

## 아이스슬러리형 빙축열 시스템을 이용한 냉각 시스템의 성능에 관한 실험적 연구

이동원<sup>1</sup>, 김정배<sup>†</sup>

<sup>1</sup>한국에너지기술연구원, <sup>†</sup>충주대학교 에너지시스템공학과  
(2011년 3월 2일 접수, 2011년 3월 18일 수정, 2011년 3월 18일 채택)

### Characteristic Analysis of the Cooling System Using Ice Slurry Type Heat Storage System

Dong Won Lee<sup>1</sup> and Jeongbae Kim<sup>†</sup>

<sup>1</sup>Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

<sup>†</sup>Department of Energy System Engineering, Chungju National University, Chungju 380-702, Korea

(Received 2 March 2011, Revised 18 March 2011, Accepted 18 March 2011)

#### 요 약

2중관형과 판형 열교환기에 에틸렌 글리콜-물 수용액으로 만들어진 아이스슬러리를 적용하는 경우의 유동 및 열적 특성을 규명하기 위하여 실험을 수행하였다. 아이스슬러리의 질량유속과 얼음 분율은 각각 800에서 3500 kg/m<sup>2</sup>s과 0에서 25%이었다. 실험을 통해, 압력강하와 열전달율은 질량유속과 얼음 분율에 따라 증가하였다. 그러나 얼음 분율의 효과는 높은 질량유속 영역에서는 크지 않은 것으로 나타났다. 낮은 질량유속에서는 압력강하와 열전달율의 급속한 증가가 질량 유속에 관계되는 것으로 나타났다.

**주요어** : 아이스슬러리, 직접수송, 열교환기, 열전달율, 압력강하

**Abstract**— To clarify the hydraulic and thermal characteristics of ice slurry which made from 6.5% ethylene glycol-water solution flow in the double tube and plate type heat exchanger, experimental studies were performed. The mass flux and ice fraction of ice slurry were varied from 800 to 3,500 kg/m<sup>2</sup>s(or 7 to 17 kg/min) and from 0 to 25%, respectively. Through the experiment, it was found that the measured pressure drop and heat transfer rate increase with the mass flux and ice fraction; however the effect of ice fraction appears not to be significant at high mass flux region. At the region of low mass flux, a sharp increase in the pressure drop and heat transfer rate were observed depends on mass flux.

**Key words** : Ice slurry, Direct transportation, Heat exchanger, Heat transfer rate, Pressure drop

#### 1. 서 론

아이스슬러리는 물 또는 저농도 수용액에 미세한 얼음입자가 섞여 있는 고·액 2상유체이다. 현재는

빙축열 시스템 축열매체의 한 종류로서 심야시간 대에 제빙하여 축열조에 저장하였다가, 주간시간 대에 축열조 내에서 녹이면서 건물의 냉방공조에 활용되고 있다.

아이스슬러리는 포함된 얼음입자의 비율(Ice Packing Factor(IPF) 또는 Ice Fraction)에 따라 갖고 있는 냉열량이 일반 냉수보다 크다는 장점이 있으며, Fig. 1

<sup>†</sup>To whom corresponding should be addressed.  
Chungju National University 50 Daehak-ro,  
Chungju-si, Chungbuk 380-702, Korea  
Tel : 043-841-5282; E-mail : jeongbae\_kim@cjnu.ac.kr



Fig. 1. Fluidity of the ice slurry.

과 같이 유동성을 갖고 있어 일반배관을 통해 직접수송할 수 있다는 큰 특징이 있다. 이와 같이 아이스슬러리를 배관을 통해 직접 수송할 경우 단위 유량당 냉열수송 능력을 크게 증가시킬 수 있으므로 지역냉방 시스템의 전열유체로 추천되고 있다.

아이스슬러리는 제빙과정이 매우 효율적임은 물론 냉열을 이용할 때도 우수한 성능을 발휘한다. 아이스슬러리 내 얼음은 과냉되지 않은 작은 입자형태를 갖고 있고 용해 시에는 물 또는 수용액과 직접 접촉하면서 용해하므로 부하에 대한 적응력이 높기 때문이다. 따라서 빠른 냉각속도가 요구되는 각종 산업·상업분야의 유용한 냉각매체로 활용될 수 있을 것으로 기대되고 있다 [1].

기존 산업·상업분야의 냉각 열교환 방식은, Fig. 2와 같이 냉매직팽방식(직팽식)과 간접냉각방식(간냉식)으로 크게 구분된다. 직팽식은 1차 냉매의 증발이 일어나는 증발기를 직접 열교환기로 이용하는 방식으로 열교환기 입·출구 온도차가 거의 없이 많은 증발 잠열량이 직접 전달되는 장점은 있으나, 냉각용량의 제어를 위해서 실외기(또는 증발기의 팽창변이) 빈번하게 동작/정지를 반복하는 단점이 있다. 또한 하나의 실외기에 복수의 열교환기가 연결되는 경우, 냉매를 각 열교환기로 균일하게 배분하는 것이 매우 어렵고 실외기와 열교환기 사이의 거리가 제한된다는 문제점도 있다. 반면 간냉식은 증발기에서 1차 냉매를 이용하여 브라인을 냉각시키고, 냉각된 브라인이 열교환기에서 2차 냉매로서 이용되는 방식이다. 브라인의 유량이나 온도조절에 의한 냉각용량 제어가 용이하고 실외기와 열교환기 사이 거리에 제한이 없는 장점이 있지만, 현열을 이용하기 때문에 열교환기 입·

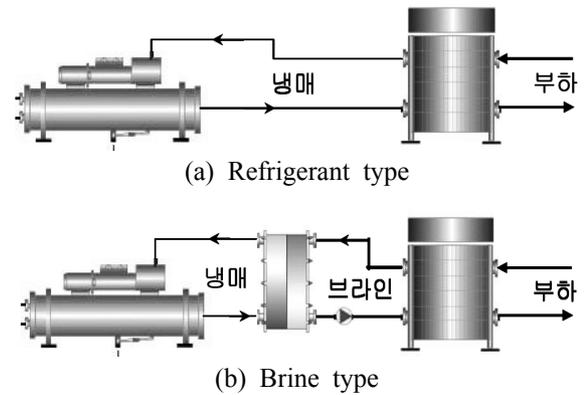


Fig. 2. Heat exchanger types.

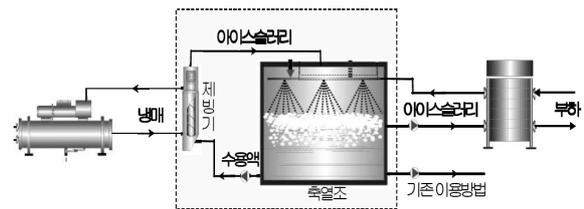


Fig. 3. Heat exchange type using ice slurry as a 2nd refrigerant.

출구 온도차가 크다는 단점을 갖고 있다. 따라서 열교환기 설계에 곤란한 점이 많고 균일한 냉각이 어려우며, 냉각효과가 작아 많은 냉열 전달을 위해서는 큰 용량의 펌프를 사용하여 브라인의 유량을 늘려야 하는 문제점이 있다.

그러나 Fig. 3과 같이 아이스슬러리를 열교환기의 2차 냉매로 이용하면 두 열교환 방식의 장점을 모두 취할 수 있을 것으로 기대된다. 아이스슬러리는 얼음 입자의 형태로 잠열을 갖고 있어 온도변화 없이 많은 냉열을 부하 측에 전달할 수 있기 때문이다. 즉, 직팽식의 장점인 입·출구 온도차가 거의 없이 많은 양의 냉열 전달이 가능하며, 간냉식에서와 같이 냉각용량 제어와 복수의 열교환기에 대한 냉열 분배가 용이하다는 장점을 모두 취할 수 있다. 그러나 아이스슬러리를 열교환기의 2차 냉매로 이용하는데 대해서는, 아직까지 열교환기 내에서 아이스슬러리의 유동 및 열전달 특성이 체계적으로 알려져 있지 않기 때문에, 설계 및 제작이 곤란하다는 문제점이 있다 [2].

본 연구에서는 아이스슬러리를 2차 냉매로 이용하는 냉각 열교환 방식에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 열교환기 내 아이스슬러리의 수력학적 또는 열전달 특성을 살펴보고자 하였는데, 이 결과는 아이스슬

러리를 2차 냉매로서 이용하는 열교환기의 설계에 반드시 필요한 기초적 데이터를 제공할 것이며, 아울러 이를 이용하는 냉각 시스템의 성능분석에도 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2-1. 실험장치

국내에서 상용화된 제빙기를 이용하여 에틸렌글리콜 6~7% 수용액으로 제빙된 아이스슬러리의 열교환기 내 특성을 분석하기 위한 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 Fig. 4와 같이 아이스슬러리를 제빙하고 저장하는 아이스슬러리형 빙축열 시스템과, 온수공급을 위한 항온조, 그리고 아이스슬러리의 열전달 특성을 파악하기 위한 열교환기 등으로 구성되었다. 아이스슬러리 제빙기는 국내에서 제작된 3 RT급 스크래퍼형이며, 축열조는 약 2 m<sup>3</sup> 용량으로 균일한 IPF의 아이스슬러리를 열교환기로 공급하기 위하여 교반기가 설치되었다. 한편 항온조는  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$  이내에서 온수의 온도가 유지되도록 온도조절기가 설치되었다.

산업체에서 이용되는 2중관형 열교환기의 튜브는 3/8", 1/2", 5/8" 동관이 대부분이다. 따라서 본 연구에서도 이러한 크기를 갖는 동관을 내부 관으로 이용하여 길이 1.5 m의 2중관형 열교환기를 꾸몄다. 아이스슬러리는 내부 관으로 유입되며, 온수는 2중관의 환상공간에 대향류 형태로 유입되어 열전달이 이루어지도록 하였다. 판형 열교환기는 일반적으로 2중관형 열교환기보다 단위 크기 당 열전달 능력이 뛰어나기 때문에, 액-액 또는 기-액 열교환기로서 많이 이용되고 있다. 그러나 판과 판사이의 간격이 좁아 아이스

슬러리가 흐를 경우 압력강하가 클 것으로 예상되었으므로, 아이스슬러리가 흐르는 유로와 온수가 흐르는 유로가 각각 2개 및 3개가 되도록 조립하여 실험을 수행하였다.

열교환기 내 아이스슬러리의 열전달 및 압력강하 특성을 알아보기 위하여 다양한 요소를 측정하였다. 가장 중요한 측정요소는 아이스슬러리의 유량과 밀도(이를 이용한 IPF)와 온도이며, 아이스슬러리와 열교환을 하는 온수의 유량과 온도도 함께 측정하였다. 또한 각 열교환기에서의 압력강하를 측정하였고 이밖에 원활한 실험이 수행되는지 여부를 감시하기 위한 몇 가지 측정요소도 있다. 온도는 교정된 RTD와 열전대를 이용하였으며, 아이스슬러리의 유량과 밀도는 질량유량계를 그리고 온수의 유량은 전자기유량계를 이용하였다.

### 2-2. 실험 방법

실험은 아이스슬러리를 제빙하여 축열조 내 저장하는 것으로부터 시작되었다. 원하는 정도의 아이스슬러리가 제빙되었다고 판단되면 제빙을 종료한 후, 축열조 내 아이스슬러리를 교반시켰다. 이후 정해진 온도로 만들어진 온수를 열교환기로 순환시킨 후 아이스슬러리를 역시 열교환기로 순환시켰다. 아이스슬러리와 온수의 유량은 각각의 바이패스 배관에 설치된 밸브를 통해 조절하였다.

실험장치를 순환하면서 냉열을 온수 측에 전달한 아이스슬러리는 축열조 상단부에 설치된 배관을 통해 다시 축열조로 환수되었다. 이러한 열전달 실험과정을 통해 축열조 내 아이스슬러리의 IPF는 점차 감소하였으며, 따라서 IPF 변화에 따른 열전달 특성과 압

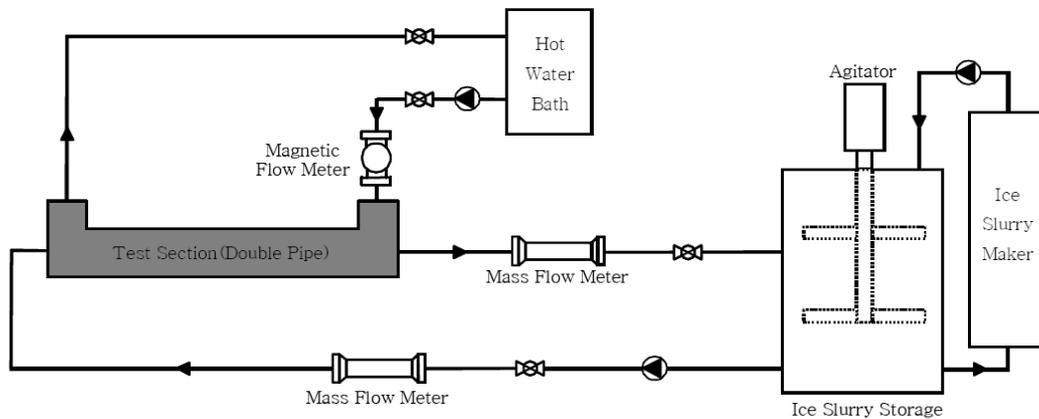


Fig. 4. Schematic diagram of the apparatus.

력강하 특성을 연속적으로 측정할 수 있었다. 한 set의 실험은 온수의 온도와 유량을 미리 정해진 값으로 일정하게 고정하고, 정해진 유량의 아이스슬러리를 실험장치로 순환시키면서 진행하였다. 이후 실험에서는 아이스슬러리의 유량이나 온수의 온도 등을 변화시키면서 같은 방법으로 수행하였다.

2중관형 열교환기에 대한 실험에서는 온수의 온도와 유량을 10.5°C와 20 L/min으로 고정한 상태에서, 아이스슬러리의 질량유속을 800~3,500 kg/m<sup>2</sup>·sec 범위에서 변화시키면서 실험을 진행하였다. 한편 판형 열교환기에서는 질량유속을 정의하기 어려웠기 때문에, 질량유량 기준으로 7~17 kg/min 범위에서 변화시키면서 실험을 진행하였다. 이 때도 온수의 온도와 유량 조건은 2중관형 열교환기의 경우와 같도록 하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3-1. 열전달 과정

Fig. 5는 열전달 실험과정(해빙과정) 중 열교환기 입구 및 출구에서 측정한 아이스슬러리의 온도와, 열교환기 입구에서 측정한 아이스슬러리의 밀도 변화를 함께 나타낸 것이다. 해빙과정 초기에 열교환기로 유입되는 IPF 약 25%(밀도 약 987 kg/m<sup>3</sup>)의 아이스슬러리는 온도는 약 -2.9°C 정도로서, 얼음입자 생성에 따라 증가한 수용액의 농도에 해당하는 어는점이다. 이러한 아이스슬러리가 실험장치의 열교환기 내에서 냉열을 배출한 후 열교환기 출구로 나올 때의 온도는, 입구온도보다 약 0.2°C 증가한 온도를 갖는 것을 볼 수 있다. 같은 과정에서 열교환기로 유입/유출되는 온수의 온도차는 약 3°C 정도였음을 감안하면, 아이스슬러리가 열교환기 내에서 온도차는 거의 없이 얼음

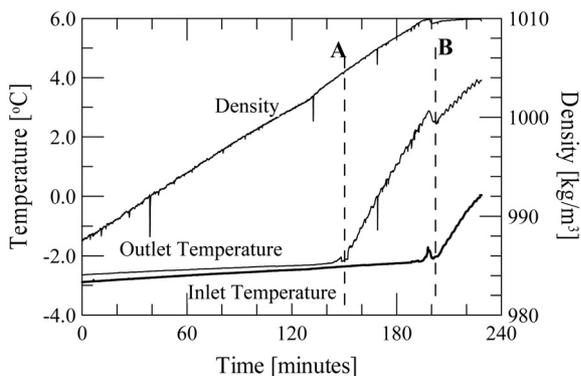


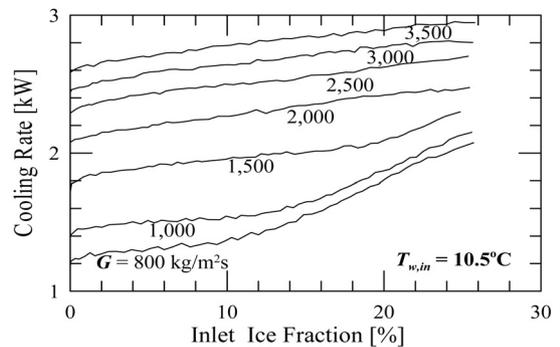
Fig. 5. Temperatures and density with time.

입자가 감소하면서 냉열을 배출하는 특징을 갖는다는 것을 확인할 수 있다.

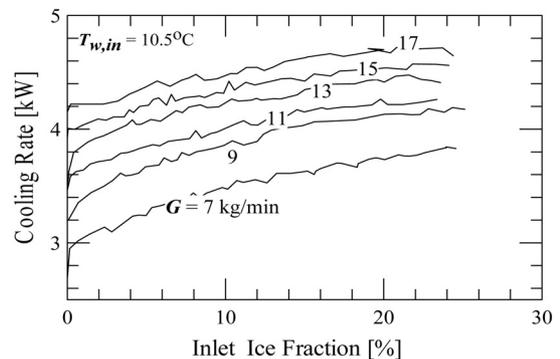
그러나 해빙과정이 진행됨에 따라 열교환기로 유입되는 아이스슬러리 내 얼음입자는 점차 감소하게 되고 결국은 수용액이 열교환하는 상태로 바뀌게 된다. 먼저 점선 A로 나타낸 시간부터는 얼음입자가 있는 상태에서 열교환기로 유입은 되었으나, 열교환기 내에서 얼음입자가 대부분 녹아 수용액이 되면서 온도가 상승하여 배출되는 현상을 보이게 된다. 이후 실험이 더욱 진행되면 점선 B에서부터와 같이 얼음입자가 없는 수용액이 유입되기 시작하여 현열만으로 열교환이 이루어지게 된다. 한편, 해빙과정을 거치면서 얼음입자의 비율이 감소하므로 아이스슬러리의 밀도는 점차 상승하고, 결국 수용액 상태까지 도달하는 것을 확인할 수 있다.

#### 3-2. 열전달량

실험을 통해 아이스슬러리의 유량 및 IPF 변화에 따른 열전달량을 계산할 수 있었으며, 대표적인 예를 Fig. 6에 나타내었다. 열교환기 내부를 흐르는 아이스



(a) Double-tube type



(b) Plate type

Fig. 6. Cooling rate with ice fraction at various mass flux(flow rates).

슬러리의 유량이 증가함에 따라 당연히 열전달이 활발해지며, 아이스슬러리의 IPF가 증가할수록 전반적으로 열전달량이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

2중관형 열교환기에서는 아이스슬러리의 유량이 적은 경우 어떤 IPF 이상에서 열전달량이 크게 증가하는 것을 볼 수 있으며, 유량이 적을수록 낮은 IPF에서 열전달량이 급격히 증가하기 시작하는 것을 알 수 있었다. 그러나 유량이 많은 경우에는 그 상승폭이 상대적으로 크지 않은 것을 볼 수 있다. 이것은 유량이 적은 경우 발생하는 부유유동에 의해, 열교환기 내관 벽면과 접촉하는 얼음입자의 양이 많아져서 온도 경계층이 교란되기 때문으로 짐작된다.

한편 관형 열교환기에 대한 실험결과에서는 IPF 증가에 따른 열교환량의 증가가 2중관형 열교환기의 경우보다 다소 큰 것으로 파악되었다. 그러나 2중관형 열교환기에서와 같이 저유량 범위에서 IPF 증가에 따른 열교환량의 급격한 증가는 발견되지 않았다.

### 3-3. 압력강하

열전달 실험을 수행하면서 동시에 아이스슬러리의 유량 및 IPF 변화에 따른 열교환기에서의 압력강하를 측정하였다. 전체적으로 보아 유량이 증가하면 당연히 압력강하가 증가하였고, IPF가 클수록 압력강하도 증가하였다.

아이스슬러리의 압력강하는 그 자체의 값보다는 액상인 경우와 비교한 압력강하 비율이 더 중요한 의미를 갖고 있으므로, 이 결과를 대표적으로 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 압력강하 비율  $\varepsilon$ 은 측정된 아이스슬러리의 압력강하( $\Delta P_s$ )와 IPF가 0일 때(수용액) 측정된 압력강하( $\Delta P_L$ )와의 비율을 나타낸 것으로서, 다음과 같이 표현된다.

$$\varepsilon = \frac{\Delta P_s}{\Delta P_L}$$

그림에는 2중관형 열교환기의 직관부에 대해서만 나타내었는데, 저유량 범위에서는 IPF가 큰 경우 수용액의 경우보다 2배 이상의 압력강하를 나타내기도 한다는 것을 알 수 있다. 이와 같이 저유량 범위에서 압력강하가 큰 이유는, 전술한 바와 같이 부유한 얼음입자가 내관 벽면과 접촉하면서 마찰저항이 증가하기 때문이다. 그러나 실제 열교환기에서 이용되는 유량과 IPF 범위에서는 이보다 적은 최대 20% 정도의

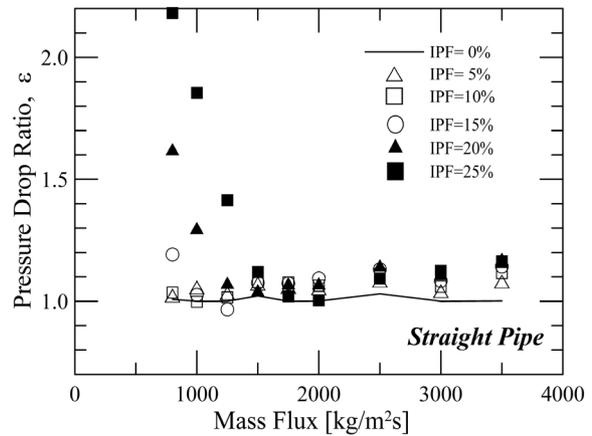


Fig. 7. Pressure drop ratio with mass flux.

압력강하 상승이 나타나는 것을 알 수 있다. 한편, 다른 크기의 열교환기에서 측정된 값을 살펴보면 작은 내경을 갖는 열교환기에서 IPF에 따른 압력강하의 상승폭이 상대적으로 적다는 것을 알 수 있었다.

관형 열교환기에서는 2중관형 열교환기에서와는 달리 IPF에 따른 압력강하가 큰 차이가 없으며, 실험범위 내에서 대체로 10~20% 정도의 압력강하 상승이 나타난다는 것을 확인하였다. 이러한 이유는 관형 열교환기 내 아이스슬러리의 유동은 얼음입자와 수용액의 분리가 전혀 없는 균질유동 형태이기 때문으로 판단된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 국내에서 상용화된 아이스슬러리 제빙기를 이용하여 제빙된 아이스슬러리의 열교환기 내 열전달 특성과 압력강하 특성을 실험적으로 측정하고 분석하였다.

2중관형 또는 관형 열교환기에서 아이스슬러리의 유동에 큰 문제가 없었으며, 열전달량은 수용액인 경우보다 증가하는 것을 확인하였다. 특히 저유량 범위에서는 IPF 증가에 따라 열전달량이 크게 증가하는 영역이 있다는 것을 알 수 있었다. 그러나 내경이 작은 열교환기의 경우 IPF에 따른 큰 변화는 관찰되지 않았으며, 관형 열교환기에서도 마찬가지였다. 한편 압력강하의 경우 저유량 범위에서 비교적 큰 폭의 상승이 발견되었는데, 실용적인 유량범위는 아니기 때문에 큰 문제는 아닌 것으로 생각되었다.

## 기호설명

$G$  : 질량유속 [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{sec}$ ]  
 $IPF$  : 얼음의 체적 분율(Ice fraction) [%]  
 $m$  : 질량유량 [ $\text{kg}/\text{min}$ ]  
 $\Delta P$  : 압력강하 [ $\text{mmAq, atm}$ ]  
 $Q$  : 열 전달량 [ $\text{W}$ ]

## 그리스 문자

$\varepsilon$  : 압력강하 비율

## 후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 산업기반기술개발사업(참여기업 : 캐리어LG, 디와이(주))의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Lee, D. W. at al., 2002, Experimental study on heat transfer characteristics of ice slurry direct transportation loop, Proceedings of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 358-363.
2. V. Ayel at al., 2003, Rheology, flow behaviour and heat transfer of ice slurries: a review of the state of the art, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, pp. 95-107.
3. Lee, D. W., 2002, The application technology of ice slurry, 2002 Seminar of Cold Energy Storage Technology, Vol. 2.
4. Lee, D. W., Jang, H. W., Im, H. M. and Yun, D. W., 2002, Proceedings of the SAREK, pp. 359-363.