

스크레이퍼형 아이스슬러리 제빙기의 열전달 특성 연구

김민준† · 김종하 · 윤재호 · 박일환* · 조형석** · 안성국**

A Study on the Heat Transfer Characteristics of Ice Slurry Generator with Scraper

Min-Jun Kim, Joung-Ha Kim, Jae-Ho Yun, Il-Hwan Park*, Hyoug-Seok Cho**, Seong-Kuk An**

Key Words: Ice slurry generator(아이스슬러리 제빙기), Vertical double tube type heat exchanger(입형 이중관식 열교환기), Ethylene glycol solution(EG 수용액), Overall heat transfer coefficient(총괄열전달계수).

Abstract

In this study, Ice slurry generator heat transfer characteristics are experimentally investigated for the ice slurry generating system with scraper which is pneumatically operated. The ice slurry generator has the same shape as the vertical double tube type heat exchanger. Refrigerant is flowing in the outside tube and ethylene glycol solution in the inside tube. Refrigerant and solution water are parallel flow type which entering bottom of generator and leaving top of generator. The experimentations are conducted under the various test conditions such as compressor speed and cooling water temperature. For the above experimental conditions, heat transfer characteristics of the ice slurry generating system are evaluated in terms of the overall heat transfer coefficient and the heat transfer rate. And the experimental results show that the heat transfer rate of the system is increased as the compressor speed increases and the cooling water temperature decreases.

기호설명

그리스 문자

Q_e : 냉동능력 [kcal/hr]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
 T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 U : 총괄열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$]
 A : 열교환면적 [m^2]
 LMTD : 대수평균온도차 [$^{\circ}\text{C}$]
 G : 체적유량 [lpm]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg.k]

η : 효율
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

r : 냉매측
 s : 수용액측
 eva : 증발기
 con : 응축기
 i : 입구
 o : 출구

† 한국생산기술연구원 열유체시스템팀
E-mail : kimj76@kitech.re.kr
TEL : (041)5898-342 FAX : (041)5898-330

* 한국기술교육대학교 기계공학과

** 삼일산업

1. 서론

동적제빙형 빙축열시스템에 일환인 스크레이퍼형 제빙기는 증발기 표면에 스크레이퍼를 연속

적으로 운동시켜 얼음의 성장을 억제하고 유동중에 연속적인 아이스슬러리가 생성되도록 하는 제빙방식이다. 스크레이퍼형 제빙기는 주로 입형의 이중관식(double tube type)이나 쉘앤튜브식(shell & tube type) 열교환기를 사용하고 있으며, 외부에는 냉매가 흐르고, 내부에는 에틸렌글리콜(ethylene glycol) 혹은 프로필렌글리콜(propylene glycol) 등이 첨가된 수용액이 흐른다. 이러한 스크레이퍼형 제빙기는 현재 대부분이 모터구동에 의해 스크레이퍼가 회전하면서 튜브표면에 생성되는 얼음을 연속적으로 제거하는 회전형 제빙기가 주를 이루고 있다.⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

이러한 회전형 제빙기 시스템에서 압축기 이외에 스크레이퍼 구동모터에 추가적인 전력소비가 필요하며 초기 아이스슬러리 생성시 모터의 부하가 급상하여 제빙기의 내구성에도 문제를 일으키고 있다. 그러나 본 연구에 사용된 제빙기는 모터구동에 의해 스크레이퍼가 회전하는 방식이 아닌 공압실린더에 공기압축기를 이용하여 압축공기를 주입하고 스크레이퍼를 상하왕복운동시키는 선형 제빙기를 설계 및 제작하여 압축기의 회전수변화와 응축기로 유입되는 냉각수의 온도변화에 따른 제빙기의 열전달 특성을 시험하고 분석하였다.

2. 실험장치

2.1 스크레이퍼형 제빙기

Fig. 1은 본 시험에 사용된 선형 제빙기의 형상을 보여 주고 있으며, 그림에서 보는 형상과 같이 선형 제빙기는 입형의 이중관형으로 구성되어 있으며, 외관에는 냉매가 내관에는 에틸렌글리콜 수용액이 흐르도록 설계하였다. 본 연구에 사용된 제빙기는 외경이 65A 강관에 내경은 38mm 동관을 사용하였으며, 제빙기 열교환부 높이는 1m로 냉매와 수용액이 아래에서 위로 흐르는 평행류방식으로 설계하였다. 또한 수용액이 흐르는 내관에서 생성된 아이스슬러리의 배출이 용이하도록 배출관의 크기는 입구측보다 한 치수 크게 설계하였으며, 열교환기는 두께 20mm 단열재를 이용하여 단열처리 하였다. 냉매가 흐르는 외관의 경우 냉동기가 운전되면서 증발기의 형상이 입형임으로 증발기 하부로 유입된 냉동유가 쌓이게 된다. 따라서 압축기로 냉동유를 반송시

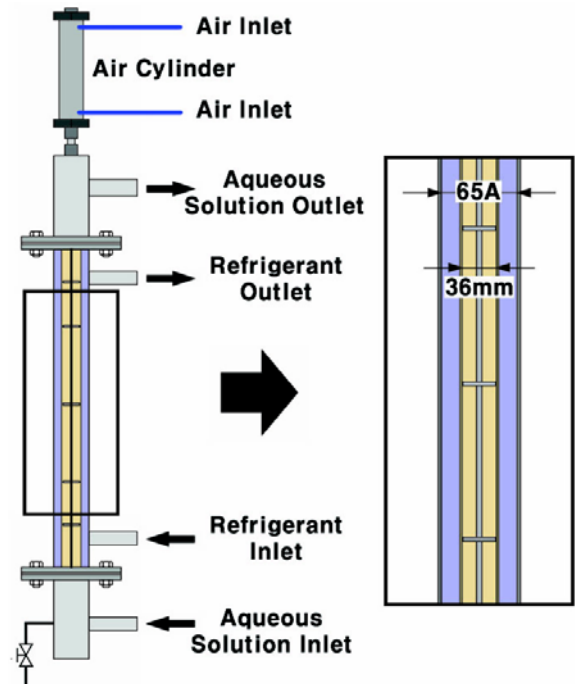


Fig. 1 Shape of ice slurry maker

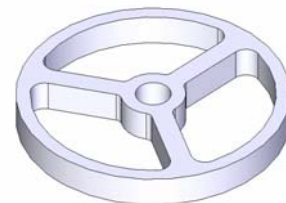


Fig. 2 Shape of scraper

키기 위해 냉매입구 배관에 1/4" 동관을 삽입하여 시스템 운전 시 간헐적으로 밸브를 열어 압축기로 냉매와 냉동유를 반송시켰다. 제빙기에서 스크레이퍼는 동관 내부에 95mm 간격으로 13개를 설치하였고 스크레이퍼는 일정한 간격으로 유지하도록 고정시켰다. Fig. 2는 본 제빙기에 사용된 스크레이퍼의 형상을 나타내었다. 스크레이퍼는 원형 평판에 EG 수용액이 흐를 수 있도록 3개의 구멍을 가공하고 외경이 동관내경과 0.4mm의 간격을 갖도록 제작하였다.

2.2 실험장비

Fig. 3은 선형 아이스슬러리 제빙기의 특성을 평가하기 위해 제작된 성능시험장치 구성도를 보여주고 있다. 아이스슬러리를 생성하기 위한 제빙기는 스크레이퍼가 상하 왕복운동 할 수 있도록 제빙기 헤더에 실린더를 설치하고 실린더에

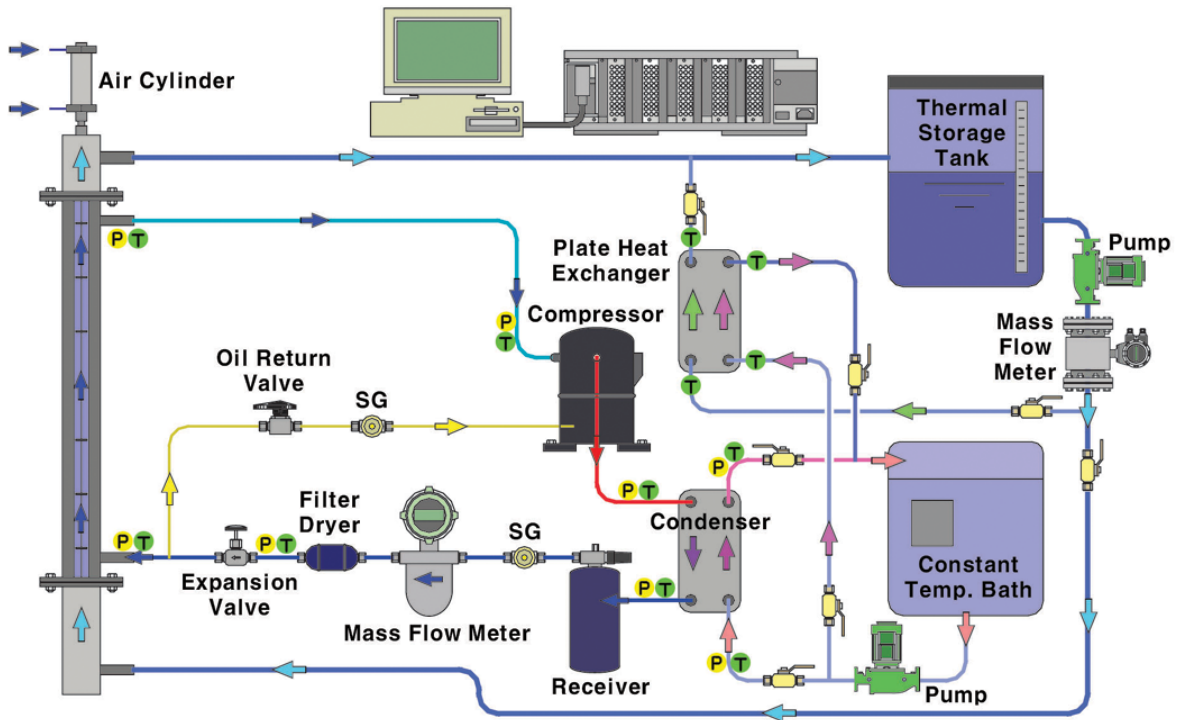


Fig. 3 schematic diagram of Ice-making slurry

일정한 압력을 주기 위해 압력조절장치를 설치하였다. 실린더 상단과 하단에 압축공기를 주기적으로 주입할 수 있도록 3방 밸브를 설치하였으며, 실린더의 왕복운동 시간을 설정하기 위해 타이머를 설치하였고, 실린더 왕복횟수를 측정하기 위해 카운터를 설치하였다. 또한 제빙기의 냉매측과 EG 수용액측 입·출구 배관에 각각 압력센서와 온도센서를 설치하여 제빙기의 온도와 압력을 측정하였다. 시험에 사용된 냉동시스템의 냉매로는 R22를 사용하였으며, 제빙기의 열전달량을 측정하기 위해 압축기를 인버터로 회전수를 가변시켰다. 그리고 EG 수용액을 순환하기 위하여 순환펌프, 슬러리를 저장하기 위한 축열조를 설치하였으며, 이때 수용액의 유량을 측정하기 위하여 마그네틱 유량계(magnetic flow meter)를 배관에 설치하였다. 각각의 위치에서 측정된 데이터는 데이터 습득장치에 의해서 자동으로 기록하게 되어있으며, 본 시험에서는 YOKOGAWA사의 DA-100을 사용하여 데이터를 기록하였다.

3. 실험데이터 분석

아이스슬러리 제빙기의 열전달량을 파악하기 위해 수집된 데이터는 다음의 수식을 이용하여 그 특성을 파악하였다. 식 (1)과 (2)는 냉매측 열전달량과 수용액측 열전달량을 나타내었다. 그리고 식 (3)으로부터 슬러리아이스 생성량을 구하였다.

$$Q_{e_r} = m_r \times (h_e - h_{con}) \quad (1)$$

$$Q_{e_s} = \rho_s \times G_s \times C_{p_s} \times (T_i - T_o) \quad (2)$$

$$Q_e = Q_{e_r} \times \eta_{eva} \quad (3)$$

냉매측과 수용액측의 열량이 차이가 나타나는데 이를 보정하기 위해서 증발기 효율을 도입하였으며, 이는 수용액의 현열구간 즉 제빙기 입구에서의 수용액 3~7℃에서 구하였다. 제빙기의 열전달 특성을 알아보기 위하여 총괄열전달계수를 식 (4)을 이용하여 구하였다.

$$U = \frac{Q_e}{A \times LMTD} \quad (4)$$

여기서 A는 제빙기 내의 평균열교환면적 나타내며, LMTD는 대수평균온도차로써 식 (5)에 나타내었다.

$$LMTD = \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{T_i - T_{ref}}{T_o - T_{ref}}} \quad (5)$$

본 연구에서 제빙기 내부에서 냉매는 제빙기 하단으로 2상유체가 유입되어 증발하면서 상단은 기상으로 유출되어진다. 따라서 제빙기 출구에서의 냉매의 상태를 과열도가 존재하지 않는 포화 증기로 가정하였으며, 냉매측 물성치는 REFPROP을 사용하였다. 또한 수용액측 물성치는 ASHRAE에서 제공하는 EG 수용액 물성치 값을 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

선형 아이스슬러리 제빙기의 냉동용량 특성을 살펴보기 위하여 기준 시험조건을 선정하고 압축기의 회전수 변화에 따른 특성과 응축기로 유입되는 냉각수 입구온도 변화에 따른 제빙기에 열전달량을 측정하였다. Table 1은 열전달량 특성 시험의 조건과 변수를 보여주고 있다.

4.1 압축기 회전수 변화에 따른 열전달 특성

제빙기의 열전달량 특성을 알아보기 위한 방법으로 기준 시험조건에서 압축기 회전수를 5Hz씩 증가시키면서 살펴보았다. Fig. 4은 압축기 회전수 변화에 따른 증발압력과 응축압력 변화를 나타내고 있다. 압축기 회전수가 증가하면서 증발압력은 감소하는 경향을 응축압력은 증가하는 경향을 보이고 있다. Fig. 5는 압축기 회전수 변화에 따른 제빙기의 냉동능력 변화를 나타내고 있다. 압축기 회전수가 40 Hz 이하에서는 냉동능력의 5 Hz 증가하면서 약 350 W 증가하였으나 40 Hz 이상에서는 냉동능력이 약 150 W 증가하였다. Fig. 6은 압축기 회전수 변화에 따른 제빙기의 총괄열전달계수와 대수평균온도차의 변화를 나타내는 그래프이다. 압축기 회전수가 증가하면서 제빙기 총괄열전달계수와 대수평균온도차는 증가하는 경향을 보이나 40 Hz 이상에서 제빙기의 총괄열전달계수의 증가량이 작아지는 것을 알 수 있

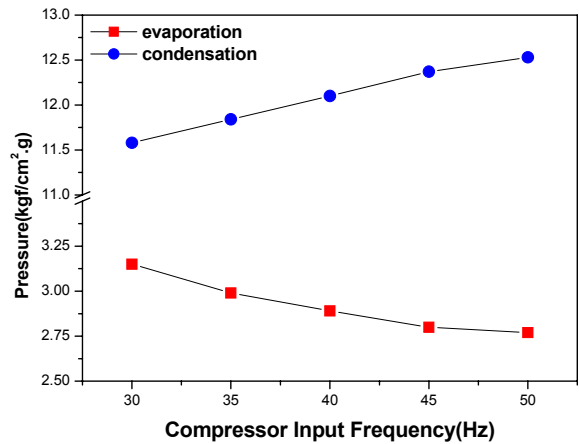


Fig. 4 Variation of evaporation & condensation pressure with compressor input frequency

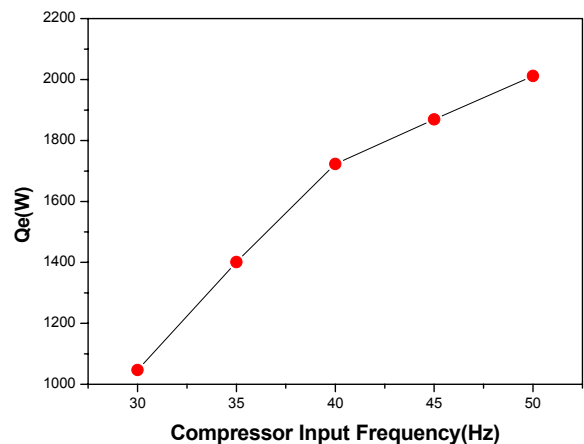


Fig. 5 Variation of Qe with compressor input frequency

Table 1 Test Condition

	standard	variable
EG Concentration	3.0%	
water flow rate	19 lpm	
stroke interval	1.5 sec	
compressor speed	40 Hz	30, 35, 45 Hz
condensing cooling water	26.5 °C	29.5, 33, 36 °C

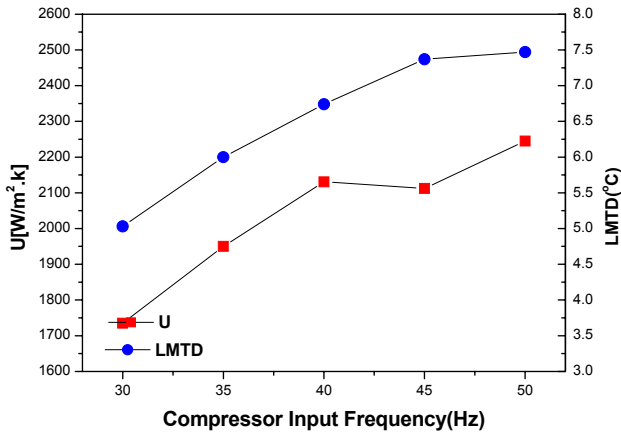


Fig. 6 Variation of U & LMTD with compressor input frequency

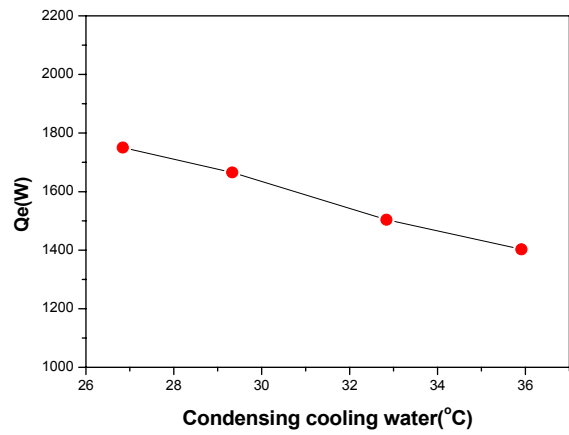


Fig. 8 Variation of Qe with condensing cooling water

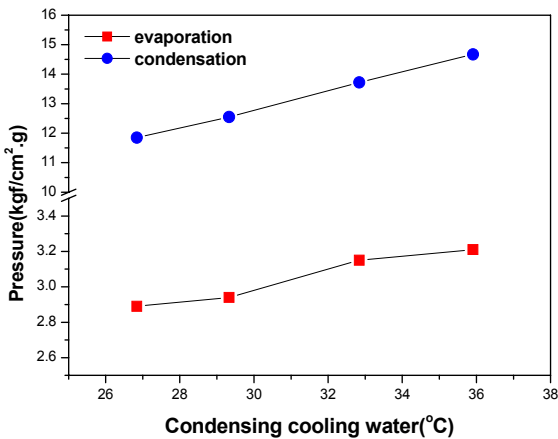


Fig. 7 Variation of evaporation & condensation pressure with condensing cooling water

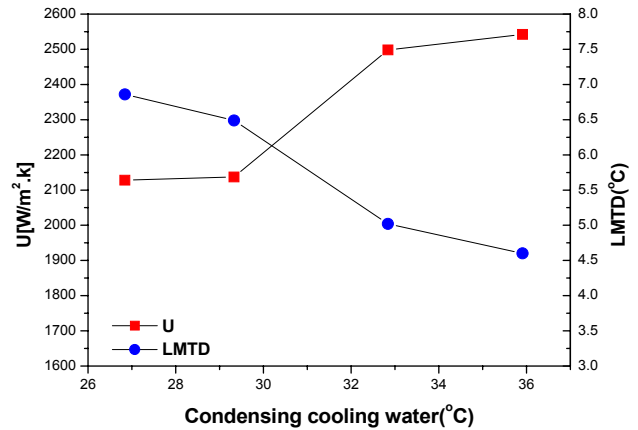


Fig. 9 Variation of U & LMTD with condensing cooling water

으나 대수평균온도차는 45 Hz 이상에서 증가량이 작아지는 경향을 보였다.

4.2 냉각수 온도변화에 따른 열전달 특성

냉각수온도 변화 제빙기의 열전달량 특성을 알아보기 위한방법으로 기준 시험조건에서 응축기로 유입되는 냉각수의 입구온도를 변화시키면서 제빙기의 특성을 살펴보았다. Fig. 7은 냉각수 온도변화에 따른 증발압력과 응축압력 변화를 보여주고 있다. 냉각수 온도가 증가함에 따라서 증발압력과 응축압력은 증가하는 경향을 보였다. Fig. 8은 냉각수 온도변화에 따른 열전달량 변화를 보여주고 있다. 냉각수의 온도가 증가하면서 열전달량은 감소하는 경향을 보였다. Fig. 9은 냉각수 온도 변화에 따른 총괄열전달계수와 대수평균온

도차의 변화를 보여주고 있다. 응축기로 유입되는 냉각수의 온도가 약 10°C 변화함에 따라서 제빙기에서 냉매의 증발압력은 약 0.3 kgf/cm².g 상승하였으며, 냉동능력은 350 W 감소하였고, 대수평균온도차는 약 2.3°C 감소하는 경향을 보였다. 그러나 총괄열전달계수는 증가하는 경향으로 나타났다으며, 냉각수의 입구온도가 30~33°C에서 증가폭이 크게 나타났다.

5. 결론

공압으로 구동되는 선형 아이스슬러리 제빙기를 설계 및 제작하여 제빙기 열전달 특성을 측정하기 위한 시험 장비를 설치하고, 압축기 회전수 변화와 응축기로 유입되는 냉각수의 온도 변화에

따라 제빙기의 열전달량을 살펴 본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 압축기 회전수를 증가시키면서 제빙기의 열전달량을 관찰한 결과 제빙기의 열전달량은 회전수가 증가하면서 증가하는 경향을 보였으며, 총괄열전달계수와 대수평균온도차 또한 증가하는 경향을 보였다. 하지만 시스템에서 적절한 대수평균온도차는 상대적으로 높은 증발압력과 시스템 효율을 유지시키므로 본 시험에서는 대수평균온도차가 7℃ 미만인 40Hz에서 최적의 제빙조건으로 사료되어진다.

(2) 응축기로 유입되는 냉각수의 온도변화에 따른 제빙기의 열전달량은 냉각수의 온도가 약 10℃ 증가하면서 제빙기에서 냉매의 증발압력은 약 0.3 kgf/cm².g 상승하였으며, 열전달량은 350 W 감소하였고, 대수평균온도차는 약 2.3℃ 감소하는 경향을 보였다. 그러나 본 시험에서 수용액과 냉매의 대수평균온도차가 약 5℃ 부근에서 총괄열전달계수가 높게 나타났으며, 냉각수의 수온이 약 33℃ 최적의 제빙조건으로 사료되어진다.

참고문헌

1. Oh, J. S. Park, S. S., Peck, J. H., Lee, K. H., 2000, A Study on the Characteristics of Scraped-film Heat Transfer, *SAREK 2000 Summer Annual Conference*, pp. 91-96.
2. Park, D. W., Moon, I. H., Cho, S. J., Min, M. K., 2000, Study on the Ice Making Characteristics of Ice Slurry Maker using scraper, *SAREK 2000 Summer Annual Conference*, pp. 1109-1114.
3. Yim, H. M. Pyo, S. H., 2004, Scraped-surface Ice Slurry Generator, *SAREK 2004 Summer Annual Conference*, pp. 461-468.
4. Kim, M. J. Kim, J. H. Yun, J. H. Kwon, O. K. Lee, K. C. Park, I. H. 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