

균일 가열 수직 환상관에서 임계열유속조건 직전의 열전달계수에 관한 실험적 연구

천세영*·임창하** 문상기*·정문기*·최영돈***

An Experimental Study on Heat Transfer Coefficients just before Critical Heat Flux Conditions in Uniformly Heated Vertical Annulus

Se Young Chun, Chang Ha Lim, Sang Ki Moon,
Moon Ki Chung, Young Don Choi

Key Words: heat transfer coefficient(열전달계수), saturated two-phase flow(포화이상유동), critical heat flux(임계열유속), vertical annulus(수직환상관), high pressure range(고압영역)

Abstract

Water heat transfer experiments were carried out in a uniformly heated annulus with a wide range of pressure conditions. The local heat transfer coefficients for saturated water flow boiling have been measured just before the occurrence of the critical heat flux (CHF) along the length of the heated section. The trends of the measured heat transfer coefficients were quite different from the conventional understanding for the heat transfer of saturated flow boiling. This discrepancy was explained from the nucleate boiling in the liquid film of annular flow under high heat flux conditions.

<p style="text-align: center;">기호설명</p> <p><i>A</i> constant in Eq. (4)</p> <p><i>A_f</i> cross sectional flow area, m²</p> <p>$[(1-x)/x]^{0.8}(\rho_g/\rho_l)^{0.5}$</p> <p><i>D</i> inner diameter of tube, m</p> <p><i>D_{hy}</i> hydraulic equivalent diameter, m</p> <p><i>d</i> diameter of heater rod, m</p> <p><i>G</i> mass flux, kg/m²s</p> <p><i>h</i> liquid heat transfer coefficient, W/m²K</p> <p>Δh_{in} inlet subcooling enthalpy of the heated section in Fig. 3, J/kg</p> <p><i>i_{lg}</i> latent heat of vaporization, J/kg</p> <p><i>j</i> superficial velocity, m/s</p> <p><i>L</i> distance from the bottom end of the</p>	<p style="text-align: center;">heated section, m</p> <p><i>n</i> constant in Eq. (4)</p> <p><i>P</i> pressure, MPa</p> <p><i>q</i> heat flux, W/m²</p> <p><i>q' CHF</i> critical heat flux in Fig. 3, kW/m²</p> <p><i>Re_l</i> Reynolds number of the liquid phase, $G(1-x)D/\mu_l$</p> <p><i>T</i> temperature, K</p> <p><i>X_{tt}</i> Martinelli parameter, $[(1-x)/x]^{0.9}(\rho_g/\rho_l)^{0.5}(\mu_l/\mu_g)^{0.1}$</p> <p><i>x</i> thermodynamic equilibrium quality</p> <p>μ dynamic viscosity, Ns/m²</p> <p>ρ density, kg/m³</p> <p>하첨자</p> <p>exp experiment</p> <p><i>g</i> vapor phase</p> <p><i>l</i> liquid phase</p> <p>TP two phase</p>
--	---

* 한국원자력연구소, 열수력안전연구팀
 ** 고려대학교 대학원
 *** 고려대학교 기계공학과

tr location of the two-phase flow pattern transition
w heated wall

1. 서론

포화유동비등에서 열전달계수의 정확한 예측은 보일러, 증발기, 원자력발전소의 냉각 시스템 및 이상유동을 이용한 장치 설계에 매우 중요하다. 비등열전달계수를 예측 할 수 있는 많은 상관식들이 제안되었다. 유동비등열전달 현상은 국부적인 이상유동의 형태, 유체의 물성치, 열전달표면 특성과 기하학적인 조건에 영향을 받는다. 상관식은 항상 이론에 기초를 두는 것은 아니며 때로는 경험적인 접근이 필요하기 때문에 비등유동 상태를 고려한 비등 열전달계수 상관식을 얻기가 쉽지 않다. 타당한 정확성을 가진 상관식을 쓰기 위해서는 물리적 현상과 메카니즘의 이해가 중요하다.

포화이상유동비등에서 잘 알려진 열전달계수의 상관식들은 강제 대류항과 핵비등항이 결합된 형태로 표현된다. 핵비등 영역에서의 유동약식은 기포류 또는 슬러류이고 강제대류비등영역에서는 일반적으로 환상류이다. 이러한 형태의 상관식의 대표적인 것은 Chen⁽¹⁾, Kandlikar⁽²⁾, Shah^(3,4) 등에 의해 개발 되었다.

최근에 좀더 정확한 상관식의 개발노력에도 불구하고 Chen의 관계식은 가장 신뢰할 수 있는 식 중 하나이며 지금 까지 널리 사용 되고있다. 원자력발전 산업에서의 최신 열수력설계코드와 시스템 안전성 해석 평가코드⁽⁵⁻⁸⁾에 이 상관식이 적용되고 있다. 그러나 Chen상관식 개발에 사용된 물실험자료에서의 압력 범위는 0.1 - 3.48 MPa이며 상기 참고문헌에 기술된 다른 상관식들의 압력은 7.5 MPa이하의 열전달계수에 주로 기초한 것이다. 이들 상관식들의 압력 의존성은 아직까지 광범위한 압력조건에서는 좀더 주의 깊게 평가되지 않았다.

본 실험에서는 다양한 압력 조건하에서 관내부에 가열봉을 가진 수직 환상유로에 대한 열전달 실험을 수행한 결과를 보고한다. 본 실험에서 균일 가열된 가열봉 상단에서 임계열유속 (CHF) 발생직전 상황에서 가열 구간 길이에 따른 포화유동비등의 국부열전달 계수를 측정하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 실험은 한국원자력연구소의 RCS 열수력 Loop를 이용하였고 실험장치에 대한 설명은 Chun등⁽⁹⁾ 논문에서 자세히 기술되었다. 본 실험에 사용된 Test Section은 본 논문에서 자세히 설명한다. Fig. 1은 Test Section에 대한 세부 사항을 보여준다. Test Section은 관내부에 가열봉을 가진 수직 환상유로이며 상온에서 내경 19.4 mm인 바깥쪽 원형관과 가열길이 1842 mm, 외경 9.54 mm인 가열봉으로 이루어 졌다. 가열봉은 균일한 축방향 출력분포를 갖고 있으며 전기에 의한 간접 가열방식으로 가열된다. 가열봉의 Sheath는 Inconel 600이고, 발열체는 Nichrome으로 되어있다. 가열봉 표면의 온도를 측정하기 위하여 Sheath 외경이 0.5 mm인 Chromel - Alumel 열전대 5개가 가열봉 표면에 부착되어 있다. 표면온도는 가열 구간 상단으로부터 10, 30, 150, 510, 910 mm 떨어진 지점에 있는 열전대를 통해 측정된다.

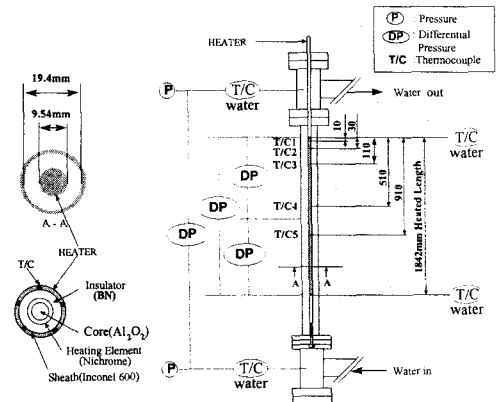


Fig. 1 Test section geometry and thermocouple locations

본 실험에서의 주요 측정 변수는 가열구간 하단과 상단에서의 물의 온도, 가열봉 표면 온도, 입·출구 Plenum에서의 압력, Test Section의 압력차, Test Section 입구 유량 그리고 가열봉에 인가되는 Power이다. 각종 센서와 Transmitter로부터 받은 아날로그신호는 A/D 변환기를 거쳐 디지털 신호로 바뀌어 워크스테이션의 자료 획득 및 처

리장치에서 자동적으로 수집, 처리 및 저장된다. 측정 시스템의 불확실도는 센서교정 및 실험기기의 정밀도로부터 Taylor 전개방법⁽¹⁰⁾에 의한 오차 전과 해석에 따라 평가했다. 측정 범위내에서 평가된 압력, 유량, 가열봉 표면 온도의 최대 불확실도는 각각 $\pm 3\%$, $\pm 5\%$ 그리고 $\pm 0.7K$ 였다. 투입된 Power로부터 계산된 열유속의 불확실도는 항상 $\pm 1.8\%$ 이하였다. 본 실험에 앞서 예비실험을 통해 열손실량을 측정함으로써 실제 Test Section에서의 열유속을 계산하였다.

실험은 다음의 절차를 따라 수행한다. 우선 유량, 입구과냉도 그리고 시스템 압력을 설정된 조건에 맞추고 Test Section 가열봉에 Power를 인가한다. 설정된 입구조건이 일정한 값으로 유지시키면서 Test Section 가열봉의 Power를 서서히 증가시킨다. Loop가 정상상태 조건이 되도록 Power를 충분한 시간 간격을 두고 증가시킨다. 이와 같은 절차를 가열봉 상단에서 CHF가 일어날 때까지 지속한다. 본 실험에서는 가열봉 표면의 온도가 급격히 상승할 때의 열유속을 CHF로 정의한다. CHF가 검출되면 가열봉의 손상을 막기 위해 인가된 Power는 자동적으로 감소시키거나 트립 시킨다. Power가 CHF 직전일 때 가열구간 길이에 따른 표면온도와 실험 Parameter들을 DAS에 저장한다. Loop가 CHF 조건에 접근하면 가열봉 상단 (Fig. 1에서 T/C 1, T/C 2)에서 표면온도가 주기적으로 요동하는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같은 요동은 가열봉 표면에서 간헐적으로 일어나는 액막유동의 Dryout 또는 Breakup을 나타낸다. 이것은 가열면이 물에 의해 적셔지지 않는 현상인데 본 논문의 범주를 벗어난 것이다. 물에 의해 가열 표면이 충분히 냉각되는 동안의 열전달 계수를 얻기 위해서 T/C 1 과 2의 위치에서 온도 요동 값 중 최소 값 100개의 데이터를 가지고 분석한다. 본 논문에서는 포화유동비등에 대해 814개의 열전달계수 데이터를 수집하였다. 획득한 데이터는 아래의 실험 조건하에서 얻은 것이다.

- 계통 압력 : 0.57 ~ 15.01 MPa
- 질량유속 : 200 ~ 650 kg/m²s
- 입구 과냉도 : 85 ~ 353 kJ/kg
- 열유속 : 520 ~ 1765 kW/m²
- 열역학적 평형상태 건도 : 0 ~ 0.536

압력은 가열구간 표면의 열전대 위치에서의 국부 값이며 입·출구 Plenum 사이에서 압력은 선형적으로 변한다는 가정으로 입·출구 압력 값으로부터 구한다. 입구 과냉도는 압력 조건에 따른 포화 엔탈피와 입구 엔탈피의 차이이며 열역학적 평형상태 건도는 질량유속, 입구과냉도 및 가열봉 투입전력에서 열역학적 평형을 가정하여 구한 값이다.

3. 실험 결과 및 논의

이상유동 열전달의 정확한 모델링과 신뢰할 수 있는 평가는 국부적인 이상유동형태의 이해가 필요하다. 열전달 메카니즘은 국부적인 이상유동형태와 밀접한 관계가 있기 때문이다. 본 논문의 실험자료가 이상유동의 어느 양식에 해당하는지를 살펴보기로 한다. Mishima 및 Ishii⁽¹¹⁾는 고압의 수증기-물에 적용할 수 있는 이상유동양식의 천이조건 관계식을 원형관을 이용하여 개발하였다. Fig. 2(a) 및 2(b)는 Mishima 및 Ishii의 천이조건 관계식을 본 실험자료에 적용하여 가열구간에 따라 천이가 일어나는 위치를 구한 것이다. 환상유로에서는 Annular Gap과 Cold Wall의 영향으로 이상유동 형태가 위에서 사용된 원형관과 차이는 나는 것으로 예상된다. 그러나 본 논문에서는 Mishima와 Ishii의 천이양식의 적용은 일반적인 이상유동 양식의 이해에 유용하다. 이상유동 천이 양식은 보통 액체와 기체의 겹보기 속도의 관계로 표현된다. 가열 구간에 따른 유동형태의 천이 위치는 그 지점에서의 겹보기 기체속도 j_g 와 건도 x_{tr} 사이의 관계식으로 계산할 수 있다. 천이가 일어나는 지점 L_{tr} 은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$x_{tr} = \rho_g j_g / G \quad (1)$$

그리고

$$L_{tr} = \frac{A_f G (x_{tr} i_{lg} + \Delta i_{in})}{\pi d q} \quad (2)$$

여기서, ρ_g , G , A_f , i_{lg} , Δi_{in} , d , q 는 각각 기체밀도, 질량유속, 유로 단면적, 증발잠열, 가열구간의 입구 과냉엔탈피, 가열봉 직경 그리고 열유속이다. 유동의 천이점을 압력의 함수로 Fig. 2(a) 및 2(b)에 나타나 있다.

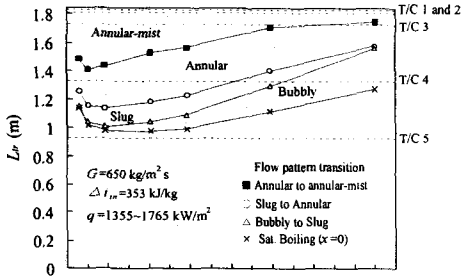


Fig. 2(a) Location of two-phase transitions along the length of the heated section at high mass flow rate

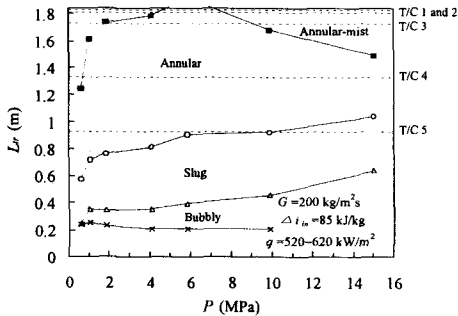


Fig. 2(b) Location of two-phase transitions along the length of the heated section at high mass flow rate

결보기 기체속도 j_g 는 Mishima와 Ishii의 유동천이양식의 상관식에서 수력학적 등가직경 D_{hy} ($=4 \times \text{flow area/wetted perimeter}$)를 사용해서 계산했다. 위 그림에서 보여 주는 것과 같이 본 실험조건에서 가열구간 상단 (Fig. 1에서 T/C 1과 T/C 2)에서의 이상유동 형태는 환상분류류이다. 반면에 가열구간의 중간지점 (T/C 5)은 부분적으로 환상류지만 기포류 또는 슬러류가 지배적이다. 본 논문에서는 건도가 음인 단상유동데이터는 사용하지 않았다. Chun⁽⁹⁾ 등은 본 실험에서와 같은 Test Section을 가지고 CHF 실험을 하였고 Fig. 3에서와 같이 압력에 따른 CHF의 변화를 관찰하였다. 본 실험에서 열유속은 CHF 발생직전에 가열봉의 출력레벨에 의해 제한되기 때문에 그림 2는 이상양식과 압력사이에서의 상호관계에 대한

일반적인 경향을 나타내는 것이 아니다.

이상유동비등 열전달계수 $h_{TP, exp}$ 는 다음의 식으로 계산한다.

$$h_{TP, exp} = \frac{q}{(T_w - T_{sat})} \quad (3)$$

여기서 q 는 가열봉 표면 열유속, T_w 는 가열면 표면온도, T_{sat} 는 T_w 의 측정위치에 대응하는 유체포화온도이다.

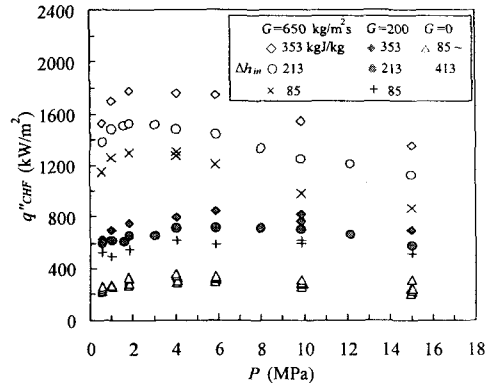


Fig. 3 Effect of pressure on CHF (from Chun⁽⁹⁾ et al.)

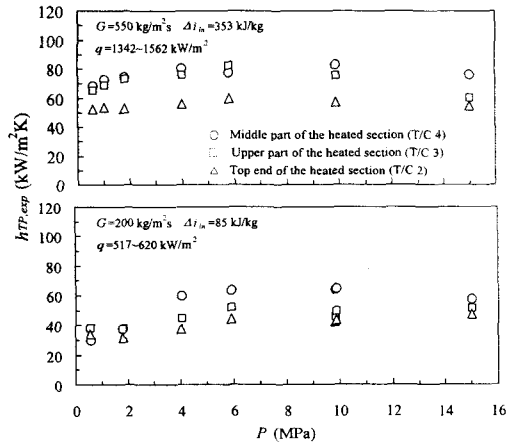


Fig. 4 Measured heat transfer coefficients as a function of pressure

Fig. 4에서 압력과 국부 열전달계수의 전형적인 관계를 보여준다. 가열 표면에 따른 표면온도가 동시에 측정되었으므로 주어진 압력에서의 열전달계수는 동일한 열유속에서 구했다. 반면 압력

의 증가와 함께 열유속도 변한다. 압력이 증가함에 따라 열전달계수는 6 MPa까지 서서히 증가한다. 10 MPa 이상인 고압 영역에서 압력의 증가에 따라 열전달계수는 거의 일정하거나 약간 감소하는 경향을 보여준다. Fig. 4에서의 열전달계수의 거동은 Fig. 3에 보여준 바와 같이 압력증가에 따른 CHF변화에 영향을 받고 있는 것으로 보여진다. 일반적으로 열유속이 증가하면서 열전달계수도 증가하기 때문이다. Fig. 4의 가열구간 상단에서의 열전달계수는 중간 부분보다 항상 낮은 값을 갖는 것을 보여준다.

가열길이에 따른 열전달계수의 변화는 보편적으로 다음과 같은 특성을 보인다^(12,13). 열전달계수는 핵비등 메카니즘이 지배적인 저건도 영역에서 건도의 증가에 따라 거의 일정하거나 약간의 증가를 보여준다. 그리고 강제대류비등 메카니즘이 지배적인 하류 쪽의 고건도 영역에서의 열전달계수는 열유속에 무관하게 건도에 따라 증가한다. 건도와 함께 증가한 열전달계수는 CHF 발생으로 열전달계수의 증가는 멈춘다. 건도의 함수로서 열전달 계수가 Fig. 5에 나타나 있다.

균일 열유속 분포를 갖는 가열 표면을 따라 건도는 선형적으로 변한다. 그럼에 나타난 데이터 점은 가장 큰 건도 지점으로부터 순서대로 T/C 2, 3, 4, 5 지점과 일치한다. 가열구간의 상단(T/C 2)에서 열전달계수는 바로 좌측점(T/C 3)보다 급격히 감소한다. 이것은 Fig. 4와 같이 가열면 상단에서의 열전달계수의 경향과 일치한다. 가열면 상단의 이상유동형태는 Fig. 2로부터 환상류로 판단된다. 급격한 열전달계수의 감소는 CHF 발생직전의 국부 Dryout에 임박한 가열 표면에서의 액막 유동과 관련되어 있다.

Fig. 5에서와 같이 건도에 따른 열전달계수의 거동은 압력에 따라 변한다. Fig. 5(a)에서 가열구간의 중간 및 상부(T/C 3, 4, 5)의 열전달계수는 거의 일정한 값을 유지한다. 5.85MPa인 중간압력에서 질량유속 650 kg/m²s에 대해 열전달계수는 건도의 증가에 따라 일시적으로 감소(T/C 4)한 후 증가(T/C 3)하는 것을 보여준다. 질량유속 200 kg/m²s에 대해 열전달계수는 건도의 증가에 따라 중간지점(T/C 5, 4)에서 일정한 값을 나타내며 상부(T/C 3)에서는 약간의 감소를 보여준다. Fig. 5(c)는 높은 압력(15.01 MPa)에서 건도의 증가에 따라 열전달계수가 감소하는 경향을

보여준다. Fig. 5에서의 열전달계수의 경향은 통상적으로 알려져 있는 포화유동비등열전달과 상이한 차이를 보인다.

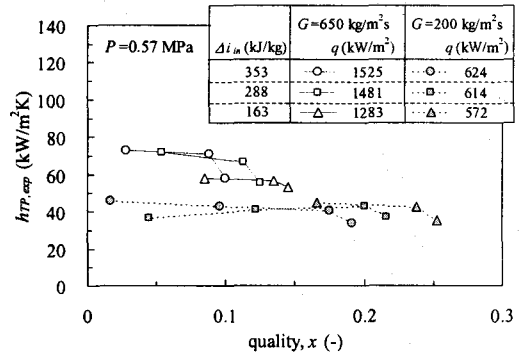


Fig. 5(a) Measured heat transfer coefficients as a function of quality at $P=0.57$ MPa

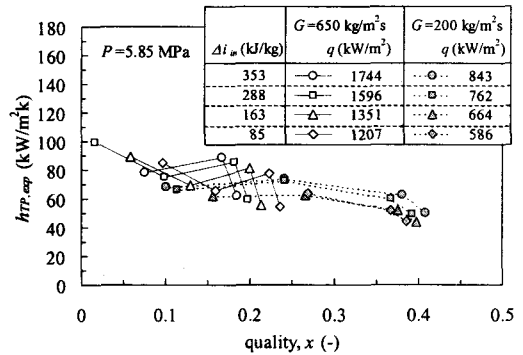


Fig. 5(b) Measured heat transfer coefficients as a function of quality at $P=5.85$ MPa

실제 Fig. 5(b), 5(c)에서의 열전달계수의 경향과 비슷한 거동을 보이는 몇가지 경우가 보고된⁽²⁾ 바 있다. 위에서 언급한 보편적인 열전달변화특성^(12,13)을 적용한 것은 저 열유속 장치인 증발기나 스팀보일러에 해당한다. 이러한 경우 강제대류비등이 지배적인 환상류의 가열표면의 액막에서는 기포핵이 발생하지 않으며 이는 핵비등의 억제에 기인한다. 따라서 액막표면에서는 증발로 인해 열이 전달된다. 본 실험에서 얻은 대부분의 열전달계수는 환상류 또는 환상분무류의 유동조건에서 얻었다. 그렇지만 매우 큰 열유속이 가열 표면에 공급되기 때문에 액막에서도 핵비등이 발

생하는 것으로 보여진다. 이와 같은 경우의 열전달 메커니즘은 환상유동을 보임에도 불구하고 핵비등과 연관되어 있음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 5와 같은 이런 경우 건도의 증가에 따른 열전달계수의 복잡한 경향을 보여준다.

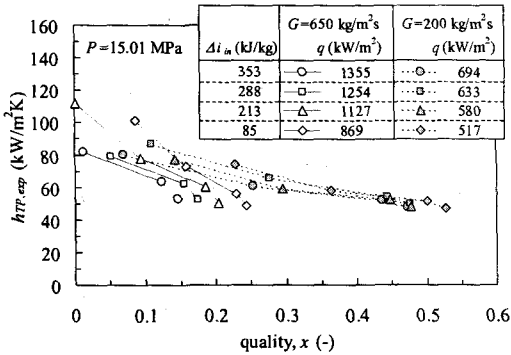


Fig. 5(c) Measured heat transfer coefficients as a function of quality at P=15.01 MPa

이상유동 열전달계수 h_{TP} 와 단상유체 열전달계수 h_l 의 비가 Martinelli Parameter X_{tt} 의 역수와의 관계를 도식할 때 강제대류비등 열전달계수는 일반적으로 다음과 같은 상관식으로 표현된다.

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = A \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^n \quad (4)$$

여기서 A와 n은 양의 상수이다. Martinelli Parameter는 다음의 식으로 주어진다.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (5)$$

여기서 x , ρ , μ 는 각각 건도, 밀도, 동점성계수이다. 하첨자 g 와 l 은 각각 기상과 액상을 나타낸다. 열전달계수비 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 $1/X_{tt}$ 의 함수로 Fig. 6에 도시되어 있다.

단상액체 열전달계수 h_l 은 액상의 Reynolds수 Re_l ($= G(1-x)D/\mu_l$)을 이용한 Dittus - Boelter의 상관식을 사용해서 계산한다. Reynolds수를 계산하기 위해 관내경 D대신에 수력학적 등가직경 D_{hy} 를 사용한다. 압력 1.83 MPa에서 작은값의 (즉, 저건도) $1/X_{tt}$ 에 대해서 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 조금 감소하고 큰 값의 (즉, 고건도) $1/X_{tt}$ 에 대

해서 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 증가한다. 압력 15.01 MPa에 대한 그림은 본 실험의 전형적인 결과를 보여준다. $1/X_{tt}$ 의 전체 범위에 대해 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 일정한 값을 유지하며, $1/X_{tt}$ 의 큰 영역에 대해서도 열전달계수비는 증가하지 않는다. 1.83 MPa를 제외한 모든 범위 압력에 대해 열전달계수비 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 $1/X_{tt}$ 의 증가에 따라 일정한 값이거나 약간 감소한다. 더 나아가, 열전달계수비 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 열유속보다는 질량유속의 영향을 강하게 받는다. 강제대류비등 메커니즘이 지배적인 영역에서는 식 (4)의 형태로부터 $1/X_{tt}$ 가 증가하면 열전달계수비 $h_{TP,exp}/h_l$ 은 증가한다. Fig. 6은 따라서, 본 실험에서 지배적인 열전달 메커니즘은 대부분 핵비등이며 Fig. 5를 통한 위의 논의와 일치함을 보여 준다.

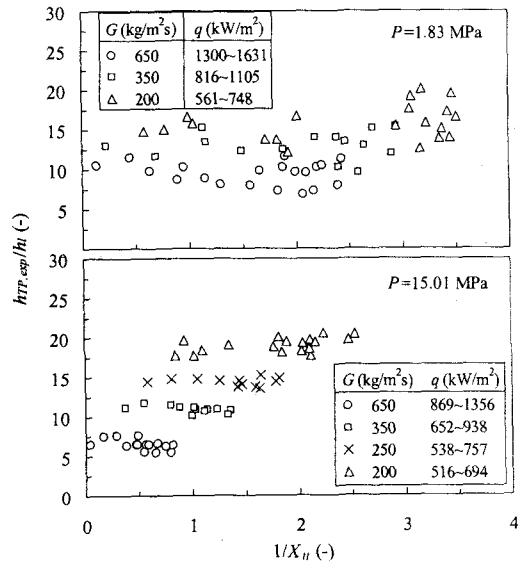


Fig. 6 Variations of heat transfer coefficient ratio with reciprocal of the Martinelli parameter

4. 결론

CHF 직전의 고열유속조건에서 길이 방향으로 가열면을 따라 포화대류비등 열전달계수를 측정하였다. 압력에 따른 고열유속조건의 포화대류비

등 열전달계수의 특성은 다음과 같다. 압력이 6 MPa까지 증가하면서 열전달계수도 증가하지만 10 MPa이상의 고압에서는 압력이 증가하여도 열전달계수는 일정하거나 감소한다.

본 실험에서 측정된 열전달계수의 거동은 지금까지 알려진 포화대류비등 열전달과는 상이한 차이를 보였다. 이러한 결과는 본 실험조건에서의 열전달 현상은 환상류의 액막에서 핵비등 현상으로 설명할 수 있다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부 원자력 중장기 과제외 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) J.C. Chen, 1996, "A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow," *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 5, No. 3, 322-329.
- (2) S.G. Kandlikar, 1990, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes," *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 112, 219-228.
- (3) M.M. Shah, 1976, "A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 82, Part 1, 66-86.
- (4) M.M. Shah, 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study," *ASHRAE Trans.*, Vol. 88, Part 2, 185-196.
- (5) D.R. Liles, J.H. Mahaffy et al., 1984, "TRAC-PF1, An advanced best-estimate computer program for pressurized water reactor analysis, draft," Los Alamos National Laboratory.
- (6) 1995, "RELAP5 code manual, NUREG/CR-5535," Idaho National Engineering and Environment Lab., USNRC.
- (7) M.J. Thurgood, J.M. Kelly, T.E. Guidotti, R.J. Kohrt and K.R. Croweel, 1983, "COBRA/TRAC, A thermal-hydraulic code for transient analysis of nuclear reactor vessel and primary coolant system, equation and constitutive models," NUREG/CR-3046, PNL-4385, Vol. 1, R4.
- (8) L.K.H. Leung, K.F. Rudzinski, B. Verma, D.C. Groeneveld and A. Vasic, 1999, "Thermalhydraulics evaluation package (TEP V3.0), A user-friendly software package for evaluating thermalhydraulics parameters in tube and bundles," *Proc. 9th Int. Topl. Mtg. Nucl. Reactor Thermal-Hydraulics*, San Francisco, USA, Advanced Code Development, session B.4.
- (9) S.Y. Chun et al., 2001, "Effect of pressure on critical heat flux in uniformly heated vertical annulus under low flow conditions," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 203, 159-174.
- (10) 1985, "ANSI/ASME PTC 19.1, ASME performance test codes, supplement on instruments and apparatus, part 1, measurement uncertainty, "
- (11) 1984, M. Mishima and M. Ishii, "Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, 723-737.
- (12) 1994, J.G. Collier and J.R. Thome, "Convective boiling and condensation, 3rd edition," Oxford University Press, 249-256.
- (13) 1998, T. Kandlbinder, V.V. Wadekar and G.F. Hewitt, "Mixture effects for flow boiling of a binary hydrocarbon mixture," *Proc. 11th Int. Heat Transfer Conference*, Kyongju, Korea, Vol. 2, 303-308.