⊙ 研究論文

Plate and Shell 열교환기내의 R-22 응축압력강하 특성에 관한 실험적 연구

이기백 · 서무교 · 박재홍 · 김영수

An Experimental Study on Pressure drop Characteristics in Plate and Shell Heat Exchanger

K-B Lee · M-G Seo · J-H Park · Y-S Kim

Key words : Plate and shell heat exchanger(Plate and shell 열교환기), Pressure drop(압력강하), Channel(유로), Vapor quality(건도), Pre-condenser(예냉기)

Abstract

The condensation pressure drop for refrigerant R-22 flowing in the plate and shell heat exchanger were investigated experimentally in this study. Two vertical counterflow channels were formed in the exchanger by three plates of commercial geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angel of 45°. The condensing R-22 flowing down in one channel exchanges heat with the cold water flowing up in the other channel. The effects of the mean vapor quality, mass flux, average imposed heat flux and system pressure of R-22 on the pressure drop were explored in detail. The quality change of R-22 between the inlet and outlet of the refrigerant channel ranges from 0.03 to 0.05. The present data showed that pressure drop increases with the vapor quality. At a higher mass flux, pressure drop is higher for the entire range of the vapor quality. Also, a rise in the average imposed heat flux causes an slight increase in the pressure drop. Finally, at a higher system pressure the pressure drop is found to be slightly lower. Correlation is also provided for the measured pressure drops in terms of the friction factor.

* 창원기능대학 플랜트설비 자동화과
** 부경대학교 대학원 냉동공학과
*** 부경대학교 대학원 냉동공학과
**** 부경대학교 기계공학부

기호설명

D_h : 수력직경 [m]
f : 마찰인자
g : 중력가속도 [m/s²]
G : 질량유속 [kg/m²s]
Re : Reynolds 수
u : 속도 [m/s]
X : 건도

그리스문자

ΔP : 압력강하
ΔX : 건도변화량
ρ : 밀도 [kg/m³]
v : 비체적 [m³/kg]
μ : 점성계수 [Ns/m²]

하첨자

eq : 등가
g : 기체
l : 액체
m : 평균

1. 서 론

판형 열교환기는 많은 세월동안 식품공정, 화학반응 과정 그리고 다른 산업응용분야에서 널리 사용되어져 왔다. 특히 지난 20년 동안 판형 열교환기는 그들의 고효율과 고밀도로 인해 증발기 내지는 응축기로 냉동 · 공조분야에서 사용되어져 왔다. 그러나 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제약성으로 인해 단위 부피당 전열면적을 극대화시킨 경제적이며 효율적인 최적의 냉동시스템 설계가 필수적이다. 또한 설계 기술이 발달함에 따라 최적설계로 압력손실은 낮추고 열전달 기술을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 냉동 · 공조 시스템 설계에 노력을 기울이고 있는 실정이다.[1~3]

고밀도 열교환기의 하나인 plate and shell 열교환기(이하 P&SHE)는 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동 · 공조 시스템에서의 이용 전망은 매우 높다. 그러나 P&SHE는 판형 열교환기와 유사하나 그에 대한 연구는 이루어지지 많은 상태이다. 이에 비해 판형 열교환기에 대해서는 많은 분야에서 연구가 이루어져 왔다. Focke[4] 등은 세브론각에 따른 성능수치를 나타내는데 있어 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였다. Cooper[5]는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였으며, Bounopane[6] 등은 단상 유동에서 LMTD방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였다. Bogaert[7] 등은 판형 열교환기의 열수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Shah and Focke[8] ; Kandlikar and Shah[9]). 따라서 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들이다.

본 연구에서는 응축기로 사용되는 P&SHE의 설계자료를 확립하기 위해 R-22에 대한 응축 압력강하특성을 실험적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 시험부의 형상을 나타내고 있다. P&SHE는 모두 3장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 이들 전열판들은 P&SHE 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다.

실험장치의 구성은 시험부, 냉각수 및 냉매 순환 조절장치, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다.

Fig. 2와 3에 본 실험에 대한 실험장치의 개략도 및 P&SHE 내의 순환형식을 나타내었다. 냉매는 압축기(Scroll Compressor 2.3 HP)를 통과하여 예냉기(SHM15-30 3RT급 판형 열교환기)에서 냉각수와 열교환 후 원하는 입구건도로 조절된다. 일정 건도로 조절된 냉매는 시험부의 관측으로 유

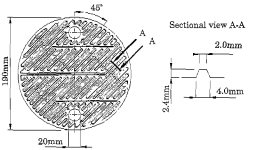

Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger.

Table 1. Configurations of the P&SHE

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate diameter [m]	0.19
Port diameter [m]	0.02
Plate thickness [m]	0.007
Working pressure [bar]	Max. 100
Working temperature[°C]	Max. 400, Min. −196
Number of plate	3
Surface per plate [m^2]	0.0325
Chevron angle [°]	45

입되어 셀측으로 흐르는 냉각수에 의해 일부 응축된다. 시험부 입구에서의 압력은 냉각수의 온도를 이용하여 조절하였다. 냉각수는 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지시킨 후 냉매와 열교환이 이루어지도록 하였다. 시험부의 입·출구에 온도와 시스템 압력 그리고 시험부에서의 압력손실을 측정하기 위해 온도센서(T−type Thermocouple, accuracy ±0.1°C)와 압력트랜스듀서(PMP1400, accuracy ±0.25%) 그리고 차압트랜스듀서(PMP4170, accuracy ±0.2%)를 설치하였다. 시험부에서 나온 냉매증기는 sub−cooler(SHM15−20 1RT급 판형 열교환기)를 통과하여 완전히 응축된 후 여과기를 거쳐 이물질을 제거하고 질량유량계(D040S−SS−322, 0～18kg/min, accuracy ±0.2%)에서 냉매 유량을 측정하였다. 유량계를 나온 냉매는 드라이어와 수동식 팽창밸브를 통과하여 증발기(SHM15−20 2RT급 판형 열교환기)를 거친 후 다시 압축기로 재유입된다. 냉매량은

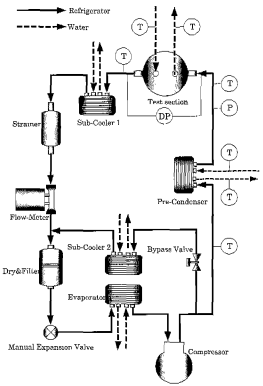

Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system.

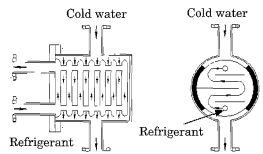

Fig. 3 Details of flow pattern in plate & shell heat exchanger.

압축기 출구에 설치한 바이패스라인(bypass line)과 수동식 팽창밸브를 조작하여 조절하였다. 바이패스(bypass)되는 냉매는 sub～cooler2에서 냉각수와 열교환 후 Fig. 2에 나타나 있는 것과 같이 순환하게 된다. 냉각수는 각각의 순환펌프를 사용하여 시험부의 셀측과 예냉기 그리고 각 sub−cooler

에 보내지도록 설계되었다. 항온조는 5kW 액침식 히터와 3RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 이루어지도록 제작하였으며, 일정한 온도를 유지하기 위하여 디지털 온도 제어기를 설치하였다. 시험부의 셀측으로 들어가는 유량은 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 다시 항온조로 재 유입된다. 이 때 냉각수 입구와 출구에 온도센서를 설치하여 온도를 측정하였다. 시험부로 흐르는 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계로 측정하였으며 냉각수 유량의 조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다. 예냉기로 흐르는 냉각수 또한 입구와 출구에 온도센서를 설치하여 온도를 측정하였으며, 냉각수 유량은 펌프와 예냉기 사이에 설치된 초음파유량계(1010WD1, accuracy ±1%)로 측정하였으며 유량 조절을 위해 예냉기 출구측에 밸브를 설치하였다. 시험부와 예냉기의 입 · 출구에 온도센서를 설치하여 온도를 측정하였다.

2.2 실험방법

각 실험에서 시험부 입구의 R-22의 압력은 팽창밸브의 조절과 수 순환회로의 온수의 온도와 유량을 조절함으로써 조건에 맞는 상태로 유지하였다. 그리고 예냉기에서 시험부 입구의 R-22 증기건도를 원하는 조건으로 조절하였다. 시험부에서의 열유속은 수 순환회로에서의 온수의 온도와 유량을 변화시켜 조정하였다. 그리고 시스템을 1시간 이상 가동하여 정상상태로 유지시킨 후 증기건도에 따라 실험을 수행하였다. Table 2는 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2645A를 사용하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 압력의 변화가 1%이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

Table 2. Test conditions

Refrigerant mass flux [kg/m²s]	90, 114
Heat flux [kW/m²]	8, 10
System pressure [MPa]	1.3, 1.4, 1.5

2.3 실험결과 처리방법

수력학적 직경의 정의로부터, Shah와 Wanniarachchi[10]는 관의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 월씬 클 때 관형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h \cong 2b \quad \text{for} \quad w \gg b \tag{1}$$

여기서 b는 관의 피치와 바닥까지의 높이로 정의된다. 따라서 Reynolds수는 다음과 같이 정의된다.

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \tag{2}$$

여기서 G는 단위 채널당의 질량유속을 나타낸다.

시험부 판측의 입구 냉매건도 X_{in}은 예열기에서의 에너지 밸런스에 의해 구해진다. 냉매 증기에서 예열기의 냉매로 공급된 열량은 과열증기온도에서 포화온도까지의 현열열전달과 일정 건도의 잠열열전달로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \tag{3}$$

$$Q_{sens} = m_r C_{p,r}(T_{r,p,i} - T_{r,sat}) \tag{4}$$

$$Q_{lat} = m_r i_{fg} X_{p,o} \tag{5}$$

위 식들로부터 냉매입구건도 X_{in}은 다음과 같다.

$$X_{in} = 1 - \frac{1}{i_{fg}}\left[\frac{Q_{w,p}}{m_r} - c_{p,r}(T_{r,p,i} - T_{r,sat})\right] \tag{6}$$

시험부 내의 전열량은 셀측의 냉각수로부터 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_{w,h} = m_{w,c}\ C_{p,w}(T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \tag{7}$$

시험부의 관측을 지나는 동안 건도변화는 다음과 같다.

$$\Delta X = \frac{Q_{w,h}}{W_r \cdot i_{fg}} \tag{8}$$

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$X_{ave} = X_{in} = X_{in} + \frac{\Delta X}{2} \tag{9}$$

R-22가 P&SHE를 지나 유출할 때 마찰에 의한 압력강하 ΔP_f는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P_f = \Delta P_{exp} - (\Delta P)_{man} + \Delta P_{de} + \Delta P_{ele} \quad (10)$$

여기서 ΔP_{exp}는 측정된 전체 압력강하, ΔP_{de}는 감속에 의한 압력강하, $(\Delta P)_{man}$는 시험부의 입·출구 포트부분에서의 압력손실 그리고 ΔP_{ele}는 중력에 의한 압력강하이다.

가속도 및 중력에 의한 압력강하는 이상 기-액 유동에 대하여 균질모델에 의해 계산되었다(Collier[11]).

$$\Delta P_{de} = G^2 v_{fg} \Delta X \quad (11)$$

$$\Delta P_{ele} = \frac{g\bar{L}}{v_m} \quad (12)$$

여기에서 v_m은 증기와 액이 균일하게 혼합되었을 때 기-액 혼합의 비체적이며, 다음과 같이 주어진다.

$$v_m = [X_m v_g + (1 - X_m) v_l] = (v_l + X_m v_{fg}) \quad (13)$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah와 Focke[8]에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대략 1.5배이다.

$$(\Delta P)_{man} \approx 1.5(\frac{u_m^1}{2v_m})_1 \quad (14)$$

여기서 u_m은 평균유동속도이다. 균질모델에 대해 평균속도는 다음과 같다.

$$u_m = G v_m \quad (15)$$

이와 같이 계산하면, 가속도에 의한 압력강하, 시험부 입·출구 포트에서의 압력손실 그리고 중력에 의한 압력강하는 매우 작으며, 실제 마찰 압력강하는 측정된 전체 압력강하의 96~99 %를 차지한다. 앞의 식들로부터 P&SHE의 R-22 응축 마찰인자는 다음과 같이 계산된다.

$$f_{fp} \equiv -\frac{\Delta P_f D_h}{2 G^2 v_m \bar{L}} \quad (16)$$

2.4 불확실도 해석

실험상의 오차를 줄이기 위해, 모든 측정장치들은 주의 깊게 설치되었으며, 2회 이상의 반복실험을 통해 재현성을 확보하였다. 실험결과에 대한 불확실도 해석은 Kline과 McClintock[12]가 제안한 식으로 계산하였으며 응축압력강하의 불확실도는 ±8.2% 이내이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 단상 마찰압력강하 특성

R-22 응축 압력강하를 측정하기 전에 물 대 물 단상 실험이 먼저 이루어졌다. Fig. 4와 5에 실험결과가 나타나 있으며, 최소자승법을 사용하여 관측과 셀측의 단상유동 마찰인자 상관식을 구해보면 다음과 같다. 제시된 상관식과 실험결과의 평균오차는 3% 이내로 잘 일치하였다.

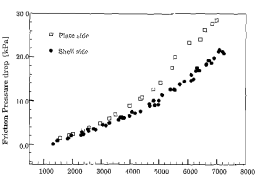

Fig. 4 Experimental results for frictional pressure drop in the plate and shell side.

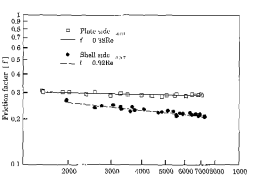

Fig. 5 Experimental results for friction factor in the plate and shell side.

$$Plate\ side : f = 0.38\,Re^{-0.032} \quad (17)$$

$$Shell\ side : f = 0.92\,Re^{-0.167} \quad (18)$$

3.2 융축 마찰압력강하 특성

증기건도에 따른 P&SHE에서의 마찰 압력강하의 변화가 질량유속, 평균 부과된 열유속 그리고 시스템 압력에 대하여 Fig. 6~8에 나타내었다. Fig. 6은 질량유속이 90, 114 kg/m²s로 변할 때 평균건도에 따른 단위길이당 마찰압력강하를 보여주고 있다. 이 때 시스템 압력은 1.4 MPa이고, 평균 부과된 열유속은 8 kW/m² 이다. 평균건도는 0.3에서 0.71까지 변화한다. 평균건도 Xm은 P&SHE의 입구건도 X_i와 P&SHE 내에서의 건도 변화량 ΔX로부터 계산된 것이다. Fig. 6에서와 같이 질량유속과 건도가 증가할수록 마찰압력강하가 증가함을 알 수 있다. 특히 질량유속이 114 kg/m2s 일 때, 마찰압력강하가 0.3일 때보다 0.71일 때가 약 30% 높다. 이것은 고건도 영역에서는 증기의 속도가 빠르기 때문에 이에 따라 압력강하도 증가하기 때문이다.

Fig. 7은 시스템 압력이 1.4 MPa, 질량유속이 114 kg/m²s에서 열유속이 8, 10 kW/m²로 변할 때 평균건도에 따른 단위길이당 마찰압력강하의 변화를 나타내고 있다. Fig. 7에서도 Fig. 6에서와 같이 전체적으로 평균건도가 증가할수록 마찰압력강하도 증가하고 있다. 그러나 열유속이 증가할수록 마찰압력강하도 증가하나, 저건도 영역에서는 고건도 영역에 비해 열유속의 영향이 작음을 알 수 있다. 건도에 따른 평균 마찰압력강하는 열유속이 10 kW/m²일 때가 8 kW/m²일 때보다 약 4% 정도 높다.

Fig. 8은 R-22의 포화온도 33.3°C, 36.3°C 그리고 39.1°C에 각각 해당하는 시스템 압력 1.3, 1.4, 1.5 MPa에 대하여 평균건도에 따른 단위길이당 마찰압력강하를 보여주고 있다. 이 때 냉매의 질량유속은 114 kg/m²s이고, 평균 부과된 열유속은 8 kW/m² 이다. Fig. 6에서도 전체 건도에 대하여 건도가 증가할수록 마찰압력강하가 증가한다. 그러나 압력이 증가할수록 마찰압력강하는 감소한다. 이것은 압력이 증가할수록 증기의 속도가 감소하기 때문이다. 특히 시스템 압력이 1.5 MPa 일

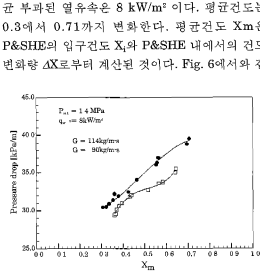

Fig. 6 Frictional pressure drop variation with mean vapor quality for two different mass fluxes at P_{sat}≒1.4 MPa and q_w''=8 kW/m².

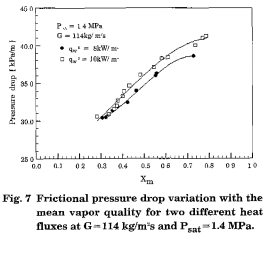

Fig. 7 Frictional pressure drop variation with the mean vapor quality for two different heat fluxes at G=114 kg/m²s and P_{sat}≒1.4 MPa.

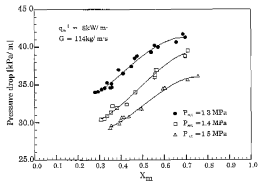

Fig. 8 Frictional pressure drop variations with the mean vapor quality for two different system pressures at G=114 kg/m²s and q_w''=8 kW/m²

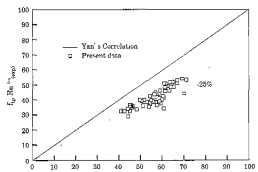

Fig. 9 Comparison of the present friction factor with those for plate heat exchanger from Yan et al[9].

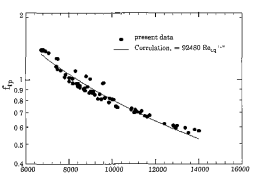

Fig. 10 Variations of the measured two phase friction factor with the equivalent Reynolds number and compared with the proposed correlation.

때가 1.3 MPa 일 때보다 평균마찰압력강하가 약 16% 감소한다.

Fig. 9는 Yan[9]의 상관식과 본 실험결과를 비교한 것으로 Yan의 상관식은 실험결과를 과대예측하고 있다. 그러나 이것은 Yan이 냉매로 R−134a를 사용하였고 수력학적 직경 차이 등으로 인해 정확한 비교를 할 수는 없지만 P&SHE이 관형 열교환기에 비해 낮은 압력강하를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 P&SHE가 일반적인 판형 열교환기에 비해 포트에서의 유량분배가 원활하고 또한 입구포트에서 출구포트까지의 거리가 짧기 때문에 압력강하가 감소하는 것으로 사료된다.

3.3 응축 마찰인자 상관식

응축기로써 P&SHE의 사용을 원활하게 하기 위해 실험결과로부터 제안된 응축 마찰인자 상관식은 다음과 같다.

$$f_{fp}=92480\,Re_{eq}^{-1.595} \tag{19}$$

Reeq는 등가 레이놀즈수로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq}=\frac{G_{eq}D_h}{\mu_l} \tag{20}$$

여기에서 G_{eq}는 Akers[13] 등에 의해 제안된 식으로 아래와 같다.

$$G_{eq}=G\left[1-X_m+X_m\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5}\right] \tag{21}$$

Fig. 10은 실험결과와 제안된 상관식을 비교한 것으로써, 평균오차가 약 12% 이내이다.

4. 결 론

P&SHE에서 R−22를 사용하여 질량유속 90, 114 kg/m²s, 열유속 8, 10 kW/m², 시스템 압력 1.3~1.5 MPa 범위에서 수행된 응축 압력강하 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일 압력, 동일 열유속의 경우 건도 및 질량유속이 증가할수록 마찰압력강하는 증가하였다. 특히 질량유속이 114 kg/m²s 일 때, 마찰압력강하는 건도가 0.3일 때보다 0.71일 때가 약 30% 정도 증가하였다.

(2) 동일 질량유속, 동일 압력의 경우 건도에 따라 열유속이 8 kW/m²에서 10 kW/m²로 증가하면 마찰압력강하는 평균 3% 정도 증가하였다.

(3) 동일 질량유속, 동일 열유속의 경우 건도가 증가할수록 마찰압력강하는 증가하였다. 그러나 시스템 압력이 증가할수록 압력강하는 감소하였다.

(4) 실험결과로부터 제안된 응축 마찰인자 상관식을 제안하였으며, 그 오차는 12% 이내였다.

참 고 문 헌

1. Kays. W. M., and London, A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers", 3rd edition, McGraw- Hill.
2. Muley. A., and Manglik. R. M., 1995, "Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in a PHE with β=60° Chevron Plates", Heat and Mass Transfer 95, Tata McGraw-Hill, New Delhi. pp. 737~744.
3. Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio, and Tsing-Fa Lin, 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", Int. J. Heat and Mass Transfer 42, pp. 993~1006.
4. Focke. W. W., Zachariades. J. and Oliver. I., 1985, The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.
5. Cooper. A. and Usher. J. D., 1983, Heat Exchanger Design Handbook, Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.
6. Bounpane. R. A., and Troupe. R. A., A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels, AIChE Journal, Vol. 15, No, 4, pp. 585~596.
7. Bogaert. R. and Bolcs. A., Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range, Experimental Heat Transfer, Taylor & Francis, No. 8, pp. 293~311.
8. Shah. R. K. and Focke. W. W., 1988, Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in : Shah. R. K., Subbarao. E. C., Mashelkar. R. A(Eds.), Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254.
9. Kandlikar. S. G. and Shah. R. K., 1989, Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness - NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements, ASME J. Heat Transfer, Vol. Ⅱ, pp. 300~313.
10. Shah. R. K. and Wanniarachchi. A. S., 1992, Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger, in: J. M. Buchlin(Ed), Lecture Series, No, 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.
11. Collier. J. G., 1982, Convective Boiling and Condensation, 2nd ed., McGraw-Hill.
12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3~12.
13. Akers. W. W., Deau. H. A., Crosser. O., 1958, Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes, Chem. Eng. Prog. 54, pp. 89~90.
14. Wilson. E. E., 1915, A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., Vol. 37, pp. 47~70.
15. Manglik. R. M., and Muley. A., 1993, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate-and-Frame Heat Exchangers; A Literature Review, Report No. TFL-Int-1, Thermal-Fluids Laboratory, University of Cincinnati, Cincinnati, OH, Sept.

저 자 소 개

이기백(李基伯)
1951년 3월생. 1976년 숭실대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1983년 숭실대학교 대학원 졸업(석사) 1995년 부경대학교 대학원 수료(박사). 1980~현재 한림기능대학 플랜트설비자동차과 교수 학회 기관학회 회원

서무교(徐武敎)
1971년 10월생 1996년 부경대학교 냉동공학과 졸업. 1998년 동 대학원 냉동공학과 석사졸업 1999~현재 동 대학원 냉동공학과 박사과정.

박재홍(朴載弘)
1975년 2월생. 1999년 부경대학교 냉동공학과 졸업 1999~현재 동 대학원 냉동공학과 석사과정

김영수(金永守)
1957년 11월생. 1979년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1981년 서울대학교 대학원 기계설계공학과 석사졸업. 1994년 Canada Concordia Univ. 대학원 박사졸업. 1981년9월~1982년 3월 대우조선 석유시추선 기본설계부. 1984년 3월~현재 부경대학교 기계공학부 교수