흡수기내 용액 냉각기가 흡수식 냉동기의 용액 결정화 온도차와 냉각 용량에 미치는 효과

진성민†·이재헌*·정종수**

An Effect on the Solution Crystallization Temperature Difference and Cooling Capacity of the Absorption Chiller by a Solution Cooler in the Absorber

Sungmin Chin, Jae-Heon Lee and Jongsoo Jurng

Key Words: solution cooler(용액냉각기), solution crystallization(용액결정화), heat capacity(열용량)

Abstract

The objective of the present work is to investigate an effect on the solution crystallization temperature difference and the cooling capacity of the absorption chiller by a solution cooler in the absorber. The cooling capacity of the absorption chiller can be higher, with the enhanced performance of the solution heat exchangers. But, because the solution crystallization temperature difference becomes smaller at the absorber inlet, the heat capacity of the solution heat exchangers might be limited by the danger of crystallization, which can cause the serious damages. In this paper, the heat capacity ratio of the solution cooler is defined as the ratio of the heat capacity of the solution cooler to that of the absorber. If it becomes larger in the additional type solution cooler, the solution crystallization temperature difference is augmented and the cooling capacity is also increased.

기호설명

h : 엔탈피 (kJ/kg)
$LMTD$: 대수평균온도차 (℃)
m : 질량유량 (kg/s)
N_{CC} : 냉동기 냉각 용량 비 (-)
N_{SHX} : 용액 열교환기 열용량 비 (-)
N_{SC} : 용액 냉각기 열용량 비 (-)
P : 압력 (Torr)
Q : 열량 (kW)
T : 온도 (℃)
ΔT_{cr} : 용액 결정화 온도차 (℃)
$U{\cdot}A$: 열교환기 열용량 (kW/℃)
X : 농도 (%)

상첨자

* : 기준 설계치

하첨자

1 : 흡수기 용액 입구
2 : 흡수기 용액 출구
3 : 용액 냉각기 희용액 출구
ABS : 흡수기
cr : 용액 결정화
EVA : 증발기
in : 입구
out : 출구
SC : 용액 냉각기
SHX : 용액 열교환기
sol : 용액

† 한양대학교 기계공학과 대학원
E-mail : sungmin@kist.re.kr
TEL : (02)958-5597 FAX : (02)958-6711
* 한양대학교 공과대학 기계공학부
** 한국과학기술연구원 환경공정연구부

vapor : 냉매

1. 서 론

흡수식 냉동기는 가스 등의 연료를 사용하여 냉방함으로써 여름철 전력부하를 감소시키며 냉매로 물을 사용함으로써 환경 친화적인 공조기로 공헌하여 왔다. 그러나 최근의 지구 온난화에 대하여 온실효과가스 삭감 정책에 대응하기 위해 흡수식 냉동기를 포함한 연료 사용기기의 에너지 이용효율의 향상이 요구되고 있다.

우리나라의 흡수식 냉동기술은 초기부터 거의 일본으로부터 이전되어 온 것으로 대부분의 국내 제작회사가 일본의 흡수식 냉동기 제작회사로부터 기술을 도입하여 생산하고 있거나, 일본 제품을 모방하여 제작하는 것이 국내의 현실이다.(1) 그러나 현재는 수출시장에서 일본, 중국의 제조회사와 경쟁해야 하므로 더 이상 일본 기술에 의지할 수 없는 상황이다.

일본의 흡수식 냉동기 제조회사는 지속적인 기술 개발로 신 모델을 출시하고 있어서, 냉동기 용적이 꾸준히 감소하는 추세로 상용 냉동기의 성적계수(COP)는 1.3에 달하고 있다.(2)

일본에서 발간된 한 연구보고서에는 용액 열교환기 효율 향상, 드레인 열교환기 설치, 용액 냉각 흡수기, 배가스 열 회수기 및 2단 흡수기 등으로 종래의 냉동기 성적 계수를 상당히 향상시킬 수 있다는 보고를 하고 있다.(3)

국내에서도 흡수식 냉동기의 성능을 향상시키기 위한 방법으로 여러 방향에서의 연구가 진행되어 왔으며(4), 근래에는 용액 열교환기 효율 향상에 대한 연구가 활발히 진행중이다.

흡수식 냉동기에서 용액 열교환기는 용액의 현열(sensible heat)을 회수하는 역할을 하여 냉동기 성능을 향상시키는 가장 중요한 요소기기이다. 하지만, 용액 열교환기의 성능이 향상되면 LiBr 수용액의 특성상 용액이 결정화(crystallization)되어 냉동기를 순환하는 용액의 흐름이 막히는 문제를 해결하여야 한다. 일본 SANYO사에서는 용액 열교환기의 성능 향상에 따른 용액 결정화 문제를 냉매 드레인 열교환기를 설치하여 해결하였다.(5)

본 연구에서는 세 가지 모델의 이중 효용 직렬 흐름 방식 흡수식 냉동기를 대상으로 사이클 해석을 통해 흡수기내에 삽입형과 추가형 용액 냉각기(solution cooler)의 열용량에 따른 용액 결정화 온도차와 냉동기의 냉각 용량 변화를 정량적으로 알아보는 연구를 수행하였다.

2. 시스템 개요

Fig. 1은 용액 냉각기가 설치된 이중 효용 직렬 흐름 방식 흡수식 냉동기의 시스템 구성도를 나타내는 그림이다. 냉수와의 열교환으로 증발기에서 발생된 냉매 증기는 흡수기에서 LiBr 수용액에 흡수되며 이때 발생된 흡수열은 냉각수에 의해 제거된다. 냉매 증기를 흡수하여 농도가 낮아진 희용액은 용액 냉각기에서 흡수기 입구 측 농용액과의 열 교환으로 온도가 올라간다. 저온 열교환기와 고온 열교환기에서 희용액의 온도는 상승하며 고온 재생기로 유입된 희용액은 외부 가열원에 의해 냉매 증기를 발생시켜 농도가 높아진다. 고온 열교환기를 거쳐 저온 재생기에 유입된 용액은 고온 재생기에서 발생된 고온의 냉매 증기와의 열 교환으로 농도가 높아지며 저온 열교환기를 거쳐 흡수기로 유입된다. 한편 저온 및 고온 재생기에서 발생된 냉매 증기는 응축기에서 냉각수에 의해 응축되어 증발기로 보내진다.

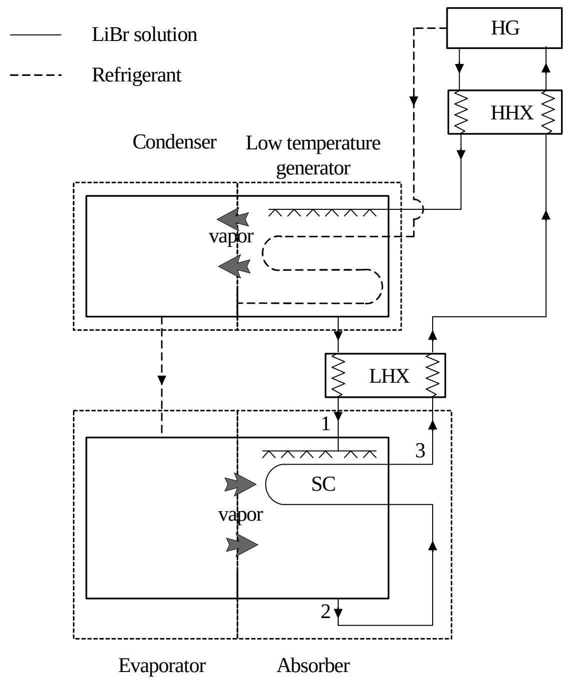
흡수기에 용액 냉각기를 설치하는 방식은 다음과 같은 두 가지가 있는데 하나는 기존 흡수기 내부에 용액 냉각기를 삽입하는 것이고 다른 하나는 기존 흡수기에 용액 냉각기를 추가하는 것이다. 삽입형 용액 냉각기는 흡수기의 열용량 중 일부를 용액 냉각기의 열용량으로 사용하는 방식으로 이때 흡수기의 열용량은 감소하며, 추가형 용액 냉각기는 흡수기의 열용량은 그대로 유지한 채 용액 냉각기의 열용량을 추가로 확보하는 방식이다.

3. 사이클 해석 이론

3.1 지배방정식

흡수식 냉동기의 상태점들은 다음의 질량 및 에너지 평형 방정식과 상태방정식으로부터 반복계산을 통해 구하였으며 용액의 상태방정식은 McNeely(6)의 식을 사용하였다.

(1) 질량 평형방정식



HG : High temperature generator
HHX : High temperature solution heat exchanger
LHX : Low temperature solution heat exchanger
SC : Solution cooler

Fig. 1 System diagram of double-effect series-flow absorption chiller with a solution cooler.

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \quad (1)$$

$$\sum m_{in}X_{in} = \sum m_{out}X_{out} \quad (2)$$

(2) 에너지평형방정식

$$\begin{aligned} Q &= U * A * LMTD \\ &= m_{in}h_{in} - m_{out}h_{out} \end{aligned} \quad (3)$$

(3) 상태방정식

$$T_{vapor} = T_{vapor}(P) \quad (4)$$

$$h_{vapor} = h_{vapor}(P) \quad (5)$$

Table 1 Operating conditions and thermal design values of double-effect series-flow absorption chiller in the present paper

	Model 1[7]	Model 2[5]	Model 3[8]
Mass flow rate (kg/s)			
Chilled water	2.5	16.8	3.9
Cooling water	3.9	27.9	8.0
Temperature (℃)			
Chilled water outlet	7.0	7.0	8.0
Cooling water inlet	32.0	32.0	30.0
Input energy (kW)	42.5	290.0	93.0
Cooling capacity (USRT)	15	100	30

$$T_{sol} = T_{sol}(P, X) \quad (6)$$

$$h_{sol} = h_{sol}(P, X) \quad (7)$$

$$T_{cr} = T_{cr}(X) \quad (8)$$

3.2 가정

사이클 해석에 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 주변으로의 열손실은 무시한다.

(2) 흡수기, 저온재생기, 그리고 고온재생기 출구에서 용액은 평형 상태이다.

(3) 저온재생기와 고온재생기에서 발생하는 냉매 증기 온도는 각 재생기 출구 용액 온도와 같다.

(4) 응축기와 증발기 출구에서 냉매는 포화 상태이다.

(5) 흡수기 출구 용액 유량은 일정하다.

(6) 고온재생기 열량은 일정하다.

3.3 작동 조건과 열 설계치

본 논문의 연구 대상인 세 가지 모델의 이중 효용 직렬 흐름 방식 흡수식 냉동기의 작동 조건과 열 설계치를 Table 1에 나타내었다.

3.4 계산 변수

계산 변수로는 용액 열교환기의 기준 설계치 열용량($(U{\cdot}A)_{SHX}^{*}$)에 대한 용액 열교환기의 열용량($(U{\cdot}A)_{SHX}$)의 비로 용액 열교환기의 열용량비(N_{SHX})를 다음 식과 같이 정의하였다.

$$N_{SHX} \equiv \frac{(U \cdot A)_{SHX}}{(U \cdot A)_{SHX}^{*}} \quad (9)$$

또한, 흡수기의 기준 설계치 열용량($(U{\cdot}A)_{ABS}^{*}$)에 대한 용액 냉각기의 열용량($(U{\cdot}A)_{SC}$)의 비로 용액 냉각기의 열용량비(N_{SC})를 다음 식과 같이 정의하였다.

$$N_{SC} \equiv \frac{(U \cdot A)_{SC}}{(U \cdot A)_{SHX}^{*}} \quad (10)$$

4. 결과 분석

용액 결정화 온도차(ΔT_{cr})는 흡수기 입구에서 식 (6)으로 정해지는 용액 온도(T_{sol})와 식 (8)로 정해지는 용액 결정화 온도(T_{cr})와의 차이로 정의하며 용액 결정화 온도차가 0℃이면 용액이 결정화된다.

$$\Delta T_{cr} \equiv T_{sol}(P_1, X_1) - T_{cr}(X_1) \quad (11)$$

냉각 용량이 다른 세 가지 모델 흡수식 냉동기의 냉각 용량을 비교하기 위해 다음과 같이 냉동기의 냉각 용량비(N_{CC})를 정의하였다.

$$N_{CC} \equiv \frac{Q_{EVA}}{Q_{EVA}} \quad (12)$$

여기서 증발기 열량은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} Q_{EVA} &= m_{vapor} h_{vapor}(P_{EVA}) \\ &= m_2\left(1 - \frac{X_2}{X_1}\right) h_{vapor}(P_{ABS}) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 하첨자는 Fig. 1에 표시된 흡수기 입구(1)와 출구(2) 상태점을 의미한다. 흡수기 출구 용액 유량이 일정하므로 냉동기의 냉각 용량은 흡수기 입, 출구 농도와 냉매 엔탈피에 의해 결정된다.

5. 결과 및 고찰

5.1 용액 열교환기 열용량비(N_{SHX})의 영향

용액 열교환기 열용량비에 따른 냉동기의 냉각 용량 비(N_{CC})를 Fig. 2에 나타내었다. 열용량비가 증가함에 따라 냉동기를 순환하는 용액의 현열(sensible heat)이 감소하여 냉동기의 냉각 용량 비가 증가함을 알 수 있다. 이때 냉각 용량 비의 증가폭은 각 모델의 용액 열교환기 열교환 효율에 따라 결정되며 열교환 효율이 가장 낮은 Model 1의 냉동기 냉각 용량 비가 가장 큰 폭으로 증가한다.

반면 흡수기 입구에서 용액 결정화 온도차

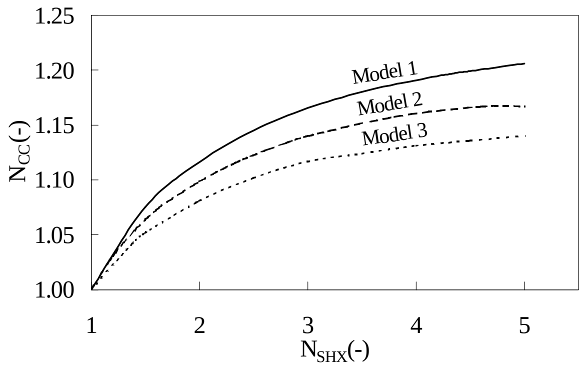


Fig. 2 Cooling capacity ratio with the heat capacity ratio of the solution heat exchanger

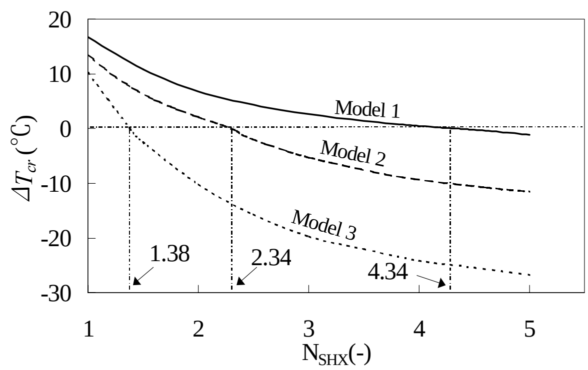


Fig. 3 Solution crystallization temperature difference with the heat capacity ratio of the solution heat exchanger

(ΔT_{cr})는 Fig. 3과 같이 점점 감소하여 각 모델에서 용액이 결정화되는 용액 열교환기의 열용량비는 각각 4.38(Model 1), 2.34(Model 2) 그리고 1.38(Model 3)이다. 따라서 흡수식 냉동기의 냉각 용량을 향상시키기 위해 용액 열교환기의 열용량을 증가시키면 용액이 결정화되는 문제가 발생한다. 이에 대한 해결 방안 중 하나로 흡수기 내에 용액 냉각기를 설치하면 용액 결정화 문제를 해결할 수 있다.

5.2 용액 냉각기 열용량비(N_{SC})의 영향

각 모델에서 용액이 결정화되는 상태에서 삽입형 용액 냉각기와 추가형 용액 냉각기에 대해 용액 냉각기 열용량비에 따른 용액 결정화 온도차와 냉각 용량 비의 변화를 검토하였다.

5.2.1 삽입형 용액 냉각기

각 모델에서 삽입형 용액 냉각기의 열용량비에 따른 용액 결정화 온도차를 Fig. 4에 나타내었다. 용액 냉각기의 열용량비를 증가시키면 고온재생기로 순환하는 희용액 온도가 상승하여 고온재생기와 저온재생기의 현열 부하를 감소시킨다. 그러므로 흡수기로 되돌아오는 농용액의 농도와 온도가 증가하여 흡수기 입구에서 농용액의 현열이 상승한다. 하지만 이때 용액 냉각기가 농용액의 현열을 전부 회수하며 증발기에서 발생된 냉매 증기 중 일부도 이 농용액에 흡수된다. 그리고 여기서 생성되는 농용액의 냉매 증기 흡수열은 용액 냉각기에 의해 제거된다. 삽입형 용액 냉각기는 흡수기 열용량 중 일부를 용액 냉각기가 사용하므로 용액 냉각기의 열용량비가 증가하면 흡수기의 열용량은 그만큼 감소한다. 그리고 감소된 흡수기 열용량 만큼 냉매 증기 흡수량이 줄어들어 흡수기 출구에서 희용액의 온도와 농도는 상승한다. 결국 삽입형 용액 냉각기의 열용량비를 증가시키면 식 (11)에서 흡수기 입구 용액 온도보다 용액 농도가 더욱 크게 상승하므로 용액 결정화 온도차는 감소한다.

5.2.2 추가형 용액 냉각기

각 모델에서 추가형 용액 냉각기의 열용량 비에 따른 용액 결정화 온도차를 Fig. 5에 나타내었다. 추가형 용액 냉각기도 삽입형과 마찬가지로 용액 냉각기의 열용량비를 증가시키면 흡수기 입

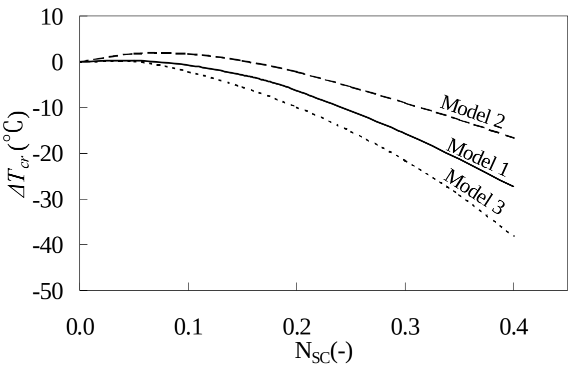


Fig. 4 Solution crystallization temperature difference with the heat capacity ratio of the solution cooler in the inserted type

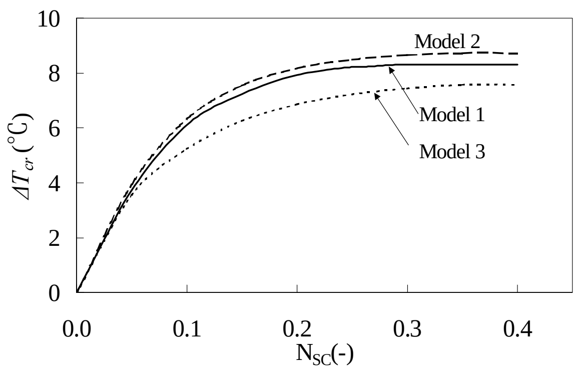


Fig. 5 Solution crystallization temperature difference with the heat capacity ratio of the solution cooler in the additional type

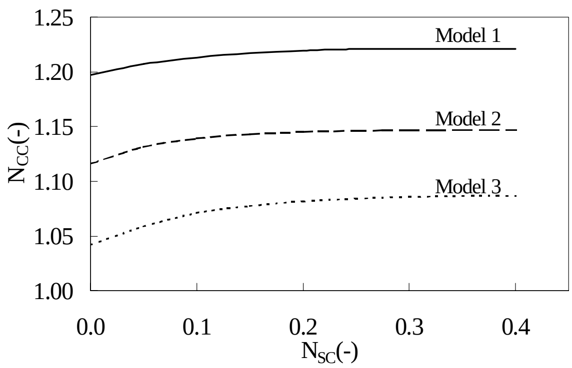


Fig. 6 Cooling capacity ratio with the heat capacity ratio of the solution cooler in the additional type

구로 되돌아오는 농용액의 농도와 온도가 증가하며 용액 냉각기가 증가된 용액의 현열과 증발기에서 발생된 냉매 증기 중 일부를 흡수한다. 하지만, 추가형은 삽입형과는 달리 용액 냉각기의 열용량비에 관계없이 흡수기 열용량이 일정하므로 흡수기 출구에서 희용액의 농도와 온도는 용액 냉각기의 열용량에 관계없이 일정하다. 결국 용액 냉각기가 흡수기 입구 농용액의 온도는 상승시키지만 농도는 그다지 크게 증가시키지 않으므로 식 (11)에 정의된 용액 결정화 온도차는 각 모델별로 최대 8.3℃(Model 1), 8.7℃(Model 2) 그리고 7.6℃(Model 3)로 증가한다. 하지만 용액 냉각기의 열용량 비를 계속 증가시키면 농용액과 희용액 사이의 온도 차이가 줄어들어 용액 결정화 온도차는 더 이상 증가하지 않는다.

Fig. 6은 각 모델에서 추가형 용액 냉각기의 열용량비에 따른 냉동기의 냉각 용량 비를 나타내는 그림이다. 식 (13)에서 희용액 유량(m_2), 농도(X_2) 그리고 냉매 엔탈피(h_{vapor})는 일정한 상태에서 농용액의 농도(X_1)만 증가하므로 냉동기의 냉각 용량은 증가한다. 각 모델별로 냉동기의 냉각 용량 비는 최대 2.0%(Model 1), 2.8%(Model 2) 그리고 4.3%(Model 3)만큼 증가하며 용액 냉각기의 열용량비가 증가할수록 증가 추세는 둔화된다. 각 모델별로 최적의 용액 냉각기 열용량비는 각각 0.25(Model 1), 0.30(Model 2) 그리고 0.35(Model 3)이다.

6. 결 론

본 연구에서는 세가지 모델의 이중 효용 직렬 흐름 방식 흡수식 냉동기를 대상으로 사이클 해석을 통해 삽입형 용액 냉각기와 추가형 용액 냉각기의 열용량비에 따른 용액 결정화 온도차와 냉동기의 냉각 용량 변화에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 용액 열교환기의 열용량비 증가로 용액이 결정화되는 상태에서 삽입형 용액 냉각기의 열용량비를 증가시키면 용액 결정화 온도차가 전혀 개선되지 않았다.

(2) 용액 열교환기의 열용량비 증가로 용액이 결정화되는 상태에서 추가형 용액 냉각기의 열용량비를 증가시키면 각 모델의 용액 결정화 온도차와 냉동기의 냉각 용량 비가 증가한다. 모델별 최적의 용액 냉각기 열용량비는 각각 0.25(Model 1), 0.30(Model 2) 그리고 0.35(Model 3)이다. 결국 삽입형 용액 냉각기보다는 추가형이 용액 열교환기의 열용량비 향상에 따른 용액 결정화 문제를 해결할 수 있으며 냉동기의 냉각 용량도 향상시킨다.

참고문헌

(1) Choi, K. W., 2001, "Research and development on the absorption chiller in Korea," Korean Association of Air Conditioning, Refrigerating and Sanitary Engineers, Vol. 18, No. 11, pp. 57-71.

(2) Jung, S. H., 2001, "Research and development on the absorption chiller in the world," Korean Association of Air Conditioning, Refrigerating and Sanitary Engineers, Vol. 18, No. 11, pp. 45-56.

(3) Shitara, A. and Fujimaki, S., 1998, "Study on High COP Absorption Chiller-Heater(Part 2: Examination and Optimization of High Efficiency Cycle)," Annual Report of Tokyo Gas Energy Technology Research Institute, Vol. 8, pp. 143-152.

(4) Jurng, J. S., Chin, S. M., Park, C. W., Choi, S. H. and Chung, B. C., 2002, "The influences of LiBr solution recirculation in absorber on the absorption chiller performance," Transactions of the KSME(B), V.26, No.5, pp. 733-742.

(5) SANYO, 2003, "Absorption chiller catalog"

(6) McNeely, L. A., 1979, "Thermodynamic properties of aqueous solution of lithium bromide," ASHRAE Transactions, Vol.85, pp. 413-434.

(7) Hihara, E., 1989, "Modeling and control of a double-effect absorption refrigerating machine," Trans. of the JAR, Vol 64, pp. 49-54.

(8) Oh, M. D., Kim, Y. L., Kim, S. C. and Kim, Y. I., 1992, "Thermal analysis and optimum design of water-cooled series-flow type, double-effect absorption heat pump," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 4, No. 4, pp. 332-341.