

이코노마이저를 채용한 스크류 냉동기에서 R22와 R407C의 부분부하 성능실험

장 영 수, 이 용 철, 김 영 일[†]

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

Part-Load Performance Test of a Screw Chiller with Economizer using R22 and R407C

Young-Soo Chang, Yong-Chul Lee, Youngil Kim[†]

Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea

(Received June 9, 2003; revision received September 18, 2003)

ABSTRACT: Screw compressor type chillers are widely used in refrigeration for capacity over 30 RT. In general, chillers operate under part-load conditions. Therefore, information on characteristics at part-load is very important in view of chiller performance and energy economy. In this study, performance tests of part-load and economizer system using R22 and R407C have been performed for various secondary fluid temperatures. Adoption of an economizer system increased the cooling capacity and improved COP except for lower part-load condition when injection volume ratio is 1.01. For the same cooling capacity condition at part-load, COP of both non-economizer and economizer system showed similar values.

Key words: Screw chiller(스크류 냉동기), Part-load(부분부하), Economizer(이코노마이저), R22, R407C

기 호 설 명

COP : 성능계수
 C_p : 정압비열 [J/kgK]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Q : 냉동용량 [W]
 T : 2차유체 온도 [°C]
 V : 스크류 압축기 밀폐체적 [m^3]
 VF : 압축기 배제체적유량 [m^3/s]
 v_i : 이코노마이저 분사체적비

W : 압축기 소비전력 [W]

그리스 문자

η_s : 등엔트로피 효율
 η_v : 체적효율
 ρ : 냉매밀도 [kg/m^3]

하첨자

b : 2차유체
 ci : 압축행정 시작점
 $comp$: 압축기
 $cond$: 응축기
 $econ$: 이코노마이저

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yikim@kist.re.kr

- econi* : 이코노마이저 분사 시작점
- evap* : 증발기
- in* : 입구
- isen* : 등엔트로피 과정
- o* : 기준조건
- out* : 출구
- r* : 냉매

1. 서 론

스크류 압축기는 Sweden SRM사에서 개발된 이래 고효율, 저진동, 저고장, 저소음 특성으로 인하여 기존의 왕복동식 압축기를 채용한 산업용 공기압축기를 빠른 속도로 대체해 나가고 있으며, 30~100 RT급의 중대형 냉동기에도 널리 적용되고 있다.

스크류 압축식 냉동기의 성능을 높이기 위한 방법으로서, 스크류 압축기에 이코노마이저를 적용할 수 있다. 이코노마이저는 응축기 유출 액 냉매 일부를 팽창시킨 저온의 포화냉매를 응축기 유출 액냉매와 열교환시킨 후 스크류 압축기 내부로 분사하는 장치로서, 응축기 유출 냉매의 과냉도를 증가시켜 방방출력을 높이고, 압축기 출구의 냉매온도를 떨어뜨려 압축일을 감소시킨다.

스크류 압축기에 대한 연구는 많이 수행되었으나,^(1,3) 이코노마이저를 적용한 스크류 압축기에 대한 연구는 많지 않다. Jonsson⁽⁴⁾에 의하여 감압통(flash tank)형 이코노마이저 사용시 냉동시스템의 성능향상에 대한 연구가 수행되었으며, Högborg and Berntsson⁽⁵⁾은 순수냉매인 R22와 R22/R152a, R22/R142b, R22/R114의 혼합냉매에 대하여 이코노마이저를 적용할 때, 순수냉매와 혼합냉매 간의 성능을 비교, 연구하였다. 그러나 부분부하에 따른 이코노마이저 적용에 관한 연구는 이루어지지 않고 있다.

소형냉동기의 경우 냉동부하에 따라 단속운전이 이루어지나, 중대형 이상의 냉동기는 연속운전을 하면서 냉동부하에 대응할 수 있도록 부분부하운전이 가능하다. 통상 최대부하를 기준으로 냉동기를 선정, 설치하므로 실제 운전은 대부분 부분부하에서 작동하게 된다. 따라서 냉동기의 소비전력이나 냉동용량을 예측하기 위해서는 부분부하로 운전할 경우의 성능해석이 필요하다.⁽⁶⁾

기존의 스크류 냉동기들은 HCFC 계열인 R22를 냉매로 채용하여 왔으나, R22는 오존층을 파괴하는 물질이므로 그 사용이 제한될 예정이다. R22의 대체냉매로서 거론되고 있는 후보 중에 가장 유력한 것으로 R407C를 들 수 있다. R407C는 R22와 증발압, 체적용량 등이 비슷하여, 기존 냉

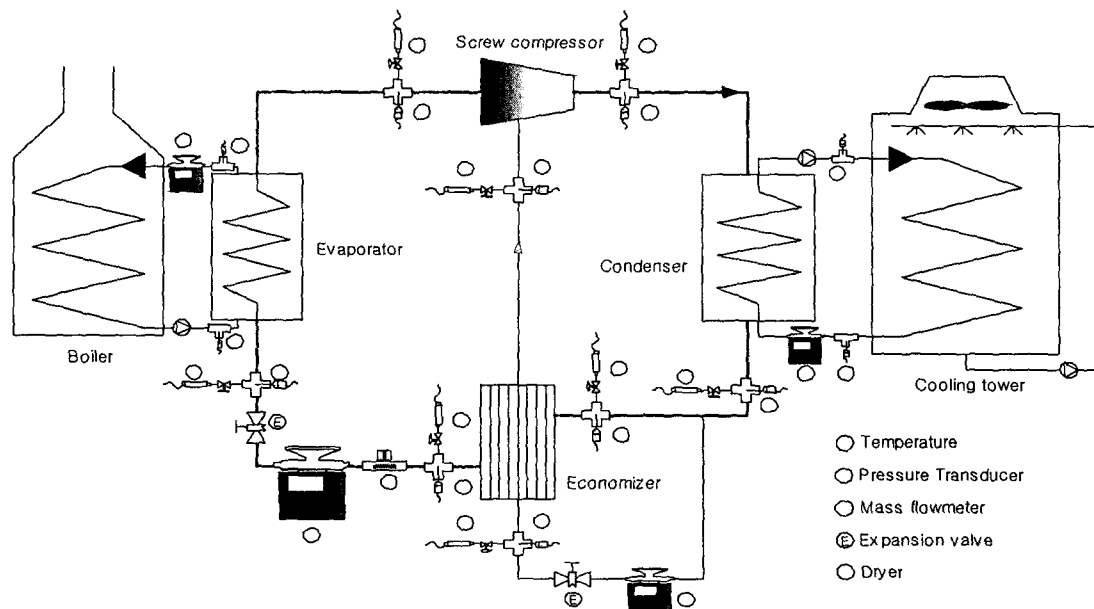


Fig. 1 Schematic diagram of the system.

동기의 개조를 최소로 하여 적용할 수 있는 것으로 알려져 있으나, 원통관형 열교환기에서 R22에 비하여 증발과 응축시 열전달 성능이 크게 감소하고, 이러한 열전달 성능 감소로 냉동용량은 R22에 비하여 10~20%, 성능계수는 20~30% 감소한다.⁽⁷⁾ 이러한 시스템의 성능 감소를 보상하기 위한 한 방법으로서 이코노마이저의 사용을 고려할 수 있다.⁽⁸⁾

본 연구에서는 R22와 R407C를 작동냉매로 적용한 스크류 압축식 냉동기의 부분부하와 이코노마이저 성능실험을 수행하였다.

2. 실험장치

본 연구에서 사용된 30 RT급 스크류 압축식 냉동기는 R22용으로 설계, 제작된 것으로, R407C를 사용한 실험의 경우에도 장치의 변경 없이 냉매만 R407C로 교체한 후 성능실험을 수행하였다. Fig. 1에 이코노마이저 시스템이 설치된 스크류 냉동기의 개략도를 나타내었다. 이코노마이저 시스템은 이코노마이저 열교환기에서 완전히 증발시킨 냉매가스를 압축기 중간단에 분사하도록 구성되어 있다. 이코노마이저 분사위치에 따른 성능 실험을 할 수 있도록 체적비 기준으로 v_i 가 1.01과 1.17이 되는 압축기의 지점에 분사구를 설치하였다. 분사위치를 나타내는 분사체적비는 식(1)과 같이 정의되는데, 압축행정 시작점의 수로터(male rotor)와 암로터(female rotor), 그리고 케이싱에 의한 밀폐체적에 대한 분사위치에서의 밀폐체적의 비로 정의된다. Table 1에 압축기의 상세사양을 나타내었다.

$$v_i = \frac{V_{ci}}{V_{econi}} \quad (1)$$

Table 1 Specification of screw compressor

Number of male/female rotor lobes	5/7
Outer diameter of male rotor	107.50 mm
Outer diameter of female rotor	104.92 mm
Wrap angle of male rotor	244°
Rotor length	122 mm
Built-in volume ratio	2.4
Economizer port built-in volume ratio	1.02, 1.17
Economizer port diameter	12 mm

Table 2 Specification of condenser

Shell inside diameter	299.7 mm
Number of pipe	76
Pipe length	1209 mm
Pipe outside diameter	19.4 mm
pipe inside diameter	15.9 mm

Table 3 Specification of evaporator

Shell inside diameter	277 mm
Tube outside diameter	15.9 mm
Tube layout pitch	20 mm
Overall nominal tube length	1664 mm
Number of tubes	116
Number of tube passes	2
Number of baffles	14

Table 4 Specification of economizer heat exchanger

Size	520 mm × 110 mm × 76 mm
Plate number	28
Each plate area	0.0572 m ²
Plate pitch	2.7 mm

응축기와 증발기로는 원통-관형 열교환기를 사용하였으며, 응축기의 경우 관 외측에서 냉매가 응축되고, 관 내측으로 냉각수가 흐르는 구조로 Table 2에 응축기의 사양을 나타내었다. 증발기는 응축기와는 반대로 관 내측으로 냉매가 흐르고, 셸측으로 냉각수가 흐르는 구조이며, Table 3에 사양을 나타내었다. 이코노마이저 열교환기로는 판형 열교환기를 설치하여 사용하였으며, 사양을 Table 4에 나타내었다.

압축기 윤활유로는 R22와 R407C의 실험에서 동일하게 POE(polyolester) 냉동유가 사용되었으며, Table 5에 사용 냉동유의 주요 성질을 나타내었다.

Table 5 Properties of refrigeration oil

Property	Value
Density at 15°C	974 kg/m ³
Flash point	250°C
Viscosity at 40°C	170 mm ² /s
Viscosity at 100°C	17.2 mm ² /s
Pour point	-24°C

다. 열교환기에 미치는 오일의 영향을 최소화하기 위해 압축기 출구에 별도의 오일여과기(oil separator)를 부착하였다.

3. 실험방법 및 조건

성능시험의 주요 측정값은 냉동기의 냉동용량과 성능계수이다. 냉동용량은 식(2)와 같이 증발기의 2차유체 입출구 온도 및 순환유량을 측정하여 2차유체의 냉각열량으로 계산할 수 있다. 압축기 소비전력은 전력계로 측정하고, 냉동용량과 압축기 소비전력으로부터 식(3)과 같이 냉동기 성능계수를 계산하였다.

$$Q_{evap} = m_{evap, b} C_{p, b} (T_{evap, in} - T_{evap, out}) \quad (2)$$

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W} \quad (3)$$

본 실험장치에 의한 실험결과의 정확도는 선행연구⁽⁷⁾에서 검증하였으며, 냉동용량과 성능계수의 측정에서 약 5%의 실험오차를 가진다. 정상운전 상태에서의 시스템 성능을 측정하기 위해 시스템을 충분히 예비운전하여 시간에 대한 측정온도의 변화가 ±0.2℃ 이내로 유지될 때까지 기다린 다음, 이후 10분 동안 10초 간격으로 계측하고 이를 평균하여 측정값으로 취하였다.

응축기 2차유체(냉각수)의 입구온도는 냉각수의 방열이 이루어지는 냉각탑의 송풍기 회전수를 제어하여 일정하게 유지하였으며, 증발기 2차유체(냉수)의 출구온도 제어를 위해서는 연료 분사량이 제어되는 보일러를 이용하여 냉동부하를 조절하였다. 입출구의 온도차는 2차유체의 평균 온도

를 일정하게 유지하기 위하여 2차유체의 순환유량을 조절하여 5℃로 일정하게 유지하였다. 실험시 과열도는 압축기로의 액냉매 유입을 방지하기 위하여 5℃로 설정하였다.

스크류 압축기의 용량제어기구를 Fig. 2에 나타내었다. 수로터(male rotor) 상부 케이싱에 위치한 용량제어용 피스톤 밸브를 축방향으로 움직여 바이패스 구멍을 개폐할 수 있으며, 바이패스되는 흡입가스의 양을 조절하여 냉매 순환량을 제어한다. 초기 기동시 및 최소부하 25% 운전시에는 전자밸브 3(SOL 3)이 열리고 다른 전자밸브는 닫혀 피스톤 밸브가 오른쪽으로 움직인다. 이때 오일은 전자밸브 3(SOL 3)을 통하여 흡입측으로 바이패스되어 최소부하 25%로 운전하게 된다. 50% 부하운전시에는 전자밸브 2(SOL 2)가 열리고 다른 전자밸브는 닫혀 전자밸브 2(SOL 2)를 통하여 오일이 공급되며, 이 오일압력에 의하여 피스톤 밸브가 50% 용량이 되는 위치에서 정지되도록 전자밸브 2(SOL 2)를 통하여 공급된 오일이 흡입측으로 바이패스 된다. 75% 부하운전시에는 전자밸브 1(SOL 1)이 열리고 다른 전자밸브는 닫힌다. 피스톤 밸브가 75% 용량이 되는 위치에서 정지되도록 전자밸브 1(SOL 1)을 통하여 공급된 오일이 흡입측으로 바이패스된다. 100% 부하운전시에는 3개의 전자밸브가 모두 닫힘으로써 피스톤 밸브는 공급된 오일에 의해 좌측 끝으로 이동되어 바이패스 구멍을 완전히 막아 흡입된 냉매의 바이패스 없이 100% 부하로 운전하게 된다. 여기서 부하율 100%는 전부하를 의미하고, 75%, 50%, 25%는 피스톤 밸브의 위치에 따른 운전모드를 나타내는 것으로, 냉동용량에 비례한 값을 가지지는 않는다.

2차유체의 온도는 냉동시스템의 성능에 큰 영향은 미치므로, 온도변화에 의한 성능을 살펴보기 위해 기준 온도조건과 기준 온도조건에서 냉수와 냉각수의 온도가 5℃ 낮은 온도에서 실험을 수행하였다.

따라서 부하율 100%, 75%, 50%, 25%에 대하여, 증발기 2차유체의 출구온도가 7℃, 2℃, 응축기 2차유체의 입구온도를 27℃, 32℃로 하였을 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 조건에 따라 압축기 출구온도의 과도한 상승으로 실험이 이루어지지 않은 부분이 존재한다.

이코노마이저 적용 실험시에는 수동 팽창밸브

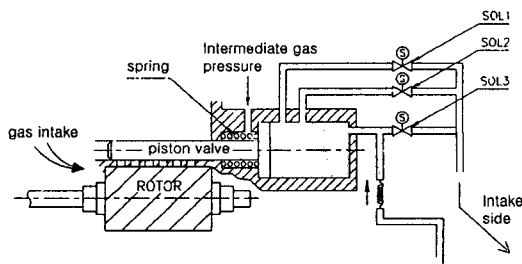


Fig. 2 Schematic diagram of capacity control system.

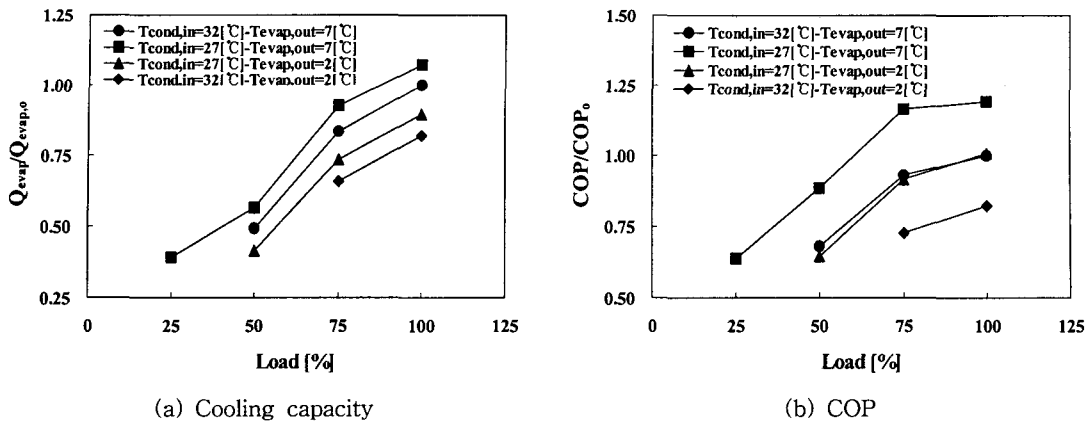


Fig. 3 Cooling capacity and COP with respect to load condition of R22 (reference case (subscript o): R22; $T_{cond,in}=32^{\circ}\text{C}$; $T_{evap,out}=7^{\circ}\text{C}$).

개도를 조정하여, 이코노마이저 열교환기를 거쳐 압축기로 유입되는 냉매분사량을 조절하여, 분사유량에 따른 성능을 살펴보았으며, 최대 이코노마이저 분사유량에서의 성능을 증발기 2차유체의 출구온도가 7°C, 2°C, 응축기 2차유체의 입구온도를 27°C, 32°C로 하였을 경우에 대하여 수행하였다. 각 실험조건에서 부분부하율 변동과 분사체적비를 변화시켜 가며 실험을 수행하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 이코노마이저를 사용하지 않은 경우 성능

이코노마이저를 사용하지 않은 경우, R22의 냉동용량과 COP를 응축기와 증발기 조건변화에 따라 Fig. 3에 나타내었다. 그림의 냉동용량과 성능계수는 응축기 2차유체 입구온도가 32°C, 증발기 2차유체 출구온도가 7°C인 기준조건하의 R22의 값으로 무차원화한 것이다. 부분부하율이 작아질수록 냉동용량과 성능계수는 감소하였다. 냉동용량의 경우 부하율 75%에서 50% 사이의 용량 감소가 34%로 상대적으로 컸으며, 성능계수는 부하율이 100%에서 75%로 감소한 경우 감소율이 작았으나, 부하율이 작아지면 급격히 성능계수가 낮아진다.

실제 냉동기가 작동할 때 부하율은 냉동부하에 따라 자동으로 제어되므로, 냉동용량의 변화에 따른 성능계수가 중요한 의미를 가진다. 이를 Fig. 4에 나타내었다. 부하율 감소에 따른 냉동용량과

성능계수의 감소가 반영되어 냉동용량의 감소에 따라 성능계수도 감소하였다. 냉동용량이 큰 경우에는 2차유체의 조건변화에 따라 성능계수의 변화 폭이 컸으나, 용량이 작아질수록 2차유체에 의한 변화폭이 감소하였다. 이는 냉동용량이 감소할 경우 열교환기의 열전달량이 감소하여, 냉동기에서 발생하는 전체 비가역성에서 열교환기가 차지하는 비중이 감소하기 때문이다.

R407C의 경우 부분부하에서 냉동용량에 따른 성능계수를 R22와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 냉동용량과 성능계수는 R22의 기준조건에서의 값으로 무차원화하여 나타내었다. 냉동용량에 대한 성능계수의 경향은 R22와 유사하나, R22 대비 12~15%의 성능계수가 감소하였다.

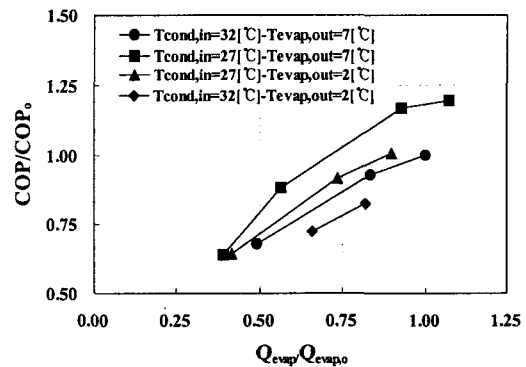


Fig. 4 COP with respect to cooling capacity of R22 (reference case (subscript o): R22; $T_{cond,in}=32^{\circ}\text{C}$; $T_{evap,out}=7^{\circ}\text{C}$).

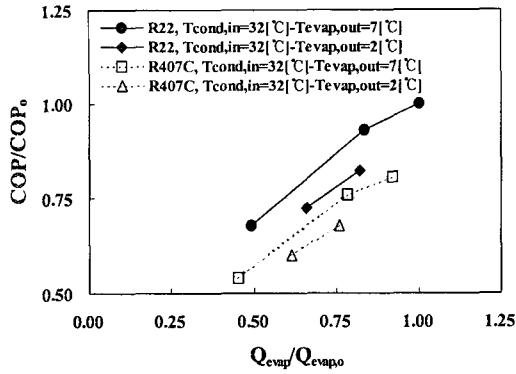


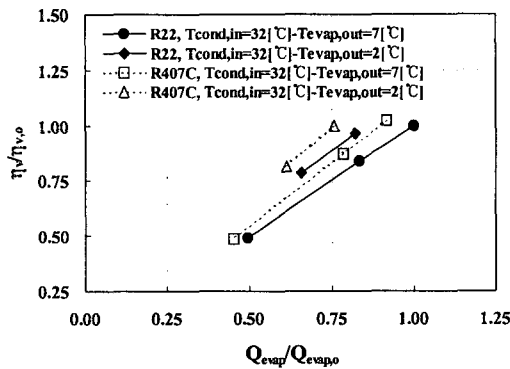
Fig. 5 COP with respect to cooling capacity of R22 and R407C (reference case (subscript o): R22; $T_{cond, in}=32^{\circ}\text{C}$; $T_{evap, out}=7^{\circ}\text{C}$).

R22와 R407C를 사용한 경우 압축기의 성능을 비교하기 위해 냉동용량에 따른 압축기의 체적효율과 등엔트로피 효율을 Fig. 6에 나타내었다. 체적효율과 등엔트로피 효율의 정의는 다음과 같다.

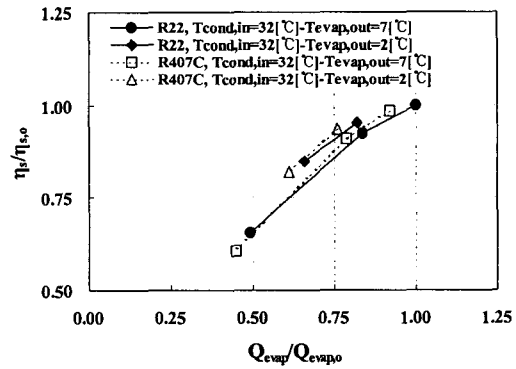
$$\eta_v = \frac{m_r}{\rho_{comp, in} VF} \quad (4)$$

$$\eta_s = \frac{m_r (h_{comp, out, isen} - h_{comp, in})}{W} \quad (5)$$

여기서 $h_{comp, out, isen}$ 은 압축기 입구조건에서 출구 압력까지 등엔트로피 압축하였을 경우 냉매의 출구 엔탈피이다.



(a) Volumetric efficiency



(b) Isentropic efficiency

Fig. 6 Compressor efficiency with respect to cooling capacity (reference case (subscript o): R22; $T_{cond, in}=32^{\circ}\text{C}$; $T_{evap, out}=7^{\circ}\text{C}$).

역시 R22의 기준조건에서의 값으로 무차원화하여 나타내었다. 동일한 냉동용량에서 응축기와 증발기의 열전달 성능 저하로 인해 압축비가 증가했음에도 불구하고 체적효율은 R407C가 R22에 비해 약간 높았으며, 등엔트로피 효율은 비슷한 값을 보였다.

체적효율이 R407C가 높은 이유는 R22와 R407C의 POE 냉동유에 대한 용해도차에 의한 것으로 여겨진다. 압축기 출구의 오일분리기에서 냉매로부터 분리된 고압의 냉동유는 저압상태인 압축기 입구 쪽으로 분사되는데, 이때 냉동유에 녹아 있던 냉매가 재팽창하여 압축기의 체적효율을 떨어뜨리게 된다. 일반적으로 R22의 POE에 대한 용해도가 R407C에 비해 큰 것으로 알려져 있으므로,^(9,10) R22의 체적효율이 R407C에 비해 감소하는 것으로 여겨진다.

따라서 선행연구⁽⁷⁾에서 밝힌 바와 같이 R407C의 R22 대비 성능 저하는 열전달 성능 감소로 여겨지며, 이는 전부하뿐만 아니라 부분부하에서도 동일한 결과를 나타내었다.

4.2 이코노마이저를 사용한 경우의 성능

R22의 기준 온도조건에서 이코노마이저 분사유량을 증가시키면서 냉동용량과 성능계수를 측정하여 Fig. 7에 나타내었다. 분사위치가 체적비 1.01인 경우는 체적비 1.17보다 압축기 흡입구와 가깝고, 압축기의 흡입행정이 완료된 바로 직후에 냉매가 분사되게 된다. 그런데 부분부하 운전

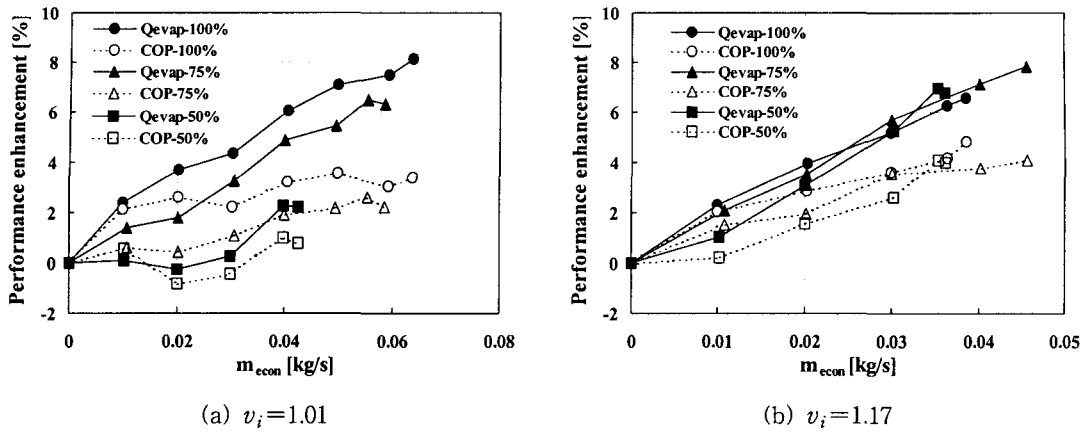


Fig. 7 Performance test with variable economizer mass flow rate under part-load condition of R22 (reference case (subscript o): R22; $T_{cond, in} = 32^\circ\text{C}$; $T_{evap, out} = 7^\circ\text{C}$).

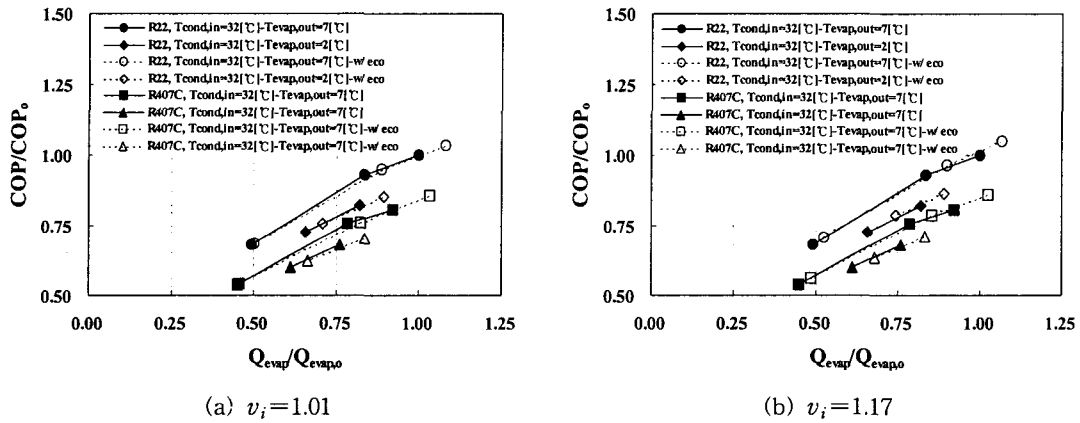


Fig. 8 COP with respect to cooling capacity (reference case (subscript o): R22; $T_{cond, in} = 32^\circ\text{C}$; $T_{evap, out} = 7^\circ\text{C}$).

으로 슬라이드 밸브가 열리게 되면 압축기의 압축시작점이 출구 쪽으로 이동하게 되어 압축기의 흡입행정 중에 냉매가 분사되는 현상이 발생한다.

부하율이 감소하면 냉동용량의 향상 정도가 작아지고 50% 이하에서는 이코노마이저에 의한 효과가 미미한 것으로 여겨진다. 반면에 체적비 1.17인 경우 체적비 1.01에 비해 분사구의 위치가 압축행정이 어느 정도 진행된 위치에 있으므로 부분부하에 의한 영향을 작게 받는다. 대체로 이코노마이저 분사유량이 최대가 되는 지점에서 냉동용량과 성능계수의 증가율이 최대가 된다. 이는 R407C에서도 비슷한 경향을 보였다.

이코노마이저의 사용으로 넓은 운전 범위에서

냉동용량과 성능계수가 증가하는 것을 실험적으로 확인하였다. 그러나 실제 부분부하 운전시에는 Fig. 4와 같은 냉동용량에 대한 성능계수가 의미를 가진다. Fig. 8에 R22와 R407C에 대하여 이코노마이저 사용시와 미사용시 성능계수를 나타내었다. 이코노마이저를 사용한 경우 냉동기 성능의 최대점인 전부하를 초과하여 높은 냉동용량과 성능계수를 얻을 수 있었다. 하지만 부분부하 운전시에는 성능계수의 증가가 냉동용량의 증가와 동시에 일어나므로, 동일한 냉동용량에서 이코노마이저 사용에 의한 성능계수의 향상효과는 작았다. 체적비 1.01의 경우 냉동용량의 증가효과가 성능계수의 증대효과보다 커서 부분부하시에 오

히려 성능 감소를 가져올 수 있다.

R407C 시스템에 이코노마이저를 채택할 경우 R22의 이코노마이저 미채용 시스템에 대하여 성능계수는 14% 낮지만 냉동용량은 비슷한 값으로 증대시킬 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 스크류 압축식 냉동기에 R22와 R407C를 작동냉매로 적용했을 경우에 대하여 부분부하 및 이코노마이저 적용에 따른 성능실험 결과를 분석하였다.

부분부하 운전시 냉동용량의 감소에 따라 성능계수도 감소하였다. 냉동용량이 큰 경우에는 2차 유체의 조건변화에 따라 성능계수의 변화폭이 컸으나, 용량이 작아질수록 2차유체의 조건변화에 의한 변화폭이 감소하였다.

이코노마이저 분사체적비 1.01과 1.17을 사용한 이코노마이저 성능실험에서 냉동용량과 성능계수의 향상효과를 얻을 수 있으나, 분사체적비가 1.01인 경우 부하율이 작은 영역에서 분사위치가 흡입행정과 겹쳐 성능 향상효과가 감소하였다.

이코노마이저를 사용하지 않은 경우에도 냉동용량이 증가하면 성능계수가 상승하므로, 부분부하 운전시 동일한 냉동용량조건에서 이코노마이저 사용에 의한 성능계수의 향상효과는 작았다.

참고문헌

1. Singh, P. and Patel, G., 1984, A Generalized Performance computer program for oil flooded twin-screw compressors, International Compressor Engineering Conference, Purdue, pp. 544-551.
2. Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. and Watanabe, M., 1984, Computer modeling for performance of rotary screw compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue, pp. 536-543.
3. Hanjalić, K. and Stošić, N., 1997, Development and optimization of screw machines with a simulation model—Part II: Thermodynamic performance simulation and design optimization, ASME J. Fluids Engineering, Vol. 119, pp. 664-670.
4. Jonsson, S., 1991, Performance simulations of twin-screw compressors with economizer, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 345-350.
5. Högborg, M. and Berntsson, T., 1994, Non-azeotropic mixtures as working fluids in two-stage economizer-type heat pumps, Int. J. Refrig., Vol. 17, pp. 417-429.
6. Chang, Y.-S., Shin, Y., Kim, Y. and Baik, Y.-J., 2002, In-situ performance analysis of centrifugal chiller according to varying conditions of chilled and cooling water, KSME J (B), Vol. 26, No. 3, pp. 482-490.
7. Lee, D., Ahn, Y., Kim, Y., Kim, Y., Chang, Y.-S. and Nam, L.-W., 2002, Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers, Int. J. Refrig., Vol. 25, No. 5, pp. 575-585.
8. Park, S.-H., Chang, Y.-S., Kim, Y., Kim, Y. and Nam, L.-W., 2002, Simulation of the economizer performance of a screw compressor using R22 and R407C, KSME J (B), Vol. 26, No. 3, pp. 465-473.
9. Hewitt, N. J., McMullan, J. T., Mongey, B. and Evans, R. H., 1996, From pure fluids to zeotropic and azeotropic mixtures: the effects of refrigerant-oil solubility on system performance, Int. J. Energy Research, Vol. 20, pp. 57-67.
10. Macaudiere, S. and Rolotti, G. D., 1997, Refrigeration lubricants for R-407C, Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division, Vol. 37, pp. 405-410.