

## 다양한 표면에서 유동 속도에 따른 풀 비등 열전달에 관한 연구

강동규\* · 이요한\* · 서 훈\* · 정동수\*†

\* 인하대학교 기계공학부

### Study of Pool Boiling Heat Transfer on Various Surfaces with Variation of Flow Velocity

Dong-gyu Kang\*, Yohan Lee\*, Hoon Seo\* and Dongsoo Jung\*†

\* Dept. of Mechanical Engineering, Inha Univ.

(Received June 29, 2012 ; Revised December 12, 2012 ; Accepted January 16, 2013)

**Key Words:** Heat Transfer Coefficients(열전달계수), Critical Heat Flux(임계 열유속), Low Fin Surface(낮은 핀 표면), Turbo-B Enhanced Surface(Turbo-B 촉진 표면), Thermoexcel-E Enhanced Surface (Thermoexcel-E 촉진 표면), Effect of Flow Velocity(유동 속도 영향)

**초록:** 본 연구에서는 열전달 표면의 형상과 그 위에서의 유동 속도의 변화에 따른 풀 비등 열전달계수의 변화를 살펴보기 위해 평판, 낮은 핀, Thermoexcel-E, Turbo-B 표면을 사용하여 유동 속도를 변화시켜가며 임계 열유속까지 열전달계수를 측정하였다. 작동 유체로는 증류수를 사용하였고 사각 평면 히터(9.53 x 9.53mm)를 이용하여 네 가지 표면에서 임계 열유속까지의 데이터를 얻을 수 있도록 장치를 제작하였고 60°C에서 유동 속도를 0, 0.1, 0.15, 0.2m/s로 변화시켜가며 데이터를 취했다. 실험 데이터를 보면 모든 표면에서 유동이 있을 때의 임계 열유속은 유동이 없을 때에 비해 높은 것으로 나타났다. 또한 표면적의 증가와 기포 이탈에 충분한 핀 간격 등으로 인해 낮은 핀 표면의 임계 열유속은 평판이나 Turbo-B, Thermoexcel-E 표면보다 훨씬 높았고 평판에 비해서는 무려 5배 정도의 향상을 보였다. 한편 대형 냉동기의 증발기용으로 개발된 Turbo-B와 Thermoexcel-E 표면은 물에서 기포의 이탈 지름이 크므로 열전달계수와 임계 열유속 모두 예상보다 큰 효과를 나타내지 않았다. 50kW/m<sup>2</sup>이하의 저열유속에서는 모든 표면에 대해 유동 속도 증가에 따라 열전달계수가 증가하였다. 결론적으로 핵발전소의 증기발생기에 적용하기에는 낮은 핀 형상의 표면이 가장 좋은 것으로 나타났다.

**Abstract:** In this study, a smooth flat surface, low fin, Turbo-B, and Thermoexcel-E surfaces are used to examine the effect of the flow velocity on the pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) and critical heat fluxes (CHF). HTCs and CHF are measured on a smooth square heater of 9.53 × 9.53 mm<sup>2</sup> at 60°C in a pool of pure water at various fluid velocities of 0, 0.1, 0.15, and 0.2 m/s. Test results show that for all surfaces, CHF obtained with flow are higher than those obtained without flow. CHF of the low fin surface are higher than those of the Turbo-B and Thermoexcel-E surfaces due largely to the increase in surface area and sufficient fin spaces for the easy removal of bubbles. CHF of the low fin surface show even 5 times higher CHF as compared to the plain surface. On the other hand, both Turbo-B and Thermoexcel-E surfaces do not show satisfactory results because their pore sizes are too small and water bubbles easily cover them. At low heat fluxes of less than 50 kW/m<sup>2</sup>, HTCs increase as the flow velocity increases for all surfaces. In conclusion, a low fin geometry is good for application to steam generators in nuclear power plants.

- 기호설명 -

A	: 열전달 면적 [m <sup>2</sup> ]	h	: 열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> K]
D <sub>a</sub>	: 기포 이탈 지름 [m]	h <sub>fg</sub>	: 증발 잠열 [kJ/kg]
g	: 중력 가속도 [9.81 m/s <sup>2</sup> ]	I	: 전류량 [A]
		k	: 열전도도 [W/m·K]
		L	: 관 두께 [m]
		Q	: 열량 [W]
		q"	: 열유속 [kW/m <sup>2</sup> ]
		T	: 온도 [K 혹은 °C]

† Corresponding Author, dsjung@inha.ac.kr

V	: 전압 강하 [V]
$\theta$	: 접촉각(물의 경우 35°) [°]
$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\sigma$	: 표면 장력 [N/m]

#### 하첨자

CHF	: 임계 열유속
CHF,Zuber	: Zuber의 임계 열유속 예측식
f	: 포화 액체
g	: 포화 기체
sat	: 포화 상태
th	: 열전대
w	: 열전달 표면

## 1. 서 론

현재 전 세계는 화석 연료의 무리한 사용으로 인한 지구 온난화 문제가 기후 변화 등과 연계되면서 에너지 효율 증대와 환경 및 에너지 보존에 관심을 쏟고 있다. 지구 온난화를 줄일 수 있는 근본적 방안 중 하나는 대규모 발전소의 보일러, 냉동/공조기의 증발기, 각종 산업용 및 가정용 열교환기 등에서 사용되는 작동 유체의 2상 비등 열전달 향상을 이루는 것이다. 비등 열전달은 효과가 좋기 때문에 지금까지 여러 종류의 열 방출 시스템에 적용되어 왔고 이에 대한 연구도 많이 수행되어 왔다.

근래에는 에너지 문제를 해결하기 위한 방편으로 원자력 발전이 다시 거론되기 시작하면서 원자력 발전소 안전에 대한 관심이 커지고 있다. 실제로 원자력 발전소의 안전을 확보하기 위해 임계 열유속(Critical Heat Flux, CHF)을 증대시킬 수 있는 방안에 대한 연구가 진행되고 있다. 원자력 발전소의 증기 발생기에서 냉각수 상실 등으로 인해 열전달 표면의 열유속이 임계 열유속을 초과하게 되면 순식간에 비등 모드가 핵 비등에서 막 비등으로 바뀌면서 시스템이 물리적으로 파괴되는 현상이 발생하게 된다. 이는 열전달 표면에 열전도도가 낮은 기체막이 형성됨으로써 열이 원활히 전달되지 않아 표면의 온도가 급속히 상승하기 때문이다. 따라서 원자력 발전소 안전을 증대시키기 위해서는 임계 열유속을 증대시킬 수 있는 촉진 표면들에서 작동 유체의 임계 열유속을 정확하게 측정할 필요가 있다.

표면을 거칠게 하면 핵비등 열전달이 향상된다는 사실은 지난 반세기 동안 잘 알려져 왔다. 그러나 Jakob<sup>(1)</sup>이 관찰한 바와 같이 단순히 표면을 거칠게 하는 경우 ‘노화 현상’으로 인한 성능 저하로 인해 단기간만 성능 향상 효과가 지속되므로 이런 방식은 상업적으로는 거의 이용되지 않았다. 이후 Berenson<sup>(2)</sup>과 Bankoff<sup>(3)</sup>와 같은 연구자들에 의해 핵 기공의 밀도 증가와 재돌입 공동에 대한 연구가 활발하게 이루어지면서 상업적으로 생산/이용 가능한 촉진관의 개발이 이루어지게 되었다. Myers와 Katz<sup>(4)</sup>는 낮은 핀 표면의 경우 핀들에 의한 열전달 표면적 증가로 인해 비등 열전달 계수가 증대함을 실증하였다. 그리고 Hesse<sup>(5)</sup>와 Haley 및 Westwater<sup>(6)</sup>는 촉진관에 의한 풀 비등 열전달 향상을 증명하였다. 그 뒤에 Hitachi사의 Thermoexcel-C 표면을 변형시킨 Thermoexcel-E 관이 Fujie 등<sup>(7)</sup>에 의해 발표되었는데 이 관은 표면의 작은 기공들과 터널들을 통해 획기적인 열전달 향상을 보여 주었다. 한편 1985년에는 Wolverine Tube사가 개량된 증발기 관인 Turbo-B를 발표했는데 이 관은 재돌입 공동의 역할을 하는 작은 버섯 모양의 핀들을 다수 포함하고 있다.<sup>(8)</sup> 재돌입 공동 형태의 핀들을 다수 포함하고 있는 Thermoexcel-E와 Turbo-B 등은 대형 공조기에서 주로 많이 적용되는 헬-튜브 타입의 맨액식 증발기에 주로 사용되어 왔다.

Webb and Pais,<sup>(9)</sup> Tatara and Payvar,<sup>(10)</sup> Park 등<sup>(11)</sup> 그리고 Jung 등<sup>(12)</sup> 많은 연구자가 Thermoexcel-E, Turbo-B, Gewa-TX, 낮은 핀(Low fin) 관 등을 가지고 풀 비등 시험을 수행하였다. 가장 최근에 이루어진 Jung 등<sup>(12)</sup>의 결과를 보면 R134a, R32 등의 냉매를 작동 유체로 사용하는 경우  $20\text{kW/m}^2$  이하의 저열유속에서는 낮은 핀, Turbo-B, Thermoexcel-E 관의 열전달 계수가 평균에 비해 70-80% 정도 높았고 열유속이 증가하여  $100\text{kW/m}^2$ 가 되면 평균에 비해 10-70% 정도 높은 것을 알 수 있다.

이런 연구들은 대개  $100\text{kW/m}^2$  이하의 저열유속에서 다양한 냉매들을 작동 유체로 해서 이루어졌으므로 발전소의 증기 발생기처럼 물을 작동 유체로 사용할 때 촉진 표면들에서 임계 열유속까지의 전체 열유속 범위에서 풀 비등 현상이 어떤지는 알려주지 않는다.

또한 발전소의 증기 발생기에는 표면에 유동이

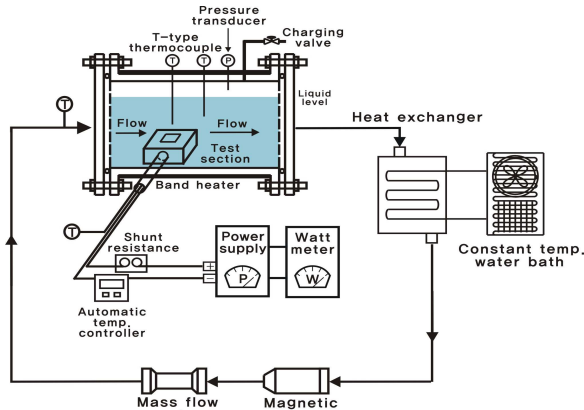


Fig. 1 Schematic of test facility

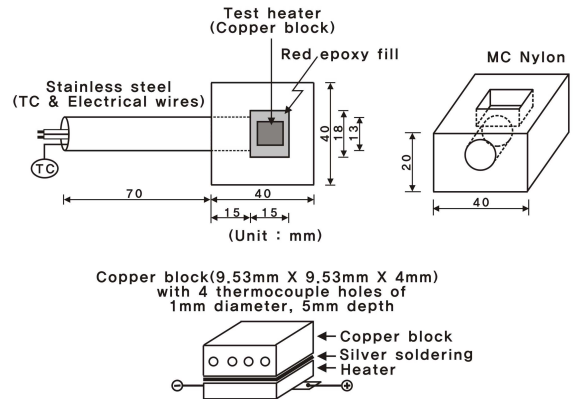


Fig. 2 Test heater specification

있으므로 안전 확보 및 증대를 위해 유동에 의한 열전달 계수 및 임계 열유속 변화에 대한 데이터를 필수적으로 알아야만 한다. 하지만 참고문헌을 살펴보면 임계 열유속까지의 전체 열유속에서 다양한 축진 표면들 위에 유동이 있는 경우에 취한 풀 비등 데이터는 거의 찾아보기 어렵다.

이에 본 연구에서는 물을 작동 유체로 사용하고 평판 표면과 낮은 핀, Turbo-B, Thermoexcel-E 축진 표면을 사용하여 임계 열유속까지의 전체 열유속 구간에서 비등 열전달 현상을 살펴보려 한다. 또한 동시에 표면에서의 유동 속도 변화에 따른 열전달 계수와 임계 열유속의 변화를 살펴봄으로써 산업계가 필요로 하는 기초 자료를 제시하고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 물뿐만 아니라 증기압이 높은 다른 작동 유체를 사용하여 여러 조건에서 임계 열유속까지의 비등 열전달 계수를 측정할 수 있는 실험 장치의 개략도이다. 실험 장치는 크게 비등 용기와 작동 유체 순환부로 구성되어 있다.

비등 용기는 모두 스테인리스 스틸 재질로 제작되었고 직경 110mm, 길이 180mm의 주 파이프의 왼쪽에 직경 90mm, 길이 50mm의 보조 파이프를 T자 형태로 용접하여 만들었으며 주 파이프의 양 옆과 보조 파이프의 앞면에는 플랜지를 설치하여 밀폐시켰다. 작동 유체는 주 파이프를 통해 순환되었고 보조 파이프를 통해서도 열전달 시험부가 삽입되어 설치되었다.

작동 유체의 순환을 위해 주 파이프의 양 옆

플랜지의 한중간에는 내경이 10mm인 스테인리스 스틸 관이 연결되었다.

비등이 발생할 때 유체의 온도를 정확하게 측정하기 위해 T-type 열전대 2개를 유체가 있는 공간에 설치하였다. 또 실험에 사용한 유체의 과냉 여부를 확인하기 위해 고정밀 압력 변환계를 용기 상단에 설치하고 용기 내 유체 입구 부분에 T-type 열전대를 추가로 설치하였다.

실험을 하면서 용기 내에서 작동 유체는 열전달 시험부에서 50mm 정도 위까지 차게 하였다. 비등 용기 외부에는 밴드 히터를 설치하여 실험 조건의 포화 온도를 유지하기 위해 추가로 필요한 열을 주입하도록 하였다.

작동 유체 순환부에는 작동 유체의 온도를 일정하게 유지하기 위해 외부 열교환기가 설치되었으며 여기에 들어오는 열전달 유체의 온도는 독립된 정밀 항온조에 의해 정밀하게 제어되었다.

외부 열교환기를 통과한 작동 유체는 마그네틱 펌프를 통과한 뒤 코리올리스 힘의 원리를 이용하여 유량을 재는 정밀 유량계를 지나 비등 용기로 들어가게 하였다.

본 연구에서 사용된 열전달 히터는 매우 작기 때문에 외부로의 미세한 열손실도 비등 열전달 계수에 큰 영향을 미칠 수 있으므로 비등 용기와 외부 응축기 및 연결 배관 등에 20mm 두께의 단열재를 붙여 철저히 단열하였다.

### 2.2 열전달 시험부 제작

본 연구에서는 임계점 부근의 높은 열유속에서도 비등 열전달 계수를 측정할 수 있도록 작은 크기의 고열유속 평면 열전달 시험부를 제작하였다. Fig. 2는 본 연구에서 제작한 열전달 시험부

(9.53mm×9.53mm)를 보여 준다. 열전달 시험부는 비등이 일어나는 표면과 그 표면에 열을 공급하는 히터로 구성되어 있다. 열전달 히터는 내부에 20옴의 니크롬선이 삽입되어 있어 약 3,800 kW/m<sup>2</sup>의 열유속까지 낼 수 있다(CGI사, CCR-375-1 모델). 히터를 직접 액체 냉매에 접촉시킬 수 없기 때문에 본 실험에서는 히터와 같은 크기의 구리 판(9.53mm×9.53mm×4mm)을 제작하였다. 이렇게 열전달 시험부를 만들기 위해 구리 판과 히터를 선정된 뒤 히터 표면에 은 납을 대고 가열하여 히터와 구리 판을 직접 접합하였다.

열전달 계수를 정확히 측정하기 위해서는 열전달 표면에서의 온도를 정확하게 측정해야 한다. 용접이나 전기 도금 방법 등으로 열전달 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면 조건의 변화로 인해 실제 매끈한 표면에서의 비등 열전달 계수를 측정하기 어렵다. 따라서 Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 본 연구에서는 열전달 표면에 변화를 주지 않고 표면 온도를 정확하게 측정하기 위해서 히터 위에 접합된 구리 판에 드릴을 이용하여 직경 1.0mm, 깊이 5.0mm의 구멍 네 개를 동일한 간격으로 뚫고 그 안에 T-type 열전대를 넣었다. 이렇게 4개의 열전대를 각각 구멍 안에 넣고 구멍을 은 납으로 채워 넣어 빈 공간이 생기지 않게 하였다.

열전달 히터에서 발생하는 열이 구리 판 쪽으로만 가도록 하기 위해서 열전도도가 매우 낮은 MC 나일론으로 단열 블록(40mm×40mm×20mm)을 제작하였다. MC 나일론 블록의 위쪽에는 가로 18mm, 세로 15mm, 깊이 6mm의 사각형 부위를 만들어 열전달 시험부를 넣을 수 있게 하였고, 블록의 옆면에 직경 13mm, 깊이 15mm의 구멍을 내서 스테인리스 스틸 관을 꽂을 수 있게 하였다. 그 뒤에 열전달 히터/구리 판 어셈블리를 MC 나일론 블록 안의 사각형 부위에 넣고 어셈블리

양 끝단에 전선을 단 뒤 은 납을 이용하여 이것을 직류 전원 공급기와 연결하였다. 이렇게 연결된 전선과 4개의 열전대는 MC 나일론 블록의 옆면에 연결된 스테인리스 스틸 관을 통해 MC 나일론 블록 밖으로 빼내어 비등 용기 내의 실험 유체와 닿지 않도록 하였다. 또한, 전선과 열전대 등을 밖으로 빼내는 작업을 마친 뒤 MC 나일론 블록의 사각형 부위와 스테인리스 스틸 관 주변을 냉매와 반응을 일으키지 않는 에폭시를 이용하여 막음으로써 작동 유체가 스며들지 못하게 하였다.

실험에서 요구되는 고열유속을 균일하게 내기 위해 열전달 시험부 내에 삽입된 히터에 직류 전원 공급기(Agilent 6030A, 200V, 17A)를 연결하였고 이 공급기를 통해 열유속을 조절하였다. 열전달 시험부에 들어가는 열량은 셉트 저항(Yokogawa 221509, 50mV, 20A)을 장착하여 전류와 전압 강하를 측정하여 계산하였다.

$$Q = IV \quad (1)$$

식 (1)에서  $Q$ ,  $I$ ,  $V$ 는 각각 직류 전원 공급기에서 열전달 히터에 공급한 열(W), 셉트 저항을 통해 측정된 전류(A), 열전달 히터의 전압 강하(V)를 나타낸다.

### 2.3 열전달 촉진 표면 제작

본 연구에서는 기존의 만액식 증발기에 널리 사용되고 있는 낮은 핀, Turbo-B, Thermoexcel-E 관에서 일부를 잘라내어 앞에서 설명한 평면 열전달 시험부와 동일한 크기(9.53mm×9.53mm)로 가공하여 임계점 부근의 높은 열유속에서도 비등 열전달 계수를 측정할 수 있게 하였다. Table 1은 본 연구에서 사용된 평판 표면과 세 개의 촉진 표면의 제원을 보여 준다.

### 2.4 유동 속도 변화

본 연구의 목표 중 하나는 다양한 열전달 표면에 유동이 있어 속도가 변할 때 열전달 계수와 임계 열유속이 어떻게 변하는가를 살펴보는 것이다.

이런 목표를 달성하기 위해 유체가 용기로 유입되는 내경 10mm의 스테인리스 스틸 관을 주파이프 왼쪽 플랜지를 통과시켜 열전달 시험부의 MC 블록 바로 앞까지 연장시켰다. 이로써 내경

Table 1 Specifications of test surfaces

Enhanced surfaces	Plain	Low fin	Turbo-B	Thermoexcel-E
Thickness (mm)	4	4	4	4
Fins/m	-	1023	1653	1929
Fin height (mm)	-	1.21	0.44	0.49
Gap size(mm)	-	0.58	0.085	0.121

10mm 관에서 나온 유체는 열전달 표면 바로 위로 움직이게 된다. 본 연구에서는 여러 표면에서 유동이 없는 경우와 유동 속도가 0.1, 0.15, 0.2m/s인 경우 비등 열전달 계수와 임계 열유속이 어떻게 변하는가를 살펴보았다.

### 2.5 실험방법

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등 용기의 밀폐성 확보와 증발온도 유지이다. 본 실험에서는 질소와 냉매로 비등 용기를 20기압까지 충전한 뒤에 할로겐 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 문제가 없음이 확인되면 약 두 시간 동안 진공 펌프를 구동한 뒤 실험할 유체를 충전하였다. 유동이 없는 경우에는 충전이 다 된 뒤 정밀온도 제어 항온조를 사용하여 풀 온도를 60°C로 유지한 채 열유속 10kW/m<sup>2</sup>에서부터 실험을 수행하였다. 주어진 열유속에서 정상 상태가 유지되면 비등 열전달 계수를 측정하고 다시 열유속을 10kW/m<sup>2</sup>씩 증가시키면서 높은 열유속까지 데이터를 측정하였다. 유동이 있는 경우에는 마그네틱 펌프를 이용하여 원하는 속도를 만든 뒤 역시 같은 방법으로 10kW/m<sup>2</sup>에서부터 실험을 수행하였다.

주어진 표면에 대해 우선 유동이 없는 정지 상태에서 열전달 데이터를 취하였고 그 뒤에는 표면 위에서 유동의 속도를 변화시켜 가면서 데이터를 취하였다.

본 연구에서는 히터가 망가지지 않는 범위 내에서 가능한 높은 열유속까지 열량을 증대시켜가며 데이터를 취하였다. 그러나 실제로 임계 열유속 부근에 도달하면 유동이 안정적으로 되지 못하고 순식간에 막 비등으로 넘어가서 히터가 망가지게 되므로 본 연구에서는 히터 표면의 온도를 2초마다 측정하여 온도가 130°C도 이상이면 자동으로 히터의 전원이 차단되도록 하였다.

실험이 끝난 뒤에는 작동 유체를 빈 용기에 회수한 후 열전달 시험부를 비등 용기에서 분리하고 비등 용기를 분해해서 아세톤 등의 세정제를 이용해 깨끗이 닦아내고 유체를 바꾸어 다시 위의 과정을 반복하여 실험을 수행하였다. 또한 비등 열전달 계수가 표면 불결 효과의 영향을 크게 받으므로 본 연구에서는 유체를 교체할 때마다 열전달 시험관의 표면을 동일한 2000번 사포로 균일하게 닦고 아세톤으로 세척하여 표면 조건을 항상 균일하게 유지하면서 실험을 수행하였다.

### 2.6 실험 데이터 처리

본 실험에서 열전달 계수는 에너지 방정식을 사용하여 구하였다. 열전대가 설치된 열전달 표면에서의 국부 열전달 계수는 식 (2)에 의해서 결정된다.

$$h = \frac{Q/A}{(T_w - T_{sat})} \quad (2)$$

여기서  $h$ ,  $A$ ,  $T_w$ ,  $T_{sat}$ 는 각각 열전달 계수 (W/m<sup>2</sup>K), 열전달 면적(m<sup>2</sup>), 열전달 표면 온도 그리고 실험 유체의 포화 온도이다. 실제 열전달 튜브의 표면은 열전대 삽입 구멍으로부터 2mm 떨어져 있으므로 식 (2)의 온도  $T_w$ 는 측정된 온도  $T_{th}$ 를 식 (3)에 있는 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정하였다.

$$T_w = T_{th} - \frac{Q}{A} \left[ \frac{L}{k} \right] \quad (3)$$

여기서  $T_{th}$ ,  $L$ ,  $k$ 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달 시험부에서 열전대 홈까지의 두께(m), 열전달 시험부의 열전도도(W/m·K)이다.

본 실험에서 발생한 실험 데이터의 불확실성을 결정하기 위해 Kline and McClintock<sup>(13)</sup>이 제안한 방법을 적용하였으며 모든 표면에서 1.8% 이하인 것으로 나타났다. 또한 한 유체에 대해 반복 실험을 한 결과 실험 데이터의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

## 3. 실험 결과 및 고찰

본 실험에서는 증류수를 작동 유체로 쓰는 풀에서 작동 유체가 열전달 표면에서 일정한 속도로 움직일 때 임계 열유속 근방까지 열유속을 증대시켜가며 평판, 낮은 핀, Turbo-B, Thermoexcel-E 표면에서의 풀 비등 열전달 계수를 유동이 없는 경우와 유동 속도가 0.1, 0.15, 0.2m/s인 경우에 대해 측정하였다.

### 3.1 실험 장치 및 데이터의 신뢰성

풀 비등 데이터를 분석하기 전에 먼저 본 연구에서 제작한 실험 장치 및 방법의 신뢰성을 확인하기 위해 본 연구의 데이터를 Lee 등<sup>(14)</sup>이 물을 사용하여 취한 데이터와 또 문헌에서 잘 알려진 상관식과 비교하였다. Fig. 3은 본 연구에서 취한 데이터와 본 연구의 실험 조건과 동일한 온

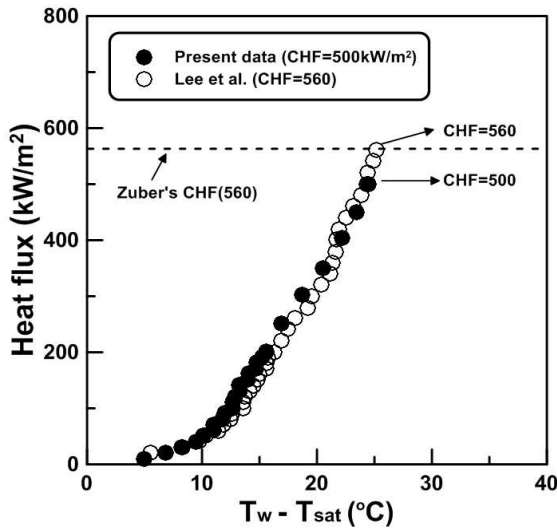


Fig. 3 Comparison of present data with other researchers' data and Zuber's correlation

도 조건에서 실험을 수행한 Lee 등<sup>(14)</sup>의 풀 비등 실험 결과와 Zuber<sup>(15)</sup>의 식을 이용한 예측치를 보여 준다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 전체 열유속 범위에서 본 연구의 데이터는 Lee 등<sup>(14)</sup>의 데이터와 10% 이내에서 잘 일치하였다.

평판에서 순수 유체 풀 비등의 임계 열유속을 예측하기 위해서는 Zuber<sup>(15)</sup>의 식이 가장 많이 사용된다.

$$q''_{CHF, Zuber} = \frac{\pi}{24} h_{fg} \rho_g^{1/2} [g\sigma(\rho_f - \rho_g)]^{1/4} \quad (4)$$

본 연구의 조건에서 Zuber<sup>(15)</sup>의 식에 따른 임계 열유속 예측치는 560kW/m<sup>2</sup>였다. 한편 본 연구에서 측정한 임계 열유속은 500kW/m<sup>2</sup>였다. 실험 데이터와 예측치는 10% 정도의 차이를 보였다. 한편 Lee 등<sup>(14)</sup>의 임계 열유속 데이터는 560 kW/m<sup>2</sup>로 본 연구에서 얻은 값과 역시 10% 정도 내에서 일치하였다. 따라서 이러한 비교를 통해 본 실험 장치와 방법의 신뢰성을 간접적으로 확인할 수 있었다.

3.2 유동 속도에 따른 임계 열유속 변화

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 네 종류의 표면에서 유동 속도를 변화시켜가면서 취한 임계 열유속을 보여 준다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 모든 표면에서 임계 열유속은 유동이 있을 때가 정지된 상태보다 항상 높았다. 이것은 유동이 임계 열유속을 증대시킴을 보여 준다. 또한 유동이 없는 경우 세 종류의 축진 표면에서의 임계 열유속

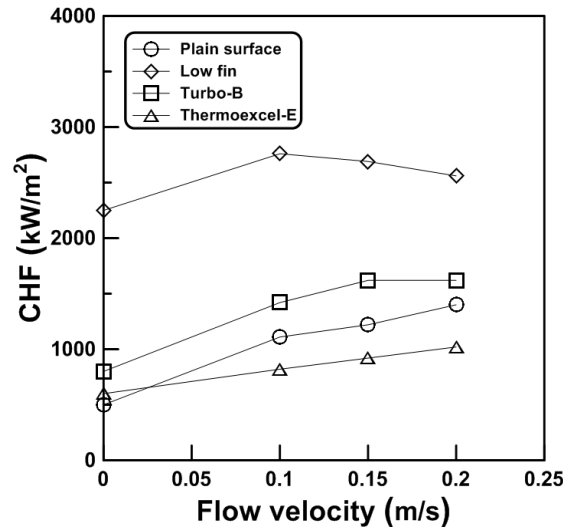


Fig. 4 CHFs as a function of flow velocity on various surfaces

은 평판 표면에서의 임계 열유속에 비해서 더 높았다. 이것은 유동이 없을 경우 평판보다는 비등이 활발한 축진 표면의 임계 열유속이 높다는 것을 보여 준다.

Figs. 5~8은 네 종류의 표면에서 취한 풀 비등 데이터를 정지 상태와 세 개의 유동 속도에 대하여 보여 준다.

Figs. 4와 5에서 볼 수 있듯이, 평판 표면에서 유동 속도가 0.1, 0.15, 0.2m/s일 경우 임계 열유속은 정지 상태의 임계 열유속에 비해 각각 122%(2.2배), 144%, 180% 향상되었다. 임계 열유속은 0.1m/s의 유동 속도에서도 정지 상태에 비해 배 이상 급격하게 증가하였으며 속도가 0.2m/s가 될 때까지 거의 속도에 정비례하면서 증가하는 경향을 나타냈다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 유동이 없는 경우 낮은 핀 표면에서 취한 임계 열유속(2250kW/m<sup>2</sup>)은 평판 표면에서 취한 임계 열유속(500kW/m<sup>2</sup>)에 비해 350%(4.5배) 향상을 보였다. 이 결과를 통해 가공된 핀들로 말미암아 단순히 열전달 면적이 증가하는 특성을 가진 낮은 핀 표면에서의 임계 열유속은 증가된 면적에 비례해서 역시 증가함을 보여 준다. 이를 정량적으로 살펴보기 위해서는 핀 밀도를 변화시켜가면서 더 연구를 수행할 필요가 있다.

Figs. 4와 6에서 볼 수 있듯이, 낮은 핀 표면에서는 유동 속도 증가에 따른 임계 열유속의 증가가 크게 나타나지 않았다. 유동 속도가 0.1m/s일 때 임계 열유속은 최대치를 보이고 유동 속도가

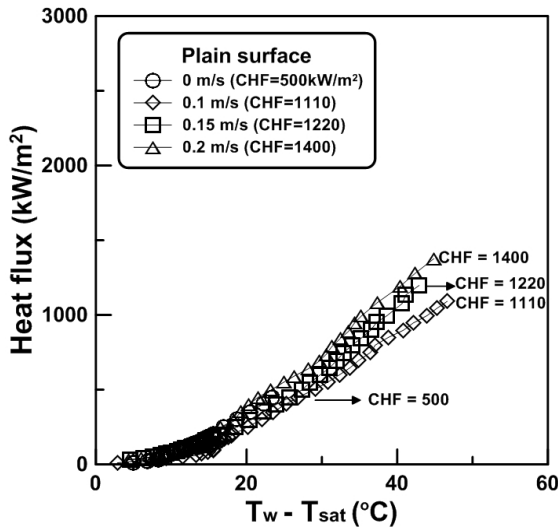


Fig. 5 Pool boiling CHFs for various flow velocities on plain surface

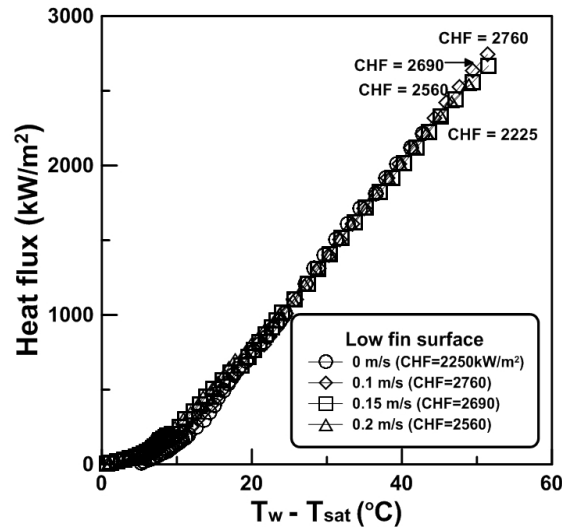


Fig. 6 Pool boiling CHFs for various flow velocities on low fin surface

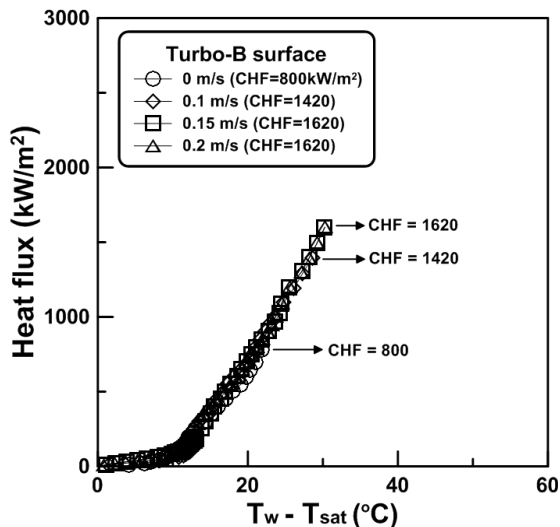


Fig. 7 Pool boiling CHFs for various flow velocities on Turbo-B surface

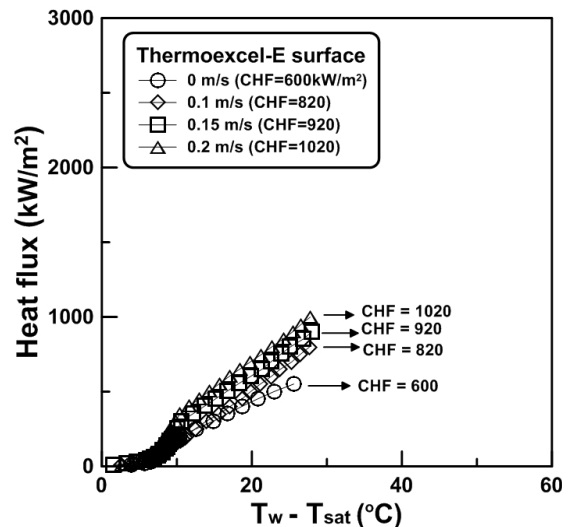


Fig. 8 Pool boiling CHFs for various flow velocities on Thermoexcel-E surface

증가하면 오히려 조금 감소하는 경향을 보였다. 유동 속도가 0.1m/s일 때 낮은 핀 표면의 임계 열유속은 유동이 없을 때 취한 평판 표면의 임계 열유속에 비해 470%(5.7배) 향상되었다. 이것은 본 연구에서 취한 임계 열유속 가운데 최대치에 해당된다. 이 결과는 핵발전소의 증기 발생기의 표면을 낮은 핀 표면으로 가공하면 임계 열유속이 평판 표면보다 5배 정도 향상되어 시스템 안전에 큰 도움을 줄 수 있음을 보여 준다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 유동이 없는 경우 Turbo-B 표면에서 취한 임계 열유속(800kW/m<sup>2</sup>)은 평판 표면에서 취한 임계 열유속(500kW/m<sup>2</sup>)에 비해 60%(1.6배) 향상을 보였다.

Figs. 4와 7에서 볼 수 있듯이, Turbo-B 표면의 경우 유동 속도가 0.1m/s일 경우의 임계 열유속은 정지 상태에 비해 78% 향상되었고 속도가 0.15, 0.2m/s일 때는 정지 상태에 비해 모두 103% 향상되었다. Turbo-B 표면에서의 임계 열유속은 평판 표면의 임계 열유속보다 크게 높지 않았고 낮은 핀 표면에 비해서는 무려 40% 정도나 낮은 것으로 나타났다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 유동이 없는 경우 Thermoexcel-E 표면에서 취한 임계 열유속(600 kW/m<sup>2</sup>)은 평판 표면에서 취한 임계 열유속(500 kW/m<sup>2</sup>)에 비해 20%(1.2배) 향상을 보였다.

Figs. 4와 8에서 볼 수 있듯이, Thermoexcel-E

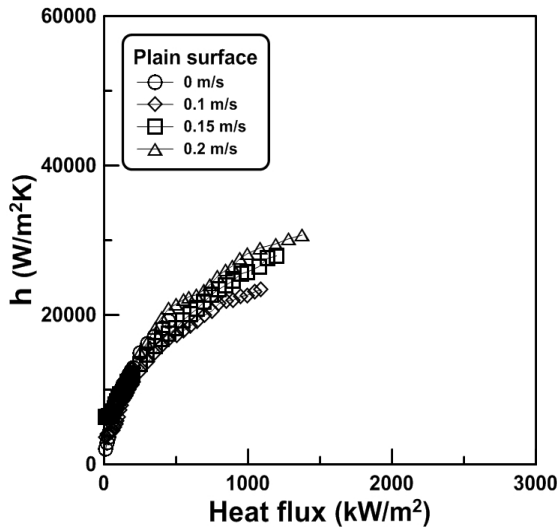


Fig. 9 Pool boiling HTC for various flow velocities on plain surface

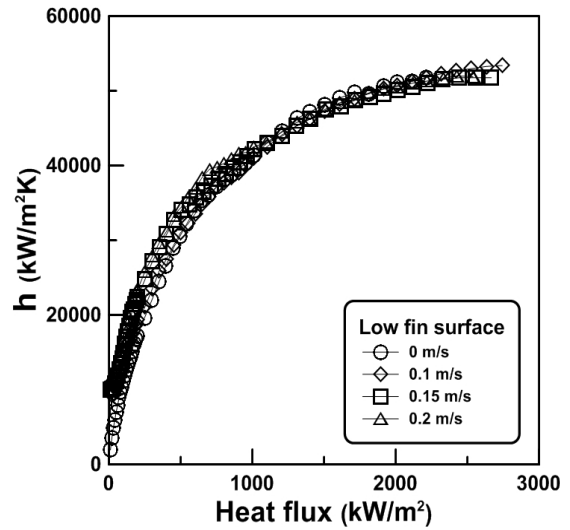


Fig. 10 Pool boiling HTC for various flow velocities on low fin surface

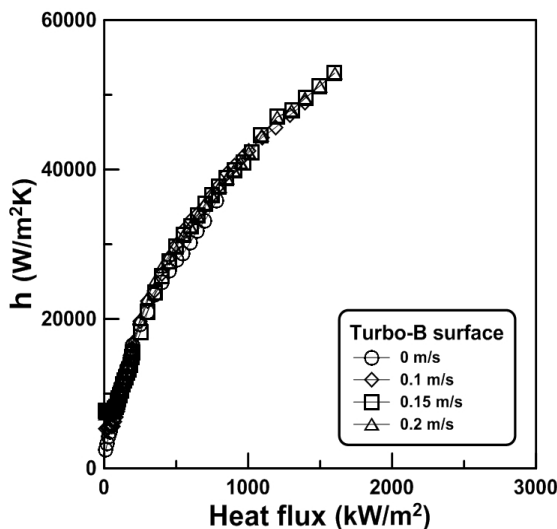


Fig. 11 Pool boiling HTC for various flow velocities on Turbo-B surface

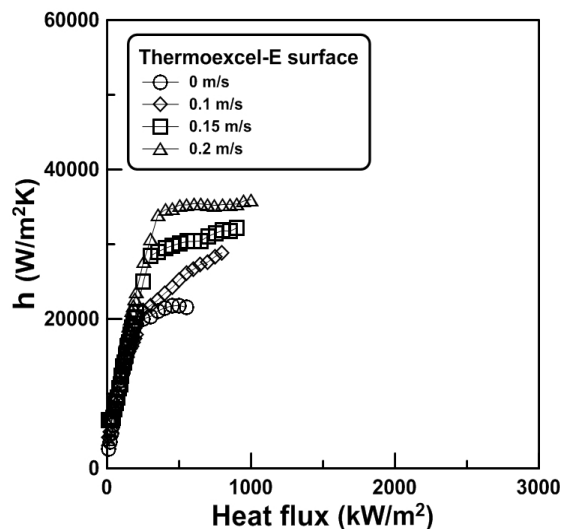


Fig. 12 Pool boiling HTC for various flow velocities on Thermoexcel-E surface

표면에서 유동 속도가 0.1, 0.15, 0.2m/s일 경우 임계 열유속(800kW/m<sup>2</sup>)은 정지 상태에 비해 각각 37%, 53%, 70% 향상되었다. 유동이 있는 경우 Thermoexcel-E 표면에서의 임계 열유속은 심지어 평판 표면에서의 임계 열유속보다도 낮게 나타났다.

본 실험 결과는 낮은 핀 표면과 같이 기포의 이탈 공간이 충분한 표면에서는 임계 열유속이 평판 표면에 비해 상당히 높지만 Turbo-B, Thermoexcel-E 등과 같이 기포의 크기보다 표면의 공동이 작은 경우 임계 열유속이 크게 증가하지 않으며 심지어 Thermoexcel-E 표면처럼 재돌입 공동이 작은 경우 임계 열유속이 평판 표면보

다도 낮을 수 있음을 보여 준다.

이처럼 Turbo-B 표면과 Thermoexcel-E 표면에서 임계 열유속이 크게 증가하지 않거나 감소하는 이유는 이런 촉진 표면에서 액체 접촉이 유체 유동에 의해 방해받기 때문이라 사료된다.<sup>(16)</sup>

이것은 아래의 Fritz<sup>(17)</sup>의 식에서 기포 이탈 지름을 계산해 보면 잘 알 수 있다.

$$D_d = 0.0208\theta \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{1/2} \quad (5)$$

본 실험 조건에서 계산된 기포 이탈 지름은 2mm이다. Table 1에서 볼 수 있듯이 Turbo-B와 Thermoexcel-E 표면의 핀 높이와 갭은 2mm보다 훨씬 작다. 따라서 이 두 표면의 경우 기포들이



기공과 홈 등을 완전히 막을 수 있고 그 결과 임계 열유속이 낮은 핀 표면에 비해 낮으며 특히 Thermoexcel-E 표면의 경우에는 심지어 평판 표면보다도 낮게 됨을 볼 수 있다.

### 3.3 유동 속도에 따른 열전달 계수 변화

Figs. 9~12는 유동이 없는 경우와 유동이 있는 세 가지 경우에 대해 네 종류의 표면에서 취한 풀 비등 열전달 계수를 보여 준다.

Figs. 9~12에서 볼 수 있듯이 유동이 있을 때 저열유속에서의 열전달 계수는 정지 상태의 열전달 계수보다 상당히 높으므로  $200\text{kW/m}^2$  이하에서 결과를 자세히 살펴볼 필요가 있다. 특히  $50\text{kW/m}^2$  이하의 낮은 열유속에서는 비등 열전달 계수가 유동에 의해 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다.

Fig. 9에서 볼 수 있듯이, 평판 표면에서  $50\text{kW/m}^2$  이하의 저열유속에서 속도가 0.1, 0.15, 0.2m/s일 때 열전달 계수는 유동이 없을 때에 비해 평균적으로 각각 20%, 116%, 161% 높게 나타났다. 이처럼 저열유속에서 유동이 있을 때 속도에 따라 열전달 계수가 증가하는 것은 기포가 많지 않은 상태에서 유동이 기포의 이탈에 큰 영향을 미쳤기 때문으로 사료된다.<sup>(18,19)</sup> 그러나  $50\text{kW/m}^2$  이상의 열유속에서는 표면에서 기포 발생이 매우 활발해져서 열전달 계수가 유동 속도에 의해 크게 영향을 받지 않는 것으로 보인다.

Fig. 10에서 볼 수 있듯이, 낮은 핀 표면에서는 열유속이  $800\text{kW/m}^2$  이하일 때 유동 속도에 따라 열전달 계수가 증가하였다. 한편 열유속이  $800\text{kW/m}^2$  이상일 때는 유동 속도에 상관없이 열전달 계수가 거의 변하지 않았다.

Fig. 11에서 볼 수 있듯이, Turbo-B 표면에서는 열유속이  $200\text{kW/m}^2$  이하일 때 유동 속도에 따라 열전달 계수가 증가하였고 고열유속에서의 낮은 핀 표면의 열전달 계수와 마찬가지로 열유속이  $200\text{kW/m}^2$  이상일 때는 유동 속도에 상관없이 열전달 계수가 크게 변하지 않았다.

Fig. 12에서 볼 수 있듯이, Thermoexcel-E 표면에서는 전체 열유속에 대해서 유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하였다. 다른 표면들과 달리 Thermoexcel-E 표면은 열유속이  $200\text{kW/m}^2$  이상일 때 오히려 속도에 따라 열전달 계수의 증가가 뚜렷하게 나타났다. Thermoexcel-E 표면은

특정 열유속까지는 열전달 계수가 급격하게 증가하다가 그 이후에는 열전달 계수가 거의 증가하지 않는 특이한 결과를 보인다. 유동 속도는 다만 열전달 계수가 급격히 증가하는 열유속의 범위를 확장시키는 데만 기여한다. 하지만 유동이 있는 경우에도 그러한 특정 열유속을 넘어서면 열전달 계수의 증가는 크지 않았다. 이는 Thermoexcel-E 표면의 하부 구조가 낮은 열유속에서 기포를 발생시키는 데 최적화되어 있기 때문으로 사료된다. 따라서 발전소의 증기 발생기처럼 고열유속이 적용될 때에는 Thermoexcel-E 표면을 적용하는 것이 합당치 않음을 알 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 평판과 낮은 핀, Turbo-B, Thermoexcel-E 축진 표면에서 증류수를 작동 유체로 사용하여 유동 속도에 따른 임계 열유속과 열전달 계수의 변화를 살펴보았다. 이를 위해 풀 내부의 온도를  $60^\circ\text{C}$ 로 고정하고 정지 상태와 0.1, 0.15, 0.2m/s의 유동 속도가 있는 상태에서 임계 열유속까지의 전체 열유속 구간에서 풀 비등 열전달 계수를 측정하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 표면에서 유동이 있을 때의 임계 열유속은 유동이 없을 때에 비해 높았다.

(2) 표면적의 증가와 기포 이탈에 충분한 핀 간격 등으로 인해 낮은 핀 표면의 임계 열유속은 평판이나 Turbo-B, Thermoexcel-E 표면보다 훨씬 높았고 평판에 비해서는 무려 5배 정도의 향상을 보였다. 그러므로 핵발전소의 증기발생기는 낮은 핀 형상의 표면을 최적화하여 만들면 안전 면에서 크게 유리함을 알 수 있다.

(3) 대형 냉동기의 증발기용으로 개발된 Turbo-B와 Thermoexcel-E 표면은 물에서 기포의 이탈 지름이 크므로 열전달 계수와 임계 열유속 모두 예상보다 큰 효과를 나타내지 않았다.

(3)  $50\text{kW/m}^2$  이하의 저열유속에서는 모든 표면에 대해 유동 속도 증가에 따라 열전달 계수가 증가하였다.

(4)  $250\text{kW/m}^2$  이하의 열유속에서는 Thermoexcel-E 표면의 열전달 계수가 가장 높았지만  $1000\text{kW/m}^2$  이상에서는 오히려 낮은 핀과 Turbo-B 표

면의 열전달 계수가 높았다.

(5) 핵발전소의 증기발생기 용으로는 낮은 핀 형상의 표면이 가장 좋은 것으로 나타났고 Turbo-B나 Thermoexcel-E 표면 같이 복잡한 하부 구조를 가진 표면들은 큰 효과가 없을 것으로 보인다.

### 후 기

본 연구는 국토해양부에서 지원하는 '해양심층수의 에너지 이용 기술 개발' 결과임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Jakob, M., 1949, "Heat Transfer," John Wiley & Sons, New York, pp. 636~638.
- (2) Berenson, P. J., 1962, "Experiments on Pool Boiling Heat Transfer," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 5, pp. 985~999.
- (3) Bankoff, S. G., 1959, "Entrapment of Gas in the Spreading of a Liquid over a Rough Surface," *AIChE J.*, Vol. 4, No. 1, pp. 24~26.
- (4) Myers, J. E. and Katz, D. L., 1953, "Boiling Coefficients outside Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.* 19, Vol. 49, No. 5, pp. 107~114.
- (5) Hesse, G., 1973, "Heat Transfer in Nucleate Boiling Maximum Heat Flux and Transition Boiling," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 1611~1627.
- (6) Haley, K. W. and Westwater, J. W., 1966, "Boiling Heat Transfer from Single Fins," *Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 3, pp. 245~253.
- (7) Fujie, K., Nakayama, W., Kuwahara, H. and Kakizaki, K., 1977, "Heat Transfer Wall for Boiling Liquids," U. S. Patent 4,060,125.
- (8) Wolverine Tube, 1985, "Turbo-B an Improved Evaporator Tube," product bulletin.
- (9) Webb, R. L. and Pais, C., 1992, "Nucleate Pool Boiling Data for Five Refrigerants on Plain, Integral-fin and Enhanced Tube Geometries," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 8, pp. 1893~1904.
- (10) Tataru, R.A. and Payvar, P., 2000, "Pool Boiling of Pure R134a from a Single Turbo-BII-HP Tube," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2233~2236.
- (11) Park, J. S., Kim, J. G., Jung, D. and Kim, Y. I., 2001, "Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of New Refrigerants on Various an Enhanced Tubes," *Korea J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 8, pp. 710~719.
- (12) Jung, D. S., An, K. Y. and Park, J. S., 2004, "Nucleate Boiling Heat Transfer Coefficients of HCFC22, HFC134a, HFC125, and HFC32 on Various Enhanced Tubes," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 202~206.
- (13) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-sample Experiments," *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (14) Lee, Y. H., Kang, D. G. and Jung, D. S., 2011, "Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Water Up to Critical Heat Flux on Enhanced Surfaces," *SAREK*, Vol. 23, No. 3, pp. 173~242.
- (15) Zuber, N., 1958, "On Stability of Boiling Heat Transfer," *ASME*, Vol. 80, pp. 711~714.
- (16) Zhang, H., Mudawar, I. and Hasan, M. M., 2002, "Experimental and Theoretical Study of Orientation Effects on Flow Boiling CHF," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4463~4477.
- (17) Fritz, W. and Ende, W., 1936, "Uber den Verdampfungsvorgang nach Kinematographischen Aufnahmen an Dampfblasen," *Phys. Zeitschr.* Vol. 37, pp. 391~401.
- (18) Dhir, V. K., Abarajith, H. S. and Li D., 2007, "Bubble Dynamics and Heat Transfer During Pool and Flow Boiling," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 28, No. 7, pp. 608~624.
- (19) Maity, S., 2000, "Effect of Velocity and Gravity on Bubble Dynamics," MS Thesis, University of California, Los Angeles, California, USA.