공학석사 학위논문

헬리컬형 열교환기의 관외 적하 및 침전 열전달 특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Outside Heat Transfer Characteristics of Falling and Immerged Flows of the Helical Heat Exchanger

지도교수 김 동 혁

2000년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

황 승 기

본 논문을 황 승기의 공학석사 학위논문으로 인준함.

주심 : 방 광 현 (인)

부심 : 도 덕 희 (인)

부심 : 김 동 혁 (인)

1999년 2월

한국해양대학교 대 학 원

냉동공조공학과

목 차

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Hwang, Seung Ki

Abstract

An experimental study is performed to investigate the characteristics of heat transfer of outside helical tubes. Many research works for heat transfer of inside helical tube have been established, but few has concerned about outside heat transfer phenomena.

The main heat exchanger consists of twelve curved columns of 300mm diameter and the total length of 1.2m copper tube having an outer diameter of 19.05mm and 1.5mm thickness. Water flows down the outside of helical tubes and refrigerant-11 flows the inside of the tube counter currently against the outside flow. Three types of outside flow patterns as vertical film falling flow, immerged flow, and mixed-flow which is partly combined by film falling flow and immerged flow are examined.

Experiments are carried out with respect to three different factors, i.e. water flow rate, refrigerant flow rate and immersion rate of outside helical tubes. The experimental range of the inside flow rate is 1.7 3.2ℓ/min, and its outside flow rate, 21 33ℓ/min. Temperatures of 24 points along the outside of tubes are continuously measured.

The experimental results shows that the heat transfer rates of the mixed flow are 8 to 56% higher than those of film falling flow and immerged flow, respectively. The temperature difference between the wall and the bulk of immerged flow is 61% higher than that of film flow. The results are presented as dimensionless Nusselt numbers with the corresponding Reynolds numbers for various outside and inside fluid flow rates. Interpretation of these results is given on the basis of physical reasoning and the correlation equations.

This thesis shows that the mixed flow composed of film falling flow and immerged flow can be one of the most efficient flow patterns for helically coiled tubes to obtain higher heat transfer rates.

기 호 설 명

A : **전열면적** [m^2]

Cp : **정압비열** [kJ/kg・K]

D : **코일 직경** [m]

d : **관 직경** [m]

g : **중력가속도** [m/s^2]

h : **열전달 계수** [W/m^2・K]

k : **열전도율** [W/m・K]

L : **관 길이** [m]

$\dot{m}$: **질량유량** [kg/s]

P : **압력** [kg/cm^2]

Q : **열전달률** [kW]

T : **온도** [K]

ΔT : **온도차** [K]

U : **총괄 열전달계수** [W/m^2・K]

V : **냉수 유속** [m/s]

<u>**그리스 문자**</u>

Γ : **액막유량** [kg/m s]

δ : **막 두께** [m]

μ : **점도** [Pa・s]

σ : **표면장력계수** [N/m]

ρ : **밀도** [kg/m^3]

하첨자

c : 코일

cw : 냉수측

e : 출구

f : 막 (Film)

i : 입구, 관내

ℓ : 액상

o : 관외

r : 냉매측

w : 벽

v : 기상

1. 서 론

열교환기는 오래 전부터 많은 산업현장에서 쓰여져 왔는데 이것은 열교환기의 구조 또는 흐름방식에 따라 분류 될 수가 있다.

구조에 따른 종류로는 크게 직관형, 판형, 헬리컬형(Helical type) 열교환기로 나눌 수가 있다. 직관형 열교환기는 산업전반에 널리 쓰고 있는 열교환기로서, 폐열을 이용한 보일러, 냉매 증발기, 그리고 수많은 형태의 열교환 장치에 효과적으로 이용되고 있다. 반면, 판형 열교환기는 효율이 높을 뿐만 아니라, 용량조절, 유지보수가 용이하고, 설치공간을 줄일 수 있는 장점을 가진 열교환기로 액-액열교환기, 응축기, 증발기 등으로 사용된다. 한편, 헬리컬형 열교환기는 직관의 소형화를 위해 곧은 부분의 길이는 상대적으로 짧아졌고, 대신 S자 형태의 굴곡으로 연결이 이루어 졌는데, 이런 곡관과 코일은 전체 크기에 비해 표면적이 넓고, 열적 특성이 우수하여 증기 발생기, 화학 플랜트, 석유화학제품, 생명의학, 제약분야, 우주공학, 원자로, 보일러, 냉동기, HVAC의 열교환기에 널리 이용되고 있다.

열교환기의 흐름 형태에 의한 분류는 평행류 흐름(Parallel-flow), 대향류 흐름(Countercurrent-flow)으로 분류가 되는데 평행류 흐름은 고온 및 저온의 유체들이 서로 같은 방향에서 주입되어 같은 방향으로 흐르는 유동이며, 대향류 흐름은 각각의 유체들이 서로 반대쪽 방향에서 주입되어 흐르는 유동이다.

이들 열교환기 내부의 유체 상태를 보면, 단일상의 유체 열전달 뿐만 아니라, 액상과 기상이 동시에 존재하는 이상유동이 발생하기도 한다. 한편, 헬리컬 코일(Helical Coil)의 내부에는 원심력에 의해 발생되는 2차 유동으로 인해 직관에 비해 복잡한 유동으로 더 큰 열전달 현상을 일으킨다. 이렇듯 헬리컬코일은 다른 열교환기보다 우수한 열적 특성을 가지고 있으나, 헬리컬코일관에 대한 열전달 연구는 상대적으로 미미하며 주로 관내부의 연구가 대부분이고, 관외부 열전달에 관한 연구는 거의 전무한 상황이다.

헬리컬 코일의 관 내부에 관한 연구는 대부분이 수치해석으로 상변화가 없는 단상유동에서 층류, 난류영역에 대한 관내 유체의 온도분포 해석이나 직경비, 코일 축의 각도, Pr수, Re수 등이 관내 열전달에 미치는 영향의 해석, 그리고 건도특성, 코일내 강제 대류열전달 특성, 마찰압력강하, 임계열유속, 비등열전달계수 등에 관한 연구가 수행되어 왔다.

대표적 관내 열전달에 대한 연구를 보면 Xin 등[1]은 직경비가 다른 다섯 개의 코일에 공기, 물, 에틸렌글리콜을 이용하여 코일 내 강제대류에서 국소, 평균열전달의 특성을 파악하여 Pr수, Dean수가 증가할수록 Nu수는 증가하며, 직경비가 평균열전달에 영향을 주지 않음을 보였다.

Owhadi 등[2]은 관내 물을 사용하여 코일내의 강제 대류 비등 열전달계수가 관내 안쪽이 가장 작고 바깥쪽이 가장 큰 것을 밝혔고, 이를 Chen[3]의 F인자를 사용하여 예측하였다. Nariai 등[4]은 R-113을 사용하여 관내 강제대류 증발영역에 대하여 평균 열전달계수를 Chen의 F인자를 사용하여 상관식을 제시하였다. Kaji 등[5]은 R-113을 사용하여 0.39 MPa의 압력에서 핵비등영역과 강제대류 증발영역에 대한 열전달계수 상관식을 Lockhart-Martinelli 인자의 함수 형태로 제시하고, 임계 열유속 조건의 특성에 대하여 설명하였다. Qin 등[6]은 2상영역과 건도영역 이후에서 관내 2차유동에 의해 발생되는 국소열전달계수를 실험 및 상관식으로 제시한 바 있다. Cengiz 등[7]은 헬리컬 관내에 스프링을 삽입하여 열전달이 향상되며, 코일 입출구 압력강하가 10배나 크게 되는 것을 확인하였다. 또한 직경비가 커질수록 Nu수는 약 30% 향상되었음을 제시하였다. Zaki 등[8]은 R-134a와 물을 이용하여 이중관 코일에서의 응축 열전달계수를 구하였다. 물의 유량이 증가함에 따라 냉매의 평균 열유속이 증가함을 확인하였고, 같은 질량 냉매유속에 대해 물의 온도가 증가함에 따라 응축 열전달 계수가 감소하는 것을 확인하였다. Campolunghi 등[9]은 한 개의 코일을 사용하여 전체관 길이의 평균 열전달계수에 대한 실험적 상관식을 제시하였고, Kozeki[10]는 물을 가열한 실험에서 고온고압상태의 코일내 원주방향 평균 열전달계수에 Lockhart-Martinelli 인

자에 대한 상관식을 구하였으나, 그의 열전달 계수에 대한 결과는 많은 오차를 가지고 있다. Feng 등[11]은 관내 0.4 3.5 MPa 압력에서 물을 사용하여 코일의 기울어진 각도의 영향에 대하여 연구를 수행하였고, 핵비등영역, 강제대류영역, 건도영역 이후에 대하여 각 영역에서의 열전달계수를 실험으로 구하였고, Lockhart-Martinelli 상관식과 관련하여 환산압력의 함수로 제시하였다. Masuo 등[12]은 R-113을 이용하여 코일 관내에서의 건도영역에 관한 특성 연구를 통해 고건도 영역일 때 열전달계수는 코일 내의 바깥쪽이 제일 높고 안쪽이 제일 낮게 측정이 되었으며, 핵비등과 강제대류를 포함해 원주방향의 평균 열전달계수의 실험식을 제시하였다.

코일 내에서의 2상유동 열전달 연구를 보면 Rippel 등[13]은 상부에서 하부로 흐르는 공기-물, 헬륨-물, R12-물, 공기-2-propanol 등의 관내 2상유동에서의 기공율(void fraction)을 측정하였고, 높은 기공율을 제외하고는 물-공기에 대해 Lockhart-Martinelli 상관식에 관련하여 해석하였다. Awwad 등[14]은 수평으로 놓여진 코일의 기하학적 형상(직경비, Helix각), 직경비 등을 달리하여 Lockahrt-Martinelli 상관식 형태에 Froude수를 도입하여, 새로운 실험식을 제시하였다. Banerjee[15]는 적은 액을 가지며 흐르는 관내 액막유동과 완전 기체 유량 흐름과의 비교를 통해 유동 메카니즘을 해석하였다. Hart 등[16]은 관내 액상의 유량이 적은 경우에 압력강하는 기상 성분만 흐르는 경우에 대하여 단일 직관인 경우는 70%증가하고, 코일인 경우는 30%이내에서 증가한다고 하였다. Saxena 등[17]은 성층화(stratified)된 유동에 대하여 액상과 기상에서의 곡률, 나선각의 영향을 각 상별로 고려하여 코일관내 2상유동 압력강하 상관식의 새로운 모델을 제시하였다. Owhadi 등[18]은 코일직경비 D_c/d_i=20인 나선형 튜브에서 관내로 흐르는 대기압에서의 물을 균일 열유속으로 가열하여 얻어진 2상 마찰압력강하와 Lockhart-Martinelli 상관식을 비교하였다. Nariai[19]는 코일직경비 D_c/d_i=40을 가지는 나선형 코일에 대해 Kozeki가 실험한 압력 1.1 MPa에서의 마찰계수와 Martinelli-Nelson의 임계압력의 마찰배수를 기준으로 두 지점간의 임의의 압력에서의 마찰배수를 대

수적 보간된 식으로 나타내었다. Kalb 등[20]은 코일 입구로 난류유동으로 시작한 유동이 코일을 따라 평균 Nu수가 증가함에 따라 코일 출구로 갈수록 완전발달된 유동 형태로 형성이 되는 것을 확인하였다.

코일 관외 열전달에 관한 연구로는 코일을 원통형 용기내에 설치한 후 완전히 유체에 잠기게 한 상태에서 기계적 교반기를 이용한 강제대류에 관한 연구가 대부분인데, 이것은 코일관 외부의 적하 또는 침전 유체의 자연대류 열전달 현상이 강제대류에 비하여 열전달 효과가 낮기 때문인 것으로 보인다. 한편 직관에 관한 연구는 많지만 헬리컬 곡관에 대한 연구는 전무한 상태이다. 직관에 관한 연구로 보면 Keswani 등[21]은 수평직관 이중관에서 물이 대향류로 열교환을 할 때 관외 대류 열전달에 관한 실험을 하여 강제대류와 자연대류의 영역을 수치적으로 밝혔다. Fand[22]는 이중직관에서 물이 대향류로 강제대류 열교환을 할 때 관외 Re수가 10^{-1}에서 10^{5}인 범위에 대해 관외 열전달계수를 McAdams[23]의 식에 관련하여 해석하였다. 교반기를 이용한 실험에는 Cummings와 West[24]는 접시형 바닥에 코일을 침적하고 6개 곡판 터빈으로 교반했을 때의 식을 제안했고, 또 10 inch씩 벌려서 단에 곡판터빈을 고정시켰을 경우에 대해서도 실험했지만, 1단의 경우보다도 높은 열전달계수는 얻지 못함을 보였다. 또 45° 의 6각평판 휀 터빈에 대해서도 실험했지만, 이 경우는 곡판 터빈의 경우에 비해 10% 저하됨을 밝혔다.

본 연구는 열전달 연구가 전무한 암모니아 흡수식 열펌프의 증발기로 사용되고 있는 헬리컬형 열교환기의 관외 열전달 특성을 파악하기 위한 것으로, 열펌프 증발기의 열교환 방식을 보면 코일관 상부는 냉수가 적하되고 있고 하부의 관은 냉수에 침전되어 열전달이 되고 있다. 본 실험에서 관외 열전달 측정의 변수로는 냉수유량, 코일 관외 냉수 침전 면적, 침전량을 고려하였고, 관내는 냉매유량을 변수로 하였다.

2. 이론적 배경

2.1 열전달 메커니즘

2.1.1 관외열전달

관외 열전달 실험은 크게 3가지 형태로 나눌 수가 있는데, 그중 적하 실험에서의 유동현상은 Fig. 2.1의 (a)와 같이 침전 때와는 다른 액막 열전달이다. 액막 열전달에 관한 실험은 여러 연구자들에 의해 수행되었다. Fletcher 등은 동관에 물을 매체로 사용한 실험에서 열전달계수는 열유속이 낮은 영역에서는 열전달계수가 열유속에 관계없이 일정함을 보였다. 그러나 액막 유량이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 밝혔다. 그들의 실험 범위는 난류 액막영역에 속한다. 난류영역에서는 액막유량이 증가할수록 액막내 난류강도가 커져 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있다. Owens와 Conti[26]도 Fletcher와 유사한 경향을 얻었으나 난류영역에서의 열전달계수가 액막 유량과는 무관하다고 보고하고 있다. 최근에 Parken등은 동관에 물을 매체로 사용한 실험에서 액막유량이 증가할수록 열전달 계수가 증가한다고 보고하였다. 그들의 실험범위는 난류 액막영역에 속하였다. 지금까지의 연구에서는 연구자에 따라 각기 열전달 특성이 다르다.

McAdams[23]는 수평관 외면에 물을 유입할 때, 그 실험결과를 정리해서 액막의 평균열전달계수를 다음과 같이 제안하였다.

$$h_f = 187(\Gamma / d_o)^{1/3} \tag{2.1}$$

이 식은 유체가 물이며 $Re<2100$, d_o=0.034 0.114m의 경우에만 적용할 수 있다. Hofmann[27]은 수평관외를 유하하는 액막에 관해, 이론적 해석 및 실험의 결과를 다음과 같이 정리하였다.

$$\delta = 1.34\left(\frac{3\Gamma\cdot\mu_l}{\rho_l^2\cdot g}\right)^{1/3} \quad (2.2)$$

액막의 평균열전달계수 h_f

$$h_f = 0.205\left(\frac{\Gamma^{0.38}}{d_o^{0.535}}\right)\cdot\left[\frac{3.4C_{pl}^{\ 0.535}\cdot\rho_l^{0.31}\cdot k_l^{0.46}}{(\mu_l/g)^{0.155}}\right] \quad (2.3)$$

이식의 적용범위는 $Re < 1{,}600$이다.

한편 적하와 침전 공존시 열교환기의 성능에 미치는 영향을 실험하기 위해서 Fig. 2.1의 (b)와 같은 유동형태로 실험을 하였다. 유동형태는 직교류중에 놓인 원관에서의 열전달과 액막전열의 복합형태로 이로 인하여 열전달에 미치는 영향 등을 살펴보았다.

침전 실험은 Fig. 2.1 (c)에서와 같이 증발기 탱크 내에 삽입되어 있는 헬리컬 코일 열교환기를 냉수에 완전히 잠기게 한 상태에서 냉수 유량 및 관내 냉매 유량을 변화시킨 것으로 이루어 졌다. 그림에서 관외 Re수는 다음과 같이 정의했다.

$$Re_f = \frac{\rho_f\cdot u\cdot D_t}{\mu_f} \quad (2.4)$$

여기서 D_t는 증발기 탱크 내부 환상관의 직경이다.

유동형태는 관내의 이상유동과 냉수는 상부에서 하부로 흐르는 직교류 형태이고, 이것은 유동장내에 놓인 원관 외부에서의 열전달 현상과 비슷하다. 직교류 내의 원주면 상에서는 경계층의 박리가 일어나는 등 그 유동현상이 복잡하여 이론적으로 평균열전달계수를 구한다는 것은 거의 불가능하다. 그

러나 Davis[28]의 실린더에서 강제대류 열전달 실험이나 Ulsomer[29]의 액체실험결과에 의하면, 평균열전달계수는

$$Nu_f = C \cdot (\mathrm{Pr})_f^m \cdot (Rr)_f^n \tag{2.5}$$

의 형태로 계산된다. 정수 및 지수는 Re_f수의 범위에 따라 달라진다.

여기에서 C, m, n은 다음과 같이 일정한 값을 가지게 된다. $0.1<(Re)_f<50$ 일때 $m = 0.31,\ C = 0.91;\ n = 0.385$가 되고 $50<(Re)_f<10^4$ 일 때 $m = 0.31$ $C = 0.6,\ n = 0.5$가 된다. 한편 McAdams는 박리가 발생하는 수평 실린더에서 다음과 같은 수정된 식을 제안하였다.

$$Nu_f = [0.35 + a(Re)_f^{\alpha} + b(Re)_f^{\beta}](\mathrm{Pr})_f^{0.3} \tag{2.6}$$

여기에서 첫 번째 항은 전면에 층류 경계층을 통한 열전달을 나타내며 두 번째항은 후면의 열전달을 나타낸다. 본 연구에서는 완전적하의 경우 박리가 일어나는 현상이므로 식(2.8)에 의해 상관식을 구하였다. 한편 Kramers[30]는 Davis의 결과를 분석해 공기외 다른 많은 유체에 적용할 수 있는 새로운 수정된 식을 제시하였다.

$$Nu_f = C' \cdot (\mathrm{Pr})_f^{m'} + C \cdot (\mathrm{Pr})_f^m \cdot (Rr)_f^n \tag{2.7}$$

여기에서 $C' = 0.42;\ m' = 0.2;\ C = 0.57;\ m = 0.33$이며 McAdams[23]는 $C' = 0.35;\ m' = 0.3;\ C = 0.56;\ m = 0.3;\ n = 0.52$ 로 제시하였다. 이같이 계수들이 다른 값을 가지는 것은 기체와 액체의 종류에 따라 다른 것이 아니라, 대류 열전달에서 발생되는 물리적 과정들에 기인함으로 반드시 고려를 해야만 한다. Fand[22]는 특히 유체의 유동에 의해서 원주가 가열되는 경우 균일

한 흐름에서 난류가 적을 때 $10^{-1} < Re_f < 10^5$의 범위에서의 상관식을 제시하였다. 그는 실린더로부터 물이 향류로 열교환을 할 때 강제 대류에 의한 관외 열전달 실험을 하여 McAdams의 식과 비교하여 경험식을 제시하였다. 그 외에 Eckert 및 Drake는 직교류 중에 놓인 원관에서의 열전달에 대해서 Churchill과 Bernstein[31]은 $Re_d < 10^4$, $0.5 < Pr$ 인 범위에서의 관계식을 제시하였다. 본 연구에서는 관외 냉수의 부분침전과 부분적하가 혼합되어 있을 때, 완전침전의 경우 식(2.7)에 의해 상관식을 구하였다.

(a) Film falling flow

(b) Partially immerged flow

(c) Immerged flow

Fig. 2.1 Flow patterns of experiment

2.1.2 관내열전달

과냉된 내부 비등유동은 수많은 장치에서 쉽게 일어날 수 있다. 이러한 유동은 열 조절장치에서 높은 열유속을 제공하는 관점에서 주 관심이 되어져 왔다. 일반적인 유동비등계에서 시스템에 유입되는 작동유체는 포화온도 이하의 과냉상태이며, 액은 유로입구의 단상류 상태에서 가열되기 시작하여 벽면 온도가 포화온도 이상이 되는 위치에서부터 핵비등이 개시된다.

이상유동의 열전달의 이론적 분석은 복잡한 유동양식, 액상과 기상간의 슬립 발생, 액ㆍ기 경계면에서의 알지 못하는 조건 그리고 기포의 형성과 그에 따른 움직임 현상 등으로 인하여 해석하기가 어렵다. Rohsenow[32]등은 환형관 내부의 강제대류 2상 유동에서 열전달은 강제대류와 표면 비등의 조합된 영향을 받는다고 밝혔으며 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$h_{tp} = h_{NB} + h_{f.c.} \tag{2.8}$$

여기에서 h_{NB}는 핵비등을 $h_{f.c.}$는 강제대류를 나타내고 있다. Chen[33]은 열은 환상류 영역에서 액막을 통해 효과적으로 전달되며 관내 강제대류항을 Dittus-Boelter의 변형식으로 제시하였다.

직관내에서 Fair[34]는 2상류 비등의 전열계수를 다음의 식으로 나타내었다.

$$h = \alpha \cdot h_b + h_{tp} \tag{2.9}$$

α는 핵비등의 영향을 나타내는 계수이며, α=1 일때는 기포류영역, $0< \alpha<1$ 일때는 괴상류 영역이며, 환상류영역에서는 α=0이다.

h_b는 풀 핵비등 열전달계수를 나타내고, h_{tp}는 2 상류 강제 대류열전달계수로 Dengler, Davis and David, Chen 등[35] [37]의 식으로 구해진다.

2.2 헬리컬 코일 열교환기 설계

2.2.1 증발부

관내부 열전달 계수는 타식과 비교해 비교적 오차가 적은 Tong[25]의 식을 이용하여 구하였다.

$$Nu_i = 0.0186875 Re^{0.8} Pr_l^{0.4} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.375} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.075} \frac{(x_e - x_i)}{(x_e^{0.325} - x_i^{0.325})} \qquad (2.10)$$

이 식에서 코일의 입구는 완전한 액상 측, 건도 x_i=0 이고 코일 출구에서는 x_e=1로 하였다.

관외부 열전달 계수를 구하는데 사용된 계산식은 Fand[22]의 식으로 다음과 같다.

$$Nu_f = (0.35 + 0.56 Re_f^{0.52}) Pr_f^{0.3} \qquad (2.11)$$

위 식의 범위는 $10^{-1} < Re_f < 10^5$이다.

총괄열전달 계수는 증발관 냉수측의 관외 열전달 함수와 증발관 냉매측의 관내 열전달의 벽을 통한 열전도의 함수로 이루어져 있으며, 다음과 같이 나타낸다.

$$U_o = \frac{1}{\dfrac{A_o}{h_i A_i} + \dfrac{A_o \ln\left(\dfrac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k t} + \dfrac{1}{h_o}} \qquad (2.12)$$

증발기의 열교환량은 다음과 같다.

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lmtd} \tag{2.13}$$

여기에서 대수평균 온도차는 다음과 같다.

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_{wi} - T_{ro}) - (T_{wo} - T_{ri})}{\ln \frac{(T_{wi} - T_{ro})}{(T_{wo} - T_{ri})}} \tag{2.14}$$

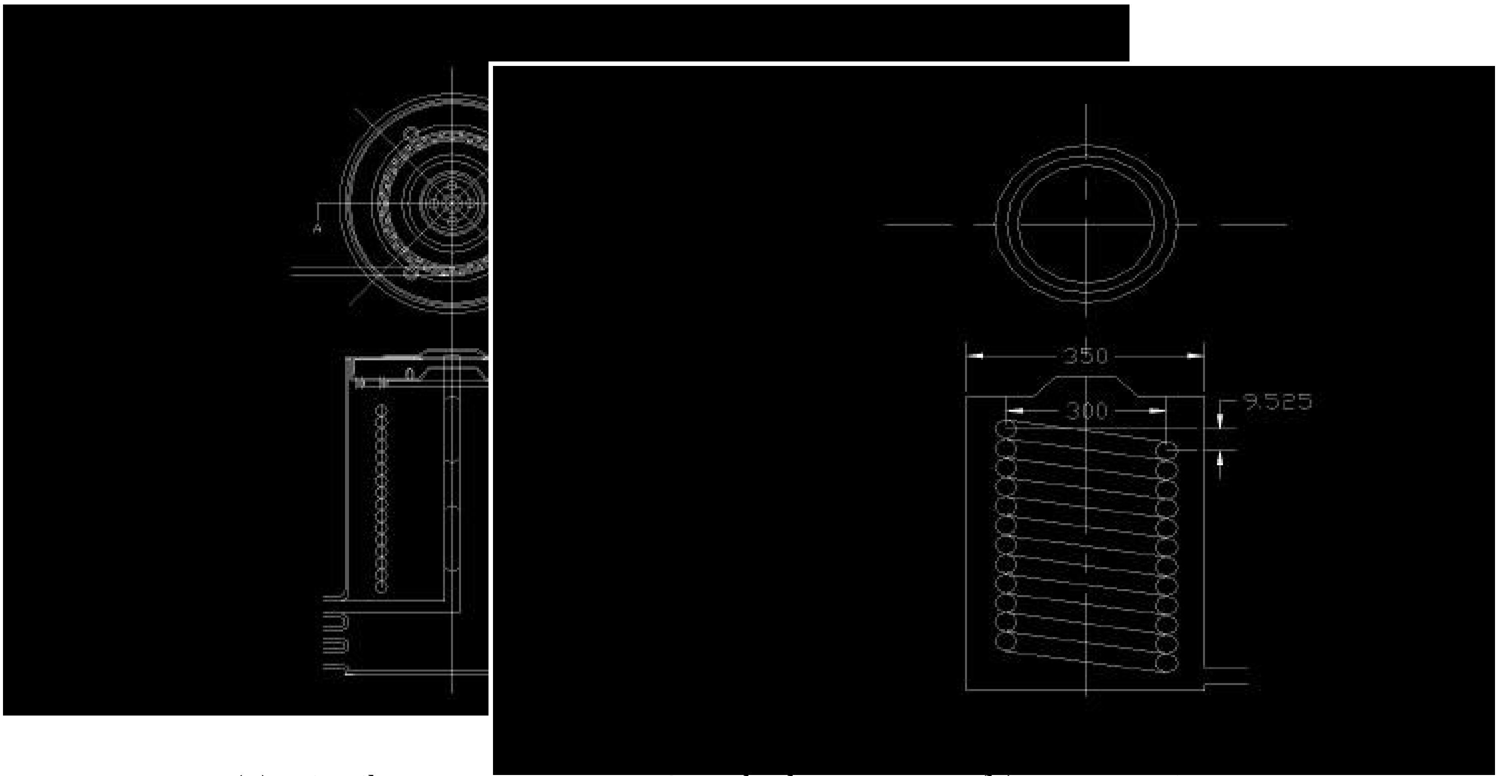
따라서 증발기에 들어갈 열교환기의 면적은 다음과 같다.

$$A_o = \pi d_o L = \frac{Q}{U_0 \cdot \triangle T_{lmtd}} \tag{2.15}$$

침전, 적하 그리고 혼합침전유동 열전달에서 헬리컬 코일관이 냉수에 침전되는 면적비로 나타내기 위하여, 열전달 면적비를 다음과 같이 무차원화 하였다.

$$a = \frac{A_w}{A} \tag{2.16}$$

여기서, A_w는 코일관이 냉수에 의해 침전되는 면적, A는 코일 전체의 면적을 나타낸다.



(a) Distributor, Upper case, Case body (b) Test section

Fig. 2.2 Schematic diagram of evaporating part

2.2.2 응축부

응축부는 증발기로부터 열교환을 하여 발생한 R-11 증기를 포집하여 다시 냉매 액으로 만드는 장치이며, 응축기도 증발기와 마찬가지로 헬리컬코일 형태로 제작하였다. 코일 내에는 일정온도의 냉각수가 계속 순환이 되어 냉매 응축잠열을 제거한다. 이때 냉각수의 온도와 냉매의 온도는 일정하게 유지되는 것이 중요하므로, 반복 실험을 하여 열교환을 하는 일정 냉각수의 온도를 구하였다.

관내 열전달계수는 코일 내 냉수가 단상으로 열교환하므로 일반적으로 널리 사용되는 Dittus & Boelter의 식을 사용하며 냉각수가 가열되는 즉, 벽면 온도가 평균온도보다 높은 경우이므로 Pr수의 계수는 0.4가 된다.

$$Nu_i = 0.023Re^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.4} \tag{2.17}$$

관외 응축 열전달계수는 다음의 식으로 표현된다.

$$h_o = 0.729\left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_l)d}\right] \tag{2.18}$$

2.2.3 냉수 분배기 및 기타

증발기 외통부는 제작된 증발기를 수용할 크기의 원통형으로 제작되었으며, 직경 350mm, 높이 590mm로 유동현상을 관찰할 수 있도록 투명 아크릴 가시창을 설치하였다. 냉수 분배기의 설계는 적하 실험시 증발기 관외로 냉수가 일정한 액막두께로 적하 될 수 있도록 최대 유량조건에서 설계를 하였다. 냉수 분배 방식은 트레이를 사용한 자유낙하 방식으로서, 장점으로는 어느 위치에서나 액이 균일하게 산포되고 순환펌프의 동력도 적게 드는 이점

이 있다. 트레이 구멍의 크기 및 간격은 다음과 같이 베르누이 방정식을 이용하였다.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \qquad (2.19)$$

여기서 수면(점1)의 속도는 계속해서 유량이 공급되어 일정수두(z_1 - z_2 = h)를 이루고 있으므로 “0”으로 한다.

$$\triangle P = gh = \frac{1}{2} v_{ideal}^2 \qquad v_{ideal} = \sqrt{2gh} \qquad (2.20)$$

연속의 방정식에서 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{Q} = N c_c A_o v_{actual} = N c_c A_o c_v \sqrt{2gh} = N c_d \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2gh} \qquad (2.21)$$

여기서 N은 노즐의 개수로 총 33개를 만들었다. Yung(1980)[38] 은 물, 에틸알콜(Ethyl alcohol)이나 암모니아등 점성이 낮은 액체가 수평관을 타고 흘러내릴 경우 액적사이의 거리 λ가 레일리 테일러의 불안정 파장(Rayleigh-Taylor instability wavelength)에 상관하여 아래와 같은 식을 제시하였다.

$$\lambda = 2\pi \left(\frac{n\sigma}{\rho g} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad (2.22)$$

여기서 n은 약 2와 같다. 여기서 구한 값과 실질적인 실험을 통하여 공급유량이 관에 전체적으로 적셔들어 갈 수 있는 구멍의 간격을 잡아내었다. 설

계조건에 의하면 $\dot{Q}$는 막레이놀즈 수를 고려하여 최대유량을 잡았다.

냉수분배기 내부에 냉수가 h(m) 쌓일 경우에 분배기 노즐의 직경은 다음과 같이 계산된다.

$$d = \left(\frac{4\dot{Q}}{c_d N \pi}\right)^{1/2} \left(\frac{1}{2gh}\right)^{1/4} \qquad (2.21)$$

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험장치

실험장치의 계통도는 Fig. 3.1에서 보는 바와 같이 액저장탱크(Receiver), 마그네틱 기어펌프(Magnetic gear pump), 질량유량계(Oval micro motion mass flow meter), 필터, 드라이어, 헬리컬 코일 증발기, 냉수유량계, 항온조, 헬리컬 코일 응축기, 칠러 등으로 구성되어 있다. 응축기에서 과냉된 액체 상태로 코일 입구에 주입되는 냉매는 비등점이 대기압에서 23.7℃인 R-11을 사용하였다. 냉매는 Tuthill사의 마그네틱 펌프에 의해 순환되며, 질량유량계를 거쳐서 헬리컬 코일 하부에서 상부로 흐른다. 관내 냉매액은 관외 냉수와 대향류(Countercurrent flow)로 열교환을 하여 기화된 후, 응축기를 거쳐 냉각과 응축이 이루어지며, 액저장탱크로 모아져서 다시 순환이 이루어진다.

먼저 실험의 중심부인 헬리컬형 코일 열교환기는 상업용 열펌프의 증발기와 같은 규격으로 코일 직경은 300mm이고, 관 외경은 19.05mm, 내경 16.05mm로 하였다. 총 배관의 길이는 11.7m로 단수는 12단으로 하였다. 암모니아 흡수식 열펌프의 배관 재질은 SUS관이나, 본 연구에서는 열전달 효과를 높이기 위해 동관을 택하였다. 증발기 탱크는 직경 350mm, 높이 590mm의 원형 아크릴 통으로 제작하였으며, 관외 유동현상과 열전대의 부착상태를 확인하기 위해서 투명 아크릴 가시창을 부착하였다. 탱크의 상부에는 직경 4.2mm, 구멍 33개의 삼각으로 배치된 냉수 분배기를 설치하여 냉수가 적하할 때 코일 외벽에 균일한 액막이 형성 될 수 있도록 하였다. 온도 측정은 직경 0.51mm, T형 열전대 48개를 코일관 외벽에 부착하였다.

한편 코일관외를 흐르는 냉수는 항온조에서 일정한 온도로 조절된 후, 냉수펌프와 유량계를 거쳐 열교환기에 주입된다. 이 냉수는 분배기를 거쳐 헬리컬 코일 외벽의 상부에서 하부로 흐른다. 하부에 고인 냉수는 냉수펌프를 통해 항온조로 이송된다. 응축기도 헬리컬형 코일로 제작되었으며, 관경 및 코일경은 증발기와 동일게 하였다. 응축기 탱크는 스테인리스 스틸로 제작하

였으며, 관외 응축을 관찰하기 위해 투시창을 설치하였다. 응축기 코일 관내에 흐르는 냉각수는 칠러에 의해서 일정온도와 유량으로 조절 된 후, 헬리컬 코일 하부로 유입되어 응축열을 제거한 후 다시 칠러로 돌아간다. 모든 장치 및 배관은 관내 냉매의 온도를 일정하게 유지하기 위하여 단열재를 부착하였다.

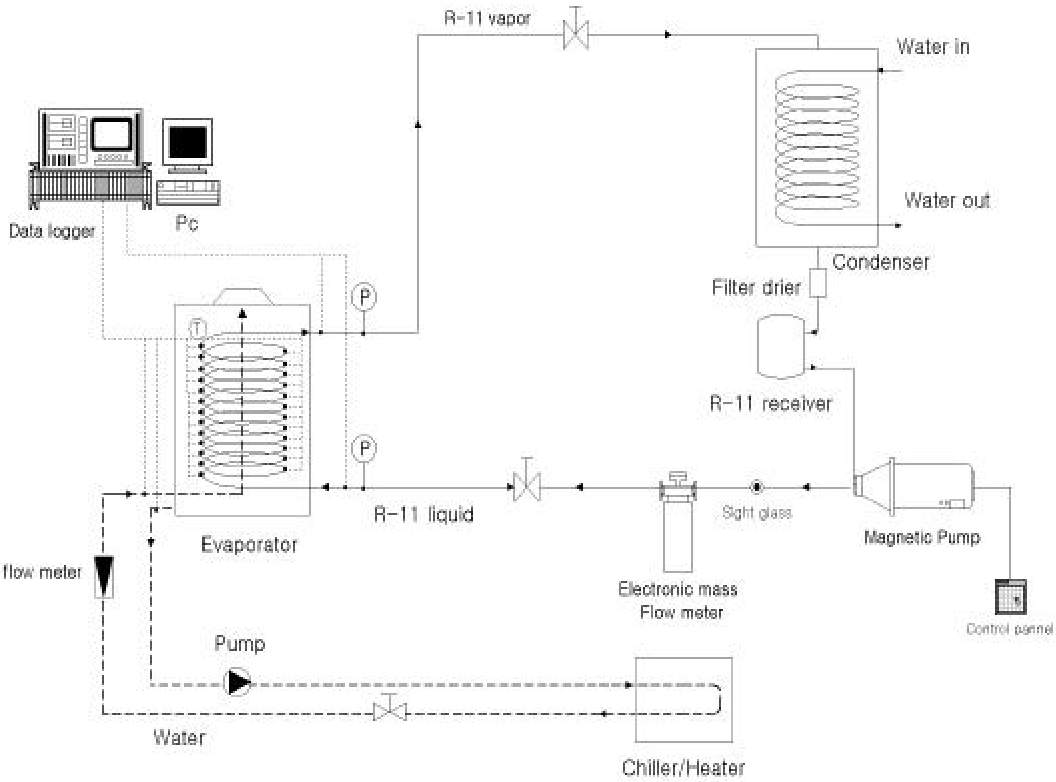


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

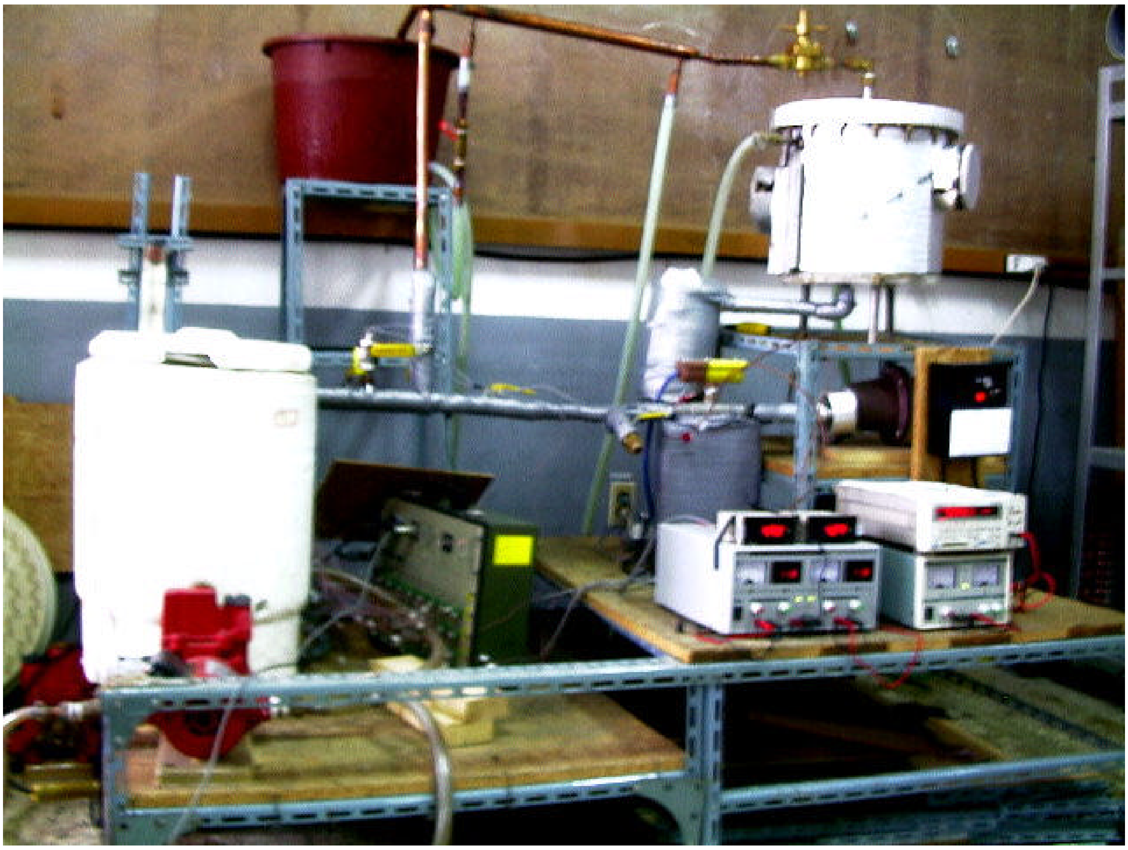


Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus

3.2 실험조건

실험에 사용된 변수들을 살펴보면 관내 냉매유량, 관외 냉수유량, 관외 유동양식과 냉수에 의한 코일의 침전, 적하 그리고 침전과 적하가 함께 공존하는 경우 냉수 침전면적의 변화로 하였다. 증발기 코일 관외 적하 열전달 실험은 설계치의 ±1.5배로 관내 냉매유량을 1.7 3.2ℓ/min의 범위에서 변화시켰으며, 냉수유량은 21 33ℓ/min의 범위에서 냉수 침전 면적비 변화에 따른 최적의 관외 열전달계수를 구하였다. 본 연구의 냉매, 냉수, 압력 등의 실험조건 및 설계조건에 대한 내용은 Table 3에 자세히 나타내었다.

Table 3 Design values and experimental conditions

Variable		Design value	Experimental range
Water	Temperature(℃)	45.0	45.0
	Flow rate(ℓ/min)	27.0	21 33
Refrigerant	Temperature(℃)	14.0	14.0
	Flow rate(ℓ/min)	2.0	1.7 3.2
Pressure(Mpa)		1.1 2.3	1.0 2.2

3.3 실험 방법

먼저 실험의 제반 조건을 맞춰 시스템이 평형 상태에 도달하도록 한다. 항온조의 냉수를 실험 운전조건에 맞춰 온도를 조정한 다음, 증발기 코일 외부로 순환시켜 초기에 건조한 관벽을 완전히 적셔서 코일이 균일한 온도로 유지되게 한다. 응축기에서 응축된 냉매액은 액저장탱크에 저장된 후 냉매펌프로 실험조건의 냉매유량으로 코일 관내로 주입된다. 냉매 유량은 질량유량계로 측정하며, 냉매가 증발기 코일관 입구에 도착하였을 때의 온도, 압력을 실험조건에 맞도록 일정한 상태로 유지한다. 과냉된 냉매액은 코일관의 최하부로 공급되어 코일관 밖의 냉수와 열교환을 한 후, 건도가 증가되며 코일의 출구에서 관내 냉매의 온도와 압력을 측정한 다음 응축기로 주입된다. 응축기에서 과냉된 냉매는 냉매액 저장용기로 모여지고, 다시 마그네틱 기어 펌프로 가는 일련의 순환을 하게 된다. 시스템 평형상태 즉, 냉매의 입구온도와 냉수의 입구온도가 일정 온도로 유지 되도록 시스템을 30분 이상 가동시킨 후 데이터를 수집하였다. 관외 냉수 유동 양식에 따른 실험은 크게 3가지로 냉수가 코일에 균일한 액막 유동을 형성하며 열전달을 일으키는 적하 열전달, 부분 침전과 부분적하를 형성하며, 열전달을 일으키는 혼합유동, 그리고 전 코일관이 냉수에 잠기는 완전침전유동에서의 열전달 실험을 수행하였다.

3.4 데이터 처리

본 연구에서는 관내유체와 관외유체의 온도를 측정하기 위해 각각의 코일단 외벽에 90。마다 열전대를 설치하였다. 온도측정은 Omega사의 직경 0.51mm, T형 열전대 48개를 사용하였으며, 스폿 웰더(Spot welder)에 의해 양 접점을 접합시켰다. 제작된 열전대는 측정부에 설치하기 전 증류수로 만든 얼음과 비등하는 물을 이용하여 보정을 하였으며, 그 오차의 한계를 ±0.2℃로 제한하였으며, 이 범위를 넘을 경우는 다시 제작하여 재 보정을 본 후, ±0.15℃의 정밀도를 유지하였다. 관 외벽에 열전대를 부착함으로서 관외유동에 영향을 줄 수 있으므로 이를 최소화하기 위하여 관벽에 감온부가 들어갈 만큼의 홈을 내어서 삽입하였다. 또한 외부 냉수 온도의 영향을 받지 않게 하기 위해 Polymer 계통의 혼합물질로 단열 처리를 하였다. 관외 주류 온도의 측정을 위해서 열전대를 관벽에서 일정간격 띄워서 관내유체 온도측정용 열전대와 동일위치에 있도록 하였다. 냉수의 유동으로 인하여 열전대가 움직일 우려가 있으므로 케이블 타이로 단단히 고정하였다.

관외 유체 온도를 측정하는 열전대의 관벽 이격거리는 Hofman이 제시한 다음과 같은 수평관외를 유하하는 액막의 평균두께를 구하는 식을 이용하여 최소유량에서의 액막두께를 계산하였으며, 열전대 감온부가 관벽과 액막 사이에 위치하게 했다.

$$\delta = 1.34\left(\frac{3\Gamma \cdot \mu_l}{\rho_l^2 \cdot g}\right)^{1/3} \qquad (3.1)$$

코일 관벽에 적하 및 침전되는 냉수의 유량 측정을 위해서 유량범위 5 40ℓ/min의 유량계를 사용하였다. 냉수 유량의 조절은 온수 공급 장치(Heater unit)의 출구에 설치된 펌프와 바이패스 라인(By-pass line)의 밸브로 조절하였다. 측정된 유량과 냉수 입출구 온도차로 다음 식에 의해 전열량

을 계산하였다.

$$Q = \dot{m} \; C_p \; \Delta T \qquad (3.2)$$

냉매유량계로는 Oval의 전자식 질량 유량계(Electronic mass flow meter)를 사용하여 코일 입구의 액 냉매의 유량을 측정하였다. 전자식 유량계의 전류의 측정은 멀티미타(Yokogawa 7552)에 의해 계측하였다. 코일에서의 압력 측정은 전자식 압력계를 사용하여, 입력전류에 대한 출력전류를 측정하여 압력으로 환산하였다. 열전대에 의해서 측정된 온도는 데이터로그와 PC를 이용하여 수집하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 관벽 온도 분포

이미 알려진 바와 같이 헬리컬형 코일 관내에서는 원심력으로 인한 2차유동의 영향으로 원주방향으로의 온도구배가 생성된다. Xin 등은 균일한 열유속 조건의 실험에서 관내의 유동현상은 거의 일정하고, 온도분포는 기준축을 중심으로 하여 코일 안쪽벽과 코일 바깥쪽벽이 대칭적이며 관내 유체의 부력이 커지게 되면 온도의 최저치와 최고치를 나타내는 지점이 시계방향으로 이동함을 증명했다. 나선형 코일의 관벽 온도는 다음과 같이 무차원 온도와 무차원 거리로 나타내었다.

$$\theta = \frac{T_{b,i} - T_w}{T_{b,i} - T_{b,o}} \qquad X = \frac{x}{L} \tag{4.1}$$

여기에서 T_w는 벽의 온도, $T_{b,i}$와 $T_{b,o}$는 각각 냉수 입구와 출구의 주류온도를 나타낸다. x는 증발기 입구에서 온도 측정지점까지의 거리를 L은 코일 한단의 길이를 나타낸다. 온도측정은 각 코일 외부에 등 간격으로 설치한 열전대로 측정하였으며, Polymer 계통의 혼합물질로 단열을 하여 외부 외란의 영향을 없게 하였다. Fig. 4.1에서 Fig. 4.6은 헬리컬 코일 외부로 냉수를 적하할 때 냉매 유량과 냉수 유량에 따른 관벽 온도 분포를 나타내고 있다.

실험결과를 보면 같은 거리에서 냉수량과 냉매량이 많아질수록 무차원 온도가 커지는 경향을 나타내는데, 이것은 냉수입구의 평균 온도와 냉수의 혼합없이 코일 첫단부터 끝단까지 관내냉매와 열교환을 한 냉수출구의 평균온도 간의 차가 작아지기 때문이다. Fig. 4.7에서 Fig. 4.12는 코일 외부로 냉수가 완전히 침전할 때 관벽 온도 분포를 보여주고 있다. 적하와 마찬가지로 냉수와 냉매유량이 많아질수록 무차원 온도가 크게 나타나는 경향을 보였다.

적하유동과 침전유동의 관벽 온도 분포를 비교해 보면 코일 하단 즉, 냉매 입구측으로 갈수록 관벽온도가 낮아져서 냉수 입구측 온도와의 차가 커짐을 알 수 있다. 특히 침전유동에는 더 크게 나타나는데 코일 최하단에 냉매가 증발하지 못하는 것으로 판단된다. 한편 온도의 편차가 크게 나타나는데, 이것은 냉매 2차 유동으로 발생되는 유동장의 불안성 때문에 발생되는 것으로 판단된다.

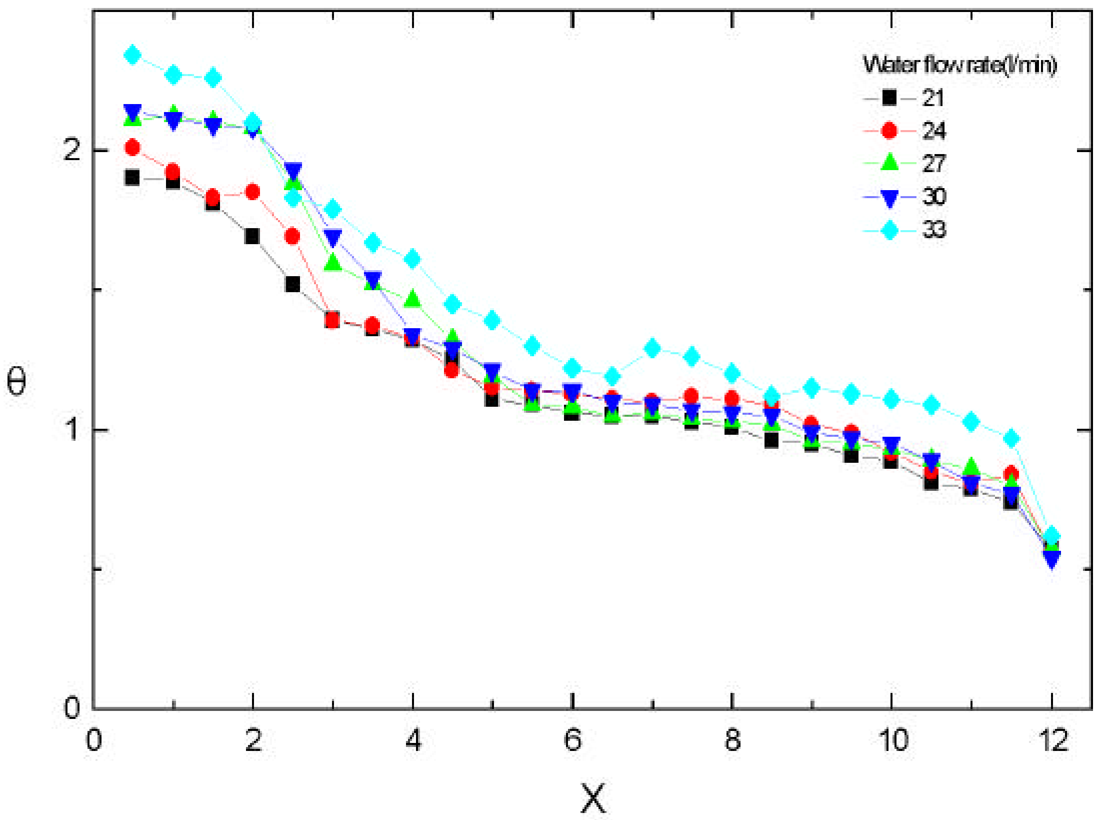


Fig. 4.1 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 1.7(ℓ/min)

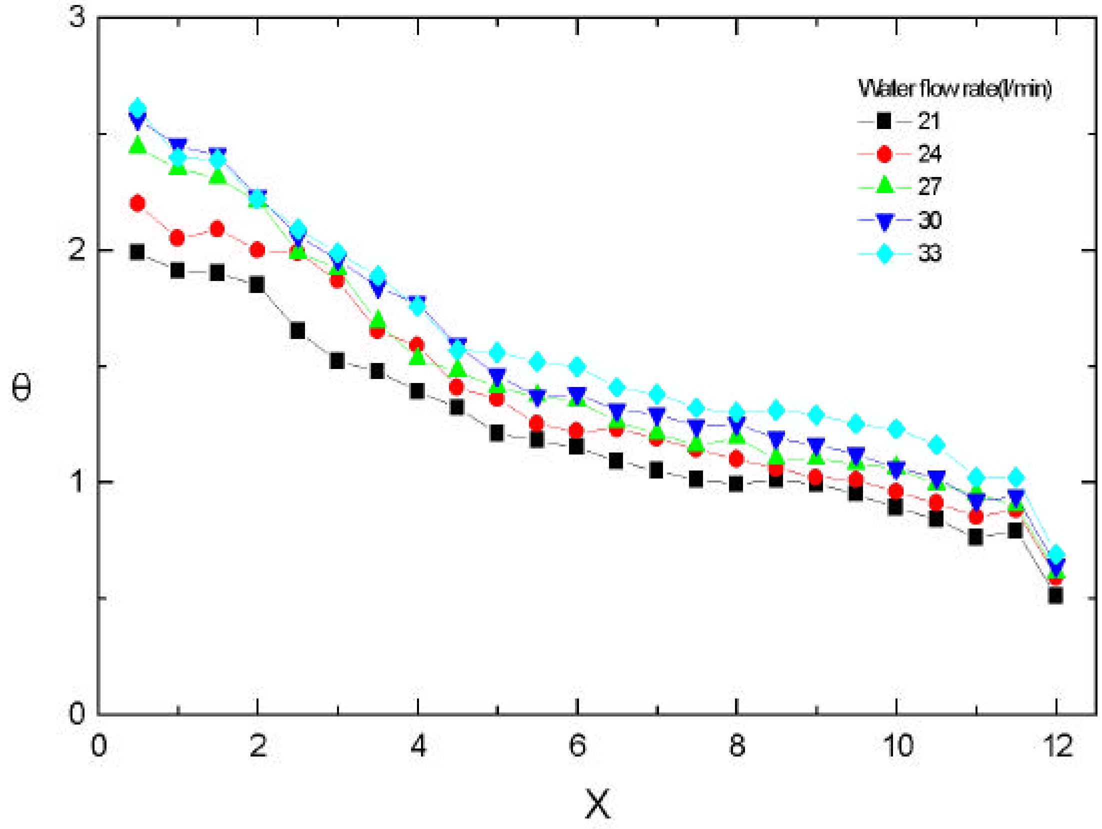


Fig. 4.2 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 2.0(ℓ/min)

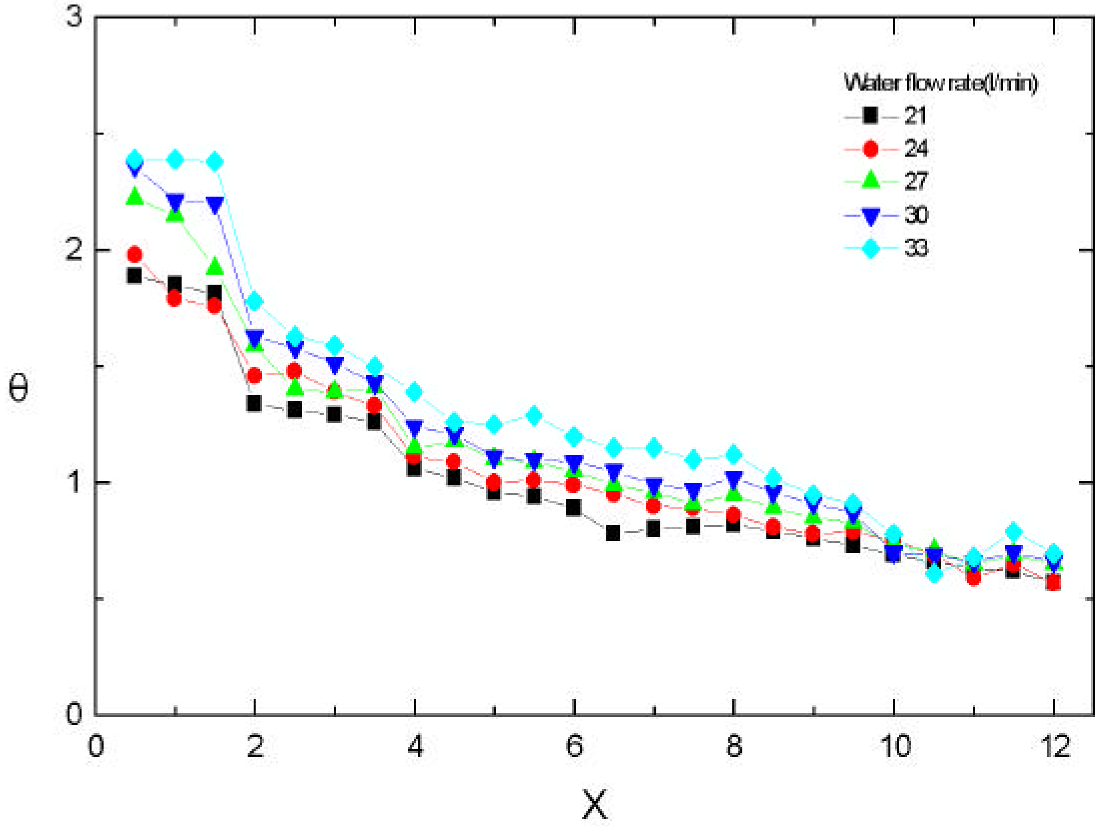


Fig. 4.3 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 2.3(ℓ/min)

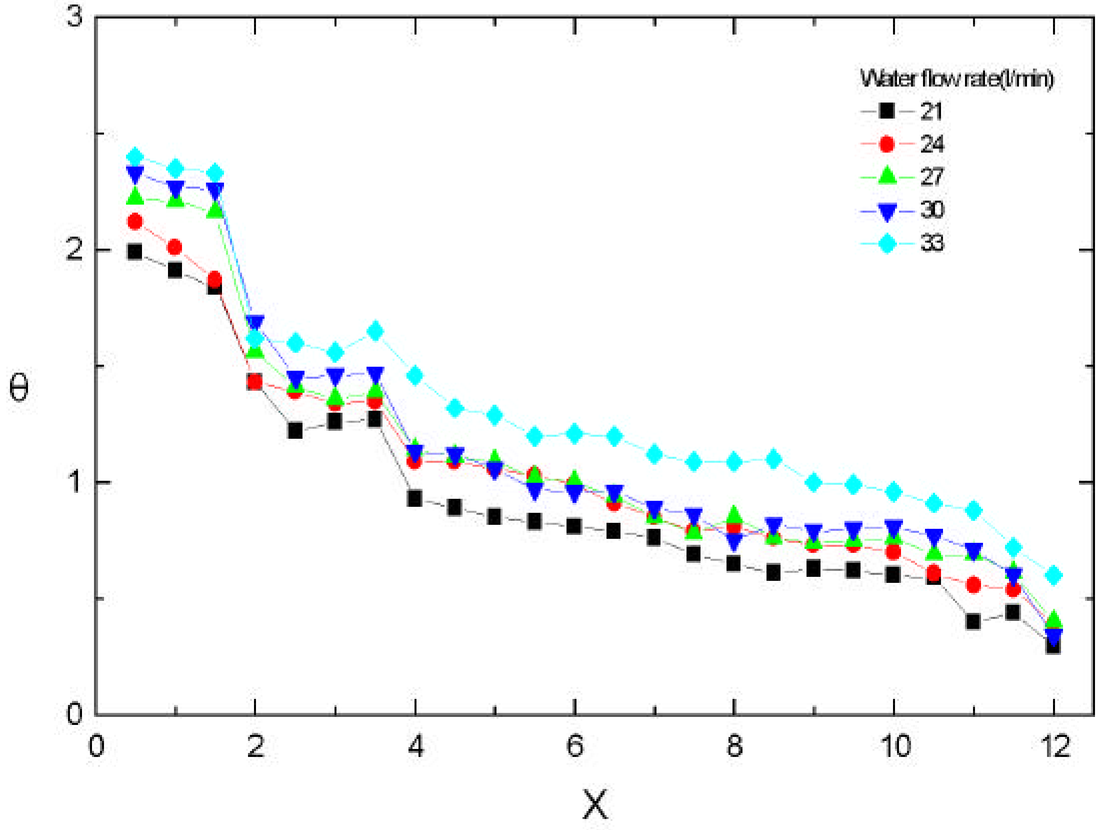


Fig. 4.4 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 2.6(ℓ/min)

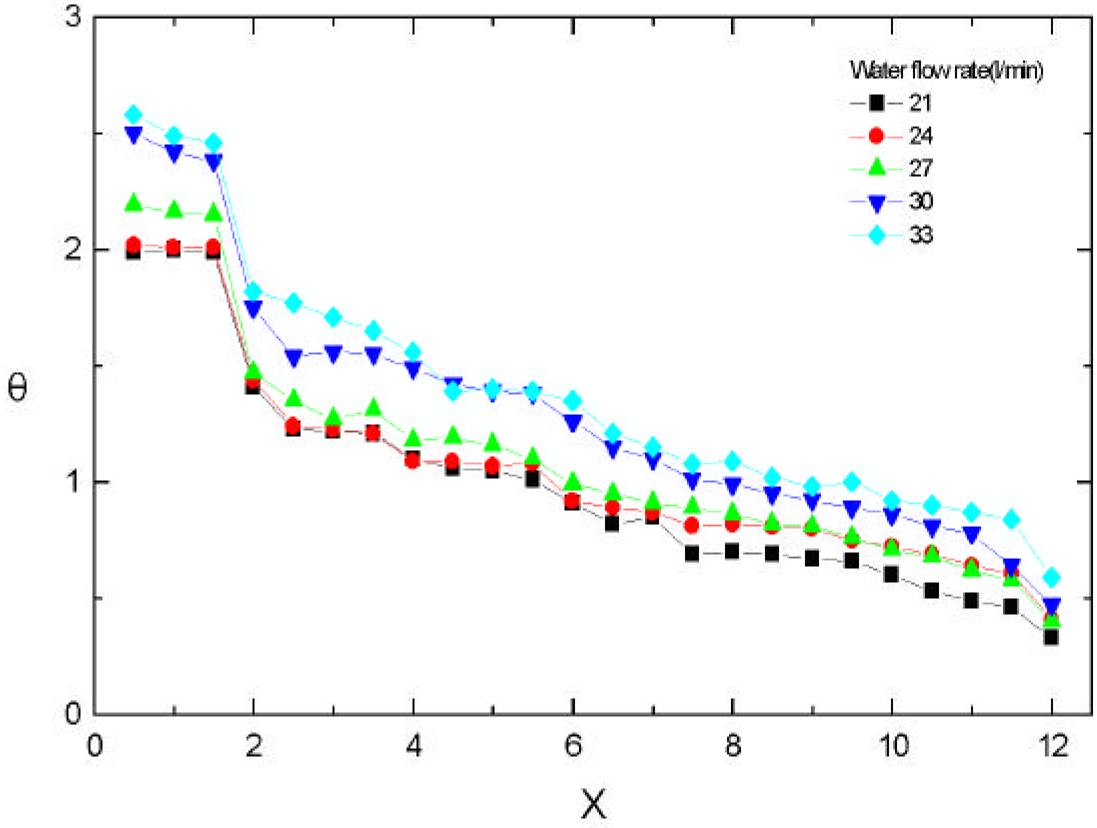


Fig. 4.5 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 2.9(ℓ/min)

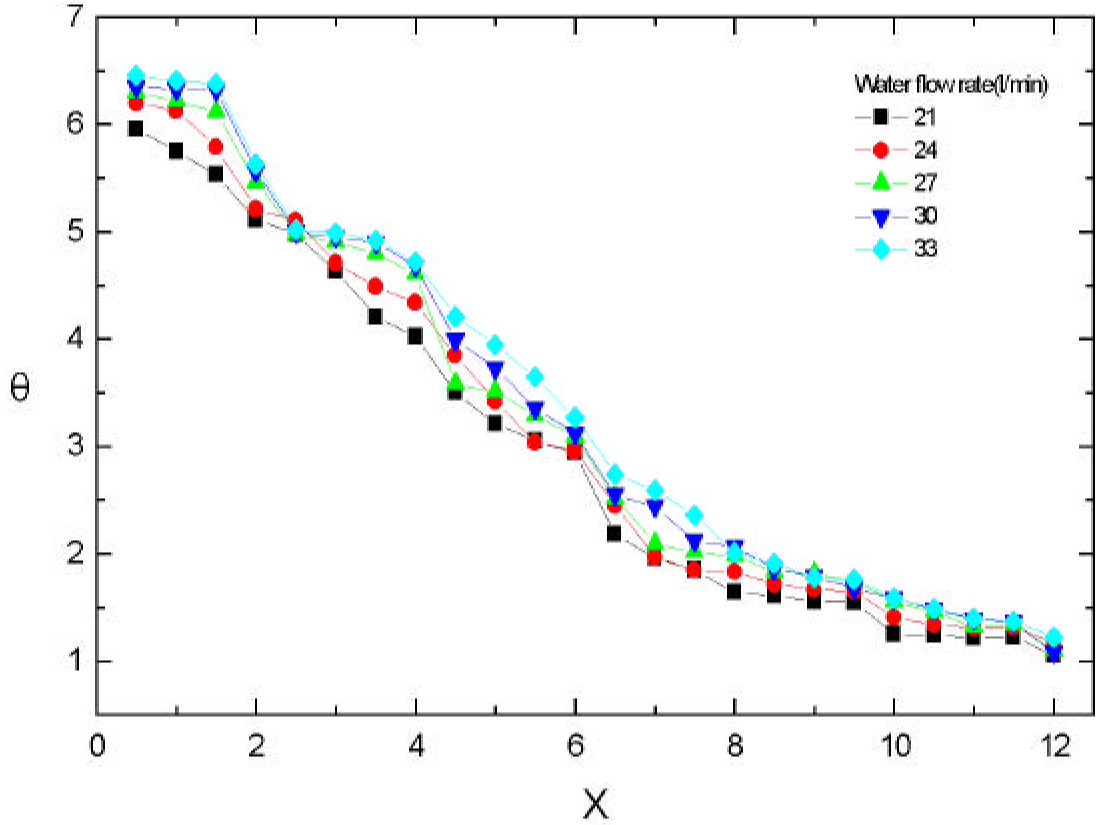


Fig. 4.6 Wall and bulk temperature distribution of coil in film falling flow at Refrigerant flow rate 3.2(ℓ/min)

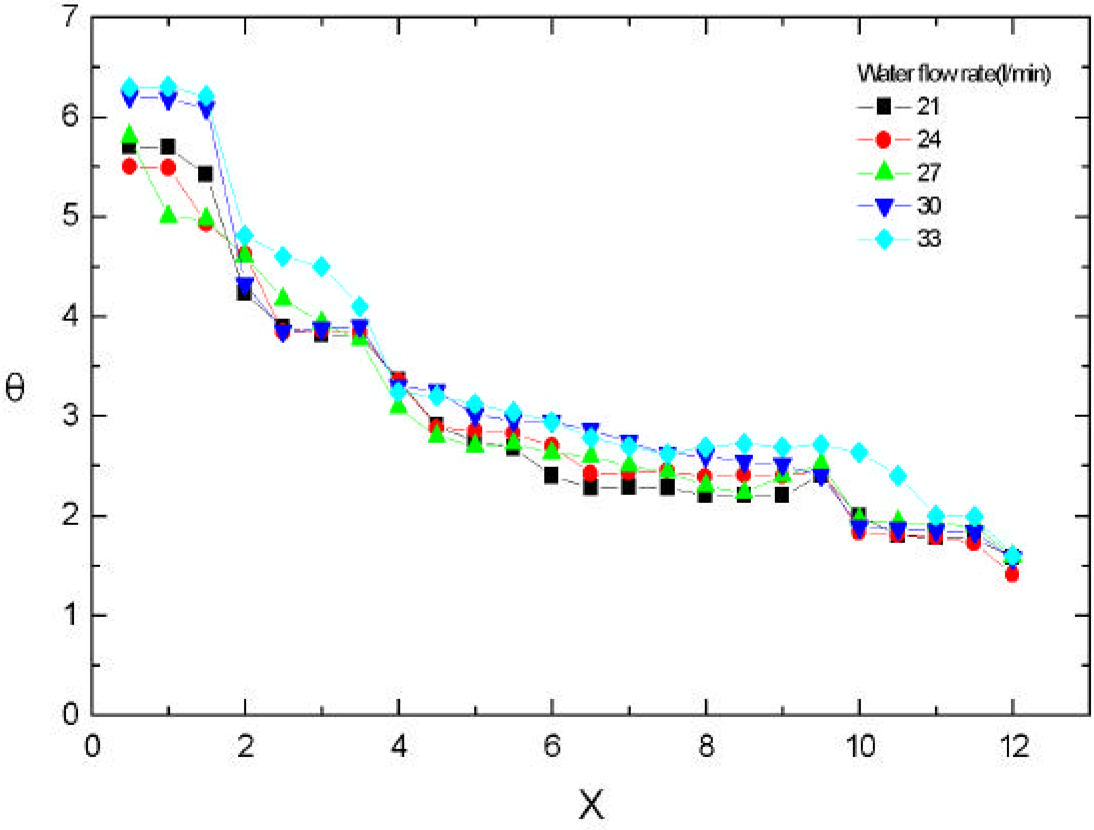


Fig. 4.7 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 2.3(ℓ/min)

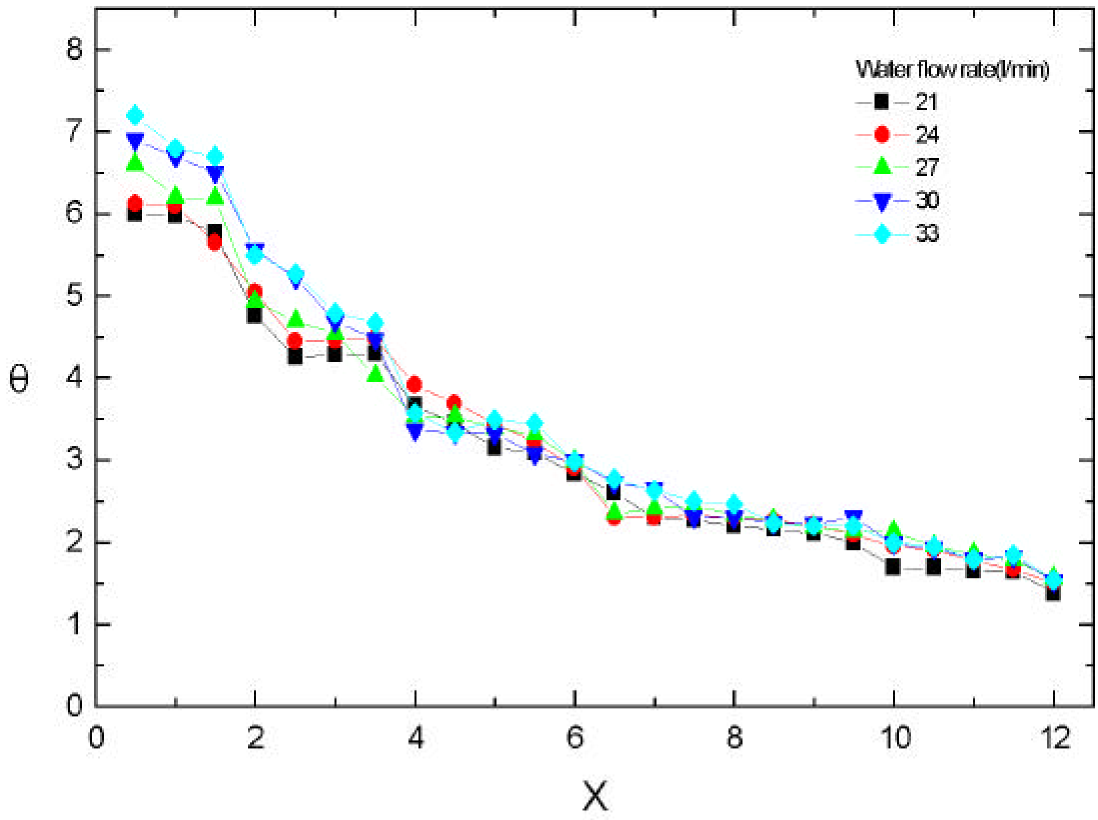


Fig. 4.8 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 2.0(ℓ/min)

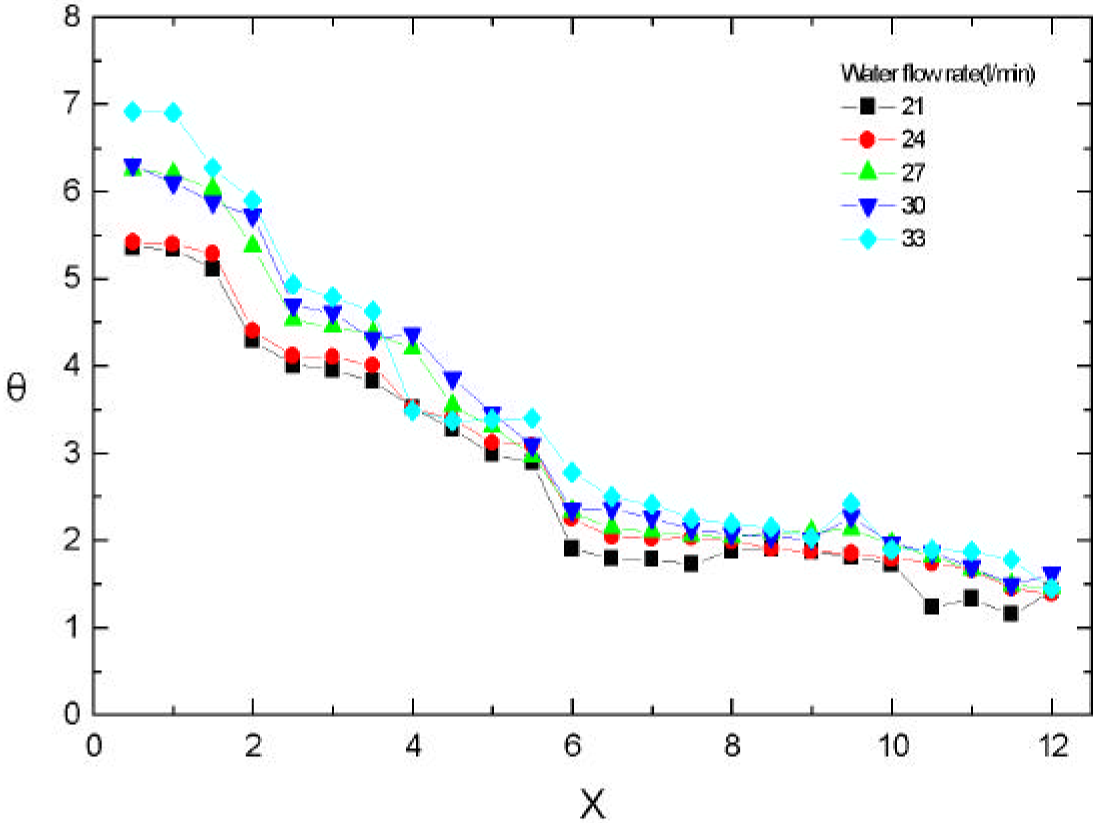


Fig. 4.9 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 2.3(ℓ/min)

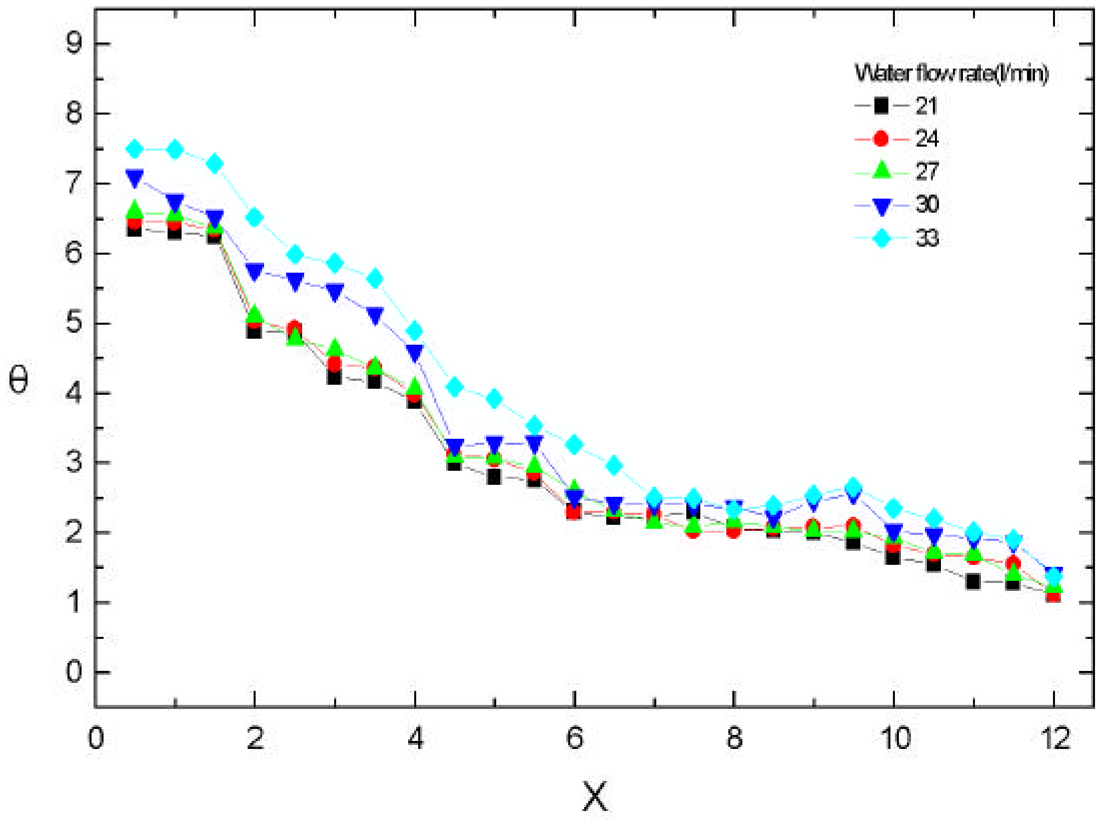


Fig. 4.10 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 2.6(ℓ/min)

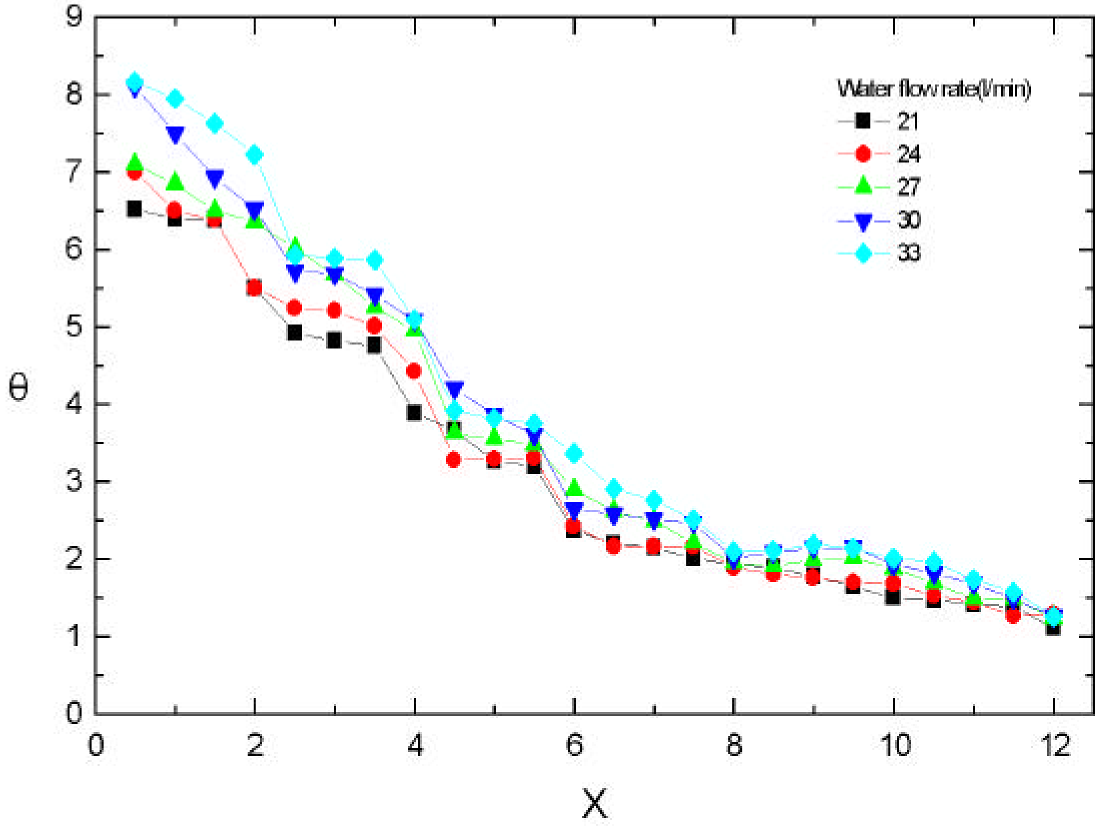


Fig. 4.11 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 2.9(ℓ/min)

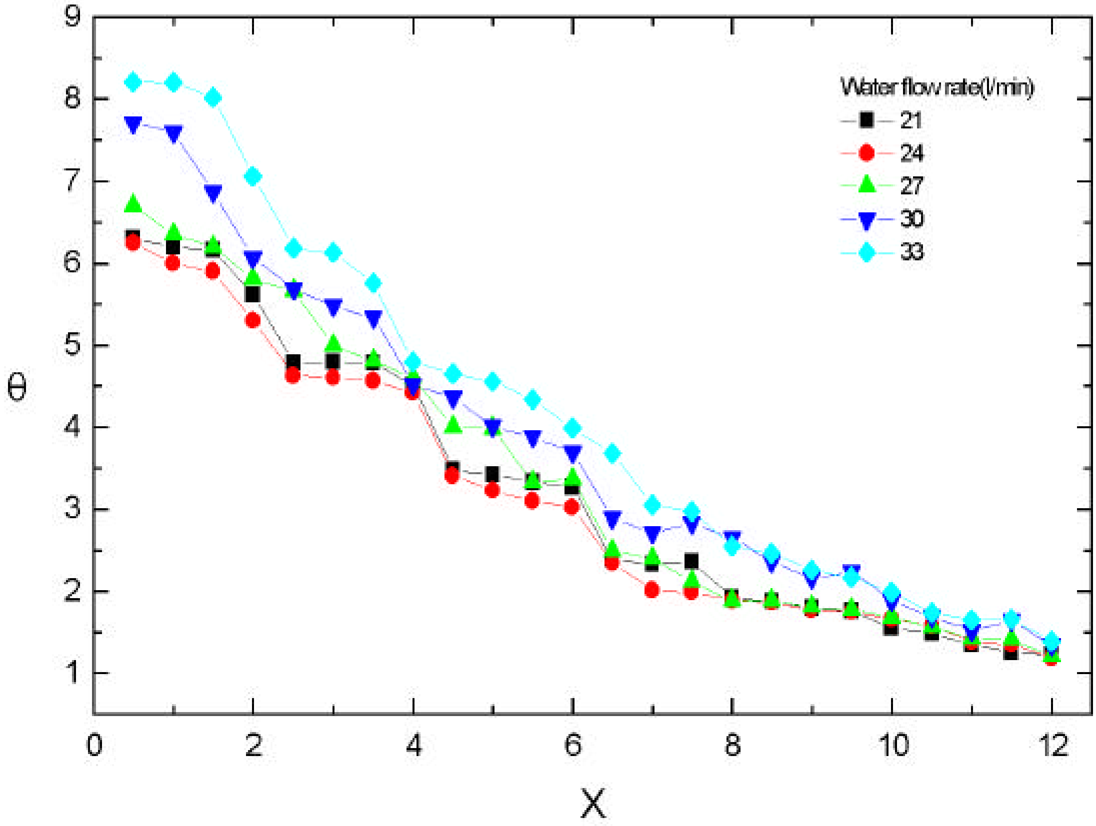


Fig. 4.12 Wall and bulk temperature distribution of coil in immerged flow at Refrigerant flow rate 3.2(ℓ/min)

4.2 코일 적하시 열전달 특성

증발기 코일관외 적하 열전달 실험은 설계치의 ±1.5배인 관외 냉수유량을 21ℓ/min 33ℓ/min, 그리고 관내 냉매유량을 1.7ℓ/min 3.2ℓ/min의 범위에서 수행하였다. 적하 실험은 증발부 상단의 냉수 분배기를 통하여 냉수가 코일에 산포되는 액막 열전달 현상이다. 이 실험에서는 냉수가 잘 적하 되는지의 여부가 열전달 현상에 영향이 크므로, 냉수 분배기를 여러 번 실험에 걸쳐 제작하였다.

Fig. 4.13은 냉수가 코일외부에 균일하게 적하 산포될 때 관외 Re수의 변화에 따른 Nu수 변화를 보여주고 있다. Nu수는 관외 Re수가 변화함에 따라 선형적으로 증가하다가 설계 냉수유량인 27ℓ/min 이상에서는 증가가 둔화되는 것을 보여준다. 이는 설계치 이하에서의 균일한 관외 접촉 열전달 보다는 유량이 많음으로 인하여 유막이 두꺼워지고, 코일의 하부에서는 적하되고 있는 냉수의 박리가 발생하여 열전달이 저하되는 것으로 보인다. 한편, 관내 냉매의 유량이 증가하면 관외 Nu수가 본 실험의 범위에서 계속적으로 증가하고 있으나, 한계치 이상에서는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다. 관외 적하 유량 설계치에서의 관내 냉매유량 변화에 의한 열전달과, 관내 냉매 설계유량에서의 관외 적하 유량 변화의 열전달 영향을 비교하여 보면 냉수유량 변화에 의한 열전달 영향이 냉매유량 변화에 의한 영향보다 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

코일관외 상부에는 중력에 의한 냉수의 표면 접촉 층류 경계층이 형성되어 열전달이 일어나고 관의 하부는 일부 냉수의 박리가 발생하는 현상으로 본 코일관외 열전달 실험의 결과와 비슷한 해석식인 Fand식을 적용하여 $2\times10^3 < Re < 4\times10^3$ 구간에서 다음과 같은 식을 얻었다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.022(Re)_o^{0.5} + 0.112(Re)_o^{0.56})\,Pr_o^{0.3} \qquad (4.2)$$

Fig. 4.14는 상기 식으로 계산한 관외 열전달계수와 실험에서 구한 관외 열전달계수 값을 비교 분석한 것으로 결과는 본 실험범위에서 약 ±3.0%정도의 오차를 보이고 있다.

Fig. 4.15에서는 냉수유량 변화에 따른 냉수로부터 증발기로의 전열량을 나타내고 있다. 냉매량과 냉수량이 증가할수록 본 실험범위에서 전열량이 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 이유는 냉수 유량이 많아질 경우 냉수의 속도가 커지는 즉, 난류의 영향이 증가되어 냉매와의 온도차를 크게 하여 코일 벽면을 통해서 전달되는 전열량이 증가하기 때문으로 판단된다.

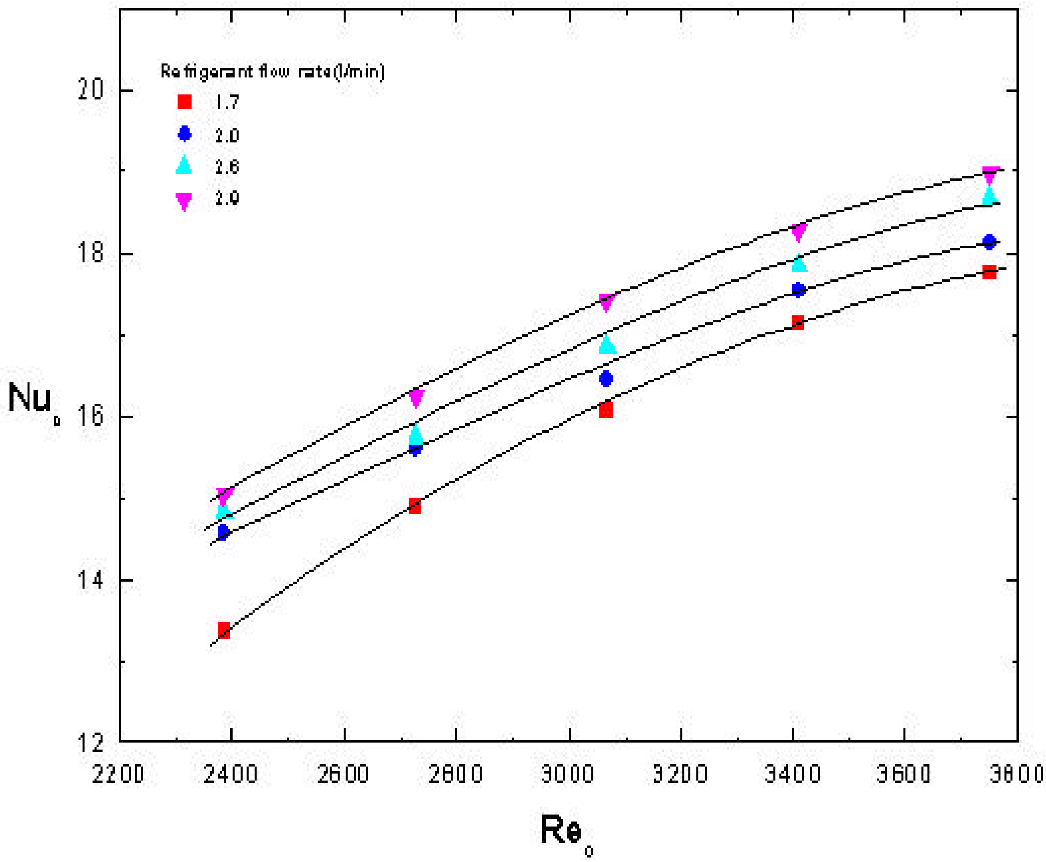


Fig. 4.13 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the film falling flow

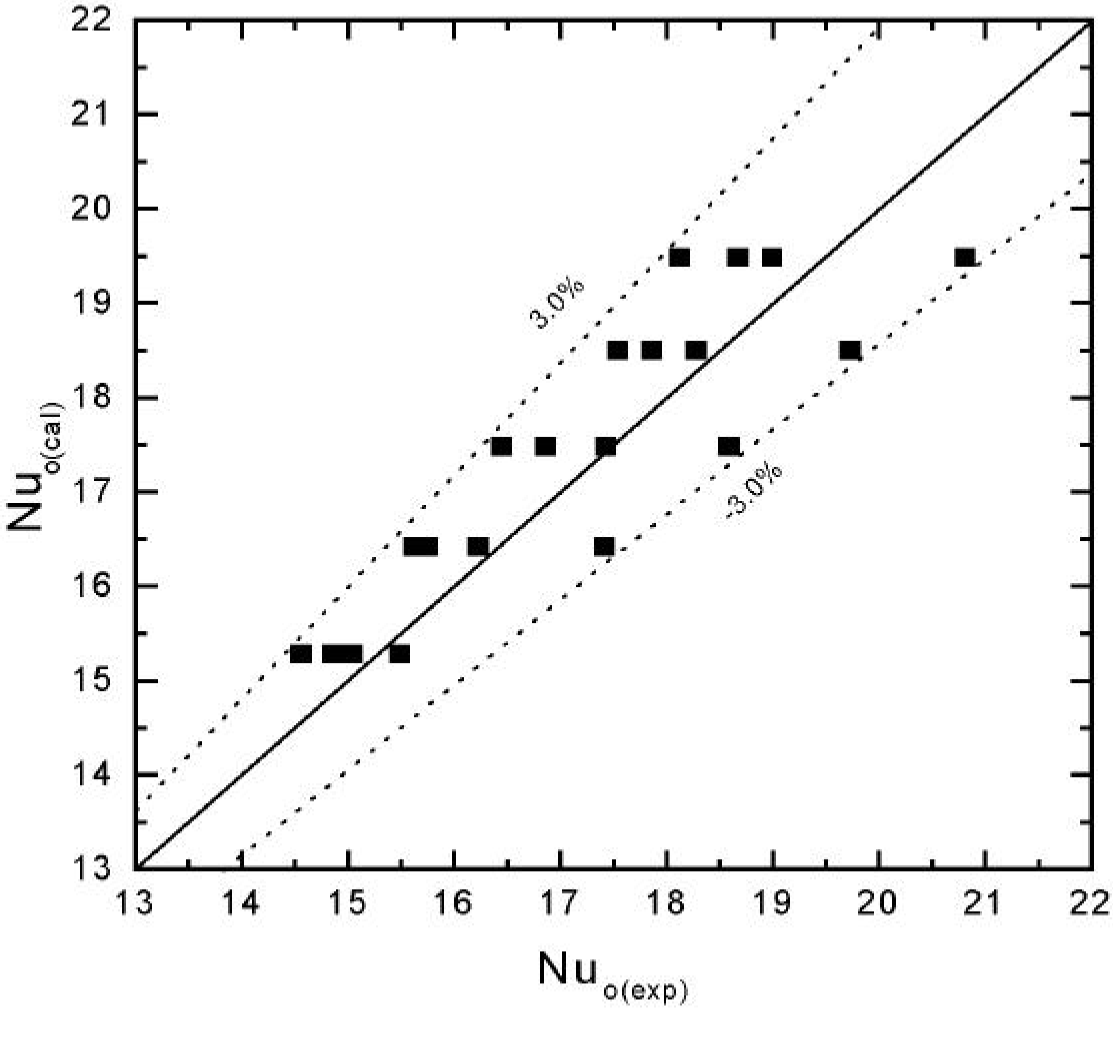


Fig. 4.14 Comparison of calculated Nu numbers by the correlation equation (4.2) and the experimental values

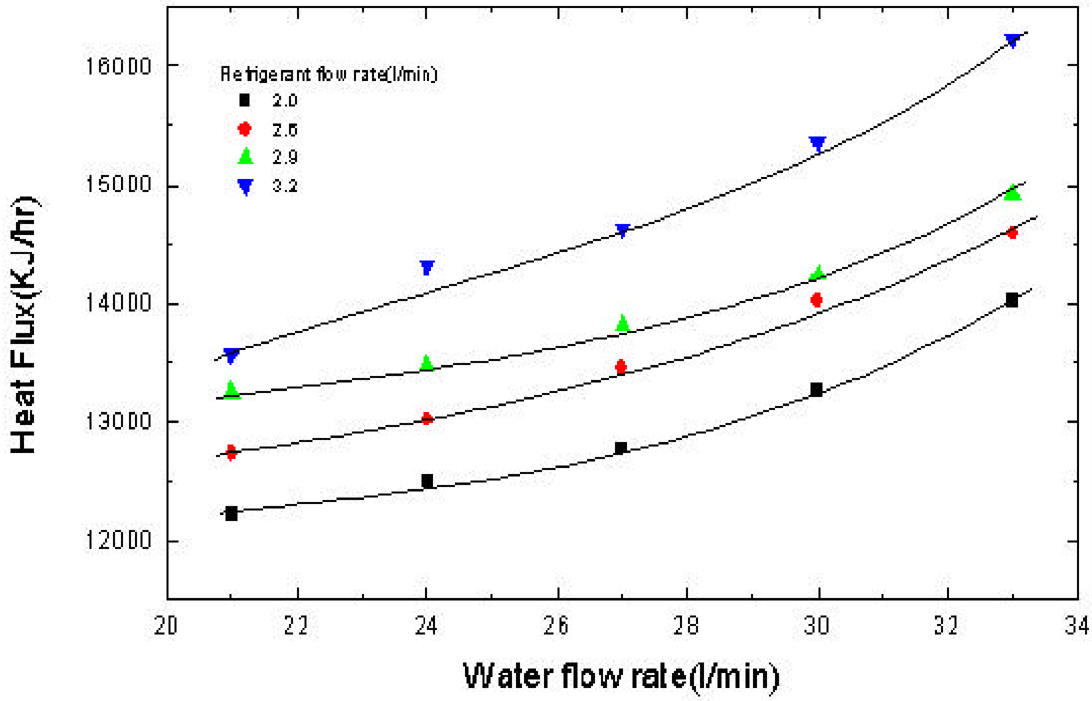


Fig. 4.15 Heat flux variation with refrigerant flow rate in the case of film falling flow

4.3 코일 관외 완전 침전시 열전달 특성

증발기 코일관외 냉수 완전침전 열전달 실험은 관외 적하 실험과 동일한 유량 범위에서 실험을 수행하였다. Fig. 4.16은 코일외부가 냉수에 완전히 침전된 상태에서의 열전달 실험 결과로써, 관외 Re수 변화에 따른 Nu수 변화를 보여주고 있다. 결과를 보면 Nu수는 관외 Re수가 변화함에 따라 Concave하게 지속적으로 증가하는 것을 보여준다. 이는 관외 유량이 적을 때는 자연대류 열전달이 형성되고, 유량이 증가하면 관외 유속이 증가하여 열전달을 촉진시키기 때문이다.

관내 냉매의 영향을 살펴보면 적하 열전달과 동일하게 냉매 유량이 증가하면 관외 Nu수가 본 실험의 범위에서 계속적으로 증가하고 있다. 이 또한 한계치 이상에서는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다.

본 침전실험의 결과를 McAdams의 이중 실린더 관내를 물과 물이 대향류로 열교환하는 강제 대류열전달의 식으로 표현하여 $2\times10^3 < Re < 4\times10^3$ 구간에서 다음과 같이 얻어졌다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.064(Re)_o^{0.6})\,Pr_o^{0.3} \qquad (4.3)$$

Fig. 4.17은 위 식으로 계산한 코일 관외 완전침전 열전달계수와 실험치의 오차를 비교 분석한 것인데, 본 실험 구간에서 약 ±5.0% 정도의 오차를 나타내고 있다.

Fig. 4.18은 냉수유량 변화에 따른 냉수로부터 증발기로의 전열량을 나타내고 있다. 냉수유량이 증가함에 따라 열유속은 증가하는데 이것은 냉수 유량이 증가하면 유속이 커져 열전달이 촉진되기 때문이다. 한편, 냉매량과 냉수량이 증가할수록 본 실험범위에서는 전열량이 증가하고 있으나 한계치 이상에서는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다.

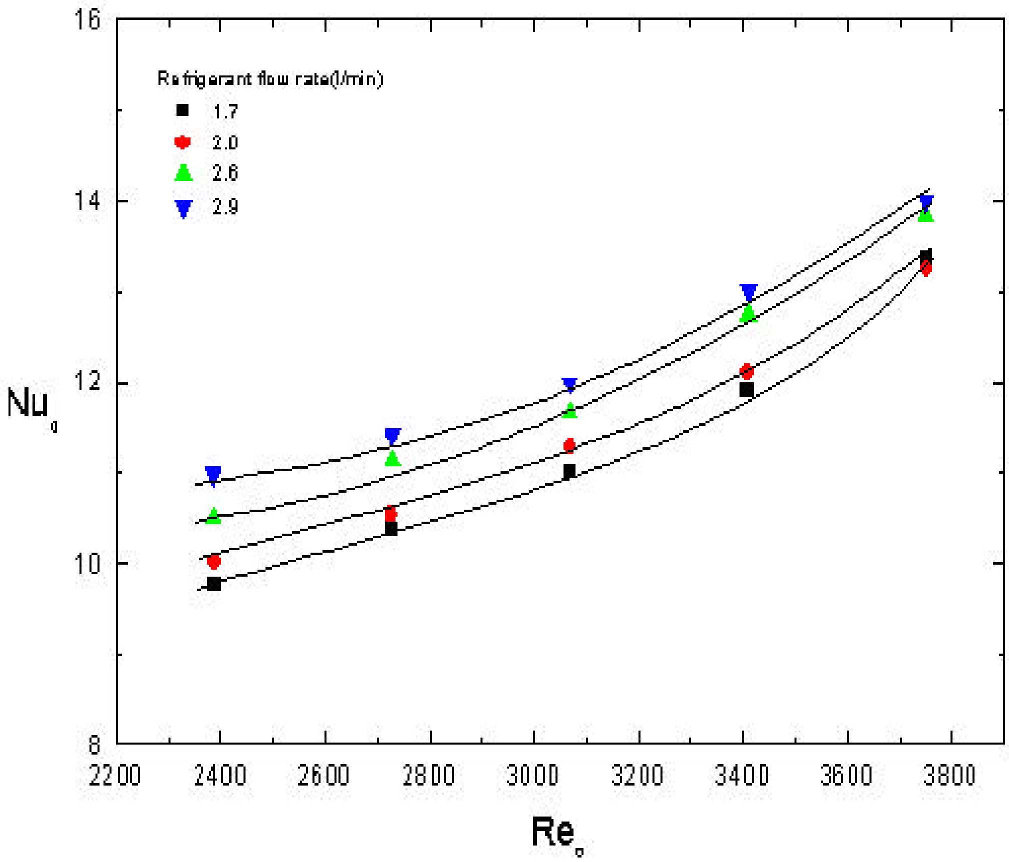


Fig. 4.16 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the immerged flow

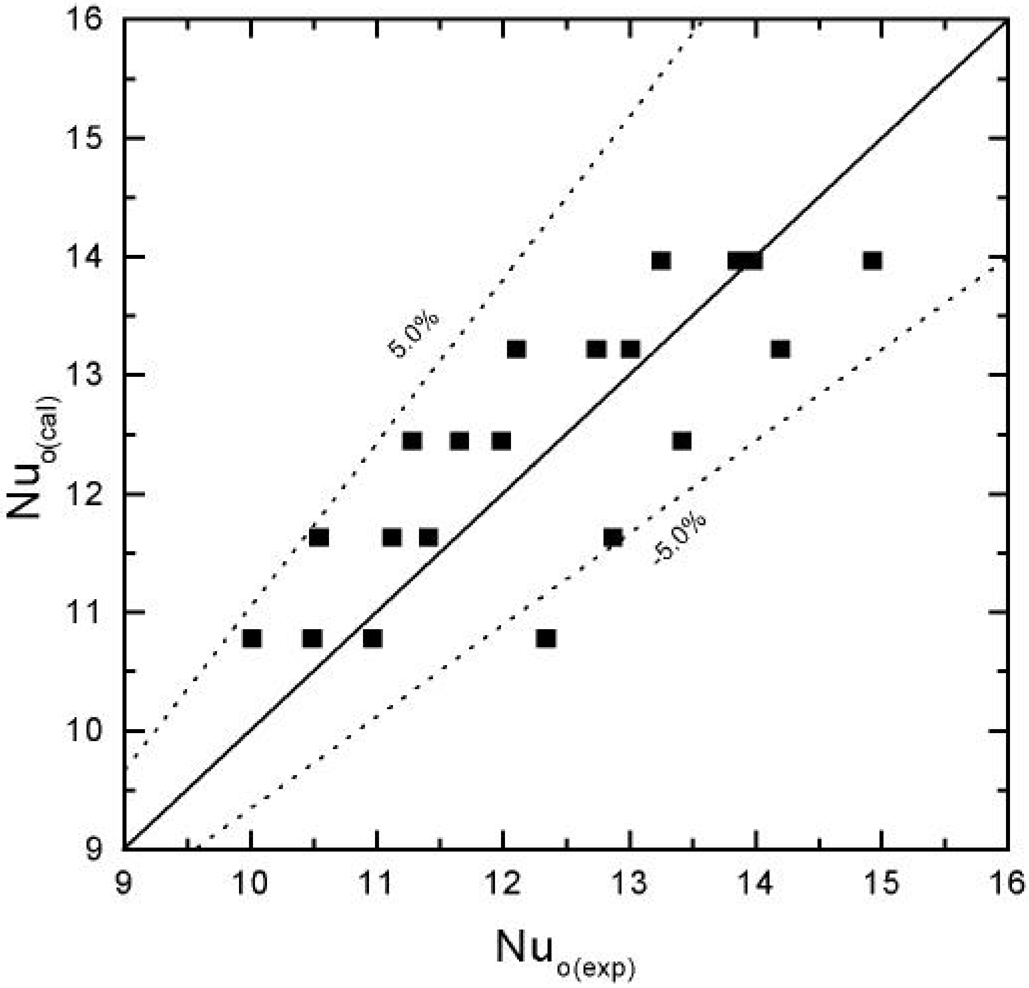


Fig. 4.17 Comparison of calculated Nu numbers by the correlation equation (4.3) and the experimental values

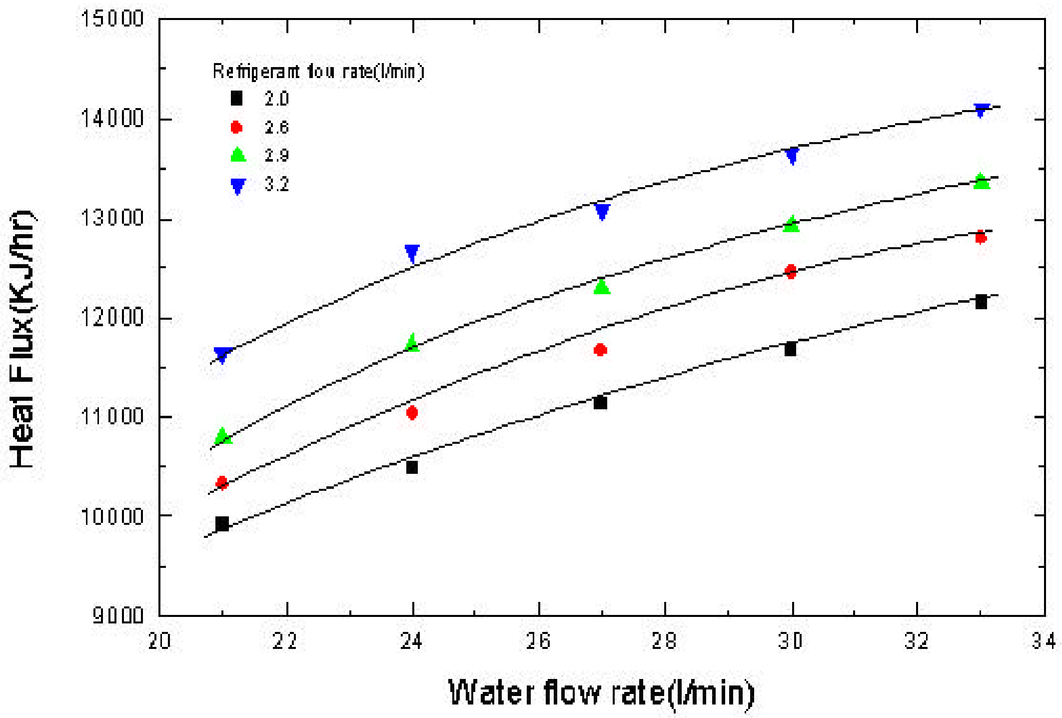


Fig. 4.18 Heat flux variation with refrigerant flow rate in the case of immerged flow

4.4 코일관외 부분적하 및 부분침전에 따른 열전달 특성

코일관의 외부 면적이 냉수에 의해 침전되는 율을 0 1.0까지 변화시켰을 때 즉, 부분적하와 부분침전을 혼합하여 냉수 유량 변화에 따른 관외 열전달 현상을 실험한 결과는 다음과 같다.

Fig. 4.19에서 Fig. 4.27은 냉수 침전 면적비를 증가시키면서 관외 Re수 변화에 따른 관외 Nu수의 변화를 보여주고 있다. 관외 Re수가 증가함에 따라 Nu수가 증가하는 경향을 보였는데, 이것은 냉수의 질량유속이 증가함에 따라 열전달이 촉진된다는 것을 알 수가 있다.

Fig. 4.28에서 Fig. 4.33은 일정한 관내부 냉매유량에 있어서 코일 관외 열교환 면적의 침전비에 대한 냉수유량이 변화할 때의 관외 열전달계수를 실험한 결과이다. 전체적인 실험 결과를 보면 완전적하와 완전침전 때의 열전달보다, 부분적하와 부분침전이 혼합된 경우의 열전달이 더 향상되었음을 알 수가 있다.

Fig. 4.28은 관내 냉매유량이 1.7ℓ/min이고 관외 침전비가 8%일 때 최고 관외 열전달계수를 나타났으며, 이때 침전비 8%는 전열면적의 92%는 냉수의 적하, 8%는 침전인 경우이다.

Fig. 4.33은 냉매 유량이 3.2ℓ/min이고 침전비가 42%일 때 최고 관외 열전달계수가 나타났으며, 관내 냉매 유량이 증가할수록 최고 관외 열전달계수를 갖는 침전비는 증가하였다. 이 최고 열전달계수의 증가는 완전적하일 때 보다 약 8%, 완전침전일 때 보다 56%의 열전달 향상된 것이다. 이는 적하열전달 때 코일관 하부 유체의 박리에 의한 열전달 저하가 침전에 의하여 방지되고, 부분침전 때에는 완전침전의 자연 대류와는 달리 상부에서 중력에 의해 물이 적하하여 난류층이 형성되어 열전달이 촉진되기 때문으로 해석된다.

관외 유량의 변화에 대한 열전달을 보면 공통적으로 관외 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하고 있으나, 관내 유량이 증가할수록 관외 유량 증가에 따른 열전달 계수 증가폭은 감소되고 있다. 이 역시 한계유량 이상에서

는 증가율이 둔화될 것으로 판단된다.

코일관외 부분적하 및 부분침전에 따른 열전달 결과를 $2\times10^3 < Re_o < 4\times10^3$ 구간에서 무차원 실험식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$Nu_o = (0.5 + 0.14 (Re)_o^{0.53}) Pr_o^{0.4} \tag{4.4}$$

Fig. 4.34는 침전비 0.08 0.92의 범위에서 상기 무차원식으로 계산한 관외 열전달계수와 실험에서 구한 관외 열전달계수를 비교 분석한 것이다. 두값의 오차는 약 ±8% 정도로 위 식(4.4)이 적하와 침전 즉, 혼합 열전달의 경우 열전달계수 산정에 적절한 식임을 알 수 있다.

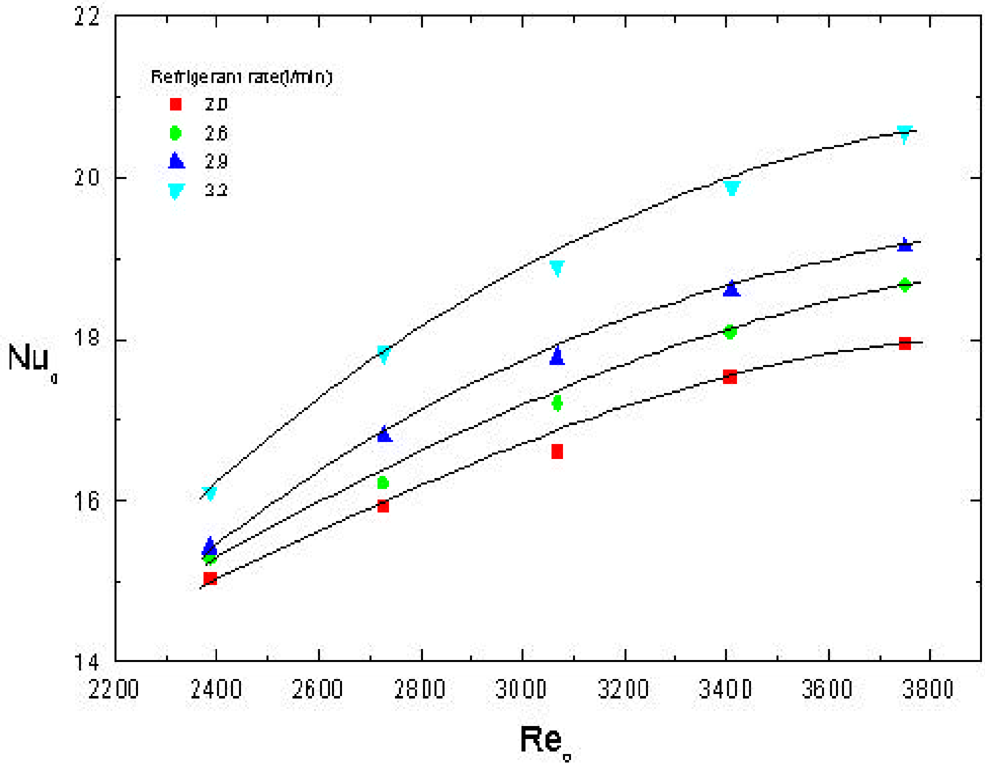


Fig. 4.19 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.083

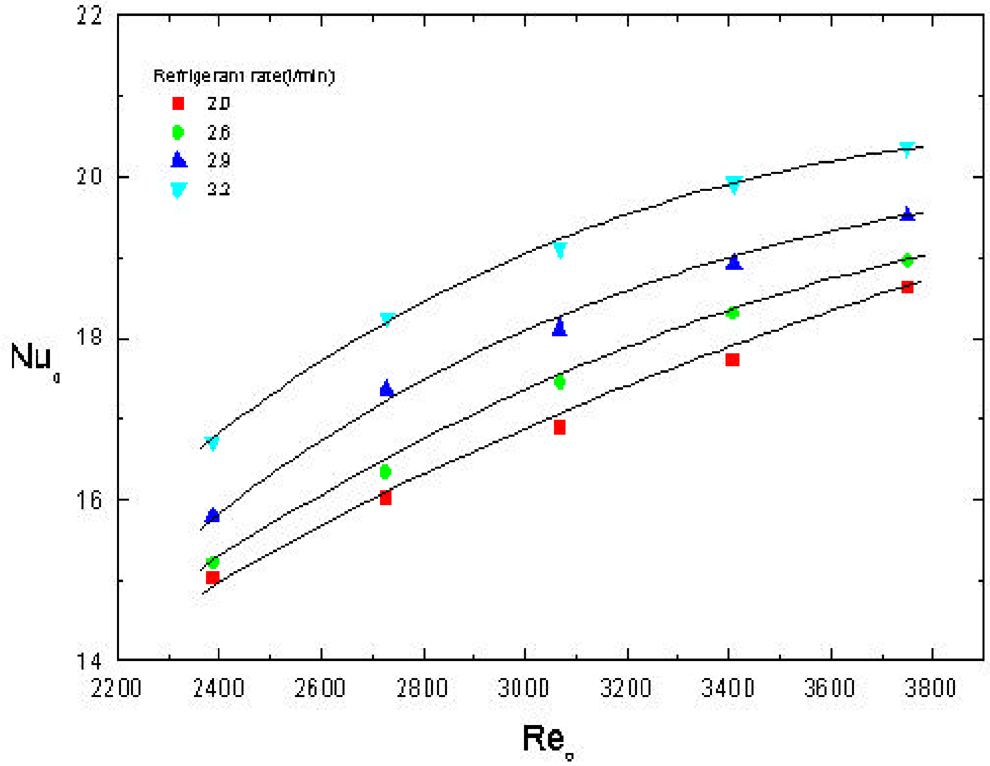


Fig. 4.20 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.167

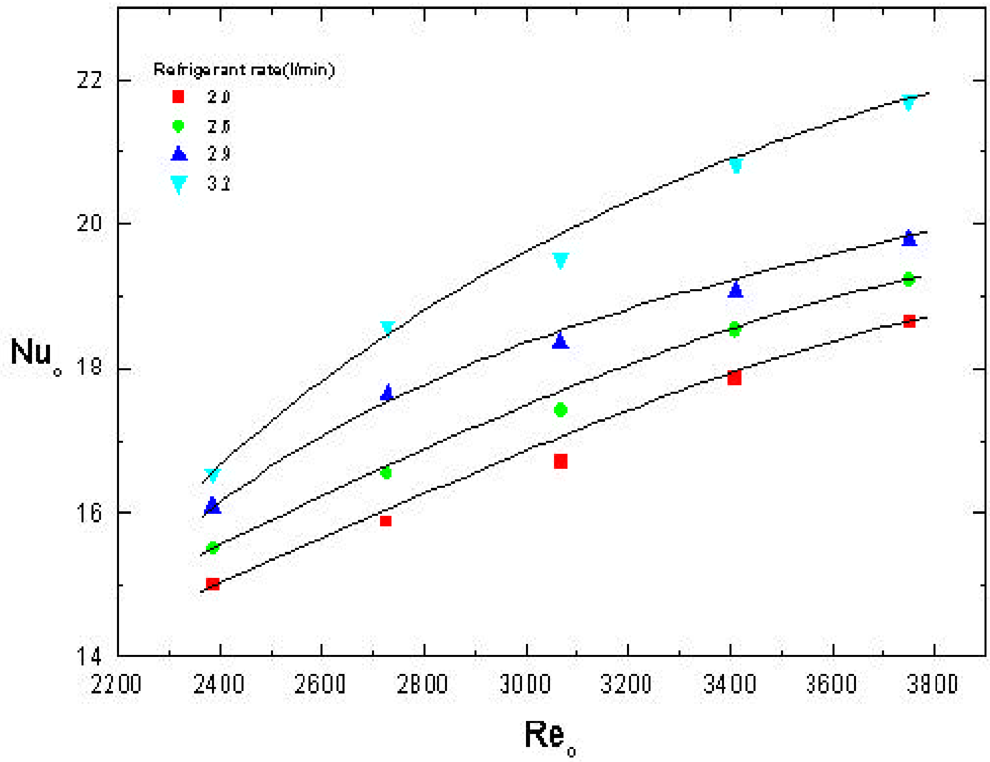


Fig. 4.21 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.25

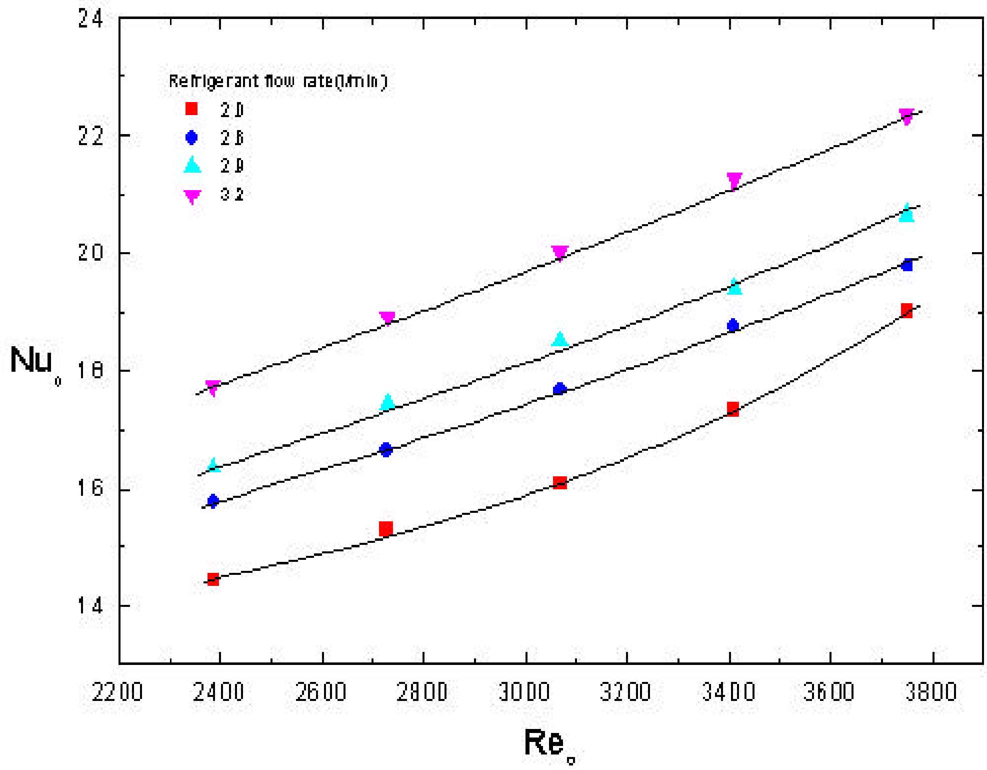


Fig. 4.22 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.33

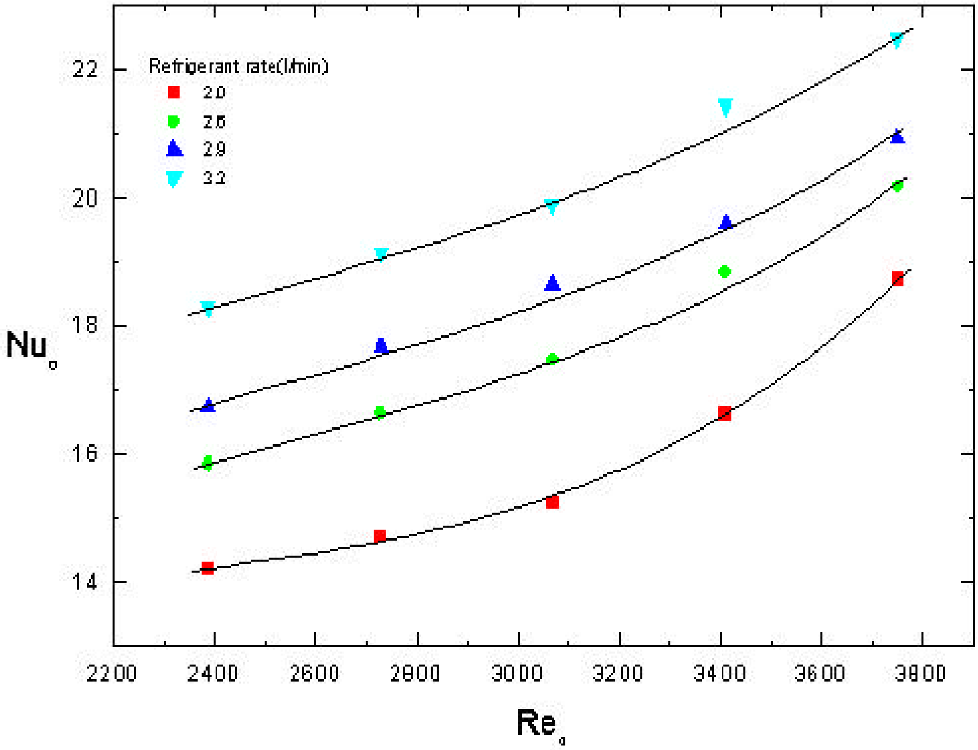


Fig. 4.23 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.42

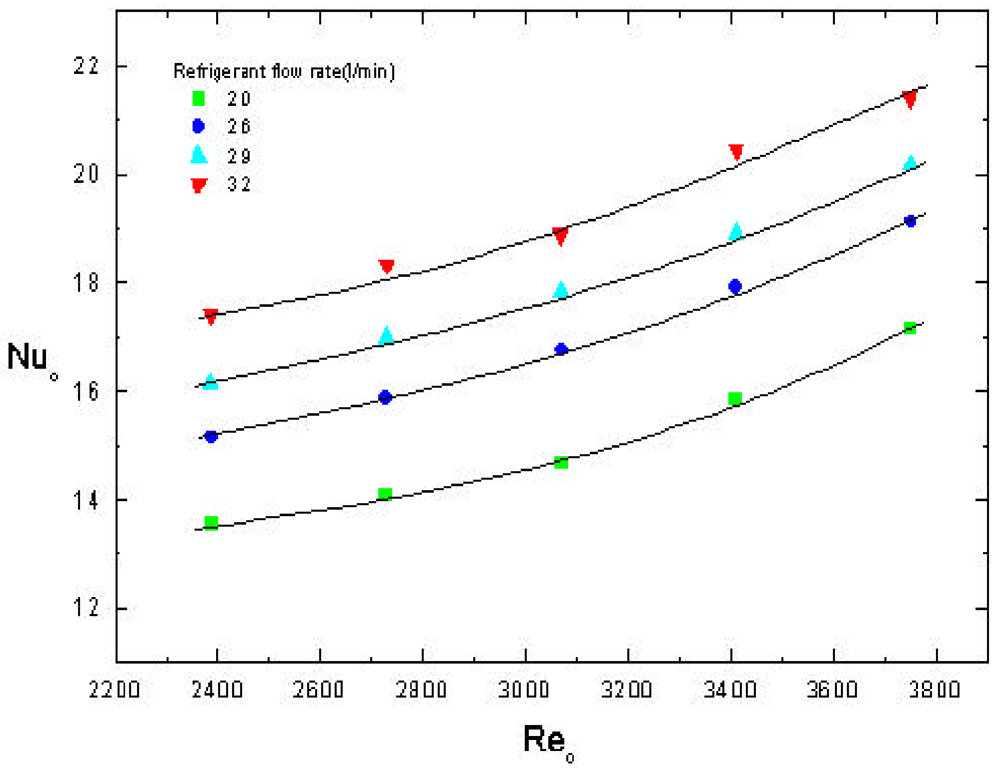


Fig. 4.24 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.5

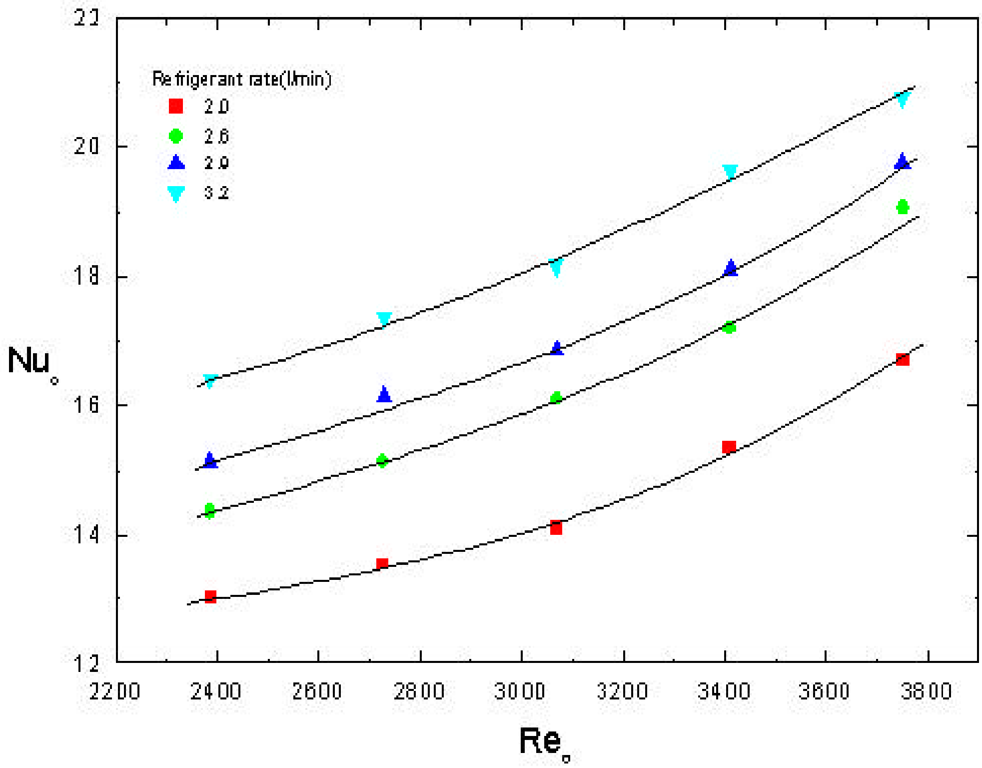


Fig. 4.25 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.58

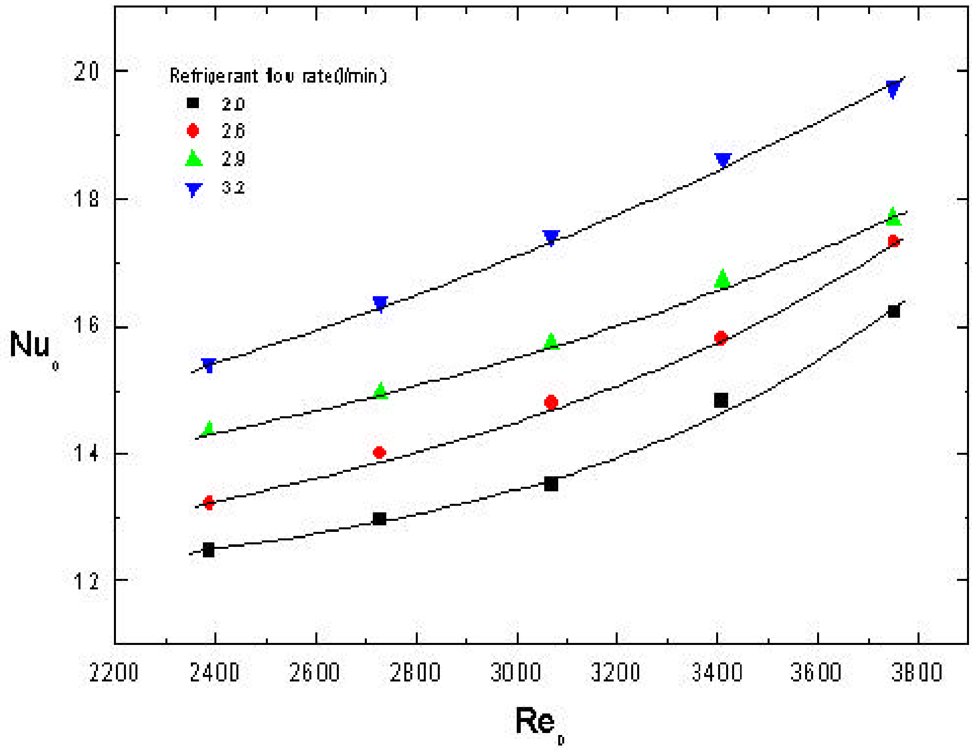


Fig. 4.26 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.67

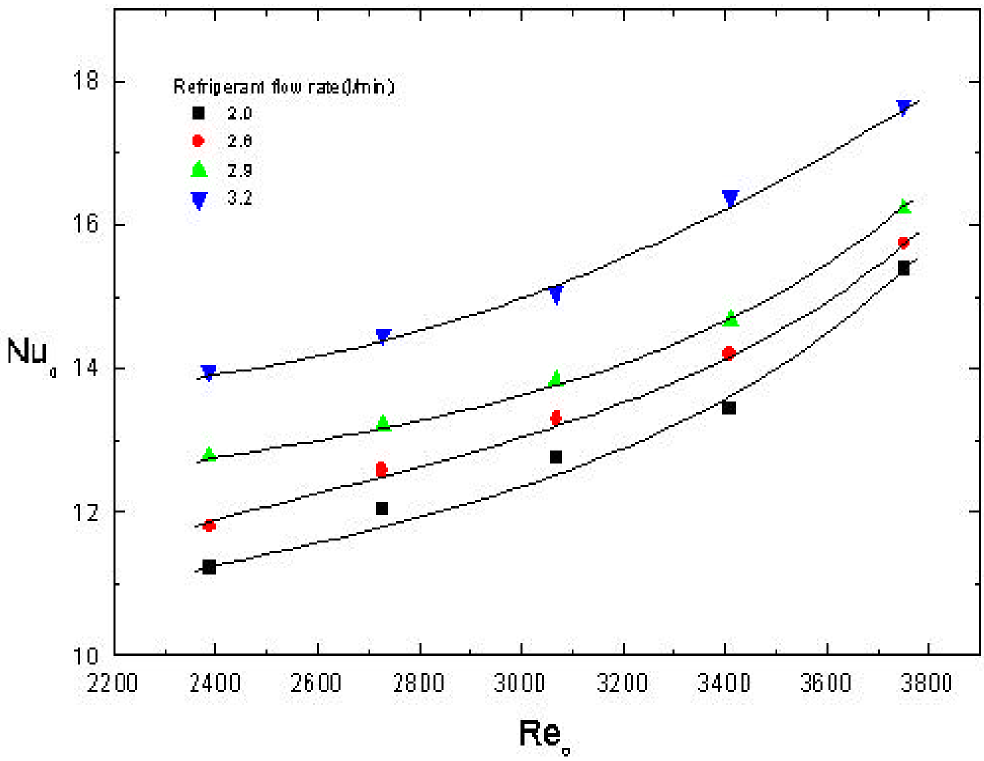


Fig. 4.27 Nu number variation as a function of tube outside Re number on the Immerged rate 0.83

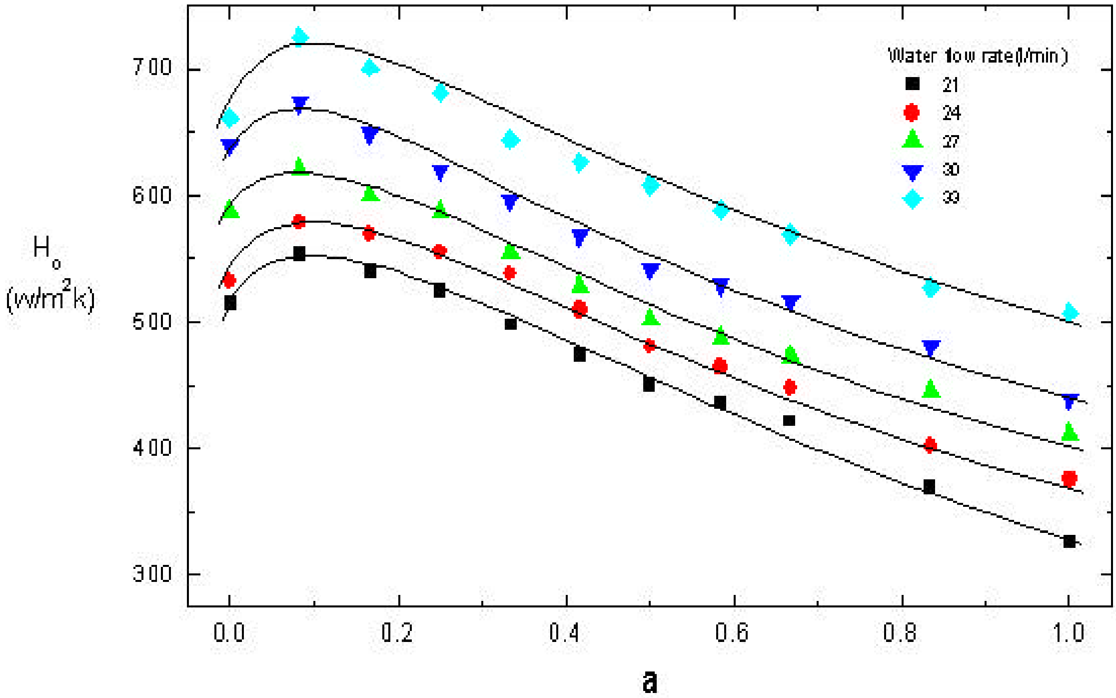


Fig. 4.28 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 1.7 ℓ/min.

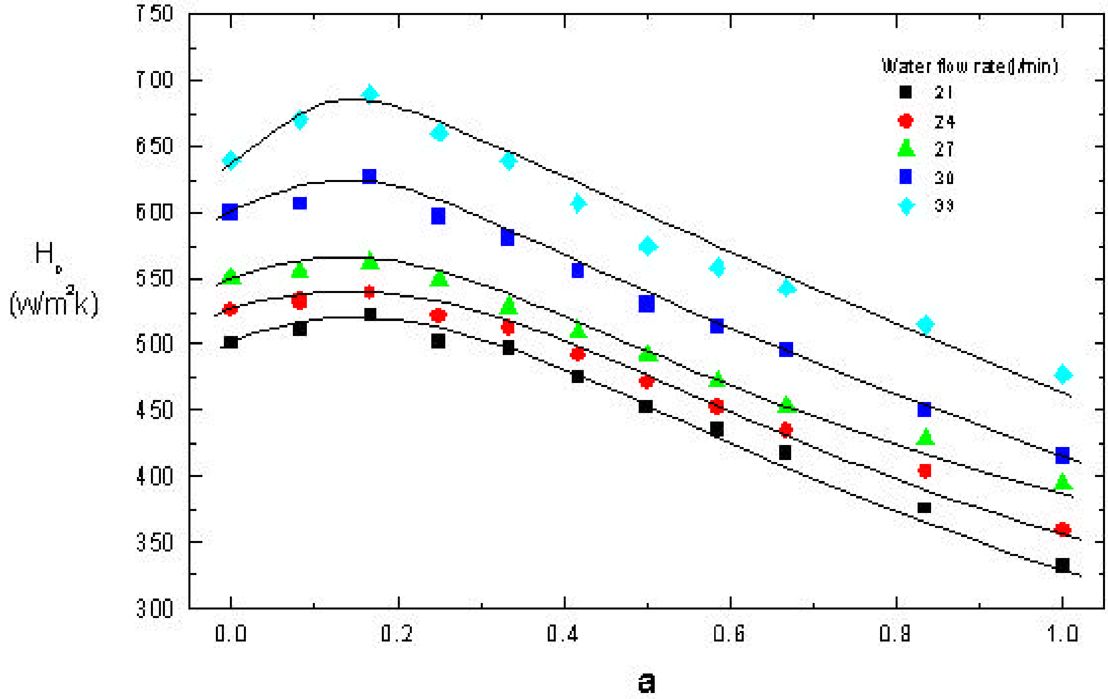


Fig. 4.29 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 2.0ℓ/min.

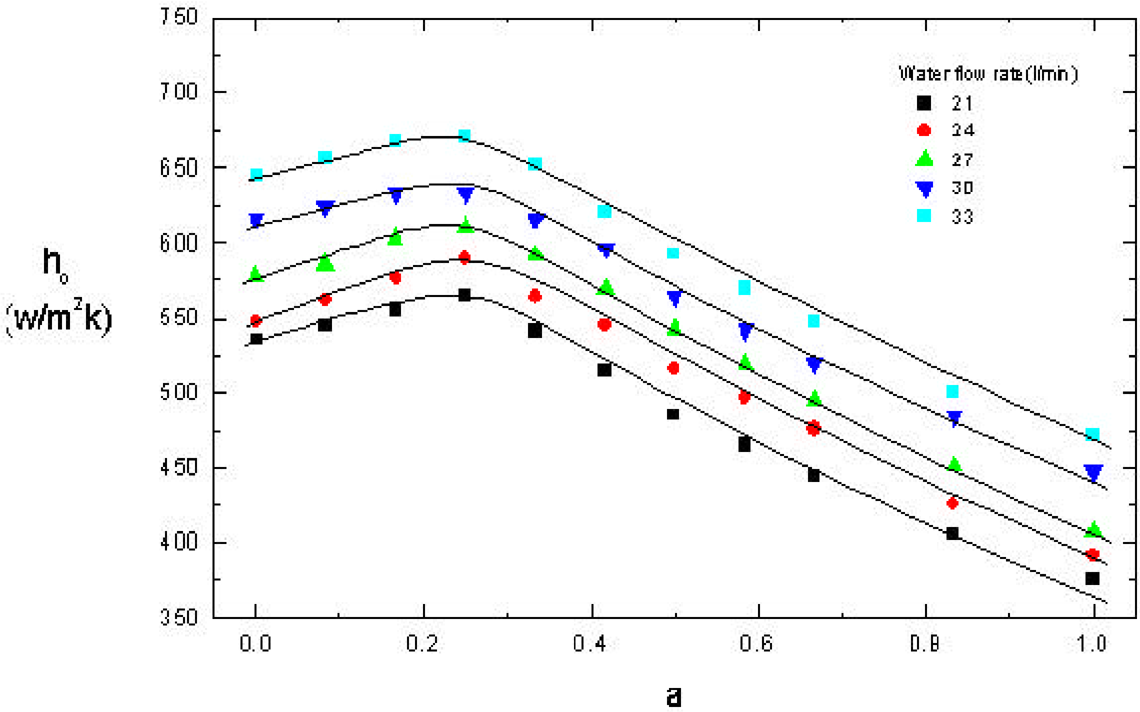


Fig. 4.30 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 2.3 ℓ/min.

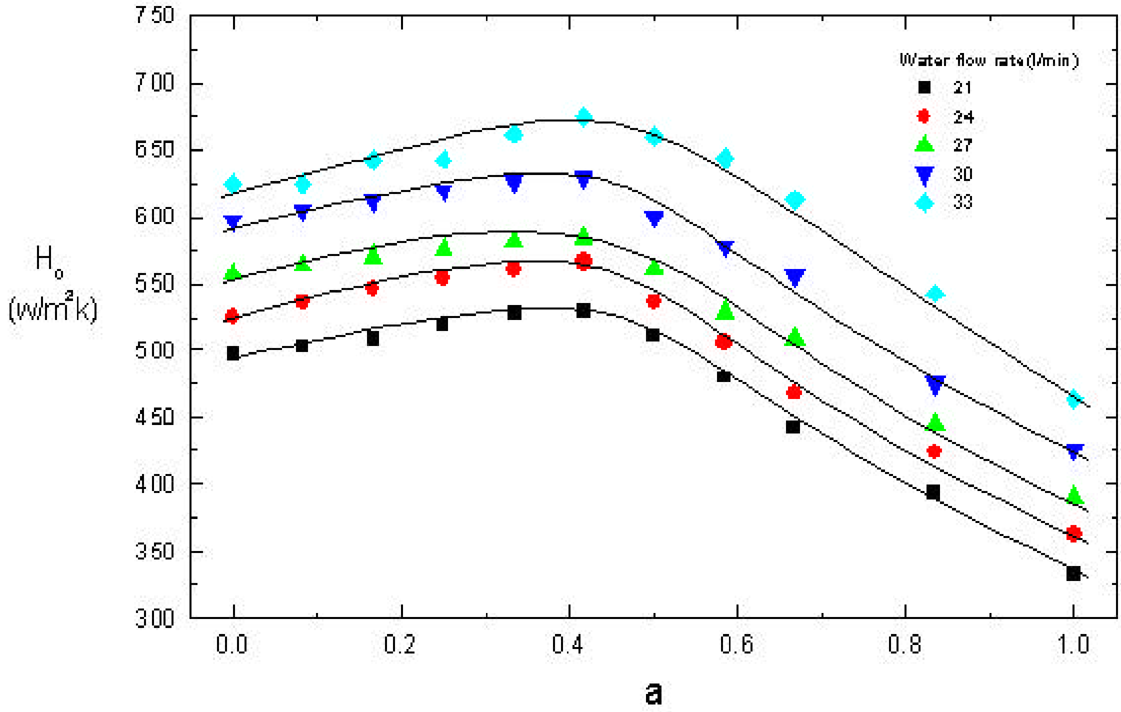


Fig. 4.31 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 2.6 ℓ/min.

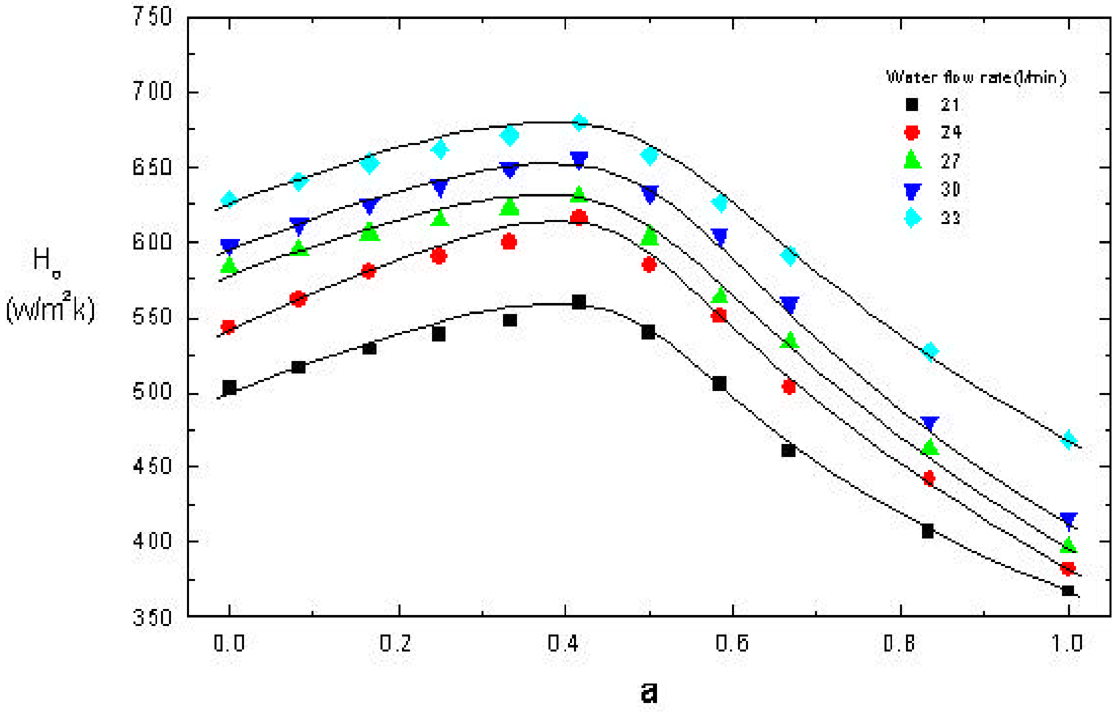


Fig. 4.32 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 2.9 ℓ/min.

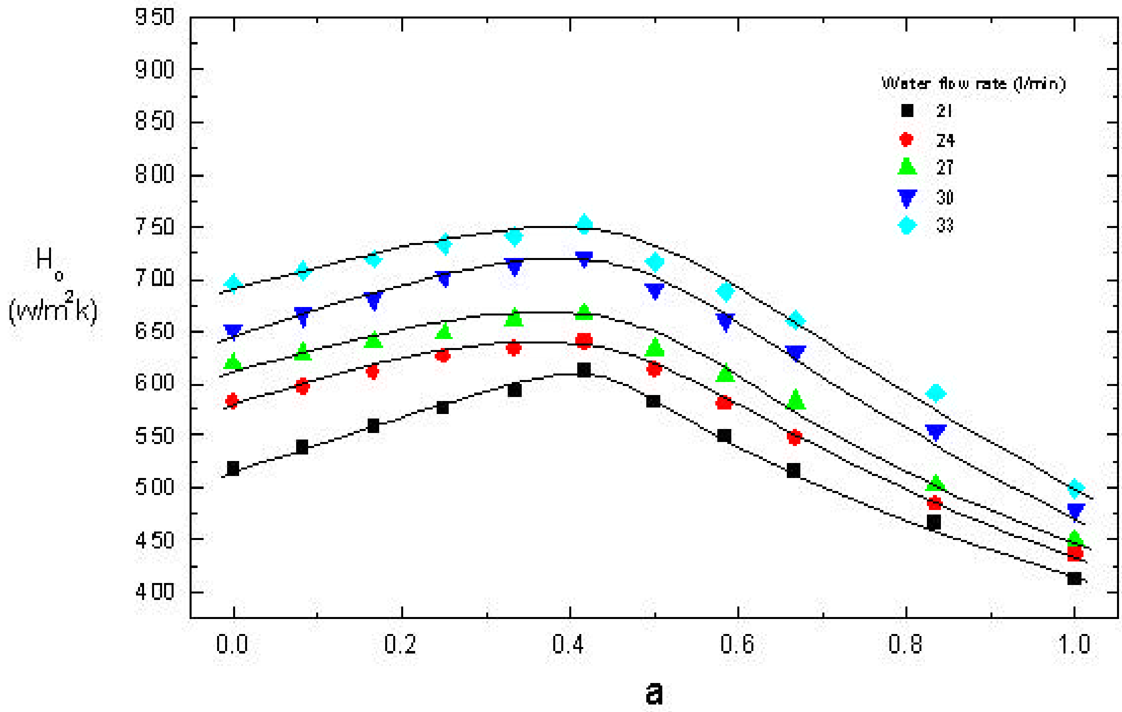


Fig. 4.33 Outside heat transfer coefficient vs the tube immerged rate on the mixed flow at refrigerant flow rate 3.2 ℓ/min.

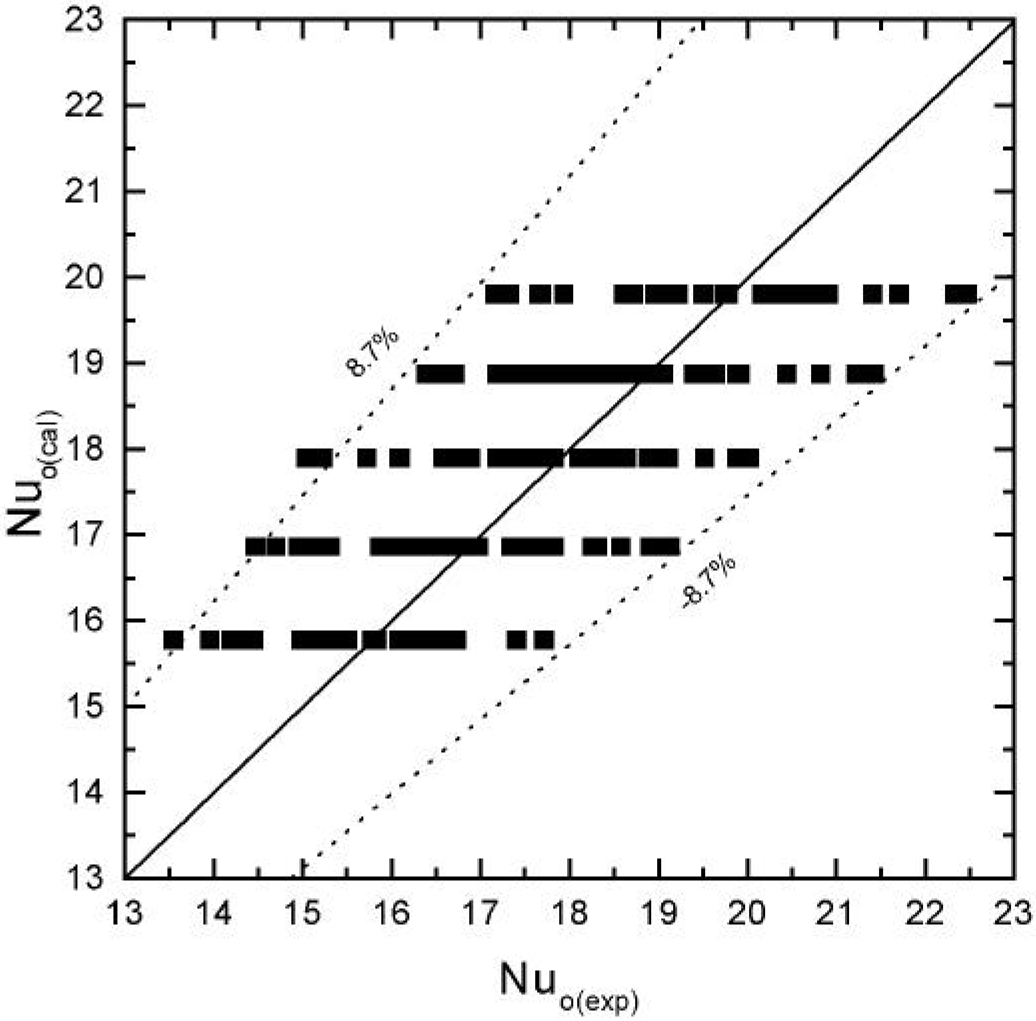


Fig. 4.34 Comparison of calculated Nu numbers by the correlation equation (4.4) and the experimental values and experimental value

5. 결 론

암모니아 흡수식 증발기 등에 적용되고 있는 헬리컬 코일의 관외부로 냉수가 적하와 침전유동이 일어날 때의 열전달 현상에 대하여 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 코일관외 냉수 적하 열전달계수는 관외 Re수 $10^2 < Re_o < 10^4$ 범위에서 다음과 같은 무차원 실험식을 얻었다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.022(Re)_o^{0.5} + 0.112(Re)_o^{0.56})\,Pr_o^{0.3}$$

(2) 코일관외 냉수 침전 열전달에 대한 관외 열전달 계수 무차원 실험식은 다음과 같다.

$$Nu_o = (0.35 + 0.064(Re)_o^{0.6})\,Pr_o^{0.3}$$

(3) 코일관외 부분적하 부분침전에 대한 실험으로 혼합 열전달계수는 다음과 같은 무차원 식으로 표현되었다.

$$Nu_o = (0.5 + 0.14\,(Re)_o^{0.53})\,Pr_o^{0.4}$$

(4) 완전적하와 완전침전 때의 열전달보다, 부분적하와 부분침전이 혼합된 경우의 열전달이 더 향상되었으며, 열전달계수 최고값은 완전적하일 때 보다 약 8%, 완전침전일 때 보다 56%의 열전달이 증가함을 보였다.

본 실험을 통하여 헬리컬 코일 관외열전달의 특성을 파악했으며, 앞으로 코일 피치의 변화, 코일직경비(D_c/d_i) 변화 등의 변수에 따른 실험도 수행되어 보완되야 할 것이다.

참고 문헌

[1] R. C. Xing, M. A. Ebadian., "The Effects of Prandtl Numbers on Local and Average Convective Heat Transfer Characteristics in Helical Pipes", Journal of Heat Transfer, Vol. 119, pp.467-473

[2] Ali Owhadi, Kenneth J. Bell and Berry Crain, Jr. "Forced Convection Boiling Inside Helically-Coiled Tubes", Int. J Heat Mass Transfer, Vol.11 pp.1779-1793

[3] J.C.Chen, "A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow", Am. Soc. Mech. Engrs Paper 63-HT-34 (1963)

[4] Kozeki, M.,Nariai, H.,Furukawa, T.,and Kukrosu, K., "A study of Helically-Coiled Tube Once-Through Steam Generator,"Bulletin of he JSME, Vol.13, No.66, 1970, pp.1485-1494

[5] Masuo KAJI, Koji MORI, Masaya OISHI, "Boiling Heat Transfer And Dry-out Characteristics In Helically Coiled Tubes" Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997 pp.649-656

[6] Qin Cheng Bi., Ting Kuan CHEN., Xue Jun CHEN., Yu Shan LUO., Jian Xue ZHENG., " 1997, "Heat Transfer Characteristics In Helical Coil Tubes" Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics pp. 2233-2239.

[7] Cengiz Yildiz, Yasar Bicer and Dursun Pehlivan, 1997 "Heat Transfer And Pressure Drop In A Heat Exchanger With A Helical Pipe Containing inside Springs" Energy Convers. Mgml Vol. 38, No.6, pp. 619-624.

[8] M.Zaki, Y.Z.Liu, R.C.Xin, Z.F. Dong and M.A. Ebadian, "Condensation Heat Transfer Of R-134a In Helicoidal Pipe" Proceedings of the

ASEM Heat Transfer Division Vol. 1, 1997, pp.141-148

[9] Campolunghi, F., Cumo, M., Ferrari, G. and Palazzi, G., 1977, "Full Scal Tests and Thermal Design Correlation for Coiled Once-Through Steam Generators", AIChE Symp. Ser., pp.73-164, 215-222

[10] Kozeki, M., 1973, "Film Thickness and Flow Boiling for Two-Phase Annular Flow in Helically-Coiled Tube", Proc. Int. Meeting on Reactor Heat Transfer, Karlsruhe, pp.351-372

[11] Feng, Z. P., Guo, L. J., and Chen, X. J., 1997, "Forced Convective Boiling Heat Transfer in Helically Coiled Tubes with Various Helix Axial Angles," Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997, pp. 593-599.

[12] Masuo Kaji., Koji Mori., Masaya Oishi., Shigeyasu Nakanishi and SAWAI., 1997, "Boiling Heat Transfer and Dryout Characteristics In Helically Coiled Tubes," Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics pp. 649-656.

[13] Rippel, G. R et al, "Two-Phase Flow in a Coiled Tube," I&EC Process Design and Development, Vol. 5, No. 1, pp. 32-39.

[14] Awwad, A., et al, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 21, No.4, pp. 607-619.

[15] Banerjee, S. et al, "Studies on Cocurrent Gas-Liquid Flow in Helically Coiled Tubes, I - Flow Patterns, Pressure Drop and Holdup," The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 47, pp.445-453.

[16] Hart, J. et al "Single- and Two- phase Flow Through Helically Coiled Thbes," Chm. Eng. Sci., Vol. 43, No. 4, pp. 775-783.

[17] Saxena, A. K. et al, "Flow Regimes, Hold-up and Pressure Drop for Two Phase Flow in Helical Coils," The Canadian Journal of

Chemical Engineering, Vol 68, pp. 553-559.

[18] Owhadi, A., et al., "Forced Convection Boiling Inside Helically-Coiled Tubes," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1779-1793, 1968.

[19] H. Nariai, et al, J. Nucl. Sci. Tech., Vol. 19, No. 11, Nov. 1982.

[20] Kalb, C.E., Seader, J.D, 1983, "Entrance Region Heat Transfer In A Uniform Wall-Temperature Helical Coil with Transition From Turbulent to Laminar Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26, No.1, pp.23-32,

[21] R.M.Fand and K.K.Keswani, "Combined Natural and Forced Convection Heat Transfer From Horizontal Cylinders to Water", Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 16, pp.1175-1191

[22] R. M. FAND, 1965, "Heat Transfer By Forced Convection From A Cylinder To Water In Crossflow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp. 995-1010.

[23] McAdams, W. H., Heat Transmission 3rd ed McGRAW - HIll

[24] **열교환기 핸드북**, **제**23**장 탱크 코일식 열교환기** ,**한미출판사**

[25] Tong, L.S, 1965, "Boiling Heat Transefer and Two-Phase Flow", John Wiley & Sons, Inc., New York.

[26] J. O. Kim et al, "Thin film evaporation on horizintal plain tubes" Proceedings of SAREK '98 Summer Annual Conference p. 561.

[27] Hofmann E., Handbuch der Kaltetechnik BD3, 1959

[28] A. H. Davis, "Convective cooling of wires in streams of viscous liquids, Phil. Mag. 47, 1924, pp.1057-1092

[29] J. Ulsomers, Forsch. Geb. Ing. 3, 1932, 94

[30] H.A. Kramers, Physica 12, 1964, pp.61-80

[31] Analysis of Heat and Mass Transfer, p.405 McGRAW - HIll

[32] Bergles, A.E., and Rohsenow, W. M. 1964, "The determination of

forced-convection surface boiling heat transfer, J. Heat Transfer, Vol. 86, pp. 365-372.

[33] Chen, J. C., 1966, "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Ind. Eng. Chem. Proc. Design and Dev., Vol. 5, pp. 322-339.

[34] Fair, J. R, Petroleum Refiner, 1960, Vol. 39, No.2, pp. 105 - 123.

[35] Dengler, C.E. et al Chem. Eng. Progr. Symp. Ser, Vol 52,, No. 18, p.105.

[36] Davis & David, I&EC Fundmental Vol. 3, No. 2, pp. 111-118.

[37] Chen, J.C., Process design & Development Vol. 5, No. 3, p. 332.

[38] D. Yung, J. J. Lorenz, E. N. Ganic, 1980, "Vapor/liquid interaction and entrainment in falling film evaporators", Trans ASME J. Heat Transfer, Vol.102, pp. 20-25.

감사의 글

새 천년이 오는 흥분과 기대로 기쁨을 금할 수 없는 이 시점에서 돌이켜 보면 참으로 만감이 교차되는 순간입니다. 그만큼 고생과 기쁨이 많았던 것 같습니다. 우선 본 논문이 있기까지 지도와 가르침을 주신 윤상국 교수님께 머리 숙여 감사드립니다.

또한 바쁘신 가운데도 본 논문을 위하여 많은 지도와 충고를 아낌없이 주신 김동혁 교수님, 방광현 교수님, 도덕희 교수님께도 깊은 감사를 드립니다. 실험장치 제작에 도움을 많이 준 김건형님, 후배 김돈수님, 옆에서 힘이 되어준 서성현님, 양대일님, 그리고 실험실 후배 남열, 진호, 철웅님 에게도 이 지면을 빌어 감사를 드립니다.

끝으로 저를 여기까지 남부럽지 않도록 보살펴주고 물심양면 힘써주신 아버님, 어머님, 그리고 동생에게 이 논문을 바칩니다.