

< 論 文 >

물-증기 동방향 성층이상 유동에서의 응축 열전달 계수†

김 갑\* · 김 호 정\*\*

(1986년 2월 7일 접수)

Condensation Heat Transfer Coefficient in Horizontal Stratified Cocurrent Flow of Steam and Cold Water

Kap Kim and Hho Jung Kim

**Key Words;** Cocurrent(동방향), Turbulent Reynolds Number(난류 레이놀즈수), Gas-Absorption Model(기체 흡수모델), Turbulence-Centered Model(난류 중심모델), Large Scale Eddies(큰 규모 와류), Small-Scale Eddies(작은 규모 와류), Eddy Diffusivity (와류 확산도)

Abstract

Some studies on direct-contact condensation in cocurrent stratified flow of steam and subcooled water were reviewed. Several approaches have been performed to develop the condensation heat transfer coefficient relationship. The local Nusselt number is correlated in terms of the local water Reynolds and Prandtl numbers as well as the steam Froude number. In addition, a turbulence-centered model, developed principally for gas absorption in several geometries, is modified by using calculated interfacial parameters for the turbulent velocity and length scales.

These approaches result in a fairly good agreement with the data, whereas, the turbulence-centered model is here recommended since it is based on the turbulent properties which may be closely related to the condensation phenomena.

기 호 설 명

$D$  : 질량확산계수 ( $m^2/s$ )  
 $Fr$  : Froude 수  
 $g$  : 중력 가속도 ( $m/s^2$ )  
 $H$  : 통트 높이 ( $m$ )  
 $h$  : 극부 열전달계수 ( $W/m^2s$ )

$k$  : 열 전도계수 ( $W/m s$ )  
 $k_L$  : 질량전달계수 ( $m/s$ )  
 $n_1, n_2, n_3$  : 식 (10)에서 사용한 계수  
 $Nu$  : Nusselt 수 ( $=h \delta/k$ )  
 $Pr$  : Prandtl 수 ( $=\nu/\alpha$ )  
 $Re$  : Reynolds 수 ( $=u \delta/\nu$ )  
 $Sc$  : Schmidt 수  
 $Sh$  : Sherwood 수  
 $St$  : Stanton 수 ( $=h/\rho C_p u$ )

† '85년도 대한기계학회 추계 학술대회(11.9)에서 발표

\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

\*\* 정회원, 한국에너지연구소 안전해석전문위원실

- $t$  : 액체층의 두께 (m)
- $u$  : 속도 (m/s)
- $\bar{u}$  : 흐름방향 평균속도
- $u_*$  : 마찰속도
- $W$  : 단위폭당 유동량 (kg/m s)
- $x$  : 흐름방향 좌표계
- $\alpha_e$  : Theofanous 모델[식 (5)]에서 사용한 무차원 변수
- $\beta$  : Jensen의 상관관계식에서 사용한 계수
- $\lambda_t$  : 난류 길이 (m)
- $\mu$  : 점성 계수 (kg/m s)
- $\nu$  : 동점성 계수 (m<sup>2</sup>/s)
- $\rho$  : 밀도 (kg/m<sup>3</sup>)
- $\tau$  : 전단응력 (kg/m s<sup>2</sup>)

하첨자

- $f$  : 액체상
- $g$  : 증기상
- $i$  : 접촉면
- $t$  : 난류

1. 서론

성층이상유동(two-phase stratified flow)에 있어서 응축 현상은 차가운 고체 벽면 위로 증기가 흐를 때 고체 벽면과 증기의 온도차에 의하여 얇은 응축막이 생겨 성층유동을 하는 간접접촉응축현상의 경우로 많이 나타난다. 이러한 간접접촉응축은 막상응결(film condensation)이라고도 불리며, 1916년 Nusselt<sup>(1)</sup>의 경사진 단열판위에서 막상의 응축수(condensate)가 층류유동을 하는 경우에 관한 연구를 시초로 여러가지 형상과 조건에 대해서 실험적 또는 이론적으로 많은 연구가 행해져 왔다.

최근에는 상당히 두꺼운 액체층위에 증기가 흐를 때 액체와 증기와의 온도차에 의해 접촉면을 통한 매체전달이 일어나는 직접접촉응축현상에 대한 연구에 큰 관심을 갖게 되었다. 이러한 현상은 가압경수로 사고시 노심의 냉각을 위해 주입된 비상냉각수와 노심에서 생성된 증기가 강수관(downcomer), 열관(hot leg), 냉관(cold leg) 등에서 동방향(cocurrent) 또는 역류(counter-current)의 성층유동시에 잘 볼 수 있다. 이때 국부적인 응축률과 물과 증기의 상대운동은 계통의 거동을 결정하며 원자로의 안전성에 중요한 역할을 한다.

간접접촉응축현상에 관한 많은 연구에서 액체막의

온도는 거의 포화온도이므로 열전달에 대한 저항이 주로 벽면에 근접한 액체막에 존재하며, 이 액체막의 유동은 점성유동이고 접촉면의 조파에 크게 영향을 받지 않는 것으로 밝혀져 있다. 따라서 벽면을 통한 열전달이 거의 없거나 무시되는 것으로 볼 수 있는 성층이상 유동의 직접접촉응축의 경우, 응축열전달에 대한 저항이 액체층의 포괄적인 특성에 관련되어 있으므로 벽면의 점성층에 중점을 두어 개발된 간접접촉응축현상의 모델로 대체하여 응용하기가 매우 곤란하다. 또한 직접접촉응축현상은 아직도 정확한 현상학적 이해가 결핍되어 있고 이러한 현상들을 모델화 할 수 있는 자료들이 충분하지 않은 실정이다.

본 논문에서는 최근까지 제시된 동방향 성층이상 유동의 직접접촉응축열전달계수에 대한 여러가지 상관관계식들을 검토하고 실험결과와 비교하여 적절한 관계식을 제시하고자 한다.

2. 모델 검토

비교적 두꺼운 액체층을 가진 직접접촉응축의 경우 응축 열전달계수는 기하학적 형상, 입구조, 흐름형태(flow configuration)에 따라 상당한 변화를 갖게 된다. 그러나 여러가지 다른 조건에 대한 이론적인 혹은 실험적 결과는 극히 드물며 단지 흐름형태가 다른, 즉 역류성층유동의 경우에 대하여 몇몇 연구결과가 나타나고 있다<sup>(2,3,4)</sup>. 그러나 본 연구는 서론에서 언급한 바와 같이 흐름형태가 동방향 성층유동인 경우를 다루고 있으며 따라서 여기에서는 이러한 흐름형태에 적절한 관계식들만을 고려하고자 한다.

Linehan<sup>(5)</sup>은 성층이상유동에서 큰 규모 와류(large-scale eddies)가 제반 전달구조의 주요인자가 된다고 보아 운동량의 와류 확산계수(eddy diffusivity)와 큰 규모 와류와의 상관관계를 이용하여, 특히 액체막이 얇은 경우에, 열 와류 확산계수가 유동의 수직방향, 즉 단면에 일정하다고 가정하여 스탠톤수(Stanton number)가 상수임을 제시하고 그의 얇은 액체막의 동방향 성층유동에서의 실험자료를 사용하여 상수값이 0.0073임을 제시하였다.

Lim<sup>(6)</sup>은 성층이상유동에서 증기상의 유동조건이 접촉면의 조파형성에 중요한 인자가 되고 접촉면의 조파는 열전달에 상당한 영향을 미치므로 증기상의 유동조건을 고려해야 한다고 제안하고 단상강제대류 열전달 상관관계식에 증기상의 레이놀즈수(Reynolds number)를 포함하고 그의 비교적 두꺼운 액체층의 동방향 성

층유동에서의 실험자료를 이용하여 응축 열전달계수에 대한 상관관계식을 구했다.

Jensen<sup>(7)</sup>은 두 유체의 접촉면에서의 질량전달에서 농도차이에 의한 것과 온도차이에 의한 것이 비록 전달 추진력 (driving force)은 다르나 그 전달구조에서 상이하다는 가정아래 제시된 'Reynolds Analogy'<sup>(8)</sup>의 개념을 토대로  $St_i Pr^{\beta} = C$ 의 형태로서 상관관계식을 구성하고 그의 실험자료와 많은 기체흡수모델 (gas-absorption model)<sup>(9)</sup>의 자료를 통하여 거친 접촉면과 고른 접촉면에 대해 다음의 상수값을 구했다. 여기서  $St_i$ 는  $St_i = h / \rho C_p u_i$  로서 정의된다.

$\beta = 1/2$	거친 접촉면
$= 2/3$	고른 접촉면
$C = 0.14$	$\bar{u}_i x / \nu > 1.8 \times 10^5$
$= 0.1$	$\bar{u}_i x / \nu < 1.8 \times 10^5$

3. 실험 자료

비교적 두꺼운 액체층을 가진 동방향 성층이상 유동에서의 응축에 대한 실험자료로서 현재까지 알려진 자료로는 Lim 등<sup>(6)</sup>에 의한 물과 증기의 동방향 성층이상유동에 대한 실험결과이다. 실험장치는 높이가 6.35 cm, 너비는 30.48cm의 중형비가 약 5인 사각형 단면적으로 전체길이 160.1cm인 수평통로이다 (Fig. 1)

입구에서는 증기와 물의 유동량, 물의 두께, 물의 온도가 측정되고 입구로부터 0.157m, 0.306m, 0.586m, 0.868m, 1.233m의 각 지점에서는 증기의 속도분포,

압력, 물의 두께와 온도가 측정되었다. 증기의 국부 유동량은 횡으로 이동할 수 있는 피토우 탐침 (pitot probe)으로 증기의 속도분포를 측정하여, 이를 적분하는 방법으로 계산되었다.

여기서는 입구와 출구의 영향을 고려하지 않기 때문에 입구와 출구근처의 실험치들은 사용하지 않았다. 실험자료로부터 구한 무차원변수들과 열전달계수의 범위는 Table 1에 요약되었다.

Table 1 Lim's experimental flow range

$Re_f$	800~12700
$Re_w$	2100~18600
$Pr_f$	2~ 5
$h$ (kW/m <sup>2</sup> s)	2~ 21

4. 모델 개발

Lim과 Jensen은 동방향 성층유동의 응축 열전달계수에 관한 상관관계식으로 물-증기 접촉면의 상태, 즉 거친 접촉면 혹은 고른 접촉면, 에 따라 각각 다른 관계식을 주고 있지만 접촉면의 상태에 대한 조건식은 제시하고 있지 않기 때문에 그들의 상관관계식들을 실제 적용하기에는 많은 어려움이 따른다. 따라서 각 입구조건과 접촉면 구조의 변화를 모두 포함한 새로운 관계식을 이끌어내기 위하여 응축 열전달현상에 관계

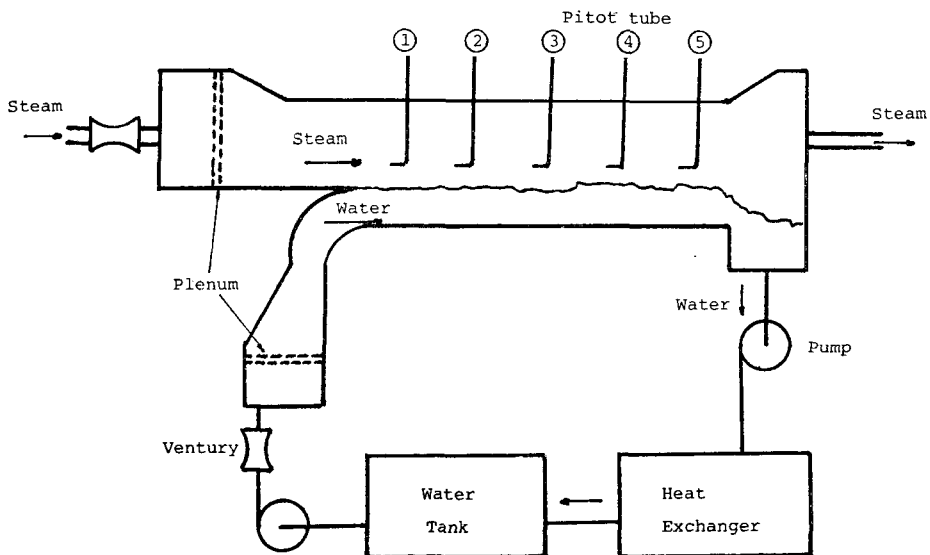


Fig. 1 Schematic diagram of Lim's experimental facility (Lim<sup>(6)</sup>, 1981)

되는 인자들과 성층이상유동의 구조의 특성을 나타내는 인자들로써 최소자승법 (least-square method)을 이용하여 혹은 이론을 근거로 한 해석모델을 토대로 상관관계식을 구해보았다.

4.1 급수 관계식 (Power-Law Correlation)

성층이상유동의 응축현상에 있어서 접촉면의 조파는 열전달면적과 액체층에서의 난류강도 (turbulent intensity)의 변화를 증대시켜 열전달에 상당한 영향을 미치고 또한 접촉면의 조파는 증기와 물의 접촉면에서의 상대속도에 의존하므로 일반적으로 국부 Nusselt 수와 액체의 Reynolds 수, Prandtl 수로 표시되는 열전달 상관관계식에 증기의 유동조건을 포함시켜야 한다. 따라서 성층이상유동의 열전달관계식은 대체로 Lim의 모델과 같이 증기의 유동조건으로서 증기의 Reynolds 수를 첨가한 형태로써 표시한다.

$$Nu = n_1 Re_f^{n_2} Pr^{n_3} Re_g^{n_4} \quad (1)$$

여기서  $Nu = h t/k$ ,  $Re_f = W_f/\mu_f$ ,  $Re_g = W_g/\mu_g$

그러나 여기에서 증기의 Reynolds 수는 증기의 유동량에 대한 무차원수이므로 통로형상의 변화에 따른 접촉면에서의 상대속도의 변화를 나타내지 못하고 접촉면에서의 국부적인 현상을 적절히 반영하기 어렵다.

Kim 등<sup>(10)</sup>의 연구에 의하면 같은 조건의 Reynolds 수에서 종횡비 (aspect ratio) 또는 물과 증기의 상대속도가 증가할수록 열전달계수는 증가한다고 밝혔다. 따라서 여러가지 다른 통로형상에 적용할 수 있는 모델을 얻기 위하여 접촉면에서의 상대속도에 따른 무차원수인 Froude 수를 증기의 유동조건을 표시하는 변수로서 상관관계식을 이끄는 것이 타당함을 제시하였다. 이러한 변수들로서 3절에서 언급한 Lim의 실험 자료를 토대로 상관관계식을 이끌면 아래와 같다.

$$Nu = 0.0047 Re_f^{0.93} Pr^{0.90} Fr^{0.55} \quad (2)$$

여기서  $Fr = (\bar{u}_g - u_i) / \sqrt{g(H-t)}$

Froude 수와 증기의 Reynolds 수의 정의식으로부터 두 무차원 수의 관계를 이끌어 보면 다음과 같다.

$$Fr = (H-t)^{-\frac{1}{2}} Re_g \quad (3)$$

여기서  $(H-t)^{-\frac{1}{2}} = (H-t) / (\nu_g^2/g)^{\frac{1}{2}}$

식 (3)에서 볼 수 있듯이 Froude 수는 증기의 유동조건인 Reynolds에 통로형상까지를 고려하는 식으로 나타나고 있다. 즉 Froude 수는 증기의 유동량과 통로형상의 변화에 따른 증기 유동조건 변화를 반영하고 있다.

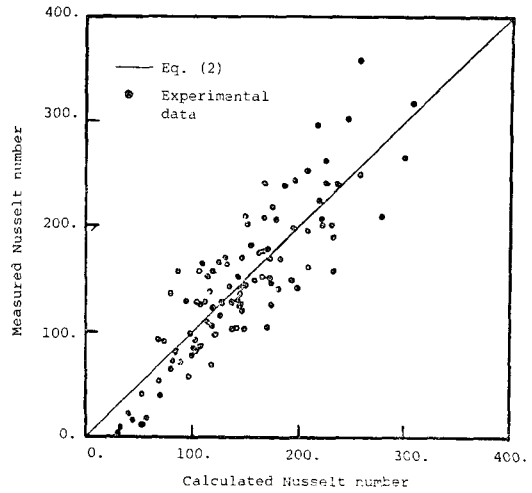


Fig. 2 Comparison of measured Nusselt number with the calculated value

식 (2)로부터 계산된 Nusselt 수와 실험자료로부터 측정된 Nusselt 수를 비교하여 보면 Fig. 2와 같고 표준편차는 약 24%로서 비교적 잘 일치하는 것으로 볼 수 있다.

4.2 난류중심모델 (Turbulence-Centered Model)

Theofanous 등<sup>(9)</sup>은 미미한 용해성 기체의 액체와의 접촉면을 통한 질량전달의 경우에 대해서 차원해석을 통하여 질량전달계수를 액체의 난류특성치 (turbulent properties) 및 Schmidt 수와의 관계식으로 표시하고 Brown<sup>(11)</sup>의 실험값을 이용하여 계수들을 결정함으로써 Fortescue 등<sup>(12)</sup>의 '큰 규모 와류모델 (Large-Scale Eddy Model)' 과 Lamont 등<sup>(13)</sup>의 '작은 규모 와류모델 (Small-Scale Eddy Model)' 을 합성하는 질량전달에 관한 상관관계식을 구하였다.

$$Sh = 0.25 Re_i^{0.75} Sc^{0.5} \quad Re_i > 500 \quad (4)$$

$$= 0.7 F(\alpha_e) Re_i^{0.5} Sc^{0.5} \quad Re_i < 500 \quad (5)$$

여기서  $Sh = k_i t/D$ ,  $Re_i = n_i \lambda_i / \nu$ ,  $Sc = \nu/D$ ,

$\alpha_e$  : 노출시간의 무차원 수

$F(\alpha_e)$  : 입구영향을 고려하는 시간 함수:

$$F(\alpha_e) = 1 + 0.44/\alpha_e \quad (\alpha_e > 0.85)$$

이 경우의 접촉면을 통한 질량전달은 두 유체의 농도차이에 의해 이루어지나, 응축현상은 두 유체의 온도차이에 의하여 일어나는 매체전달 현상이므로 전달

추진력은 서로 다르나 그 전달특성 및 구조자재는 상이하다고 가정할 수 있다. 따라서 Bankoff<sup>(6)</sup>는 'Reynolds Analogy'를 사용하여 열전달계수를 동일한 형태의 액체 난류특성치 및 Prandtl 수로써 그 관계식을 전환시켰다.

$$Nu_t = 0.25 Re_t^{0.75} Pr^{0.5} \quad Re_t > 500 \quad (6)$$

$$Nu_t = 0.7 F(\alpha_s) Re_t^{0.5} Pr^{0.5} \quad Re_t < 500 \quad (7)$$

여기서  $Nu_t = h \lambda_t / k$

식 (4), (5)은 질량전달계수가 액체의 질량 확산도의 제곱근에 비례하는 것으로 나타나며, 이것은 모든 농도변화가 접촉면근처의 얇은 점성저층(viscous sublayer)에서 일어나는 것을 의미한다. 미미하게 용해되는 기체의 흡수에 있어서 농도의 경계층이 Schmidt 수가 클 경우(100~1000) 표면의 매우 가까운 곳에 한정되어 있기 때문에 이와같은 현상은 합당하다고 볼 수 있다. 그러나 물의 Prandtl 수는 일반적으로 1 내지 10 사이로 Schmidt 수보다 훨씬 작기 때문에 열전달 경우의 식 (6) (7)은 난류 Reynolds 수가 클 때만 유효하다고 볼 수 있다<sup>(14)</sup>.

이러한 난류중심모델은 기체가 미미하게 용해되고 접촉면에서의 전단응력이 없는 조건에서의 실험결과를 근간으로 유도되었기 때문에 질량전달이 큰 응축의 경우에는 난류특성치인  $u_t$  와  $\lambda_t$  를 어떻게 정의하느냐가 가장 중요한 문제가 되고 있다. Bankoff 는  $u_t = 0.3 \bar{u}_t$ ,  $\lambda_t = t$  로서 난류특성치를 정의하여 물과 증기가 동방향 수평유동을 할 때의 그의 실험치에 잘 적용됨을 보였다<sup>(6)</sup>. 그러나  $u_t = 0.3 \bar{u}_t$  는 완전 성장(fully-developed)된 난류유동에 있어서의 난류속도(turbulent velocity scale)와 같으며<sup>(15)</sup> 응축현상의 경우에 있어서는 완전 성장된 유동이 결코 나타나지 않으므로 난류속도를 달리 정의해야 할 필요를 느낀다.

난류유동에 있어서 마찰속도(frictional velocity)는 속도분포와 rms 변동속도(fluctuation velocity)의 값과 연관을 가지며<sup>(16)</sup> Hadj-Fredj<sup>(17)</sup>은 동방향 유동의 실험에서 액체층의 파동에 의한 rms 변동속도는 마찰속도의 2 배에서 4 배의 값을 가짐을 보였다. 특히 접촉면에서의 전단응력은 파동구조(wave structure)와 함께 열전달에 크게 영향을 미친다. 따라서 이와같은 이유로 접촉면에서의 전단응력을 근간으로 하는 마찰속도를 난류속도로 정의하는 것이 적당하며, 난류길이(turbulent length scale)는 물의 두께로 정의하였다.

$$u_t = u_* = \sqrt{\tau_t / \rho_f} \quad (8)$$

$$\lambda_t = t \quad (9)$$

이렇게 정의된 난류특성치를 식 (6), (7)에 대입하여

**Table 2** Statistical analysis of parameters in Eq. (10)

Fitted parameter	95% confidence limit
$n_1$	$0.4167 \pm 0.1453$
$n_2$	$0.8628 \pm 0.0482$
$n_3$	$0.1943 \pm 0.0827$

Lim의 실험자료를 토대로 최소자승법을 이용하여 열전달 상관관계식을 구하면 다음과 같다.

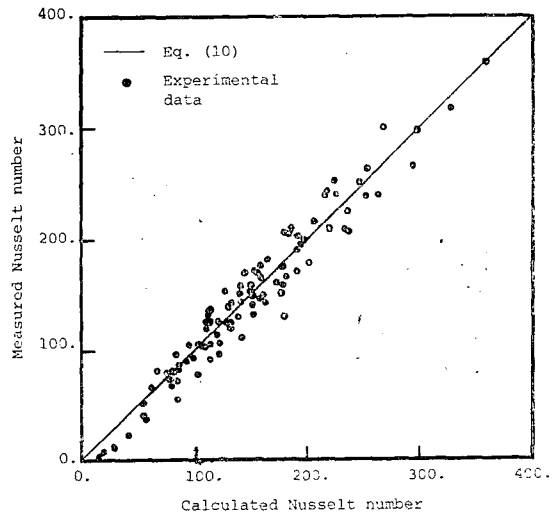
$$Nu_t = n_1 Re_t^{n_2} Pr^{n_3} \quad (10)$$

통계적 분석을 통하여  $n_1, n_2, n_3$ 를 구하면 Table 2와 같다.

식 (10)을 이용하여 계산된 Nusselt 수와 측정된 Nusselt 수와 비교하면 Fig. 3과 같고 표준편차는 11%로서 실험치와 잘 일치하는 것을 볼 수 있으며, 난류중심모델의 사용은 매우 유망한 것으로 나타난다.

앞에서 설명된 Theofanous 등의 모델인 식 (6)과 Jensen의 거친 접촉면에서의 상관관계식에서 모두 Prandtl 수의 지수값이 0.5이다.

비록 식 (10)에서 Prandtl 수의 지수값이 95% 신뢰도(confidence limit)까지 고려해도 0.5가 되지 않지만 실험자료에서는 Prandtl 수의 값이 2~5 사이로 변화의 폭이 매우 작고, 실제적으로도 Nusselt 수가 Prandtl 수의 지수값에 큰 영향을 받지 않으므로 본 논문에서 제



**Fig. 3** Comparison of measured Nusselt number with the calculated value

시한 난류중심모델과 다른 결과들의 비교를 위하여 Prandtl 수의 지수값을 0.5로 고정시켜 관계식을 이끌어 보았다.

$$Nu_i = 0.2472 Re_i^{0.885} Pr^{0.5} \quad (11)$$

Theofanous의 모델은 접촉면에서의 질량전달이 매우 적고 또한 접촉면에서의 전단응력이 거의 없는 상태에 관한 상관관계식이다. 그러나 물과 증기의 성층 유동의 응축현상에 있어서는 접촉면의 상호작용, 즉 접촉면에서의 전단응력이 열전달에 매우 큰 영향을 미친다. 따라서 Jensen의 상관관계식이나 본 논문에서 제시된 상관관계식에서 접촉면에서의 전단응력에 관계되는 난류 Reynolds 수의 지수값이 Theofanous의 상관관계식보다 증가되는 것은 당연하며, Fig. 4에 나타나듯이 난류 Reynolds 수의 값이 커짐에 따라 Theofanous의 상관관계식이 물-증기 동방향 성층유동의 실험결과와 큰 오차를 나타내는 것을 볼 수 있다.

Jensen 모델에서 큰 Reynolds 수에 대한 관계식은 실험치들을 과대평가(overestimation)하고, Reynolds 수가 작은 경우에 대한 관계식은 실험치들을 과소평가(underestimation)하고 있다. 이러한 현상은 관계식을 유도하기 위하여 실험자료들을 Reynolds 수의 크기에 따라 각기 분류하였기 때문에 당연하다고 볼 수 있다.

Prandtl 수의 지수값을 고정시켜 얻은 식 (11)은 표준 편차가 14%로 비교적 실험치에 잘 일치하고 있다.

$Nu_i Pr^{-0.5}$ 의 값이 적은 부분, 즉 작은 난류 Reynolds 수의 영역에서 관계식과 큰 오차를 나타내고 있는 실험치들은 물의 온도가 아주 낮을 때의 실험치이기

때문에 열전달 관계식에 미치는 Prandtl 수의 영향을, Prandtl 수의 지수를 임의로 0.5로 고정함으로써, 크게 고려하지 않은 결과로 볼 수 있다.

### 5. 결 론

접촉면에서 물과 증기의 상대속도는 접촉면의 파동 구조를 지배하고 이에 따른 액체층의 난류강도를 변화 시킴으로써 접촉면의 열전달계수에 큰 영향을 미치므로 접촉면에서의 상대속도를 무차원화 한 Froude 수를 열전달 관계식의 변수로써 사용하는 것이 바람직하다.

농도차이에 의해 미미한 질량전달이 일어나는 경우에 대한 기체흡수모델(gas-absorption model)이 적절한 난류특성치의 고려를 통하여 온도차이에 의한 질량전달의 경우에 적용될 수 있음을 보였으며 실험결과와 상당히 잘 일치함을 보였다. 또한 난류유동에 관한 큰 규모 와류모델과 작은 규모 와류모델에 대한 관계식을 합성하여 유도되었기 때문에 이론적 배경이 견고하여 다른 영역의 실험자료에서도 잘 일치할 것으로 기대된다.

### 참 고 문 헌

- (1) Nusselt, W., "Die Overflächenkondensation des Wasserdampfes", Z. Ver. Deutsch. Ing., Vol. 60, pp. 541~569, 1916
- (2) Segev, A., Flanigan, L.J., Kurth, R.E. & Collier, R.P., "Experimental Study of Countercurrent Steam Condensation", J. of Heat Transfer, ASME, Vol. 103, pp. 307~311, 1981
- (3) Cook, D., Bankoff, S.G., Tankin, R.S. & Yuen, M.C., "Countercurrent Steam-Water Flow in a Vertical Channel", NUREG/CR-2056, 1981
- (4) Kim, H.J. & Bankoff, S.G., "Local Heat Transfer Coefficients in Stratified Countercurrent Steam-Water Flows", J. of Heat Transfer, ASME, Vol. 105, pp. 706~712, 1983
- (5) Linehan, J.H., "The Interaction of Two-Dimensional Stratified Turbulent, Air-Water and Steam-Water Flows", Ph. D. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Univ. of Wisconsin, 1968
- (6) Lim, I.S., Bankoff, S.G., Tankin, R.S. & Yuen,

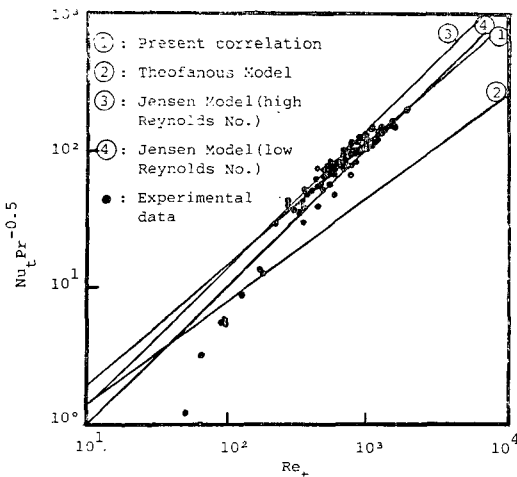


Fig. 4 Comparison with other results for Turbulence-Centered Model

- M.C., "Cocurrent Steam/Water Flow in a Horizontal Channel", NUREG/CR-2289, 1981
- (7) Jensen, R.J., "Interphase Transport in Horizontal Stratified Cocurrent Flow", Ph.D. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Northwestern Univ., 1982
- (8) Bankoff, S.G., "Some Condensation Studies Pertinent to LWR Safety", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 6, pp. 51~67, 1980
- (9) Theofanous, T.G., Houze, R.N. & Brumfield, L.K., "Turbulent Mass Transfer at Free Gas-Liquid Interfaces, with Applications to Open-Channel, Bubble and Jet Flows", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp. 613~624, 1976
- (10) Kim, H.J., "Local Properties of Countercurrent Stratified Steam-Water Flow", Ph. D. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Northwestern Univ., 1983
- (11) Brown, L.C., "Oxygen Transfer in Open Channel Flow", Ph.D. Thesis, Univ. of Wisconsin, 1970
- (12) Fortescue, G.E. & Pearson, J.R.A., "On Gas Absorption into a Turbulent Liquid", Chem. Eng. Sci., Vol. 22, pp. 1163~1176, 1967
- (13) Lamont, J.C. & Scott, D.S., "An Eddy Cell Model of Mass Transfer into the Surface of a Turbulent Liquid", AIChE J., Vol. 16, pp. 513~519, 1970
- (14) Theofanous, T.G., "Modelling of Basic Condensation Processes", Presented at the WRSR Workshop on Condensation, Silver Spring, Maryland, 1979
- (15) Reynolds, A.J., Turbulent Flows in Engineering, John Wiley & Sons, London, 1974
- (16) Hinze, J. O., Turbulence, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, 1975
- (17) Hadj-Fredj, A., "Structure Cinematique de l'Ecoulement Stratifie ou Ondule d'un Gaz et d'un Liquide", Ph.D. Thesis, L'Institut National Polytechnique de Toulouse, 1978