

2단압축 냉동장치의 성능특성에 관한 실험적 연구

김재돌* · 오후규** · 김성규*** · 권옥배*

An Experimental Study on Performance Characteristics of Two - Stage Compression Refrigeration Systems

J. D. Kim · H. K. Oh · S. G. Kim · O. B. Kwon

Key words : Two - stage compression refrigeration system(2단압축 냉동장치), Refrigeration capacity(냉동능력), Coefficient of performance(성적계수), Compression work(압축일량)

Abstract

The characteristics of the R - 22 two-stage compression refrigeration systems were investigated.

The apparatus consisted of 0.5HP and 1HP hermetic reciprocating compressors for the high and low stage sides respectively, a condenser, an evaporator, a heat exchanger, four expansion valves, and two intercoolers. The experiments covered a range of refrigerant flow rates from 24 to 84kg/h, and the inlet temperature of cooling water in the condenser and heat source water in the evaporator ranged from 20 to 30℃.

The results showed that the refrigerant flow rate had greater effect on the refrigerating capacities, the compression efficiency and the coefficient of performance of two - stage compression systems than the inlet temperature of heat source water. And all these values were decreased with increasing inlet temperatures of the cooling water. The pressure drops in the evaporator of two-stage compression systems were decreased in proportion to the increase in the inlet temperature of the heat source and cooling water, but it was increased by the refrigerant flow rate.

* 정회원, 부산수산대학교 대학원

** 정회원, 부산수산대학교

*** 정회원, 한국해양대학교

Nomenclature

Symbols

A	Heat transfer area	[m ²]
AW	Compression work	[kcal/h]
COP	Coefficient of performance	
C _p	Specific heat	[kcal/kg℃]
G	Refrigerant flow rate	[kg/h]
h	Entalpy	[kcal/kg]
Q	Refrigerating capacity	[kcal/h]
Q _w	Heat exchange capacity	[kcal/h]
T	Temperature	[℃]
W	Heat source and cooling water flow rate	[kg/h]
ΔP	Pressure drop	[kg/cm ²]
Δt _m	LMTD of refrigerant and water	[℃]
K	Heat transfer coefficient	[kcal/m ² h℃]

Subscripts

c	Condenser, Cooling water
e	Evaporator
h	High - stage, Heat source water
i	Inlet
l	Low - stage
o	Outlet
p	Compressor

1. 서 론

현재 사용되고 있는 냉동·공조기기의 에너지 절약, 원가절감, 성능향상을 위해서는 시스템을 구성하는 각 기기 요소들의 성능개선이나, 적합한 냉매, 부속기기 등의 선정을 통한 효율향상 및 외부 부하변동에 따라 최적의 성능을 발휘할 수 있는 시스템 전체에 관한 연구가 대단히 중요하다¹⁾.

예를 들어 냉동장치를 이용하여 증발온도가 -30℃이하인 저온을 얻을 목적으로 단단압축을 행할 경우 증발기내의 압력이 대단히 낮아지므로 한대의 압축기로 냉매를 응축압력까지 압축하게 되면, 고·저압의 압축비가 증가한다²⁾. 이러한 경

우는 압축기 흡입증기의 비체적이 급증하여 냉매 증기의 단위 중량당 압축일량이 증가되고, 압축기 체적효율의 저하 및 냉매순환량이 감소되어 결국 냉동능력이 저하된다. 또한 압축기 흡입 직후에 과열도가 증가하여 과열에 의한 체적효율 저하와 동시에 토출증기 온도가 상승되므로서 윤활유의 열화가 발생되어 장치 및 압축기의 고장을 일으킬 수 있다. 그러므로 증발온도가 낮을 경우에는 이와 같은 시스템상의 결점을 보완하고, 에너지의 유효 이용을 위해 증발기에서 증발한 저온의 냉매증기를 2대 혹은 3대의 압축기를 사용하여 단계적으로 증기를 압축하는 다단압축을 하는 것이 효율적이다.

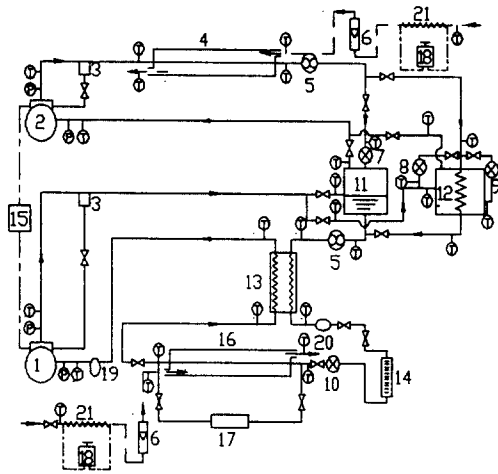
그러나 현재 단단압축에 대한 실험 및 수치해석에 의한 연구는 어느 정도 행해지고 있으나, 다단압축에 대한 자료 및 연구는 대단히 부족할 뿐만 아니라 연구도 활발히 이루어지지 않고 있다. 특히 다단압축에 있어 2단압축 2단팽창과 2단압축 1단팽창에 관한 비교·연구는 대단히 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 작동유체를 R-22로 하고, 응축기 출구의 고압액을 중간냉각기로 직접 팽창시켜 저단축 토출증기와 고단축 냉매액을 냉각시키는 2단압축 1단팽창 냉동장치(2C1E)(A)형식과 고압액을 저단축 토출증기에만 팽창시키는 새로운 2단압축 1단팽창 냉동장치(2C1E)(B)형식을 제작하여 서로의 차이를 비교하였다.

그리고 이들과의 성능차를 비교하기 위하여 2단압축 2단팽창 냉동장치(2C2E)도 제작하였으며, 세가지 시스템의 성능차를 증발부하, 응축부하, 냉매순환량 등의 변화에 따라 비교하였다. 또한 냉동능력, 소요동력 등의 상호관계와 증발부하, 응축부하, 냉매순환량 등과 같은 외부조건들이 성적계수에 어떤 영향을 미치는가를 비교·검토하였다. 그리고 압축기, 증발기, 응축기 등 열교환 장치들에 대한 실제 계산 모델의 자료를 얻었고, 전체 냉동 시스템의 장치 설계시 성능해석을 위한 참고 자료를 제공하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과



- Refrigerant line
- - - Coolant line
- Connection line
- ⊙ Pressure gauge
- ⊗ Stop valve
- Ⓢ C - C thermocouple
- 1. Low - stage compressor
- 2. High - stage compressor
- 3. Oil separator
- 4. Condensing receiver
- 5. Sight glass
- 6. Water flow meter
- 7. Expansion valve 1
- 8. Expansion valve 2
- 9. Expansion valve 3
- 10. Expansion valve 4
- 11. Tow - stage expansion intercooler
- 12. One - stage expansion intercooler
- 13. Heat exchanger
- 14. Refrigerant flow meter
- 15. Power meter
- 16. Evaporator
- 17. Transducer
- 18. Transformer
- 19. Accumulator
- 20. Dry filter
- 21. Preheater

Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

같다. 그림에 나타난 바와 같이 고단압축기(2)와 저단압축기(1)는 각각 0.5HP, 1HP인 밀폐형이고, 응축기(4)는 수액기 겸용(condensing receiver)을 사용하였다. 또한 증발기(16)는 외관의 내경 15.9 mm, 내관의 내경 9.5mm인 이중관형으로 제작하

여, 내관으로는 냉매가 외관으로는 열원수가 냉매와 역방향으로 흐르도록 하였으며, 글라스울(glass wool)로 충분히 단열하였다. 그리고 1단팽창을 위한 팽창밸브(8, 9), 2단팽창을 위한 팽창밸브(7), 1단팽창용 중간냉각기(12)와 2단팽창용 중간냉각기(11), 열교환기(13), 유분리기(3) 등을 설치하였다. 또 증발기내로 흐르는 냉매순환량을 측정하기 위한 냉매유량계(14), 증발기내에서의 압력강하를 측정하기 위한 차압트랜듀서(differential pressure transducer)(17)는 그림에 나타난 바와 같다. 그리고 증발부하 및 응축부하를 조절하기 위하여 예열기(21)를 설치하였으며, 열량은 전압조정기(voltage transformer)(18)로 조절하였다. 또한 증발기내의 열원수와 응축기내의 냉각수량을 측정하기 위하여 부자식 수유량계(float type flow meter)(6)를 설치하였고, 압축기의 소요동력을 측정하기 위하여 파워메타(power meter)(15)를 설치하였다.

그리고 장치를 구성하는 각 기기의 입·출구에 C - C열전대를 부착하여 각 부의 냉매온도를 측정하였다.

실험조건은 Table 1과 같으며, 실험장치 중 냉매의 순환은 2단압축 2단팽창의 경우 증발기에서 증발한 저압의 냉매증기는 저단압축기로 흡입되어 중간압력까지 압축되고 중간냉각기를 거쳐 고단압축기로 흡입된다.

고단압축기에서 압축된 냉매증기는 응축기에서 응축되어 제1팽창밸브를 통과한 후 중간냉각기로 유입되고, 제2팽창밸브인 모세관을 거쳐 증발기로 유입된다. 또한 2단압축 1단팽창(A)의 경우는 2단팽창과 마찬가지로 증발기에서 증발한 저압의 냉매증기는 저단압축기를 거쳐 중간냉각기로 유입되고, 다시 고단압축기에 흡입되어 응축기를 거쳐 제1팽창밸브에서 일부의 냉매액은 중간냉각기

Table 1 The Range of Test Condition

Parameter	Range
Heat source water rate, kg/h	300
Inlet temperature of heat source water, ℃	20~30
Cooling water flow rate, kg/h	300
Inlet temperature of cooling water, ℃	20~30
Refrigerant flow rate, kg/h	24~34

내로 팽창시키고, 제2팽창밸브인 모세관을 통해 증발기로 유입된다. 그리고 2단압축 1단팽창(B)의 냉매 흐름은 (A)경우와 동일하지만, 제1팽창밸브에서 팽창한 냉매를 중간냉각기로 직접 보내지 않고, 저단축 토출증기에 유입시켜 중간냉각기로 보낸 후 (A)와 같이 순환시킨다. 실험장치 중 부하열원으로 이용되는 2차 유체인 열원수와 냉각수는 예열기에서 적정한 부하가 조절되어 수유량계를 거쳐 냉매의 흐름과 역방향으로 증발기 및 응축기로 각각 유입된다.

실험방법으로는 증발기와 응축기내의 열원수 및 냉각수 입구온도를 변화시켜 증발부하 및 응축부하를 조절하였고, 유량조절밸브를 이용하여 냉매순환량을 조절하였다. 이와 같은 방법으로 증발부하 및 응축부하를 일정하게 유지시킨 상태에서 냉매순환량 변화에 따른 영향, 증발부하 및 냉매순환량이 일정한 경우 응축부하 변화에 따른 영향, 응축부하 및 냉매순환량이 일정한 경우 증발부하에 따른 영향 등을 각각 반복 실험하여 데이터를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험 데이터의 해석 방법

일반적으로 2단 증기압축식 냉동장치의 냉동능력(Q), 압축일량(AW), 성적계수(COP) 등의 계산은 식(1), (2), (3)으로 나타낼 수 있다.

$$Q = G_i(h_{eo} - h_{ei}) \tag{1}$$

$$AW = G_i(h_{ipo} - h_{ipi}) + G_h(h_{hpo} - h_{hpi}) \tag{2}$$

$$COP = Q / AW \tag{3}$$

여기서,

G_i 는 저단압축기 냉매순환량, h_{ei} , h_{eo} 는 증발기 입·출구 냉매엔탈피, G_h 는 고단압축기 냉매순환량, h_{ipi} , h_{ipo} , h_{hpi} , h_{hpo} 는 저·고단압축기의 입·출구 냉매엔탈피를 각각 나타낸다.

또한 증기압축식 냉동장치의 열교환량(Q_w)은 다음과 같은 개념으로 해석할 수 있다. 즉, 증발기 및 응축기에서 관내로 냉매가 흐르고 관외로 열원수 및 냉각수가 냉매와 역방향으로 흐른다고 가정

하면, 냉매와 열원수 및 냉매와 냉각수 사이에는 온도차가 생겨 열교환이 이루어지게 된다. 따라서 증발기 및 응축기에서의 열교환식은 (4), (5)와 같다.

$$Q_w = W \times c_{pw} \times (t_{wi} - t_{wo}) \tag{4}$$

$$= K \times A \times \Delta t_m \tag{5}$$

여기서

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 - \Delta t_2)}$$

이며, W 는 열원수 및 냉각수 유량, C_{pw} 는 정압비열, t_{wi} , t_{wo} 는 열원수 및 냉각수의 입·출구온도를 나타낸다.

3.2 장치의 열평형

실험장치의 열평형은 응축열량, 증발열량 그리고 고·저단압축기의 소비전력으로 부터 검정하였다. 소비전력은 파워메타로 측정된 전력량으로 계산하였고, 응축열량 및 증발열량은 열교환기 입·출구의 냉각수 및 열원수의 열수수 관계로부터 계산하였다. 따라서 장치의 열평형은 압축기의 입력전력과 증발기 열원수의 손실열량의 합과 응축기 냉각수의 취득열량을 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 2와 같다.

그림에서와 같이 2단압축 2단팽창(2C2E) 및 2단압축 1단팽창(2C1E) 모두 약 -23%이내의 오

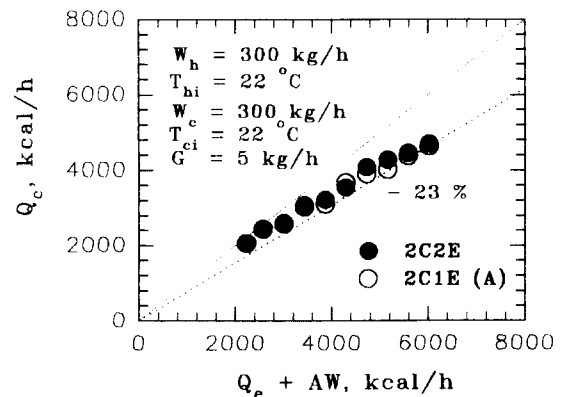


Fig. 2 Heat Balance on the Two - Stage Compression One and Two Expansion Refrigeration Systems.

차가 발생하였다.

이러한 오차는 고·저단압축기에서의 발생열량과 배관에서의 손실열량 때문으로 파악된다.

3.3 냉동능력의 변화

Fig. 3, 4는 냉매순환량이 일정한 경우 증발기내의 열원수 입구온도 및 응축기내의 냉각수 입구온도 변화에 따른 냉동능력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 열원수 입구온도가 증가함에 따라 냉동능력은 증가하였으나, 냉각수 입구온도의 증가에 따라서는 냉동능력이 뚜렷이 감소하는 경향을 나타내었다. 또한 사이클의 종류에 따라서 2단압축 2단팽창(2C2E)경우가 2단압축 1단팽창

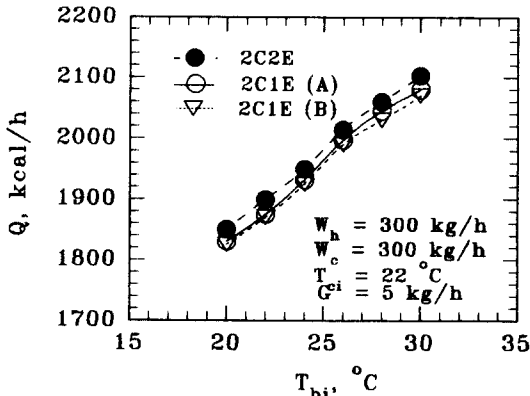


Fig. 3 Effect of Inlet Temperature of Heat Source Water in the Evaporator on Refrigerating Capacity.

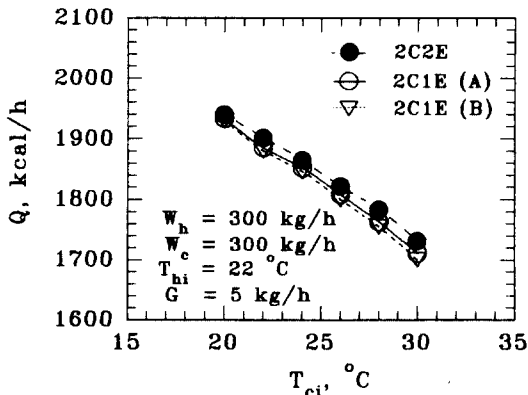


Fig. 4 Effect of Inlet Temperature of Cooling Water in the Condenser on Refrigerating Capacity.

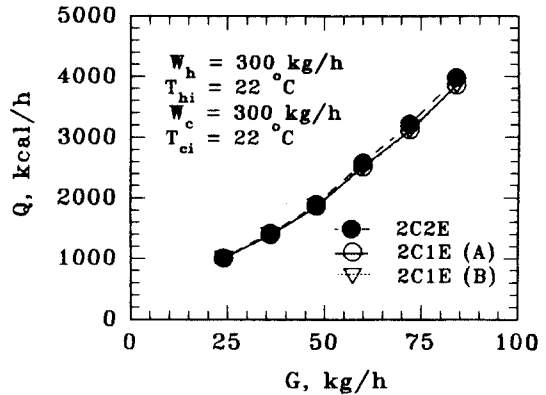


Fig. 5 Effect of Refrigerant Flow Rate in the Evaporator on Refrigerating Capacity.

(2C1E)(A), (B)보다 다소 냉동능력이 크게 나타났다. 이것은 중간냉각기내에서 냉매의 과냉각도 차이 때문이라 판단되며, 2단압축 1단팽창(A), (B)의 차는 미소하였다.

Fig. 5는 열원수 및 냉각수의 유량과 입구온도가 일정할 경우 냉매순환량 증가에 따른 냉동능력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 냉매순환량이 증가함에 따라 냉동능력은 거의 선형적으로 증가하였다. 이것은 냉매순환량이 증가함으로써 냉매와 열원수의 열교환량이 증가되기 때문으로 판단된다. 그리고 사이클의 종류에 따라서는 냉매유량이 증가할수록 2단팽창(2C2E)의 경우가 1단팽창(2C1E)(A), (B)의 경우 보다 약간 높게 나타났다.

이상의 결과에서 냉동능력에 가장 큰 영향을 미치는 것은 증발부하 및 응축부하 보다 냉매순환량이라는 것을 판단할 수 있다.

3.4 증발기내의 압력강하

Fig. 6, 7, 8은 냉동능력의 변화와 동일조건에서 증발기내의 압력강하를 나타낸 것이다. Fig. 6, 7에서 열원수 및 냉각수 입구온도가 증가함에 따라 압력강하는 감소하는 경향을 나타내었다. 이것은 증발부하 및 응축부하가 증가함에 따라 과열도가 상승하고, 또한 냉매의 불완전한 응축으로 증발온도 및 응축온도에 영향을 미치기 때문으로 판단된다.

또 사이클의 종류에 따라서 1단팽창(A), (B)의

경우보다 2단팽창이 압력강하율이 적게 나타났고, 1단팽창의 팽창방법에 따라서는 (B)가 더 적게 나

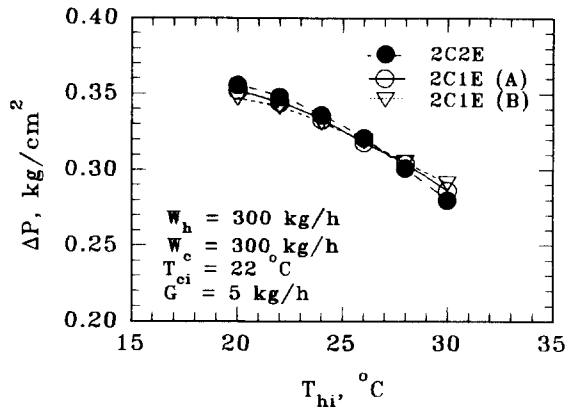


Fig. 6 Effect of Inlet Temperature of Heat Source Water in the Evaporator on Pressure Drop.

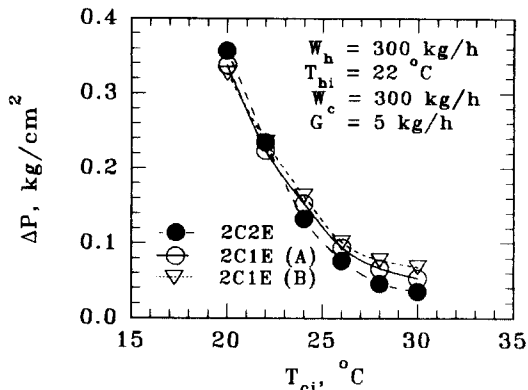


Fig. 7 Effect of Inlet Temperature of Cooling Water in the Condenser on Pressure Drop.

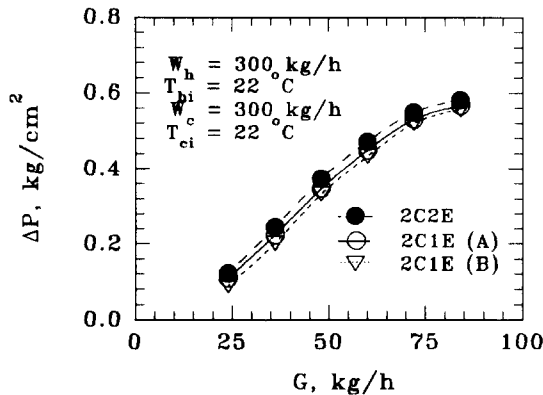


Fig. 8 Effect of Refrigerant Flow Rate in the Evaporator on Pressure Drop.

타났다. 그러나 Fig. 8의 냉매순환량 증가에 따라서는 상당히 큰 폭으로 증가하였다. 이것은 증발기 내 냉매순환량이 변함에 따라 냉매의 흐름 속도가 압력강하에 큰 영향을 미치기 때문이라 판단된다. 이 경우 사이클 종류에 따른 차는 미소하게 나타났다.

3.5 소요동력의 변화

Fig. 9, 10은 냉매순환량이 일정할 경우 열원수 및 냉각수 입구온도 변화에 따른 고·저단압축기가 소비한 동력을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 열원수 입구온도가 증가함에 따라 압축기의 소비동력은 감소하였다.

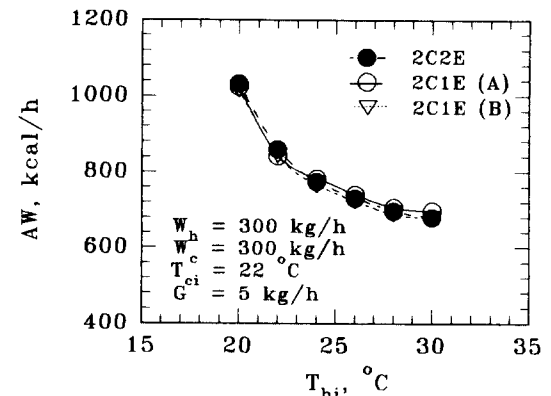


Fig. 9 Effect of Inlet Temperature of Heat Source Water in the Evaporator on Compression Work.

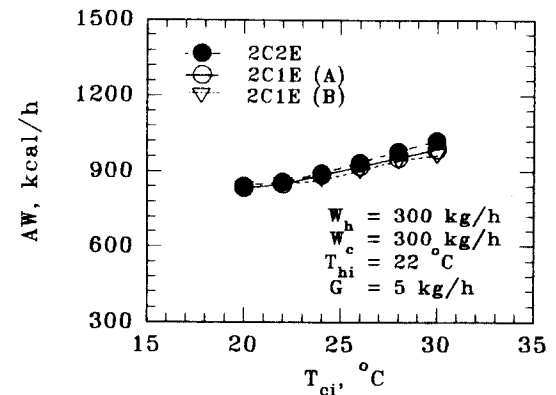


Fig. 10 Effect of Inlet Temperature of Cooling Water in the Condenser on Compression Work.

이것은 열원수 입구온도가 증가함으로서 냉매의 증발압력이 상승하여 결국 증발온도가 증가하기 때문이라고 판단된다. 그러나 냉각수 입구온도의 증가에 따라서는 압축기의 소비동력이 증가하였다. 이것은 냉각수 입구온도가 증가함으로서 응축온도가 상승되어 압축일량이 증가되기 때문으로 판단된다. 그리고 사이클의 종류에 따라서 큰 차이는 없었지만, 2단팽창(2C2E)의 경우가 1단팽창(2C1E)(A), (B)보다 약간 높게 나타났으며, 1단팽창(A), (B)의 차는 미소하였다.

Fig. 11은 열원수 및 냉각수의 수량과 입구온도가 일정할 경우 냉매순환량 증가에 따른 고·저단 압축기의 소비동력을 측정한 것이다. 그림에서와 같이 냉매순환량이 증가함에 따라 압축기의 소비동력은 상당히 큰 폭으로 증가하였다. 이것은 냉매순환량이 증가함에 따라 압축기 실린더내 냉매증기가 많아짐으로서 압축일량이 증가되기 때문으로 판단된다. 또한 사이클의 종류에 따라서는 2단팽창(2C2E)과 1단팽창(2C1E)(A)의 경우는 소요동력이 유사하였지만, 1단팽창(B)의 경우는 소요동력이 다른 사이클에 비해 다소 적게 나타났다. 이것은 냉매순환량이 증가함에 따라 1단팽창(B)경우는 저단 토출증기의 냉각으로 고단 흡입증기의 온도가 낮아짐으로써 고단압축기의 압축일량이 감소하기 때문으로 판단된다.

이상의 결과에서 압축기의 소요동력은 응축부하 보다 냉매순환량에 더 큰 영향을 받는 것으로 판단할 수 있다.

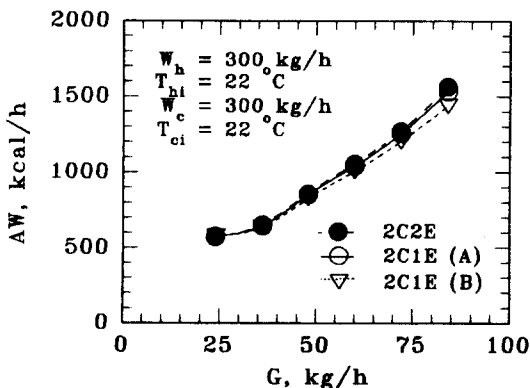


Fig. 11 Effect of Refrigerant Flow Rate in the Evaporator on Compression Work.

3.6 성적계수의 변화

Fig. 12, 13은 냉매순환량이 일정할 경우 열원수 입구온도 및 냉각수 입구온도 증가에 따른 성적계수(COP)의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 열원수 입구온도가 증가할수록 성적계수는 증가하였다. 이것은 Fig. 3에서와 같이 냉동능력이 증가하기 때문이며, 냉각수 입구온도의 증가에 따라서는 다소 감소하는 경향을 나타내었다. 이것은 Fig. 4에서 냉각수 입구온도가 증가함으로서 냉매의 과냉각도가 감소되기 때문으로 판단된다.

Fig. 14는 열원수 및 냉각수의 수량 및 입구온도가 일정할 경우 냉매순환량의 변화에 따른 성적계

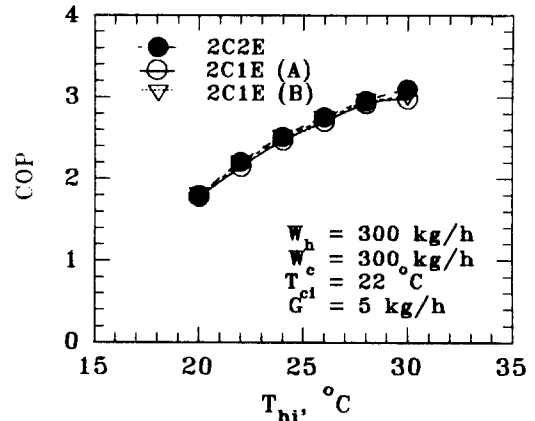


Fig. 12 Effect of Inlet Temperature of Heat Source Water in the Evaporator on Coefficient of Performance.

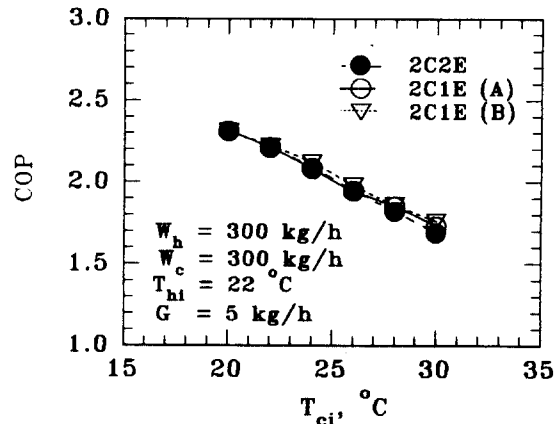


Fig. 13 Effect of Inlet Temperature of Cooling Water in the Condenser on Coefficient of Performance.

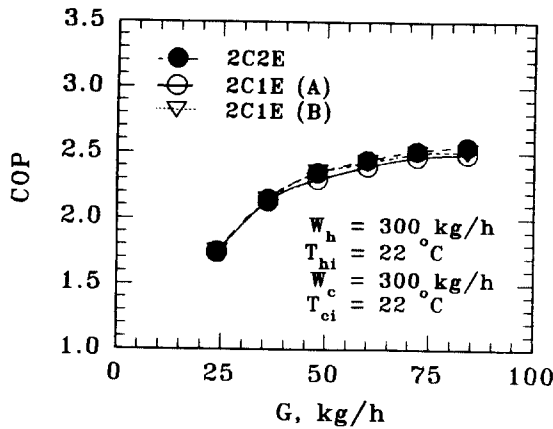


Fig. 14 Effect of Refrigerant Flow Rate in the Evaporator on Coefficient of Performance.

수(COP)의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 냉매순환량이 증가함에 따라 성적계수는 약간 증가하지만 증가율은 낮게 나타났다.

이것은 냉매순환량이 증가할수록 압축기 소요 동력이 증가하기 때문이다.

이상과 같이 실제 냉동장치에서의 성적계수는 2단압축 2단팽창(2C2E)이 전체적으로 높게 나타났다. 이것은 중간냉각기내에서 냉매의 상태변화에 상당한 영향을 받는 것으로 판단되며, 2단압축 1단팽창 (A), (B)에 있어서는 (B)의 경우가 (A)의 경우 보다 약간 높게 나타났다. 이것은 저단축 토출 증기의 온도 저하로 인하여 고단압축기의 흡입 증기 온도가 저하되기 때문으로 판단된다.

4. 결 론

작동유체를 R-22로 하는 소형 2단압축 냉동장치에서 냉매액을 중간냉각기로 직접 팽창시키는 1단팽창 사이클(A), 저단축 토출증기에 팽창시키는 1단팽창 사이클(B) 및 2단팽창 사이클을 구성하여 장치의 능력을 여러가지 조건변화에 따라 비교·실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 2단압축 2단팽창(2C2E)경우가 2단압축 1단팽창(2C1E)(A), (B)보다 전체적으로 냉동능력과 실제 성적계수가 높게 나타났으며, 또한 1단팽창 (A), (B)에 있어서는 (B)의 경우가 (A)의 경우 보다 실제 성적계수가 높게 나타났다.

2. 2단압축 1단팽창(A), (B)와 2단압축 2단팽창 냉동장치의 증발기내 압력강하는 열원수 입구온도 및 냉각수 입구온도의 증가에 따라 감소하였으며, 냉매순환량의 증가에 따라서는 증가하였다.

3. 2단압축 1단팽창(A), (B)와 2단압축 2단팽창 냉동장치의 냉동능력 및 실제 성적계수는 열원수 입구온도가 증가할 경우 보다 냉매순환량이 증가할 경우가 더 증가하였으며, 냉각수 입구온도의 증가에 따라서는 감소하였다.

4. 2단압축 1단팽창(A), (B)와 2단압축 2단팽창 냉동장치의 소요동력은 냉각수 입구온도가 증가할 경우 보다 냉매순환량이 증가할 경우가 더 증가하였으며, 열원수 입구온도의 증가에 따라서는 감소하였다.

후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- 1) 吳厚圭, 1992, "完成 冷凍工學", 韓美出版社, pp. 2~12.
- 2) Prasad, M., 1981, "Optimum interstage pressure for two-stage refrigeration system", ASHRAE Journal, Vol. 23, No. 1, pp. 58~60.
- 3) 菊地健太郎, 1989, "ヒートポンプサイクルの特性解析", 機械の研究, 第41卷, 第12號, pp. 56~60.
- 4) Raymond Klingler, 1980, "Efficiency considerations for two stage system", ASHRAE Journal, Vol. 22, No. 12, pp. 25~29.
- 5) Heap, R. D., 1979, "Heat pumps", E & F.N. SPON LTD.
- 6) H.Yasuda, S. Touber and C. H. Machielsen, 1983, "Simulation Model of a vapor compression refrigeration system", ASHRAE Journal, Vol. 35, pp. 69~75.
- 7) 三橋獎, 清宮賢志郎, 1982, "二段壓縮冷凍裝置に關する效率的考察", 冷凍, Vol. 57, No. 658, pp. 67~74.