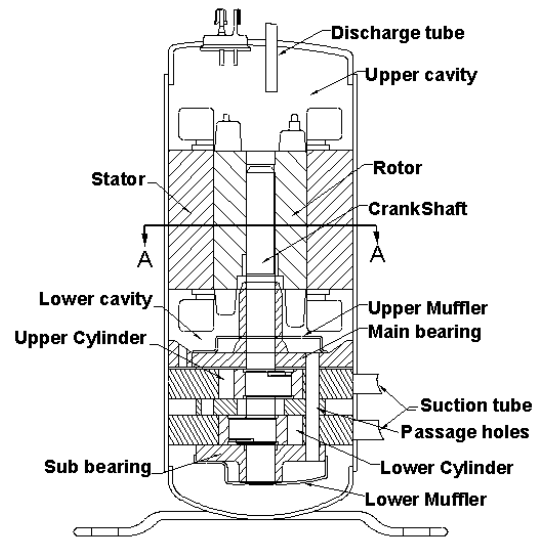


Fig. 1 Rotary compressor: 1-stage 2-cylinder

Yokoyama et al.⁽²⁾은 CO₂ 히트 펌프 시스템에서 사이클 효율 향상을 위해 가스 인젝션을 적용하였는데 1단 1실린더보다 2단 2실린더의 구조가 가스 인젝션 기술 적용이 유리함을 실험적으로 검증하였다. 또한, 2실린더의 행정체적비의 영향에 따른 성능 변화를 검토하였다. 각 구조의 특성상 장·단점이 존재하지만 작은 용량대에서는 2단 2실린더보다 1단 1실린더나 1단 2실린더 구조가 유리할 것으로 판단되는데 이는 행정체적대비 누설경로의 면적이 상대적으로 감소하기 때문에 가스 누설량의 감소를 기대할 수 있고 또한, 큰 하중을 받는 편심부의 면적을 감소시킴으로써 기계효율의 향상을 도모할 수 있기 때문이다.

따라서, 본 연구에서는 1단 1실린더와 1단 2실린더 구조의 로타리 압축기의 성능해석을 위한 프로그램을 작성하고 1단 1실린더 타입에서 실험과 예측치를 검증한 후 이 프로그램을 이용하여 1단 2실린더 타입으로 실린더 형상의 최적화된 모델을 찾고자 한다.

2. 성능해석 프로그램 및 검증

2.1 프로그램 작성

Fig. 1은 1단 2실린더의 구조를 갖는 로타리 압축기의 단면을 보여준다. 각 단에서 흡입-압축-토출과정을 거쳐 상부 머플러로 모인 가스는 모

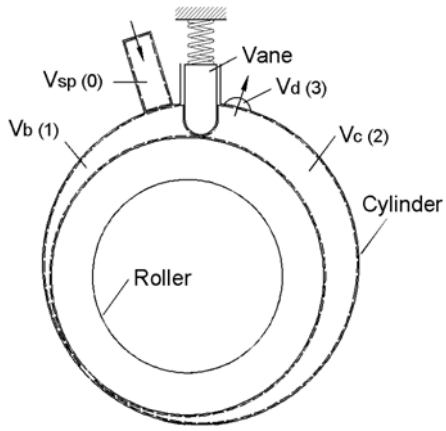


Fig. 2 Control volume definition

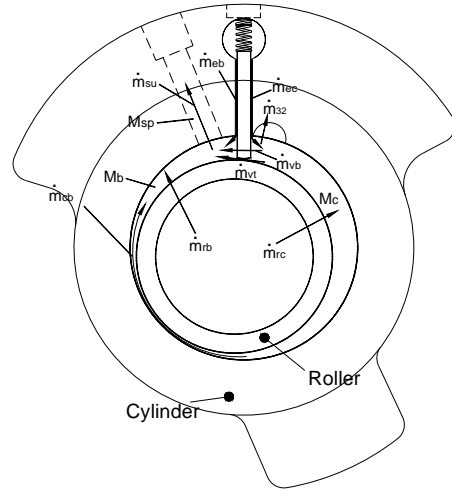


Fig. 3 Leakage paths in the cylinder

터부의 가스 이동 통로를 통해 상부까지 이동한 후 압축기 밖으로 나가게 된다. 성능해석 프로그램은 Fig. 2과 같은 검사체적에서 가스의 상태를 표현하는 열역학적 방정식과 상대 운동을 하는 부재 즉, 롤러, 베인 그리고 크랭크축의 운동 방정식에 기초하여 개발되었다⁽³⁾. 주어진 검사체적 내의 압력을 계산하기 위해 Fig.2과 같이 검사체적을 정의하였으며 인접한 검사 체적간의 가스 및 오일 유동은 식(1),(2)와 같이 표현되고

$$\dot{m}_{gas} = \sum \dot{m}_{gas,out} - \sum \dot{m}_{gas,in} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{oil} = \sum \dot{m}_{oil,out} - \sum \dot{m}_{oil,in} \quad (2)$$

이로부터 각 검사 체적 내의 질량을 식(3),(4)와 같이 얻을 수 있고

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt - \Delta \alpha M_{oil} \quad (3)$$

$$M_{oil} = M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt + \Delta \alpha M_{oil} \quad (4)$$

따라서, 각 검사 체적내의 오일 함유량과 가스 압력은 식(5),(6)으로 표현된다.

$$x_{oil} = \frac{M_{oil}}{M_{gas} + M_{oil}} \quad (5)$$

$$p = \frac{p_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left(\frac{M_{gas}}{V_{gas} - M_{oil} / \rho_{oil}} \right)^n \quad (6)$$

Fig. 3에서 인접한 검사 체적간의 누설 경로를 보여준다. 여기서 누설 경로별 유동 특성은 Kim et al.⁽⁴⁾의 2단 압축 CO₂ 트윈 로타리 압축기에서 오일 용해도를 고려한 성능해석 방법을 참고하였다.

2.2 프로그램 검증(Vs=13cc)

행정체적이 13cc인 1단 1실린더 CO₂ 압축기

Table 1 Comparison of compressor performance between simulation and experiment results:

Vs=13cc single rotary type

	Qc [W]		Error [%]	Wc [W]		Error [%]	COP		Error [%]
	Simul.	Exp.		Simul.	Exp.		Simul.	Exp.	
45 Hz	8,736.6	8,706.0	+0.35	2,523.5	2491	+1.30	3.46	3.49	-0.86
58 Hz	11,564.6	11,823	-2.19	3,308.3	3420	-3.27	3.50	3.46	+1.16

Table 2 Operating conditions

Description	Value
Suction pressure [MPa]	4.5
Suction temperature [°C]	13.7
Discharge pressure [MPa]	9.0
Expansion valve inlet temperature[°C]	35
Compressor speed [rpm]	3500

에 대해서 냉방능력, 압축기 입력, COP를 성능해석 프로그램의 예측치와 비교하였다. 압축기 칼리메타를 이용하여 흡입압력 $P_s= 4.5$ MPa, 토출압력 $P_d= 9.0$ MPa, 흡입온도 $T_s= 12$ °C, 가스쿨러 출구 온도 $T_3= 35$ °C, 그리고 압축기 운전속도 45 Hz와 58 Hz에서 데이터를 획득하였다. 냉방능력, 압축기 입력, COP에서 실험치와 예측치가 각각 ± 3.3 %, 이내의 오차로 서로 잘 일치함을 보였다. 상세한 내용은 Table 1에 정리하였다. 1단 1실린더 타입으로 검증된 해석 방법을 기초로 하여 1단 2실린더의 성능해석 프로그램을 작성하였다.

3. 실린더 형상 최적화 변수

1단 2실린더 CO₂ 압축기의 실린더 최적 설계를 위해 실린더 반경 R_c , 실린더 높이 H , 그리고 롤러의 편심량 e 를 설계 변수로 선정하였다. 이 세가지 변수들은 행정체적 V_s 와 식(7)과 같이 서로 연관되어 있다.

$$H = \frac{V_s}{\pi e (2R_c - e)} \quad (7)$$

주어진 행정체적에서 실린더 반경의 범위는 식(8)과 같이 크랭크 축의 직경과 롤러의 편심량 및 롤러의 두께에 의해 제한된다.

$$R_c \geq R_{sh} + 2e + t_r \quad (8)$$

Fig. 4은 위에서 언급한 설계변수와 제한 조건을 가지고 실린더 높이를 25%씩 감소시키고 또한

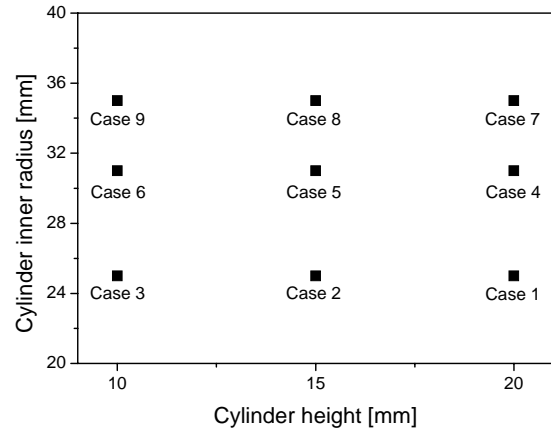


Fig. 4 Main dimensions of each case for the parametric study

실린더 내경을 25mm, 31mm, 35mm로 변화시켜 결정된 각 모델의 전개를 보여준다. 그리고 토출계가 압축기 성능에 미치는 영향을 확인하기 위해 4.5mm와 7.0mm의 두 가지를 직경을 각 모델에서 검토하였다.

4. 계산결과 및 고찰

앞서 언급한 압축기 상세 치수를 가지고 성능 해석을 수행하였으며 이때 사용한 운전조건을 Table 2에 정리하였다.

Fig. 5는 상·하 실린더에서의 P-V선도를 보여준다. 각 실린더에서의 흡입, 압축, 토출과정 전반적으로 유사하게 나타난다.

Fig. 6은 가스 압축을 위한 토크 변동을 보여준다. 두 개의 편심부가 180° 위상차를 갖고 압축을 수행하므로 두 번의 피크가 나타나고 1단 1실린더 압축기에 비해 토크 부하 변동폭이 50%정도 감소함을 알 수 있다. 이는 1단 1실린더에 비해 1단 2실린더 압축기가 저진동·저소음의 장점을 갖는 근본적인 원인이다.

Fig. 7(a)는 설계된 각 모델에서의 체적효율의 변화를 보여준다. 먼저 토출포트 직경이 4.5mm일 때, 실린더 내경이 증가할수록, 실린더 높이가 낮을수록 체적효율이 증가한다. 이는 로타리 압축기에서 체적효율에 가장 큰 영향을 주는 롤러와 실

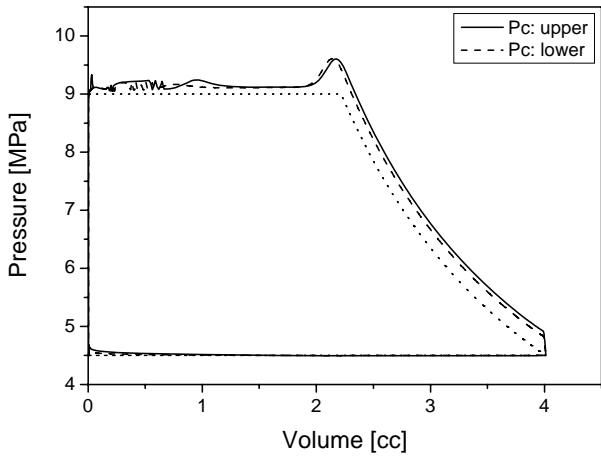


Fig. 5 P-V diagram for 1-stage 2-cylinder rotary compressor

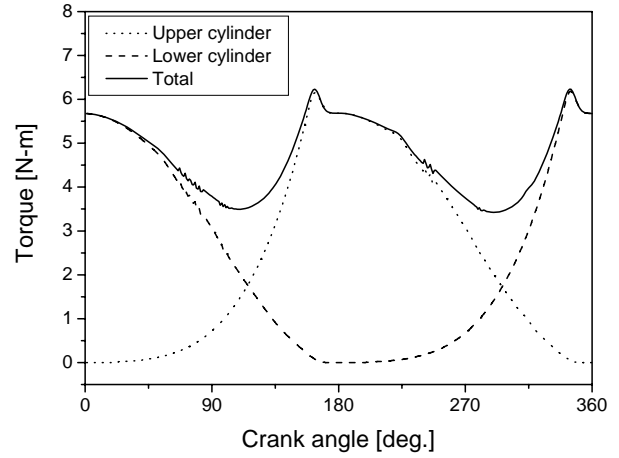


Fig. 6 Torque for the gas compression(4cc/4cc)

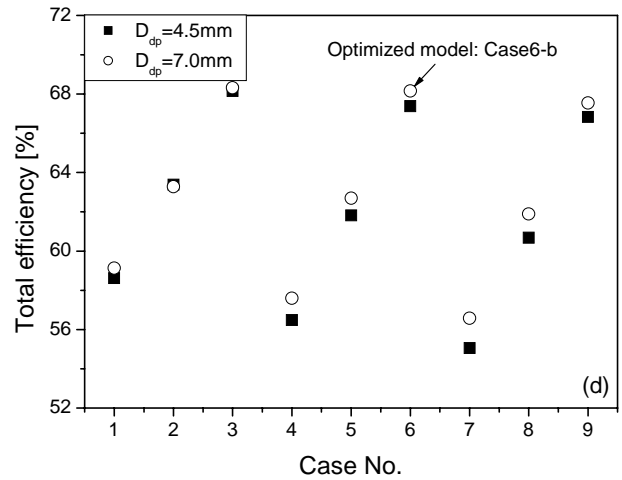
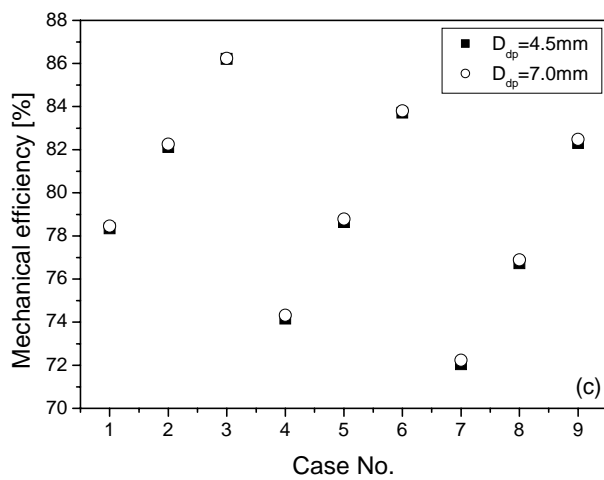
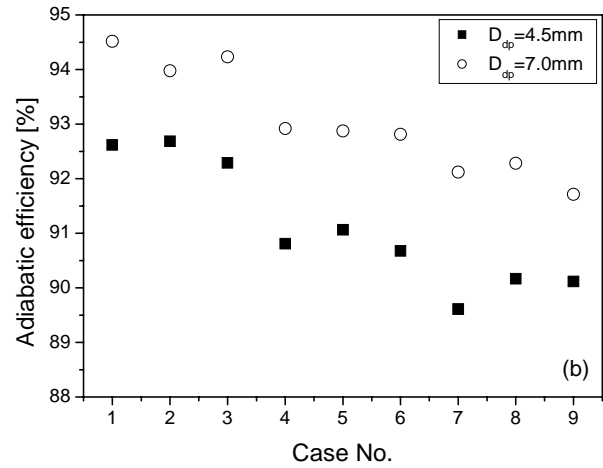
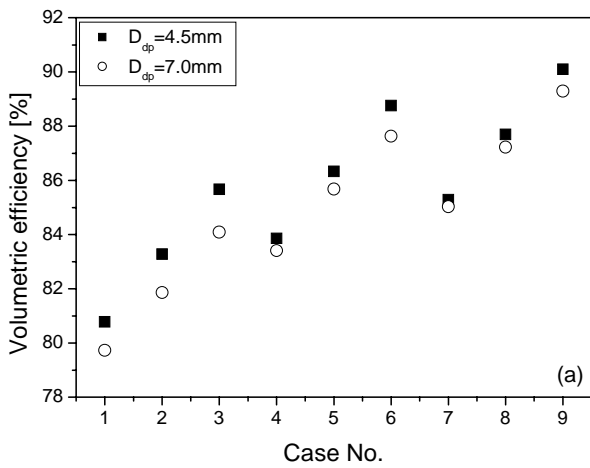


Fig. 7 Various efficiencies for the designed model: (a) volumetric, (b) adiabatic, (c) mechanical, (d) total

린더 내벽을 타고 넘어가는 누설량 \dot{m}_{cb} 의 누설면적이 감소하였기 때문이다. 또한 토출포트의 직경을 7.0mm로 증가시켰을 때, 토출포트에 의해서 형성된 간극체적에서 흡입실로의 재팽창손실로 인해 체적효율이 모든 모델에서 감소하는 경향을 보인다.

각 모델에서 단열압축효율의 변화를 Fig. 7(b)에 나타내었다. 단열압축효율은 체적효율과 반대로 실린더 높이가 높을수록, 실린더 내경이 증가할수록 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 동일 모델에서 체적효율의 감소한 만큼의 질량유량을 압축하는 소요되는 동력이 감소했기 때문이며, 토출포트의 직경을 7.0mm로 증가시키면 단열압축효율이 최대 약 2.5% 향상된다. 하지만 앞서 언급한 대로 과압축 손실이 감소하는 반면에 흡입실로의 재팽창 손실이 증가하므로 두 효율의 비교를 통해 최적화된 모델을 찾아야 한다.

Fig. 7(c)는 각 모델에서의 기계효율의 변화를 나타내었다. 실린더 내경이 작을수록, 실린더 높이가 낮을수록 기계효율이 증가한다. 기계효율 측면에서 보면 실린더 높이의 감소로 인한 효율의 향상 정도가 실린더 내경의 영향보다 크다. 이는 실린더 높이가 낮을수록 CO₂ 냉매에서 마찰 손실의 가장 큰 부분을 차지하는 편심부의 면적이 감소하기 때문이다. 여기서 동일 하중을 지지하는 편심저널 베어링의 세장비가 작아지기 때문에 저널 베어링의 신뢰성 부분에 대한 검토가 추가적으로 진행되어야 한다. 반면에 토출포트의 크기에 따른 영향은 미미한 것으로 계산되었다.

Fig. 7(d)에 체적효율, 단열압축효율, 그리고 기계효율의 곱으로 압축기 효율을 표현하여 정리하였다. 실린더 내경이 작을수록, 실린더 높이가 낮을수록 압축기 전효율은 증가한다. 또한 토출포트의 크기의 효과는 실린더 높이가 낮을수록 크게 나타난다. 이는 동일 실린더 내경에서 실린더 높이가 낮을수록 체적효율이 증가하기 때문이다. 또한, Case3-b 모델에서 최대 효율 68.32%를 나타내었지만 압축기 각 부품의 공용화를 위해서

실린더 형상의 변화를 최소화하는 모델 Case6-b로 최적화 모델을 선정하였다.

5. 결론

각 실린더의 행정체적이 4cc인 1단 2실린더 CO₂ 압축기의 실린더 형상 최적 설계를 수행함에 있어서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 1단 1실린더와 1단 2실린더 CO₂ 압축기의 성능해석 프로그램을 작성하였고,
- (2) 1단 1실린더 타입에서 프로그램을 검증하였으며 최대 오차는 약 3.3%로 실험치와 예측치가 서로 잘 일치한다.
- (3) 실린더 형상 최적화를 위해 9가지 모델을 전개하였으며, 각 모델에서의 성능비교를 통해 Case6-b 모델을 최적화 모델로 선정하였다.

참고문헌

1. Tominaga, T., Hirayama, T., and Kitaichi, S., "Development of a high efficiency 2-cylinder rotary compressor for annual performance factor," International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper No. 1325, 2008.
2. Yokoyama, T., Sasaki, K., Sekiya, S., and Maeyama, H., "Developing a two-stage rotary compressor for CO₂ heat pump systems with refrigerant injection," International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper No. 1193, 2008.
3. Kim, H. J., 2003, Development of computer simulation program for performance analysis of a twin rotary compressor, University of Incheon Technical Report.
4. Kim, W. Y., Ahn, J. M., Kim, H. J., and Cho, S. O., 2007, Solubility consideration in performance analysis of a CO₂ twin rotary compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 12, pp. 842-849.