

환상이증원관에서 R-113의 비등열전달에 관한 연구

김명환* · 김철환** · 오 철* · 윤석훈* · 김경근*

A Study on the Boiling Heat Transfer of R-113 in a Concentric Annular Tube

M. H. Kim · C. H. Kim · C. Oh · S. H. Yoon · K. K. Kim

Key words : Subcooled boiling(과냉비등), Void fraction(보이드율), Net vapor generation point(정미증기 발생점)

Abstract

The two-phase flow is observed in power plants, chemical process plants, and refrigeration systems etc., and it is very important to solve the heat transfer mechanism of a boiler, an atomic reactor, a condenser and various types of evaporators. Recently, the problem of two phase heat transfer is brought up in many regions with development of energy saving technique.

In flow boiling system it is necessary to store data in each condition because the heat transfer characteristics of flow boiling region vary by the change of flow pattern and the magnitude of heat flux to tube length, and be subtly affected by the flow and heating condition. So basic study for knowing flow pattern in heat transfer region and the relation between heat transfer characteristic and flow condition is desired to accumulate data in wide variety of liquid and flow system in the study of heat transfer of two phase flow.

In this study R-113 was selected as working fluid whose properties were programmed by least square method, and experiment was conducted in the region of mass flow $1.628 \times 10^6 \sim 4.884 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$ with inlet subcooling $10 \sim 30^\circ\text{C}$, sustaining test section inlet pressure to $1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$.

사용기호	C_p	: 정압비열	[kcal/kg°C]
	D_e	: 수력학적 등가직경	[m]
A : 유로단면적	G	: 질량유속	[kg/m ² hr]
			[m ²]

* 정회원, 한국해양대학교

** 정회원, 한국해양대학교 대학원

h_{fg}	: 증발잠열	[kcal/kg]
i	: 엔탈피	[kcal/kg]
k	: 열전도율	[kcal/mhr $^{\circ}$ C]
P	: 압력	[kg/cm 2 abs.]
q	: 열유속	[kcal/m 2 hr]
T	: 온도	[$^{\circ}$ C]
T_{fb}	: 액혼합평균온도	[$^{\circ}$ C]
T_s	: 포화온도	[$^{\circ}$ C]
T_{wo}	: 가열관 외표면온도	[$^{\circ}$ C]
T_{wi}	: 가열관 내표면온도	[$^{\circ}$ C]
ΔT_s	: 가열면 과열도	[$^{\circ}$ C]
ΔT_{sub}	: 과냉도	[$^{\circ}$ C]
v	: 비체적	[m 3 /kg]
x	: 실건도	
z	: 가열개시점으로부터 축방향거리	[m]
α	: 보이드율	[%]
ρ	: 밀도	[kg/m 3]
μ	: 점성계수	[kg/mhr]
ϕ	: Lochart - Martinelli 파라미터	

(첨자)

g	: 증기상
in	: 실험부입구
inc	: 초기비등
l	: 액상
out	: 실험부 출구
sp	: 액단상류
wi	: 가열관 내벽
wo	: 가열관 외벽

1. 서 론

기액이상류는 일상생활에서 접할 수 있는 흔한 자연현상인 동시에 동력플랜트, 화학플랜트, 냉동공조장치 등 많은 시스템에서 관찰되는 현상인데, 이러한 이상류의 열전달문제는 보일러, 원자로, 각종 증발기 및 응축기에서의 주요한 연구과제이다. 또한 최근에는 에너지 유효이용기술의 발전과 관련하여 많은 분야에서 이상류열전달이 문제가 되고 있다¹⁻³⁾.

일반적인 유동비등계에서 시스템에 유입되는 작

동유체는 포화온도 이하의 과냉상태이며, 단상류 상태에서 가열이 개시되어 벽면온도가 포화온도 이상이 되는 어느 위치에서 핵비등이 개시되는데, 핵비등이 일어날 경우 가열면 근방의 액은 이미 포화상태에 도달하나 주류의 액은 대체로 과냉상태를 유지하게 된다⁴⁾. 핵비등개시점으로부터 주류의 액은 포화온도에 도달하기 전까지의 비등과정을 과냉비등(Subcooled Boiling)이라 부르는데, 이러한 과냉비등은 흐름의 상태로부터 기포가 가열면 근방에 존재하는 영역과 기포가 주류중에 분산하기 시작하여 보이드율(Void Fraction)이 상승하기 시작하는 영역의 두 영역으로 구분할 수 있다. 전자를 과냉비등의 제1영역(고과냉영역), 후자를 제2영역(저과냉영역)이라 부르고, 제2영역의 개시점 즉 보이드율이 상승하는 점을 정미증기발생점(Net Vapor Generation Point)이라 부른다⁵⁾.

유동비등계의 전열특성은 유로단면에 기포와 과냉액이 공존하는 복잡한 상태이므로, 유동양식의 변화와 가열열유속의 대소에 대한 관건이에 따라 변화하고, 유로조건 및 가열조건에 의하여 미묘한 영향을 받기 때문에 그 특성을 분명하게 밝히기는 어렵다. 이러한 과냉비등류의 열전달특성에 관한 많은 실험적, 이론적 모델들이 발표되어졌으나 대부분의 모델들은 유동상태에 대하여 기본적으로 단순화된 가정을 하고 있어, 흐름이 순차적으로 발달함에 따라 몇가지 서로 다른 유동영역이 존재하는 유로계에서의 일반적인 적용은 어렵다⁶⁾. 따라서 이상류열전달의 연구에서는 각종의 유체와 유로계에 대하여 개개의 조건에 대한 데이터를 축적하고, 전열장에 관한 흐름상태 및 전열특성과 유동상태의 관계를 알기 위한 기초적 연구가 요망된다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

실험장치는 액저장탱크, 주순환펌프, 냉매용유량계, 드라이어(Dryer), 예열기(Pre-Heater), 온도조절기(Control Heater), 실험부(Test Section), 기액분리기(Vapor-Liquid Separator), 물용유량

계, 응축기, 냉각수 순환펌프, 유량계, 냉각수 수위 조절펌프 및 냉각수탱크로 구성되어 있다.

실험부의 가열관은 내경 7.0 mm, 두께 0.5 mm, 길이 485 mm의 SUS 304의 스테인레스관에 길이 300 mm의 동봉을 산소용접하여 사용하였으며, 가열관의 내부와 외부의 표면은 #6/0의 샌드페이퍼로 다듬질하였다. 가열관의 양단에는 구리단자를 설치하여 가열전원장치로부터의 교류전류가 직접 통전되어 가열된다.

실험부 유로의 외관은 내경 18 mm, 두께 2 mm, 길이 600 mm의 투명한 파이렉스 유리관으로 실험부의 흐름을 관찰할 수 있도록 되어 있으며, 수력학적 등가직경은 10 mm이다. 실험부 유로의 전 길이는 600 mm이고, 가열개시점까지의 입구구간은 200 mm로서 흐름이 충분히 발달되도록 하였다. 실험부 양단의 플랜지는 JIS B 2240의 규정에 따라 허용압력 5 kg/cm²로 설계되었고, 입출구 압력은 각각의 입출구 플랜지에 직경 1 mm의 압력공을 설치하여 각 위치의 절대압력을 정밀압력계로 측정하였다. 실험부 입출구의 압력측정에는 브루든형 정밀압력계를 사용하였는데, 최소눈금은 1/200 bar이다. 가열관내벽온도 측정용의 6개의 76 μm C-A 열전대는 테프론홀더에 부착하여 가열관내벽면에 밀착삽입하였으며, 실험부의 입출구 플랜지에는 실험냉매의 온도를 측정하기 위하여 직경 1 mm의 시스타입 C-A 열전대를 설치하였으며, 출력된 기전력은 데이터로거에 의하여 온도로 환산된 후 기록장치에 기록된다. Photo 1에 실험부의 전경을 보인다.

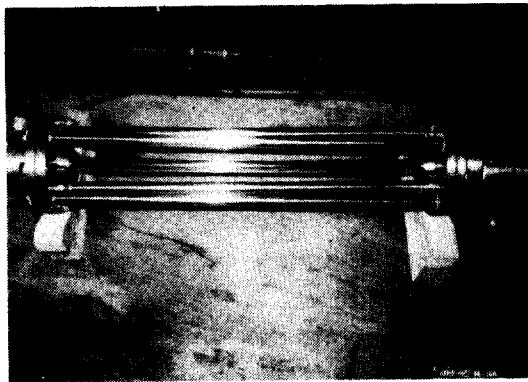


Photo 1 Test section

가열전원장치는 유도전압조정기와 저전압대전류 변압기의 2개로 구성된다. 유도전압장치의 입력력은 AC 220 V이고 출력은 저전압대전류 변압기를 통하여 AC 0~12 V로 조절되며, 최대출력은 10 kVA로서 이 때의 최대허용 출력전류는 1000 Amp.이다. 출력전압은 최소 0.03 V 단위로 조절이 가능하다.

예열기는 직경 216.3 mm, 길이 510 mm의 원통형 용기에 용량 1 kW 및 2 kW의 전열선을 내장하였다. 온도조절기는 냉매순환관의 외면에 전기저항 35.45 Ω의 Fe-Cr선이 5 m 감겨져 있다. 예열기와 온도조절기는 각각 2차측 최대전압이 110 V인 슬라이닥에 연결되어 있다. 온도조절기의 총저항은 35.45 Ω이므로 110 V의 전압을 가할 경우 전류는 3.1 Amp.이며, 전력은 341 W이다.

냉매순환 펌프는 웨스코형(Wesco Type)의 케미컬이송용 펌프를 사용하여 냉매의 누설이 방지되도록 하였다. 이 펌프는 표준양정 110 m에서 유량 19 l/min이다.

실험부에서 기액이상류 상태로 유출된 실험냉매는 기액분리기에서 증기와 액으로 분류되어 증기는 응축기로 액은 액저장탱크로 환류되도록 되어 있다. 응축기와 액저장탱크는 같은 구조로서 원통다관형(Shell & Tube Type)의 열교환기이다. 동체는 회주철로 되어 있으며, 외경 600 mm, 길이 1,200 mm, 전열면적 5 m²이고 냉각관은 19 mm의 동관으로 냉각수가 동관내를 흐를 수 있도록 되어 있다.

냉각수로는 수도수를 사용하였고, 냉각수펌프는 용량 9 m³/hr인 원심펌프를 사용하였다. 유량조절용 바이패스밸브를 펌프 토출측에 설치하여, 응축기의 냉각루프에 설치된 유량계의 유량을 측정하여 적절히 조절할 수 있도록 하였으며, 냉각수탱크에는 수도수를 충분히 공급하고 일정한 온도가 유지될 수 있도록 냉각수 수위조절펌프의 입력전압을 조절하여 냉각수 유입량과 토출량을 적절히 조절하였다.

실험냉매인 R-113의 체적유량을 측정하기 위하여 부자식 유량계(Float Type Flowmeter)를 사용하였으며, 본 실험에 사용된 유량계의 정상작동 온도는 40 ℃이다.

본 실험에서 실험유체로는 R-113을 사용하였다. R-113을 실험유체로 사용한 이유는 증발잠열이 적기 때문에 과냉상태로부터 비교적 적은 가열량으로 기액이상류 상태를 실험할 수 있고, 포화상태의 액과 증기의 밀도비가 고압수증기의 상태와 비슷한 성질을 갖고 있으며, 대기압에서의 포화온도는 약 47℃ 정도로 비교적 취급이 간편하기 때문이다.

R-113의 물성치는 ASAHI FRON과 DAI FRON의 냉매물성치와 몇가지 자료⁷⁾를 참고하여 0.5 kg/cm² abs.~2.5 kg/cm² abs. 범위에서 최소 상승법을 이용하여 수식화하였다.

실험유체인 R-113은 포화온도가 낮기 때문에 누설실험을 실시하였다. 우선 압축공기를 송풍시켜 실험루프내를 3.0 kg/cm² abs.(P_{in}=1.5 kg/cm² abs.로 일정하기 때문에 이보다 조금 높은 압력에서 실험한다.)로 유지시킨 후 비눗물로 검사하였다. 압력실험이 끝나면 진공실험을 한다. 실험장치의 모든 밸브를 개방하고 진공펌프를 이용하여 계내의 압력을 -520 mmHg로 유지한 후, 24시간이 지난 뒤 누설량을 점검한 결과 -510 mmHg로 10 mmHg에 해당하는 누설이 발생했다. 따라서 본 실험장치는 실험에 적합하다고 판단된다.

실험장치의 파이프라인은 스테인레스관과 동관이기 때문에 실험루프의 모든 라인에 대하여 단열시공하였다. 단열은 Glasswool, Glasswool Tube, 석면포, 아티론, 비닐캔버스로 하였으며, 응축기, 액저장탱크, 예열기, 온도조절기, 기액분리기와 그 외 전 파이프라인을 보온했다.

2.2 실험범위 및 실험방법

실험은 실험부 입구압력을 1.5 kg/cm² abs.(T_s=59.1℃)로 유지하고, 입구과냉도 ΔT_{sub}=10℃, 20℃, 30℃, 질량유속 G=1.628×10⁶, 3.256×10⁶, 4.884×10⁶ kg/m²hr의 범위에서 각각의 열유속에 대하여 수행되었다.

가열관 출구로부터 약 10mm 위치에서 최초의 핵비등이 발생하였다고 보고되었기 때문에⁸⁾, 그 위치인 가열개시점으로부터 축방향 거리 z=390mm(z/D_e=39)의 위치에 환봉형의 테프론홀더에 선경 76μm의 C-A 열전대 6개를 원주방향

등각도간격으로 설치한 후, 가열관 내면에 밀착 삽입하여 전열면 내부의 온도를 측정함으로써 전열면의 외부온도를 일차원 열전도방정식을 사용하여 계산한다.

다음으로 축방향거리 z=10mm(z/D_e=1)의 위치로부터 z=400mm(z/D_e=40)의 위치까지 20mm의 간격으로 각 지점에서의 온도분포를 측정하여 전열면 외표면온도를 계산하여 각부의 국소 열전달율을 계산한다.

실험을 시작하기 앞서 데이터로거와 멀티미터에 전원을 입력하여 약 30분간 예열한다. 냉각수 탱크에 수도수를 공급하고 모든 실험루프의 밸브를 열고 진공펌프로 실험장치내의 공기를 빼낸다. 냉매의 포화온도는 상온 20℃에서 포화압력이 약 0.371 kg/cm² abs. 즉, 게이지압력으로 -487 mm Hg이므로 약 -300 mmHg 정도까지 진공을 유지한다. 압력차에 의하여 진공도출측밸브를 통하여 냉매를 주입하고 주순환펌프의 전원을 입력하여 실험루프 전체를 냉매로 채운다. 냉매주입시 실험루프내에 불용축가스가 함께 유입되므로 응축기 측에 냉각수를 충분히 흐르게 하여 계내의 온도를 충분히 떨어뜨린 후 진공펌프로 불용축가스를 뽑아낸다. 불용축가스가 충분히 제거되었다고 생각되면 예열기에 스위치를 입력시켜 가열을 시작한다.

주순환펌프의 바이패스밸브, 실험부 입출구밸브를 전개하고 주순환펌프를 시동해서 유량을 5l/min 정도로 한다. 주순환펌프의 토출압력과 유량계의 눈금에 이상이 없나를 확인하고 대전류장치에 전원을 입력한다. 예열개시때의 실험루프내의 압력을 낮게 하기 위하여 가열전압을 3V 정도로 유지하고, 예열기와 컨트롤러의 전압은 처음에 약 20V 정도로 유지시킨 후 서서히 상승시킨다. 이상으로 대전류장치, 예열기, 컨트롤러에 의해 예열이 진행된다. 대전류장치로부터 실험부의 예열을 할 때 실험관 출구부근의 드라이어아웃을 방지하고, 실험관과 입출구플랜지에 부등팽창이 일어나지 않게 하기 위하여 가열전압은 천천히 상승시켜 실험장치의 내부압력이 서서히 상승하도록 한다.

변아웃을 방지하기 위하여 데이터로거에 기록

되는 온도를 수시로 확인한다.

예열을 하여 액저장탱크내의 온도가 올라가 주순환펌프 출구에 있는 열전대로부터 액저장탱크내의 온도가 30℃ 정도가 되면 이 시간부터 액저장탱크에 냉각수를 흘려 약 27~28℃ 정도가 유지되게 일정하게 유량을 조절한다. 실험부 입구압력이 1.5 kg/cm² abs.가 되면 응축기에 냉각수를 흘려보내 응축기내의 압력을 조절한다. 예열이 끝나면 실험부 입구압력, 유량, 온도를 설정한 조건 근처에서 정상운전에 들어간다.

실험부의 입구압력과 유량의 조절은 실험부의 가열량이 적을 때는 실험부 출구밸브와 바이패스 밸브로 조절하고, 가열량이 많아지면 실험부 출구 밸브와 바이패스밸브로 조절이 되지 않으므로 이때는 응축기의 냉각수 유량을 조절해서 압력을 조절한다. 압력과 유량은 연동하기 때문에 주의해서 조절하며, 유량이 진동하므로 실험중 수시로 조절하지 않으면 안된다.

유량계 입구온도를 데이터로거로 보아 약 28℃ 정도로 일정하게 되면 예열기와 컨트롤히터의 가열량을 슬라이다에 의해 조절해서 실험관 입구에 대한 소정의 온도로 맞춘다. 이상의 조작에 의해 실험관 입구의 압력, 온도, 유량이 일정하게 되면 가열열유속을 단계적으로 상승시켜 가열관 내벽 온도를 데이터로거에 의해 측정하고 측정이 끝나면 다음 유량에서 측정을 실시한다. 측정시 실험관 입구압력의 변동이 ±0.02 kg/cm² abs., 입구온도가 ±0.2℃ 이내의 변동에서 5분 이상 정상상태가 이어지면 측정을 시작한다.

가열량이 많을 경우에는 물리적 번아웃이 발생하여 고온고압의 프레온이 분출되거나, 주순환펌프의 캐비테이션에 의해 누설 등의 사고가 생길 수 있는데, 이때는 가열용 대전류장치의 유도전압조정기의 출력전압을 0에 맞추고, 전원을 차단하는 동시에 냉각수라인의 바이패스밸브를 닫아 냉각수 유량을 최대로 하여 급냉각한다.

측정이 끝나면 대전류장치의 입력측 전압을 0으로 하고 실험관의 가열전원을 끈다. 그리고 주순환펌프의 유출유량을 10 l/min 정도로 증가시키고, 예열기, 온도조절기에 연결된 슬라이다의 전원을 끈다. 액저장탱크 및 응축기의 냉각수를 증가시

켜 실험장치 전체를 냉각하고, 냉매온도가 30℃ 정도되면 모든 전원을 차단하고 실험을 종료한다.

3. 핵비등의 발생 및 비등곡선

3.1 핵비등의 발생

Fig. 1은 비등곡선의 특성을 정성적으로 나타낸 것이다. 열유속이 적으면서 액혼합평균온도가 매우 낮은 경우에는 액단상류에 의한 강제대류열전달이 지배적이 되어 이를 비등곡선상에 표현하면 (a)부의 곡선과 같이 된다. 점차 열유속이 증대되면 핵비등이 개시된다. 핵비등이 개시되면 전열면 표면과 냉매 사이의 열전달율이 급증하여 (b)부분과 같이 되어 오히려 전열면 표면의 온도는 하강하고 본격적으로 핵비등이 개시된다. 이와 같은 상태에서 더욱 열유속을 증대시켜가면 전열면상의 핵비등을 일으키는 활성화된 공동(Cavity)의 숫자는 점차 증대되어 (c)부분과 같이 전형적인 핵비등이 지배적인 열전달이 이루어진다. 그러나 본격적인 핵비등상태하에서라도 열은 핵비등에 의한 열유

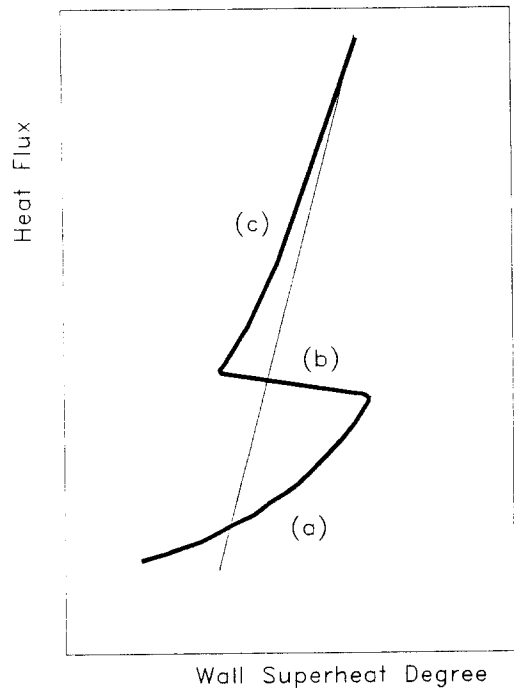


Fig. 1 Characteristics of boiling curve

속과 증기의 체적유량이 증대된 점을 감안한 강제 대류에 의한 열유속이 복합된 상태의 열전달이 이루어진다.

어떤 크기의 증기포가 액체중에 존재하며 평형을 유지하고 있을 때, 기포내의 압력 P_g 는 주위의 액의 압력 P_l 보다 ΔP 만큼 높아서

$$\Delta P = P_g - P_l = 2\frac{\sigma}{r} \quad (3.1)$$

의 관계가 있다. 여기서 r 은 기포의 반경, σ 는 표면장력이다. 그리고 기상의 온도 T_g 는 압력 P_g 에 대한 포화온도이다.

위와 같은 상태에서는 기포가 평형을 이루고 있으므로 온도장이 균일하지 않으면 안된다. 따라서 주위의 액의 온도 T_l 는 압력 P_l 의 포화온도 T_s 보다도 과열되어 온도가 $T_g = T_l$ 의 상태에 있을 필요가 있다.

포화곡선상에서 압력과 온도의 사이에는 Clausius - Clapeyron의 식

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{T(v_g - v_l)} \quad (3.2)$$

의 관계가 성립한다.

여기서 $v_g \gg v_l$ 이며, 증기를 이상기체라고 하면

$$v_g = \frac{RT}{P} \quad (3.3)$$

이다. 식(3.3)의 관계를 식(3.2)에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{dP}{P} = \frac{h_{fg}}{R} \cdot \frac{dT}{T^2} \quad (3.4)$$

단, R 은 증기의 가스정수이다.

액의 과열도 $\Delta T_s = T_g - T_s$ 는 위식을 좌변을 P_l 에서 P_g 까지, 우변을 T_l 에서 T_g 까지 적분함으로써 구할 수가 있는데, 그 결과는 다음과 같다.

$$\Delta T_s = T_g - T_s = \frac{RT_g T_s}{h_{fg}} \ln \frac{P_g}{P_l} \quad (3.5)$$

식(3.1)을 식(3.5)에 대입하면 다음과 같다.

$$\Delta T_s = \frac{RT_g T_s}{h_{fg}} \ln \left(1 + \frac{2\sigma}{P_l r}\right) \quad (3.6)$$

일반적으로 표면장력은 매우 적은 값이므로 $2\sigma/P_l r \ll 1$ 이라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_s = \frac{RT_g T_s}{h_{fg}} \cdot \frac{2\sigma}{P_l r} = \frac{T_s v_g}{h_{fg}} \cdot \frac{2\sigma}{r} \quad (3.7)$$

식(3.7)에서와 같이 ΔT_s 는 기포의 반경 r 에 반비례한다. 즉 $1/r$ 에 비례하는데 기포의 반경이 증가할수록 액의 과열도는 적은 값을 가진다.

만일 기포가 $r=0$ 에서부터 생성되어 성장한다고 하면, 액과열도 $\Delta T_s \rightarrow \infty$ 가 된다. 따라서 기포는 어느 정도의 크기를 갖고 발생하지 않으면 안되는데, 이는 실제의 비등에서는 어떤 형태의 기포발생의 핵이 존재한다는 것이 된다. 그러나 실제로는 전열면에 접한 액은 가열열유속에 따라서 온도구배를 갖고 있어 균일하지는 않다.

Fig. 2는 Bergles 등의 가정을 모형적으로 나타낸 것인데, 관내의 액단상류를 생각하면 가열열유속은 다음과 같은 관계가 있다^{1,2)}.

$$q_w = h_l(T_w - T_b) = -k_l \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} \quad (3.8)$$

단, h_l 은 열전달율, T_w 는 벽면온도, T_b 는 액혼합 평균온도 그리고 k_l 은 액의 열전도율이다.

여기서 기포와 캐비티(Cavity)의 크기는 흐름장의 점성저층두께보다도 일반적으로 얇다. 따라서 벽면근방의 온도분포는 다음식과 같이 직선적인

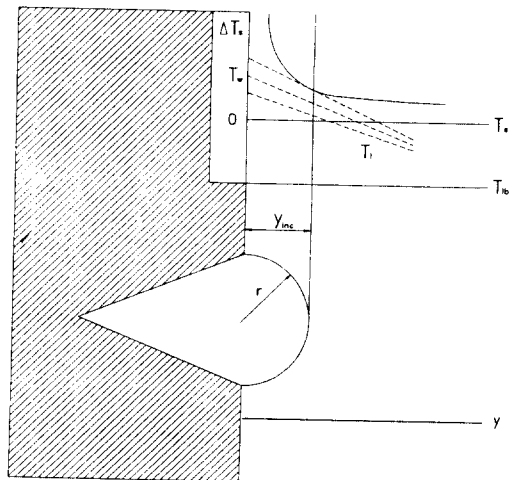


Fig. 2 Incipient boiling condition of forced convective flow

관계로 표시된다.

$$T_l = T_w - \frac{q_w}{k_l} y \quad (3.9)$$

액혼합평균온도와 유량이 일정하다면 열유속의 증가와 더불어 벽면온도 T_w 와 온도구배가 증가하므로 이 온도분포는 Fig. 2 중의 점선군과 같이 변화할 것이다. 그리고 캐비티에 기포가 발생할 수 있는 과열도는 식(3.7)에서 r 을 y 로 대치하면

$$T_g = T_s + \frac{T_s v_g}{h_{fg}} \frac{2\sigma}{y} \quad (3.10)$$

로 표현된다.

캐비티로부터 기포가 발생하기 위해서는 면을 적시기 쉬운 보통의 액의 경우, 기포는 항상 캐비티 위의 반구상의 상태를 변화도중 이루지 않으면 안되고, 또한 기포주위의 액온도는 기포로의 정미의 전열을 행할 수 있는 온도분포가 되지 않으면 안된다. 이 점으로부터 Bergles 등은 간단히, 반경 r 의 반구상의 기포가 더욱 성장하기 위해서는 벽면으로부터의 거리 $y = r$ 에 있어서의 온도가 식(3.10)로 주어지는 온도 T_g 보다 크지 않으면 안된다고 가정하고 있다. 이와 같이 가정하면, 비등은 온도분포의 선이 T_g 곡선에 접할 때 그 거리 y 와 같은 개구반경을 갖는 캐비티에서부터 개시된다는 것이 된다. 이 조건에서부터 佐藤 등과 Rohsenow는 비등개시에 필요한 가열열유속과 과열도의 관계를 다음과 같이 구하고 있다^{1,2)}.

그림과 같이 T_g 곡선과 T_l 선이 접하는 위치를 y_{inc} , 이 때의 가열열유속을 q_{inc} 라고 하면, 접점에서는 $T_g = T_l$, 따라서 식(3.9)와 식(3.10)에서 벽면과열도는 다음과 같이 된다.

$$(T_w - T_s)_{inc} = \frac{q_{inc}}{k_l} y_{inc} + \frac{T_s v_g}{h_{fg}} \frac{2\sigma}{y_{inc}} \quad (3.11)$$

또한 이 점에서는 $\partial T_g / \partial y = \partial T_l / \partial y$ 이므로, 식(3.9)와 식(3.10)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$y_{inc} = \left(\frac{T_s v_g}{h_{fg}} \frac{2\sigma k_l}{q_{inc}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.12)$$

위 식을 식(3.11)에 대입하면 열유속과 벽면과열도의 관계가 아래와 같이 구하여진다.

$$q_{inc} = \frac{k_l h_{fg}}{8\sigma T_s v_g} (T_w - T_s)_{inc}^2 \quad (3.13)$$

여기서 q 는 열유속, h_{fg} 는 증발잠열, k_l 는 열전도율, σ 는 표면장력, T 는 절대온도 그리고 v_g 는 기스의 비체적을 각각 나타낸다.

그러나 위식은 전열면상에 여러가지 크기의 유효캐비티가 존재한다고 가정하고 구한 것이다. 일반적으로 보통의 금속면에는 상당히 넓은 범위의 크기를 갖는 캐비티가 존재한다. 따라서 매끄러운 면이나 벽면근방의 온도구배가 적은 경우에는 이 관계는 적용될 수 없다.

최대유효캐비티의 개구반경이 r_{max} 이라고 할 경우, 비등개시조건에 대한 다음식이 제안되어 있다^{1,2)}.

$$q_{inc} = \frac{k_l}{r_{max}} (T_w - T_s)_{inc} - \frac{2\sigma T_s v_g k_l}{h_{fg} r_{max}} \quad (3.14)$$

Fig. 3 ~ Fig. 5는 비등개시위치가 $z/D_e > 10$ 의 영역에서의 데이터에 대하여 이 위치의 벽면과열도를 열유속에 대하여 나타낸 그림이다. 그림중의

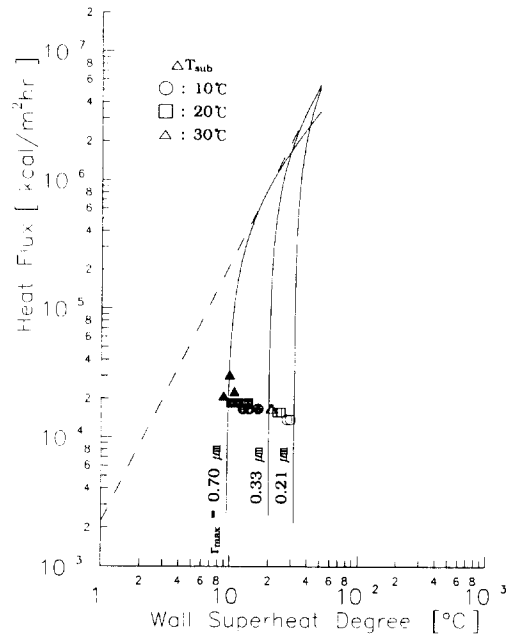


Fig. 3 Starting condition of incipient boiling ($G = 1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$)

점선은 식(3.13)의 관계를 나타내며, 실선은 식(3.14)의 관계를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같

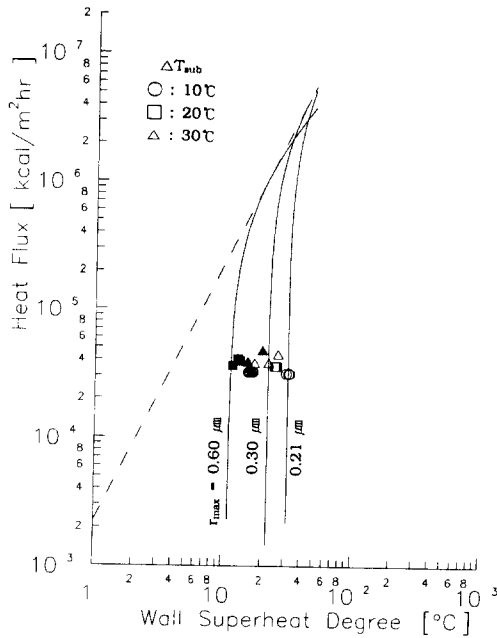


Fig. 4 Starting condition of incipient boiling
($G = 3.256 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$)

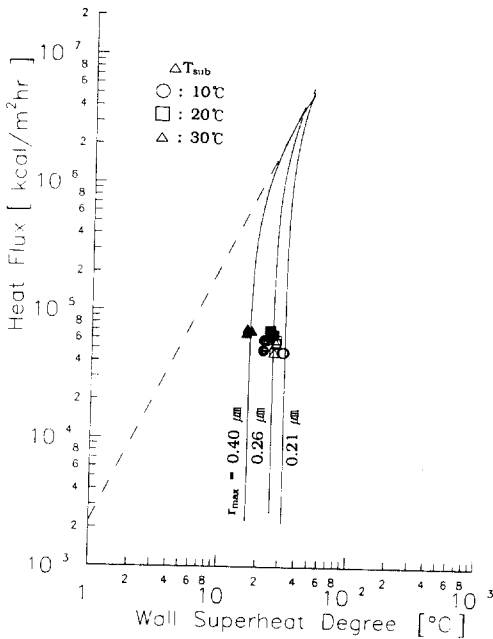


Fig. 5 Starting condition of incipient boiling
($G = 4.884 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$)

이, 본 실험에서의 비등개시점의 벽면과열도는 20 ~ 30°C 정도로 비교적 높은 편이며, 가열면의 최대유효캐비티의 개구반경 $r_{\max} \approx 0.21 \sim 0.33 \mu\text{m}$ 의 범위임을 알 수 있다. 그리고 본격적인 핵비등이 개시되면 그보다 큰 $r_{\max} \approx 0.7 \mu\text{m}$ 범위의 캐비티까지 활성화시키며, 질량유속이 높을수록 그 범위는 줄어드는 것을 알 수 있다.

3.2 비등곡선

전열관에 과냉상태로 유입한 냉매는 전열관을 흘러감에 따라 액혼합평균온도가 상승하여 과냉상태하에서 비등이 일어난다. 즉 소정의 질량속도와 입구과냉도 상태로 전열관에 유입하여 열유속을 증가시키면 핵비등이 개시되고, 본격적인 핵비등에 의한 열전달이 일어나게 된다.

실험부에 과냉상태로 유입한 냉매는 하류로 흘러감에 따라 액혼합평균온도가 점차 상승하여 단상류열전달로부터 비등에 의한 이상류열전달 상태가 된다. Fig. 6과 Fig. 7은 $z/D_e = 39$ 의 위치에서 질량속도가 각각 1.628×10^6 , $3.256 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$ 의 경우에 2번 열전대에서 측정된 온도분포를 바탕으로 정리된 핵비등곡선을 나타낸다. 이들 그림에서 약간의 측정오차는 있지만 동일한 열유속의 경우 비교적 입구과냉도가 적을수록 핵비등

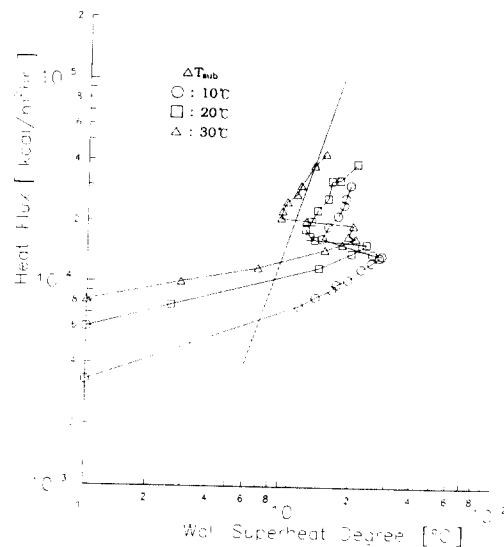


Fig. 6 Boiling curve at the condition
($G = 1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$, No. 2 T.C)

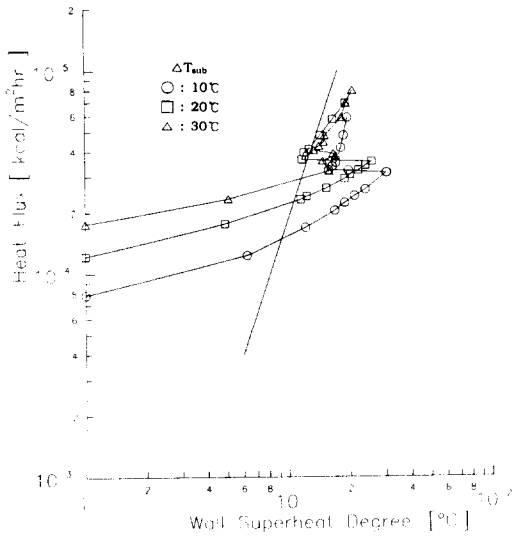


Fig. 7 Boiling curve at the condition
(G = 3.256 × 10⁶ kg/m² hr, No. 2 T.C)

곡선은 벽면과열도가 큰 횡축상의 우측방향으로 이동하여 과냉도가 클수록 열전달율은 향상됨을 알 수 있다. 그리고 질량속도가 커질수록 비등곡선은 벽면과열도가 적은 횡축상의 좌측으로 움직여서 열전달율은 향상된다. 또한 비등이 개시될 때의 과열도는 질량속도가 커짐에 따라 큰 변화를 보이지 않는데, 이는 질량속도가 비등개시과열도에 미치는 영향이 그다지 크지 않다는 것을 나타낸다. 그림중의 실선은 핵비등열전달에 관한 Rohsenow의 식⁹⁾으로서, 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{C_{pl}\Delta T_s}{h_{fg}} = 0.006 \frac{Q_s}{h_{fg}\mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.33} \left[\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right]^{1.7} \quad (3.15)$$

위식에서 ΔT_s는 벽면과열도로서 ΔT_s = T_w - T_s, h_{fg}는 증발잠열, σ는 표면장력, ρ_l은 액상의 밀도, ρ_g는 기상의 밀도, μ_l는 점성계수 그리고 k_l은 액상의 열전도율을 각각 나타낸다.

4. 국소열전달율 및 전열면온도

열전달율의 계산은 각각의 열유속과 레이놀즈 수 그리고 과냉도에 대하여 가열관내벽면을 따라

20 mm 간격으로 열전대를 이동시키면서 측정된 온도로부터 일차원열전도방정식을 풀므로써 실험관의 외벽온도를 구하여 식(4.1)에서 보는 바와 같이 주어진 열유속에 대하여 측정된 실험부 입출구 온도를 이용하여 계산된다. 단 실험부에서 주류의 액온은 관입구에서부터 출구까지 직선적으로 분포한다고 가정하였다.

$$h = \frac{Q_s}{T_w - T_{bulk, sat}} \quad (4.1)$$

실험결과는 이론식과 비교되어져 있는데, 핵비등이 개시되기 이전에는 단상난류 실험식인 Dittus-Boelter의 식과 Colburn의 식을 사용하여 비교하였다. 식(4.2)와 식(4.3)에 각각의 열전달율의 상관식을 나타내고 있다.

$$h_D = 0.023 \frac{k_l}{D_e} \left(\frac{GD_e}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \quad (4.2)$$

$$h_C = 0.023 \frac{k_l}{D_e} \left(\frac{GD_e}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.3)$$

이상류의 열전달율의 계산순서는 우선 Ahmad의 실험식에 의하여 정미증기발생점을 계산하여 실건도를 구하고 주어진 이상류열전달 상관식에 대입하는 형식이다. 본 연구에서는 V. E. Schrock - L. M. Grossman의 식¹⁰⁾을 이용하여 이상류의 열전달율을 계산하였는데 그 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{h_{tp}}{h'_{Lo}} = 0.739 \left[B_o \times 10^4 + 1.5 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4.4)$$

여기서 h'Lo는 아래와 같다.

$$h'_{Lo} = 0.023 \frac{k_l}{D_e} \left(\frac{GD_e}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.5)$$

흐름이 기액이상류로 발달할 경우의 압력손실의 계산은 Lochart - Martinelli의 상관식을 사용하여 계산하였는데, 그 순서는 다음과 같다.

이상류에서 관길이방향의 마찰손실은 중력항, 마찰손실 및 가속손실로 구성되는데, 일반적인 관로에서는 마찰손실이 전손실의 중요한 부분을 차

지하는 경우가 많다^{1-3,10)}.

전유량중 액상성분만이 단상류로서 흐른다고 가정할 때 마찰손실은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{fp} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_l \phi_l^2 \quad (4.6)$$

여기서 파라미터 ϕ_l 은 변수 X_{tt} 의 함수이며, 식 (4.7)과 같이 단지 하나의 변수로서 그래프의 형태로 실험적으로 나타낼 수 있는데, ϕ_l 과 X_{tt} 의 관계를 Fig. 8에 나타낸다.

$$X_{tt} = \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_l / \left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_g} \quad (4.7)$$

그림에서 첨자 tt는 액상과 기상 모두가 난류상태인 경우를 의미한다.

이상류중의 액상성분만이 관로를 충전하면서 흐른다고 하면, 이 경우의 마찰손실은

$$\Delta p_l = 4f_l \frac{\Delta z}{D_e} \frac{\rho_l U_l^2}{2} \quad (4.8)$$

과 같이 표현된다.

난류일 경우의 마찰계수는 아래의 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_l = C_T / \left(\frac{U_l D_e}{\nu_l}\right)^n = C_T / \left(\frac{G_l D_e}{\mu_l}\right)^n \quad (4.9)$$

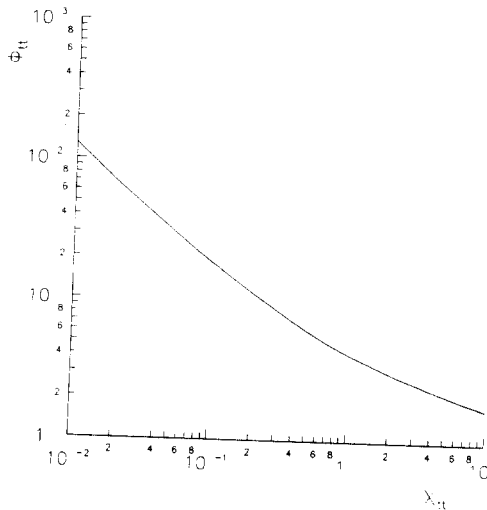


Fig. 8 Lochart - Martinelli correlation

여기서 $U_l D_e / \nu_l = G_l D_e / \mu_l$ 는 액상의 겉보기 레이놀즈수이며, $n = 0.25$ 에서는 $C_T = 0.079$, $n = 0.2$ 에서는 $C_T = 0.046$ 이다. 층류일 경우에는 다음과 같다.

$$f_l = C_v / \left(\frac{G_l D_e}{\mu_l}\right) \quad (4.10)$$

단, $C_v = 16$ 이다.

기상성분만의 단상류마찰손실에 관하여서도 같은 방법의 표시를 할 수가 있는데, 액상과 기상이 모두 난류인 경우에는

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{\frac{(2-n)}{2}} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{\frac{n}{2}} \quad (4.11)$$

액상이 층류, 기상이 난류일 경우에는 다음과 같다.

$$X_{vt} = \left(\frac{C_v}{C_T}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{G_g D_e}{\mu_g}\right)^{\frac{(n-1)}{2}} \left(\frac{G_l}{G_g}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.12)$$

Fig. 9에는 질량속도 $1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$, 입구 과냉도 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 일 경우 2번 열전대에서 측정된 열전달율의 실험결과인데, 비등이 개시되기 전에는 이론식에 의한 결과와 잘 부합되고 있음을 알 수 있고, 비등이 개시된 후에는 V. E. Schrock - L. M.

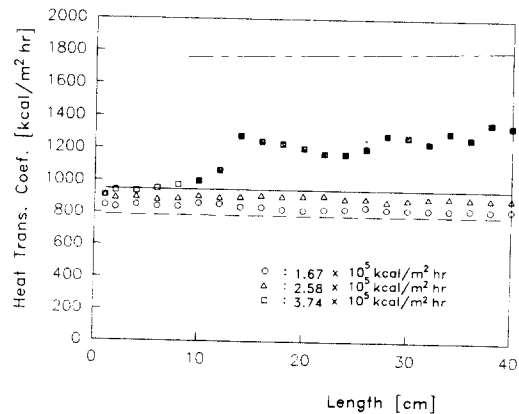


Fig. 9 Heat transfer coefficient distribution along the length

($G = 1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$, $T_{\text{sub}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, No. 2 T.C)

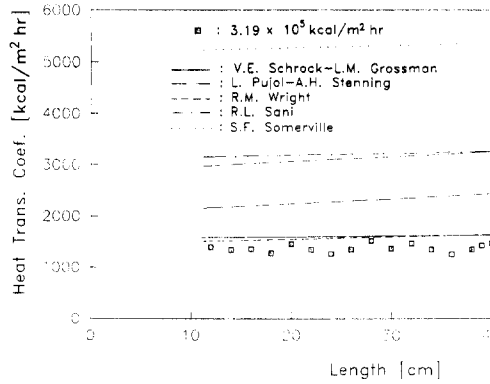


Fig. 10 Comparison of heat transfer coefficient
($G = 3.256 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$, $T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, No. 2 T.C)

정도 낮게 평가되었다. ■로 표시된 것은 핵비등개시 이후의 실험결과를 나타낸다.

핵비등개시후의 열전달율에 관하여는 L. Pujol - A. H. Stenning, V. E. Schrock - L. M. Grossman, R. M. Wright, G. F. Somerville 그리고 R. L. Sani 등의 열전달실험식이 제시되어 있는데, Fig. 10에 레이놀즈수 20,000 그리고 과냉도 10 °C 일 경우에 대하여 각각의 이상류열전달율의 분포를 나타내고 있다. 본 실험의 결과는 대체로 V. E. Schrock - L. M. Grossman의 실험식과 잘 일치하는 것으로 나타났다.

4.2 벽면온도분포

일반적인 냉동기 등에서는 전열면과 작동유체와의 온도차를 크게하여 높은 열전달율을 얻음을 목적으로 하고 있는데 반하여, 보일러 등에서는 그렇게 함으로써 관재료의 용점에 도달하여관이 파단하게 되므로 벽면온도가 중요한 설계포인트로서 작용한다. 따라서 본 연구에서는 각각의 레이놀즈수와 과냉도에 대하여 가열열유속을 증가시키면서 관축방향의 벽면온도분포를 측정하였다. 측정된 전열관 내벽온도를 일차원열전도 방정식을 풀므로써 관외벽온도를 계산한다.

Fig. 11에는 질량속도 $1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$, 입구과냉도 10 °C일 경우 2번 열전대에서의 실험결과인데, 비등이 개시되기 전에는 단상류의 열전달 실험식에 의한 계산치와 잘 부합되고 있음을 알 수 있고, 비등이 개시된 후에는 앞서의 결과에서

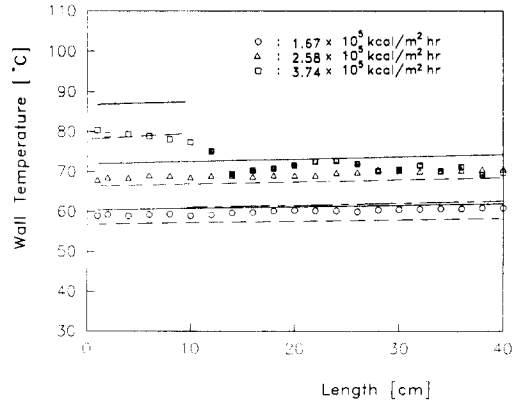


Fig. 11 Wall temperature distribution along the length
($G = 1.628 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$, $T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, No. 2 T.C)

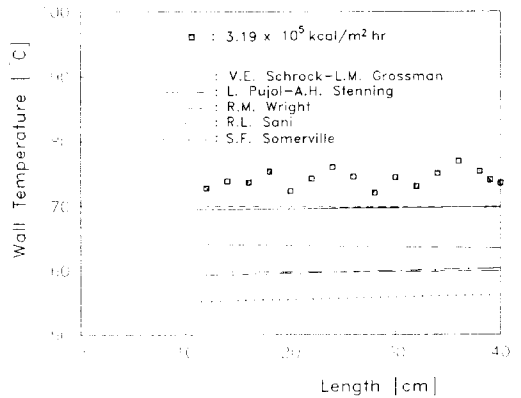


Fig. 12 Comparison of wall temperature
($G = 3.256 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{hr}$, $T_{\text{sub}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, No. 2 T.C)

열전달율이 이론식에 의한 계산치 보다 조금 낮게 나타났으므로 V. E. Schrock - L. M. Grossman의 실험식에 의한 계산치보다 조금 높게 평가되었다. 그림중의 ■는 핵비등시의 실험결과를 나타내고 있는데 비등이 개시될 때에는 벽면온도는 급격히 저하하는 것을 알 수 있다.

Fig. 12에는 레이놀즈수 20,000, 과냉도 10 °C인 경우에 측정된 벽면온도에 대하여 L. Pujol - A. H. Stenning, V. E. Schrock - L. M. Grossman, R. M. Wright, G. F. Somerville 그리고 R. L. Sani의 열전달실험식에 의하여 구한 벽면온도와 비교되어 있다. 이는 비등이 개시된 후의 자료이며 대체로 V. E. Schrock - L. M. Grossman의 식에 의하여 구한 벽면온도와 비슷한 경향을 나타내고

있다.

5. 결 론

본 연구에서는 R-113냉매를 이용한 수평관내의 강제대류 과냉비등류의 열전달에 관한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 액단상류에 의한 강제대류열전달영역에서 국소열전달율은 입구과냉도와 레이놀즈수가 클수록 증가하며, Dittus-Boelter의 식에 의한 값과 대체로 잘 일치하였다.

(2) 과냉핵비등에서 국소열전달율은 V. E. Schrock-L. M. Grossman의 실험식에 의한 결과와 유사한 경향을 갖으며, 입구과냉도와 레이놀즈수가 클수록 커졌다.

(3) 따라서 비등곡선상에서도 입구과냉도와 레이놀즈수가 증가할수록 열전달이 촉진되어 벽면과열도가 적은 좌측으로 이동하였으며, 입구레이놀즈수는 비등개시조건에 그다지 커다란 영향을 미치지 않았다.

(4) 본 실험에 사용된 전열관의 비등개시점의 벽면과열도는 20~30℃ 정도로 비교적 높은 편이었으며, 그 때의 가열면의 최대유효캐비티의 개구반경 r_{max} 는 0.21~0.33 μm 의 범위였고, 질량속도와 입구과냉도에 따라 거의 변화하지 않았다.

(5) 핵비등영역의 국소열전달율의 측정결과는 V. E. Schrock-L. M. Grossman의 식에 의한 계산치보다 약 25% 낮게 얻어졌다.

(6) 핵비등영역에서 전열면온도의 측정결과는 V. E. Schrock-L. M. Grossman의 식에 의한 계산치보다 높게 나타났으며, 레이놀즈수가 클수록 좋은 일치를 보였다.

6. 참고문헌

- 1) 植田辰洋 ; 氣液二相流(流と熱傳達), 養賢堂(1981)
- 2) 金京根 ; 氣液二相流, 太和出版社(1986)
- 3) 李相龍, 李秉宙, 金武煥 ; 二相流動熱傳達, 大英社(1993)
- 4) 日野龍太郎, 植田辰洋 ; サブクール沸騰流に傳熱および流動特性について(第2報, 流動特性), 日本機械學會論文集(B編), 第50卷, 第460號, pp.2985~2992(1984. 12)
- 5) 植田辰洋 ; 管内流動沸騰および凝縮系の熱傳達に關する研究現況, 日本機械學會論文集(B編), 第48卷, 第425號, pp. 3~8(1982. 1)
- 6) Niels Madsen ; A Void Fraction Correlation for Vertical and Horizontal Bulk-Boiling of Water, 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp.185~189(1974)
- 7) 坂口晴一郎, 赤津康昭, 小松崎茂樹 ; 油とフロン113の混合物の熱物性値に關する實驗整理式, 日本冷凍學會誌, 第58卷, 第670號, pp.775~784(1983. 8)
- 8) H. Sato, A. Kamei, Z. Y. Qian, K. Watanabe ; A Practical Procedure for Calculating Thermodynamic Properties of Refrigerants, 1st KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, Vol. 1, pp.1-18~1-23(1988. 11)
- 9) W. M. Rohsenow, Cambridge, Mass ; A Method of Correlating Heat-Transfer Data for Surface Boiling of Liquids, Transaction of the ASME, pp. 969~976(1952. 10)
- 10) V. E. Schrock and L. M. Grossman ; Forced Convection Boiling in Tubes, Nuclear Science and Engineering, Vol. 12, pp.474~481(1962)
- 11) Thorbjörn Johannesen ; A Theoretical Solution of the Lockhart and Martinelli Flow Model for Calculating Two-Phase Flow Pressure Drop and Hold-up, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp.1443~1449(1972. 3)