

## 루우버휨형 열교환기의 열전달특성에 관한 실험적 연구

### Experimental Study of Heat Transfer Characteristics in the Louvered-Fin Type Heat Exchanger

전 참 덕\*, 홍 주 태\*\*, 이 진 호\*\*\*

C. D. Jeon, J. T. Hong, J. Lee

**Key words :** Louver fin(루우버휨), Local average Nusselt number(국소평균 Nu수), Correlation(상관관계식), Louver-directed flow(루우버 유동)

#### Abstract

Experiment was performed to study the heat transfer characteristics in 27 kinds of 15 : 1 scale models of multi-louvered fin heat exchangers with a wide range of variables( $Re_{Lp}=100 \sim 1,800$ ,  $L_p/F_p=0.3 \sim 0.9$ ,  $\theta=20^\circ \sim 40^\circ$ ). Thermofoil heaters were used to heat the louver fins and the local average Nusselt number for each louver in the louver array was obtained at constant wall temperature conditions. Correlations are developed to predict the heat transfer characteristics and drag coefficients. Generally, the heat transfer characteristics in the multi-louvered fins is shown to be similar to those of the laminar heat transfer on a flat plate. As the Reynolds number, the louver pitch to fin pitch ratio( $L_p/F_p$ ) and the louver angle( $\theta$ ) increase respectively, the average Nusselt number increases, but the variation of average Nusselt number as a function of the louver angle is smaller than that as a function of the louver pitch to fin pitch ratio. In case of  $L_p/F_p < 0.5$ , the average Nusselt number of the 3rd louver is especially lower than the others, it is expected that it is due to the flow structure such as a recirculation flow and a flow separation.

#### 기 호 설 명

$C_D$  : 항력 계수  
 $D_h$  : 수력직경  
 $F_p$  : 휨 피치[mm]

$f$  : 마찰 인자  
 $H$  : 휨 높이[mm]  
 $L$  : 유동방향으로의 열교환기 길이[mm]  
 $L_h$  : 루우버 높이[mm]  
 $L_p$  : 루우버 피치[mm]  
 $Nu$  : Nusselt 수  
 $Pr$  : Prantl 수  
 $Re_{Dh}$  : 수력직경을 특성길이로 한 Re 수( $=VD_h/\nu$ )  
 $Re_{Lp}$  : 루우버피치를 특성길이로 한 Re 수( $=VL_p/\nu$ )

\* 충주산업대 기계공학과  
\*\* 삼성전자 생활시스템 연구소  
\*\*\* 연세대학교 기계공학과

- St : Stanton 수
- T : 온도[°C]
- T<sub>b</sub> : 혼합평균온도[°C]
- w : 루우버 폭[mm]

그리스 문자

- $\theta$  : 루우버 각[radian]
- $\theta'$  : 루우버 각[degree]

1. 서 론

1.1 연구배경

에너지 자원의 고갈 및 에너지 소비의 증가 추세에 따라 자동차 산업을 비롯하여 가정용, 산업용 공조 분야에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고효율의 열교환기 개발이 절실히 요구되고 있으며 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성 때문에 단위 부피당 전열 면적이 큰 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 많은 관심 속에 개발되어 사용 중에 있다. 특별히 가정용 공조기의 경우에는 주거공간을 보다 넓게 활용하기 위하여, 자동차 산업분야의 경우에는 저연비 자동차를 실현하기 위한 목적의 일환으로 소형, 경량이면서도 열전달 성능이 우수한 고밀도 열교환기 사용이 요구된다. 따라서 고밀도 열교환기 설계자들의 관심은 전열면의 크기, 형상, 배열 등이 열전달 메카니즘에 미치는 영향을 정확히 분석함으로써 단위부피당 열전달 성능을 향상시키는데 있다.

일반적으로 공기와 물을 작동유체로 사용하는 열교환기(air-to-water heat exchanger)의 경우 총합 열전달 계수(overall heat transfer coefficient)는 기체측의 열전달 계수에 의해서 지배되는데 이는 전체 열저항 중 기체측에서 발생하는 열저항이 80%정도를 차지하기 때문이다<sup>(1)</sup>. 따라서 기체측 열저항을 줄임으로서 열교환기의 전열 성능을 크게 향상시킬 수 있는데 기체측 열전달 성능을 향상시키는 방법은 크게 세가지로 나눌 수 있다<sup>(2)</sup>. 첫번째 방법은 흰(fin)과 같은 확장 표면을 부착시키는 것이고 두번째 방법은 작동유체가 흘러가는 유동로

(flow passage), 즉 수력직경을 가능한 작게 하므로 작동유체와 전열면과의 접촉을 증가시키는 것이며 마지막 세번째 방법은 첫번째 방법을 좀 더 발전시킨 것으로 기체측에 부착된 확장 표면의 형상을 변화시키므로 해서 열전달 계수의 향상을 도모하는 것이다. 이중 마지막 방법은 다시 연속적인 표면(continuous surface)을 사용하는 방법과 불연속적인 표면(interrupted surface)을 사용하는 방법으로 나눌수 있다. 연속적인 표면의 경우는 갑작스런 속도의 변화로 인해 유도되는 counter-rotating velocity(Goertler vorticity 라고도 함)를 이용하여 열전달을 향상시키는 방법이다. 불연속적인 표면을 사용하는 경우에는 새로운 경계층이 불연속적으로 이어진 각각의 흰에서 발달, 성장, 소멸함으로써 연속적인 표면의 경우보다 경계층 두께가 평균적으로 얇아 전열면에서의 열저항이 감소하기 때문에 전열 성능을 향상시킬 수 있다. 즉 연속적인 표면위 유동인 경우에는 선단(leading edge)의 열전달 계수가 크지만 하류로 갈수록 경계층이 두꺼워져 열전달 계수가 감소하기 때문에 동일한 크기의 전열면을 사용하더라도 루우버흰과 같이 전열면을 분할하여 사용하면 열전달 계수가 높은 선단이 반복되므로 연속적인 표면의 경우보다 높은 열전달 계수를 유지할 수 있으며 비록 마찰 항력(friction drag)이 커지더라도 전열 성능의 향상이 가져다 주는 장점이 이러한 단점을 상쇄시킬 수 있다. 이와 같은 특징을 갖는 흰들로는 오프셋 스트립 흰(offset strip fin), 루우버흰(louvered fin) 등이 있으며 자동차의 방열기, 증발기, 히터, 가스터어빈 재생장치, 가정용 냉난방기구와 같이 단위 부피당 전열 면적비가 큰 고밀도 형상이 절대적으로 필요한 곳에서는 압력손실이 상대적으로 크더라도 불연속 표면으로 구성되는 루우버흰을 사용한다.

산업체에서 널리 사용되고 있는 전형적인 루우버흰에 대한 기하학적 형상은 Fig.1과 같다. 소형 고밀도 열교환기에 루우버흰을 사용한 것은 1950년대 부터 이나 유동현상과 전열특성을 이해하기 위한 본격적인 연구가 진행된 것은 최근 20년간이다. Kays와 London<sup>(3)</sup>이 처음으로 14종의 루우버흰 모델을 사용하여 전열특성과 압력강하에 관한 자료를 발표하였으나 연구에 사용된 루우버흰 형상

들이 루우버피치대 흰피치비  $L_p/F_p$ 가 2.22~5.56 범위에 속하여 현재 산업 분야에서 사용되지 않는 것들이어서 직접적인 설계자료로서 활용할 수 없다. 그 후 1965년 Beauvais<sup>(1)</sup>는 자동차용 방열기로 사용되는 제품을 10배 확대한 상사모델을 이용하여 연기 가시화(smoke visualization)방법을 통해 Fig.2와 같이 공기가 흘러감을 밝혀 루우버가 공기 유동 방향에 미치는 영향을 정성적으로 분석하였고 이를 통해 루우버가 난류강도를 촉진시켜 전열특성을 향상시키는 표면 거칠기 역할만을 한다는 기존의 생각이 잘못된 것임을 밝혔다. 1973년 Wong과 Smith<sup>(4)</sup>는 5배 확대한 상사모델을 사용하여 열전달과 압력 강하량을 측정하였고 또한 1:1 scale모델과의 비교를 통해 상사모델의 타당성을 밝혔다. 즉 상사모델을 사용하여 실험을 수행하더라도 실제제품(actual core)을 사용해서 얻을 수 있는 결과와 거의 일치함을 밝혀 향후 루우버회형 열교환기 성능 분석에 상사모델을 사용할 수 있는 확실한 근거를 제시하였다. 1983년 Davenport<sup>(5)</sup>는 32종의 루우버회 모델에 대한 열전달과 유동 마찰에 대한 데이터를 제시하여 루우버 배열 내의 유동 및 그에 따른 전열 특성을 루우버 피치를 특성 길이로 하는  $Re_{Lp}$ 수의 함수임을 밝혔다. Tanaka등<sup>(6)</sup>은 1984년 알루미늄 분말을 사용하여 루우버피치대 흰피치비  $L_p/F_p=1$ ,  $Re_{Lp}=250$ 인 경우 수조를 이용, 유동가시화를 하였는데 모델의 상하 경계면과 중간 방향 전환루우버 부근에서 후류와 와류를 관찰하였다고 밝혔다. 1987년 Howard<sup>(7)</sup>

는 10배 확대한 상사모델에 염료주입법(dye injection technique)을 이용하여 유동가시화를 실시하였는데 처음으로 유동효율(flow efficiency)을 정의하여 유동형태가 효율적인지 아니면 비효율적인지를 평가, 분석하였다. Baldwin등<sup>(8)</sup>은 좌표변환 없이 직교좌표계의 격자를 그대로 사용할 수 있도록 흰의 형상을 계단 모양으로 근사화 시켜 2차원 층류유동 조건하에서 주 유동방향의 유효 점성계수가 층류 점성계수보다 100배 크다는 가정을 사용하여 수치적으로 유동장을 해석하였다. 1988년 Achaichia등<sup>(9)</sup>은 수치해석을 통해서 낮은  $Re_{Lp}$ 수에서는( $Re_{Lp}<100$ ) 유동이 덕트내의 층류 유동과 유사하고 높은  $Re_{Lp}$ 수에서는( $Re_{Lp}>200$ ) 평판에 대한 층류 경계층 유동과 유사하다고 밝혔으며 1989년 Hiramatsu등<sup>(10)</sup>은 와도 수송방정식을 사용한 유한차분법으로  $Re_{Lp}=100\sim1000$  범위내에서 유동 및 열전달 특성을 연구하여 흰피치가 크고  $Re_{Lp}$ 수가 낮을수록 유체가 루우버 사이를 통과하기가 어려워 결과적으로 루우버회형의 열전달율이 저하됨을 밝혔는데 그는 흰의 형상을 사교격자(oblique grid)로 처리하여 가능한 실제형상과 흰의 좌표격자가 일치하도록 하였고 Aoki등<sup>(11)</sup>은 전기절연체인  $10\mu\text{m}$  두께의 알루미늄 산화피막을 입힌 알루미늄 판에 온도측정과 가열을 동시에 할 수 있는  $80\mu\text{m}$ 의 니켈 필름을 부착한 측정장치를 사용하여

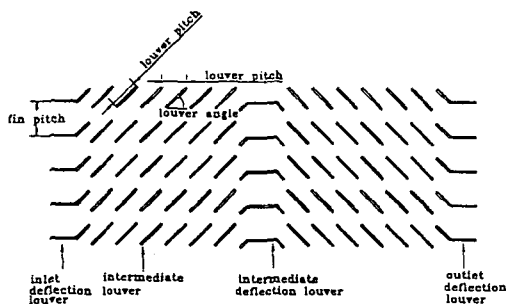


Fig.1 Cross section of the louvered-fin heat exchanger geometry

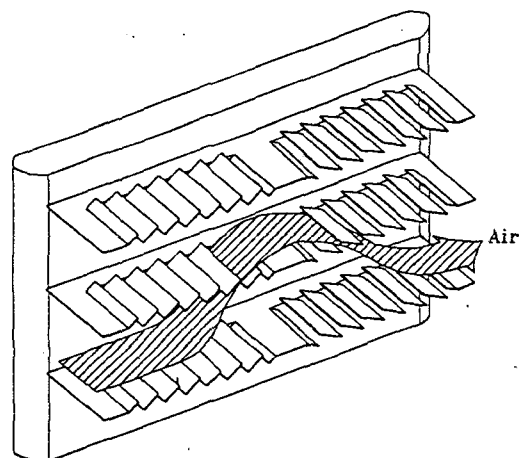


Fig.2 Typical deviation of the flow by the louver

국소 열전달 계수를 측정하였다. 1990년 Webb<sup>(12)</sup>는 10배 확대한 상사모델에 염료주입법을 이용하여  $Re_{Lp}=400\sim 4000$  범위에서 유동가시화를 하여 무차원 기하학적 변수와  $Re_{Lp}$ 수의 함수로서 유동효율을 예측할 수 있는 상관관계식을 유도하였다. 같은 해 Heikal등<sup>(13)</sup>은 열선유속계를 사용하여 16배 확대한 1개의 상사모델에 대해 유속과 난류강도를 측정하였는데 루우버의 끝단에서 발생하는 와류로 인해  $Re_{Lp}$ 수가 600이상이 되면 난류강도가 크게 증가함을 밝혔으며 이기백등<sup>(14)</sup>은 이상화된 1방향 루우버형 배열을 모델로 하여 LDV 및 레이저 홀로그래피 간섭계를 사용하여 유동장 및 온도장을 측정하였고 수력저항을 특성길이로한 Re수를 기준으로 하여 층류, 천이, 난류 유동영역을 분류하였다. 1993년 강창수등<sup>(15)</sup>은 13배 확대한 상사모델을 사용하여 염료주입법에 의한 유동가시화를 실시하였고 또한 유동형태를 2차원 정상 층류 유동으로 가정하여 유동 및 전열특성을 SIMPLE 알고리즘을 이용한 유한 차분법으로 해석하였다. 한편 이교승등<sup>(16)</sup>은 자동차용 방열기를 15배 상사시킨 7종의 모델에 연기가시화 방법을 이용하여 유동구조 및 압력강하량을 측정하였고 최근 들어 Cowell등<sup>(17)</sup>은 고 Re수  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하여 루우버피치대 환피치  $L_p/F_p$ 가 0.59인 루우버형 모델에 대해  $Re_{Lp}$ 수  $10\sim 2400$  범위에서 마찰저항과 평균유동각을 제시하였다.

### 1.2 연구목적 및 내용

루우버형 열교환기는 파형환, 덤플환과 같은 연속적인 표면을 사용하는 열교환기 보다는 압력손실이 3~4배 정도 크고 읍셋 스트립환 열교환기보다는 구조적으로 약한 문제점을 갖고 있지만 전열 성능의 뛰어난 것은 물론 대량생산이 가능하고 또한 전열면의 조밀화를 통해 열교환기의 크기를 줄일 수 있다는 장점으로 인해 Kays와 London이 27종의 루우버형 모델에 대한 전열 성능과 마찰 저항에 대한 실험치를 발표한 이후 열전달 계수를 향상시켜 더욱 더 고밀도, 고효율의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 여러 사람들에 의해 꾸준히 수행되고 있다. 루우버형 열교환기에 관한 초기의 연구들은 대부분 전체적인 성능과 관련된 실험값 예를 들

면 흰 전체에 대한 Colburn j인자 대 Reynolds 수 또는 흰 전체에 대한 마찰 인자 대 Reynolds 수에 관한 것들로서 루우버형이 어떻게 국소 유동 현상 및 열전달에 영향을 미치는가에 대한 상세한 규명이 없었다. 국소 Nusselt수와 같은 실험값들을 측정하기 위해서는 실험장치가 대단히 복잡하고 비용 또한 많이 소요되기 때문에 대다수의 연구자들은 수치해석 방법을 사용하여 열전달 특성을 분석하였다. 국소 열전달 계수를 측정하기 위한 연구는 매우 드물어 이와 관련하여 지금까지 알려진 연구로는 이기백<sup>(14)</sup>, Aoki등<sup>(11)</sup> 몇 편에 지나지 않는다. Aoki는 온도측정과 가열을 동시에 할 수 있는 스테인레스강으로된 측정장치(stainless steel sensing device)와 프레스 처리된 알루미늄 측정장치(aluminum press-worked sensing device)를 사용하여 루우버형 내부의 국소 열전달 계수를 측정하였으며 연구결과, 국소 Nusselt 수는 평판에 대한 층류 열전달의 경우처럼  $Re_{Lp}^{0.5}$ 에 비례한다고 밝혔다. 그러나 이들은 열후류(thermal wake)의 영향이 없다는 가정하에 측정하고자 하는 1개의 루우버만을 가열하여 국소 Nusselt수를 구하였기 때문에 정량적으로 문제점을 가지고 있다. 또한 만약 Aoki등이 수행한 실험범위내에서는 열후류의 영향이 없었다고 하더라도 실험범위가 달라졌을 경우에도 같은 조건이 성립하는 가에 대해서는 의문의 여지가 있다. 따라서 본 연구에서는 현재 산업 분야에서 사용중인 루우버형 열교환기를 15배 확대, 상사시킨 기하학적 형상을 기본모델로 하여 다양하게 루우버피치( $12\text{mm} < L_p < 18\text{mm}$ ), 환피치( $20\text{mm} < F_p < 40\text{mm}$ ), 루우버각( $20^\circ < \theta < 40^\circ$ ) 및 입구속도( $100 < Re_{Lp} < 1800$ )를 변화시켜 가며 5열의 루우버를 동시에 가열하여 실험을 함으로써 열후류가 미치는 영향을 분석하고 이를 바탕으로 기하학적 변수가 유동 및 열전달 현상에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 전열성능 분석실험

루우버형 내의 열전달 특성은 압력손실과 더불어

열교환기 설계에 있어서 가장 중요한 사항이다. 이와 관련된 기존 연구의 대부분은 실험모델 전·후의 온도차를 이용한 대수 평균 온도를 사용하여 열교환기의 전체적인 성능을 분석하였으며 간혹 각각의 루우버에 대한 열전달 특성의 변화, 즉 국소 평균 Nu수를 언급한 연구가 발표된 적은 있으나 사용된 모델의 종수가 1~2종에 지나지 않아 전형적인 루우버형 열교환기의 전열 특성을 대표하는 결과로는 받아들이기 어렵다. 루우버의 기하학적 형상과 유동조건에 따른 국소 평균 Nu수의 변화를 다양한 모델을 사용하여 체계적으로 연구한 최초의 연구자는 Aoki 등<sup>(11)</sup>으로서 그는 29종의 루우버형 모델을 실험하였다고 밝혔으나 공개한 결과는 단지 2종의 모델에 지나지 않으며 또한 결과에 대한 상세한 고찰도 언급하지 않았다. Aoki의 실험방법은 실험모델 제작의 간편성 등을 고려해 열후류의 영향이 없다고 보고 측정하고자 하는 1개의 루우버만을 가열하여 국소 평균 Nu수를 구하였다. 이러한 실험기법은 혼합 평균 온도(bulk temperature)를 처리하기가 용이하고 루우버 간의 국소 평균 Nu수의 비교를 정확하게 할 수 있다는 장점을 갖고 있으나 실제 열교환기를 사용하는 조건, 즉 열후류의 영향을 고려하지 않아 정량적인 측면에서 실험값에 대한 신뢰성이 결여되어 있다.

본 연구에서는 이러한 문제점을 극복하기 위해 5개 환열의 모든 루우버를 동시에 가열하는 방법을 사용하였다.

2.1.1 실험모델

본 연구에 사용된 모델은 현재 자동차용 방열기로 사용되고 있는 실제모델을 기준으로 15배 확대, 상사시킨 27종의 모델로서 그 기하학적 치수는 Table 1과 같다. 실험모델의 단면은 200mm×200mm이며 사용된 루우버의 두께는 1.5mm의 알루미늄판으로서 방향전환 루우버 3개를 포함, 모두 15개의 루우버를 사용하여 1개의 환열(fin array)을 구성하였으며 각각의 환은 각도 조절이 가능하도록 사각 아크릴 지지대에 Fig.3과 같이 부착시켰다. 실험모델에 따라 5~9개의 환열이 사용되므로 각각의 환열이 상하방향으로 이동할 수 있도록 모델 좌우면에 상하방향으로 홈을 가공하여 루우버피치대 환피치비,  $L_p/L_p$ 를 자유롭게 조절하였다. 알루미늄판으로 만들어진 루우버를 가열하기 위해서 Watlow사의 박판히터(thermofoil heater)를 사용하였는데 0.025mm 두께의 니켈합금막을 부식시켜서 만든 저항체에 유기중합체인 Kapton을 입혀 만든 박판히터는 두께가 0.2mm, 최대 전력소비량이 6.8W이다. 환의 온도를 측정하기 위해 사용한 온도센서는 지름이 0.254mm인 Omega사의 K형(chromel-alumel)열전대로서 박판히터가 부착된 반대면 루우버 온도를 측정할 수 있도록 Fig.4와 같이 부착하였다. 또한 루우버 상하면에서의 열전도계수를 가능한 균일하게 하기 위해서 박판 알루미늄

Table 1 Geometry of test model

Lp	Lp/Fp	Fp	$\theta$ (°)		
			20	30	40
12	0.3	40	20	30	40
	0.45	26.7			
	0.6	20			
15	0.4	37.5	20	30	40
	0.5	30			
	0.75	20			
18	0.5	36	20	30	40
	0.6	30			
	0.9	20			

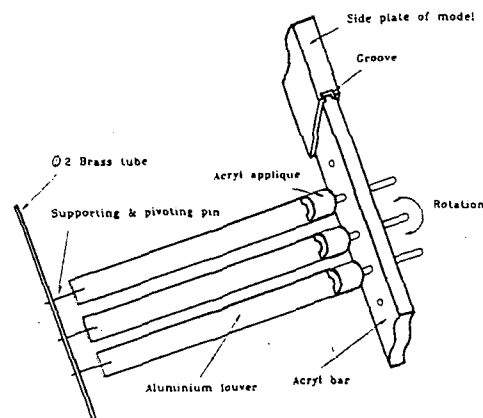


Fig.3 Schematic diagram of the rotational mechanism of individual louver

늄 테이프를 사용하여 루우버를 감쌌다. 앞쪽에 위치한 루우버의 온도장이 뒤쪽에 위치한 루우버의 온도장에 미치는 영향과 상하 루우버 열의 온도장이 측정하고 자하는 루우버 열의 온도장에 미치는 영향을 모두 고려하기 위해서 5개의 루우

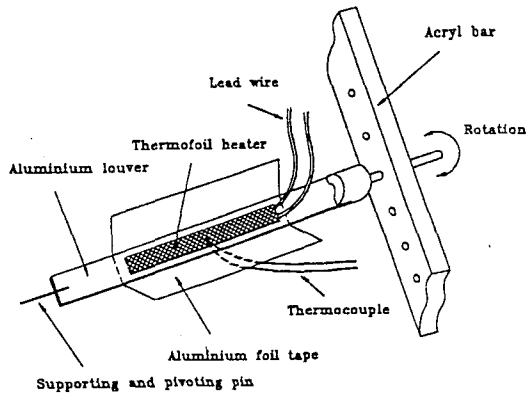


Fig.4 Schematic diagram of the individual louver for heat transfer experiment

버 열에 총 75개의 박판히터를 부착하였다. Fig. 5는 박판히터가 부착된 실험모델의 외관을 나타낸 사진이다.

2.1.2 실험장치

전열성능 분석실험을 위한 기본장치는 Fig.6에 나타낸 바와 같이 풍동, 3차원 이송장치, 열선 유속계, 루우버의 온도조절 및 제어를 위한 온도조절

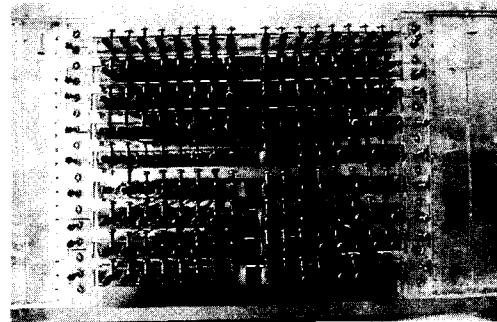
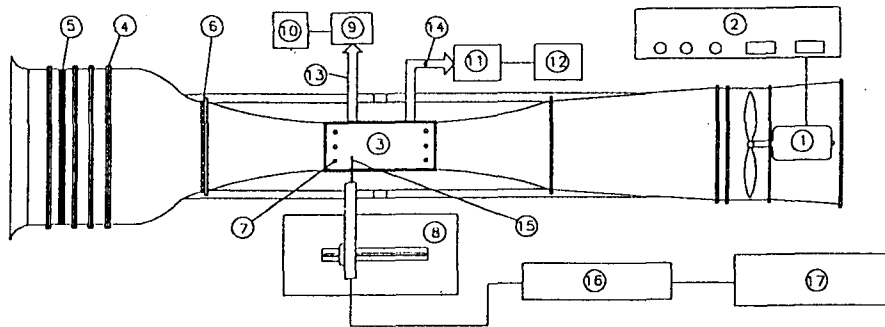


Fig.5 Photograph of the test model for heat transfer experiment



No.	Name	No.	Name	No.	Name
1	induction motor	2	wind tunnel controller	3	test section
4	screen	5	1st honeycomb	6	2nd honeycomb
7	tap for static pressure	8	3-D traverse system	9	temperature control systme
10	power supply	11	signal conditining board	12	A/D converter
13	thermofoil heater	14	thermocouple	15	hot wire
16	hot wire anemometer	17	main computer		

Fig.6 Schematic diagram of the experimental apparatus

장치, 온도 데이터 취득장치로 구성되었다.

**풍동(wind tunnel)**

풍동은 인버터(inverter)로 제어되는 유도전동기를 사용한 흡입식 풍동(suction type wind tunnel)으로 저속에서 안정된 유동을 얻기 위하여 시험부 앞에 하니콤(honeycomb)을 추가로 장착하였으며 주요제원은 Table 2와 같다.

**열선유속계(Hot-wire anemometer)**

실험모델의 입구속도를 측정하기 위해 사용한 열선유속계는 정온도형 열선유속계로 TSI사 모델 IFA100을 사용하였는데 IFA100은 열선의 온도를 일정하게 제어하고 공기 유동에 따른 전압신호를 출력하는 변환기(transducer)와 변환기의 출력전압을 증폭시킨 후 고주파 성분을 제거(filtering)하여 전압신호를 출력하는 신호 조절기(signal conditioner)로 이루어져 있다. 열선프로브는 직경 4 $\mu$ m의 텅스텐 와이어가 부착된 1형 프로브를 사용하였다.

**온도조절장치(Temperature control device)**

루우버의 온도를 일정하게 유지시키기 위하여

본 실험에 사용된 제어방식은 on-off 제어방식이다. 일반적으로 on-off 제어방식의 온도조절장치는 근본적으로 오버슈트(overshoot)폭 및 조절감도를 향상시키는데 한계가 있기 때문에 PID 제어방식에 비해 응답성 및 정확성이 떨어지는 반면에 비용이 PID방식에 비해 1/20 정도로 저렴해 비교적 널리 사용되고 있다. 그러나 본 실험에서는 on-off 제어방식의 응답성 및 정확성을 향상시키기 위해서 트랜지스터 구동형 on-off 스위치를 사용하였으며 12bit A/D 변환기와 컴퓨터를 이용한 디지털 제어방식을 채택하였다. 박판히터에 의해 가열된 흰의 실제온도는 열전대를 통해 mV 단위의 기전력으로 signal conditioning board로 보내지면 여기서 Volt 단위로 증폭되고 증폭된 아날로그신호는 A/D 변환기를 거치면서 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터로 보내진다. 컴퓨터의 CPU는 keyboard를 통해 입력된 설정온도와 실제온도를 비교하여 설정온도보다 실제온도가 낮으면 on-off 스위치를 on mode로 유지시켜 흰을 계속 가열하게 하고 설정온도보다 실제온도가 높으면 off mode로 전환시켜 온도를 제어한다. 일반적인 on-off 제어방식으로는 온도편차범위가  $\pm 2^\circ$  이상이나 본 제어장치는  $\pm 0.5^\circ$  범위이내에서 제어가 가능하였다.

**데이터 취득장치(Data acquisition device)**

각 루우버에 부착된 박판히터의 소비전력은 6.8W로 일정하므로 공급열량을 구하기 위해서는 박판히터가 가열되는 시간을 측정하여야 한다. 즉 실험과정중 on-off 스위치가 on mode로 되는 시점부터 off-mode로 바뀌는 시점까지의 시간을 계산하기 위해서 컴퓨터에 내장된 timer를 사용하였고 Keithley사로 부터 제공된 CALL Driver 소프트웨어를 사용하여 timer를 제어하였다. 또한 실험과정중 루우버의 온도가 일정온도로 유지되는가를 검색(monitring)하기 위해 Keithley사의 DAS-1400 A/D변환기와 EXP-16 signal conditioning board를 사용하였는데 그 주요 사양은 Table 3과 같다.

**2.1.3 실험방법**

열선 유속계를 이용하여 실험모델 전방 3L<sub>p</sub>되는 곳에서 측정한 전면속도를 본 실험의 기준속도로

Table 2 Specification of wind tunnel

Type	Suction Type
velocity range	0.1~20m/s
turbulent intensity	0.5%
fan	type : aerofoil fan max. air flow rate : 160CMM
motor	type : induction motor, 3.7kw rpm control : PWM control
screen	type : SUS 304 #24 mesh×4 material : SS41
honeycomb	750×750×100(aluminum) 300×300×50 (polypropylene)
contraction ratio	25 : 1

사용하였는데  $Re_{Lp}$  수가 100~900 범위에서는 200간격으로  $Re_{Lp}$  수가 900~1800범위에서는 300간격으로 하여 총 27종의 모델, 216가지 경우에 대해서 실험을 실시하였다.

현재 널리 사용되고 있는 열전대를 입력센서로 사용하는 온도측정용 A/D 변환기들은 제품 고유의 오차(intrinsic error)를 갖고 있어 - 각 채널에 설정된 off-set 값이 약간씩 다르기 때문 - 동일 온도를 측정하여도 각 채널마다 출력이 다소 다르게 나타난다. 이러한 온도편차는 일반적으로  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  이상으로서 온도가 매우 중요하지 않는 경우에는 sampling rate를 증가시켜 평균값을 사용함으로써 편차를 다소나마 완화시키는 방법을 보편적으로 사용한다. 본 실험에서는 다음과 같은 온도보정 방법을 통해 채널마다의 온도편차를 감소시킬 수 있었다. 모든 A/D 변환기의 채널에 대해 흰의 온도를  $30^\circ\text{C}$ 에서 부터  $120^\circ\text{C}$ 까지  $5^\circ\text{C}$  단위로 증가시키면서 A/D 변환기의 출력값을 구하여 그래프로 그려보면 선형적인 관계를 보인다. 온도에 대한 출력값의 기울기는 열전대 고유의 값으로 K형 열전대를 사용하는 경우 모든 채널에서 52.5의 일정한 값을 보였다. 그러나 그래프의 y 절편값은 채널마다 다르게 나타나는데 이 절편값을 온도보정시 고려함으로써 채널마다의 온도편차를  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  이내로 줄일 수 있었다.

Table 3 Specification of A/D converter & signal conditioning board

Item	Specification
A/D Converter (DAS-1400)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• sampling rate : 10kHz</li> <li>• 12 bit resolution</li> <li>• 16 channel single ended/ 8 channel differential</li> <li>• gain : 1, 10, 100, 500</li> <li>• 4 bit digital output</li> <li>• 4 bit digital input</li> </ul>
Signal Conditioning Board (EXP-16)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• cold-junction compensation</li> <li>• input filtering</li> <li>• input attenuation</li> <li>• expansion up to 8 boards</li> </ul>

16채널의 A/D 변환기를 사용하여 실험모델의 중앙에 배치된 흰열의 15개 루우버 온도를 측정하였으며 나머지 상하 각각 2개 흰열의 루우버 온도는 중앙에 배치된 흰열의 온도와 같다고 가정하여 박판히터를 병렬로 연결하여 동시제어 하였다. 또한 박판히터의 최대 소비전력이 6.8W이기 때문에 히터 용량을 고려하지 않고 흰의 온도를 선정할 경우 216가지의 실험을 수행하는데 있어서 동일한 흰온도조건을 부여하지 못하는 경우가 발생하므로 흰의 온도를 동일하게 설정하기 위해서는 가장 열전달이 많이 일어나는 즉  $Re_{Lp}$  수가 1800인 유동조건에서 가장 온도가 낮게 유지되는 루우버흰의 온도를 흰온도 조건으로 선택하는 것이 바람직하다. 이러한 예비실험을 통해 구한 흰온도를 입력하고 풍동과 박판히터를 작동시켜 모든 흰들의 온도가 흰 설정 온도에 도달하면 본 실험을 수행하였는데 1회 측정에 소요되는 시간을 200초로 하였으며 sampling rate는 10Hz로 하여 2000개의 데이터를 측정 후 시간에 대한 평균값으로 각 루우버흰의 온도를 구하였다. 일정 벽온도 조건에서 각 루우버흰의 온도를 구하는 이유는 실험기간 동안에 모든 루우버흰들이 일정 온도로 유지되는지 여부와 루우버흰 사이의 온도편차를 파악하여 실험데이터의 신뢰성을 분석하는데 이용할 수 있기 때문이다.

2.2 압력강하량 측정실험

유체가 루우버형 열교환기를 통과할 때 발생하는 압력손실은 동력손실의 척도가 되므로 열교환기를 설계할 때 매우 중요한 변수가 된다. 열교환기 전·후의 압력차를 측정하는 압력강하량 측정실험은 속도측정이나 온도측정에 비해 비교적 간단하나 실험모델 및 유동조건에 따라 평균 압력강하량이  $1\text{mmH}_2\text{O}$ 보다도 작은 경우가 발생하기 때문에 정밀한 계측장비의 사용이 요구된다.

일반적으로 열교환기 전·후의 압력차를 나타내는 식은 매우 복잡하다<sup>(3)</sup>. 루우버형 열교환기의 경우에는 식 (1)과 같이 단순화된 식을 보편적으로 사용한다.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_{air} V_f^2 \left( k_{con} + k_{ex} + f \frac{A_t}{A_c} \right) \quad (1)$$



Davenport<sup>(5)</sup>는 위의 식을 이용하여 마찰계수  $f$ 에 대한 상관관계식을 유도하였으며 Smith<sup>(18)</sup>는 식 (2)와 같은 저항요소(drag element) 개념을 사용하여 루우버핀에서의 압력손실을 모델링하기 위한 시도를 하였다.

$$C_d = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho_{air} V_f^2} \quad (2)$$

본 실험에서는 모델 전·후의 압력차를 측정 한 후 저항요소 개념을 도입하여 마찰계수를 구하고 또한 이에 대한 상관관계식을 유도하였다.

2.2.1 실험모델

실험에 사용된 모델은 전열성능 분석실험에 사용된 27종의 모델과 동일하며 모델 전·후의 상·하·좌·우면에 각각 3개소씩 정압측정용 탭(tap)을 설치하였다.

2.2.2 실험장치 및 실험방법

압력측정에 사용된 장치는 0.001mmH<sub>2</sub>O까지 측정 가능한 Furnece사의 디지털 마노미터를 사용하였으며 주요사양은 Table 4와 같다. 총 27종의 모델에 대해서  $Re_{Lp}$ 수가 100~900범위에서는 200간격으로  $Re_{Lp}$ 수가 900~1800범위에서는 300간격으로 모델 전·후 각 12개소의 정압을 순차적으로 측정 한 후 평균값을 구하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 전열성능 분석

루우버핀형 열교환기를 사용하는 자동차 방열기

Table 4 Specification of pressure measuring device

Digital Manometer	
instrument range	: ±1.999mmH <sub>2</sub> O or ±19.99mmH <sub>2</sub> O
output voltage	: 0~5V
model name	: FC012
Mfg.	: Furnece Control Ltd.

의 경우 주어진 벽면(루우버핀)의 온도조건은 일정 열유속 조건보다는 일정 벽온도 조건이 더 적절하다고 알려져 있다<sup>(19)</sup>. 그러므로 본 실험에서도 루우버핀의 온도를 40°C로 일정하게 유지시킨 일정 벽온도 조건으로부터 루우버핀 각각에 대한 국소 평균 Nu수를 식 (3)으로부터 구하여 기하학적 조건 및 유동조건 변화에 따른 국소 Nu수의 변화를 분석하였고 이러한 국소 Nu수의 변화가 어떠한 유동현상에 기인하는지를 고찰하였다. 또한 국소 평균 Nu수를 평균한 평균 Nu수를 이용하여 상사 모델간의 전열성능을 비교함으로써 본 실험범위 내에서 열전달 성능이 가장 우수한 기하학적 조건을 제시하였으며 Nu수에 대한 상관관계식을 구해 기존의 연구결과와 비교·분석하였다.

$$Nu = \frac{h_f L_p}{k_f} = \frac{Q L_p}{A \Delta T k_f} = \frac{V I t^*}{2w(T_w - T_b)k_f t} \quad (3)$$

- Q : 열전달량(W)
- T<sub>w</sub> : 루우버 표면온도(K)
- T<sub>b</sub> : 혼합평균온도(K)
- k<sub>f</sub> : 공기의 열전도계수(W/m·K)
- A : 루우버의 표면적(m<sup>2</sup>)
- V<sub>i</sub> : 박판히터에 부과되는 전압(V)
- I : 박판히터에 부과되는 전류(A)
- w : 루우버의 폭(m)
- t\* : 박판히터 가열시간(sec)
- t : 1회 측정시간(sec)

본 실험에서 혼합 평균 온도(bulk temperature)는 1번 루우버, 8번 루우버(중앙 방향전환 루우버), 15번 루우버 상·하의 온도를 측정하여 평균한 값을 사용하였다. 루우버핀형 열교환기에서 실험적으로 적절한 혼합 평균 온도를 구하기란 매우 어렵다. 동일 모델에서 루우버간의 전열성능을 비교하는 경우 혼합 평균 온도의 적절한 선택이 매우 중요한데 이러한 이유에 대해서는 3.1.2절의 국소 평균 Nu수에서 상세히 설명하였다.

3.1.1 평균 Nu수의 변화

Fig.7은 L<sub>p</sub>=12mm, θ=30°로 고정하고 회전치 F<sub>p</sub>를 변화시켰을 때 Re<sub>Lp</sub>수에 따른 평균 Nu수의

변화를 나타낸 그림으로  $Re_{Lp}$ 수가 증가할수록, 흰핀치가 작아질수록 평균 Nu수가 증가하였다. 루우버위에서의 유동은 평판에서의 유동이라고 볼 수 있으므로 온도경계층의 두께는 층류인 경우  $Re_x^{-0.5}$ , 난류인 경우  $Re_x^{-0.2}$ 에 비례하므로  $Re_{Lp}$ 수, 즉 속도가 낮을수록 온도경계층의 두께는 두꺼워져 열전달이 감소하므로 따라서 Nu수는 감소한다. 흰핀치가 클수록 Nu수가 감소하는 이유는 흰핀치가 크면 흰핀치가 작은 경우보다 흰과 흰사이의 거리가 넓기 때문에 x축 방향으로의 유동저항이 상대적으로 작다. 따라서 유체유동은 루우버유동 성향보다 덕트유동 성향이 강해 루우버를 따라 흐르는 유량이 흰핀치가 작은 경우보다 상대적으로 감소하여 Nu가 감소하게 된다. Fig.8과 Fig.9는 Fig.7의 경우에서 루우버각을 각각  $20^\circ$ 와  $40^\circ$ 로 변화시켰을 때 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림으로 Nu수의 분포형태는 Fig.7의 경우와 똑 같은 경향을 보이고 있으나 루우버각이 증가함에 따라 평균 Nu값이 약간씩 증가함을 보이고 있다.

Fig.10은  $F_p=20mm$ ,  $\theta=30^\circ$ 로 고정하고 루우버피치를 변화시켰을 때  $Re_{Lp}$ 수에 따른 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림이다. 이 그림으로부터 알

수 있듯이  $L_p$ 가 증가할수록 평균 Nu값은 증가하였다. 평판위 유동인 경우 유동방향으로의 길이가 길수록, 즉  $L_p$ 가 클수록 경계층 두께가 두꺼워져 열전달이 감소한다. 따라서 이러한 논리를 근거로 하면 Fig.10의 결과는 위의 설명에 배치된다. 그렇다면  $L_p$ 를 작게 할수록 경계층 성장을 억제하여 열전달 성능의 우수한 열교환기를 제작할 수 있는 가라는 의문점이 발생한다. 루우버형 열교환기의 특성은 서론에서도 언급했듯이 경계층의 성장을 억제할 수 있도록 확장표면을 불연속적으로 처리하는데 있으며 확장표면의 연속적인 구간 즉 루우버피치의 치수를 어떻게 설정하는가에 설계의 핵심이 있다. 왜냐하면 루우버피치는 열전달이 이루어지는 전열면인 동시에 유동의 흐름을 루우버유동 형태로 전환시켜 주는 길잡이(guide) 역할을 하기 때문이다. 그러므로 본 연구범위( $L_p=12, 15, 18mm$ )에서는  $L_p$ 가 클수록 루우버유동이 원활히 이루어져  $L_p$ 가 작은 경우보다 Nu수가 증가하였다고 판단된다.

Fig.11은  $L_p=15mm$ ,  $F_p=20mm$ 로 고정하고 루우버각을 변화시켰을 때  $Re_{Lp}$ 수의 변화에 따른 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림으로 루우버각이 증

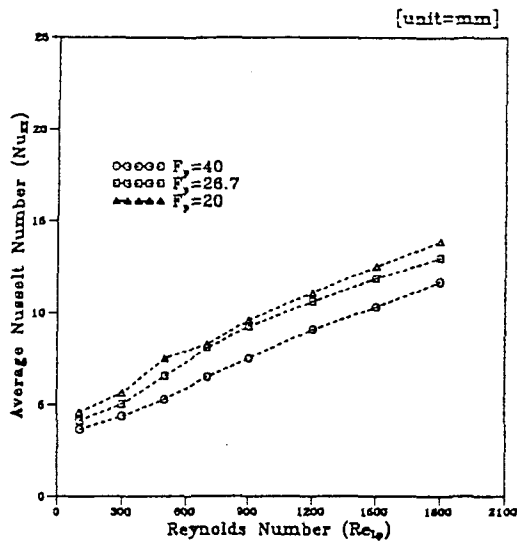


Fig.7 Experimental average Nusselt number ( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20, 26.7, 40mm$ ,  $L_p=12mm$ ,  $\theta=30^\circ$ )

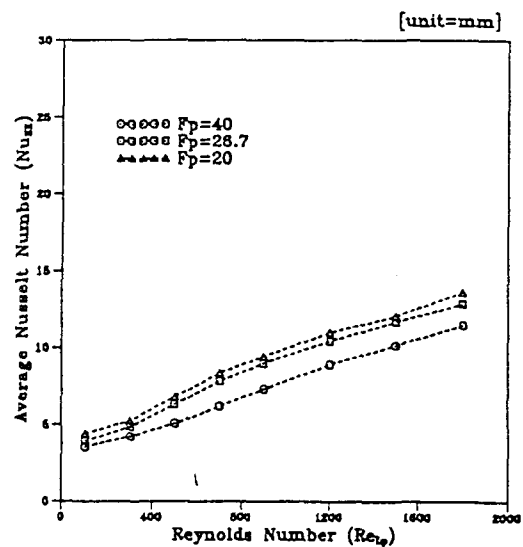


Fig.8 Experimental average Nusselt number ( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20, 26.7, 40mm$ ,  $L_p=12mm$ ,  $\theta=20^\circ$ )

가할수록 Nu수가 증가함을 볼 수 있으나 증가폭은 편피치나 루우버피치를 변화시켰을 경우보다 작았다. 자동차 방열기의 루우버휨 설계사양에 따르면

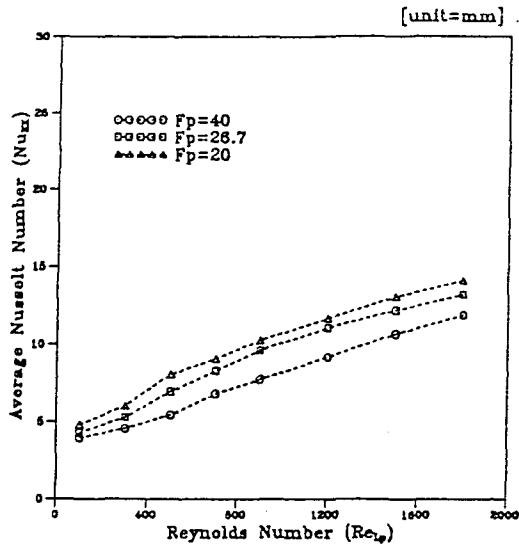


Fig.9 Experimental average Nusselt number (Nu<sub>EX</sub>) vs. Reynolds number(Re<sub>LP</sub>) (F<sub>p</sub> = 20, 26.7, 40mm, L<sub>p</sub> = 12mm, θ = 40°)

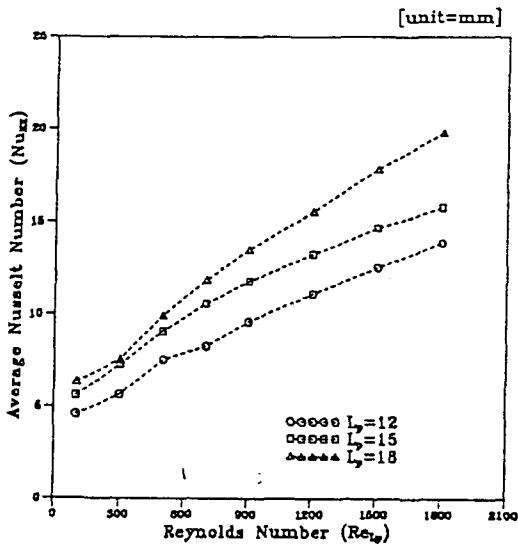


Fig.10 Experimental average Nusselt number (Nu<sub>EX</sub>) vs. Reynolds number(Re<sub>LP</sub>) (F<sub>p</sub> = 20mm, L<sub>p</sub> = 12, 15, 18mm, θ = 30°)

루우버각에 대한 공차는 ±10° 정도를 일반적으로 부여하는데 이러한 공차범위는 루우버피치나 휨피치에 부여되는 공차에 비해 매우 완화된 조건이다. 보편적으로 공차의 범위를 완화시키는 경우는 생산 기술상의 문제와 성능상의 문제에 따르는데 루우버각의 경우는 생산상의 어려움보다는 해당 공차범위 내에서 성능적으로 큰 효과를 얻을 수 없기 때문에 공차를 완화시켰다고 판단된다. 이와 같이 설계상의 관점으로부터도 루우버각의 변화에 따른 Nu수의 변화가 크지 않다는 것을 간접적으로 예상할 수 있다.

3.1.2 국소 Nu수의 변화

각각의 루우버에서의 열전달성능을 평가하기 위해 무차원 열전달계수인 Nu수를 식 (3)을 사용하여 구했다. 식 (3)에서 알 수 있듯이 Nu수는 혼합 평균 온도값에 크게 영향을 받는다. 앞에서 설명한 바와 같이 Aoki는 측정하고자 하는 1개의 루우버만을 가열하여 실험하였고 식 (4)를 사용하여 국소 평균 Nu수를 구하였다.

$$Nu = \frac{\int \left[ \frac{q_w L_p}{k_f (T_w - T_c)} \right] ds}{\int ds} \quad (4)$$

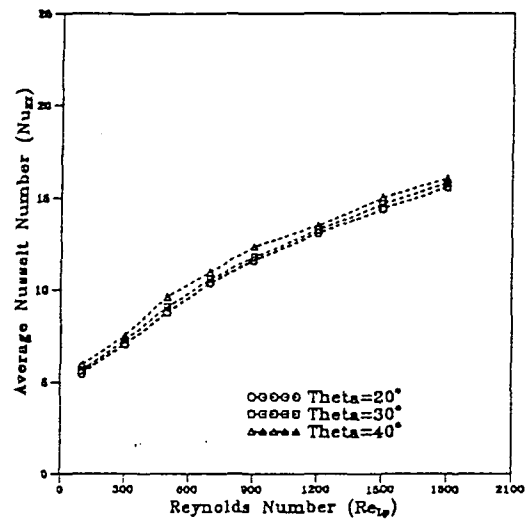


Fig.11 Experimental average Nusselt number (Nu<sub>EX</sub>) vs. Reynolds number(Re<sub>LP</sub>) (F<sub>p</sub> = 20mm, L<sub>p</sub> = 15mm, θ = 20°, 30°, 40°)

즉 혼합 평균 온도로 입구온도인  $T_0$ 를 사용하였다. 1개의 루우버만을 가열하여 실험하는 경우 가열되는 루우버에서만 온도장이 발생하고 그 이외의 영역에서는 자유유동 온도(free stream temperature)가 지배적이기 때문에 -루우버내의 유동은 내부 유동이므로 엄밀한 의미에서 자유유동 온도를 정의할 수 없다. - 입구온도를 혼합 평균 온도로 선택하여도 무리가 없다. 따라서 이러한 방법을 적용할 경우 비교적 정확하게 루우버간의 열전달 성능을 비교할 수 있다. 그러나 실제 루우버형 열교환기의 경우 열후류와 같은 루우버간 온도장의 영향을 무시할 수 없으므로 이러한 실험방법을 통해 얻은 결과는 문제점을 갖고 있다. 따라서 혼합 평균 온도를 유체 유동시 운반되는 열에너지 개념에 의해서 구하여야 하지만 실험적으로 이것을 구하기란 매우 어렵다. 본 실험에서는 앞서 언급하였듯이 6곳에서의 온도를 평균하여 혼합 평균 온도로 사용했다.

Fig.12는  $L_p=12\text{mm}$ ,  $F_p=40\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ 로 고정하고  $Re_{L_p}$ 수를 변화시켰을 때 각각의 루우버에 대한 국소 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림이다.  $Re_{L_p}$ 수가 증가할수록 국소 평균 Nu수가 증가함을

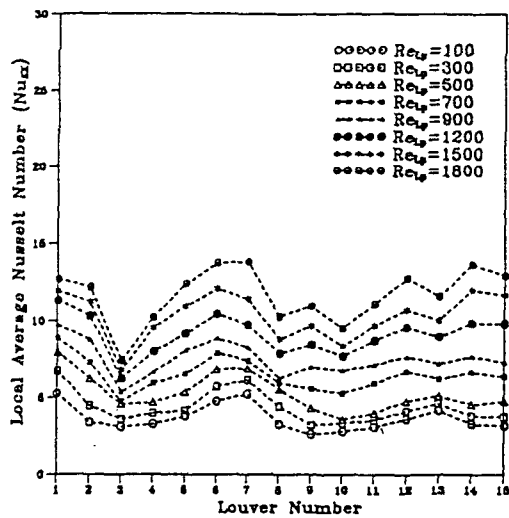


Fig.12 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{L_p}$ ) ( $F_p=40\text{mm}$ ,  $L_p=12\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $100 \leq Re_{L_p} \leq 1800$ )

보였는데 3번 루우버에서의 국소 Nu수의 값이 감소하는 경향을 전반적으로 관찰할 수 있다. 이는 3번 루우버 주위에서 열전달을 저해하는 유동박리, 재순환 유동과 같은 현상이 발생하는 것으로 예측할 수 있다.

Fig.13은  $L_p=12\text{mm}$ ,  $F_p=26.7\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ 로 고정하고  $Re_{L_p}$ 수를 변화시켰을 때 각각의 루우버에 대한 국소 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림으로 Fig.12의 경우와는 달리 3번 루우버에서의 국소 Nu수가 감소하는 현상이 나타나지 않았다.

이러한 현상은 수치해석 결과에서도 볼 수 있는데 재순환 유동, 유동박리등과 같은 유동현상은 결과적으로 루우버의 기하학적 형상에 크게 의존함을 알 수 있다. Fig.12와 Fig.13을 비교할 때 발견할 수 있는 또 하나의 현상은  $Re_{L_p}$ 수가 큰 범위에서 원피치가 큰 경우(Fig.12) 15번 루우버(출구측 방향전환 루우버)의 국소 Nu수가 감소하지 않고 거의 일정한 값을 보여주고 있으나 원피치가 작은 경우(Fig.13)에는 감소하는 형태를 보여주고 있다. 방향전환 루우버의 기능은 말 그대로 유체의 유동 방향을 변화시켜 전체적인 루우버의 열전달 성능을 향상시키는 역할로서 이러한 기능을 수행하기 때문

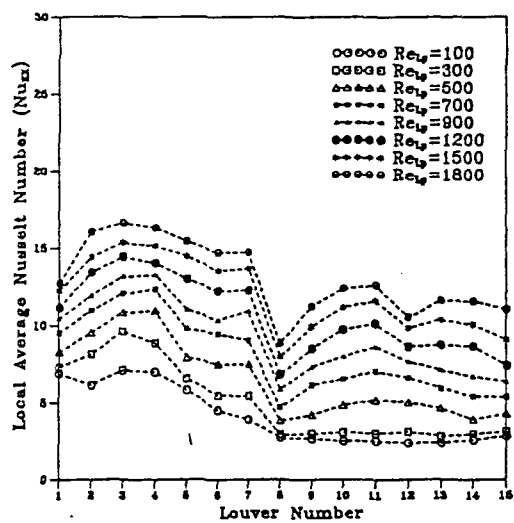


Fig.13 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{L_p}$ ) ( $F_p=26.7\text{mm}$ ,  $L_p=12\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $100 \leq Re_{L_p} \leq 1800$ )

에 방향전환 루우버 주위의 유동형태는 열전달에 효과적이지 못하다. 그럼에도 불구하고 Nu가 감소하지 않은 이유는 환사이의 간격이 넓어 덕트유동

성향이 강하기 때문에 입구의 차가운 공기가 마지막 루우버에까지 영향을 미치기 때문이다. 그러나 환파치가 작은 경우는 루우버유동 성향이 상대적으로

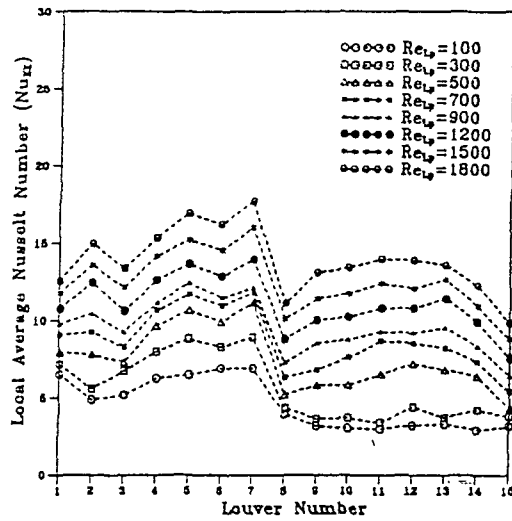


Fig. 14 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{LP}$ ) ( $F_p=20mm$ ,  $L_p=12mm$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $100 \leq Re_{LP} \leq 1800$ )

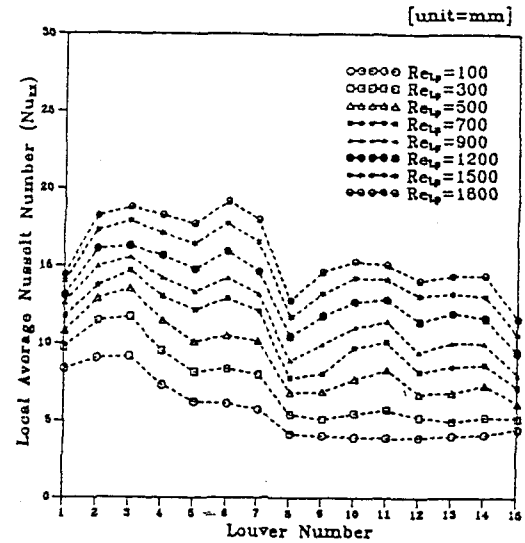


Fig. 16 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{LP}$ ) ( $F_p=20mm$ ,  $L_p=15mm$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $100 \leq Re_{LP} \leq 1800$ )

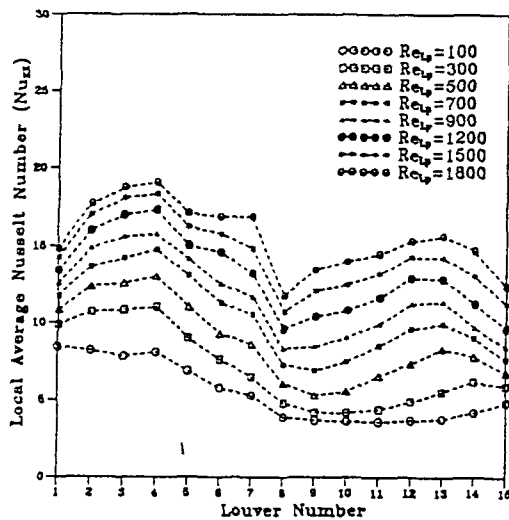


Fig. 15 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{LP}$ ) ( $F_p=20mm$ ,  $L_p=15mm$ ,  $\theta=20^\circ$ ,  $100 \leq Re_{LP} \leq 1800$ )

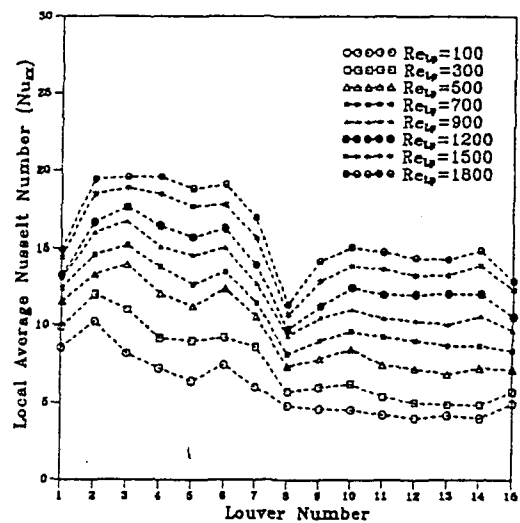


Fig. 17 Experimental local average Nusselt number( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number( $Re_{LP}$ ) ( $F_p=20mm$ ,  $L_p=15mm$ ,  $\theta=40^\circ$ ,  $100 \leq Re_{LP} \leq 1800$ )

로 강화되고 따라서 입구의 차가운 공기의 영향은 마지막 루우버까지 미치지 못하므로 상대적으로 마지막 루우버의 Nu수는 감소하는 경향을 나타낸다.

Fig.14~Fig.18은  $F_p=20\text{mm}$ ,  $L_p=12\sim 18\text{mm}$ ,  $\theta=20^\circ\sim 40^\circ$  범위에서  $Re_{Lp}$ 수에 따른 국소 평균 Nu수의 변화를 나타낸 그림으로 전체적인 경향은 3.1.1절의 평균 Nu수의 변화에서 언급한 바와 같이 루우버피치가 클수록, 루우버각이 클수록 국소 Nu수가 증가함을 볼 수 있다.

Fig.19는 Suga 등<sup>(20)</sup>의 실험결과와 본 실험결과를 비교한 그림으로 동일 조건에서 수행한 결과가 없어 가장 근사한 조건의 결과를 실었다. 그림에서 알 수 있듯이 Suga 등의 실험과 동일한 방법, 즉 측정하고자 하는 루우버만을 가열하여 구한 국소 평균 Nu수는 Suga의 결과처럼 전·후방 루우버군에서 큰 차이를 나타내지 않고 있다. 따라서 열 후류가 존재하지 않는 경우에는 Suga의 결과와 정성적으로 유사한 경향을 보이고 있으나 열 후류가 존재하는 경우의 국소 평균 Nu수는 열 후류의 영향

으로 후방 루우버 군으로 갈수록 점차 감소함을 볼 수 있다.

### 3.1.3 상관관계식

전술한 바와 같이 평균 Nu수는 루우버의 기하학적 조건( $L_p$ ,  $F_p$ ,  $\theta$ )과 유동조건( $Re_{Lp}$ 수)의 함수이므로 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$Nu = f \left( Re_{Lp}, \frac{L_p}{F_p}, \theta \right) \quad (5)$$

Nu수에 대한 상관관계식은 여러 연구가에 의해 발표되었는데 대표적인 경우는 Table 5와 같으며 여기서 볼 수 있듯이 Nu수는  $Re_{Lp}$ 의 0.43~0.5에 비례한다. 기존의 연구가들은 평판위 층류 경계층 유동에서의 Nu수는  $Re_x$ 의 0.5승에 비례하기 때문에 루우버원에서의 열전달 메커니즘도 평판위 층류 경계층 유동과 유사하다고 밝혔다. 본 실험에서 구한 데이터를 Multiple-regression method<sup>(21)</sup>를 사용하여 상관관계식을 구하면 식 (6)과 같다.

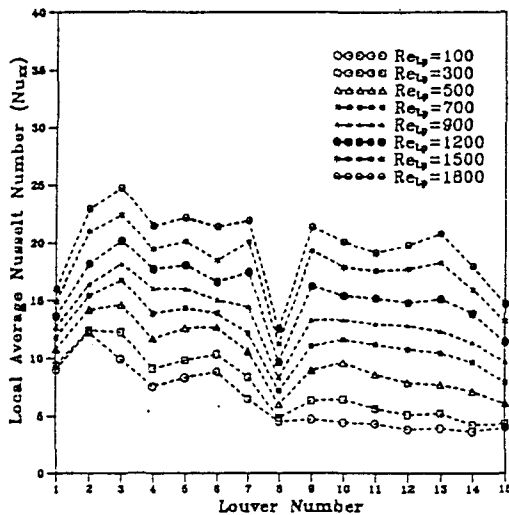


Fig.18 Experimental local average Nusselt number ( $Nu_{EX}$ ) vs. Reynolds number ( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20\text{mm}$ ,  $L_p=18\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $100 \leq Re_{Lp} \leq 1800$ )

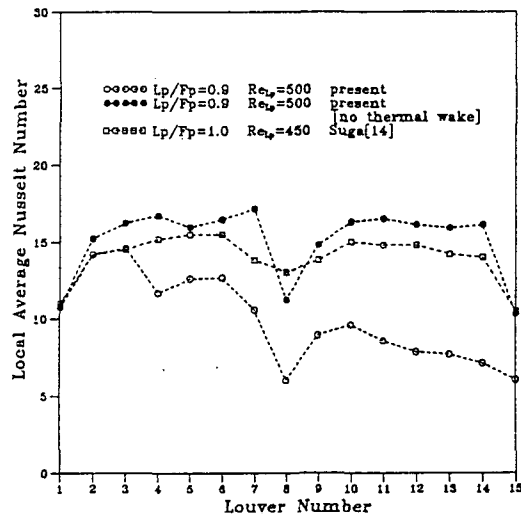


Fig.19 Comparison of experimental local average Nusselt number with other result [present :  $L_p/F_p=0.9$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $Re_{Lp}=500$ (thermal wake)  $L_p/F_p=0.9$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $Re_{Lp}=500$ (no thermal wake) Suga :  $L_p/F_p=1.0$ ,  $\theta=30^\circ$ ,  $Re_{Lp}=450$ ]

$$Nu = 0.91 Re_{L_p}^{0.52} \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{0.46} \theta^{0.1} \quad (6)$$

식 (6)에서 알 수 있듯이 본 실험 결과도 Nu수가  $Re_{L_p}$ 의 0.52승에 비례하였으며 Nu수의 의존도가 루우버각보다는 루우버피치대 핀피치비,  $L_p/F_p$ 에 더 의존함을 알 수 있다. Fig.20은 실험에 의한 평균 Nu수와 상관관계식에 의한 평균 Nu수를 비교한 것으로 상관관계식은 실험값과 최대  $\pm 10\%$  이내로 비교적 잘 일치하였다

### 3.2 압력강하량 분석

압력강하는 동력손실의 척도가 되므로 열교환기 설계에 있어서 중요한 설계 변수이다. 본 연구에서는 열교환기 전체에서의 압력강하특성을 분석하기 위해 무차원 압력강하량인 항력계수를 사용하여 기하학적 변화 및 유동조건에 따른 압력강하특성을 분석하였다. 2.3절에서 언급한 바와 같이 Smith<sup>(18)</sup>가 사용한 저항요소 개념을 도입하면 식 (7)로 항력계수를 표현할 수 있는데 이 식은 Davenport<sup>(5)</sup>가 사용한 식 (1)에 모델 전·후에서 발생하는 입·출구 손실이 작고 기준 면적이 모델 전면의 면적과 같다고 가정하면 동일한 식이 된다.

$$C_d = \frac{4P}{\frac{1}{2} \rho_{air} V_f^2} \quad (7)$$

본 실험에서는 단면의 갑작스런 변화에 의한 압력손실을 줄이기 위해 풍동의 축소부(contraction body)에서 가능한 모델 입구가 멀리 떨어지도록 하여 식 (7)과 식 (1)의 동일성을 도모하였다.

#### 3.2.1 항력계수의 변화

Fig.21과 Fig.22는  $L_p=12\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ 인 경우 흰피치를 변화시키면서 얻은 압력강하량과 항력계수를 나타낸 그림이고 Fig.23과 Fig.24는  $F_p=20\text{mm}$ ,  $\theta=30^\circ$ 인 경우 루우버피치를 변화시키면서 얻은 압력강하량과 항력계수를 나타낸 그림이다. 또한 Fig.25와 Fig.26은  $F_p=20\text{mm}$ ,  $L_p=15\text{mm}$ 로 고정시키고 루우버각을 변화 시켰을 때의 압력강하량과 항력계수를 나타내고 있다. 압력강하량의 경향은 루우버피치, 흰피치, 루우버각이 증가할수록 압력강하량이 증가함을 보였다. 이러한 경향은 루우버피치, 흰피치, 루우버각이 증가할수록 유동저항이 증가하여 압력강하량, 즉 항력계수가 증가하기 때문이다. Fig.23과 Fig.25를 비교해보면 루우버각의 변화( $20^\circ \sim 40^\circ$ )에 의한 압력손실이 루우버피치의 변화( $L_p=12, 15, 18\text{mm}$ )에 의한 압력손실보다 크며 또한 3.1.1절의 Fig.10과 Fig.11에서 언급한 바와 같이 평균 Nu수의 변화 폭은 루우버피치를 변화 시켰을 경우가 훨씬 크다. Nu수와  $f$ 에 의한 영향을 동시에 고려하기 위해 도입된 변수가 G.F.(goodness factor)이며 이것은 Stanton수대

Table 5 Comparison of correlations for Nusselt number

Researcher	Correlation	Experimental range
Achaichia & Cowell <sup>(22)</sup>	$Nu = 1.54 Re_{L_p}^{0.43} \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{0.19} \left( \frac{L_p}{T_p} \right)^{0.11} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{0.15} Pr$	$Re_{L_p} = 150 \sim 3000$ $F_p = 2.02\text{mm} \sim 3.33\text{mm}$ $L_p = 0.81\text{mm} \sim 1.4\text{mm}$ $\theta = 22^\circ \sim 29^\circ$
Davenport <sup>(5)</sup>	$Nu = 0.249 (Re_{L_p})^{0.48} L_h^{0.33} \left( \frac{L_L}{H} \right)^{1.1} H^{0.26} Pr$	$Re_{L_p} = 300 \sim 4000$ $F_p = 2.01\text{mm} \sim 3.35\text{mm}$ $L_p = 1.5\text{mm} \sim 3.0\text{mm}$ $\theta = 8.43^\circ \sim 35.92^\circ$
Aoki <sup>(11)</sup>	$Nu = 0.87 Re_{L_p}^{0.5} Pr^{1/3}$	$Re_{L_p} = 64 \sim 700$ $F_p = 1\text{mm}$ $L_p = 0.8, 1.0, 1.4\text{mm}$ $\theta = 35^\circ$

항력계수  $f$ 의 비로 표현되고 열교환기의 총체적인 효율(overall efficiency)을 나타내기 위해 사용한다. G.F.의 물리적 의미는 압력손실당 열전달율의

크기를 말하므로 G.F.가 클수록 좋은 열교환기라고 볼 수 있다.

그러나 압력손실을 다소 감수하더라도 열전달율이

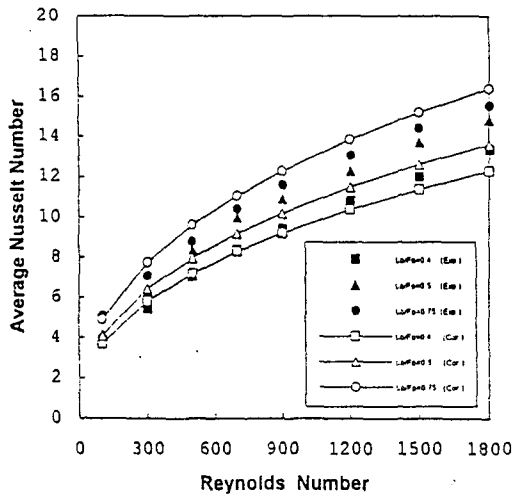


Fig.20 Comparison of experimental average Nusselt number with curves by the equation of correlation ( $L_p/F_p=0.4, 0.5, 0.75, \theta=30^\circ$ )

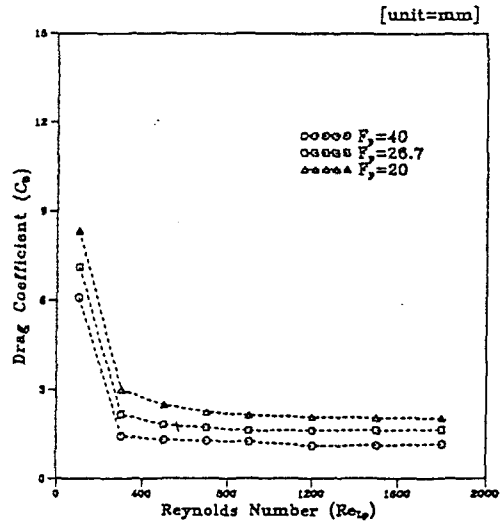


Fig.22 Experimental drag coefficient( $C_D$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20, 26.7, 40\text{mm}, L_p=12\text{mm}, \theta=30^\circ$ )

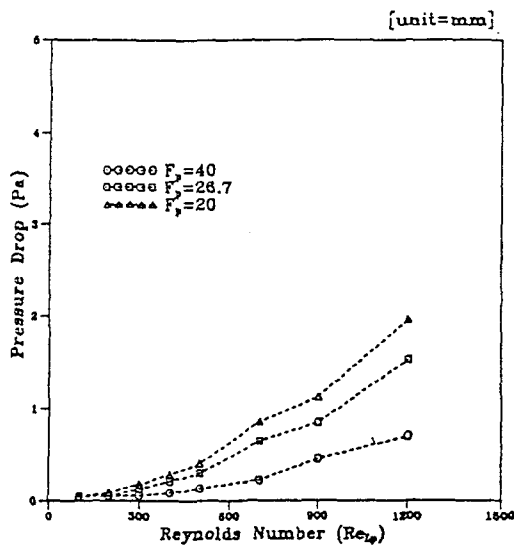


Fig.21 Experimental pressure drop( $\Delta P$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20, 26.7, 40\text{mm}, L_p=12\text{mm}, \theta=30^\circ$ )

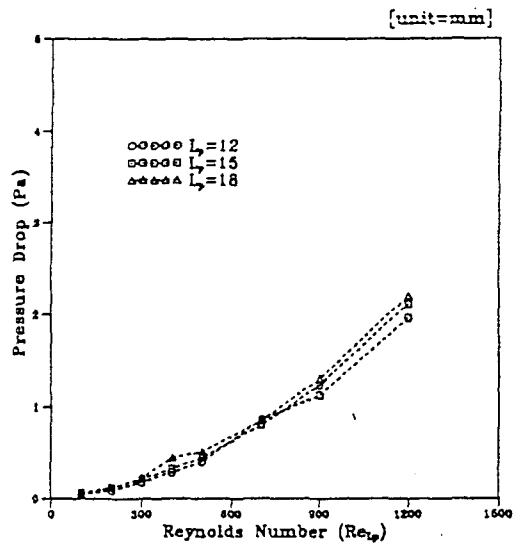


Fig.23 Experimental pressure drop( $\Delta P$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20\text{mm}, L_p=12, 15, 18\text{mm}, \theta=30^\circ$ )



우수한 형상으로 열교환기를 설계하는 것이 오늘날의 개발추세이다. 따라서 G.F. 기준만으로 열교환기의 성능을 평가하고 개발방향을 설정하면 시대에 뒤떨어지는 제품을 개발할 수가 있어 주의를 해야

한다. 또한 유체의 속도가 빠를수록 열전달율이 상승하지만 속도에 따른 압력손실의 증가량( $\Delta P \approx V^3$ )이 열전달율의 증가량( $h \approx V^1$ ) 보다 훨씬 큰 폭으로 증가하기 때문에<sup>(3)</sup> 열교환기 개발시 항상 열교환기의 작동범위를 염두에 두고 설계에 임해야 불필요한 동력 손실을 줄일 수 있다.

항력계수 곡선을 살펴보면 기울기가 급격히 변하는 영역과 기울기의 변화가 거의 없는 영역으로 구분할 수 있는데 기울기가 급한 영역에서는 마찰저항(friction drag)이 지배적이고 기울기의 변화가 거의 없는 영역에서는 형상저항(form drag)이 지배적 인자임을 알 수 있으며 이러한 변화 형태는 유동각의 변화가 급격히 일어나는 영역과 변화가 거의 없는 영역과 비교적 잘 일치한다.

3.2.2 상관관계식

루우버형 열교환기에서의 마찰계수에 관한 상관관계식을 실험을 통하여 처음으로 유도한 사람은 Davenport<sup>(5)</sup>로서 그는 일반 변수와 무차원 변수의 향으로 마찰계수를 유도하였으며 Achaichia와 Cowell<sup>(22)</sup>도 Reynolds수( $Re_{Lp}$ ), 원피치( $Fp$ ), 루우버피치( $Lp$ ), 튜브피치( $Tp$ ), 루우버높이( $Lh$ )의 값으로서 마찰계수에 대한 상관관계식을 실험을 통하여 구하였다. 이교승등<sup>(16)</sup>은  $Re_{Lp}$ ,  $Lp/Fp$ ,  $\theta$ 만

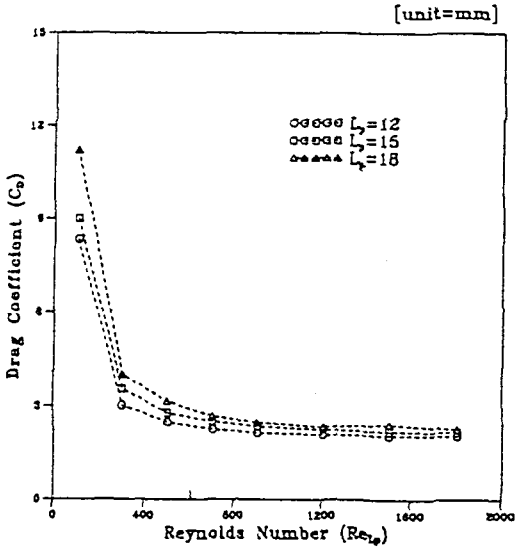


Fig.24 Experimental drag coefficient( $C_D$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20$ mm,  $L_p=12, 15, 18$ mm,  $\theta=30^\circ$ )

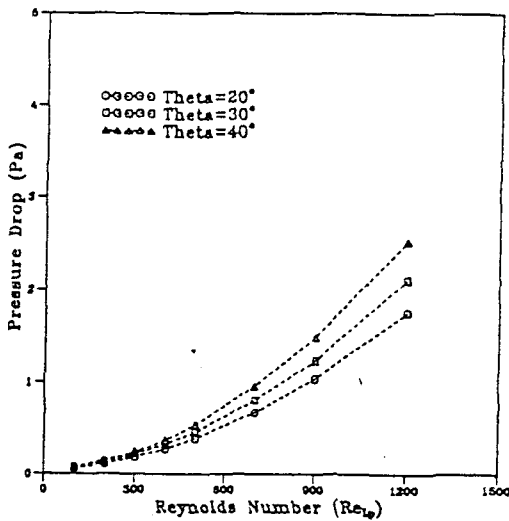


Fig.25 Experimental pressure drop( $\Delta P$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20$ mm,  $L_p=15$ mm,  $\theta=20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ )

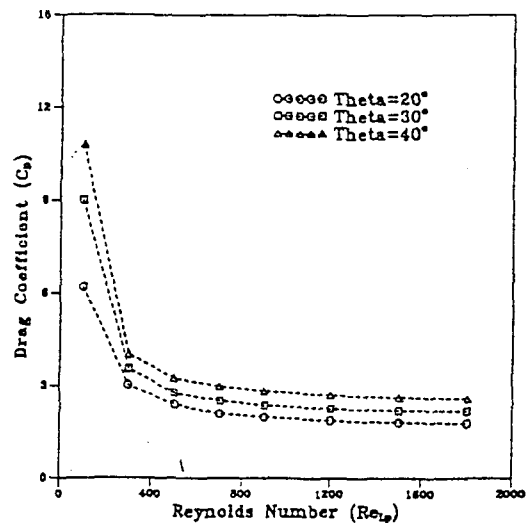


Fig.26 Experimental drag coefficient( $C_D$ ) vs. Reynolds number( $Re_{Lp}$ ) ( $F_p=20$ mm,  $L_p=15$ mm,  $\theta=20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ )

의 함수로 마찰계수에 대한 상관관계식을 유도하였는데 기존 연구에 대한 상관관계식을 Table 6에 나타냈다. 본 실험에서도  $Re_{Lp}$ ,  $L_p/F_p$ ,  $\theta$ 만의 함수로 항력계수를 식 (8)과 같이 구하였다.

$$C_D = 4.78 Re_{Lp}^{-0.80} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.84} (\theta')^{1.21}$$

for  $Re_{Lp} < 500$

$$C_D = 0.39 Re_{Lp}^{-0.12} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.67} (\theta')^{0.81}$$

for  $500 < Re_{Lp} < 1800$  (8)

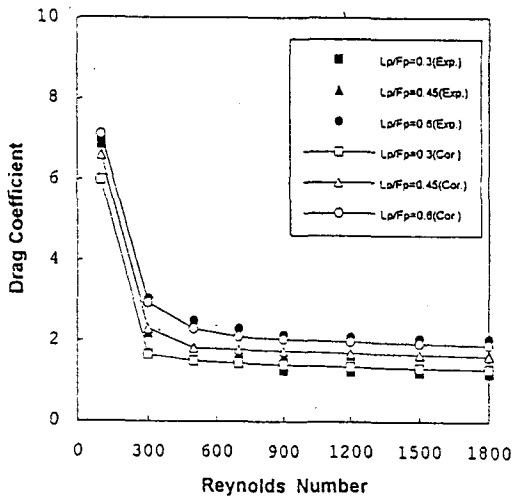


Fig.27 Comparison of experimental drag coefficients with curves by the equation of correlation ( $L_p/F_p=0.3, 0.45, 0.6, \theta=30^\circ$ )

본 실험에서 구한 상관관계식을 Davenport의 식과 비교해보면  $Re_{Lp}$ 의 지수는  $-0.80$ 으로서 근접한 값을 보이고 있다. 평판의 층류경계층 유동의 경우 Blasius방정식에 따르면 항력계수는  $Re_{Lp}^{-0.5}$ 에 비례한다. Davenport는 실험을 통해 구한 항력계수의 값들이 Blasius 방정식을 이용한 값보다 다소 크게 나왔지만 항력계수의 변화 형태가 층류 경계층 유동에서의 항력계수와 유사함을 들어 루우버형 주위에서의 유동은 층류 경계층 유동과 흡사하다고 주장한 바 있다. 그러나  $Re_{Lp}$ 수가 4000에 이르기까지 층류 경계층 유동이라고 단정하기에는 좀더 검토하여 볼 여지가 있다고 판단된다. Fig.27은 실험에 의한 항력계수와 상관관계식에 의한 항력계수를 비교한 것으로 상관관계식은 실험값과 평균  $\pm 11\%$  이내로 비교적 잘 일치하였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 자동차용 방열기로 사용되고 있는 실제모델을 기준으로 15배 확대, 상사시킨 27종의 모델을 사용하여 열전달 및 압력강하특성에 관한 실험을 다양한 변수영역 ( $Re_{Lp}=100\sim 1800, L_p/F_p=0.3\sim 0.9, \theta=20^\circ\sim 40^\circ$ )에 대하여 수행하였다. 연구결과 본 실험범위에서의 열전달 및 항력계수를 예측할 수 있는 상관관계식을 유도하였고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 루우버피치대 휜피치비와 루우버각이 클수록 루우버 유동경향이 상대적으로 증가함으로써 열전달 성능이 향상되어 평균 Nusselt수가 증가하였다.

Table 6 Comparison of correlations for drag coefficient

Researcher	Correlation	Range
Davenport <sup>(5)</sup>	$f=5.47 Re_{Lp}^{-0.72} L_h^{0.37} \left(\frac{L_L}{H}\right)^{0.89} L_p^{0.2} H^{0.23}$	$70 < Re_{Lp} < 900$
	$f=0.494 Re_{Lp}^{-0.39} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0.33} \left(\frac{L_L}{H}\right)^{1.1} H^{0.23}$	$1000 < Re_{Lp} < 4000$
Lee et. al <sup>(16)</sup>	$f=2.61 Re_{Lp}^{-0.71} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{3.26} (\theta')^{2.72}$	$50 < Re_{Lp} < Re_{Lp}^*$
	$f=0.07 \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{2.879} (\theta')^{1.99}$	$Re_{Lp}^* < Re_{Lp} < 2000$ $Re_{Lp}^* = 15.92(L_p/F_p)^{1.23}$ $(\theta'/\pi)^{1.77}$

본 실험범위에서는 루우버피치대 환피치비가 0.9 ( $L_p=18\text{mm}$ ,  $F_p=20\text{mm}$ )이고 루우버각이  $40^\circ$  인 경우 열전달 성능이 가장 좋게 나타난다.

2) 루우버각이 열전달 성능에 미치는 영향은 루우버피치와 환피치에 의한 영향보다 상대적으로 작다.

3) Reynolds 수가 낮은 영역 ( $Re_{Lp} < 500$ )에서는 후방 루우버군에 미치는 열후류의 영향이 강하게 작용하므로 후방 루우버군에서의 국소 평균 Nusselt 수가 전방 루우버군에 비해 감소하지만 Reynolds 수가 증가함에 따라 ( $Re_{Lp} > 500$ ) 후방 루우버군에 미치는 열후류의 영향이 Reynolds 수가 낮은 경우에 비해 감소하여 후방 루우버군에서의 국소 평균 Nusselt 수는 상대적으로 증가한다.

#### 참 고 문 헌

1. F. N. Beauvais, 1965, "An Aerodynamic Look at Automotive Radiator", SAE Paper No. 650470.
2. R. K. Shah and R. L. Webb, 1993, "Compact and Enhanced Heat Exchangers", in Heat Exchangers : Theory and Practice, ed. J. Taboek, G. F. Hewitt and N. Afgan, Hemisphere Pub. Corp. Washington D. C., pp. 425~468.
3. W. M. Kays and A. L. London, 1984, *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., McGraw-Hill.
4. L. T. Wong and M. C. Smith, 1973, "Air Flow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger", SAE Paper No. 730237.
5. C. J. Davenport, 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin", Heat Transfer-Seattle 1983 AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19~27
6. T. Tanaka, M. Itoh, M. Kudoh, and A. Tomita, 1984, "Improvement of Compact Heat Exchangers with Inclined Louvered Fins", Bulletin of the JSME, Vol. 27, No. 224, pp. 219~226.
7. P. Howard, 1987, "An Analytical Model for Heat Transfer and Friction Characteristics of a Multi-Louvered Fin Heat Exchanger," Master Paper, The Pennsylvania State University.
8. S. J. Baldwin, P. White, A. J. Al-Daini and C. J. Davenport, 1987, "Investigation of the Gas Side Flow Field in Multilouvered Ducts with Flow Reversal" Proc 5th Int. Conf., Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Vol. 5, Part 1, Montreal, Canada.
9. A. Achaichia and T. A. Cowell, 1988, "A Finite Difference Analysis of Fully Developed Periodic Laminar Flow in Inclined Louver Arrays", 2nd UK National Heat Transfer Conference, Glasgow, Sept.
10. M. Hiramatsu, T. Ishimaru and K. Matsuzaki, 1989, "Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger(1st Report, Numerical Analysis of Heat Transfer on Louvered Fins)", Trans, J. S. M. E., 55~519, pp. 3349~3456.
11. H. Aoki, T. Shinagawa and K. Suga, 1989, "An Experimental Study of Local Heat Transfer Characteristics in Automotive Louvered Fins", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp. 293~300.
12. R. L. Webb, 1990, "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", SAE Paper No. 900732.
13. M. R. Heikal, A. A. Antoniou and T. A. Cowell, 1990, "Measurement of Local Velocity and Turbulent Levels in Arrays of Louvered Plate Fins" Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Jerusalem, Vol. 4.
14. 이기백, 권순석, 김경근, 1990, "열 유체기기의 성능향상과 설계기초 연구", KOSEF 87-0213-06, 한국과학재단.
15. 강창수, 최태민, 1993, "루버 핀을 지나는 공기의 유동특성에 대한 기초적 연구" 대한기계학회 논문집, 제17권. 제15호, pp. 1276~

- 1293.
16. 이교승, 전창덕, 이진호, 1994, "루우버형 열교환기의 유동구조 및 압력강하 특성에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제 6 권, 제 2 호, pp. 140~154.
  17. A. Achaichia, M. R. Heikal, Y. Sulaiman and T. A. Cowell, 1994, "Numerical Investigation of Flow and Friction in Louvered Fin Arrays", Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Brighton, UK, Vol. 4.
  18. M. C. Smith, 1972, "Performance Analysis and Model Experiments for Louvered Fin Evaporator Core Development", SAE Paper No. 720078.
  19. R. K. Shah, A. L. London, 1974, "Thermal Boundary Conditions and Some Solutions for Laminar Duct Flow Forced Convection", Journal of Heat Transfer, pp. 159~165.
  20. K. Suga, H. Aoki and T. Shinagawa, 1990, "Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat Transfer of Louvered Fins Using Overlaid Grids", JSME International Journal Series II, Vol. 33, No. 1.
  21. Samprit Chatterjee and Bertram Price, 1977, *Regression Analysis by Example*, John Wiley & Sons.
  22. A. Achaichia and T. A. Cowell, 1988, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", *EXperimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 147~157.