

공학석사 학위논문

**루버핀 형 복합 유로 방열기의 열설계
모델 개발**

Development of Thermal Design Model for Louvered Fin
Heat Exchangers with Compound Multi-Pass Flow
Arrangement

지도교수 방 광 현

2005년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

안 중 욱

**Development of Thermal Design Model for Louvered Fin
Heat Exchangers with Compound Multi-Pass Flow
Arrangement**

Jong-Wook Ahn

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning
Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

A computational model has been developed to predict thermal and hydraulic design parameters for high capacity radiators equipped in high power diesel engines. In this case, compact heat exchanger is usually used for smaller size and a compound flow arrangement and extended surface such as louvered, fin and offset-strip fin are used to maximize heat transfer rate. In this study, thermal design model of louvered fin heat exchangers with compound multi-pass flow arrangement has been developed to calculate heat transfer rate and pressure drops.

In the model, the heat exchanger core with compound multi-pass flow path is subdivided into a number of macro volumes along the coolant flow path, and each macro is divided into a number of cells. Each cell is regarded as a crossflow element and ϵ -NTU method is used to compute the heat transfer rate within a cell. The overall

heat transfer coefficient(UA) and the NTU are calculated using the fin-tube design parameters and the heat transfer correlations for both coolant and air-side flow. The heat transfer rate in a macro is used to calculate the coolant temperature change which is provided as the inlet coolant temperature of the next macro. The present model has been applied to radiators of 120~365 kW capacity and the results showed reasonable agreement with available test data, although the difference can be attributed to the uncertainty in the j-factor model as well as to imperfectness in brazing the radiators tested.

Air-side pressure drop in louvered fin heat exchanger is affected by many design parameters such as louver pitch, louver angle, fin pitch, tube pitch, etc. In the present study, a model heat exchanger of $200 \times 150 \text{ mm}^2$ in frontal area was tested in a circulation wind tunnel. Pressure drop was measured at various air velocity and the friction factors were reduced from the pressure drop data. The measured friction factor was compared with four available correlations and a sizable difference was observed between the data and the predictions.

목 차

Abstract

사용기호

표 목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	2
제 2 장 선행연구 고찰	4
2.1 서 론	4
2.2 열교환기 열유동 설계	6
2.2.1 개 요	6
2.2.2 열 설계 방법론	7
2.2.3 압력 손실	17
2.3 복합 유로에 관한 연구	20
2.4 루버핀 형 열교환기의 압력손실	21
2.4.1 일반적인 고찰	21
2.4.2 유동특성에 관한 실험적 연구	22
2.4.3 루버 핀 마찰계수 상관식	24
2.5 요 약	29

제 3 장	복합 유로 방열기의 열설계 모델	47
3.1	개 요	47
3.2	계산에 사용된 주요 파라미터	48
3.3	방열기 열 해석 모델	51
3.3.1	열교환기 모델 이론	51
3.3.2	Core 모델링 및 격자 생성	52
3.3.3	열전달량	53
3.3.4	모델의 가정 및 제한	54
3.4	냉각수 측 압력 손실	55
3.5	계산 결과 및 열설계 모델 검증	57
3.5.1	j-Factor 상관식 검토	57
3.5.2	모델 방열기의 Full Core 해석	58
제 4 장	루버핀 형 열교환기의 압력 손실	74
4.1	개 요	74
4.2	풍동 실험	75
4.2.1	실험 장치 및 실험 방법	75
4.2.2	데이터 처리	76
4.2.3	실험 결과 및 분석	79
4.3	기존 상관식과의 비교	80
제 5 장	결론 및 제언	88

참고문헌

사 용 기 호

A	총 열전달 면적
A_f	핀 면적
A_{fr}	코어 전면적
A_{min}	최소 자유 유동 면적
A_c	단면적
C_{min}	최소 열용량
C_{max}	최대 열용량
C^*	최소 열용량 / 최대 열용량
c_p	정압 비열
D	직경
D_h	수력 직경
f	마찰 계수
F	핀
G	질량 속도
k	열전도도
K_c	급 축소 손실 계수
K_e	급 확대 손실 계수

j, j_H	Colburn j - factor
L	루버
N	핀 단수
\dot{m}	질량 유량
P	접수 길이
q	열전달율
R_f	열저항
t	튜브
T	온도
U	총괄 열전달 계수
V	속도
NTU	Number of Transfer Unit
Re	Reynolds Number
Nu	Nusselt Number
Pr	Prandtl Number
St	Stanton Number

하첨자

<i>c</i>	저온 유체
<i>d</i>	depth
<i>f</i>	핀
<i>h</i>	고온 유체
<i>H</i>	height
<i>i</i>	내부
<i>in</i>	입구
<i>lm</i>	LMTD
<i>L</i>	length
<i>m</i>	평균
max	최대
min	최소
<i>o</i>	외부
<i>out</i>	출구
<i>p</i>	pitch
<i>s</i>	표면
<i>t</i>	튜브
<i>W</i>	width

그리스문자

α	루버각
δ	두께
ε	유용도
η	표면 효율
η_f	핀 효율
μ	점도
ρ	밀도
σ	최소자유유동면적 / 코어 전면적

표 목 차

Table 2.1	ϵ (effectiveness) Correlations
Table 2.2	NTU Correlations
Table 2.3	Working Equations for the LMTD, and ϵ - NTU Methods
Table 2.4	Heat Transfer Correlations (Nu)
Table 2.5	Friction Factor Correlations at Tube
Table 2.6	Air Side Friction Factor Correlations in Louvered Fin
Table 2.7	Comparison of Test Samples
Table 3.1	Specification of Model Radiators
Table 3.2	Fin-Tube Dimensions of Model Radiators
Table 3.3	Air Side j -Factor Correlations for Louvered Fins
Table 3.4	Comparison of Parameters of j -factor Correlations
Table 3.5	Properties of Materials

Table 3.6	Comparison of Heat <i>Rejections</i> by j-factor Correlations
Table 3.7	Comparison of Experimental and Calculated <i>Results</i> for Full Heat Exchanger Core
Table 4.1	Dimensions of Test Sample
Table 4.2	Comparison of Main Parameters for Friction Factor in Louvered Fin <i>Geometry</i>

그림 목 차

- Fig. 2.1 Flow Pattern at Louvered Fin
- Fig. 2.2 LMTD Correction Factor F for a Shell & Tube Heat Exchanger - One Shell Pass and Two or Multiples of Two Tube Passes
- Fig. 2.3 LMTD Correction Factor F for Cross Flow Heat Exchanger with Both Fluid *Unmixed*
- Fig. 2.4 LMTD Correction Factor F for a Single Pass Cross Flow Heat Exchanger with One Fluid Mixed and The Other *Unmixed*
- Fig. 2.5 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Circular Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit
- Fig. 2.6 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Flat-Duct Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit
- Fig. 2.7 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Square-Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit

- Fig. 2.8 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Triangular Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit
- Fig. 2.9 Types of Compound Flow Arrangement
- Fig. 2.10 Two Pass Cross-Parallel Flow Heat Exchangers with Both *Unmixed* Throughout
- Fig. 3.1 Flow Arrangement of High Capacity *Radiator*
- Fig. 3.2 Macro Model of 2-Pass Heat Exchanger
- Fig. 3.3 Computational Model of Compound Multipass Heat Exchanger
- Fig. 3.4 Full Core Modeling for FLUENT
- Fig. 3.5 Definitions of Louver Fin & Tube Parameters
- Fig. 3.6 Calculation Procedure
- Fig. 3.7 Comparison of *j*-factor Correlations
- Fig. 3.8 Air side outlet temperature distributions of radiator I
- Fig. 3.9 Air side outlet temperature distributions of radiator II
- Fig. 4.1 Schematic Diagram of Test Section

- Fig. 4.2 Photograph of Test Section
- Fig. 4.3 Photograph of Wind Tunnel
- Fig. 4.4 Schematic Diagram of Circulation Wind Tunnel
- Fig. 4.5 Experimental *Result*
- Fig. 4.6 Comparison of Correlations with Experimental Data

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 따라 에너지 사용량이 급증하고 있으며, 이는 에너지 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 이에 에너지 시스템의 고효율화는 많은 분야에서 필수적이다. 냉동 공조 분야 역시 시스템의 효율향상을 위하여 많은 연구가 진행되고 있으며, 고효율 시스템을 위해서는 냉동 시스템의 구성요소들의 효율향상이 우선 시 되어야 하므로, 압축기와 더불어 냉동기의 중요 요소인 열교환기에 대한 성능향상은 필수적이다. 그러나, 열교환기는 시스템 내의 제한된 공간에 설치되어야 하는 제약성 때문에 열전달 뿐만 아니라 설치 가능한 공간의 크기, 압력강하 등 많은 인자들을 고려하여 설계되어야 한다. 이러한 이유로 여러 종류의 열교환기의 성능 해석과 최적 설계에 관한 이론적, 실험적 연구들이 활발히 이뤄지고 있다. 특히, 설치 장소와 공간의 한정에도 불구하고 요구 방열량이 많아 고성능을 요구하고, 저연비 자동차의 실현을 위해 보다 경량화가 요구되는 차량용 열교환기, 즉 Radiator, Condenser 등에 주로 사용되는 주름진 핀(Corrugated Fin)에 루버(Louver)를 새긴 루버핀 형 열교환기를 모델로 한 연구들이 지난 50년 동안 많이 행해져 왔으며, 또한 시스템의 전열 효율을 향상시키기 위해 기존의 유동 배열(Flow Arrangement)을 적절하게 복합하거나, 전혀 새로운 형태의 유동 배열을 개발하는 연구가 시도되고 있다. 그러나, 이 같은 연구들은 모두 보다 특수한 경우에만 적용될 수 있는 상관식 및 해석 방법만을 제시하고 있어, 좀 더 일반적인 경우에 적용할 수 있도록 핀의 구성과 핀 주위의 유동 및 전열 특성과의 상관관계를 명확히 한 성능 해석 모델의 개발에 대한 요구가 증가하고 있다.

1.2 연구 목적

대형 차량의 냉각 시스템은 엔진을 보호하며 냉각수 온도의 효과적 조절과 윤활유 보호 등의 기능을 수행한다. 냉각 시스템은 엔진에서 발생하는 발열량 외에 변속기, 유압 팬 구동계에서 발생하는 열 등이 열원이 된다. 이러한 냉각수 회로에서 중추적인 열 제거의 역할을 맡는 것이 방열기(Radiator)이다.

이러한 방열기는 일반적으로 고밀도 열교환기로서, 소형, 경량화, 고효율화로 설계되는 것이 특징이며, 방열량을 최대화하기 위해 루버(Louver) 또는 오프셋 스트립(Offset Strip) 핀 등의 이용과 직교류를 응용한 형태의 복잡한 유로로 설계된다. 기존의 연구 발표에 따르면, 기본적인 유동 배열(Flow Arrangement)인 평행류(Parallel Flow), 대향류(Counter Flow), 직교류(Cross Flow)의 유동배열을 적절한 조합에 의해 복합된 유동 배열로 구성할 경우, 전자의 경우에 비해 더 큰 전열 효율을 얻을 수 있으며, 이로 인해 열교환기의 전열 성능 향상을 촉진시킬 수 있는 근거를 제시하고 있다. 또한, 유동배열에 있어서 간과되어 왔던 불확실성을 줄임으로서, 열교환기 성능 평가 및 설계 방법 개발에 좋은 자료를 제시해 줄 수 있다.

하지만, 복잡한 유로 형태의 열교환기의 열전달량 및 압력 손실을 예측하기 위한 이론적 모델은 루버 모양의 핀 및 튜브 등의 복잡한 구성으로 인해 3차원적 열 유동 해석을 요구하나, 이러한 CFD 접근은 모델의 복잡성 및 긴 해석 시간 등의 이유로 실질적으로 불가능하며, 또한 이렇게 접근하더라도 난류 모델 등의 불확실성 등으로 인해 정확한 해를 보장하지 못한다. 또한, 그동안의 열교환기에 관한 연구들은 고밀도 열교환기의 전열 면적 증가와 공기 측 열유동 특성에 관한 연구들로 그 주류를 이어온 결과, 유동 배열에 관한 국내·외의 연구 실적은 거의 미미한 수준이다.

본 연구의 목적은 이러한 복잡한 유로의 열해석을 간편하고도 비교적 정확히 수행할 수 있는 모델을 개발하고, 기존에 발표된 f 및 j-factor에 대한 상관식들의 비교 분석을 통해 복합 유로 방열기에 대한 해석 방법론을 구축함으로써 대용량 방열기의 열 유동 설계에 필요한 이론적 해석 모델을 제시함에 있다.

제 2 장 선형연구 고찰

2.1 서 론

서로 온도가 다르고, 고체 벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환 프로세스는 많은 공업의 응용분야에서 일어나고 있는데, 이와 같이 상이한 온도에 있는 둘 또는 그 이상의 유체들간에 열전달이 가능하도록 하는 장치를 열교환기(Heat Exchanger)라고 한다.

난방, 공기조화, 자동차 방열기, 동력 발생, 폐열 회수, 화학 프로세스, 우주선용 방열기 등과 같은 다양한 분야에서 열교환기가 사용되고 있는데, 각각의 경우에서도 기술적인 복잡성, 열교환량의 크기 등에 따라 매우 다양한 형식과 종류가 존재하게 된다. 예를 들어, 셸-앤드-튜브(Shell & Tube) 열교환기와 차량용 방열기와 같은 보통의 형식에서, 열전달은 주로 전도와 대류에 의하여 금속 벽으로 분리되어 있는 고온 유체로부터 저온 유체로 이루어진다. 보일러와 응축기에서는 비등과 응축에 의한 열전달이 중요해지며, 냉각탑과 같은 열교환기 형식에서는 고온 유체(물)는 저온 유체(공기)와 직접 혼합에 의하여 냉각된다. 다시 말하면, 유도된 공기 흐름에 분사되거나 떨어진 물이 대류와 증발에 의해 냉각된다. 우주에서 사용되는 방열기에서는 냉각유체로 수송된 폐열은 핀(Fin) 표면으로 대류와 전도에 의해 전달되고 거기로부터 복사에 의해 대기가 없는 공간으로 전달된다.

이와 같이 필요한 열전달량 뿐만 아니라 유동 배열(Flow Arrangement)의 특징, 압력강하의 해석, 전열 면적의 크기, 성능(혹은 효율)의 예측, 중량(특히, 항공 우주 응용분야에서 중요함), 경제성의 문제 등 고려할 사항이 매우 많기 때문에 열교환기의 설계는 실제로 매우 어렵고 복잡한 것이라 할 수 있다.

지난 수십 년 간의 연구를 통하여, 열교환기의 설계 방법 및 성능 해석에 대한 많은 연구 자료들이 제시되었다. 이를 통하여 수많은 종류의 열교환기에 대한 전열 현상 및 압력 특성이 해석되었으며, 이러한 연구들은 최근 열교환기의 경량화 및 고효율화에 대한 연구로 발전되어, 일반 가정용 공조기, 발전소 용 열교환기 및 차량용 방열기 등 많은 분야에 응용되고 있으며, 현재까지 많은 연구들이 진행 중에 있다.

이 장에서는 열교환기 열유동 설계에 있어서 일반적인 설계방법 및 기존의 연구 결과들을 검토하고, 복잡한 유로 형상에 관한 연구 및 현재 가정용 및 차량용 등에 가장 많이 사용되고 있는 루버핀 형 고밀도 열교환기의 공기 측 압력 손실에 관한 연구에 대한 내용들을 토대로 앞으로 소개할 본 연구의 기초 자료로서 사용될 것이다.

2.2 열교환기의 열유동 설계

2.2.1 개 요

열교환기를 설계함에 있어 가장 보편적인 문제는 열성능 평가 및 해석(Rating)에 관련된 문제, 그리고, 열교환기의 종류, 크기 등을 포함한 일련의 사양을 결정하는 문제(Sizing)로 구분할 수 있다. 본 연구는 이미 만들어진 열교환기 모델에 대한 열 성능 및 수력학적 성능의 평가를 통한 해석이므로, 전자에 해당된다.

열적 설계를 위해서는 열교환기의 전열 면적 전체에서 일어나는 열전달 메커니즘에 대한 분석과 이해가 필요하며, 이를 바탕으로 총괄 열전달 계수와 고온 유체와 저온 유체 사이에 발생하는 평균 온도차를 계산해야 한다. 총괄 열전달 계수를 구하기 위해선, 발생 가능한 모든 열저항을 고려된, 열교환기 형상 및 작동 유체의 유동 특성에 맞는 평균 열전달 계수를 구해야하며, 이를 위해서는 실험을 통한 j-factor 상관식 제시가 필수적이다. 평균 온도차 계산은 로그 평균 온도차 방법 혹은 유용도 - NTU 방법이 현재 보편화되어 있으며, 다양한 경우에 사용하기 위해, 실험과 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 다양한 수정 계수가 도식화되어 있다 (KakaC & Liu, 1988).

열설계가 주어진 사양에 맞는 열적 성능을 위한 적절한 표면적을 계산하는데 그 목적을 둔다면, 압력 손실은 열교환기의 전체 시스템에 있어서, 실질적인 열교환 매체로 작용하는 작동 유체(Working Fluid)를 시스템 내에 유효 적절하게 공급하기 위한 동력을 결정짓는 중요한 과정이다. 압력 손실 계산을 통해 적절한 펌프의 용량 및 팬 구동 능력이 산정되며, 열교환기 작동에 따른 금전적인 비용과도 밀접한 관계가 있다. 특히, 큰 압력 강하가 요구되는 고밀도 열교환기에 있어서, 적절한 압력 손실 계산은 초기 투자 비용 및 운영에 따른 비용 절감에 큰 영향을 미치므로, 보다 세밀한 압력 손실 계산법이 요구된다.

2.2.2 열 설계 방법론

열교환기를 설계하거나 또는 성능을 예측하기 위해서는 총 열전달량을 입구 및 출구의 유체 온도, 총괄 열전달계수, 그리고 열전달을 위한 총 열전달 면적의 양과 관련시키는 것이 필수적이다. 총 에너지 평형을 고온 유체와 저온 유체에 적용시킴으로서 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.1)$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.2)$$

위 식에서 유체가 상변화를 일으키지 않으며, 비열이 일정하게 유지된다고 가정한다.

여기서, $\Delta T \equiv T_h - T_c$ 로 정의하면, ΔT 는 열교환기의 위치에 따라 변화하므로, 다음과 같은 형식으로 열전달률을 표시하는 것이 바람직하다.

$$q = UA \Delta T_m \quad (2.3)$$

이때, ΔT_m 은 열교환기 전 부분에 대한 평균 온도차이다.

열교환기의 열설계는 해당되는 열교환기의 형상, 유로 배열, 적용 환경 등 관계되는 모든 인자들을 고려하여 그에 합당한 적절한 평균 온도차와 총괄 열전달 계수를 정하는데 그 목적이 있다. 평균 온도차를 정하기 위해 일반적으로 대수 평균 온도차 방법(Log Mean Temperature

Difference ; LMTD)을 사용한다. 또한, 고온 유체와 저온 유체의 입구 온도에 대한 정보만 있을 경우, 유용도 - NTU 방법(Effectiveness - NTU)이 사용되고 있고, 그 외 특정 형식에 따른 많은 관계식이 정립되어 있으며, 높은 신뢰도를 가진다.

대수 평균 온도차 방법(LMTD)

열교환기의 입구와 출구에서 고온 및 저온 유체의 온도를 알 수 있는 경우 ΔT_m 을 결정하는 방법으로서, 유동 배열에 따른 특정 형식이 먼저 제시되어야 한다.

평행 유동(Parallel Flow) 열교환기의 경우, 고온 유체와 저온 유체의 국소 온도차 ΔT 는 초기에는 크지만, 점차 0으로 접근한다. 이 경우 저온유체의 출구 온도는 결코 고온 유체의 출구온도를 넘지 못한다. 구하고자 하는 ΔT_m 은 유동 방향의 길이 dx , 그리고 전열면적 dA 를 가지는 미소 요소들에 에너지 평형을 적용시켜 결정될 수 있다. 해석을 간단히 하기 위해 몇 가지를 가정하면,

- 열교환기는 그 주변과 잘 절연되어 있으며, 고온 유체와 저온 유체 사이에서만 열교환이 이뤄진다.
- 축 방향의 전도 열전달은 무시한다.
- 위치 및 운동 에너지의 변화들은 무시한다.
- 유체의 비열들은 일정하다.

미소 요소들의 각각에 에너지 평형을 적용하면

$$dq = - \dot{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv - C_h dT_h \quad (2.4)$$

그리고,

$$dq = - \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \equiv - C_c dT_c \quad (2.5)$$

여기서 C_h 와 C_c 는 각각 고온 유체와 저온 유체의 열용량(Heat Capacity)이다.

표면적 dA 를 통한 열전달은 또한 다음과 같이 표시된다.

$$dq = U \Delta T dA \quad (2.6)$$

고온 유체와 저온 유체 사이의 국소 온도차는 $\Delta T = T_h - T_c$ 로 표현할 수 있으며, 이상의 식들을 연립하고, 열교환기 전체에 걸쳐 적분하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})] \quad (2.7)$$

평행 유동 열교환기에서 $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$, $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ 이라고 하면, 식 (2.7)은 다음과 같이 표현될 수 있으며,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (2.8)$$

식 (2.3) 과 (2.8)에서 열교환기 전체 구간에 대한 평균 온도 ΔT_m 을 획득할 수 있다. (Incropera and DeWitt, 1996)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (2.9)$$

대향 유동(Counter Flow)의 경우, 평행유동 열교환기와 대조적으로 이 배열은 한 끝단에서 두 유체의 고온부 사이의 열전달과 동시에 다른 끝단에서의 저온부 사이의 열전달을 제공한다. 이 이유 때문에 유동 방향 길이에 관한 온도 차 $\Delta T = T_h - T_c$ 의 변화는 어떤 영역에서도 평행유동 열교환기의 입구영역에 대한 온도차만큼 크지 않다. 즉, 저온 유체의 출구온도가 고온유체의 출구온도를 초과할 수 있다.

식 (2.9)는 모든 열교환기에 적용될 수 있으므로, 대향유동에도 ΔT_1 , ΔT_2 에 대한 다음과 같은 재 정의를 통하여 적용될 수 있다.

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$$

다중 유로(Multi Pass) 및 직교 유동(Cross Flow) 열교환기 및 원통 다관형 열교환기(Shell & Tube Heat Exchanger)에서의 유동 조건은 더욱 복잡한 형태이지만, 로그 평균 온도차를 수정하여 사용할 수 있다. 그동안 다양한 형상의 열교환기에 대해 수정 계수(Correction Factor) F 에 대한 대수식이 개발되었으며, 그 결과들이 도식으로 정리되어 있다.

유효도 - NTU 방법(Effectiveness - NTU ; ϵ -NTU)

열교환기의 해석에 있어, 입구 온도에 대한 정보만 있을 경우, 앞서 고찰한 LMTD의 방법을 사용한다면, 반드시 반복 계산의 절차를 거쳐야 하며, 이에 따른 불확실성을 배제할 수가 없다. 이런 경우, 유효도

-NTU 방법(Effectiveness - NTU)라고 하는 또 다른 방법에 의해 평균 온도를 결정해야 한다. 이 방법은 반복 계산에 의한 절차를 열교환기의 유용도라는 개념을 도입하여, 절차를 간소화시킴과 동시에 입구 혹은 출구에서의 온도차는 (UA / C_c) 와 (C_c / C_h) 의 함수라는 사실에 기본적인 개념을 두고 있다.

열교환기의 유용도를 정의하기 위해 먼저 열교환기에서 일어날 수 있는 최대 가능 열전달률 q_{max} 를 결정해야 한다. 이 열전달률은 대향 유동 열교환기에서 가능한데, 이는 유체들 중의 하나가 최대 가능 온도차, $(T_{h,in} - T_{c,in})$ 를 가질 수 있기 때문인데, 먼저 $C_c < C_h$ 인 경우, 저온 유체가 고온 유체보다 더 큰 온도를 경험하고, 앞서 언급한 최대 가능 온도차를 얻을 수 있다.

$$C_c < C_h ; q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$

또한, $C_c > C_h$ 이면, 고온 유체가 더 큰 온도 변화를 경험할 것이며, 열교환기의 길이가 무한히 길 경우, 저온 유체의 입구 온도까지 냉각될 것이다. 즉,

$$C_c > C_h ; q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.11)$$

따라서, 일반적으로 다음과 같은 일반식을 얻게 된다

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.12)$$

여기서 C_{min} 은 C_c 와 C_h 중 작은 것을 의미한다.

유용도-NTU 방법에 의하여 열교환기를 해석하기 위해서는 반드시 세 가지 무차원 파라미터에 대해서 고려되어야 한다.

첫째로, 열교환기의 유용도(Effectiveness) ε 은 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 비로서 정의되는 무차원 수 이다.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.13)$$

식 (2.1), (2.2), (2.13)에 의해 유용도에 관한 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.14)$$

또는

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.15)$$

따라서, ε , $T_{h,i}$ 그리고 $T_{c,i}$ 를 알고 있을 때, 실제 열전달률은 유용도와 함께 다음과 같은 식으로 쉽게 결정할 수 있다.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.16)$$

그 다음으로 고려되는 파라미터는 열용량비 C^* 이다. 열용량비는 고온 유체와 저온 유체가 가지는 열용량에 대한 비로서, 다음과 같은 식으로 표현되며,

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.17)$$

여기서, C_c 와 C_h 중 큰 것을 C_{max} , 작은 것을 C_{min} 이라고 한다. 일반적으로 고밀도 열교환기에 있어서 공기 측 열용량이 C_{min} 된다.

마지막으로, 전달 단위수(Number of Transfer Unit ; NTU)는 총괄열 전달 계수와 총 전열면적을 곱한 값의 C_{min} 에 대한 비로써 정의되며, 온도변화에 따른 전달능력의 정도를 의미한다.

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (2.18)$$

총 열전달 면적 A가 차원을 가지는 기하학적인 열교환기의 크기를 나타낸다면, NTU 는 열교환기의 크기에 대한 무차원수라고 말할 수 있다.

유용도와 NTU와의 상관 관계를 고찰하기 위하여 $C_c > C_h$ 즉, $C_c = C_{min}$, $C_h = C_{max}$ 인 평행 유동 열교환기를 고려하면, 유용도는 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\varepsilon = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.19)$$

이상의 결과로서 평행 유동 열교환기에 대하여 다음과 같은 유용도 상관식을 얻을 수 있다. (KakaC and Liu, 1988)

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_{min}/C_{max})]}{1 + C_{min}/C_{max}} \quad (2.20)$$

$C_{min} = C_c$ 인 경우에도 식 (2.26)과 똑같은 결과가 얻어지므로, 위 식은 최소 열용량을 가지는 것이 고온 유체인지 저온 유체인지에 관계없이 어떠한 열교환기에도 적용된다. 일반적으로 유용도-NTU 법에 의한 열설계에 있어서 다음과 같은 관계가 정립되어 있다.

$$\varepsilon = f(NTU, C^*, \text{Flow Arrangement})$$

특별히, 보일러나 응축기에서처럼 $C^* = 0$ 인 특수한 경우에 대해서는 유동 배열에 관계없이 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.21)$$

대향유동 및 직교류 열교환기에 대해서도 유용도와 NTU 의 상관관계에 대한 식들을 같은 방법으로 유도할 수 있으며, Table 2.4 에 열교환기 종류에 따른 유용도에 관한 상관식들이 정리되어 있다.

총괄 열전달 계수(Overall Heat Transfer Coefficient)

모든 열교환기에 있어서 총괄 열전달 계수의 값은 필수적이며, 열교환기 성능에 큰 영향을 미치는 요소이지만, 총괄 열전달 계수는 열교환 메카니즘에 있어서 존재할 수 있는 설계 변수의 다양성으로 인하여, 열교환기 설계 과정에 있어 불확실성이 가장 높은 부분이다. 이 계수는 열교환기 전체에 걸쳐 발생하는 모든 열저항에 대해서 정의된다.

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A} + \frac{1}{k A} + \frac{1}{h_o A}} \quad (2.22)$$

일반적인 열교환기에서 제작 후 사용 초기 단계에서는 위의 관계식에 의해 열성능 예측이 가능하지만, 사용 빈도 수의 증가에 따라 작동 유체 및 작동 환경에 따른 부유물 부착으로 인한 부가적인 열저항이 생기게 된다. 이러한 열저항을 Fouling 이라고 하며, 열교환기 사용 후 어느 단계에 이르게 되면, Fouling에 의한 열저항 역시 총괄 열전달 계수에 있어서 차지하는 비중이 커지게 된다. 따라서, 이런 경우, 식 (2.22)의 열저항 R_t 는 다음과 같이 재 정의 되어야 한다.

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{R_{f_i}}{A_i} + \frac{R_{f_o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

where, $R_w = t/kA$ (for bare plane wall) (2.23)

$$R_w = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L k} \text{ (for a bare tube wall)}$$

핀 등의 확장표면을 사용할 경우, 열전달 면적 전체에 걸친 표면 효율을 고려한 열저항이 추가되어야 한다. 따라서, 최종적으로 열저항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{n_i h_i A_i} + R_w + \frac{R_{f_i}}{n_i A_i} + \frac{R_{f_o}}{n_o A_o} + \frac{1}{n_o h_o A_o} \quad (2.24)$$

여기서, 총괄 표면 효율은 다음과 같이 정의되며,

$$n = \left[1 - (1 - n_f) \frac{A_f}{A} \right] \quad (2.25)$$

확장 표면인 핀 효율 η_f 는 사각 단면 형상에 대해서 다음과 같이 표현한다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad m = \sqrt{\frac{2h}{\delta k_f}} \quad (2.26)$$

지금까지 언급된 열저항들에 의해 총괄 열전달 계수를 구하기 위해서는 전열 표면에서의 유동 특성 및 표면 형상에 부합하는 열전달 계수를 결정해야 한다. 지금까지 많은 연구를 통하여 열전달 계수를 책정하기 위한 Nusselt Number 및 Colburn j-factor에 대한 상관식들이 개발되어 있으며, 내부 유동에 대한 Nusselt Number 상관식을 Table 2.4에 나타내었다. j-factor는 열교환기의 전열 성능의 특성을 나타내주는 지표로서 사용되는 중요한 인자로서, 무차원 열전달 계수를 의미하며, 일반적인 정의는 다음과 같다.

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad (2.27)$$

2.2.3 압력 손실

압력 손실은 작동 유체를 구동시키기 위한 펌프 용량 및 팬 구동 능력 산정에 필수적인 설계 요소다. 최근 들어 에너지 효율 및 운영비용 절감에 대한 관심이 높아지면서, 열설계 못지 않은 중요성을 가지고 있다.

일반적으로, 열교환기에서의 압력 강하를 발생시키는 요인들은 다음과 같다.

- 1) 가속에 의한 손실(Acceleration Loss)
- 2) 위치에 따른 손실(Gravitational Loss)
- 3) 표면 마찰에 의한 손실(Skin Frictional Loss)

가속에 의한 손실은 열교환기를 통과하는 유체의 온도 변화 혹은 상변화로 인해 밀도가 변화함으로써 발생하는 압력 손실이다. 유체가 동일한 내경의 튜브를 통과하면서 열교환이 일어날 때, 작동 유체의 밀도가 변화하게 되므로, 질량 보존의 법칙에 따라 유체의 유속이 변하게 된다. 이때, 냉각의 경우 감속, 가열의 경우 가속 현상이 발생되고 이것은 전체 압력 손실의 일부가 된다. 모든 열교환기에 있어 가속에 의한 손실은 존재하지만, 대부분의 경우 전체 압력 손실에 차지하는 비중이 적어 고려하지 않는다. 하지만, 입·출구 온도차가 크거나, 증발기, 응축기와 같이 열교환기 내부에서 상변화가 일어날 경우, 가속에 의한 손실이 압력 손실 대부분을 차지하게 된다. 가속에 의한 손실은 식 (2.28)으로부터 고려할 수 있다.

$$\Delta P_a = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (2.28)$$

위치에 따른 손실은 중력에 의해 유체 유동이 영향을 받음으로서 발생하는 압력 손실이다. 주로 수직관이 필요한 열교환기에서 발생되며, 일반적인 수평관식 열교환기 형태에서는 고려하지 않아도 되는 부분이다.

표면 마찰에 의한 손실은 단상 유동의 경우 전체 압력 강하에 있어서 가장 큰 요인으로 작용된다. 표면 마찰 손실은 열교환기의 종류, 유로 형상에 따라 다양한 형태의 접근 방법이 있으나, 기본적으로 $\rho u^2/2$ 에 적합한 압력 계수 K 를 곱한 형태의 식으로 나타낼 수 있다. 일반적인 관내 유동은 식 (2.29)에 의해 계산되며,

$$\Delta P_s = 4f \frac{L}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.29)$$

이때, L 은 튜브 길이, D_h 는 수력 직경을 의미하며, f 는 마찰계수로서 aRe^b 의 형태를 가지는 실험식이다.

그 외에도 열교환기의 종류와 용도에 따라 많은 압력 손실을 유발하는 주요 요인들이 존재한다. 예를 들어, 셸 앤 튜브(Shell & Tube)형 열교환기에서 관군(Tube Bank)을 가로지르는 유동 형상은 유동 박리 현상과 경계층의 변화를 일으켜, 표면 마찰보다는 유동 형상에 따른 마찰손실이 더 큰 요인으로 작용된다. 또한, 헤더에서 튜브 측으로 유체가 유·출입하면서, 유동 면적이 급 확대, 급 축소될 때 발생하는 압력 손실은 기존에 제시된 마찰계수로 평가를 할 수가 없기 때문에, 경험에 의해 상수로서 제시된 압력 계수로서 해석을 하는 것이 일반적이다. 그 외, 자유 유동 면적이 전면적에 비해 50% 정도밖에 차지하지 않는 고밀도 열교환기의 경우 공기 입·출구에서 발생하는 급 확대, 급 축소 현상으로 인해 K_c , K_e 라는 새로운 계수를 필요로 하게 된다. 이때, K_c

를 급 축소 계수(Abrupt Contraction Coefficient), K_e 를 급 확대 계수(Abrupt Enlargement Coefficient)라고 하며. K_c, K_e 는 Re 와 전면적에 대한 자유 유동 면적 비의 함수로서 결정된다. Kays & London (1964) 은 실험은 통하여, 5종류의 유로 형상에 대해 급·축소 계수를 구할 수 있는 도표를 제시하였으며, 현재 다양한 형상의 고밀도 열교환기 및 원통 다관형 열교환기의 압력 손실 계산에 사용되고 있다.

압력 설계에 있어서 주된 목표는 적합한 마찰계수를 제시하는 데 있다. 이를 위해선, 작동 유체의 유동 특성과 열교환기 형상 특히 유체와 열교환 면적이 접촉하는 부분에 대한 형상의 특성이 잘 고려되어야 하며, 특히 유체가 통과할 수 있는 자유 유동 면적이 상대적으로 적은 고밀도 열교환기의 경우 더 많은 설계 변수를 요구하며, 그에 대한 고찰을 필요로 한다. 현재, 관내 유동에서의 압력 손실에 대한 마찰계수 상관식은 유로 형상, Re 등의 변수에 따라 적합한 상관식들이 개발되어 있으며, 이를 Table 2.5 에 나타내었고, 고밀도 열교환기의 대표적인 한 종류인 루버핀 형 열교환기 Core 전·후의 압력 손실에 관한 내용이 2.4절에 정리되어 있다.

2.3 복합 유로에 관한 연구

복합 유로는 다중 유로 대향류 열교환기(Multi Pass Counter Flow Heat Exchanger)에 대한 분류에 있어서 그 유로를 찾을 수 있다. Shah(1994)의 연구에 의하면, 다중 유로 열교환기는 다음과 같은 세 가지 종류를 가진다.

- 1) Parallel Coupling of n-Passes or Side by Side Passes
- 2) Series Coupling of n-Passes or Over-and-Under Passes
- 3) Combinations of Both

일반적으로 1)번과 2)번의 유로 형태를 서로 적절하게 복합한 형태를 가리켜, 복잡 유로, 혹은 복합 유로라고 지칭한다. 그 외에도 복합 유로의 형태는 기본적인 유동 배열을 조합하여 응용 분야에 따라 다양한 형태로 만들 수 있다.

기존 연구에 의하면, 직교류, 향류, 대향류 등의 기본적인 유동 배열의 적절한 조합을 통해 복잡한 형태의 유로를 형성할 경우 기존의 성능에 비해 더 큰 유용도와 방열량을 획득할 수 있으며, 용도에 따라 다양한 배열이 가능하다. 하지만, 유로의 복잡성으로 인하여, 그에 따른 열전달 현상의 해석에 대한 연구에 대해서 체계화 되어있지 않으며, 복합유로를 응용한 예 또한 찾아보기 힘든 실정이다.

2.4 루버핀 형 열교환기의 압력 손실

2.4.1 일반적인 고찰

일반적으로 공기와 물을 작동유체로 사용하는 경우 총괄 열전달계수는 기체 측의 열전달계수에 의해 결정되는데 이는 열저항이 공기측에서 발생하기 때문이다. 따라서 열저항을 줄임으로서 열교환기의 전열성능을 크게 향상시킬 수 있는데 기체 측 열전달 성능을 향상시키는 방법에는 크게 세 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째 방법은 핀(Fin)과 같은 확장표면(Extended Surface)을 부착시켜 전열면적을 증가시키는 방법이고 두 번째는 방법은 작동유체가 흘러가는 유동로(Flow Passage), 즉 수력직경을 가능한 작게 함으로서 작동유체와 전열면과의 접촉을 증가시키는 것이며 마지막 세 번째 방법은 첫 번째 방법을 좀 더 발전시킨 것으로 기체 측에 부착된 확장표면의 형상을 변화시켜 열전달계수의 향상을 도모하는 것이다. 이중 마지막 방법은 다시 연속적인 표면(Continuous Surface)형상을 사용하는 방법과 불연속적인 표면(Interrupted Surface)형상을 사용하는 방법으로 나눌 수 있다. 연속적인 표면의 경우는 갑작스런 속도의 변화로 인해 유도되는 유체흐름(Counter-Rotating Velocity or Vortex)을 이용하여 열전달을 향상시키는 것으로 그 예로써 파형핀(Wavy Fin)과 딩플핀(Dimple Fin) 등이 있다. 불연속적인 표면을 사용하는 경우에는 새로운 경계층이 불연속적으로 이어진 각각의 핀에서 발달, 성장, 소멸함으로서 연속적인 표면의 경우보다 경계층 두께가 평균적으로 얇아 전열면에서의 열저항이 감소하기 때문에 전열성능을 향상시킬 수 있다. 즉 연속적인 표면의 유동인 경우에는 선단(Leading Edge)의 열전달계수가 크지만 하류로 갈수록 경계층이 두꺼워져 열전달계수가 감소하기 때문에 동일한 크기의 전열면을 사용하더라도 루버핀과 같이 전열면을 분할하여 사용하면 열전달 계수가 높은 선단이 반복

되고 연속적인 표면의 경우보다 전열면적을 증대시키면서 유체의 경계층을 교란시키므로 높은 열전달 계수를 유지할 수 있다. 이와 같은 예로서 오프셋 스트립 핀(Offset Strip Fin)과 루버 핀(Louver Fin)등이 있다. 비록 같은 조건 하에서 불연속 표면을 갖는 핀이 연속적인 표면을 갖는 핀보다 생산비용이 더 들고 마모, 파손 등이 쉽게 일어날 수 있으며 또한 이물질에 의한 오염의 위험성이 상대적으로 크고, 마찰 항력(Friction Drag)이 크다 하더라도 자동차의 방열기, 증발기, 히터, 가스터빈 재생장치, 가정용 냉난방기구와 같이 단위 부피당 전열 면적이 큰 고밀도 형상이 절대적으로 필요한 곳에 불연속 표면으로 구성되는 루버핀을 사용하는데 이는 다음과 같은 장점 때문에 현재 많이 사용되어지고 있다.

- 1) 핀 두께가 매우 얇기 때문에 경량화가 가능하며 이로 인해 발생하는 구조적 문제점은 삼각형 또는 주름진 형상으로 만들면 보완이 가능하고
- 2) 핀의 자유로운 압축과 신장이 가능함으로 핀 간격의 조절이 용이하며
- 3) 오프셋 스트립 핀(Offset Strip Fin)에 비해 대량생산이 가능하다.

2.4.2 유동 특성에 관한 연구

루버핀형 열교환기에 대한 연구는 1950년대부터 시작되어, 최근 20년간 활발히 진행되어왔다.

Kays and London(1950)은 7가지의 루버핀 모델에 대한 열전달 특성과 압력 강하 특성에 대한 실험적 자료를 발표함으로써, 루버 형상에 대한 최초의 실험적 연구를 수행하였다.

Beauvais(1965)는 Fig. 2.1 과 같이 공기가 흘러감을 밝혀 루버가 공기유동방향에 미치는 영향을 정성적으로 분석하였고 이를 통해 루버가

난류강도를 촉진시켜 전열 특성을 향상시켜 공기의 유동방향을 바꾸어 줌으로 공기와 전열면과의 접촉면을 증가시키기 때문에 열전달을 향상시킨다는 사실을 밝혔다.

Webb and Tranger(1991)는 루버핀 배열에서의 보다 정확한 측정을 위해 큰 모델을 사용하여 상세한 유동가시화 연구를 행하였으며, 유동이 얼마나 루버를 따라 흐르는가를 정의하는 유동효율을 제시하였다. 제시된 유동 효율 (η)은 다음과 같다.

$$\eta = \frac{\text{actual transverse distance}}{\text{ideal transverse distance}} = \frac{D_a}{D_i}$$

이와 더불어, 유동이 루버와 평행하게 흘러 유동이 핀과 핀 사이를 흐르는 것이 아니라 루버를 따라 루버 각도방향으로 흐를 때 유동효율은 1과 같게 되고, 핀과 핀 사이를 모두 흐를 때 유동효율은 0이 된다. 따라서 유동효율이 클수록 공기와 핀이 접촉면적이 증가하기 때문에 열전달 효과가 증가한다고 밝혔다.

Shanoun and Webb(1992)은 핀 효율과 Davenport의 실험 데이터를 토대로, 자동차용 방열기로 사용되는 루버핀 형 열교환기에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 예측할 수 있는 해석 모델을 제시하였다.

Chang and Wang(1997)은 브레이징 알루미늄 열교환기 및 루버핀 형상에 대하여, 91종의 열교환기의 실험자료를 기초로 한 열전달 및 압력 강하에 대한 일반적인 상관식을 제안하였다.

Kim et al.(1997)은 루버각과 핀의 개수를 변화시키면서 루버 피치/핀 피치가 압력강하 및 열전달에 미치는 영향에 대한 연구를 발표하였다.

Kim and Bullard(2002)는 5가지 변수(Flow Depth, 핀 피치, 튜브 피치, 루버 개수, 루버 각)를 적용한 45종의 루버핀 모델에 대한 실험적 연구를 Reynolds Number 600 이하에서 수행하였고, 225개의 데이터 포

인트를 이용하여 레이놀즈 수와 루버 핀의 각종 설계 사양을 함수로 하여, 핀 피치(Fin Pitch)/루버 피치(Louver Pitch)의 값이 1 이하인 경우에 대해 마찰계수 상관식을 제시하였다.

Cho et al.(2003)은 저속 영역에서 루버 핀이 장착된 평판관형 알루미늄 열교환기에 대한 실험적 연구와 기존의 상관식과의 비교를 통해 전 영역에 걸친 레이놀즈 수(Re_{Lp})에 대해, 루버각, 루버 피치 및 핀 피치를 변수로 하는 압력강하 상관식을 제시하였다.

그 외, Atkinson et al.(1988), Perrotin and Clodic(2004), Shin and Lee(1997)는 루버 핀에 대한 2, 3차원 형상의 모델링을 통한 전산해석을 수행하여 루버 형상에서의 유동 특성을 검토하였고, Chang et al.(2002), Kim and Park(1988), Leong and Toh(1999), Wang et al.(1988, 1999) 등은 실험적 연구를 통한 데이터로서 유동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 또한, Zhang and Tafti(2003)는 Webb and Trauger(2003)에 의해 제시된 루버 핀 형상에서의 유동 효율에 관하여 실험적 연구 결과를 제시하였으며, Dejong and Jacobi(2003)는 루버 핀의 벽 근처에 관한 유동에 대해 실험 및 전산 해석을 수행하여 유동 현상을 규명하였다.

2.4.3 루버핀 마찰계수 상관식에 관한 연구

루버핀의 유동 특성에 대한 기존의 연구들에서 볼 수 있듯이, 루버핀의 공기 측 유동 형상은 일반 평판 핀과 달리 복잡한 형상을 가지므로, 다양한 변수들의 고찰에 의한 압력 강하 해석이 필요하다. 기존의 많은 실험적 연구들을 통해서, 루버핀 형 열교환기의 공기 측 마찰계수에 대한 상관식들이 발표되었고, Table 2.6에 상관식들에 대하여 요약하였다. 현재까지 정확한 상관식을 개발하기 위한 연구가 수행되고 있다. 기존에 발표된 대표적인 마찰 계수 상관식에 관하여 살펴보면 다음과 같다.

Weiting(1975)

불연속 표면을 가지는 핀에 대하여 Re , 핀 사양을 함수로 실험적 연구를 발표하였다. 22종의 오프셋 스트립(Offset Strip) 핀 시편에 대하여 $\pm 15\%$ 오차 범위 내에서 신뢰도 85%의 데이터를 얻어, 수력직경에 근거를 둔 Re 에 대해 $Re_{D_h} < 1000$, $Re_{D_h} > 2000$ 의 범위로 나누어 각각의 상관식을 제안하였다

for $Re_{D_h} < 1000$

$$f = 7.661 \left(\frac{x}{D} \right)^{-0.384} \left(\frac{W}{H} \right)^{-0.092} Re_{D_h}^{-0.712} \quad (2.30)$$

for $Re_{D_h} > 2000$

$$f = 1.136 \left(\frac{x}{D} \right)^{-0.781} \left(\frac{W}{H} \right)^{0.534} Re_{D_h}^{-0.198} \quad (2.31)$$

여기서, x/D 는 수력 직경에 대한 연속 유동 길이의 비, W/H 는 통로 높이와 폭의 비, 그리고, t/D 는 수력 직경과 핀 두께의 비를 의미한다. 또한 Re 는 $2WH/(W+H)$ 로 정의되는 수력직경에 대한 값이다.

Davenport(1983)

32종의 삼각형 채널(Triangular Channel)을 가지는 주름진 형태의 루버핀(Corrugated Louvered Fin) 모델에 대한 열전달과 유동마찰에 대한 데이터를 제시하였는데 배열 내의 유동 및 그에 따른 전열 특성은 평판 핀의 경우와의 달리 루버 피치(Louver Pitch)를 특성길이를 하는 레이놀즈($Re_{L\beta}$) 수의 함수임을 밝혔다. 또한 8 가지 루버 피치에 대하여 Stanton Number와 마찰계수는 루버 피치가 감소함에 따라 증가함을 실험적으로 증명하였으며, $Re_{L\beta} = 1000$ 을 기준으로 하는 두 경우의 마찰

계수 상관식을 제시하였다.

또한, 오프셋 스트립 핀(Offset Strip Fin)과 비교에서, 두 경우 비슷한 열 전달 효과를 가지지만, 루버핀이 더 낮은 마찰계수 분포를 보인다는 것을 Weiting이 제시한 상관식 비교를 통하여 증명하였다.

Davenport가 제시한 상관식은 다음과 같다.

$$7 < Re_{L_p} < 9$$

$$f = 5.47 Re_{L_p}^{-0.72} L_H^{-0.37} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{0.89} L_p^{0.2} F_H^{0.23} \quad (2.32)$$

$$1 < Re_{L_p} < 4$$

$$f = 0.494 Re_{L_p}^{-0.39} \left(\frac{L_H}{L_p} \right)^{0.89} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{1.1} F_H^{0.46} \quad (2.33)$$

여기서, L_p 는 루버 피치(Louver Pitch), L_L 은 루버 길이(Louver Length), L_H 는 루버 높이(Louver Height), F_H 은 핀 높이(Fin Height)이다. Re 수는 루버 피치에 의해서 계산된 값이며, 상관식에 사용된 모든 파라메타들의 단위는 밀리미터(mm)이다.

Achaichia & Cowell(1988)

수치해석을 통해서 낮은 Re_{L_p} 수에서는($Re_{L_p} < 100$) 대부분의 유량이 핀과 핀 사이를 통해 흘러가기 때문에 덕트 내 층류 유동과 유사하고 높은 Re_{L_p} 수에서는($Re_{L_p} > 200$) 대부분의 유량이 루버와 루버 사이를 통과하기 때문에 평판에 대한 층류 경계층 유동과 유사하다고 밝혔으며, 이와 같은 연구들을 기초로 하여, 평판 루버핀(Plate Louvered Fin) 형 열교환기의 성능 평가에 대한 최초의 실험 및 이론적 해석에 관한 연구를 통해, 압력 강하에 대한 상관식을 제시하였다. 설계 변수로는 핀 피치, 루버 피치, 루버 각, 튜브 피치가 이용되었으며, 총 15종

의 루버핀 모델에 대해, $0 < Re_{Lp} < 3000$ 의 범위에서 Re_{Lp} 수 150을 기준으로 두 가지 마찰계수 상관식을 제시하였다.

$$150 < Re_{Lp} < 3000$$

$$f = 0.895 f_A^{1.07} F_p^{-0.22} L_p^{0.25} T_p^{0.26} L_H^{0.33} \quad (2.34)$$

$$f_A = 596 Re_{Lp}^{(0.318 \log_{10} Re_{Lp} - 2.25)}$$

$$Re_{Lp} < 150$$

$$(2.35)$$

$$f = 10.4 Re_{Lp}^{-1.17} F_p^{0.05} L_p^{1.24} T_p^{0.83} L_H^{0.25}$$

Achaichia & Cowell의 최초 의도는 무차원 변수에 의한 마찰 계수 상관식 표현이었으나, 연구 결과 무차원 변수로는 만족할 만한 정확성을 보장하지 못한다고 판단하여, 최종적으로 밀리미터의 차원을 가지는 변수로 표현된 상관식을 제시하였다. 변수 F_p , L_p , T_p , L_H 는 각각 핀 피치(Fin Pitch), 루버 피치(Louver Pitch), 튜브 피치(Transverse Tube Pitch), 루버 높이(Louver Height)를 의미하며, f_A 는 평균 마찰계수이다.

Chang & Wang(1997)

91종류의 열교환기의 실험자료를 기초로 한 다음과 같은 일반적인 상관식을 개발하였다.

$$f = 0.805 Re_{Lp}^{-0.514} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.72} \left(\frac{F_H}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{L_L}{L_p} \right)^{1.97} \quad (2.36)$$

Cho et al.(2002)

세 종류의 핀 피치(1.0mm, 1.2mm, 1.4mm) 와 네 종류의 루버 각(15°, 19°, 25°, 27°)을 가진 12개의 알루미늄 열교환기에 대한 실험을 수행하여 마찰계수는 핀 피치가 감소할수록, 루버 각이 증가할수록 증가한다는 것을 증명하였으며, 루버 각, 루버 피치/핀 피치, 레이놀즈 수를 변수로 하는 마찰계수 상관식을 제시하였다. 실험에 사용된 열교환기 시편의 경우, 루버 피치(Louver Pitch)는 1.7 mm로 일정하게 하고, 254 × 400 mm²의 전면적과 24단의 주름진 루버핀과 평판관으로 구성된 코어를 사용하였으며, 공기 측 레이놀즈 수 $30 < Re_{L\beta} < 1000$ 범위에서 실험이 수행되었다. 실험을 통해 얻은 상관식은 다음과 같다.

$$30 < Re_{L\beta} < 1000$$
$$f = 8.42 Re_{L\beta}^{-0.36} \left(\frac{\Theta}{90} \right)^{0.493} \left(\frac{L_P}{F_\rho} \right)^{0.535} \quad (2.37)$$

여기서, Θ 는 degree 단위의 루버 각(Louver Angle), L_ρ 는 루버 피치(Louver Pitch), F_ρ 는 핀 피치(Fin Pitch)를 의미한다.

그 외 많은 연구를 통해서, 루버핀에서의 마찰계수에 대한 상관식들이 비교 검토되고 있으며, 기존 상관식들의 수정을 통해 각 경우에 맞게 적용되고 있으나, 완전하게 정립된 상관식 개발에 대한 연구가 시급한 실정이다.

2.5 요약

최근 열교환기의 발전 동향이 경량화, 고효율화로 이루어짐에 따라 보다 정확한 예측을 요구하는 열교환기 설계 혹은 해석 기법에 대한 관심이 높아지고 있으며, 그에 대한 많은 연구들이 수행되어지고 있다. 현재 사용되고 있는 열교환기 해석법에 대하여 다음과 같이 요약해 볼 수 있다.

- 1) 입구와 출구에서의 고온 및 저온 유체의 온도들을 안다면 ΔT_{lm} 이 쉽게 계산되므로, LMTD 법을 쉽게 사용할 수 있음은 분명하다. 이러한 온도들이 알려진 문제를 열교환기 설계 문제로 분류한다. 전형적으로 원하는 고온유체 또는 저온 유체의 출구온도들과 함께 유체의 입구온도들과 유량들이 주어진다. 따라서, 설계 문제는 적절한 열교환기의 형식을 선택하고, 치수를 결정하는 문제, 즉 원하는 출구온도를 이루는 데 요구되는 총 열전달 면적을 결정하는 문제이다.
- 2) 열교환기의 형식과 치수가 알려져 있고, 주어진 유량과 입구온도들에 대하여 열전달률과 출구온도들을 결정하는 것이 목적인 경우, LMTD 법으로도 이와 같은 열교환기 성능계산에 사용될 수도 있으나, 이를 위해선 식 (2.38)을 만족하기 위하여, 반드시 많은 횟수의 반복계산이 요구된다.

$$UA\Delta T_{lm} = \dot{m}c_{p,c}(\Delta T)_c = \dot{m}c_{p,h}(\Delta T)_h \quad (2.38)$$

이와 같은 반복적인 성격은 ϵ -NTU 법을 사용함으로써 배제할 수 있다. 열교환기의 형식과 치수 그리고 유체 유량들을 알면

NTU 와 C^* 값들이 계산될 수 있고, 유용도 ε 는 적절한 선도 혹은 관계식으로부터 결정할 수 있다. 또한 q_{max} 는 식 (2.12)로부터 간단하게 얻어질 수 있으므로, 이와 같은 방법으로 비교적 쉽게 열전달률을 결정할 수 있다.

- 3) 총괄 열전달 계수는 열교환기 열설계에 있어서 가장 불확실성이 큰 부분으로, 열전달 프로세스 중에 발생될 수 있는 모든 열저항들을 고려함으로써 결정지어진다. 이들 중, 표면의 형상에 적합한 열전달 계수를 제시함으로써 불확실성을 줄일 수 있다. 현재, 작동 유체 유동의 특성 및 유로의 형상에 따라 다양한 형태의 Nu 수 및 j-factor 상관식이 개발되어 있으며, 이것으로부터 열전달 계수에 대한 정보를 얻을 수 있다.
- 4) 열교환기의 압력 손실은 유동 특성에 적합한 마찰 계수를 제시하는데 그 목적이 있다. 지금까지, 실험과 전산 해석을 통해, 유동 특성과 마찰 형상을 고려한 다양한 종류의 마찰계수 상관식이 개발되었으나, 일반적인 경우에 적용하기 위해선 현재로서 많은 오차를 가지는 경우가 대부분이다.

본 연구에서는 기존의 열설계 방법을 응용하여, 대용량 복합 유로 방열기의 열해석을 위한 적합한 모델을 개발하고, 기존의 연구에 의해 제시된 마찰계수 상관식들의 분석을 통해, 압력 강하 예측에 대한 자료를 제시하고자 한다.

Table 2.1 ϵ (Effectiveness) Correlations

Type	effectiveness (ϵ)
Counter Flow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C^*) NTU]}{1 - C^* \exp[-(1 - C^*) NTU]} \quad (C^* < 1)$
	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C^* = 1)$
	where, $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$
Parallel Flow	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*} \{1 - \exp[-(1 + C^*) NTU]\}$
Cross Flow, Unmixed	$\epsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C^* (NTU)^{0.78}] - 1\}\right]$
Cross Flow, C_{min} Mixed only	$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-C^* NTU)}{C^*}\right]$
Cross Flow, C_{max} Mixed only	$\epsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp\{-C^* [1 - \exp(-NTU)]\}]$
Shell & Tube	$\epsilon = \frac{2}{1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/25} \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}]}}$
All Type Heat Exchangers	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (C^* = 0)$

Table 2.2 NTU Correlations

Type	NTU (Number of Transfer Unit)
Counter Flow	$NTU = -\frac{1}{C^* - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C^* - 1}\right)$ ($C^* < 1$)
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$ ($C^* = 1$)
	where, $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$
Parallel Flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C^*)]}{1 + C^*}$
Cross Flow, C_{min} Mixed only	$NTU = -\left(\frac{1}{C^*}\right) \ln[C^* \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
Cross flow, C_{max} Mixed only	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C^*}\right) \ln(1 - \varepsilon C^*)\right]$
Shell & Tube	$NTU = \frac{1}{(1 + C^{*2})^{1/2}} \ln \frac{2 - \varepsilon[1 + C^* - (1 - C^{*2})^{1/2}]}{2 - \varepsilon[1 + C^* + (1 - C^{*2})^{1/2}]}$
All type Heat Exchangers	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$ ($C^* = 0$)

Table 2.3 Working Equations for the LMTD, and ε -NTU Methods

LMTD	ε -NTU
$Q = UAF\Delta T_{m,cf}$	$Q = \varepsilon(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$
$LMTD = \Delta T_{m,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$	$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$ $= \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$
$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}, \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$	$C_{\min} = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}}$
$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}},$	$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA$
$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$	
$F = \psi(P, R, \text{flow arrangement})$	$\varepsilon = \psi(NTU, C^*, \text{flow arrangement})$

Table 2.4 Heat Transfer Correlations of Internal Flow (Nu)

Correlation	Conditions
$Nu_D = 4.36$	Laminar flow, Fully Development $q_s = \text{constant}$, $Pr \leq 0.6$
$Nu_D = 3.66$	Laminar flow, Fully Development Constant T_s , $Pr \leq 0.6$
$\overline{Nu_D} = 3.66$ $+ \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	Laminar flow, Thermal Entrance Constant T_s , $Pr \gg 1$
$\overline{Nu_D} = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar flow, Constant T_s $\{ [Re_D Pr / (L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \} \geq 2$ $0.48 < Pr < 16,700$ $0.0044 < \mu/\mu_s < 9.75$
$\overline{Nu_D} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$	$Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$ $T_s > T_m$: $n = 0.4$ (heating) $T_s < T_m$: $n = 0.3$ (cooling)
$\overline{Nu_D} = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	$Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$ Turbulent flow, Fully Development $0.7 < Pr < 16,700$
$\overline{Nu_D} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	liquid metal, Turbulent flow Fully Development $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $L/D \geq 10$ $0.5 < Pr < 16,700$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	Fully Development, $q_s = \text{constant}$ $3600 < Re_D < 9.05 \times 10^5$ $100 < Pe_D < 10,000$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	liquid metal, Turbulent flow Fully Development, Constant T_s $Pe_D > 100$

Table 2.5 Friction Factor Correlations at Tube

Correlation	Conditions
$f = \frac{64}{Re_D}$	Laminar flow, Fully Development
$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulent flow, Fully Development $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0.184 Re_D^{-1/4}$	Turbulent flow, Fully Development $Re_D \geq 2 \times 10^4$
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	Turbulent flow, Fully Development $0.6 \leq Pr \leq 160$

Table 2.6 Air Side Friction Factor Correlations at Louvered Fin Geometry

Author	Correlation
Davenport (1983)	for $70 < Re_L < 900$
	$f = 5.47 Re_L^{-0.72} L_H^{-0.37} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{0.89} L^{0.2} F_H^{0.23}$
	for $1000 < Re_L < 4000$
	$f = 0.494 Re_L^{-0.39} \left(\frac{L_H}{L} \right)^{0.89} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{1.1} F_H^{0.46}$
	where, $Re_L = \frac{GL_P}{\mu}$
Achaichia & Cowell (1988)	for $Re_L < 150$
	$f = 10.4 Re_L^{-1.17} F^{0.05} L^{1.24} T^{0.83} L_H^{0.25}$
	for $150 < Re_L < 3000$
	$f = 0.895 f_A^{1.07} F^{-0.22} L^{0.25} T^{0.26} L_H^{0.33}$
	where, $f_A = 596 Re_L^{(0.3181 \log_{10} Re_L - 2.25)}$
Wang & Chang (1997)	for $100 < Re_L < 800$
	$f = 0.805 Re_{L\rho}^{-0.514} \left(\frac{F_\rho}{L_\rho} \right)^{-0.72} \left(\frac{F_H}{L_\rho} \right)^{-1.22} \left(\frac{L_L}{L_\rho} \right)^{1.97}$
Cho et al (2002)	for $30 < Re_L < 1000$
	$f = 8.42 Re_{L\rho}^{-0.36} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0.493} \left(\frac{L_P}{F_\rho} \right)^{0.535}$

Table 2.7 Comparison of Test Samples (Louver fin)

	Davenport	Achaichia & Cowell	Chang & Wang	Cho et al	Present
year	1983	1988	1997	2002	2004
Core					
type	corrugated triangular	plate fin	corrugated rectangular	corrugated rectangular	corrugated rectangular
A_f (m ²)	0.000152	0.000150		0.1016	0.06
σ	0.747~0.819	0.747~0.85			0.386
Louver					
Material	Cu	Cu	Al	Al	Al
L_p (mm)	1.5~3.0	0.81~1.4	1.32~1.53	1.7	1.5
L_L (mm)	5.0~11.7	5.5, 8.5	12.44~16.84	6.4	7.7
L_H (mm)	0.186~0.46	0.11~0.31	0.23~0.36	0.17~0.36	0.329
α (°)	8~26	22~30	28	15~27	26
Fin					
Material	Cu	Cu	Al	Al	Al
F_p (mm)	2.01~ 3.35	1.65~ 3.33	1.8, 2, 2.2	1, 1.2, 1.4	1.275
F_H (mm)	7.8, 12.7	6,9,12	16,19	8.15	9.5
δ_f (mm)	0.075	0.05	0.16	0.1	0.2
Tube					
Material	brass	brass	Al	Al	Al
T_p (mm)	14	8~14	21, 24	10.15	12.61
T_w (mm)					3.11
δ_t (mm)	0.2			0.4	0.6

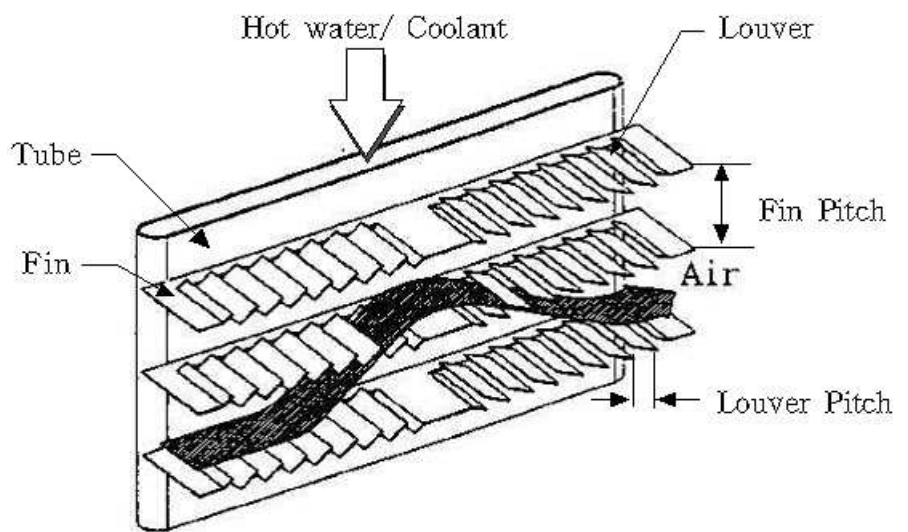


Fig. 2.1 Flow Pattern at Louver Fin

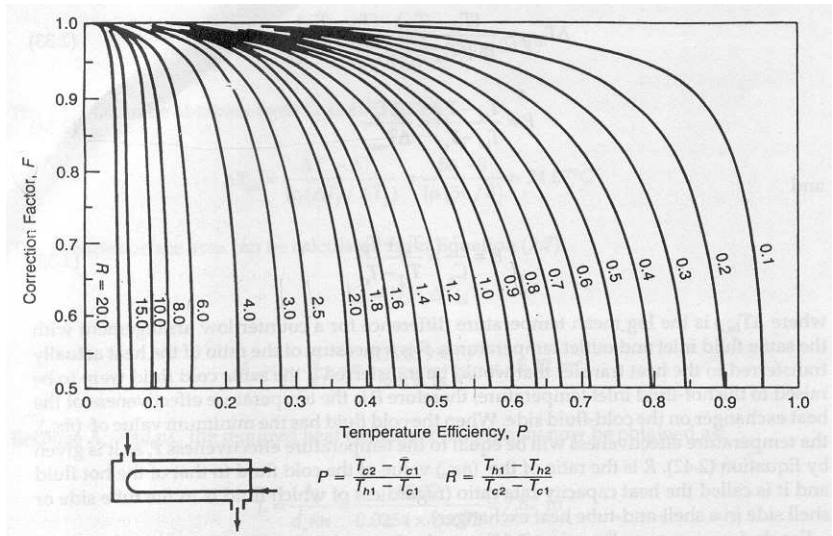


Fig. 2.2 LMTD Correction Factor F for a Shell & Tube Heat Exchanger
 – One Shell Pass and Two or Multiples of Two Tube Passes

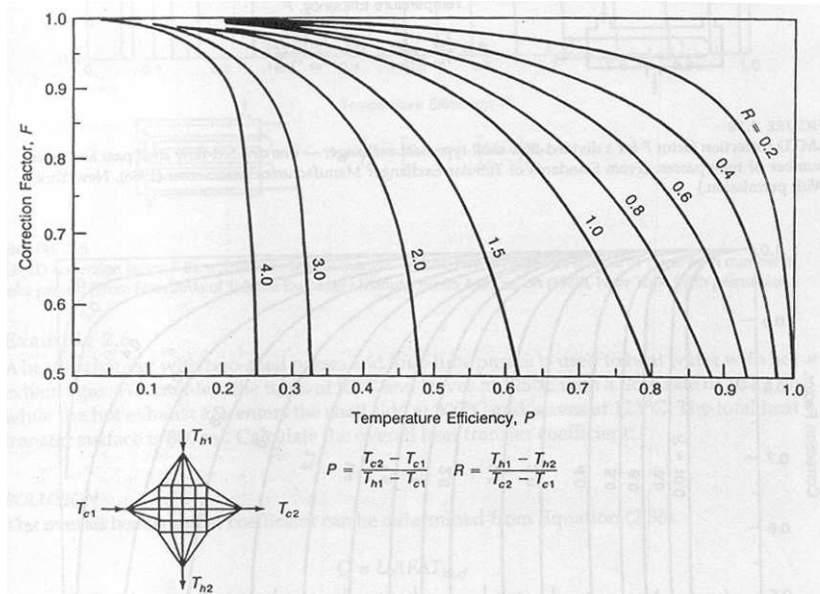


Fig. 2.3 LMTD Correction Factor F for Cross-Flow Heat Exchanger
 with Both Fluid *Unmixed*

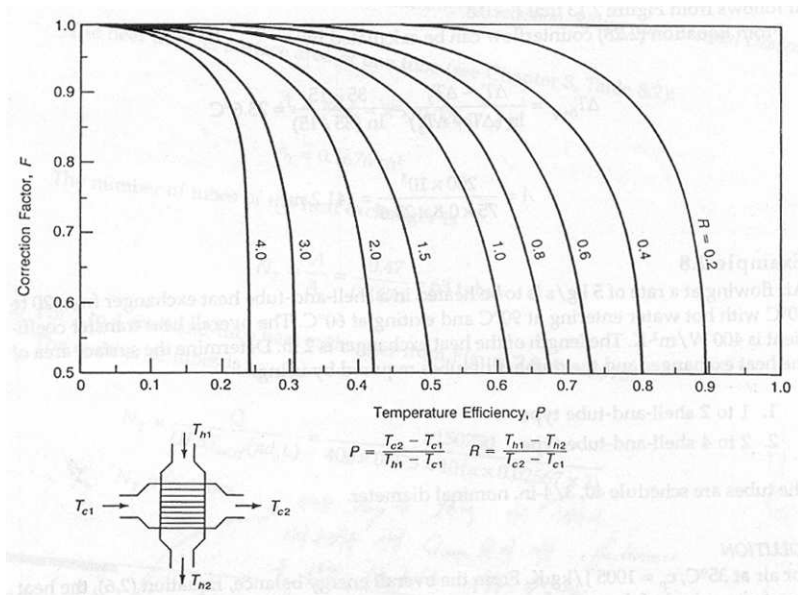


Fig. 2.4 LMTD Correction Factor F for a Single-Pass Cross-Flow Heat Exchanger with One Fluid Mixed and The Other Unmixed

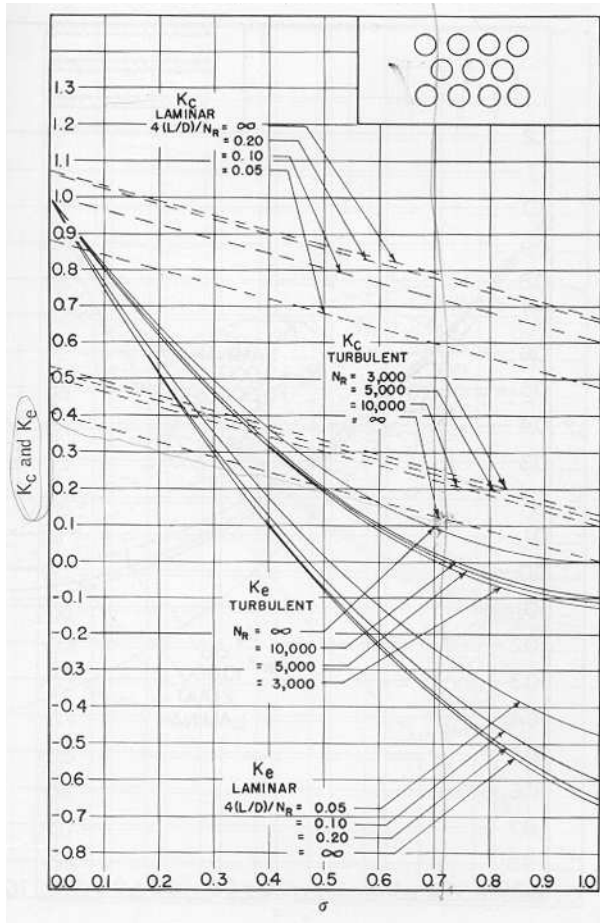


Fig. 2.5 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Circular Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit

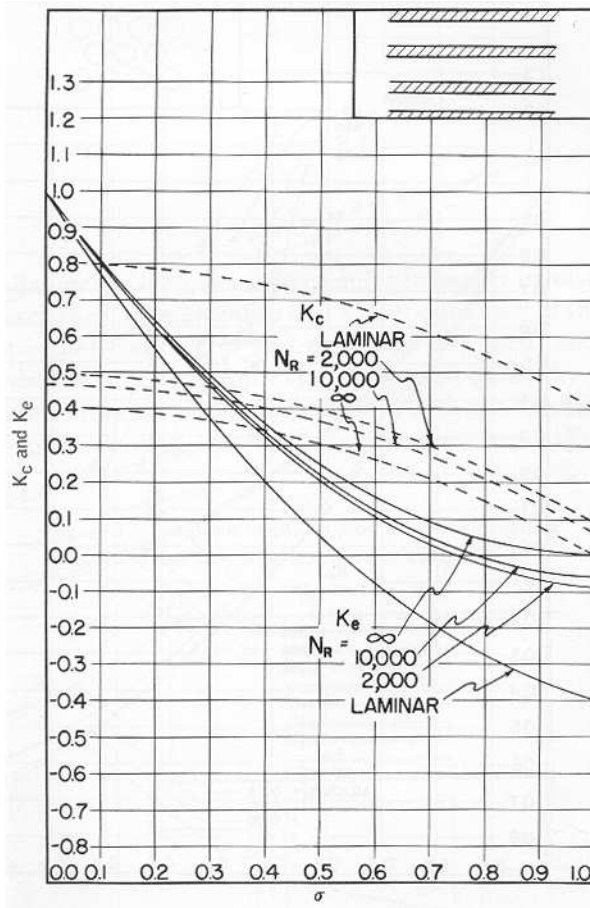


Fig. 2.6 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Flat-Duct Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit

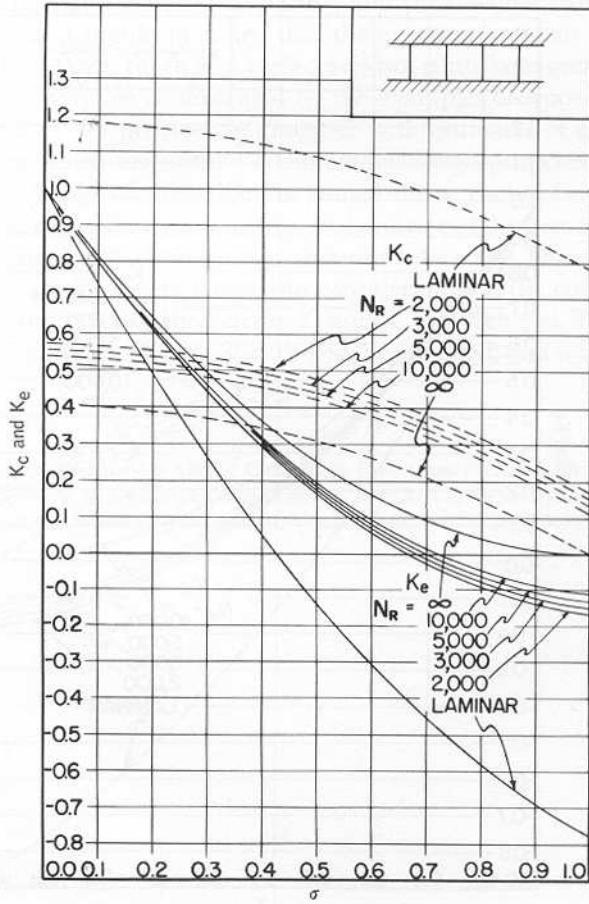


Fig. 2.7 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Square-Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit

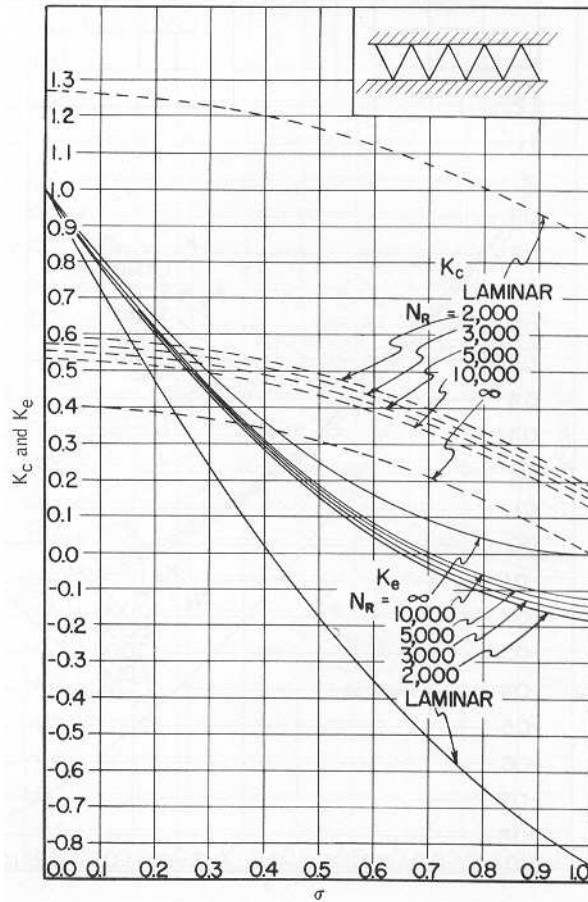
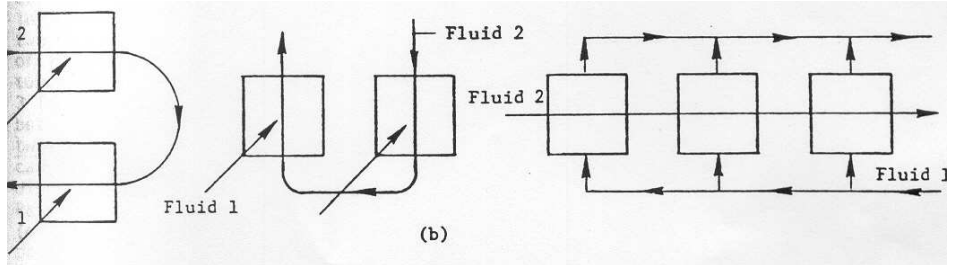
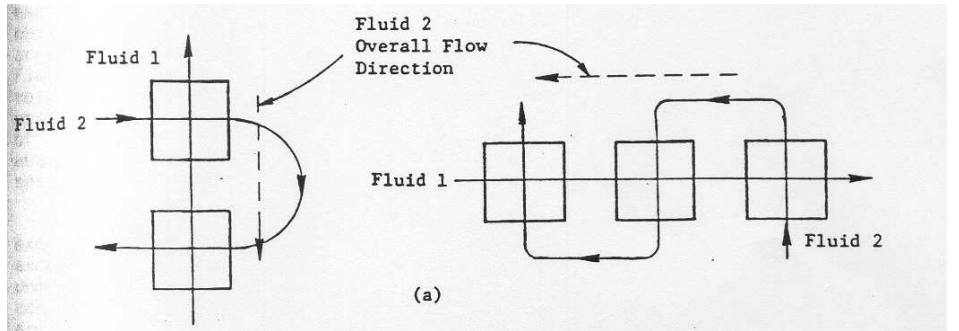


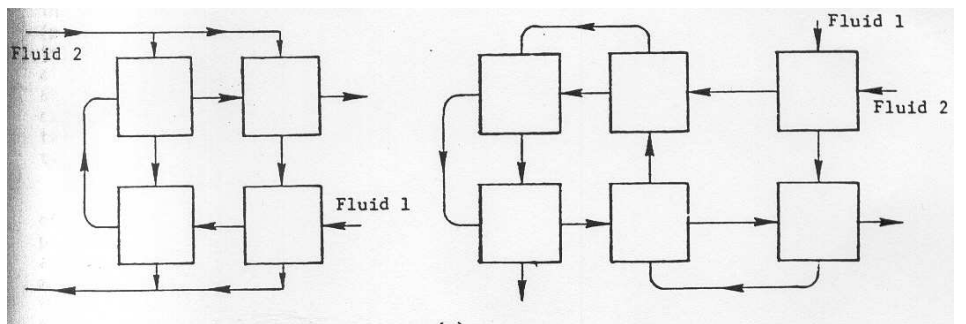
Fig. 2.8 Entrance and Exit Pressure Loss Coefficient for a Multiple Triangular Tube Heat Exchanger Core with Abrupt Contraction Entrance and Abrupt Expansion Exit



a. Parallel Coupling of n -Passes or Side by Side Passes

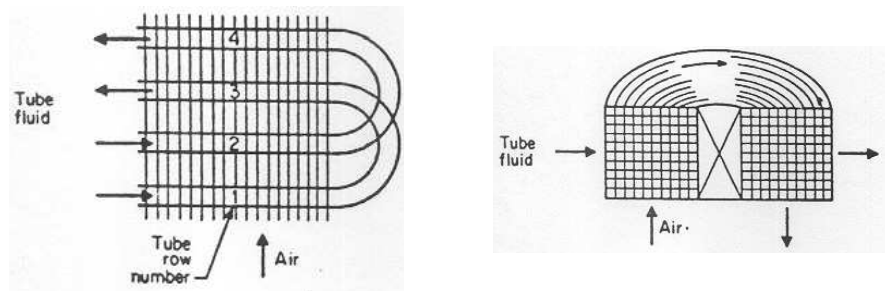


b. Series Coupling of n -Passes or Over-and-Under Passes

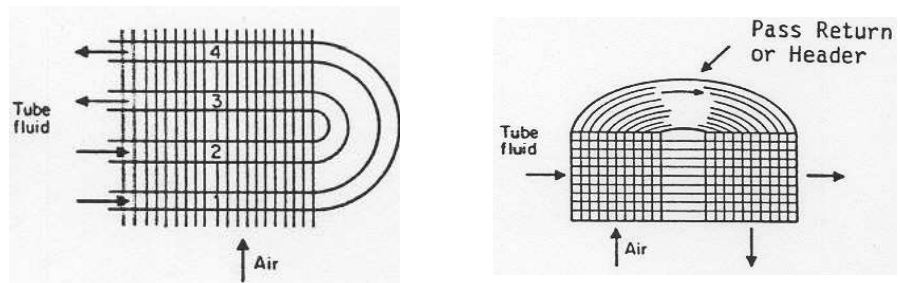


c. Combinations of Both

Fig. 2.9 Types of Compound Flow Arrangement



a. Twisted or Identical Order



b. Planar or Inverted Order

Fig. 2.10 Two Pass Cross-Parallel Flow Heat Exchangers with Both Unmixed Throughout

제 3 장 복합 유로 방열기의 열설계 모델

3.1 개 요

고마력 디젤 엔진 등에 사용되는 대용량 방열기는 일반적으로 고밀도 열교환기로서 설계되는 것이 특징이며, 방열량을 최대화하기 위하여, 루버 또는 읍셋 환 등에 의한 확장 표면의 이용과 기본적인 유동 배열을 응용한 복잡한 유로로 설계된다. Fig. 3.1은 대용량 방열기의 구성을 보이고 있다. 그림에서 보는 것처럼 유입되는 냉각 공기는 저온 방열기와 고온 방열기를 차례로 통과하고, 이 두 방열기는 하나의 일체형 방열기의 형태를 가지고 있으며, 각각은 그림과 같이 유로가 서로 다른 2-pass 직교류 형태의 열교환기이다. 이와 같은 복잡 유로 형상의 방열기를 모델링하기 위하여 열·유체 해석 범용 프로그램인 FLUENT v. 5.4를 사용하였으며, Gambit v. 1.8을 이용하여 격자를 생성하였다.

일반적으로 고밀도 열교환기는 특유의 복잡한 형상과 유동 특성으로 인해, 직접적인 CFD 해석의 난이도가 높다. 따라서, 본 논문에서는 FLUENT가 제공하는 Heat Exchanger 모델을 사용하여, 좀 더 용이한 방식으로 해석에 접근하였다. 계산에 앞서, 이 모델에 요구되는 유용도를 비롯한 유효 파라메타들을 먼저 계산하였으며, 방열기 제조 회사측에서 제공한 실험 결과를 토대로 모델을 검증하였다. 모델링에 필요한 방열기 세부 사양에 대해서는 Table 3.1에 나타내었으며, Fig. 3.6 에 전체 계산 과정의 대략적인 과정을 도식화하였다.

3.2 계산에 사용된 주요 파라메타

FLUENT 코드의 열교환기 모델은 열교환기 유용도 및 공기측 압력 손실을 계산하기 위한 파라메터들에 대한 정보를 필요로 하게 된다. 여기서, 유용도는 한 개의 셀에 대한 값으로서, 다음과 같은 비혼합 직교류에 대한 유용도 상관식에 의해 계산된다.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right) NTU^{\theta.22} \{ \exp[-C^* NTU^{\theta.78}] - 1 \}\right] \quad (3.1)$$

여기서, NTU 와 C^* 는 다음과 같이 정의되고,

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}, \quad C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.2)$$

이때, FLUENT에서 C_{min} 은 항상 공기 측 열용량으로 인식되어 계산된다.

여기서, UA 는 다음과 같이 총 열저항을 고려함으로서 얻을 수 있다. 실제 계산과정 중에 Fouling에 대한 열저항을 무시하고, 냉각수 측 유로 내 확장표면은 없으므로 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{n_o h_o A_o} \quad (3.3)$$

냉각수 측 열전달 계수 h_i 는 난류, 완전발달 조건의 Nu 수 상관식인 Dittus-Boelter 식에 의해 계산된다.

$$Nu_{D_h} = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (3.4)$$

또한, 공기 측 열전달 계수 h_o 는 다음과 같은 j-factor 정의식에 의해 구해질 수 있으며,

$$j = St Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{\rho U_{min} c_p} \right) Pr^{2/3} \quad (3.5)$$

여기서 j-factor는 공기 측 유동 형상에 의해 결정되는 열교환기 고유의 무차원 수로서, 기존의 실험에 의한 상관식으로부터 얻을 수 있는 파라미터이다. 본 연구에서는 식 (3.6)와 (3.7)에 나타낸, Davenport(1983)와 Chang & Wang(1997)에 의해 제시된 루버 핀에 대한 j-factor 상관식을 적용하여 해석하였으며, 이를 실험 결과와 비교하였다.

$$j = 0.249 Re_L^{-0.42} L_H^{-0.33} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{1.1} F_H^{0.26} \quad (3.6)$$

$$j = Re_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{\Theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_H}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23} \\ \times \left(\frac{L_L}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (3.7)$$

식 (3.3)에서 n_o 는 표면효율로서 다음과 같이 정의되며,

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - n_f) \quad (3.8)$$

핀 효율 n_f 은 식 (3.9)와 같은 사각 단면 형상에서의 핀 효율 식을 적용하였다.

$$n_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.9)$$

여기서, 핀 상·하부에서 동일한 열원조건이므로, L 은 핀 높이(Fin Height : F_H)의 1/2이 되며, m 은 다음과 같다

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \quad (3.10)$$

이상의 열교환기 유용도를 구하기 위한 일련의 과정들을 다양한 Case Study에 적용하기 위해서는 적용 범위에 대한 작동 유체의 모든 물성치 데이터가 필요하다. 본 연구에서는 동일 압력에서 유체의 물성치는 온도만의 함수라는 점을 이용하여, 적용되는 모든 물성치 데이터들을 Polynomial Fitting에 의해 식 (3.11)과 같은 온도 T 에 관한 n -차 다항식으로 만들어 사용하였다.

$$\Phi(T) = \sum_{k=0}^n a_k T^k = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \dots + a_n T^n \quad (3.11)$$

물성치 데이터는 ASHRAE Handbook에서 제공된 데이터를 이용하였으며, Table 3.3에 순수 물, 50% 에틸렌 글리콜 수용액, 건 공기에 대한 물성치 식의 계수들을 나타내었다.

최종적으로 유용도, 총괄 열전달 면적, 최소 자유 유동 면적, σ 등의

값을 계산하며, 이러한 계산된 데이터는 FLUENT에서 열교환기의 방열량을 계산하는데 필요한 유효 파라미터로서 사용된다.

3.3 방열기 열 해석 모델

3.3.1 열교환기 모델 이론

일반적인 열교환기 코어에서는 두 열 교환 유체가 흐름에 따라 온도가 변하므로 열교환량이 각 구역마다 다르다. 따라서 Fig. 3.2와 같이 열교환기 코어를 냉각수의 유동 방향으로 일정한 갯수의 부분(여기서는 매크로라 칭함)으로 구분하고 각각의 매크로(Macro)를 직교류 열교환기로 해석한다. 각각의 매크로로 유입되는 냉각수 입구 온도를 먼저 계산하고 순차적으로 각 매크로의 방열량을 계산하게 된다. 이렇게 함으로써 다중 유로(Multi-Pass)의 열교환기 해석이 가능하다.

FLUENT 5.4의 열교환기 모델을 이용하기 위해서는 적용 코어에 대한 정보가 필요하며, 이는 열교환기 패널과 열교환기 모델 패널, 두 그룹으로 나뉘어진다.

열교환기 패널에서는 계산 도메인에서 열교환기가 차지하는 영역, 총 패스 수(Number of Passes) 및 패스 당 매크로의 수(Number of Macros / Pass), 그리고 냉각수의 유입 유량, 비열 및 초기 온도에 대한 정보를 필요로 하며, 두 개의 열교환기 영역을 선택하여 복합유로 방열기 모델링을 가능하게 한다. 또한, 냉각수 입구 방향과 Pass to Pass 방향을 설정함으로써 유로 형태를 결정할 수 있다. 이때, 냉각수 입구 방향으로 열교환기 코어의 Height을 정의하고, Pass to Pass 방향으로 Width를 정의하고 있다.

열교환기 모델 패널에서는 먼저 3.2 절의 관계식을 이용하여 계산된 셀의 유용도 및 압력 손실과 관계되는 코어 전면적, 총 열전달 면적, 최

소 자유 유동 면적, 최소 자유유동 면적비 그리고, 마찰 계수 등의 정보를 입력하여, 방열량 및 열교환기 전후 압력 강하를 계산할 수 있게 된다.

3.3.2 Core 모델링 및 격자 생성

복합 유로 방열기를 모델링하기 위해, Gambit v. 1.8을 이용하여 코어 형상 모델링 및 격자 생성을 하였다. 전체 형상(Geometry)은 Fig. 3.3에서 보는 것처럼 입구, 저온 방열기, 고온 방열기, 출구에 대한 총 4개의 Fluid Zone으로 구성되어 있다. 여기서, Height 은 튜브 길이 방향의 길이, Width 는 튜브 Row 방향 길이, 그리고 Depth는 공기 유동 방향의 길이를 의미한다. 입구 및 출구 Zone의 전면적은 코어 전면적과 일치하며, 입·출구 Zone의 Depth는 고온 방열기의 1/2 정도로 주었다.

격자 생성은 먼저 각 선(Edge)에 대해 먼저 실시하고, 생성된 선 격자(Edge Mesh)를 바탕으로 면 격자(Face Mesh)를 생성하였으며, 체적 격자(Volume Mesh)는 두 개의 Source Face와 1개의 Guide Line을 이용한 Cooper Meshing 법으로 생성하였다. 이때, 모든 격자는 전산 해석의 고 신뢰도를 위해 정규 사각 격자로 격자 생성을 하였다. Width 방향 격자 간격은 튜브 피치를 기준으로 하여, 단위 튜브 Row 당 (튜브 개수 + 1) 개로 하였고, Height 방향 간격은 Width 방향 격자 간격과 비슷한 값을 가지도록, Interval Count 방법으로 격자 개수를 결정하였다. Depth 방향은 튜브 Row 개수만큼 나뉘었으며, 입구와 출구 영역에 대해서도 같은 방법을 적용하였다. 여기서 모든 격자 간격은 3.2절의 cell의 유용도 계산과 관련이 있는 변수이므로 이러한 기준에 준하여 격자 간격을 정해야 한다.

입구 경계 조건은 유입 속도와 온도에 의해 계산된 질량 유량이 유입되는 Mass Flow Inlet으로 설정하였으며, 출구 조건은 유입 질량과 유출 질량의 비가 1:1이 되도록 하는 Outflow로 하였고, 입·출구 면을 제외한 나머지 면에 대해서는 모두 Wall Boundary로 처리하였다. 또한, 4개의 Fluid Zone 중 고온 방열기와 저온 방열기의 영역을 Heat Exchanger Zone으로 설정하였다.

3.3.3 열전달량

열전달량은 공기 유동 측 에너지 방정식의 열원 항목으로 더해지고 매크로 내의 각각의 셀 단위로 계산된다. 주어진 셀의 열전달량은 다음 식으로부터 계산된다.

$$q_{cell} = \varepsilon (\dot{m} c_p)_{air} (T_{in} - T_{cell}) \quad (3.11)$$

여기서,

- ε : 열교환기의 유용도(Effectiveness)
- $(\dot{m} c_p)_{air}$: 공기 열용량(유입률 × 비열)
- T_{in} : 셀을 포함하는 매크로의 냉각수 입구온도
- T_{cell} : 셀 온도

매크로의 열전달량은 매크로 내에 있는 모든 셀의 열전달량을 합함으로서 다음과 같이 계산되고,

$$q_{macro} = \sum_{all\ cells\ in\ macro} q_{cell} \quad (3.12)$$

따라서 모든 매크로에서의 열전달량을 합하여 계산함으로써 다음과 같이 열교환기 코어의 총 열전달량을 계산할 수 있다.

$$q_{total} = \sum_{all\ macro} q_{macro} \quad (3.13)$$

각 매크로의 냉각수 입구 온도는 식 (3.11)의 T_{in} 냉각수의 에너지 보존의 성립을 기초로 다음과 같이 계산된다.

$$q_{macro} = (\dot{m} c_p)_{coolant} (T_{out} - T_{in}) \quad (3.14)$$

여기서 T_{in} 과 T_{out} 은 매크로의 각각의 냉각수의 입·출구 온도이며, T_{out} 은 이어지는 매크로의 입구온도의 조건이 된다.

첫 번째 매크로(Macro 0)는 Fig. 3.2에서 보듯이 열교환기 코어의 냉각수 입구가 된다. 냉각수 입구온도가 주어지는 경우 매크로 0의 냉각수 입구온도가 고정되어 열전달량은 식 (3.11)로 계산하고, 그 다음 매크로의 냉각수 입구온도는 식 (3.14)로 부터 계산된다.

3.3.4 모델의 가정 및 제한

Fluent v. 5.4 코드에서 제공하는 Heat Exchanger 모델에서는 다음과 같은 가정으로 모델을 간소화하고 있다.

1. 열교환기의 유용도(Effectiveness) ε 은 일반적으로 코어 전체에 대하여 정의되지만, 여기서는 셀 단위의 작은 일부분에 대해서도 적용한다.

2. 공기 측 열용량 $(\dot{m}C_p)_{air}$ 은 항상 냉각수 측 열용량 $(\dot{m}C_p)_{coolant}$ 보다 작은 값을 가진다. 즉, C_{min} 의 값은 열교환기 모델에서 공기 측 열용량이 된다.
3. 셀로 유입되는 유체의 온도 대신 셀 중심의 온도인 T_{cell} 이 사용된다.
4. 가속에 의한 압력 손실은 무시한다.
5. 냉각수는 단상 유동으로 제한한다.

3.4 냉각수 측 압력 손실

냉각수 측 압력 손실은 일반적으로 냉각수가 유입되는 Header에서 유출되는 Header까지의 손실을 의미하므로, 다음과 같은 세 가지 경우로 나누어 계산된다.

- 1) Core 내부의 냉각수 튜브 측 손실
- 2) 헤더(Header)에서 냉각수 튜브로 유입되는 부분과 냉각수 튜브에서 헤더로 유출되는 부분에서의 손실
- 3) 헤더로 유·출입되는 파이프(Pipe)의 연결부에서의 손실

냉각수 튜브 측 손실은 관내 상변화가 없다고 가정하면, 관내 유동의 압력 손실에 관한 식 (2.29)에 Pass 수를 곱하여 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_{core} = 4f \frac{LN_p}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (3.15)$$

여기서, $\rho u_m^2/2$ 를 Dynamic Head 라고 한다. N_p 는 Pass 수, L 은 튜브 길이를 의미하므로 Core Height 과 같다. 또한, f 는 Fanning Friction Factor로서 Table 2.5에 정리한 Darcy 상관식의 1/4에 해당한다.

헤더(Header) - 튜브 유·출입부에서의 손실은 Pass 당 Dynamic Head의 4배에 해당하며 다음과 같이 계산한다.

$$\Delta P_{header} = 4N_p \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (3.16)$$

헤더(Header)와 파이프(Pipe) 연결부에서의 손실은 식 (3.17)과 같이 계산한다. 이때, Dynamic Head를 계산하기 위한 속도는 Pipe에서의 속도를 사용한다.

$$\Delta P_{pipe} = \rho u_{pipe}^2 \quad (3.17)$$

따라서, 냉각수 측 압력 손실은 다음과 같이 세 요소를 포함한 형태로 계산된다.

$$\Delta P_{coolant} = \Delta P_{core} + \Delta P_{header} + \Delta P_{pipe} \quad (3.18)$$

이상의 일련의 계산 과정들이 Fig. 3.6의 계산 흐름도에 나타나 있으며, FLUENT 해석 전의 모든 계산은 Excel을 이용하여 정리하고 계산하였다.

3.5 계산 결과 및 열 설계 모델 검증

3.5.1 j-factor 상관식 검토

열교환기의 유용도(Effectiveness)를 구하기 위해서는 전체 열전달 프로세스가 고려된 열저항(Thermal Resistance) 값이 필요하며, 열저항을 구하기 위해서는 공기 측 열전달 계수에 대한 정보를 요구하게 된다. j-factor 는 공기 측 열전달 계수가 포함된 Stanton Number에 의해 결정되므로, 정확한 j-factor를 제시되어야 한다. j-factor는 실험에서 제공되는 것이 일반적이며 보다 정확한 값을 제공한다.

일반적으로 대용량 방열기는 Core의 크기가 비교적 큰 이유 때문에 완전한 형태의 Core를 실험할 수 있는 실험장비를 구축하는데 한계가 있다. 이러한 이유로, 본 논문에서는 전체 Core에 비해 Width가 1/2인 절반 크기의 Core를 시편으로 하여 실험을 수행한 데이터를 계산 결과와 비교하였다. 이후, 전체 Core에 대해서는 Full Core, 절반 크기의 Core를 Half Core 라고 표기하였다.

본 연구에서는 대용량 복합유로 방열기의 Half Core에 대한 실험 데이터와 전산 해석을 비교함에 있어 기존의 실험적 연구로 제시된 6가지 j-factor 상관식에 대하여 먼저 검토하였다.

Fig. 3.7 은 Table 3.2에 제공된 Fin-Tube 파라메타들을 사용하여, j-factor 상관식들을 표현한 그래프이다. 모든 상관식들이 전체적으로 비슷한 경향을 보이지만, 지시하는 j-factor 의 값은 많은 차이를 보이고 있다. Davenport(1983) 상관식이 가장 큰 값을 예측하며, Chang and Wang(1997), Sunden and Svantesson(1992), Kim and Bullard(2002)의 식들은 하나의 그룹을 형성하고 있으며 비슷한 값을 예측하고 있다. Cho et al.(2003)의 상관식은 앞선 두 그룹의 중간 값을 예측하며, Chang and Wang(1996)의 상관식은 가장 작은 값을 예측하고 있다.

상관식들을 파라메터 별로 검토한 결과, Cho et al.(2003)은 루버 각,

루버 피치, 핀 피치에 대해서만 고려하고 있으며, 상관식 제시를 위한 데이터가 부족한 것으로 판단된다. 또한, Chang and Wang(1996)은 면적비에 대해서만 제시되어, 주요 파라미터들을 고려하지 않고 있다. 따라서, 공기 측 열전달 계수를 구하기 위한 j-factor를 결정짓기 위하여 방열기의 Full-Core 계산에 앞서 Davenport(1983)와 Chang and Wang(1997)의 상관식을 적용하여 실험 결과와 비교하였다.

Table 3.6는 두 가지 j-factor 상관식을 적용하여 해석한 방열량과 실험결과를 보이고 있다. 대체적으로 Davenport의 상관식이 잘 예측하고 있으며, Chang & Wang의 상관식은 20% 정도 낮게 예측하고 있다. 따라서, 본 연구에서 전체 방열기의 해석은 Davenport의 상관식에 의해 Cell의 유용도를 결정하였고, 설계 조건을 바탕으로 한 방열량 계산을 수행하였다.

3.5.2 모델 방열기의 Full-core 해석

전장에서 검토한 j-factor 상관식을 바탕으로 계산된 공기 측 열전달 계수로서 전체 열교환기에 대해 유용도를 구하였다. Table 3.1과 3.2에 나타난 핀 재원 및 방열기 설계 사양에 대하여 Full Core를 해석하였으며, 실험 결과로 보정한 값과 비교를 하였다.

Fig. 3.8 ~ 3.9은 Full Core 해석 결과로 나온 저온 방열기와 고온 방열기의 출구 온도 분포를 나타낸 것이며, Radiator I, II 모두 비슷한 분포를 보이고 있다. Fig. 3.7에서, $T_{air} = 318.2 K$ 의 공기가 냉각수 유입온도가 104°C인 저온 방열기 입구 측으로 유입되고, 350~364 K의 온도 분포로서 저온 방열기를 통과하게 된다. 저온 방열기의 출구를 통과한 공기는 즉시 고온 방열기의 입구온도로서 유입되며, 이때 고온 방열기로 유입되는 냉각수의 온도는 110°C이다. 그림에서 보는 것처럼 저온 방열기의 전반부에서 약 10°C, 후반부에서 약 4°C 정도의 온도차가

발생되며, 전체 코어에 대해 최고 14°C 정도의 차이를 두고 있다. 이러한 관점에서, 입구 공기의 온도분포로 인해 고온 방열기의 해석에 기존의 단순 해석법을 적용시키는 것은 공기 온도 분포를 정확히 고려하지 못하게 되므로 열교환기 코어를 격자로서 분할 계산하여 도메인 (Domain)의 Matrix를 한번에 계산하는 방법으로 복합 유로 방열기를 해석해야 함을 재확인할 수 있다. 고온방열기 출구 공기온도 분포는 Fig. 3.7(b), 3.8(b)와 같으며 최대 2°C 정도의 차이만을 보이고 있으며, 최대치는 105°C 정도로 냉각수 입구온도 109°C에 근접함을 볼 수 있다.

Table 3.7 은 해석에 의한 방열량과 Half Size Core 데이터를 Full Core에 대해 보정한 방열량을 비교하고 있으며, 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 여기서 한 가지 주목할 점은 모델방열기 Half Core 실험치의 처리 과정에서 저온방열기의 후반부 방열량은 냉각수 온도 보정으로 잘 일치하고 있으나, 고온방열기의 경우 Half Core 방열량을 대칭에 근거하여 단순 두 배하여 산출한 경우이다. 그러나 Table 3.7에서 보듯이 저온방열기 후반부 쪽의 방열량이 전반부보다 작아 여기에 이어지는 고온방열기 부분은 유입공기의 온도가 낮아 상대적으로 방열량이 더 많게 된다. 따라서 고온방열기의 방열량 해석값은 실험에서 제시한 값보다 15 kW 정도 높다.

Table 3.1 Specification of Model Radiators

a. Radiator I

Parameter		LT Radiator	HT Radiator	
Core Dimension	mm	1002×1119×28	1002×1119×92	
Heat Rejection	<i>kW</i>	203	365	
Coolant	Flow Rate	m^3/h	7.0	33
	In / Outlet Temp.	°C	104 → 76.5	109 → 98.5
Air	Flow Rate	kg/s	10.9	10.9
	In / Outlet Temp.	°C	50 → 68.5	68.5 → 102

b. Radiator II-1

Parameter		LT Radiator	HT Radiator	
Core Dimension	mm	785×915×20	785×915×80	
Heat Rejection	<i>kW</i>	120	215	
Coolant	Flow Rate	m^3/h	7.0	25.7
	Inlet Temp.	°C	103	110
Air	Flow Rate	kg/s	6.52	6.52
	In / Outlet Temp.	°C	45	68

c. Radiator II-2

Parameter		LT Radiator	HT Radiator	
Core Dimension	mm	785×915×20	785×915×80	
Heat Rejection	kW	177.5	256	
Coolant	Flow Rate	m^3/h	7.0	25.7
	Inlet Temp.	°C	103	110
Air	Flow Rate	kg/s	7.48	7.48
	In / Outlet Temp.	°C	45	68

Table 3.2 Fin-Tube Dimensions of Model Radiators

Parameter			Value	
			Radiator I	Radiator II
Louvre Pitch	mm	L_P	2.0	0.8
Louvre Length	mm	L_L	6	5.8
Louvre Height	mm	L_H	0.342	0.2
Louvre Angle	°	α	20	30
Fin Thickness	mm	δ_f	0.08	0.06
Fin Height	mm	F_H	6.3	6.0
Fin Pitch	mm	F_p	1.25	1.27
Tube Width	mm	T_w	4.45	2.0
Tube Pitch	mm	T_p	10.75	8.3
Tube Thickness	mm	δ_t	0.6	0.2

Table 3.3 Air Side j-Factor Correlations for Louvered Fins

Author	Correlation
Davenport (1983)	for $300 < Re_{L_p} < 4000$ $j = 0.249 Re_{L_p}^{-0.42} L_H^{-0.33} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{1.1} F_H^{0.26}$ where, $Re_{L_p} = \frac{GL_P}{\mu}$
Sunden & Svantesson (1992)	for $100 < Re_{L_p} < 800$ $j = 3.67 Re_{L_p}^{-0.591} \left(\frac{\Theta}{90} \right)^{0.239} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{0.0206} \left(\frac{F_H}{L_p} \right)^{-0.285}$ $\times \left(\frac{L_H}{L_P} \right)^{0.0671} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.243}$
Chang & Wang (1996)	for $100 < Re_{L_p} < 1000$ $j = 0.436 Re_{L_p}^{-0.559} \varepsilon^{0.192} \varepsilon_L^{0.0956}$ where $\varepsilon = A/A_i$, $\varepsilon_L = A_L/A$
Chang & Wang (1997)	for $300 < Re_{L_p} < 4000$ $j = Re_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{\Theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_H}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23}$ $\times \left(\frac{L_L}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05}$

Table 3.3 Air Side j -Factor Correlations for Louvered Fins (Const.)

Author	Correlation
<p>Kim & Bullard (2002)</p>	<p>for $100 < Re_{L_f} < 600$, $\frac{F_f}{L_f} < 1$</p> $j = Re_{L_f}^{-0.487} \left(\frac{\Theta}{90}\right)^{0.257} \left(\frac{F_f}{L_f}\right)^{-0.13} \left(\frac{F_H}{L_f}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_f}\right)^{-0.235}$ $\times \left(\frac{L_L}{L_f}\right)^{0.68} \left(\frac{T_f}{L_f}\right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{L_f}\right)^{-0.05}$
<p>Cho et al (2003)</p>	<p>for $Re_{L_f} < 150$</p> $j = 0.705 Re_{L_f}^{-0.447} \left(\frac{\Theta}{90}\right)^{0.271} \left(\frac{L_f}{F_f}\right)^{0.155}$ <p>for $Re_{L_f} > 150$</p> $j = 0.0311 Re_{L_f}^{0.183} \left(\frac{\Theta}{90}\right)^{0.0475} \left(\frac{L_f}{F_f}\right)^{-1.25}$

Table 3.4 Comparison of Parameters of j-factor Correlations

Parameters		D	S&S	C&W	C&W	K&B	Cho
Year		1983	1992	1996	1997	2002	2003
Type		A	C	C	All	A	C
Louver Pitch	L_P						
Louver Length	L_L						
Louver Height	L_H						
Louver Angle	Θ						
Fin Thickness	δ_f						
Fin Height	F_H						
Fin Pitch	F_p						
Tube Pitch	T_p						
Fin Depth (Flow Depth)	F_d						
Tube Depth	T_d						
Total Surface Area	A						
Louver Surface Area	A_L						
External Tube Surface Area	A_t						
Reynold Number	Re_{Lp}						

※ D : Davenport, S&S : Sunden & Svantesson, C&W : Chang & Wang, K&B : Kim & Bullard, Cho : Cho et al.

- Type A : Corrugated Louvered Fin with Triangular Channel
- Type B : Plate and Tube Louvered Fin Geometry
- Type C : Corrugated Louvered Fin with Rectangular Channel
- Type D : Corrugated Louvered Fin with Splitter Plate Rectangular Channel
- Type E : Corrugated Louvered Fin with Splitter Plate Triangular Channel
- Type All : All Type

Table 3.5 Properties of Materials

a. Liquid Water (273.15K < T < 647.3K)

$$\Phi(T) = \sum_{k=0}^n a_k T^k$$

Φ	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
ρ	-1688.25	26.9987	-0.09818	1.5144E-04	-9.1206E-08	
c_p	12.8806	-0.0915	3.6108E-04	-6.3981E-07	4.3591E-10	
μ	0.1194	-0.0013	5.3128E-06	-1.1086E-08	1.1452E-11	-4.6829E-05
k	-1.9596	0.0208	-6.1909E-05	8.5521E-08	-4.7737E-11	

b. 50% Aqueous Solution of Ethylene Glycol (238.71K < T < 394.26K)

Φ	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
ρ	993.5008	0.9891	-0.00243			
c_p	2142.5962	3.9119	-7.4791E-05			
μ	3.1831	-0.0368	1.5945E-04	-3.0701E-07	2.2139E-10	
k	-0.16569	0.00298	-3.8063E-06			

c. Dry air (123.15K < T < 1273.15K)

Φ	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
$\frac{1}{\rho}$	-0.0257	0.0030	-1.2658E-07	3.6639E-11		
c_p	1061.6268	-0.4346	0.00103	-6.4871E-07	1.13882E-10	
μ	1.5394E-06	6.5222E-08	-3.5906E-11	1.3681E-14	-1.8302E-18	
k	-0.0075	1.7087E-04	-2.3768E-07	2.2020E-10	-9.4631E-14	1.5801E-17

Table 3.6 Comparison of Heat Transfer *Rates* by *j*-factor
Correlations

Measured data <i>kW</i>	Davenport(1983)	Chang & Wang(1997)
	Heat Transfer <i>Rate, kW</i>	Heat Transfer <i>Rate, kW</i>
47.3	44.08	40.50
75.9	66.44	59.35
85.2	73.54	63.35
93.0	78.81	69.84
99.4	83.50	73.90
105.0	88.20	78.30
112.5	93.74	82.94
123.0	111.8	98.2

Table 3.7 Comparison of Experimental and Calculated *Results* for Full
Heat Exchanger Core

Heat Transfer <i>Rate (kW)</i>	<i>Radiator I</i>		<i>Radiator II</i>	
	Experimental	Calculated	Experimental	Calculated
LT 1st Half	123	111.8		
LT 2nd Half	83.1	79.4		
LT Full Core	206.1	191.2	177.5	215.41
HT Half Core	182.2	166.7		
HT Full Core	364.5	377.7	256.0	259.30

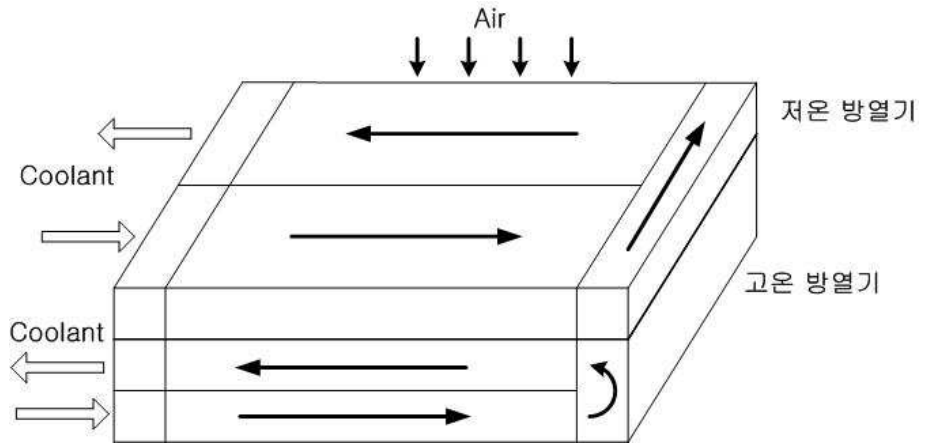


Fig. 3.1 Flow Arrangement of High Capacity *Radiator*

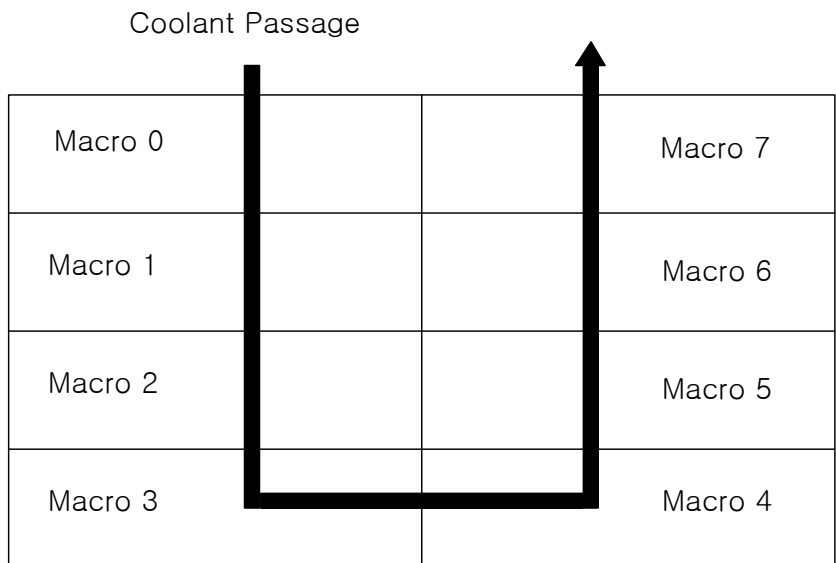


Fig. 3.2 Macro Model of 2-Pass Heat Exchanger

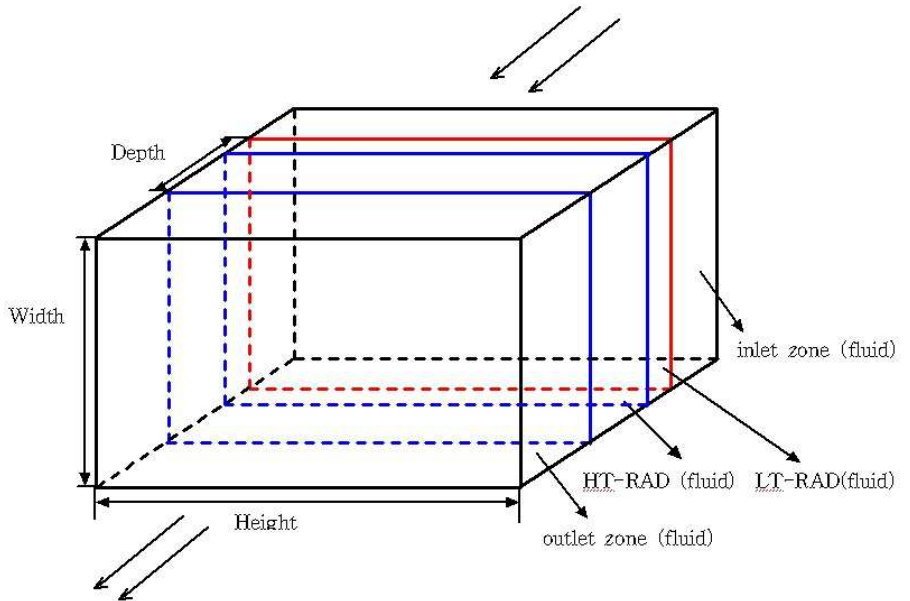


Fig. 3.3 Computational Model of Compound Multipass Heat Exchanger

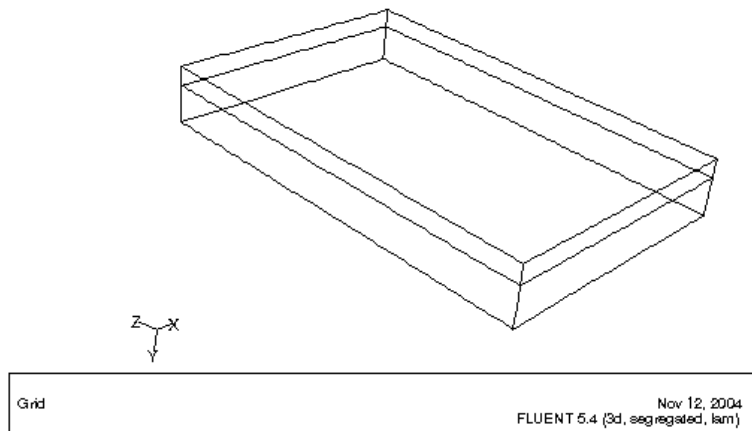


Fig. 3.4 Full Core Modeling for FLUENT

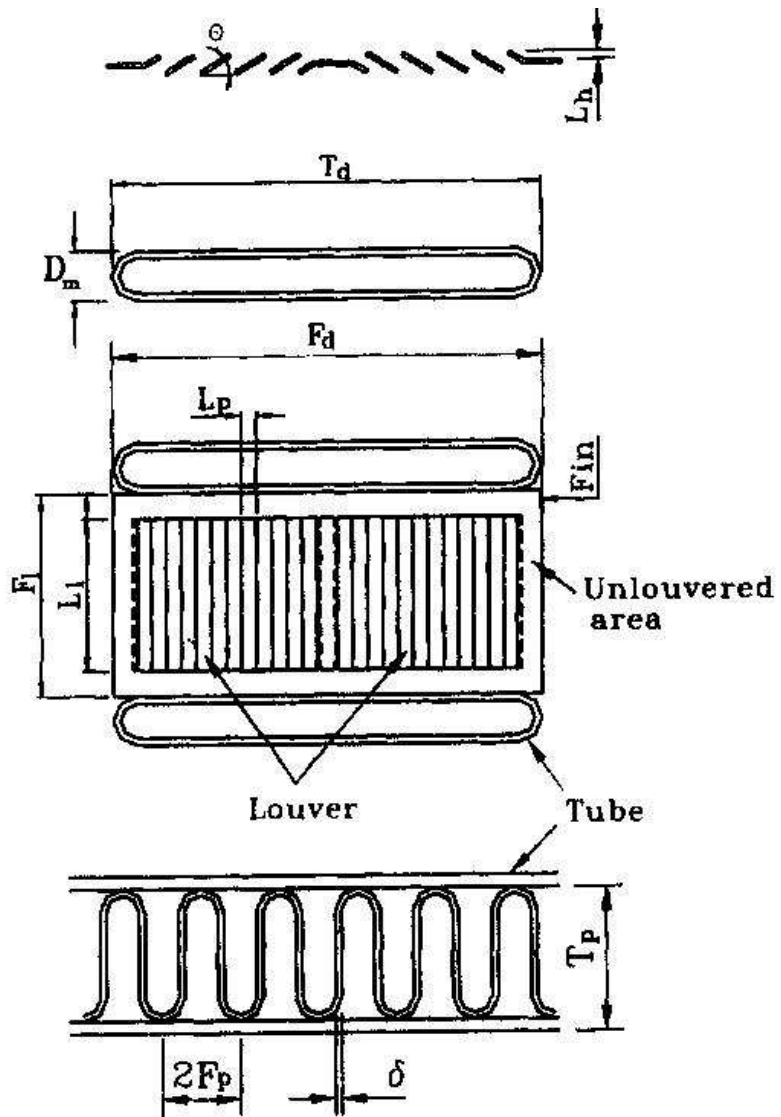


Fig. 3.5 Definitions of Louver Fin & Tube Parameters

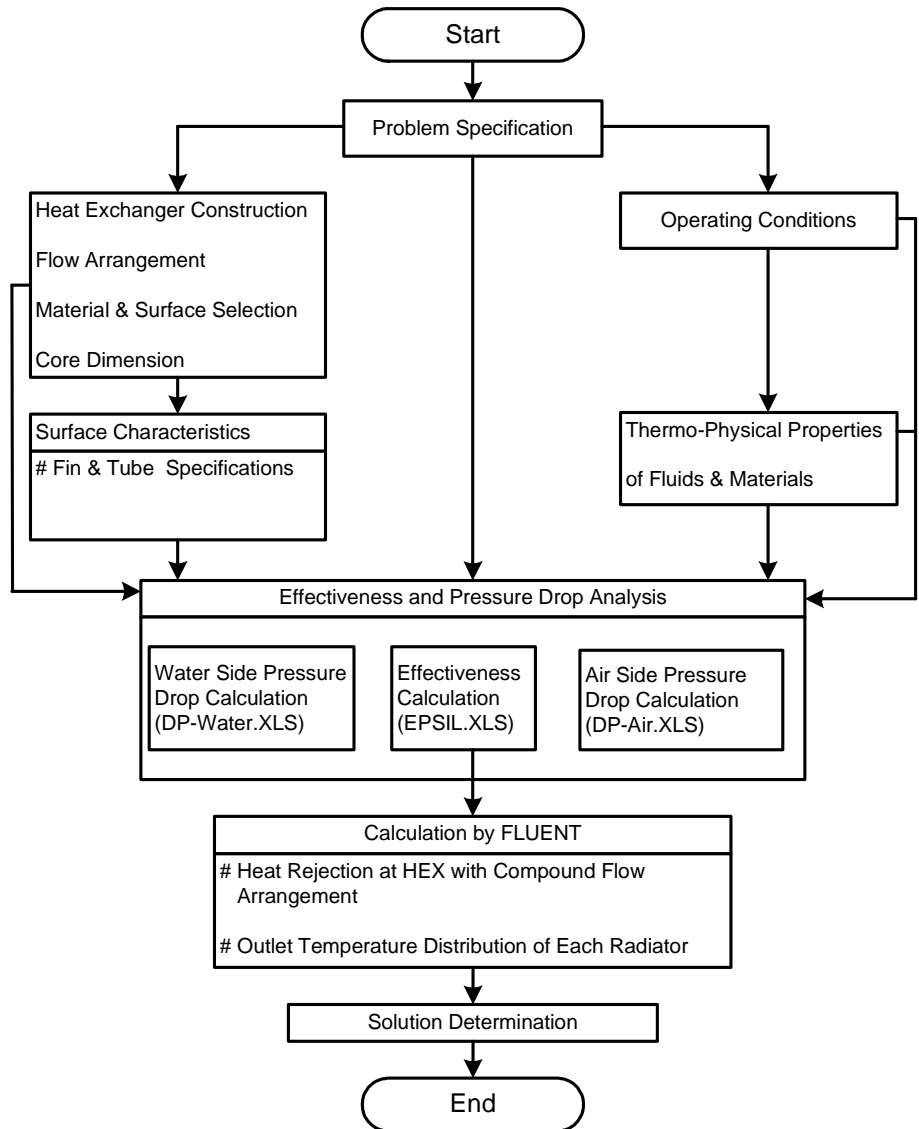


Fig. 3.6 Calculation Procedure

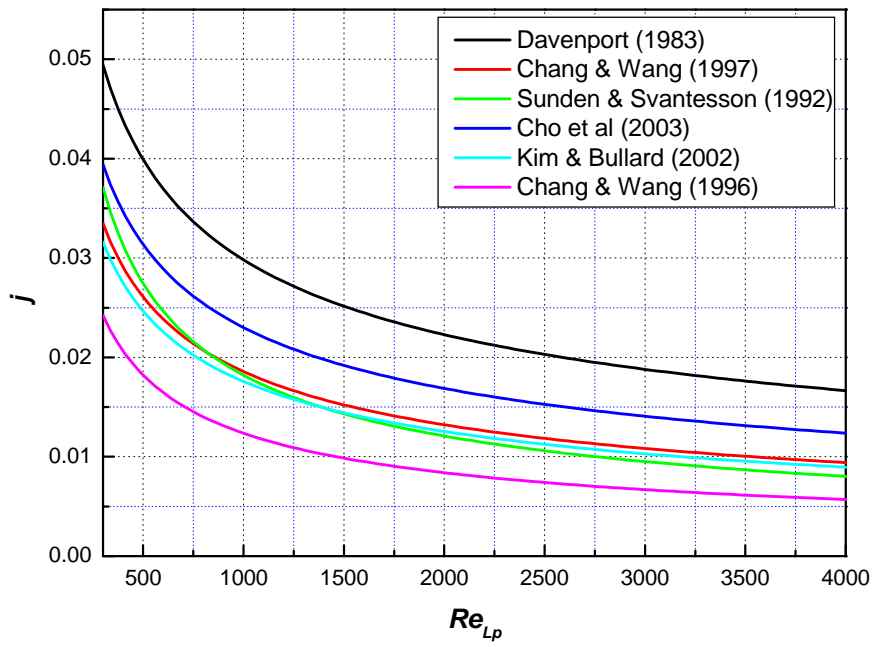
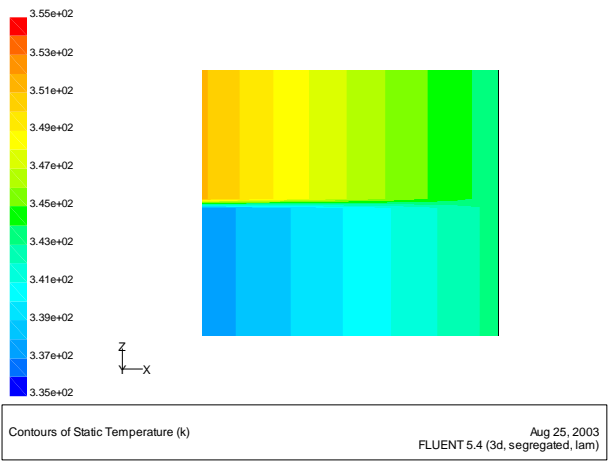
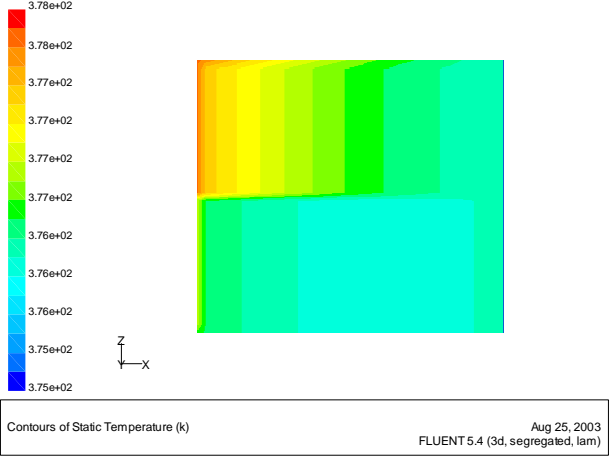


Fig. 3.7 Comparison of j-factor Correlations

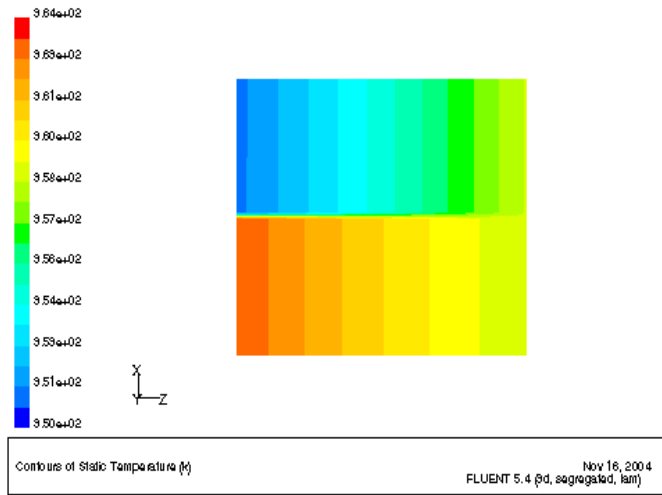


a. Low Temperature Radiator

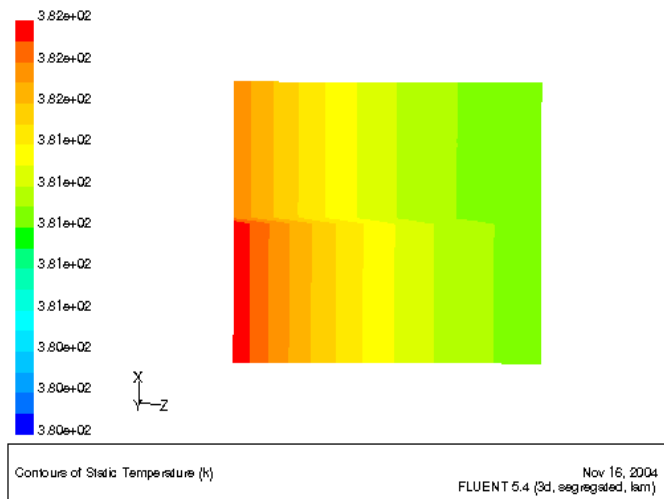


b. High Temperature Radiator

Fig. 3.8 Air Side Outlet Temperature Distributions of Radiator I



a. Low Temperature Radiator



b. High Temperature Radiator

Fig. 3.9 Air Side Outlet Temperature Distributions of Radiator II

제 4 장 루버핀 형 열교환기의 압력 손실

4.1 개 요

일반적으로 Plate-Fin 형의 고밀도 열교환기(Compact Heat Exchanger)는 코어 체적에 비해 큰 열전달 면적을 가져 기존의 열교환기와 비교해서 큰 열전달 효과를 볼 수 있는 반면, 협소한 자유 유동 면적으로 인해, 높은 압력 손실이 유발된다. 따라서, 작동 유체를 구동시키는 Fan - Power 결정이 중요한 문제로 대두되며, 압력 손실 예측의 정확도를 높이기 위해서는 유동 특성을 결정짓는 변수들을 적절히 고려한 마찰계수가 제시되어야 한다.

고밀도 열교환기에 있어 공기 측 압력 손실은 다음과 같은 주 요인에 의해 발생된다.

- 급 확대 축소 현상으로 인한 입·출구에서의 손실
- 핀 표면에서의 표면 마찰 손실
- 입·출구 온도차에 기인하는 가속에 의한 손실

50 ~ 60% 정도 밖에 차지하지 않는 전면적 대비 자유 유동 면적 비율 (σ)로 인해 발생하는 입·출구에서의 손실은 Reynolds 수와 σ 의 함수로서 그 손실 계수로서 결정되며, 이것은 Kays & London(1964)이 제시한 도표에서 그 정보를 얻을 수 있다. 유체와 핀의 접촉면에서 발생하는 표면 마찰 손실은 마찰계수(Friction Factor) f 에 의해 결정되는데, 루버 핀의 경우 유동 형상의 복잡성으로 인해, 다양한 종류의 파라미터들이 마찰계수에 영향을 미치게 된다. 기존의 연구들을 통해 다양한 형태의 마찰계수 상관식들이 제시되었으나, 형상의 복잡성과 실험적 한계로 인해 대부분의 경우 압력 손실을 제대로 예측하지 못하고 있는

실정이다.

이 장에서는 산업용 및 차량용으로 가장 많이 쓰이는 고밀도 열교환기인 알루미늄 재질의 주름진 핀(Corrugated Fin)에 루버(Louver)를 새긴 형태의 열교환기 시편을 대상으로, 속도 변화에 따른 압력 강하 측정 실험을 수행하였고, 그 결과를 기존의 상관식과 비교하였다. 또한 기존 연구 결과에서 보고된 마찰계수에 영향을 주는 핀-튜브 파라미터들을 상관식 별로 고찰하였다.

4.2 풍동 실험

4.2.1 실험 장치 및 실험 방법

본 실험에서는 압력 손실 측정을 위하여, 세윈 기연에서 제작한 AD-CWT250 모델의 순환형 풍동(Circulation Wind Tunnel)을 사용하였다 (Fig. 4.3). 팬 주파수를 조정함으로써 풍속을 조절하였으며, 전면적 $0.3 \times 0.2 \text{ m}^2$, 길이 0.8 m인 아크릴 재질의 시험부를 제작하여, 열교환기 시편을 부착할 수 있게 하였다 (Fig. 4.2). 시험부 입·출구 하단에 16 mm hole, 입구 상단에 1/4 inch NPT 탭을 제작하여, 열교환기 전후 차압 측정용 튜브를 설치하고 입구 유입 속도 측정용 센서를 부착할 수 있도록 하였으며, 이에 대한 개략도를 Fig. 4.1에 나타내었다. 압력 손실은 최대 3000 Pa 까지 측정할 수 있는 Uifa Technology 사의 Digital Differential Pressure Transmitter PATD 모델을 사용하여 측정하였으며, 입구에서 185 mm 떨어진 시험부 상부에 최대 5000 SFPM의 유속을 측정할 수 있는 Omega 사의 Air Velocity Transducer를 설치하고 Omega 사의 DP41-E 지시계에 연결하여 유입 속도를 측정하였다. 사용된 시편은 두 회사에서 제조한 동일한 코어 및 핀-튜브 사양의 루버 핀형 열교환기 시편을 사용하였다. 하나는 외국 회사(A), 다른 하나

는 국내 회사(B)를 의미하며, 이후 두 시편의 구분은 A, B 로 하기로 한다. 사용된 시편에 대한 세부 사양은 Table 4.1에 정리하였다.

실험은 팬 주파수를 5 Hz 단위로 최대 60 Hz까지 증가시키면서 그때의 속도와 압력 손실을 측정하였으며, 두 열교환기 시편에 대하여 동일하게 적용하였다. 본 실험은 열교환이 없는 등온 실험으로 풍동 실험 장치 내부에서의 온도변화는 없다고 가정하였고, 각종 물성치들은 유입 공기의 온도로서 구하였다.

4.2.2 데이터 처리

기존의 연구에 의하면, 루버핀 형상에서의 전열 및 유동 특성은 루버 피치를 특성 길이로 하는 Reynolds 수(Re_{Lp})의 함수로 알려져 있으므로, 다음 식에 의해 Reynolds 수를 산출하였다.

$$Re_{Lp} = \frac{GL_p}{\mu} \quad (4.1)$$

이때, 실험에서 취득한 속도를 식 (4.1)에 의해 Reynolds 수로 무차원화시켰을 때, Re_{Lp} 의 범위는 70 ~ 1600 이다. 여기서, 질량 유속 G 는 최소 자유유동 면적에서의 속도에 의해 다음과 같이 결정된다.

$$G = \frac{\rho U_{in}}{\sigma} \quad (4.2)$$

여기서 σ 는 전면적에 대한 최소 자유 유동 면적의 비로서 정의되는 무차원 수로서 다음과 같이 계산되고,

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} \quad (4.3)$$

최소 자유 유동 면적 A_{min} 은 튜브와 튜브 사이에 존재하는 핀 공간에서 핀이 가로막는 부분을 뺀 나머지 부분으로서 다음과 같은 방법으로 계산을 하였다.

$$\begin{aligned} A_{min} &= (\text{핀이 위치한 채널의 단면적}) - (\text{핀의 단면적}) \\ &= N \times (H \times F_H) - (\text{핀 총 길이} \times \delta_f) \\ &= N \times (H \times F_H) - \left(\frac{A_f}{2L} \times N \times \delta_f \right) \end{aligned}$$

여기서, N 은 핀의 단수, H는 코어의 Height 길이, A_f 은 핀 면적을 의미한다. 또한, 총 열전달 면적 A_t 는 식 (4.4)와 같이, 핀이 없는 채널의 접수 면적과 전체 핀 면적의 합으로 계산하였다.

$$A_t = A_u + A_f \quad (4.4)$$

실험에 사용된 열교환기 시편은 고밀도 열교환기의 분류에서 플레이트-핀(Plate - Fin) 형 열교환기이고, 압력 손실을 구하는 일반적인 식은 식 (4.5)와 같다.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_o} - (1 - K_e - \sigma^2) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (4.5)$$

본 연구에서 압력 강하 실험은 상온, 상압에서 열 교환없이 수행하였기

때문에 공기의 입·출구 온도는 동일하다. 따라서, 위 압력 강하 계산식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho} [(K_c + 1 - \sigma^2) - (1 - K_e - \sigma^2) + f \frac{A}{A_{min}}] \quad (4.6)$$

측정된 압력 손실 데이터를 이용하여, 식 (4.6)에 의해 마찰계수를 계산하였으며, 본 실험에서는 $\sigma = 0.386$ 의 값을 사용하였다. 식 (4.6)에 나타난 변수 K_c , K_e 는 각각 Contraction 및 Enlargement Loss Coefficient를 의미하며, σ 와 Reynolds 수의 함수이다. 여기서 Reynolds 수는 수력 직경(Hydraulic Diameter) D_h 에 근거한 값이며, 식 (4.6)에 의해 산출된다.

$$Re_{D_h} = \frac{GD_h}{\mu} \quad \text{where, } D_h = 4 \frac{F_d A_{min}}{A} \quad (4.7)$$

여기서, F_d 는 Core Depth 혹은 Flow Depth를 의미한다. 실험 범위의 속도를 식 (4.7)에 의해 무차원화 시킬 경우, Re_{D_h} 의 범위 90 ~ 1900의 층류 유동이라 볼 수 있으므로, Kays & London(1964)에 의해 제시된 Fig. 2.7의 선도에서 Laminar Flow, $\sigma = 0.386$ 일 때의 값을 찾으면 다음과 같다.

$$K_e = 0.05$$

$$K_c = 1.12$$

4.2.3 실험 결과 및 분석

제조 회사가 다른 같은 사양의 루버핀 형 열교환기 두 시편에 대하여 압력 손실 실험을 한 결과를 Fig. 4.5에 나타내었다. 상온의 공기가 열교환기 코어로 유입될 때, Reynolds 수 증가에 따른 표면 마찰 압력 손실을 나타내었고, 단위는 Pa 로 나타내었다. 전체적으로 입구 속도 증가에 따라 압력 손실이 일정한 비율로 증가함을 볼 수 있었고, 시편 A가 B에 비해 약 5~10% 낮은 압력 손실을 나타내는 것으로 나타났으며, 유속이 증가할수록 그 차이는 줄어드는 것으로 확인되었다. 실험 데이터에 의한 $f - Re_{Lp}$ 선도에서 차이를 살펴보면, 두 시편에 있어서 Reynolds 수 증가에 따른 마찰계수 변화가 비슷한 경향으로 나타남을 볼 수 있지만, Reynolds 수가 작을수록 마찰계수의 차이가 확연하게 커짐을 알 수 있다. 즉 저 Reynolds 수 영역으로 갈수록 마찰계수의 큰 차이로 인해, 압력 손실에 있어서도 큰 차이를 보인다고 사료된다.

이상의 비교를 통해, 동일한 Reynolds 수에서 시편 B가 더 큰 압력 손실이 나타난 것을 같은 사양의 시편이지만, 제조 방법에 있어서 나타나는 것이라고 분석된다. 고밀도 열교환기는 기존의 일반 열교환기와는 달리, 확장 표면과 평판의 접착이 브레이징(Brazing) 공법에 의해 가공된다. 국외 사 제품인 A의 경우, 브레이징 시 접착부분을 최소화시키고, 산화를 방지하며, 더 견고한 접착을 위해 진공 공법을 사용하고 있으며, 높은 Brazing Quality를 보인다. 하지만, 국내 제품의 경우 브레이징 공법을 위한 제반 기술 및 시설이 고급화되어 있지 않은 실정이며, 국외 사와 비교했을 때 가공도에서 다시 차이가 존재한다. 즉 핀과 평판의 접착 부분에서의 가공도 차이로, 시편 B의 자유 유동 면적이 줄어들게 되고, 단순하게 전면적과 자유 유동 면적의 비로 계산된 σ 값이 실질적으로 더 작아져서, 결과적으로 A에 비해 더 큰 압력 손실이 유발되는 것이라 생각된다. 또한, 실험의 결과로부터, Reynolds 수가 증가할수록 Reynolds 수가 마찰계수에 미치는 영향은 줄어들며, 일반적으로 열교환기가 적용되는 Reynolds 수 범위에서는 핀 과 루버 형상에 따른

영향이 더 큰 원인이 됨을 알 수 있었다.

4.3 기존 상관식과의 비교

본 논문에서는 압력 손실 측정 실험 데이터를 바탕으로 Davenport (1983), Achaichia & Cowell (1988), Chang & Wang (1997), Cho et al. (2002)에 의해 제시된 마찰계수 상관식들을 비교하였고, 그 결과를 Fig. 4.6에 그래프로 나타내었다. 기존의 상관식은 모두 루버 피치에 근거한 Reynolds 수의 함수이며, 루버 피치(Louver Pitch), 핀 피치(Fin Pitch) 등의 여러 가지 핀 재원들이 Re_{L_p} 의 계수를 결정짓는 파라미터로 보고 있으며, 상관식 연구에 관한 내용은 이미 2장에서 언급된 바 있다. 각 상관식의 주요 파라미터를 Table 4.2 에 나타내었으며, 검토된 상관식들은 다음과 같다.

1) Davenport (1983)

$$f = 5.47 Re_{L_p}^{-0.72} L_H^{-0.37} \left(\frac{L_L}{F_H} \right)^{0.89} L_p^{0.2} F_H^{0.23} \quad (4.7)$$

2) Achaichia & Cowell (1988)

$$f = 0.895 f_A^{1.07} F_p^{-0.22} L_p^{0.25} T_p^{0.26} L_H^{0.33} \quad (4.8)$$

where, $f_A = 596 Re_{L_p}^{(0.318 \log_{10} Re_{L_p} - 2.25)}$

3) Chang & Wang (1997)

$$f = 0.805 Re_{L_p}^{-0.514} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.72} \left(\frac{F_H}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{L_L}{L_p} \right)^{1.97} \quad (4.9)$$

4) Cho et al. (2002)

$$f = 8.42 Re_{L\beta}^{-0.36} \left(\frac{\Theta}{90} \right)^{0.493} \left(\frac{L_P}{F_\beta} \right)^{0.535} \quad (4.10)$$

Fig. 4.6을 보면 제시된 상관식들 중 Achaichia & Cowell의 상관식이 실험 데이터의 경향을 가장 잘 예측하는 것으로 보이나, 10 ~ 20% 정도로 낮게 예측되었다. 또한, $Re_{L\beta}$ 가 증가함에 따라 실험 데이터와 가장 일치된 마찰계수 경향을 보였다. 그러나, 나머지 3개의 상관식들은 30 ~ 40%의 범위에서 예측을 하였으며, 전체적인 경향에서도 많은 차이를 보였다.

Table 4.1 Dimensions of Test Sample

Parameter			Value
Core Width	<i>mm</i>	W	200
Core Height	<i>mm</i>	H	300
Core Depth	<i>mm</i>	L	102
Louvre Pitch	<i>mm</i>	L_P	1.5
Louvre Length	<i>mm</i>	L_L	7.7
Louvre Height	<i>mm</i>	L_H	0.329
Louvre Angle	°	Θ	26
Fin Thickness	<i>mm</i>	δ_f	0.2
Fin Height	<i>mm</i>	F_H	9.5
Fin Pitch	<i>mm</i>	F_P	1.275
Tube Width	<i>mm</i>	T_w	3.11
Tube Pitch	<i>mm</i>	T_p	12.61
Tube Thickness	<i>mm</i>	δ_t	0.6
Min. Flow to Flow Area Ratio		σ	0.386
Fin Area	m^2	A_f	4.504
Total Heat Transfer Area	m^2	A_t	5.096
Min. Free Flow Area	m^2	A_{min}	0.02314
Frontal Area	m^2	$A_{\bar{r}}$	0.06 (0.3×0.2)

Table 4.2 Comparison of Main Parameters for Friction Factor at Louvered Fin Geometry

구 분	D	A&C	C&W	C	Sample
L_p	1.5~3.0	0.81~1.4	1.32~1.69	1.7	1.5
L_L	5.0~11.7	5.5, 8.5, 11.5	12.15~16.84	6.4	7.7
L_H	0.186~0.46	0.14~0.33	0.31~0.44	0.22~0.39	0.329
Θ	8~28	21.5~30	28	15~27	26
F_p	2.01~ 3.35	1.65~ 3.33	1.8, 2, 2.2	1, 1.2, 1.4	1.275
F_H	7.8, 12.7	6,9,12	16,19	8.15	9.5
T_p	14, 8.7~9.14	8,11,14	21, 24	10.15	12.61
Re_{Lp}	70~900	150~3000	100~800	30~1000	70~1500
Remark	1개의 무차원 변수 by C&W ; 1.005-1.675 (Fin Pitch)	모두 차원 변수 Plate Fin	모두 루버 피치를 기준으로 하는 무차원 변수	모두 무차원 변수 (루버 피치 기준) 루버각이 변수 $\frac{F_p}{L_p} < 1$	
차원 변수	L_p, L_H	L_p, L_H, F_p, T_p			
무차원 변수	$\frac{L_L}{F_H}$		$\frac{F_p}{L_p}, \frac{F_H}{L_p}, \frac{L_L}{L_p}$	$\frac{F_p}{L_p}, \frac{\Theta}{90}$	

(주1) Davenport (1983), A&C : Achaichia & Cowell (1988), C&W : Chang & Wang (1997), C : Cho et al. (2002), Sample : Present (2004)

(주2) 진하게 표시된 변수가 상관식에 사용하고 있는 변수임.

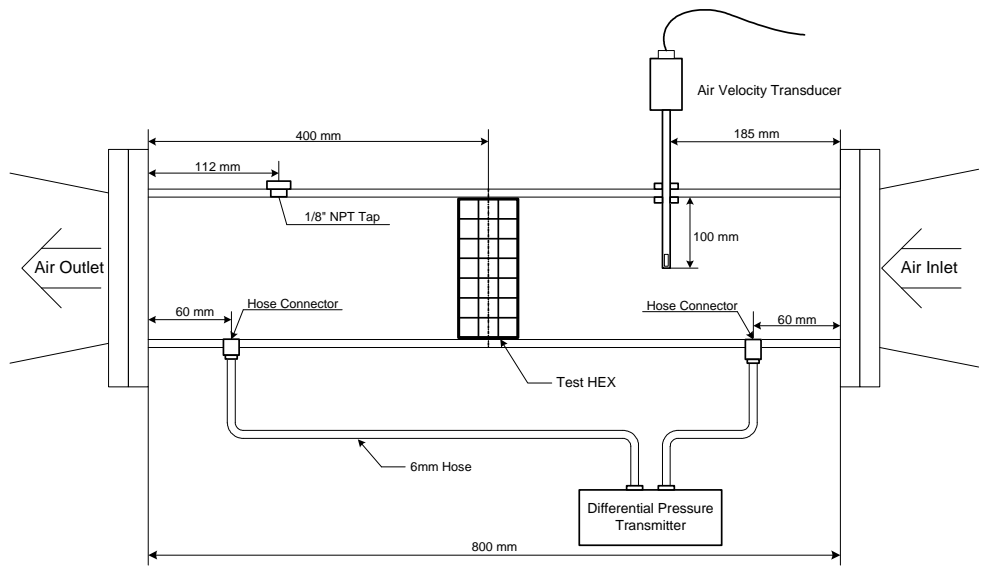


Fig. 4.1 Schematic Diagram of Test Section

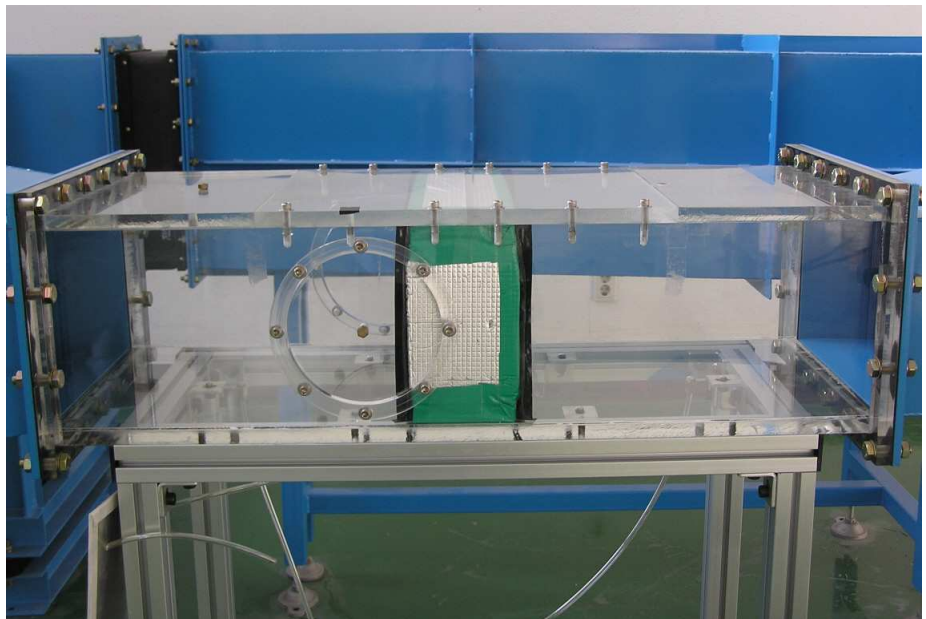


Fig. 4.2 Photograph of Test Section



Fig. 4.3 Photograph of Wind Tunnel

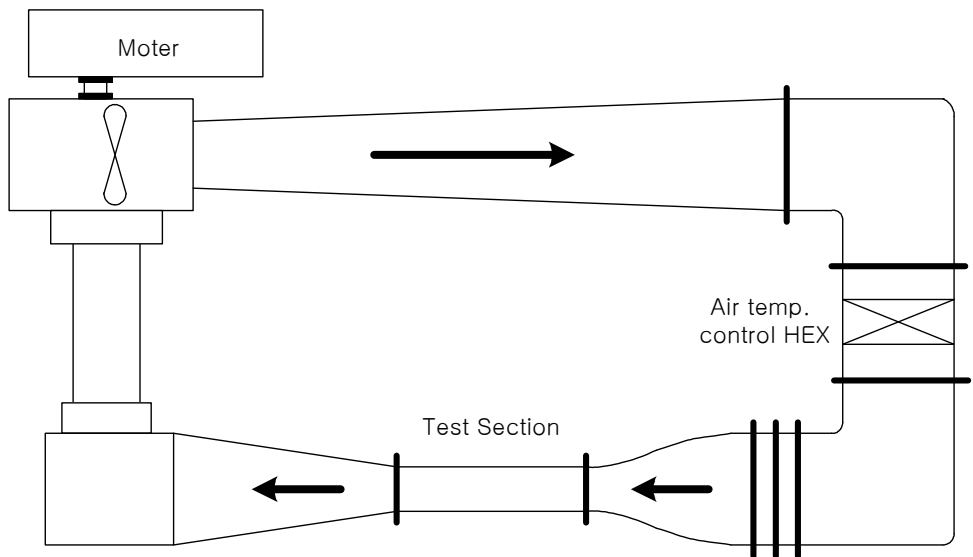
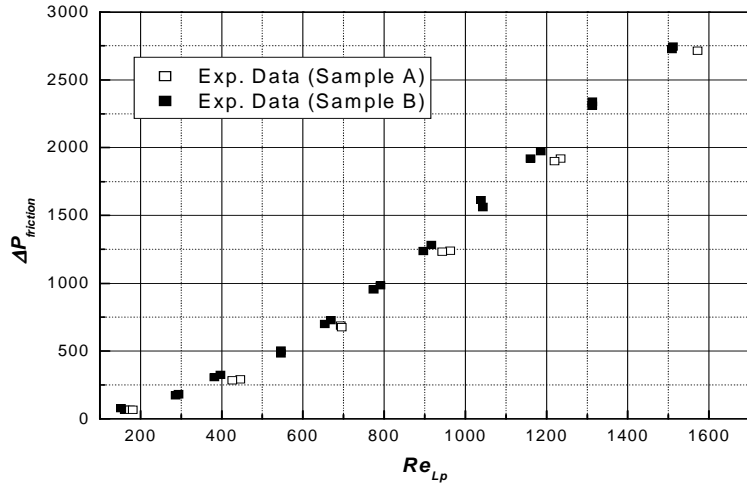
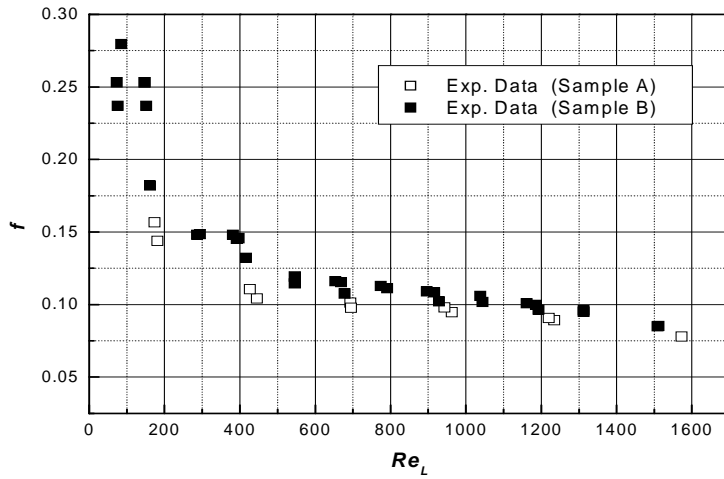


Fig. 4.4 Schematic Diagram of Circulation Wind Tunnel

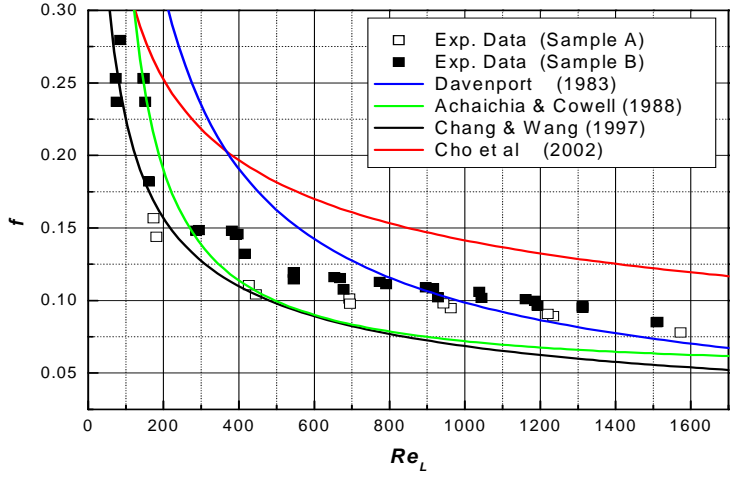


(a) $\Delta P_{friction} - Re_{Lp}$

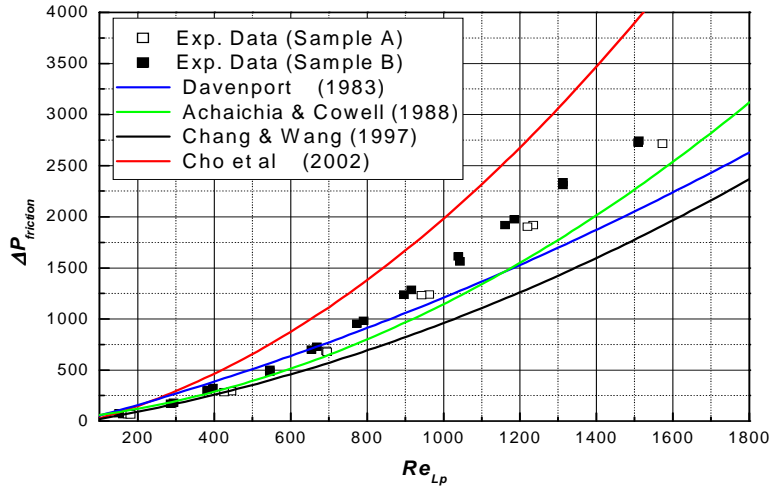


(b) $f - Re_L$

Fig. 4.5 Experimental Results



(a) $f - Re_{L\beta}$



(b) $\Delta P_{friction} - Re_{L\beta}$

Fig. 4.6 Comparison of Correlations with Experimental Data

제 5 장 결론 및 제언

본 논문에서는 고마력 대용량 방열기로서 사용되는 루버핀 형 복합 유로 방열기의 이론적 해석 방법론을 구축하였다. 방열량 실험 데이터와의 비교를 통해 j-factor 적합성을 판단하였고, 그것을 근거로 설계 사양에 적용하여 전체 방열기의 방열량을 예측하였다. 또한 순환형 풍동을 사용하여 루버핀 형 열교환기의 압력강하 실험을 수행하였으며, 실험 데이터를 바탕으로 마찰계수를 계산하여 기존의 상관식과 비교를 하였으며, 상관식을 결정짓는 주요 파라미터들을 검토하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 복합 유로 방열기의 열설계 모델을 cell-by-cell 해석 방법을 사용하여 구축하였다.
2. 두 개의 Circuit으로 구성되고 유로가 상이한 방열기의 공기 온도 분포의 영향을 검토하였다.
3. 루버핀에 대한 열전달(j)의 기존 상관식을 사용하여 해석한 결과 방열량을 7% 낮게 예측하였다.
4. 기존의 루버 핀 형상에서의 마찰 계수 상관식을 검토한 결과 Achaichia & Cowel 의 상관식이 실험 데이터의 경향과 비교적 일치하며, 15% 이내로 잘 예측하는 것으로 나타났다.

지금까지 복합 유로 방열기의 열성능을 예측하기 위한 실험 및 해석을 통한 선행 연구 결과들이 많이 부족한 실정이었다. 본 연구의 결과들이 부족했던 부분에 대한 유용한 자료로 사용되어질 것으로 사료되며, 향후 루버 환-튜브 열교환기의 상세 모델에 대해 분석하여 열교환기 유동도 및 압력손실에 대한 신뢰할 수 있는 상관식 모델 개발이 필요하다.

참 고 문 헌

- Achaichia A., Cowell T. A., 1998, "Heat transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat and Louvered Plate Fin Surfaces", *Experimental Thermal and Fluid Science* Vol. 1, pp. 147-157
- Atkinson K. N. et al., 1998, "Two and Three-Dimensional Models of Flow and Heat Transfer over Louvered Fin Array in Compact Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 41, pp. 4063-4080
- Beauvais F. N., 1980, An aerodynamic look at automotive radiators, SAE Paper No. 650470
- Chang H. J. et al, 2002, "An Experimental Study on the Heat Transfer and Pressure Drop of Air Side in a Plate-Louvered Fin Heat Exchanger", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 485-492
- Chang Y. J., Wang C. C., 1997, "A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 40, pp. 533-544
- Cho J. P. et al., 2002, "Air-side Performance of Louver-Fined Heat Exchangers", *Proceedings of the KSME 2002 Spring*, pp. 1155-1160

- Cho *J. P.* et al., 2002, "Air-Side Performance of Louver - Finned Flat Aluminum Heat Exchangers at a Low Velocity Region", Transactions of the *KSME* (B), Vol. 26, No. 12, pp. 1681-1691
- Davenport *C. J.*, 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fins", Heat Transfer-Seattle 1983, N. M. Farukhi, ed., *AIChE Symp. Ser.* Vol. 79, No. 225
- DeJong *N. C.*, Jacobi *A. M.*, 2003, "Flow, Heat Transfer, and Pressure Drop in the Near-Wall Region of Louvered-Fin Arrays", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 27, pp. 237-250
- Incropera *F. P.* and DeWitt *D. P.*, 1996, "Introduction to Heat Transfer", *John Wiley & Sons, Inc.*, pp. 539-589
- KakaÇ *S.*, Liu *H.*, 1988, "Heat Exchangers ; Selecting, Rating and Thermal Design", *CRC Press LLC*, pp.
- Kays *W. M.*, London *A. L.*, 1964, "Compact Heat Exchangers", 2nd ed., *McGraw-Hill, New York*, pp. 92 - 97
- Kim *J. H.* et al., 1997, "An Experimental Study in the Heat Transfer and Friction Characteristics in the Louvered Fin for Flat-Tube Heat Exchanger", *Proceedings of the SAREK*, Summer pp. 171-178

Kim M. H., Bullard C. W., 2002, "Air-Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminium Heat Exchangers", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 390-400

Kim M. H., Park W. Y., 1998, "Air-side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers", *Proceedings of the KSME 1998 Autumn*, Vol. B, pp. 123-128

Leong K. C., Toh K. C., 1999, "An Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin Surfaces by the Modified Single Blow Technique", *Heat and Mass Transfer* Vol. 35 pp. 53-63

Perrotin T., Clodic D., 2004, "Thermal-Hydraulic CFD Study in Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 422-432

Sahnoun A., Webb R. L., 1992, "Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louvered fin Geometry", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 893-900

Shin J. C., Lee D. B., 1997, "Numerical Study on the Heat Transfer Characteristic of Louvered Fin Heat Exchanger", *Proceedings of the SAREK 1977 Winter*, pp. 165-170

- Shah *R. K.*, 1994, "Industrial Heat Exchangers - Types and Functions", pp. 1-63
- Sunden *B.*, Heggs *P. J.*, 2000, "Recent Advances in Analysis of Heat Transfer for Fin Type Surfaces", WIT Press, USA, pp. 211-250
- Wang *C. C.* et al, 1998, "An Experimental Study of Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Louvered Fin and Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 817-822.
- Wang *C. C.* at al., 1999, "Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 42, pp. 1945-1956
- Webb *R. L.*, Trauger *P.*, 1991, "Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 4, pp. 205 - 217
- Zhang *X.*, Tafti *D. K.*, 2003, "Flow Efficiency in Multi-Louvered Fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 46, pp. 1737-1750