

공압구동형 제빙기의 열전달 특성에 관한 실험적 고찰

김민준[†], 김종하, 윤재호, 박일환*, 이규철**

한국생산기술연구원 열유체시스템팀, *한국기술교육대학교 기계정보공학부, **효성에바라 기술연구소

The Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of Ice Slurry Generator Using Air Cylinder

Min-Jun Kim[†], Joung-Ha Kim, Jae-Ho Yun,
Il-Hwan Park*, Kyu-Chil Lee**

Thermal & Fluid System Team, Korea Institute of Industrial Technology, Chungnam 330-825, Korea

*School of Mechanical Engineering, Korea University of Technology AND Education,
Chungnam 330-708, Korea

**R & D center, Hyosung ebara, Gyeongnam 641-050, Korea

(Received January 4, 2007; revision received October 11, 2007)

ABSTRACT: In this study, ice slurry generator using air cylinder was designed and manufactured to investigate the heat transfer characteristic of the ice slurry generator. The ice slurry generator has the same shape as the shell-and-tube type heat exchanger. Refrigerant is flowing in the shell side and ethylene glycol solution in the tube side. The experiment was conducted on performance of ice slurry generator using air cylinder with standard condition and the results are plotted on the time scale. The experimental tests on the various concentration of ethylene glycol solution, the various solution velocity in the tube side and the various tube size have been carried. For the above experimental conditions, ice making characteristics of the ice slurry generator are evaluated in terms of the overall heat transfer coefficient. And the experimental results show that the overall heat transfer coefficient of the system is increased as the tube size and the concentration of ethylene glycol decreases.

Key words: Ice slurry generator using air cylinder(공압구동형 제빙기), Overall heat transfer coefficient(총괄열전달계수)

기 호 설 명

A : 제빙기 열전달 면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 G : 체적유량 [lpm]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 Δh : 엔탈피차 [kJ/kg]

$LMTD$: 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/sec]
 Q_e : 냉동능력 [W]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
 V : 유속 [m/sec]

그리스 문자

ρ : 밀도

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-5898-342; fax: +82-41-5898-330

E-mail address: kimj76@kitech.re.kr

η : 효율

하첨자

ave : 평균유속
 eva : 증발기
 FM : 체적유량계
 i : 입구
 ice : 얼음
 ice-g : 얼음 생성량
 m : 평균온도
 o : 출구
 ref : 냉매
 sol : 수용액

1. 서 론

아이스슬러리를 이용한 동적제빙형 빙축열 시스템은 정적제빙형 시스템에 비해 두꺼운 얼음층을 만들지 않으므로 얼음의 열전도도에 의한 열전달 감소현상이 발생하지 않아 냉동기의 COP가 다른 제빙방식 보다 높게 유지할 수 있다. 또한 생성된 얼음은 미세한 입자 상태이므로 해빙시 빠르게 용해되므로 다른 빙축열 방식에 비해 부하 추종성이 우수하다. 그리고 물에 첨가하는 첨가제의 종류 및 농도에 따라 제빙되는 슬러리의 온도가 변화함으로 응용범위가 넓은 장점이 있다. 이러한 아이스슬러리를 생산하는 제빙기로는 하베스트형과 스크레이퍼형 그리고 과냉각수를 이용한 형식들이 있으며, 그 중에서 스크레이퍼형은 국내에서 다양한 연구가 진행되었으며, 현재 일부업체에서 상용화에 성공하여 보급하고 있다. Park⁽¹⁾는 스크류 타입의 스크레이퍼를 이용한 제빙기를 설계 및 제작하여 제빙기의 제빙특성 및 임계열유속에 관한 연구를 진행하였으며, 회전형 방식의 제빙기의 특성을 침투이론과 접목하여 그 경향을 분석하였고, 임계열유속이 제빙기의 신뢰성에 크게 영향을 미치며 스크레이퍼의 회전수, 형태 그리고 순환유량에 따른 임계열유속을 실험을 통하여 측정하였다. 또한 오진수⁽²⁾는 날개형 스크레이퍼를 이용한 제빙기의 제빙특성을 회전수와 순환유량에 따라 총괄열전달계수 및 아이스슬러리 생성량을 통하여 분석하였다. 임효목⁽³⁾은 스크레이퍼형 아이스슬러리 제빙기의 형상 및 시

스템을 소개하였다. 대부분의 회전형 제빙기는 회전체가 내부에 삽입되어 관 벽에서 생성되는 얼음을 제거하는 방식의 제빙기로 이러한 제빙기는 회전체를 구동하기 위하여 다수 개의 기어로 동력을 전달하는 구조가 복잡하여 내구성이나 안전성의 문제를 발생시킬 가능성이 크며 회전체를 구동하기 위하여 소비동력이 큰 단점을 가지고 있다.

따라서 본 연구에서는 회전체에 의해 구동되어지는 방식이 아닌 공압실린더를 이용하여 스크레이퍼를 상하 왕복운동시켜 관 벽에 생성되는 얼음을 제거하는 방식의 제빙기를 설계 및 제작하여 공압구동형 제빙기의 운전시간 변화에 따른 제빙기의 특성을 살펴보았으며, 또한 ethylene glycol(이하 EG) 수용액의 농도변화, 제빙기 내에서 수용액의 유속변화 및 제빙기 내부의 동관의 직경변화에 따른 제빙기 특성을 살펴보았다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 공압구동형 제빙기

Fig. 1은 공압구동형 제빙기의 형상을 보여주고 있다. 제빙기는 쉘엔튜브 형상으로 쉘측은 스테인레스관으로 제작하였고 튜브측은 동관 18개로 구성하였다. 동관 내부는 EG 수용액이 흐르고, 외부에는 냉매가 증발하도록 하였다. 제빙기

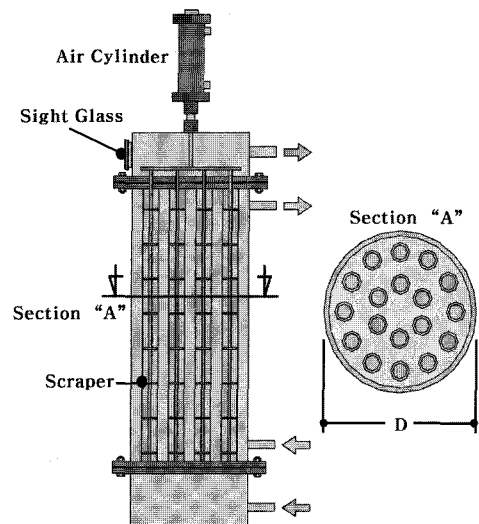


Fig. 1 Shape of ice slurry generator.

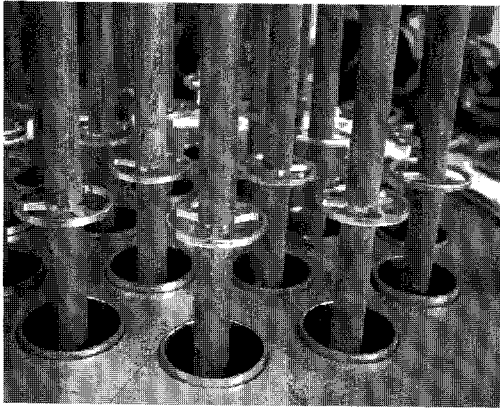


Fig. 2 Photograph of scraper & tube assembly in ice slurry generator.

상단에는 공압실린더(pneumatic cylinder)가 장착되어 제빙기 내부에 스크레이퍼를 왕복운동 시킬 수 있도록 하였다. 제빙기 상부 헤더에는 헤더 내부를 관찰할 수 있도록 투시창(sight glass)을 설치하였으며, 슬러리 배출이 용이하도록 상부 헤더에 출구배관 2개를 설치하였다.

제빙기 형상이 입형방식의 증발기이므로 냉동유닛의 운전 중에 제빙기로 유입된 오일은 제빙기 하단에 쌓이게 되므로 제빙기 하단에 쌓인 오일을 강제로 압축기로 반송하기 위해 오일반송장치를 설치하였다.

제빙기 내부에 삽입된 동관의 길이는 1m이며, 동관 내부 직경이 36 mm, 30 mm의 제빙기를 각각 한 대씩 제작하였다. 또한 각 동관 내부에는 원형평판의 스크레이퍼 12개를 환봉에 95 mm간격으로 설치, 고정하였으며, 이를 각각의 동관 내부에 삽입하였다. Fig. 2는 스크레이퍼가 환봉에 장착되어 동관 내부에 삽입된 실물의 사진을 보여준다.

2.2 실험장치

Fig. 3은 공압구동형 아이스슬러리 제빙기에 특성을 평가하기 위해 제작된 성능시험장치의 구성도를 보여주고 있다. 제빙기 헤더에 설치된 실린더에 일정한 압력을 유지하기 위해 압력조절장치를 설치하였으며, 실린더 상단과 하단에 압축공기를 주기적으로 주입할 수 있도록 3방 밸브를 설치하였다.

그리고 냉매측과 EG 수용액측 입·출구 배관

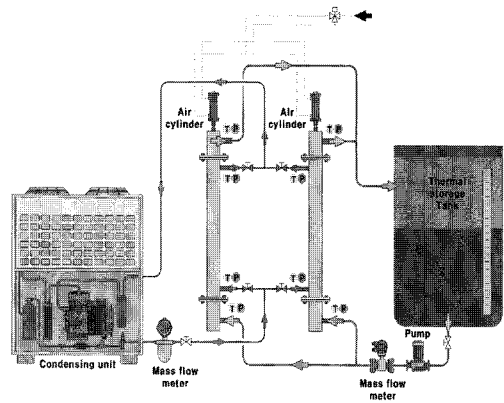


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus with ice slurry generator.

에 각각 압력센서와 온도센서를 설치하여 제빙기의 온도와 압력을 측정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 수용액 냉각을 위해 냉동유닛을 사용하였으며, 제빙기 입구로 유입되는 냉매압력을 조절하기 위해 정압팽창밸브(constant pressure expansion valve)를 설치하였다. 또한 팽창밸브 전단 냉매 유량을 측정하기 위해 질량유량계를 설치하였고, 냉매는 R-22를 사용하였다. 그리고 EG 수용액을 이송하기 위한 순환펌프, 슬러리를 저장하기 위한 축열조, 수용액의 유량을 측정을 위한 마그네틱 유량계(magnetic flow meter)를 배관에 설치하였다. 또한 축열조의 내부에 슬러리가 쌓이는 것을 관찰하기 위하여 축열조에 아크릴을 이용하여 길이 40 cm 폭 3 cm의 투시창을 3개 설치하였으며, 투시경 안쪽에 발광전구를 설치하여 축열조 내부를 관찰할 수 있도록 하였다. 각각에 위치에서 측정된 데이터는 데이터 습득장치에 의해서 자동으로 기록하게 되어있으며, 본 시험에서는 YOKOGAWA사의 DA-100을 사용하였다.

3. 실험데이터 분석

본 연구에서 제빙기에서 냉매는 하부로 유입하여 증발하면서 기상으로 유출되어진다. 제빙기 출구에서의 냉매의 상태를 과열도가 존재하지 않는 포화증기로 가정하였으며, 냉매측 물성치는 REF-PROP 6.01을 사용하였다. 또한 수용액측 물성치는 ASHRAE에서 제공하는 EG 수용액 물성치 값을 사용하였다. 데이터 해석에서의 제빙기 내

의 수용액 농도는 슬러리가 생성되어지는 구간에서 수용액 입·출구에서의 산술평균 온도로 식(1)과 같다.

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (1)$$

또한 수용액측의 냉동능력은 식(2)와 같이 구하였으며, 이때 밀도와 정압비열을 온도에 따른 수용액 농도 물성치로 보았다.

$$Q_{e.sol} = [\rho \times G_{FM} \times c_p \times (T_i - T_o)]_{sol} \quad (2)$$

위 식에서 G_{FM} 은 수용액측에 설치된 체적유량계에서 측정된 수용액 유량을 의미한다. 냉매측 냉동능력은 식(3)과 같으며, 질량유량은 팽창밸브 전단에서 측정된 유량계의 측정값을 사용하였고, 엔탈피는 팽창밸브 입구에서의 압력과 제빙기 출구압력에서 포화상태로 보았다.

$$Q_{e.ref} = [\dot{m} \times (h_{eva-i} - h_{eva-o})]_{ref} \quad (3)$$

식(2)와 식(3)을 이용하여 계산하게 되면 값에서 차이가 나타나는데 이를 보정하기 위하여 현열 구간에서 수용액측과 냉매측에서 냉동능력의 차에 따른 비를 증발기효율로 보았으며, 증발기효율은 수용액측 제빙기 입구온도 3~10℃를 기준으로 피팅하여 사용하였다. 제빙기에서 생성되어지는 아이스슬러리 양은 식(4)로 구할 수가 있다.

$$m_{ice-g} = \frac{[Q_{e.ref} \times \eta_{eva}] - Q_{e.sol}}{\Delta h_{ice}} \quad (4)$$

식(4)에서 $Q_{e.sol}$ 가 존재하는 이유는 제빙기 입구로 유입된 수용액이 제빙기 안에서 수용액중에 물만 얼음으로 상변화하면서 수용액의 농도가 진해지기 때문이며 Δh_{ice} 는 얼음의 용해잠열(334 kJ/kg)이다. 또한 제빙기의 총괄열전달계수는 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$U = \frac{Q_{e.ref} \times \eta_{eva}}{A \times LMTD} \quad (5)$$

위 식에서 제빙기 내부의 대수평균온도차는 앞에서 기술하였지만 냉매측을 포화상태로 보았기

Table 1 Test conditions of ice slurry generator

	Operating condition
Tube diameter (mm)	30, 36*
EG solution concentration (mass%)	4.6, 6.0 7.6*
Solution flow rate (lpm)	140, 165*, 180, 200, 220, 240
Cylinder stroke interval (sec)	2.5
Refrigerant condensation temperature (℃)	35~40

* : Standard operating condition.

때문에 식(6)과 같이 구하였다.

$$LMTD = \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{T_i - T_{ref}}{T_o - T_{ref}}} \quad (6)$$

또한 수용액측의 Reynolds 수의 정의는 식(7)과 같다.

$$Re = \frac{\rho_{sol} \times V_{ave} \times D_h}{\mu_{sol}} \quad (7)$$

여기서 ρ , μ 는 수용액의 농도에 따른 밀도와 점도, V_{ave} 는 동관 안에서의 수용액 평균유속, D_h 는 동관 직경을 나타낸다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 제빙기 열전달 특성

직경 36 mm 동관이 삽입된 제빙기의 열전달 특성을 살펴보기 위해 제빙기로 유입되는 EG 수용액의 농도가 7.6 mass%, 유량 165 lpm(1.5 m/sec), 실린더 왕복운동시간 2.5 sec, 냉매 응축온도 38 ± 1 ℃ 일 때 운전시간 변화에 따른 제빙기의 특성을 살펴보았다. Table 1은 제빙기를 평가하기 위한 시험조건을 나타내고 있다.

Fig. 4는 운전시간 변화에 따른 제빙기 입·출

구온도 변화를 나타내고 있으며, 축열조 온도가 12.5 °C에서 운전시작 이후 약 8,000 sec에서 제빙기의 출구온도가 상변화 온도에 도달하였고, 9,400 sec 이후 제빙이 안정적으로 이루어짐을 알 수 있다. Fig. 5는 운전시간 변화에 따른 제빙기 내의 냉매측 증발온도와 응축온도의 변화를 보여주고 있다. 본 그래프에서 응축온도가 40 °C보다 낮은 상태에서 운전되었는데 이는 제빙기가 낮보다는 밤시간에 작동되기 때문에 응축압력을 상대적으로 낮게 잡기 위함이다.

Fig. 6은 운전시간 변화에 따른 냉동능력 변화를 나타내고 있다. 시스템 가동 후 약 8,000 sec에서 수용액이 상변화를 시작하며, 이때 시스템의 냉동능력은 약 26,500 W를 나타내었다. 그림에서 냉매측과 수용액측의 열량차이는 배관에서 생성된 아이스슬러리 양을 의미한다. Fig. 7은 운전시간 변화에 따른 제빙기에서의 시간당 아이스슬러리 생성량을 보여주고 있다. 그래프에서 시간당 아이스슬러리 생성량은 냉동능력에서 수용액의 현열량을 제외한 열량으로 구하였으며 제빙기의 아이스슬러리 생성량은 약 270 kg/hr을 생성하는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 운전시간 변화에 따른 총괄열전달계수 변화를 보여주고 있다. 총괄열전달계수는 현열구간에서 온도가 낮아지면서 열전달계수는 1,300 ~ 1,500 W/m²K로 조금 증가하는 경향을 보이며, 슬러리가 생성되는 영역(데이터상에 6,000 sec 이후)에서 열전달계수는 1,500 ~ 2,400 W/m²K로 급격히 증가하는 경향을 보였다. Fig. 3에서 운전시작 후 약 8,000 sec에서 상변화 온도에 도달하였음에도 불구하고 총괄열전달계수의 증가는 약 6,000 sec에서 증가하는 것을 알 수 있는데 이는 수용액의 온도가 상변화온도에 도달하지 못 하였어도 냉매측 온도가 낮기 때문에 동관 표면에서 얼음이 생성되어 스크레이퍼에 의해 긁혀지면서 얼음 알갱이가 수용액측 열전달을 촉진하고 수용액에 의해서 녹으면서 나타난 현상으로 생각되어진다. 이후 동관에서 슬러리 생성량이 증가하면서 총괄 열전달계수 또한 증가하는 것으로 사료되어진다.⁽⁴⁵⁾ 슬러리가 최대로 발달한 이후에 열전달계수는 약 2,400 W/m²K 값을 보이며 운전이 계속되어 지면서 조금씩 감소하는 경향을 보이는데 이는 축열조에 아이스슬러리가 쌓이면서 축열조 내에 수용액의 농도가 조금씩 높아지기 때문이다.

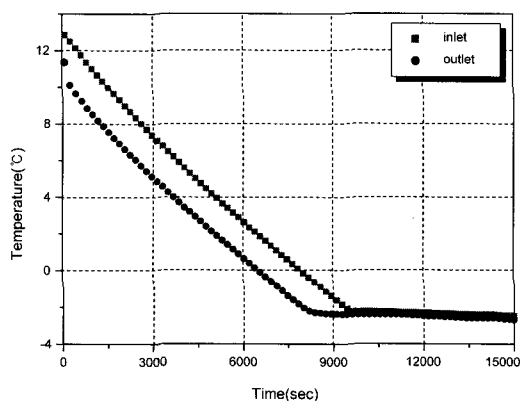


Fig. 4 Variation of EG solution temperature with operating time.

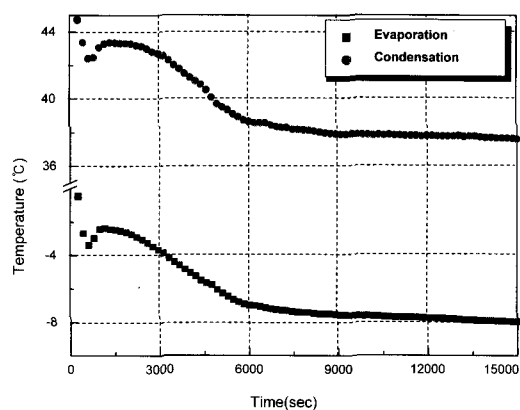


Fig. 5 Variation of refrigerant temperature with operating time.

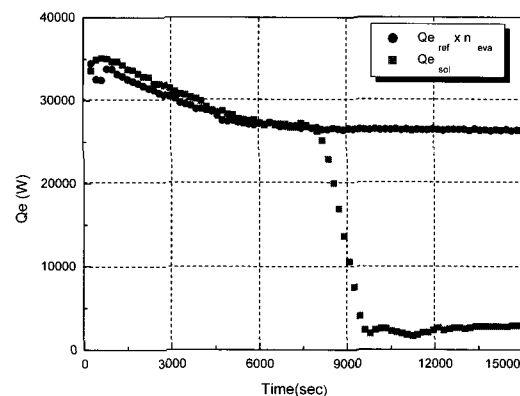


Fig. 6 Variation of heat transfer rate (Qe) with operating time.

Fig. 9는 수용액이 냉각되면서 제빙기 내에서의 평균유속과 평균온도에 대한 Reynolds수 변화에 따른 총괄열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 수용액이 냉각되면서 Reynolds 수는 6000~4250으로 감소하였으나 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 이는 수용액의 유속이 0.15 m/sec로 일정한 경우에 온도의 감소로 Reynolds 수가 감소하는 영향보다는 스크레이퍼가 상하 왕복운동(0.16 m/sec)하면서 제빙기 내의 수용액을 교란하기 때문에 수용액이 현열구간에서 총괄열전달계수가 약간 증가하는 경향을 보인 것으로 판단된다. 또한 얼음알갱이가 생성되어지는 구간에서는 스크레이퍼 의한 배관내의 얼음알갱이가 차지하는 비중이 증가하면서 아이스슬러리 체적분율(ice slurry volumetric fraction)이 증가하기 때문에 낮은 Reynolds 수에서도 높은 총괄열전달계수를 나타낸 것으로 판단되어진다.

4.2 수용액 농도 변화에 따른 열전달특성

제빙기 내부 동관 직경이 36 mm인 제빙기의 열전달특성을 알아보기 위해 각각에 수용액 농도에서 유속변화에 따른 열전달 특성을 살펴보기 위한 시험조건으로 스크레이퍼 왕복운동 시간 2.5 sec, 팽창밸브 입구에서의 냉매응축온도를 $39 \pm 1.0 \text{ }^\circ\text{C}$, EG 수용액 농도 4.6, 6.0, 7.6 mass% 하였을 때, 제빙기 내에서 수용액 유속변화에 따른 열전달 특성을 살펴보았다.

Fig. 10은 각각의 농도에서 수용액 유속변화에 따른 열전달 특성 그래프이다. EG 수용액 농도가 7.6 mass%일 때 유속이 증가하면서 총괄열전달계수 또한 증가하는 경향을 보이다가 유속이 약 0.17 m/sec 이상에서 $2450 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 일정한 경향을 보인다. 또한 수용액의 농도가 낮아지면서 총괄열전달계수는 6.0 mass%일 때 약 $2600 \text{ W/m}^2\text{K}$, 4.6 mass%일 때 약 $2700 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 증가하는 경향을 보였다. 이는 수용액의 농도가 낮아지면서 수용액의 상변화온도가 높아지기 때문에 이에 따라 냉매의 증발온도 상승으로 시스템의 냉동능력이 증가하기 때문으로 생각되어진다.

4.3 동관 직경 변화에 따른 열전달 특성

제빙기 안에 삽입된 동관 직경을 30 mm, 36 mm

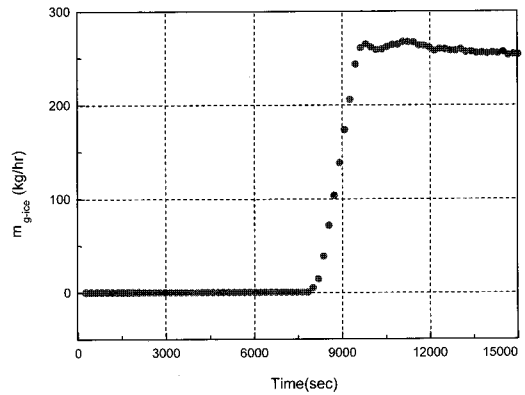


Fig. 7 Variation of ice slurry amount with operating time.

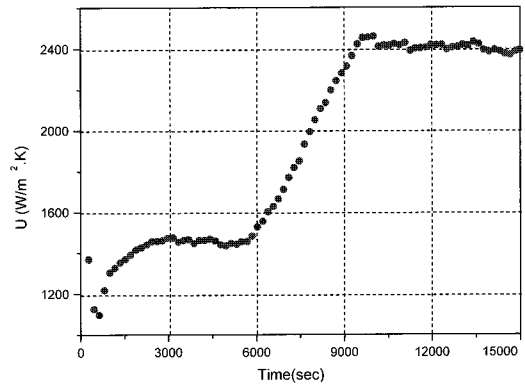


Fig. 8 Variation of overall heat transfer coefficient with operating time.

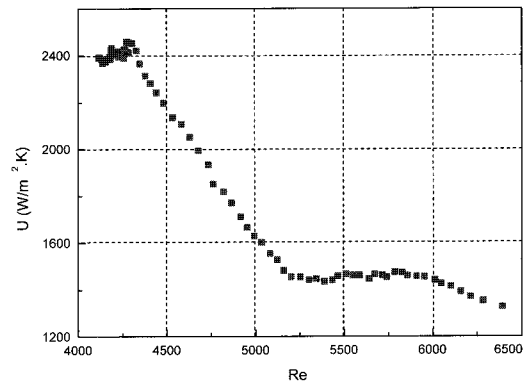


Fig. 9 Variation of overall heat transfer coefficient with Reynolds number.

제작하여 제빙기 내의 수용액 유속변화에 따른

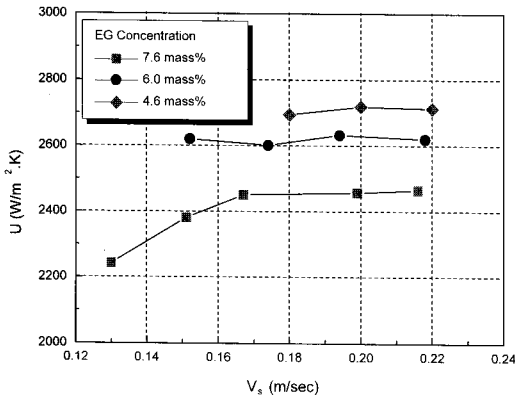


Fig. 10 Variation of overall heat transfer coefficient (U) with solution velocity for EG concentration.

아이스슬러리 제빙기의 특성을 살펴보았다. 시험 조건으로 스크레이퍼 왕복운동 시간 2.5 sec, 팽창 밸브 입구에서의 냉매응축 온도를 39 ± 1.0 °C, EG 수용액 농도 7.6 mass% 하였을 때 동관 직경변화에 따라서 제빙기 내에서 수용액 유속변화에 따른 열전달 특성을 살펴보았다.

Fig. 11은 동관의 직경이 서로 다른 제빙기에서 제빙기 내에서의 수용액 평균유속 변화에 따른 총괄열전달계수를 보여주고 있다. 수용액의 유속이 0.22 m/sec일 때 총괄열전달계수는 36 mm 동관에서 약 2,450 W/m²K, 30 mm 동관에서 약 2,750 W/m²K로 동관이 직경이 작을수록 높게 나타났다. 이는 동관의 직경이 작아지면서 스크레이퍼 형상은 같지만 동관 안에서 차지하는 유로면적이 상대적으로 작아지기 때문에 제빙기 내에서 수용액을 더 많이 교란하기 때문으로 생각되어지며, 또한 동관 안에서 유로면적이 달라지면서 일정한 열전달계수에 도달하는 수용액의 유속이 각각 차이를 보이는 것으로 추종된다.

5. 결 론

내관이 18개인 공압구동형 제빙기를 설계 및 제작하고, 제빙기의 제빙특성을 시험하기 위한 시험 장비를 구축하였다. 제빙기의 수용액 농도, 유속 변화에 따른 제빙특성과 제빙기 내에 삽입되는 동관의 직경 변화에 따라서 제빙특성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

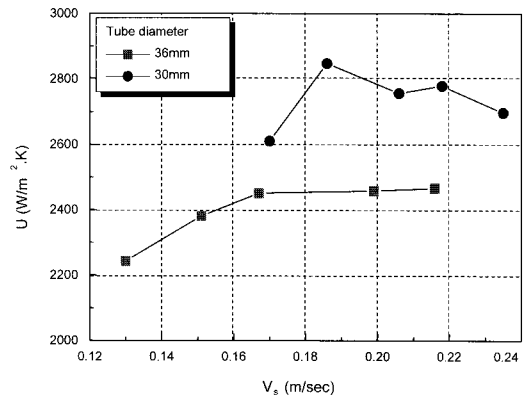


Fig. 11 Variation of overall heat transfer coefficient (U) with solution velocity for tube diameter.

(1) 동관 직경이 36 mm인 경우, 수용액측의 농도가 7.6 mass%, 유량이 165 lpm(0.15 m/sec)일 때, 제빙기의 냉동능력은 약 26,500 W로 나타났으며, 시간당 아이스슬러리 생성량은 약 270 kg/hr 생성되었다. 또한 아이스슬러리가 생성되어지는 구간에서 제빙기의 총괄열전달계수는 약 2,400 W/m²K을 보였다.

(2) 제빙기 내의 동관 직경이 36 mm인 경우, 제빙기 내에서 수용액의 유속이 0.15 m/sec 이상에서는 총괄열전달계수는 거의 동일한 경향을 보이며, 수용액의 농도가 4.6 ~ 7.6 mass%로 증가하면 아이스슬러리가 생성되어지는 구간에서 제빙기의 총괄열전달계수는 2,700 W/m²K에서 2,450 W/m²K로 약 9% 낮아지는 경향을 보였다.

(3) 수용액의 농도 7.6 mass%, 유속이 0.22 m/sec일 때, 제빙기 내의 동관 직경이 36 mm일 때 보다 30 mm로 관 직경이 6 mm 감소하면서 총괄열전달계수는 2,450 ~ 2,750 W/m²K로 약 12.2% 증가함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지원하는 “신기술실용화 기술개발사업”에 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Park, D. W., 2000, Study on the ice making

- characteristics and critical heat flux of an ice-slurry maker using spiral scraper, Ph.D. Thesis, Korea University, Seoul, Korea.
2. Oh, J.S., 2000, A Study on the characteristics of scraped-film heat transfer with phase change, MS. Thesis, Hanyang University, Seoul, Korea.
 3. Yim, H.M. and Pyo, S.H., 2004, Scraped-surface ice slurry generator, Sarek 2004 Summer Annual Conference, pp. 461-468.
 4. Haid, M. 1997, Correlations for the prediction of heat transfer to liquid-solid fluidized beds, *Chemical Engineering and Processing* Vol. 36, pp. 143-147.
 5. Kim, M. J., Kim, J. H., Yun, J. H., Kwon, O. K., Lee, K. C., Park, I. H. and Yang, Y. S., 2006, An Experimental study on the ice-making characteristics of slurry ice generator system using air cylinder, *The Korean Solar Energy Society*, pp. 315-320.