

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 4, 1999

저온 잠열 축열조내의 열유동 특성에 관한 연구

이원섭*, 박정원**

* 원주대학 동력기계과

** 유한대학 건축설비학과

A study on Characteristics of Heat Flow of Low Temperature Latent Thermal Storage System

W.S. LEE* J.W. Park**

* *Won-Ju National College*

** *U-han College*

Abstract

The study on ice thermal storage system is to improve total system performance and increase the economical efficiency in actual air-conditioning facilities. To obtain the high charging and discharging efficiencies in ice thermal storage system, the improvement of thermal stratification is essential, therefore the process flow must be piston flow in the cylindrical type.

With the relation of the aspect ratio(H/D) in the storage tank, the stratification is formed better as inlet flow rate is smaller. If the inlet and the outlet port are settled at the upside and downside of the storage tank, higher storage rate could be obtainable.

In case that the flow directions inside the thermal storage tank are the upward flow in charging and the downward in discharging, thermal stratification is improved because the thermocline thickness is maintained thin and the degree of stratification increases respectively.

In the charging process, in case of inlet flow rate the thermal stratification has a tendency to be improved with the lower flow rate and smaller temperature gradient

In case of inlet temperature, the large temperature difference between inflowing water and storage water are influenced from the thermal conduction. The effect of the reference temperature difference is seen differently in comparison with the former study for chilled and hot water. In the discharging process, the thermal stratification is improved by the effect of the thermal stratification of the charging process.

기 호 설 명

A_i : Cross sectional area of inlet pipe to tank (mm ²)	ΔH : Height difference of thermocouple at thermocline(mm)
A_r : Aspect ratio, A_t / A_i	ΔH_{ref} : Height difference of inlet and outlet(mm)
A_t : Total area of holes of perforator and distributor(mm ²)	IPF : Ice packing factor of storage tank
C : Electric conductivity($\mu\text{s}/\text{cm}$)	l : Thickness of thermocline of storage tank
C_o : Initial electric conductivity($\mu\text{s}/\text{cm}$)	l^* : Degree of stratification based on thickness of thermocline
C_{pB1} : Specific heat of constant pressure at water in ice ball(kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)	M : Mass of ice ball at storage tank(kg)
C_{pB2} : Specific heat of constant pressure at ice in ice ball(kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)	m_b : Mass flow rate of inlet brine(kg/s)
C_{pb} : Specific heat of constant pressure at inlet cooling brine(kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)	m_w : Mass flow rate of inlet water(kg/s)
C_{pw} : Specific heat of constant pressure at inlet water(kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)	n_i : Number of frozen ice ball
E_e : Thermal extraction for amount of turn over time(kJ)	n_j : Measurement point number at storage tank
E_i : The amount of thermal storage for turn over time(kJ)	n_k : Measurement point number of ice ball at storage tank
E_{S1} : The amount of thermal at storage time of turn over time(kJ)	n_t : Total number of ice ball
E_{S2} : Total thermal storage quantity in storage tank(kJ)	Q : Volumetric flow rate of cooling water (LPM)
H : Height from bottom of storage tank to Measurement point(mm)	Q_i : Amount of heat with charging(kJ)
H_i : Inlet height of storage tank(mm)	Q_o : Amount of heat with discharging(kJ)
H_o : Outlet height of storage tank(mm)	Q_{pm} : Thermal storage quantity of a perfectly mixing flow(kJ)
H : Dimensionless hight $H = H - H_i / H_o - H_i$	Q_{ps} : Thermal storage quantity of a perfectly stratified flow(kJ)
	Q_r : Thermal storage quantity of a actual storage process(kJ)
	T_s : Temperature of initial inside storage tank($^{\circ}\text{C}$)
	T_{s1} : Storage tank temperature at thermal charge of start($^{\circ}\text{C}$)

T_{s2} : Storage tank temperature at thermal discharge of start ($^{\circ}\text{C}$)

T_t : Higher temperature of storage tank with initial thermal stratification($^{\circ}\text{C}$)

T_{t1} : Mean temperature of storage tank for charging process for turn over time($^{\circ}\text{C}$)

T_{t2} : Mean temperature of storage tank for discharging process for turn over time($^{\circ}\text{C}$)

1. 서 론

최근 주 에너지원으로 사용되어 온 화석연료는 매장량이 한정되어 있을 뿐만 아니라, 화석연료의 대량소비에 따른 이산화탄소의 발생량 증가로 지구온난화 및 대기오염등이 심각한 문제로 대두되고 있다. 특히 우리나라와 같이 화석연료를 많이 사용하는 전력부문은 현실적으로 환경문제를 가장 타당성있게 해결하는 방법은 에너지를 효율적으로 활용하여 전력설비의 증가를 감소시키는 것이다. 이를 위해서는 적절한 형태로의 에너지 전환을 해야 하며 새로운 에너지원으로서 개발되고 있는 태양열, 풍력, 지열 등의 대체 에너지원의 이용이나 다량으로 배출되고 있는 폐열을 안정한 에너지 형태로서 이용하기 위해서는 에너지의 발생원과 에너지의 사용처 사이의 에너지 저장 시스템을 이용하여 에너지를 적당한 형태로 저장하는 것이 필요하다.

지금까지 에너지의 효율적 이용에 관한 연구는 주로 에너지 저장방식과 저장된 에너지의 유효이용으로 이루어졌으며 이를 통해 에너지 보존 및 시스템의 성능향상과 신뢰성을 개선함으로써 에너지저장에 드는 비용을 절감할 수 있었다. 일반적으로 건물의 공기조화설비에 있어서 축열매체로는 주로 물을 사용하고 있으며, 에너지의 저장 방법으로는 열적 저장방법(thermal storage method), 화학적 저장방법(chemical storage

method), 기계적 저장방법(mechanical storage method) 및 전기, 자기적 저장방법(electrical and magnetic storage method)으로 대별되며 대표적인 열적 저장방법으로는 열저장과정에서 상변화가 발생하지 않는 현열저장과 상변화등과 관련된 잠열을 이용하는 잠열저장이 있다.

현열을 이용한 현열저장방법은 축열재료의 열용량을 이용해서 열을 저장하는 방법으로서 잠열 저장방법에 비하여 축열재의 체적당 저장용량이 작으며 축열중 열 손실이 크다는 결점이 있어 대용량 축열방식에서는 효율이 감소되는 단점이 있지만 축열재인 물의 가격이 싸고 안정성이 높고 물 자체가 축열재이므로 별도의 열 교환기가 필요하지 않을 뿐만 아니라 축열원리가 단순하므로 냉·난방용으로 널리 사용되고 있다. 따라서 냉·난방 부하의 변동과 관계 없이 항상 열원기기의 고효율 운전이 가능하므로 운전경비를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 에너지도 절약할 수 있다. 그러나, 현대적인 건물에 있어서 수조(water tank)는 평면적의 유효이용 측면에서 부적합하다는 단점도 가지고 있다.

잠열을 이용한 저장은 상변화물질을 이용하는 방법으로서 축열밀도가 크다는 장점을 지니고 있다. 그러므로 잠열저장에 이용되는 잠열재는 압력에 견딜 수 있도록 증기압이 작아야 하며 축열과 방열과정이 열전달 속도와 관계하므로 열전도 및 응고 속도가 빨라야 하고 일정한 온도에서 상변화가 일어나야 하며 상변화에 대한 체적 변화가 작아야 하는 등의 축열 재료 특성을 지녀야 한다. 이러한 잠열재에 대한 연구는 활발히 진행되어 오고 있으나 캡슐내의 상변화물질에 대한 연구 이외에 시스템의 성능을 향상시키기 위한 연구는 부족한 실정이며 국내에서도 빙축열시스템에 관한 연구개발 보다는 축냉설비 보급에 많은 관심이 집중되고 있으므로 우리실정에 맞는 연구개발에 노력을 기울여야 한다.

구형캡슐에 대한 연구는 주로 정성적인 연구가

진행되어 오고 있고 정량적인 깊은 연구는 부족한 실정이기 때문에 구형캡슐을 이용한 빙축열조에 대하여 체계적인 연구를 통하여 축열조내 축열효율을 향상시키고, 보다 효율적인 공조시스템을 개발함으로써 에너지를 효과적으로 이용할 수 있는 성능예측 모델을 제시하는 일이 중요한 문제이다. 또한 축열조는 공기조화설비 가운데 다른 기기와는 달리 그 특성이 명확히 되어 있으므로 수시로 변화하는 온도, 유량 등의 축열조 입·출력 조건이 축열조의 효과에 어떠한 영향을 미치는가를 밝히는 것도 과제로 남아 있다.

2. 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치는 축열조내 온도 분포를 파악하기 위한 원통형 축열조(330liter), 브라인의 온도를 일정하게 유지하여 축열시 유입 열원으로 활용하는 보조공급탱크(200liter)와 방열 과정시 적정한 상온수로 유지시켜 공급하는 상온수 보조탱크가 있으며, 실험조건에 맞도록 브라인을 저온의 온도로 공급하는 저온냉동기 5RT (Model: CR-W5GG1, 경원세기), 유입유량을 일정하게 유지되도록 조절되는 정압탱크가 설치되어 있고 보조장치로서 브라인과 상온수를 순환시키는 브라인 펌프 3개, 유량을 측정하는 유량계와 유량조절밸브 등으로 이루어져 있다.

유입구 형상은 2가지 형태로써 slot와 distributor 형태를 사용하고 Ice Ball 크기는 선행연구인 Ice Ball내장 사각형 빙축열조 실험에서 porosity 0.55(Ice Ball 직경 76mm)일 때 가장 효율이 높았으므로 본 연구에서도 시스템 성능 비교를 위해 직경 76mm의 구형캡슐 504개를 사용하여(porosity=0.55) 실험을 하였다. 측정장치로는 data logger(Model: YOKOGAWA DA 2500E)를 사용하였으며 data logger로부터 직접 Computer로 받아 들였다.

한편, 축열조내 brine의 유동을 정성적으로 가시화하기 위해 식용색소 및 still camera(Nicon, FM2)를 사용하였다.

2.1. 축 열 조

축열조는 Ice Ball을 저장하여 심야시간에 저온의 브라인을 이용하여 빙축열을 하고 주간시간에는 냉방부하를 담당하기 위한 냉방열을 방출시키는 것으로서, Ice Ball내장 빙축열조를 구성하는 것은 분배배관, 단열이 잘 된 빙축열탱크로 이루어지고 있다. 축열탱크는 가시화가 잘 되도록 두께가 15mm인 안전강화 아크릴로 제작하였다. 외기로 인한 열손실을 방지하기 위해 두께가 100mm인 부직포로 축열조를 감싸고 그 위에 두께 15mm인 은박 단열보드를 사용하여 충분히 단열시켰다. 여기서 사용한 단열보드의 열전도율은 0.036kJ/min이다.

축열조 유입구 상·하단에는 입구형상을 변화시킬 수 있도록 조절장치를 장치하고 반대편 출구 상·하단에도 같은 방법으로 유출구형상을 변화시킬 수 있도록 설치하였다. 본 연구에서 사용한 빙축열조의 재원은 Table 1.에 나타내었다.

Table 1. Storage Tank configuration

ITEMS	REMARKS
Storage tank	Cylindrical
Material	Acryl
Diameter × Hight	500(D) × 1860(H)
Tank Volume	330 ℓ
Wall Thickness	15mm
Surface Area	3.10m ²
Thermal Conductivity	0.68kcal/mh °C

2.2. 냉동기(Chiller)

빙축열시스템의 실험을 위해 사용한 냉동기는 왕복동식 냉동기(Model : CR-W5GG1)로 냉동용량은 5RT이며 압축기는 3.75kw(5HP)이고 공기냉각 방식을 채택하였고 제어방식은 감온식 팽창밸브이며, 보호장치로는 고저압 압력스위치와 가용전 및 과류, 계전기, 동결방지용 온도조절기가 부착되어 있으며 냉동기의 작동 온도 범위는 0℃ ~ -23℃까지이다. 냉동기 중량은 200kg으로 되어 있다.

2.3 Ice Ball

Ice Ball은 축열조내 상부와 하부의 유입구·유출구 사이에 위치하게 되며 필요한 만큼의 열용량을 얻기 위하여 직경 76mm 크기로 504개를 random하게 쌓았다.

Table 2. Characteristics of the Ice Ball

Items	Unit	Specification	Remarks
Material 1		HDPE	surface
Material 2		water + Inorganic substance	inside
Diameter	mm	76	
Weight	gr	34.3	Plastic : 14gr
Volume	cc	210	Charging : 230cc
Total heat	kJ/PC	76.3	
Heat exchange	W/cm ² ℃	98	
Thickness	cm	0.1	Max. 0.13, Min. 0.07
Freezing temp.	℃	0.0	
Discharging temp.	℃	0.0	

* 원진사(Model AD2)

Ice Ball의 외부 재질은 고밀도 폴리에틸렌(High density poly-ethylene)이고 내부는 증류수와 제빙을 용이하게 하기 위한 약간의 무기물질로 되어 있다.

Ice Ball의 빙점은 0℃이고 1개당 축열 가능한 잠열량은 약 67.2kJ이고 비열은 내부가 물일 경우 4.0kJ/kg℃이고 얼음일 경우는 2.59kJ/kg℃가 되며 제빙온도는 Ice Ball 외부에 흐르는 브라인의 온도는 제빙시 -5℃이다.

Table 2.는 본 실험에 사용한 Ice Ball의 사양을 나타낸 것이다.

3. 빙축열 이론

3.1. 빙충전율

빙충전율(Ice Packing Factor)은 빙축열조내 얼음과 물의 전체 용적에 대한 빙축열조내의 최대 얼음량으로 나타내며 빙충전율이 적은 경우는 얼음이 빨리 녹기 때문에 간접 냉각 방식이나 대형 시스템에 유리하고 빙충전율이 큰 경우는 중소형 시스템에 적합하며 또한 빙충전율이 작은 경우 축열량을 점하고 있는 현열량이 크기 때문에 현열범위를 유효하게 이용 가능한 온도 성층형이 바람직하고 충전율이 큰 경우는 성층이나 혼합방식으로도 가능 하지만 캡슐형의 경우는 브라인유동에 의해서 캡슐 내부가 전도되어 열게 되므로 성층이 형성되는 것이 충전율을 향상시킬 수 있으며 일반적으로 충전율은 대형 시스템의 경우는 10% 소형은 40% 이상을 유지하여 측정한다.

$$\text{빙충전율(IPF)} = \frac{\text{빙축열조내최대얼음량(cm}^3\text{)}}{\text{빙축열조내얼음과물의용적(cm}^3\text{)}} \quad (1)$$

제빙량을 측정하는 방법으로는 축열조내의 수위를 측정하는 간접방식이 있으며 (2)식과 같다.

$$\text{빙충전율(IPF)} = \frac{V_l - V_i}{V_l} = \frac{V_s}{V_l} \quad (2)$$

또한 전기 전도성을 이용한 방식으로는 일반적으로 불순물의 밀도에 비례하여 전극에 의해 측정될 수 있으므로 Ice Ball 내부로 물질의 전달이 없다면 전기 전도성은 얼음이 생성될 때 불순물의 밀도에 비례하는 것으로 표시할 수 있고, (3) 식과 같다.

$$\text{빙층전율(IPF)} = \gamma \left(1 - \frac{C_o}{C}\right) \quad (3)$$

이와 같은 빙층전율의 계산방법은 본 실험에서 사용한 Ice Ball내 상변화물질이 응고될 때 부피 팽창이 되지 않으므로 부적절하다. 여기서 적용한 빙축열조의 최대 얼음량은 측정 Ice Ball 중 제빙된 것의 비율에 전체 Ice Ball의 갯수를 곱하여 구할 수 있고 Ice Ball 내부의 온도가 영하로 측정되면 완전 제빙된 것으로 본다.

$$\text{빙층전율(IPF)} = \frac{n_i}{n_t} \times 100(\%) \quad (4)$$

3.2 다공도(porosity)

빙축열조내 축열량을 증대시키기 위해서는 동적, 기하학적 인자 외에 빙축열조내 다공도에 따라 축열량이 증감될 수 있으며 다공도가 클수록 Ice Ball의 전열면적이 증가되어 전도에 의한 영향을 받게 된다. 그러므로 다공도에 따른 전도의 영향, 성층도, 축열효율에 미치는 영향을 파악하는 것은 중요하다. 열전도에 대한 전열량은 단위 면적에 작용하는 열전도량으로 나타내며 본 실험에 이용한 직경 76mm의 Ice Ball과 다공도와의 관계는 축열조내 Ice Ball을 Random하게 배열되어 있는 것으로 가정하여 축열조 체적에 대한 Ice Ball의 체적을 뺀 값으로 나타내면 0.55를 나타내었으며, 다음과 같은 식으로 구하였다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\text{Void Volume in Storage}}{\text{Total Volume of Storage}} \\ &= \frac{V_t - V_b}{V_t} \\ &= \frac{V_v}{V_t} \end{aligned} \quad (5)$$

4.결과 및 고찰

4.1. 유입구 Archimedes 수의 영향

Archimedes 수는 비 등은 유동장에서 부력의 영향과 관성력의 영향을 동시에 받는 경우에 축열·방열 과정에서의 유동특성을 지배하는 무차원 수로 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} A_r &= \frac{\text{Buoyant Force}}{\text{Inertial Force}} \\ &= \frac{\{d_o \cdot g(\Delta \rho / \rho_o)\}}{U^2} \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

A_r : 유입구에서의 Archimedes 수

d_o : 유입구 관직경 [m]

g : 중력 가속도 [m/s^2]

ρ : 유입브라인과 축열초기 저장수와의 밀도차 [kg/m^3]

ρ : 축열초기 저장수의 밀도 [kg/m^3]

식 (6)의 분자항은 축열조 상부 및 하부로부터 유입되는 저온의 브라인 및 방열수와 축열초기 저장수와의 온도차로 인하여 발생하는 부력에 의한 에너지 손실을 나타내며, 분모항은 작동유체의 관성력에 의해 발생하는 전단력으로 인하여 일어나는 에너지 손실을 나타낸다.

유입구 형상을 distributor로서 조내 저온 브라인의 유동방식을 상향·하향에 대하여 유량을 2LPM, 4LPM, 6LPM으로 하였을 때의 축열조의 종횡비(H/D)와 Archimedes 수와의 관계를 나타낸 것이다.

그림에 나타난 것과 같이 조내 유동방식이 상향인 경우는 저온의 유입브라인이 축열초기 저장수의 자유표면을 경계로하여 수평방향으로 흐르기 때문에 안정된 성층을 형성하고 있으며, 이것은 축열조내가 어떤 깊이에서의 얇은 혼합영역과 그 아래에의 1차원 확산 압출흐름영역으로 구성되어 있다는 것을 알 수 있다. 그러므로 축

열초기 나타나는 성층도는 유입구와 Archimedes 수에 따라 결정되며 유량에 따른 관계식을 아래와 같이 최소자승법에 의하여 경험식을 얻을 수 있다.

2LPM에 대하여,

$$\log\left(\frac{H}{D}\right) = 1.6479 \log A_r + 0.4554 \quad (7)$$

4LPM에 대하여,

$$\log\left(\frac{H}{D}\right) = 7.3361 \log A_r + 0.5126 \quad (8)$$

6LPM에 대하여,

$$\log\left(\frac{H}{D}\right) = 13.395 \log A_r + 0.49640 \quad (9)$$

위 식들에서 알 수 있듯이 유량이 적을수록 성층의 형성이 잘 된다는 것을 보이며, 또한 수평방향의 온도분포는 무시할 수 있으므로 유입구·유출구를 축열조 상부 및 하부에 설치하면 저온의 유입브라인이 조 전체로 전도되어 가고 있음을 파악할 수 있다.

4.2. 빙축열조내 열성층 특성

4.2.1. 유입온도에 의한 영향

Fig. 1~Fig. 2는 유입구 형상을 distributor로 하고 유입유량은 4LPM이며 유동방향은 축열시 상향토출 및 하향토출, 방열시 하향토출의 경우로 유입온도 -3°C, -5°C, -7°C에 대하여 축열·방열시의 성층도를 나타내었다. Fig.1은 축냉시 상향토출, 방열시는 하향토출의 경우로 $\tau=1$ 부근에서 축열·방열 모두 성층도는 높게 나타나고 있으며, 축열시($\tau=0\sim 8$) 및 방열시($\tau=8\sim 11$) 모두 안정된 열 성층을 형성하고 있다. 이때 축열시 유입온도가 -5°C(기준온도차 20°C)의 경우가 가장 높은 성층도를 보였으며($\tau=1$ 부근에서 $\phi=0.85$), -7°C일 때 가장 낮은 반면 실험이 진행될수록 축열조 전체에 걸쳐 저온의 브라인이 저장되어 혼합이 가장 빨리 일어났다. 방열시도 축

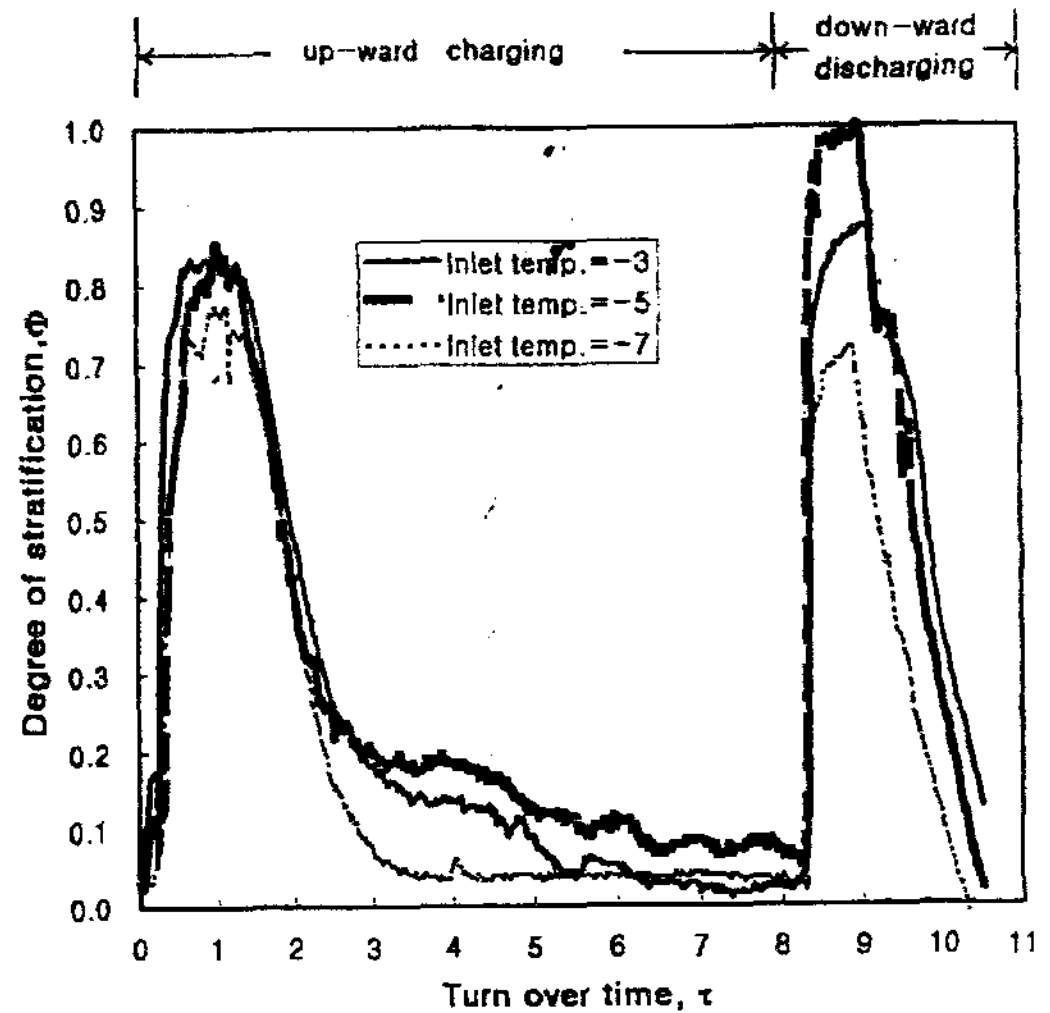


Fig. 1. Effects of reference temperature difference on the degree of stratification at 4LPM(distributor 1)

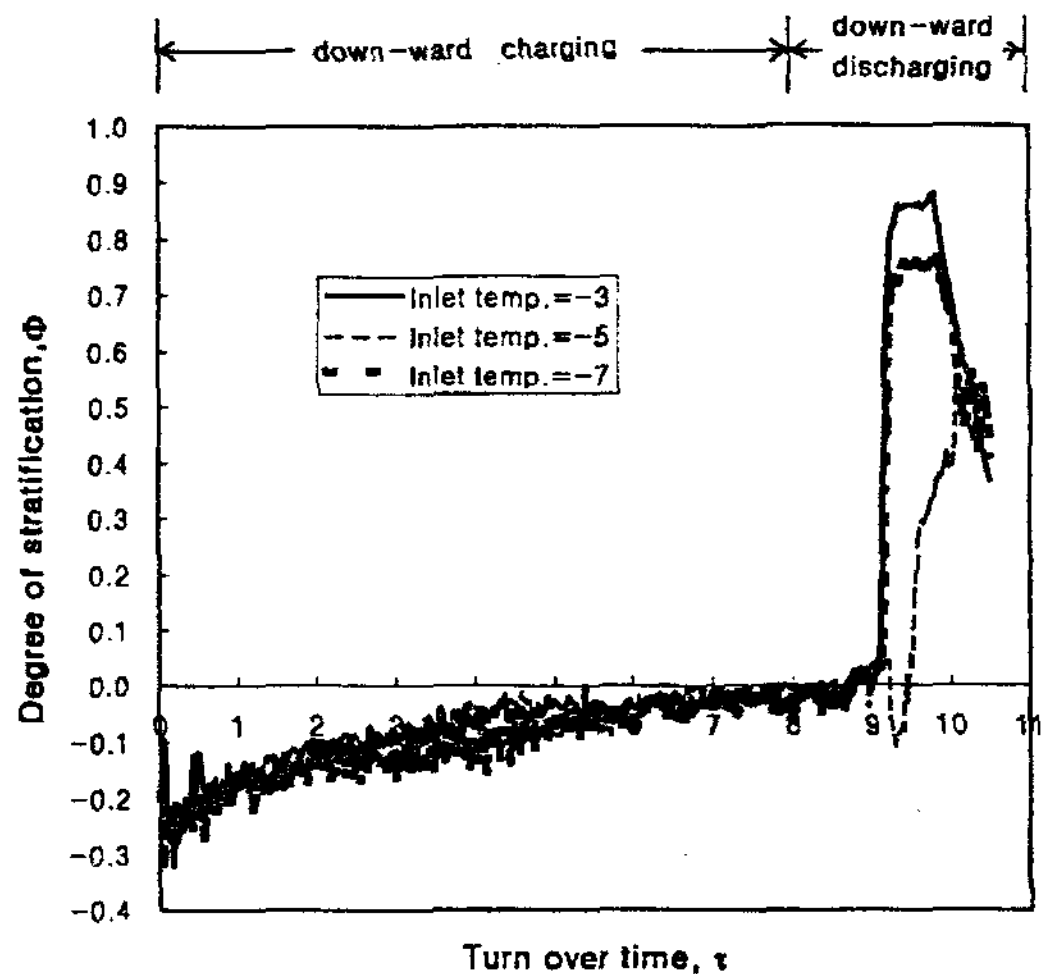


Fig. 2. Effects of reference temperature difference on the degree of stratification at 4LPM(distributor 2)

열시와 같이 -5°C의 경우가 가장 높았으며, -7°C의 경우 혼합 속도가 가장 빠르게 나타났다.

Fig. 2은 축열·방열 모두 유입수 유동방향이 하향토출인 경우로 축열시는 상향토출과는 달리 유입온도와 관계없이 빙 축열조내의 유동상태가

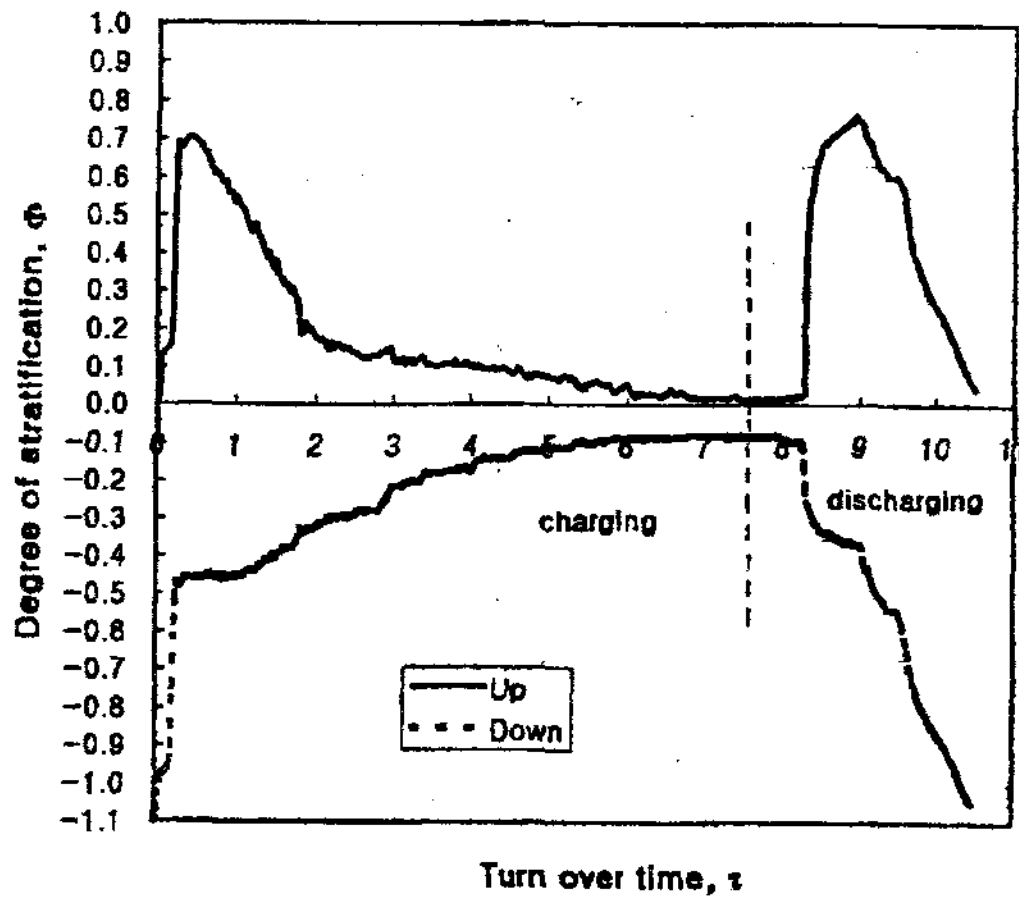


Fig. 3. Effects of up-ward and down-ward on the degree of stratification at 4LPM and $T_i=5^{\circ}\text{C}$ (slot)

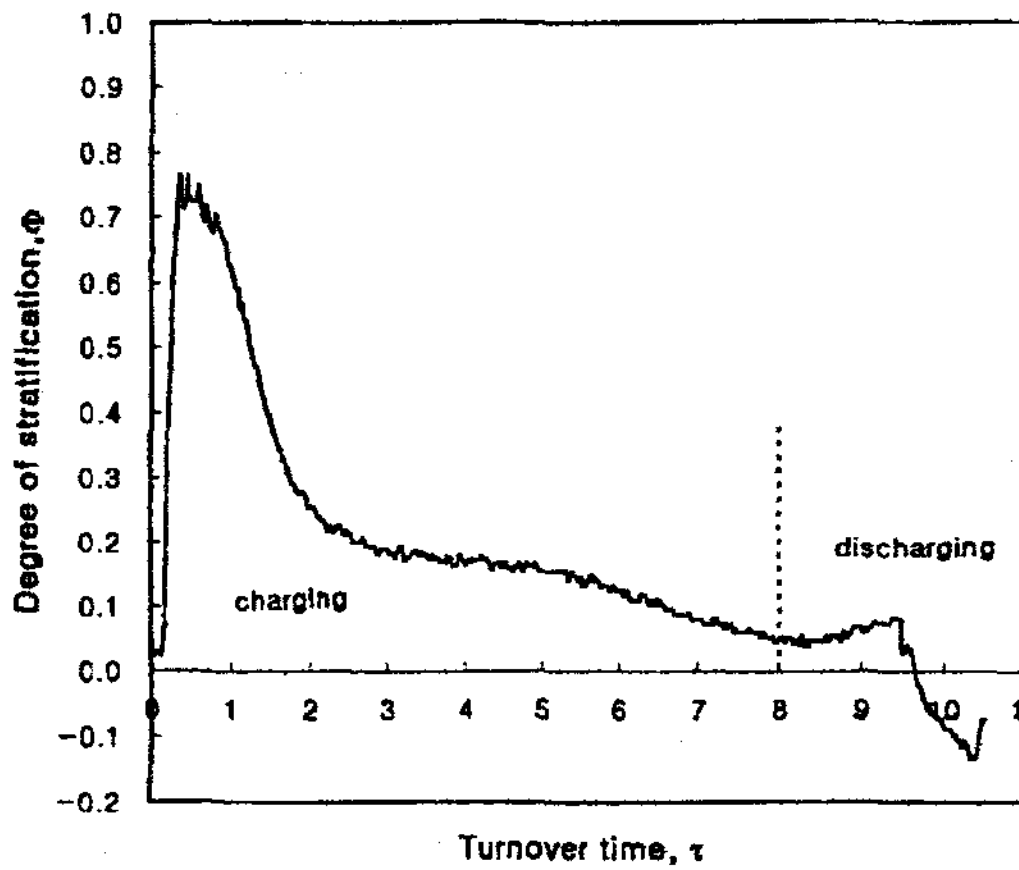


Fig. 4. Effects of up-ward for charging and discharging processes at 4LPM(slot)

상당히 불안정하게 일어났다. 이것은 하부 고온의 저장수는 상부로 부력을 받아 상승하고 상부로 유입된 냉수는 상대적으로 밀도가 크기 때문에 축열조 하부로 하강하는 복잡한 유동형태를 구성하므로 성층도는 축열시간 동안 0보다 작은 불안정한 상태를 나타내고 있다. 그러나 방열시는 축

열조 상부로 고온수가 유입되므로 그림과 같이 상당히 안정된 열 성층을 형성하면서 방열되는 것을 알 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4에서 축열시 상향토출, 방열시 하향토출의 경우 유입온도 -5°C 가 다른 온도에 비하여 가장 성층도가 잘 나타난 것은 축열조내 Ice Ball과 유입 브라인 사이의 전열량에 따른 차이로 생각된다. 그러나 Fig. 4.4에서 방열의 경우는 -5°C 가 성층도가 가장 나쁘게 나타나는 것은 축냉시 하향토출로 축열조내 Ice Ball과 유입 브라인 사이의 열전도로 인한 불안정한 상태의 영향을 받기 때문으로 판단된다.

4.2.2. 유량변화에 의한 영향

Fig. 5~Fig. 6은 유입구 형상을 distributor로 한 경우에 대하여 유입온도가 -5°C 로 일정할 때 유입 유동율이 성층도에 미치는 영향을 나타냈다.

Fig.5은 축열시 상향토출, 방열시 하향토출의 경우로 성층도는 축냉시 6LPM의 경우가 가장 빨리 형성되었으나 2LPM의 경우는 저유량으로 형성 시간은 늦으나 가장 높은 성층도를 가져 축열내가 가장 안정된 상태로 파악되었다. 이것은 방열의 경우도 비슷한 상태를 나타내었다. 그러나 축열초기와 방열말기의 불안정한 유동상태는 실험적인 조건 때문으로 판단된다.

Fig. 6는 축열시·방열시 모두 하향토출의 경우로 축냉시는 유입 유량에 관계없이 축열조내가 불안정한 상태로 열 성층을 형성하지 못하며, 이것은 방열시에도 영향을 미쳐 열 성층 형성에도 큰 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다.

4.3. 빙충전율(Ice Packing Factor)

본 실험에서 적용한 빙충전율(Ice packing factor)은 실험용 축열조내 측정 Ice Ball 중 제빙된 것의 비에 전체 Ice Ball의 개수를 곱하여 구하였으며, Ice Ball 내부의 온도가 영하로 측정되면 완전 제빙된 것으로 보고 계산하였다.

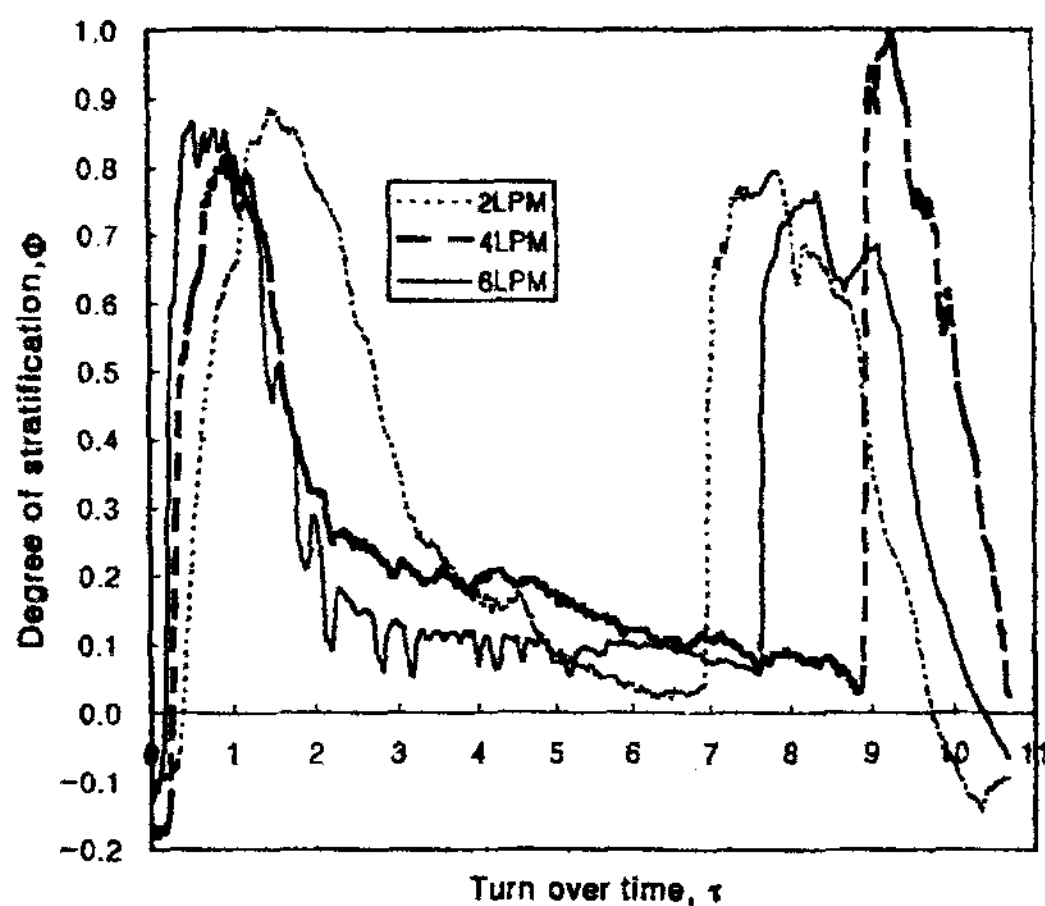


Fig. 5. Effects of flow rate on the degree of stratification at $T_i=5^\circ\text{C}$ (up-ward: charging)

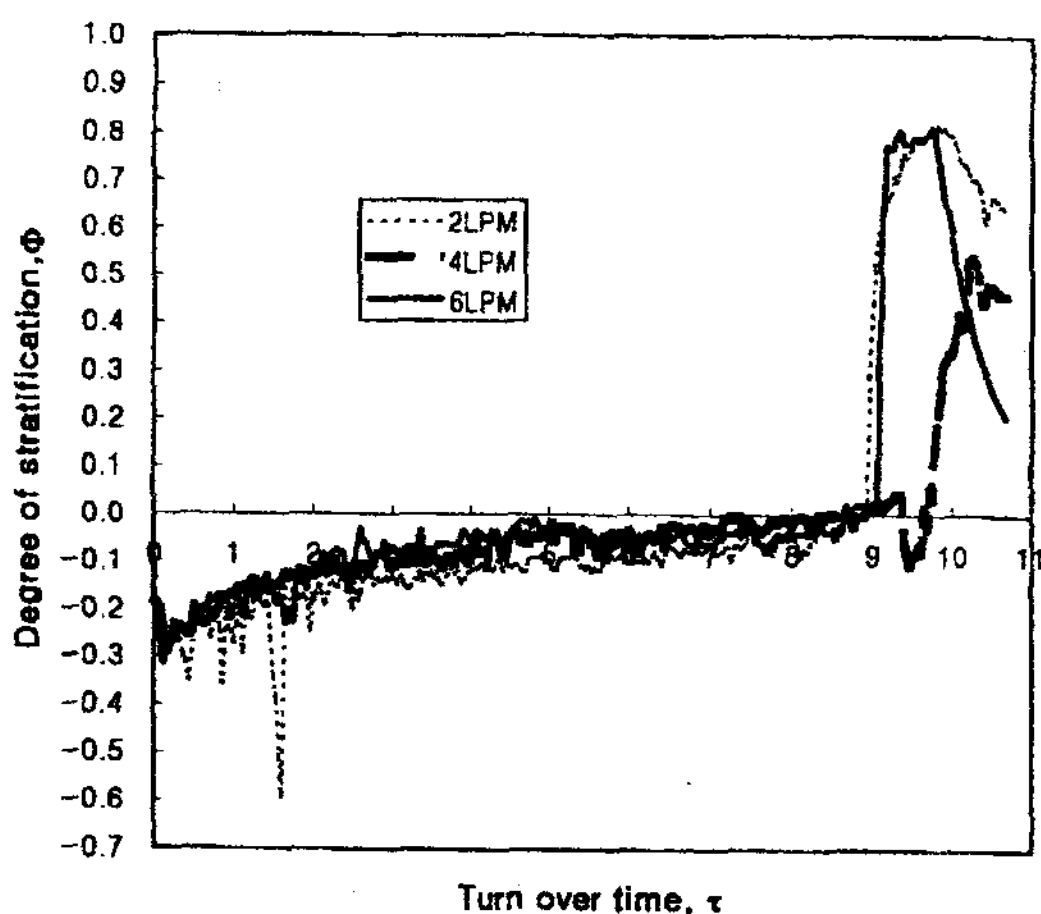


Fig. 6. Effects of flow rate on the degree of stratification at $T_i=5^\circ\text{C}$ (down-ward: charging)

Fig. 7은 축열조내 저온 브라인의 유동이 상향인 것과 하향인 것, 그리고 선행 연구자의 실험에 이용한 사각축열조와 $\frac{H}{D}=3$ 인 원통형 축열조내 유입온도가 -3°C 인 경우로 충수시간 $\tau=1$, $\tau=2$, $\tau=3$ 에 대하여 Ice packing factor을 나타낸

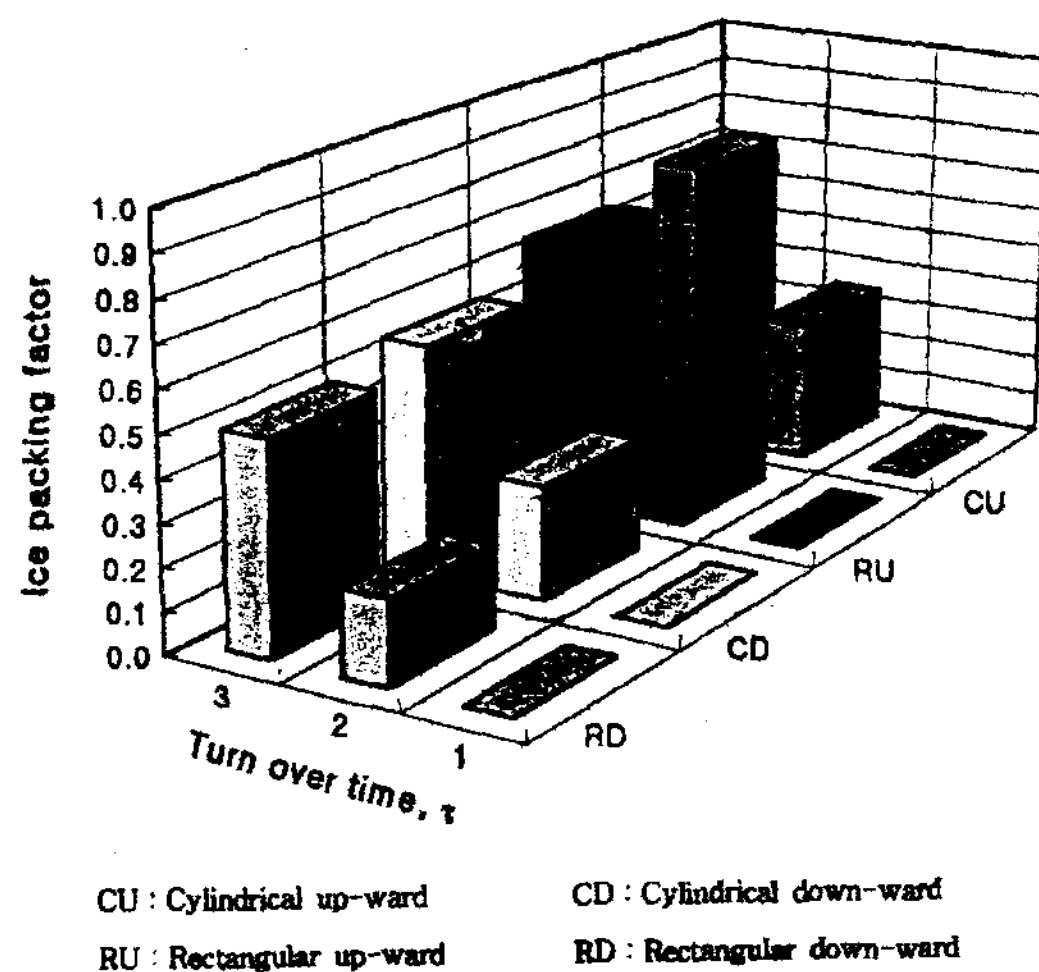


Fig. 7. Variation of ice packing factor with due to flow direction and profile for charging processes($T_i=-3^\circ\text{C}$)

것으로 실험결과 상향유동인 경우 원통형 축열조는 $\tau=1$ 인 경우 0%이고, $\tau=2$ 인 경우는 30%, $\tau=3$ 인 경우 63%의 빙충전율을 나타내고 있으며, 이것은 원통형 축열조의 하향유동, 사각형 축열조의 상향·하향유동보다 높은 충전율로서 그 진행과정은 $\tau=1$ 일 때는 모두 IPF=0을 나타내지만 $\tau=2$ 부터 원통형 및 사각형 축열조내 상향유동이 약 30% 정도로 하향유동보다 높게 나타났다. 또한 시간이 경과함에 따라 IPF의 차는 56~63%와 45~50%로 커졌다. 따라서 원통형 축열조의 경우 상향유동이 가장 빠른 제빙효과가 있음을 알 수 있다.

Fig. 8와 Fig. 9는 Fig. 7과 동일 조건하에 유입온도만 -5°C 와 -7°C 로 한 경우의 빙충전율을 나타내고 있는데 전체적으로 Fig. 7과 비슷하나 $\tau=1$ 인 경우 원통형 상향유동과 사각형 상향유동은 약 13%의 충전율을 나타내고, 이 원통형 하향유동과 사각형 하향유동은 $\tau=1$ 인 경우 0%을 나타내고 있다. 또한 $\tau=3$ 일 경우를 각각 살펴 보면 사각 하향유동은 52%, 원통형 하향유동은 55%, 사각 상향유동은 69%, 원통형 상향유동은

가장 빠르게 진행되어 72%의 충전율을 나타내고 있다.

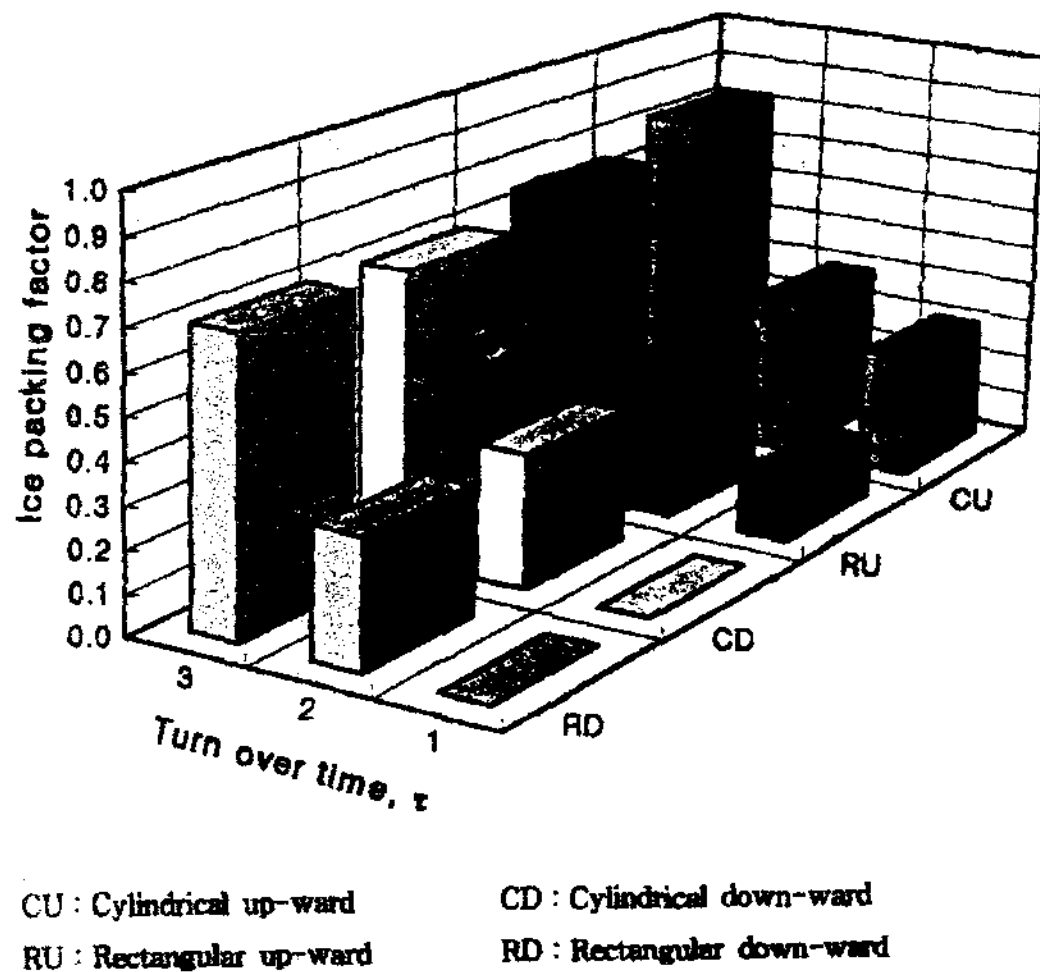


Fig. 8. Variation of ice packing factor with due to flow direction and profile for charging processes(T_i=-5°C)

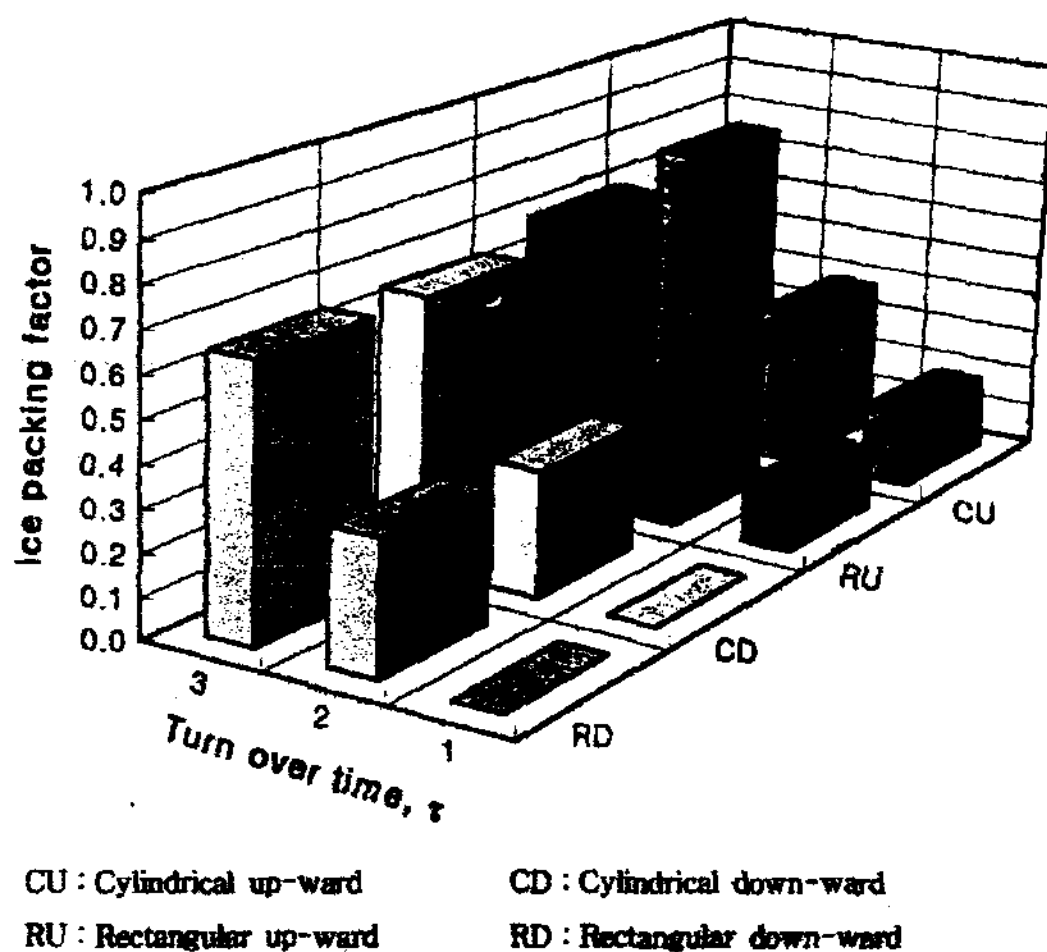


Fig. 9 Variation of ice packing factor with due to flow direction and profile for charging processes(T_i=-7°C)

4. 결 론

1. 유입구 Archimedes 수의 영향은 축열조 aspect비(H/D)와의 관계에서 유입유량이 작을 수록 열성층의 형성이 잘 되고, 유입구 및 유출구를 축열조의 상부 및 하부에 설치하면 유입 순환수의 확산으로 높은 저장율을 얻을 수 있으며, 이들의 관계를 유량변화에 대하여 최소자승법으로 경험식을 나타내면 아래와 같다.

$$\log\left(\frac{H}{D}\right)_{2LPM} = 1.6479 \log Ar + 0.4554$$

$$\log\left(\frac{H}{D}\right)_{4LPM} = 7.3361 \log Ar + 0.5126$$

$$\log\left(\frac{H}{D}\right)_{6LPM} = 13.395 \log Ar + 0.4964$$

- 축열조내 유동 방향은 축열시 상향유동, 방열시 하향유동인 경우 축열초기 천이온도 구배층인 thermocline영역의 두께를 얇게 유지하여 성층도를 증가시키기 때문에 열 성층을 향상시킨다.
- 축열과정 동안 유입유량의 경우 유량이 적을 수록 온도구배가 작아져 열 성층을 향상시키는 경향이 있으며, 유입온도의 경우는 유입수와 저장수 사이의 큰 온도차가 축열조내 Ice Ball 표면적에 열 전도의 영향을 받고 있어 기준 온도차에 의한 영향은 선행 연구자들의 냉수 및 온수 축열과는 다르게 나타났다.
- 빙충전율(Ice packing factor)은 유입온도가 낮을수록, 축열조내 유동이 상향유동일 때, 유입구 형태는 distributor가 높으며, 사각형 축열조 보다는 원통형 축열조내 Ice Ball이 높다는 것을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. S. Kakac, E. Paykoc and Y. Yener, 1989,

- “Energy Storage System”, Kluwer Academy Publishers, pp. 129~161.
2. H. P. Garg, S. C. Mullic and A. K. Bharagava, 1985, “Solar Thermal Energy Storage”, D. Reidel Publishing Company, pp. 82-128.
 3. T. D. Brumleve, 1974, “Sensible Heat Storage in Liquids”, Sandia Lab. Energy Report, SLL-73-0263.
 4. C. Den Ouden et al., 1977, “Thermal Storage of Solar Energy”, pp. 173~258.
 5. 임장순외, 1996, “빙축열조내 부피축소 및 부양을 고려한 얼음의 용융과정에 관한 실험적 연구”, 한국태양에너지학회, pp. 19~27.
 6. R. T. Tamblyn, 1988, “Thermal storage : Will it be ice or water?” Heating, Piping and Air Conditioning, No. 9
 7. 相良, 1983, “冷・暖房用 蓄熱槽の 槽内 混合特性 および 容量設計法に關する 研究” 日本 關西大學 博士學位 論文.
 8. S. C. Silver, J. W. Jones, 1989, “CBS/ICE : A Computer Program for Simulation of Ice Storage System”, ASHRAE Trans., CH-89-22.
 9. M. Jacob, 1957, Heat transfer, Vol. 12, pp. 261~300, Wiley, New York.
 10. 前田, 1961, “蓄熱法の 解釋” 日本 建築學會 論文報告集.
 11. 中島, 1972, “蓄熱槽の 熱的 重量に 關する 研究” 日本 建築學會 論文報告集.
 12. J. A. Clark, R. L. Nabozny and J. J. Heetdirks, 1977, “ROCKBED: A Computer program for thermal storage”, Proc. Annual meeting American Section ISES 1977, Vol. 1, pp. 17-17 to 17-20.
 13. 박이동, 1979, “지하 유층내에서의 유체에서의 유체 유동 Simulation”, 성균관대학교 과학기술연구소 제7집, pp. 35~40.
 14. 박이동, 1980, “지하 유층내의 유체의 점성 변화로 인한 유체 거동”, 성균관대학교 과학기술연구소 제8집, pp. 71~75.
 15. 박이동, 오병욱, 1980, “다공질층 내의 유체 유동의 유동”, 성균관대학교 논문집(자연계) 제28집, pp. 91~101.