

〈論文〉

비비등 선회유동에서의 2상 대류열전달 증가

차경옥* · 김재근**

(1994년 3월 21일 접수)

Two Phase Convective Heat Transfer Augmentation in Swirl Flow with Non-Boiling

K. O. Cha and J. G. Kim

Key Words: Void Fraction(보이드율), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Flow Pattern(유동양식), Tape Twist Ratio(테이프 비틀음)

Abstract

Two phase flow phenomena are observed in many industrial facilities and make much importance of optimum design for nuclear power plant and various heat exchangers. This experimental study has been investigated the classification of the flow pattern, the local void distribution and convective heat transfer in swirl and non-swirl two phase flow under the isothermal and nonisothermal conditions. The convective heat transfer coefficients in the single phase water flow were measured and compared with the calculated results from the Sieder-Tate correlation. These coefficients were used for comparisons with the two-phase heat transfer coefficients in the flow orientations. The experimental results indicate, that the void probe signal and probability density function of void distribution can be used into classify the flow patterns, no significant difference in voidage distribution was observed between isothermal and non-isothermal condition in non-swirl flow, the values of two phase heat transfer coefficients increase when superficial air velocities increase, and the enhancement of the values is observed to be most pronounced at the highest superficial water velocity in non-swirl flow. Also two phase heat transfer coefficients in swirl flow are increased when the twist ratios are decreased.

기호설명

H : 피치 (mm)

h : 열전달계수 ($W/m^2 K$)

J_{SA} : 결보기 공기속도 (m/s)

L : 가열길이 (mm)

J_{SL} : 결보기 물속도 (m/s)

Nu : 누셀트수

Pr : 프란틀수

q : 열유속 (W/m^2)

Re : 레이놀즈수

T : 온도 (K)

μ : 점도 ($N \cdot s/m^2$)

V : 전압

$\bar{\alpha}$: 평균보이드율 (%)

y : 테이프 비틀음

Z : 열전대 장착거리 (mm.)

하첨자

L : 액체

*정회원, 명지대학교 기계공학과

**정회원, 명지대학교 대학원 기계공학과

- w : 관내벽
 TP : 2상유동
 i : 입구
 o : 출구
 ns : 비선회유동
 s : 선회유동
 t : 점선방향유동
 a : 축방향유동

1. 서 론

다양한 2상유동 기구에 의하여 발생하는 대류열전달에 관한 연구들은 유체의 유동속도성분에 따라서 축방향으로만 유동하는 비선회유동(non swirl flow)과 축성분과 점선속도성분이 동시에 존재하여 유동하는 선회유동(swirl flow)이 있다.

1950년대부터 시작한 1성분과 2성분 2상유동 열전달 메커니즘에 대한 연구가 현재까지 많은 열공학자들의 관심의 대상이 되어 활발히 수행되어 왔다.^(1,2) 2상간에 밀도 차가 큰 기-액 유동계에서 형성되는 유동양식은 계 압력, 열유속, 유동계의 기하학적 형상, 유동속도 및 유동방향에 따라 상이하기 때문에 이들의 열전달특성도 크게 달라진다.^(3,4) 물론 2상류는 1성분과 2성분 2상류로 분리되지만 전자는 비등이 발생하나 후자는 비등이 발생하지 않으며 전자에서 발생하는 열수력학적 특성을 모사할 수 있다는 점에서 중요한 연구과제로 대두되어 오고 있다.

1960년대부터 원자로의 안전성과 관련하여 연료봉을 보다 효과적으로 냉각시키기 위하여 냉각유로에서 발생하는 비등 2상류를 선회유동함으로써 난류유동효과를 촉진시키면서 열전달의 향상을 위한 연구들이 수행되어 왔다. 그 동안 2상유동장에 선회유동을 발생하는 장치로는 비틀림 테이프, 코일 와이어, 나선관 형태의 선회기둥이 이용되어 왔는데 2상유동계에 이들 선회기를 장착할 경우 장점들은 원자로 연료봉의 강도증가, 단위체적당 면적증가, 열전달을 향상, 가열면으로부터 유동바리 발생 및 낮은 압력으로 유동계를 운전할 수 있다는 점이다.

비틀림 테이프를 이용한 연구결과⁽⁵⁻⁹⁾들에 의하면 선회유동으로 인한 난류효과와 원심대류효과, 원 작용을 하는 테이프의 열전달, 와류혼합들이 대류열전달을 촉진시키는 요인으로 밝혀졌다. 2상 선

회유동은 각 상에 작용하는 원심력으로 인한 환상류인 경우 기상에 공존하는 액적이 비선회유동인 경우보다도 상당히 증가하며, 또한 기상은 큰 액적을 동반시켜 유동하면서 와류와 2차유동을 발생하므로 유동특성이 단상유동에 비하여 대단히 복잡해진다.

이상에서 기술한 2상 선회 대류열전달에 대한 대부분의 연구들은 비등계에서 발생하는 마찰손실과 열전달율을 테이프 비틀음과 상관시킨 해석적인 결과 및 실험결과를 제시한 것으로서 2성분 2상류가 선회유동을 하는 경우 테이프 비틀음에 따르는 대류열전달과 유동양식에 따르는 연구결과가 거의 없음이 밝혀졌다. 따라서 본 연구의 목적은 기-액 2성분 2상류가 비비등 조건으로 수직관에서 비선회와 선회유동을 시켜서 등온과 비등은 두 가지 열적 조건에서 대류열전달에 미치는 영향을 실험을 통하여 구명하고, 관련되는 대류열전달 상관식을 개발하여 열전달율의 향상 및 성능기술을 확립하는데 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험에 사용한 2상유동 실험장치로 공기와 물이 상향, 하향유동을 하도록 설계, 제작한 개략도이다. 2상류 순환장치는 공기 압축기, 공기 분사기, 기-액 혼합부, 기상 및 액상 유동속도 측정부, 원심펌프, 순환수 저장탱크, 공기-물 분리탱크 및 시험부로 구성하였다. 용량이 5마력인 왕복식 공기압축기에서 분사된 공기는 열량이 500 W인 테이프 가열기에 의해 일정한 온도로 예열되어 공기 분사기를 통해 시험부로 유입된다. 탱크내의 순환수는 용량 3 kW짜리 가열기에 의하여 예열된 후 1마력 용량의 원심펌프에 의해 공기-물 혼합부를 거쳐 시험부에 유입된다. 시험부를 통과한 기-액 2상류는 수직, 수평관을 통해 순환수 저장탱크로 회수되어 유동순환회로가 완료된다. 공기와 순환수 유량은 글로브 밸브로 각 상의 유량을 조절하였으며, 각 상의 입구부에서 결보기 속도측정은 오리피스를 기-액 혼합부 전에 설치하며, 공기부에는 마이크로마노미터, 액체부에는 수은 마노미터로 하였다. 실험루프 전체에 열방출을 방지하기 위해서 세라쿨 단열체를 25 mm 두께로 감아서 단열시켰다.

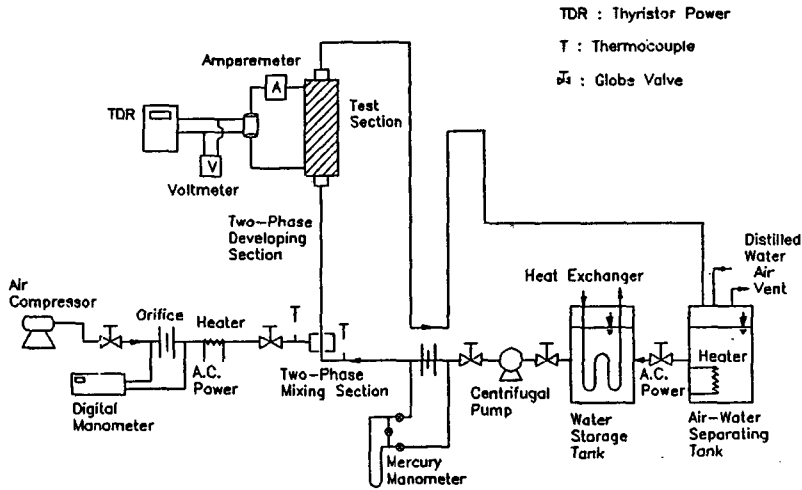


Fig. 1 Schematic diagram of the two phase flow facility

2.2 시험부

Fig. 2는 시험부를 도시한 그림으로서 내경 42.5 mm, 외경 48.5 mm, 길이 1000 mm이며 가열부는 450 mm로 하였다. 가열장치는 CI 카타리지 히터에 의한 전기적인 방법으로 최대전력 9 kW를 공

급할 수 있게 설치하였고, 시험부 전체는 1300 °C에 견딜 수 있는 세라믹 가루(Kaowool)를 사용하여 제작된 박스로 단열시켰다. 또한 시험부의 연결부는 열의 방출을 막기 위해 백크라이트로 플랜지를 제작하여 사용하였으며, 시험부 작동유체의 온도측

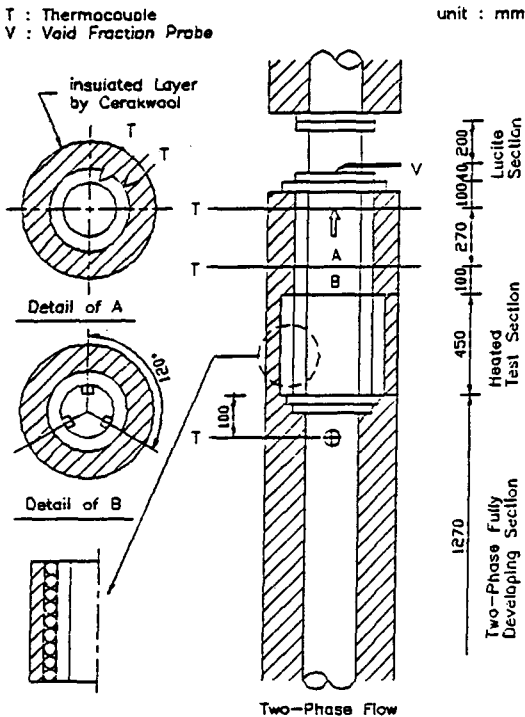


Fig. 2 Test section

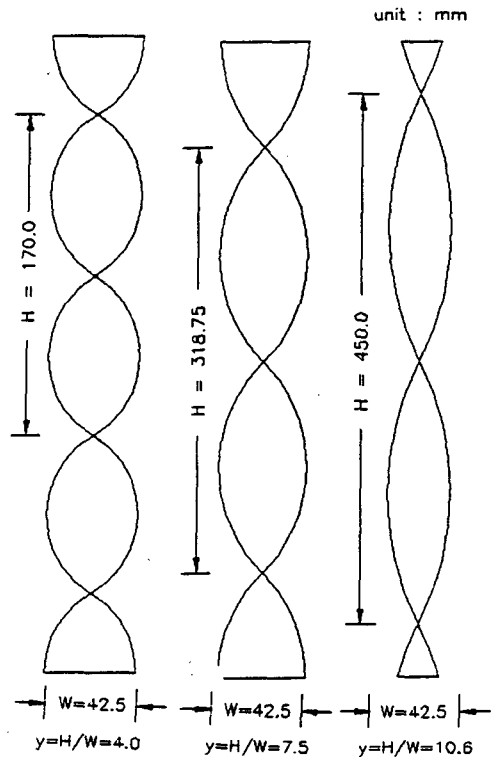


Fig. 3 Twisted tapes used in experiments.

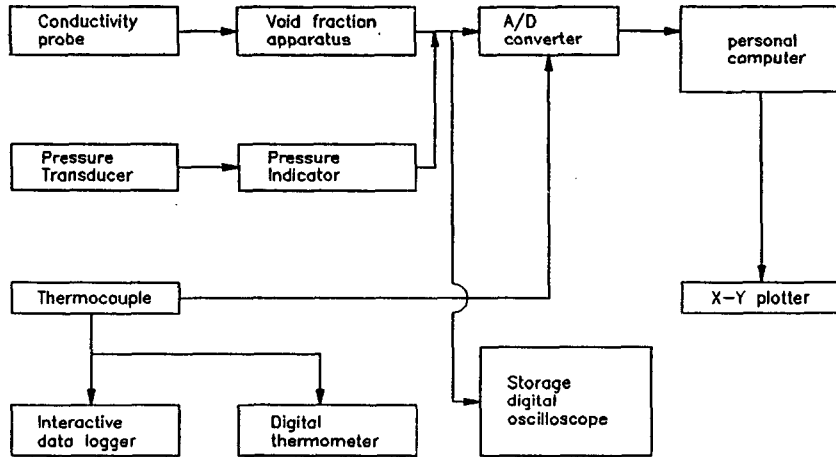


Fig. 4 Schematic diagram of data processing system

정은 입구부와 출구부에서 T형 열전대로 계측하였다. 가열부의 온도구배 측정은 시험부의 입구로부터 측방향으로 지점 460, 560, 660 mm 에 반경방향으로 120°간격에 K형 열전대를 설치하여 검출하였다. 보이드울 분포의 측정을 위해 시험부 출구부에 탭의 설치와 전기전도 프로브를 장착하였으며, 반경방향으로 이송할 수 있도록 미세거리장치를 전기 전도 프로브와 연결했다. 또한 가시적인 유동양식 판별을 위하여 출구부에 투명 관을 설치하였다.

Fig. 3은 비틀림 테이프로서 흰의 효과를 미치지 않게 하기 위해서 두께 1.2 mm, 길이 1,000 mm의 구리로 제작하였으며, 테이프 비틀음(pitch/diameter)은 4.0, 7.5, 10.6 세가지로 하였다.

2.3 실험방법

본 실험은 먼저 걸보기 물속도(J_{SL})와 걸보기 공기속도(J_{SA})를 일정하게 변화시켜 기포류, 기포-슬러그류, 슬러그류, 슬러그-환상류의 유동양식을 판별하고 비선회유동시 비비등하에서 등온($q=0 W/m^2$)과 비등온($q=2.92 \times 10^4, 5.83 \times 10^4, 8.75 \times 10^4 W/m^2$)일 때 각각 보이드울 분포와 온도를 계측하였다. 또한 시험부에 비틀림 테이프를 장착하여 선회유동을 형성하고 비선회 유동과 동일한 조건하에서 온도를 계측하였다. 보이드울 계측기는 실험전함수발생기(function generator)에서 DC 5 V의 sine파를 입력시킨 것과 일치하도록 조절하였다. 또한 전도 프로브의 출력전압이 0 V와 5 V가 되도록 오실로스코프의 신호를 관측하며, 보이드울 계측기의 Gain과 Bias를 조절하였다. 온도를 측정하

기 위한 열전대는 시험부에 장착하기 전 얼음과 100 °C 물을 이용하여 온도보정을 하였다.

2.4 자료처리

Fig. 4는 전기전도 프로브 신호로부터 국부 보이드울과 시험부 작동유체의 온도를 계측하는 자료처리도이다. 보이드울 측정은 “L”자형 전기전도 프로브를 보이드울 계측기(Kanomax Co, 7931)에 연결하고 오실로스코프(Nicolet Co, 32090-3 C)로 정확한 신호인지 확인하며 TTL 출력전압과 아날로그신호를 A/D 변환기(Nanotec Co, NM-7)에 연결하여 컴퓨터에 입력시켰다. 온도측정은 14개의 열전대를 데이터 로거(Yokogawa Co, 3848)에 연결하여 출력하였다. 또한 기-액 혼합부 전에 각상의 온도계측용 열전대는 디지털 온도계에 연결하여 검출하였다. 이때 전기 전도 프로브는 DC 0-5 V가 출력되며 시정수는 1.5 msec이다. A/D 변환기의 변환시간은 10 μ sec 이며 이때 데이터는 0.052 sec에 2048개의 평균치를 산출하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 유동양식

걸보기 공기속도와 걸보기 물속도를 일정하게 변화시켜 전기전도 프로브의 신호에 의한 유동양식의 판별결과를 Fig. 5에 도시하였다.

Fig. 5(a)는 기포류로서 프로브로에서 검출된 펄스들이 0 V와 최대 출력전압인 5 V사이에서 고주파의 파동경향을 나타내는데 이는 전도성인 물과

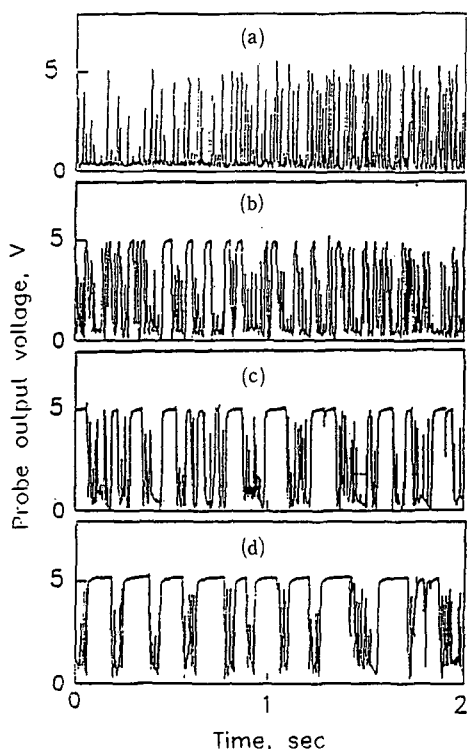


Fig. 5 Probe signals for flow patterns

물속에 산재된 비전도성인 작은 기포들이 연속적으로 교차하여 프로브를 통과하기 때문이다. 기포가 통과할 때는 펄스들의 양이 최대가 나타내고 있다. 그림(b)는 기포류에서 슬러그류로 천이를 나타내는 그림으로서 기포들의 합체현상에 따라서 큰 기포들이 형성되어 관내에 산재한 작은 기포들과 함께 프로브를 통과하기 때문에 기포통과시간이 지연되어 간헐적으로 평탄한 형태의 펄스가 최대출력에 나타나고 있다. 그림(c)는 슬러그류로서 작은 기포들이 프로브를 순간적으로 통과하므로 펄스가 짧고 그 빈도수가 감소하면서 기체 슬러그와 액체 슬러그가 프로브를 통과하는 시간이 기포-슬러그류 천이에 비하여 더 연장되고 있다. 이것은 기포-슬러그류와 액체 슬러그류 펄스가 각각 최대, 최소출력에서 단형특성을 나타내는 사실에서 알 수 있다. 그림(d)는 슬러그류에서 환상류로 천이하는 경우 이에 상응한 신호로서 슬러그류와 거의 유사한 경향을 나타내고 있다. 기포-슬러그의 발생의 빈도는 액체 슬러그보다 현저하게 증가하면서 고주파의 파동성분이 나타나는데 이같은 현상은 지배적인 기포-슬러그유동에 주기적으로 액체 슬러그가

산재되어 기포-슬러그와 액체 슬러그가 불안정하게 유동하기 때문이다.

3.2 대류열전달

본 실험에서 대류열전달에 관한 연구는 비선회유동과 선회유동시 시험부의 입구와 출구부에서 작동 유체의 온도, T_i 와 T_o 를 측정하고 식 (1)에 의해 시험부내의 2상류의 bulk temperature를 계산하였으며, 또한 가열부에서 온도측정은 내벽에 가까운 위치에서 검출하여 식 (2)로부터 2상 열전달계수를 계산하였다.

$$T_b = T_i + (T_o - T_i)(Z/L) \quad (1)$$

$$h_{TP} = q / (T_w - T_b) \quad (2)$$

3.2.1 비선회유동

Fig. 6은 시험부에서 온도를 측정하여 계산한 2상 대류열전달계수와 상관식을 이용한 2상 열전달계수를 비교한 그림으로서 평균오차 21.7%가 있었다. 이때 횡축은 Kudirka 등⁽¹⁰⁾이 수직관에서 기-액 2상류가 비선회 유동시 개발한 상관식 (3)을 이용하여 계산된 열전달계수로서 이때 $\bar{\alpha}$ 는 본 실험을 통하여 측정하였으며 h_L 은 Sieder-Tate 등⁽¹¹⁾이 단상 유동장에서 개발한 상관식을 이용하여 계산하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_L} = \left(\frac{1}{1 - \bar{\alpha}} \right) \quad (3)$$

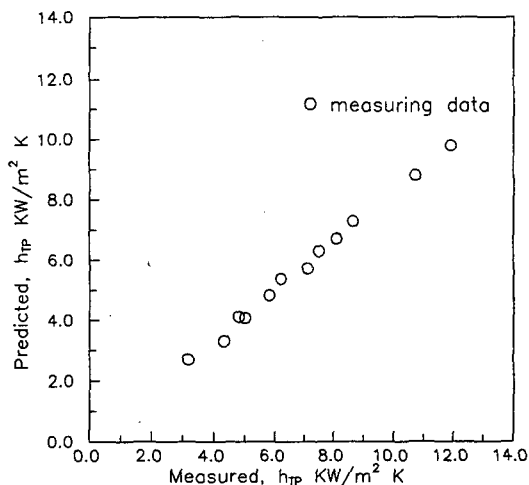


Fig. 6 Comparison of measured and predicted two phase heat transfer coefficients in non swirl flow.

Fig. 7은 열유속이 일정할 때 겉보기 물속도와 겉보기 공기속도를 변화시켜 2상 대류열전달계수를 도시한 그림으로서 겉보기 물속도와 겉보기 공기속도의 증가에 따라 2상 대류열전달계수는 증가의 경향을 보이고 있다. 이는 유동장내 유량이 증가함에 따라 벽면에서 열경계층의 감소를 초래하여 대류열전달의 증가요인이 되고 있다.

Fig. 8은 열유속을 변화에 따른 2상 대류열전달계수를 도시한 것으로써 비비등시 열유속의 변화가 대류열전달에 미치는 영향이 미소함을 알 수 있었다. 즉, 비비등시 유동장내의 작동유체는 상변화를 수반하지 않을 뿐만 아니라 밀도의 변화가 작기 때

문에 비비등시 열유속의 변화는 열경계층에 미치는 영향이 거의 없음을 알 수 있다.

Fig. 9는 실험을 통하여 산출된 2상 대류열전달계수를 이용하여 상관식 (6)을 개발하여 도시한 그림으로 2상 대류열전달계수는 2상 레이놀즈수 $Re_{TP}^{0.58}$ 에 비례하여 변함을 보여주고 있다.

실험자료를 이용하여 상관식을 구할 때는 반드시 실제 액체속도(J_{LA})를 사용하여야 하며 그 식은 다음과 같다. 즉,

$$J_{LA} = \frac{J_{SL}}{1-\alpha} \tag{4}$$

2상 레이놀즈수 Re_{TP} 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{TP} = \frac{\rho_L D J_{LA}}{\mu_L} = \frac{\rho_L D J_{SL}}{\mu_L (1-\alpha)} = \frac{Re_L}{1-\alpha} \tag{5}$$

한편 2상류 누셀트수 Nu_{TP} 와 관련된 대류열전달계수 h_{TP} 는 상관식 (3)을 이용하고 실험에서 측정된 보이드율로 계산하였고, 상기 식들과 관련된 실험자료들로부터 2상대류열전달의 상관식을 얻었다. 또한 Hendel 등⁽¹²⁾은 시험부 내경이 14 mm인 수직관에서 기-액 2상류가 유동시 실험을 통해 개발한 상관식 (7)과 비교시 평균오차 6.6%가 있었는데 이는 시험부의 반경에 따른 2상 대류열전달계수에 미치는 영향으로 고려되며, Griffith 등⁽¹³⁾은 기-액 2상류가 유동양식에 따라 유동특성을 연구한 결과에 의하면 작동유체의 유동속도와 관의 형상 즉 직경의 변화에 따라 대류열전달 영향을 받는 결

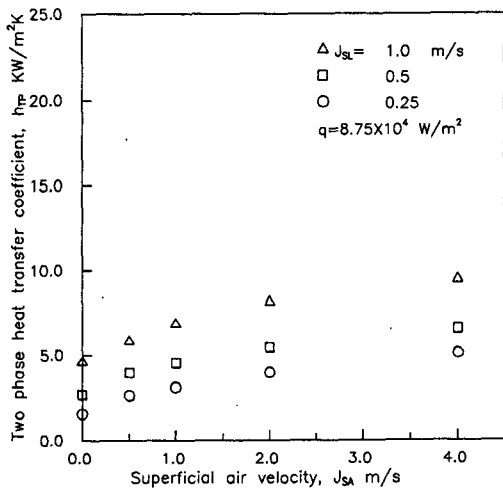


Fig. 7 Two phase heat transfer coefficients in non swirl flow

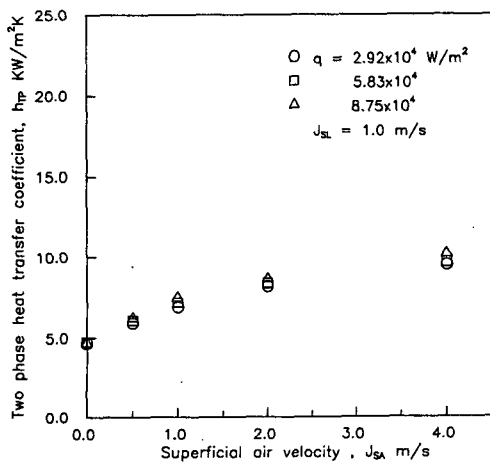


Fig. 8 Comparison of two phase heat transfer coefficients with heat fluxes in non swirl flow

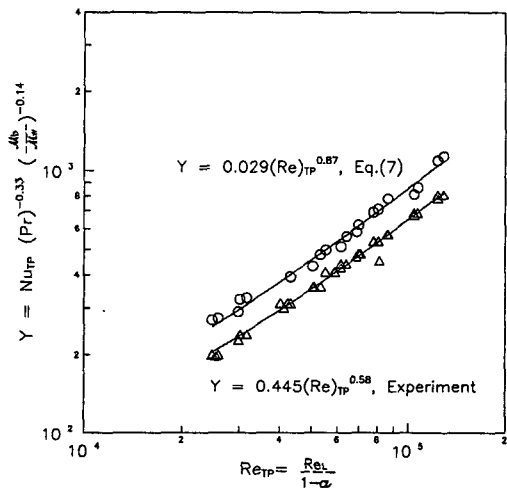


Fig. 9 Correlation of two phase heat transfer coefficients in non swirl flow

과와도 일치하고 있다.

$$Nu_{TP} = 0.445 (Re_{TP})^{0.58} (Pr_L)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6)$$

$$Nu_{TP} = h_{TP} \frac{D}{K} = 0.029 (Re_{TP})^{0.87} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7)$$

3.2.2 선회유동

비틀림 테이프에 의한 선회유동시 비틀음(y)이 4.0, 7.5, 10.6 일 때 대류열전달에 관한 실험을 비선회유동과 동일한 조건에서 수행하였다. Fig. 10은 열유속의 변화에 따른 2상 대류열전달계수를

도시한 것으로서 비등을 수반하지 않는 열유속의 변화는 비선회 유동장에서와 마찬가지로 2상 대류 열전달계수에 미치는 영향이 미소하며 유체의 유량을 증가함에 따라 2상 대류열전달계수도 증가하는 경향을 보이고 있다.

Figs. 11~13은 테이프 비틀음의 변화에 따른 2상 대류열전달계수를 도시한 것으로서 이들 결과를 종합적으로 살펴보면 선회유동장에서 걸보기 공기 속도와 걸보기 물속도 증가할 경우 대류열전달계수도 증가한다. 또한 테이프 비틀음이 적을수록 2상 대류열전달계수는 증가하는 경향을 보이고 있다.

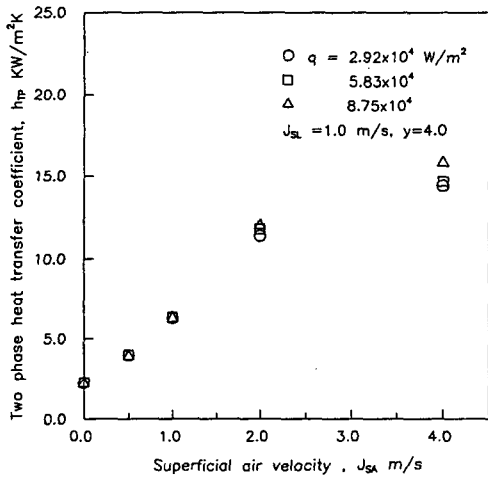


Fig. 10 Comparison of two phase heat transfer coefficients with heat fluxes in swirl flow

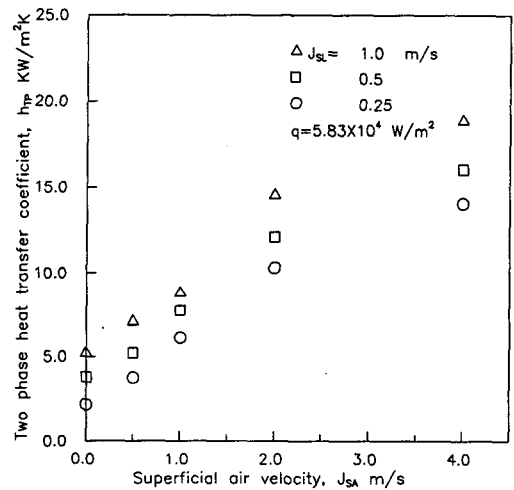


Fig. 12 Two phase heat transfer coefficients in swirl flow with $y=7.5$

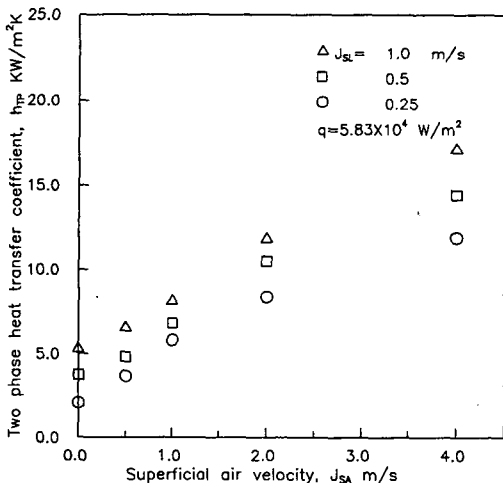


Fig. 11 Two phase heat transfer coefficients in swirl flow with $y=10.6$

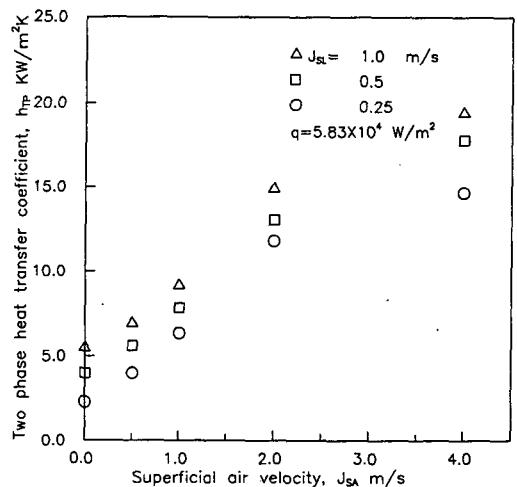


Fig. 13 Two phase heat transfer coefficients in swirl flow with $y=4.0$

이는 테이프 비틀림의 감소함에 따라 유동장의 난류효과를 촉진하는 원인으로 판단된다.

3.2.3 비선회와 선회유동시 비교

Fig. 14는 비선회와 테이프 비틀림의 변화에 따라 선회유동시 2상 대류열전달계수를 비교한 그림으로서 동일한 시험부 입구조에서 비선회유동보다 선회유동시 2상 대류열전달계수가 약 1.3~2.9배 증가한다. 이는 선회유동시 유동장내의 속도성분, 즉 관의 축방향과 접선방향 속도성분에 의한 와류혼합현상이 시험부의 열경계층을 변화시키는 것으로 사료된다.

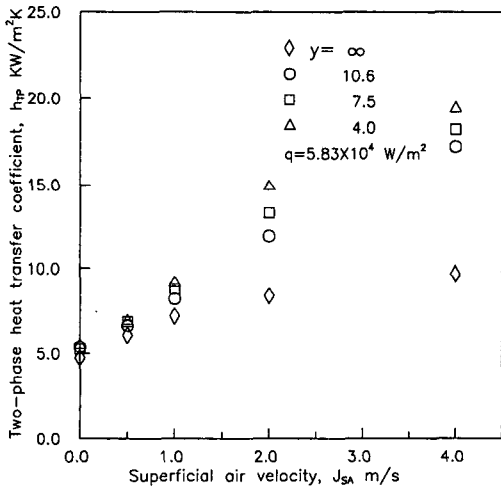


Fig. 14 Comparison of two phase heat transfer coefficients with tape twist ratios at $J_{SA}=1.0$ m/s

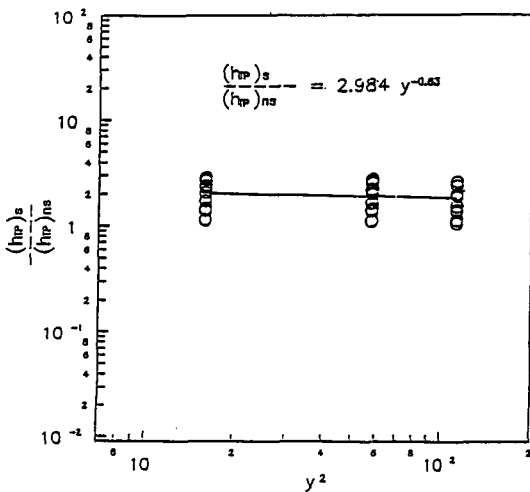


Fig. 15 Correlation of two phase heat transfer coefficients in swirl flow

Fig. 15는 비선회유동시 2상 대류열전달계수 $(h_{TP})_{NS}$ 와 선회유동시 2상 대류열전달계수 $(h_{TP})_S$ 의 비를 테이프 비틀림 (y^2) 과의 상관 관계로 도시한 그림으로서 테이프 비틀림이 감소함에 따라 2상 열전달계수는 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 그림으로부터 테이프 비틀림과 선회 2상 열전달계수와 관련된 다음과 같은 단순한 선형 상관식(8)을 얻었다.

$$(h_{TP})_s / (h_{TP})_{ns} = 2.984 y^{-0.63} \quad (8)$$

그림에서 y^2 으로 표기한 이유는 선회유동에 영향을 주는 무차원수 프라우드수 (Fr) 가 테이프 비틀림 y^2 에 비례하기 때문이다.

4. 결론

기-액 2성분 2상류가 비비등 조건시 수직원관에서 상향으로 비선회와 선회유동하는 경우 2상 대류열전달계수를 실험적으로 구명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 비비등 조건에서 비선회와 선회유동시 대류열전달계수는 열유속의 변화에 따라 거의 영향을 받지 않는다. 그러나 유량의 증가에 따라서 관벽의 열경계층의 감소를 초래하여 열전달 증가임을 확인하였다.

(2) 비선회와 테이프 비틀림의 변화에 따른 선회유동시 2상 대류열전달계수를 비교한 결과 비회유동보다 선회유동시 2상 대류열전달계수가 약 1.3~2.9배로 증가하고 있다. 이는 선회유동시 유동장내의 와류혼합현상이 시험부의 열경계층을 변화시킴을 규명하였다. 또한 비틀림 테이프의 비틀림을 감소시킬수록 2상 대류열전달계수는 더욱 증가하리라 예측하지만 비틀림 테이프 제작에 제한을 받는다.

(3) 비선회와 선회유동인 경우 실험에서 비선회유동시 2상 대류열전달계수에 미치는 레이놀즈수 $Re_{TP}^{0.58}$ 에 비례하여 변함을 보여주고 있음을 알 수 있었으며, 비선회와 선회유동시 2상 열전달계수의 비는 $y^{-0.63}$ 에 비례함을 알 수 있었다.

참고문헌

(1) Verschoor, H. and Stemerding, S., 1951, "Heat Transfer in Two Phase Flow," *Proc. of Gen.*

- Discussion on Heat Transfer*, London, 11-13, Sept., pp.27.
- (2) Johnson, H. A. and Abou-Sabe, A. H., 1952, "Heat Transfer and Pressure Drop for Turbulent Flow of Air-Water Mixtures in Horizontal Pipe," *Trans. ASME*, Vol.74, pp.977~987.
- (3) Srinivas, N. S. and Elamvaluthi, G., 1984, "Two Phase Heat Transfer in Two Component Vertical Flows," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol.10, No.2, pp.237~242.
- (4) Kim, I. S. Son B. J. and Kim, M. C. 1987, "Effects of Flow Direction and Annular Gas Size on the Flow Pattern and Void Distribution in Vertical Two-Phase Flow," *KSME*, Vol.11, No.5, pp.856~866.
- (5) Plessis, J. P. and Kr ger, D. G., 1984, "Friction Factor Prediction for Fully Developed Laminar Twisted Tape Flow," *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.27, No.11, pp.2095~2100.
- (6) Bergles, A. E., Fuller, W. D. and Hynek, S. J., 1971, "Dispersed Flow Film Boiling of Nitrogen with Swirl Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.14, pp.1343~1354.
- (7) Landis, F. and Thorsen, R., 1968, "Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients," *J. of Heat Transfer*, Vol.90, pp.19~97
- (8) Backshall, R. G. and Landis, F., 1969, "The Boundary Layer Velocity Distribution in Turbulent Swirling Pipe Flow," *Trans. of ASME*, Vol. 91, No.4, pp.728~733
- (9) Bergles, A. E. and Lopina, R. F., 1969, "Heat Transfer and Pressure Drop in Tape- Generated Swirl Flow of Single-Phase Water," *J. of Heat Transfer*, pp.434~442.
- (10) Kudirka, A. A., Grosh, R. J. and McFadden, P. W., 1965, "Heat Transfer in Two Phase Flow of Gas-Liquid Mixtures," *Ind. Eng. Chem. Fund*, Vol.4(3), pp.339~344.
- (11) Sieder, E. N. and Tate, G. E., 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop *Ind. Eng. Chem.1*, Vol.28, pp.1429~1435.
- (12) Hental, W. P. and Groothius, H., 1959, "Heat Transfer in Two Phase Flow," *Chem. Eng. Sci.*, Vol.11, pp.212~220.
- (13) Griffith, P. and Shiralkar, B., 1970, "The Effect of Swirl, Inlet Conditions, Flow Direction, and Tube Diameter on Heat Transfer to Fluids at Superficial Pressure," *J. of Heat Transfer*, Vol.92, pp.465~471.