

루우버형 열교환기의 유동구조 및 압력강하 특성에 관한 연구

Study of Flow Structure and Pressure Drop Characteristics in the Louvered-Fin Type Heat Exchanger

이 교 승*, 전 창 덕*, 이 진 호**
K. S. Lee, C. D. Jeon, J. Lee

Key words : Louvered-Fin(루우버형), Flow Visualization(유동가시화), Correlation(상관관계식), Flow Efficiency(유동효율), Drag Coefficient(항력계수)

Abstract

Experimental studies were performed to determine the characteristics of flow structure and pressure drop in 15 : 1 scale models of multi-louvered fin heat exchanger in a wide range of variables ($L_p/F_p=0.5\sim 1.23$, $\theta=27^\circ\sim 37^\circ$, $Re_{LP}=50\sim 2000$). Flow structure inside the louvered fin was analyzed by smoke-tube method and new correlations on flow efficiency and drag coefficient were suggested. The new definition for flow efficiency, which modifies the existing flow efficiency, can predict the flow efficiency in the range above mentioned and is represented as a function of Reynolds number, louver pitch to fin pitch ratio, louver angle at low Reynolds number. Drag coefficient which is defined here is a function of Reynolds number, louver pitch to fin pitch ratio, louver angle below critical Reynolds number, and can be represented by a function of louver pitch to fin pitch ratio only above the critical Reynolds number.

기 호 설 명

Roman Letter Symbols

C_D : 무차원 항력계수
 D_o : 실제 유동거리[mm]
 D_h : 수력직경[mm]

D_i : 이상적 유동거리[mm]
 f : 마찰계수
 H : 흰높이[mm]
 L : 튜브길이[mm]
 L_1 : x 축방향에 평행한 입구루우버 길이[mm]
 L_h : 루우버 높이[mm]
 L_L : 루우버 길이[mm]
 L_p : 루우버 피치[mm]
 N_o : 실제유동이 통과한 루우버 갯수
 N_i : 이상적인 경우 유동이 통과한 루우버 갯수

* 연세대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 연세대학교 기계공학과

- P : 압력[Pa]
- Re_{Dh} : 수력직경 기준 레이놀즈수(VD_h/ν)
- Re_{Lp} : 루우버피치 기준 레이놀즈수(VL_p/ν)
- Re_{Lp}^* : Webb이 정의한 임계 레이놀즈수
- Re_{Lp}^{**} : 실험으로부터 구한 임계 레이놀즈수
- V_f : 입구 속도[m/s]

Greek Letter Symbols

- α : 평균 유동각
- Δ : 차이
- η : Webb이 정의한 무차원 유동효율
- η^* : 본 실험으로부터 구한 무차원 유동효율
- θ : 루우버 각[deg]
- ν : 동점성 계수[m²/s]
- ρ_{air} : 공기 밀도[kg/m³]

1. 서 론

에너지 자원의 고갈 및 에너지 소비의 증가 추세로 인하여 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고효율의 열교환기 개발이 절실히 요구되고 있으며 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성때문에 단위부피당 전열면적이 큰 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 관심속에 개발되어 사용중에 있다.

열교환기 설계시 우선적으로 고려해야 할 설계변수(design parameter)는 대상계에 따라 변하는데 우주선이나 항공기 또는 소형, 경량화 차량의 경우 무게와 크기가 중요한 매개변수가 된다.¹⁾ 자동차 산업의 발달과 더불어 자동차에 사용되는 냉·난방장치 역시 무게와 크기가 중요한 설계변수이다. 특히 자동차나 가정용 공조기등에서는 크기와 중량은 감소시키면서 열전달효과를 증가시킬 수 있는 고밀도 열교환기의 사용이 요구된다. 따라서 자동차용 열교환기 즉, 방열기(radiator), 응축기(condenser), 증발기(evaporator) 등에는 스트립형(strip fin)이나 루우버형(louvered fin) 열교환기가 주로 사용된다. 자동차의 경우를 살펴보면 전체 열전달계수는 기체측(gas-side)의 열전달계수에 의해 결정되는데 이는 지배적인 열저항이 공기측에서 발

생하며 이것이 전체 열저항의 80% 이상을 차지하기 때문이다. 따라서 공기측 열저항을 줄임으로써 열교환기의 전열성능을 크게 증가시킬 수 있다. 열저항을 줄이는 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데 첫째는 흰(fin)과 같은 확장표면(extended surface)을 부착시켜 전열면적을 증가시키는 방법이고 둘째는 공기측의 열전달계수를 증가시키는 방법이다. 후자는 다시 두 가지 즉, 연속적인 표면을 사용하는 방법과 불연속적인 표면을 사용하는 방법으로 나뉘어진다. 연속적인 표면의 경우는 갑작스런 속도의 변화로 인해 유도되는 counter-rotating velocity를 이용하여 열전달을 증가시키는 것으로 그 예로써 파형흰(wavy fin)과 딴플흰(dimple fin) 등이 있다. 불연속적인 표면을 갖는 경우는 경계층의 반복적인 성장과 소멸을 통해 전열특성을 향상시키는 것으로 루우버흰(louvered fin)과 스트립흰(strip fin)이 있다. 이 경우 표면은 불연속적이지만 유동방향 변화는 최소로 유지시켜 선단(leading edge)에서 마찰계수와 열전달계수는 매우 커지나 끝단으로 가면서 이 두 값은 모두 감소하게 된다. 이러한 불연속 조건을 반복적으로 행하므로써 높은 열전달효과를 얻을 수 있다. 같은 조건하에서 불연속 표면을 갖는 흰이 연속적인 표면을 갖는 흰보다 전열성능면에서 좋으나 생산비용이 더 들고 마모, 파손등이 쉽게 일어날 수 있으며 또한 이 물질에 의한 오염의 위험성이 상대적으로 크다는 문제점을 가지고 있다. 또한 불연속표면을 갖는 흰의 압력손실은 전단면(cut edge)의 상태에 따라 매우 큰 영향을 받는데 자동차의 경우 압력손실이 크면 동력손실이 커지기 때문에 열교환기 내부에서 최적의 유동상태를 유지해야 한다. 전형적으로 중형차량의 경우 160km/h 주행시 총항력은 8~10마력 정도이고 이 중 8~10% 정도가 방열기에서 발생하는 유동저항으로 인한 손실이다. 루우버흰은 대량생산이 가능하기 때문에 자동차 산업분야에 많이 사용되는데 전형적인 루우버흰에 대한 기하학적 모습과 일반적인 유동형태는 Fig.1 및 Fig.2와 같다. 루우버 형상에 대한 연구는 1950년대 부터 시작되었으나 유동특성과 전열특성에 대한 연구가 본격적으로 진행된 것은 최근 20년간이다. Kays와 London²⁾에 의해서 처음으로 루우버흰에서의 전열특

성과 압력강하에 대한 자료가 발표되었으나 사용된 샘플의 형상이 현재 산업분야에서 사용되지 않는 것들이어서 직접적인 자료로서 활용할 수 없으며 그 후 Beauvais³⁾는 실제 모델을 10배 확대한 상사 모델을 사용하여 루우버가 어떻게 공기유동방향에 영향을 미치는가를 알기 위해 연기를 이용하여 실험을 하였으며 이를 통해 루우버가 단지 공기유동방향에 표면 거칠기 효과만을 극대화 시킬 것이라는 기존의 생각이 잘못된 것임을 밝혔으나 상세한 결과에 대해서는 언급하지 않았다. Wong과 Smith⁵⁾는 5배 확대시킨 상사모델을 사용하여 열전달과 압력강하를 측정하였고 실제 모델과의 비교를 통해 상사모델의 타당성을 밝혔으며 항력요소(drag element)를 도입하여 루우버회에서 공기 압력손실을 모델화하기 위한 시도를 하였다. 80년대에 들어 Davenport⁶⁾는 8종의 루우버회에 대하여 열전

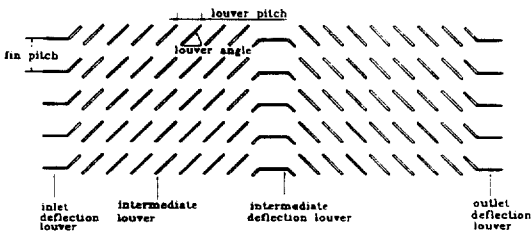


Fig.1 Cross section of the louvered-fin heat exchanger geometry

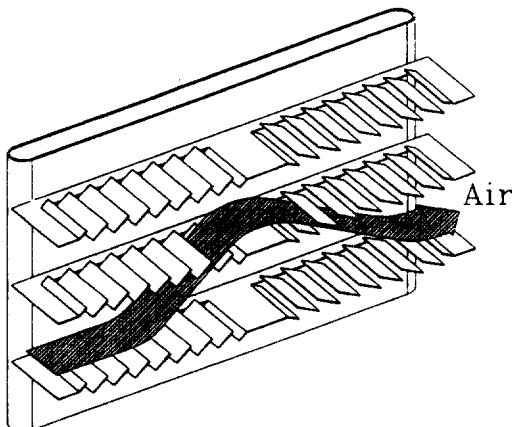


Fig.2 Typical deviation of the flow by the louver

달과 유동마찰에 대한 데이터를 제시하고 평판에서의 층류 경계층이론과 비교하였으며 스트립현의 실험치와도 비교하였다. 사용된 루우버의 재질은 두께가 0.075mm인 구리박판이었으며 Pohlhausen 식과 Blasius 식에서 얻은 결과와 수력직경(hydraulic diameter)을 기준으로한 Reynolds수를 사용하여 데이터를 정리했을 경우 데이터간의 상관관계를 얻기가 힘들었으나 루우버피치를 기준으로 했을 경우 비교적 정확한 상관관계식을 얻을 수 있었다. Achaichia와 Cowell⁷⁾은 낮은 Reynolds수(L_p 기준)에서는 유동이 층류관로 유동과 비슷하고 높은 Reynolds수에서는 평판에 대한 층류 경계층 유동과 유사함을 밝혀냈다. 또 수치해석을 통하여 Reynolds수가 증가함에 따라 평균유동각(mean flow angle)이 루우버각에 접근함을 보였다. 최근 Howard⁸⁾는 10배 확대 모델에 대해 수조안에서 염료주입법(dye injection method)을 사용한 유동가시화를 기초로 처음으로 유동효율을 정의하였다. Webb⁹⁾은 실제 모델을 10배 확대하여 루우버피치를 특성길이로한 Reynolds수 400~4000 범위에서 염료주입법을 사용하여 수조실험을 행하였다. 그는 무차원 유동효율(flow efficiency)을 정의하였으며 무차원 유동효율과 Reynolds수로써 데이터를 표시하였다. 실험결과 유동효율은 Reynolds수, 루우버피치와 회전피치비, 루우버각이 커짐에 따라 증가하고 임계 Reynolds수에 도달하면 Reynolds수에 독립적임을 밝혔다. 강창수¹¹⁾ 등은 13배 확대모델에 대하여 수조안에서 염료주입법으로 유동가시화 실험을 하였고 수치해석을 통하여 유동 및 전열특성에 대해 연구하였다.

현재까지 진행되어온 연구결과에서 확인된 바와 같이 루우버회 내부에서의 유동은 Reynolds수, 루우버피치, 회전피치와 루우버각 등의 함수임을 알 수 있으나 대부분의 연구가 특정 형상의 루우버에 국한되어 있거나 국부적인 실험 및 수치해석 결과에만 의존하고 있어 보다 넓은 범위에서의 실험이 다각적으로 요구되며 특히 대부분의 유동 가시화 실험이 수조를 이용하였기 때문에 유동매질로서 공기를 이용한 본 연구는 보다 실제 유동조건에 가깝다고 할 수 있다.

본 논문에서는 실제 사용중인 자동차용 방열기

및 난방용 히터의 15배 상사모델을 사용하여 Reynolds수, 루우버피치와 환피치비, 루우버 각의 변화에 대해 공기를 작동 유체로 하는 유동조건에서 명확한 유동구조를 분석하고 동력손실에 주된 원인이 되는 압력강하 특성을 규명하고자 한다.

2. 실험

2.1 실험모델

본 연구에서 사용된 실험모델은 현재 자동차용 방열기로 사용하고 있는 실제 모델을 기준으로한 15배 상사모델로서 주요 기하학적 치수는 Table 1과 같다. 실험에 사용된 환재질은 두께 1.5mm의 알루미늄판이며 양쪽 벽면은 가시화가 용이하고 또한 실제 튜브조건의 치수를 만족시킬 수 있도록 두께 35mm의 아크릴판을 가공하여 사용하였다. Fig.3은 실험모델의 기하학적 모습이다.

2.2 실험장치

실험장치는 크게 풍동, 연기발생장치와 데이터처리 시스템으로 구분되며 실험장치의 개략도는 Fig.4와 같다.

Table 1 Specification of test samples [unit : mm]

Sample	Variable				
	F_p	L_p	θ	L_p/F_p	L
Sample 1	15.79	13.5	27°	0.85	280
Sample 2	21.53	13.5	27°	0.63	280
Sample 3	27.27	13.5	27°	0.5	280
Sample 4	15.79	16.5	27°	1.04	326
Sample 5	15.79	19.5	27°	1.23	378
Sample 6	21.53	13.5	30°	0.63	280
Sample 7	21.53	13.5	37°	0.63	280

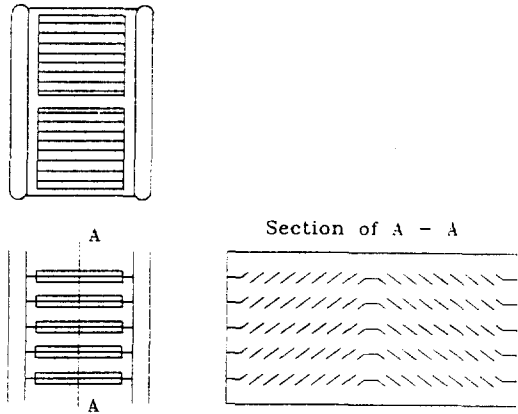


Fig.3 Schematic diagram of test section

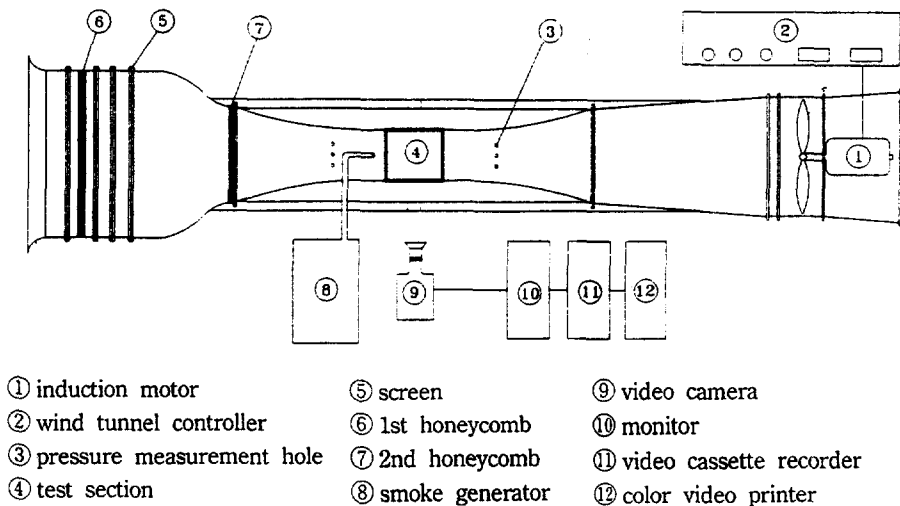


Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2.1 풍 동

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

2.2.2 연기발생장치(Smoke Generator)

연기 가시화방법은 유동장내에 연기의 작은 입자를 흐름방향으로 분사시켜서 형상내의 유동을 추적하는 방법으로 이때 분사된 연기의 입자는 유선을 따라 움직이게 된다.^{3,10)} 연기입자가 유선을 따라 자유로이 이동하기 위해서는 충분히 작아야 하며 농도가 균일할수록 선명한 스트리라인(streak-line)을 얻을 수 있다. 연기 발생을 위해 사용되는 물질로는 담배, 나무, 밀집, 티타늄 테트라클로라이드(titanium tetrachloride), 수증기, 탄화수소계(hydrocarbon) 오일 등이 있다. 연기입자의 크기가 0.15 μ m 이상되어야 빛을 충분히 산란시키므로 입자크기가 보통 0.3~1.0 μ m인 파라핀계 오일 같은 carbon 오일을 많이 사용하는데 사용되는 오일은 가능한 인체에 무해해야 하고 화학반응에 의해서

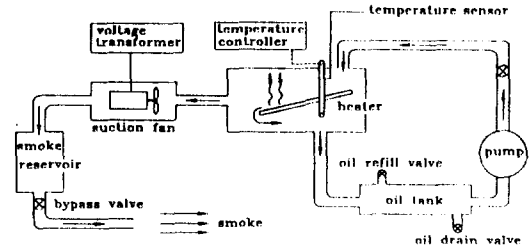


Fig.5 Schematic diagram of smoke generator

실험장치를 부식시켜서는 안되며 또한 빛의 산란 효과가 뛰어나서 촬영이 용이해야 한다. 본 연구에서는 파라핀계 오일을 사용하였으며 유동패턴 분석을 위하여 제작된 연기발생장치의 개략도는 Fig.5와 같다.

연기발생 원리는 다음과 같다. 오일순환펌프를 사용하여 파라핀계 오일을 경사진 관히터에 제한적으로 순환시킨다. 가열방법은 직접가열 방식으로 온도조절장치를 사용하여 히터온도를 170 $^{\circ}$ C로 유지시킨다. 발생된 연기는 흡입팬에 의해서 연기저장소를 통하여 노즐부로 배출된다. 노즐은 스테인레스스틸 튜브(외경 ϕ 2~4)를 사용하였으며 노즐을 통해 나오는 연기의 속도는 전압조절장치(voltage transformer)를 사용하여 흡입팬의 회전수를 조절하므로써 풍동의 유속과 일치시킨다. 본 실험을 수행하기에 앞서 연기안정도(smoke flow stability)를 시험한 결과 0~4m/s에서 충분히 안정된 연기선(smoke line)을 얻을 수 있었다.

2.2.3 유동화면 기록 및 압력측정 장치

본 실험에 사용된 유동화면 기록장치의 제원은 Table 3과 같다. 특히 실험에 사용된 칼라 비디오

Table 2 Specification of wind tunnel

Type	Suction Type Wind Tunnel
Velocity Range	0.1~20m/s
Turbulent Intensity	1%
Fan	Type : aerofoil fan Max. Air Features : 160CMM
Motor	Type : induction motor AC220V, 3 ϕ , 3.7kW RPM Control : inverter PWM control
Screen	Type : sus 304 #24 mesh \times 4 Material : SS41
Honey-comb	Material : Al, Polypropylene Size : 750 \times 750 \times 100 300 \times 300 \times 50
Contraction ratio	41.7~56.5 : 1

Table 3 Specification of video-color printer system

Monitor	25" S-VHS Monitor, Model2604, GoldStar
Super Video Camera	Model NV-S77, PANASONIC, (\times 20)
Super VTR	Model S751, HITACHI
Color video printer	Model CVP-G7, SONY

프린터는 비디오 카메라와 같은 영상촬영장치로부터 얻은 영상을 모니터링(monitoring)하면서 원하는 현상을 즉시 칼라 사진으로 인화시킬 수 있는 장치이다.

상사모델의 입·출구에서의 차압(pressure drop)을 얻기 위하여 3공 피토티브(3-hole pitot tube)와 디지털 마노메타(digital manometer)를 사용하였다. 본 실험에 사용한 디지털 마노메타는 1/1000mm/H₂O까지 측정이 가능하므로 정확히 차압을 얻을 수 있었으며 피토티브의 이송은 PC로 제어되는 3차원 이송장치를 사용하여 측정위치까지 정확히 이송한다. 압력측정 장치의 제원은 Table 4와 같다.

Table 4 Specification of pressure measurement system

Pitot Tube	Type : 3-hole pitot tube Probe dia. : 4mm UNITED SENSOR & CONTROL CORP.
Digital Manometer	Instrument range : ±19.999mmH ₂ O or 0~18m/s Model : FCO 12 FURNECE CONTROL LTD.

2.3 실험방법

본 연구에서는 기하학적 형상이 다른 7개의 모델에 대해 Reynolds수를 변화시키면서 실험을 하였다. 기준 속도로는 실험모델 입구에서의 속도를 사용하였는데 입구속도는 열선풍속계를 사용하여 수 회 반복 측정 후 평균값을 사용하였다. 유동구조 분석 실험은 연기의 흐름이 확산되어 가시화가 불가능해지는 영역까지 행하였으며 압력 강하 특성 실험은 보다 넓은 영역($Re_{L_p} = 100 \sim 2000$)에서 행하였다. 실험모델의 변수별 분류는 Table 5에 나타나 있다.

2.3.1 유동구조 분석 실험

실험모델을 장착한 후 풍동의 인버터 주파수를 조절하여 측정 속도에 맞추고 연기발생장치의 노즐을 미세거리 이송장치를 사용하여 각각의 흰 사이 중앙에 위치시킨다. 연기발생장치의 히터를 예열

시킨 후 히터의 온도가 실험온도에 도달하면 오일순환펌프를 작동하여 오일을 제한적으로 히터로 보낸다. 초기에 발생된 연기는 바이패스(bypass)밸브에 의해서 외부로 배출되고 이 후 발생되는 보다 농도가 진한 연기는 흡입팬을 통하여 연기저장소를 거쳐 노즐로 분사된다. 이때 노즐의 분사속도는 전압 조절장치에 의해 흡입팬의 회전수를 조절하므로써 유속과 일치시킨다. 연기가 유동장내로 분사되면 비디오 카메라를 작동시켜 유동형상을 촬영한다. 처음에는 4개의 노즐을 사용하여 전체적인 유선의 형태 및 상·하 경계면에서의 효과를 분석하고 유동 효율이 큰 경우에는 단일 노즐을 사용하였다. 이와 같은 방법으로 $0.5 \leq L_p/F_p \leq 1.23$, $\theta = 27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$ 의 실험범위에서 Reynolds수를 변화시켜가며 반복실험을 하였다.

2.3.2 압력강하 측정실험

기본적인 풍동의 작동방법은 유동구조 분석 실험과 동일하다. 3차원 미세거리 이송장치에 3공 피토티브를 장치한 후 디지털 마노메타의 영점조정(zero-setting)을 한다.

Fig.4에 나타나 있는 압력측정 홀(hole)에 프로브(probe)를 삽입하여 미리 정해진 9개의 위치에서 압력값을 읽은 후 평균값을 구하였다.

Table 5 Range of experiment

Variable	Sample			
	Sample1	Sample2	Sample3	
F_p (mm)	F_p	15.79	21.53	27.27
	L_p	13.5		
	L_p/F_p	0.85	0.63	0.5
	θ	27°		
L_p (mm)		Sample1	Sample4	Sample5
	F_p	15.79		
	L_p	13.5	16.5	19.5
	L_p/F_p	0.85	1.04	1.23
θ	27°			
θ		Sample2	Sample6	Sample7
	F_p	21.53		
	L_p	13.5		
	L_p/F_p	0.63		
θ	27°	30°	37°	

3. 실험결과 및 분석

실험 데이터는 유동구조 분석 실험의 경우 Reynolds수를 50씩, 압력강하 특성 실험의 경우는 Reynolds수를 100씩 변화시키며 측정하였다. 실험 데이터의 신뢰성을 위해 4회 이상의 반복실험을 수행하였다. 유동구조 및 압력강하 특성에 밀접한 관계가 있는 변수들에 대하여 분석된 결과를 도식적으로 표시하였으며 최종적으로 본 실험범위에서 유동효율 및 압력강하 특성을 예측할 수 있는 상관관계식을 멀티플-리그레션방법(multiple regression method)¹²⁾으로 구하였다.

3.1 유동구조 분석

3.1.1 유동효율

지금까지의 연구방법은 유동길이(L)을 고정시킨 후 루우버피치, 휨피치, 루우버각을 변화시켜 실험을 하였다. 따라서 길이 L을 고정시키고 루우버피치를 변화시키기 위해서는 루우버 갯수를 달라져야 한다. 그러나 본 연구에서는 루우버 갯수를 고정시키고 루우버피치, 휨피치, 루우버각을 변화시키면서 실험을 하였다. 그러므로 루우버피치를 변화시키면 유동방향으로의 길이가 달라져야만 한다. Table 1에 나타냈듯이 루우버피치를 13.5mm, 16.5mm, 19.5mm로 변환시켰을 때 그에 따른 유동방향으로의 길이(L)는 각각 280mm, 326mm, 378mm로 변화한다. 유동특성을 분석하기 위한 방법으로 Webb⁹⁾은 무차원 유동효율을 Fig.6과 같이 정의하였다.

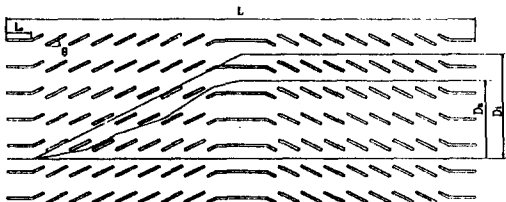


Fig.6 Sketch for flow efficiency defined by Webb

$$\begin{aligned} \text{flow efficiency}(\eta) &= \frac{\text{actual transverse distance}}{\text{ideal transverse distance}} \\ &= \frac{D_a}{D_i} \end{aligned} \quad (1)$$

$$D_i = \left(\frac{L}{2} - L_1\right) \tan \theta$$

Webb의 식은 앞에서 언급했듯이 유동형태가 루우버유동(louver flow)이 될수록 즉, 유동효율이 클수록 공기와 휨의 접촉면적이 증가하기 때문에 열전달효과가 증가함을 보여준다. 그러나 본 실험 결과를 Webb의 정의에 의해 정리했을 경우 데이터를 일관성있게 정리하기 어려운 경우가 발생하였다. 첫째 휨피치와 루우버각이 일정하고 루우버피치를 변수로 하는 실험모델의 경우인 본 실험에서는 루우버 갯수를 고정시켰기 때문에 유동방향으로 실험모델의 길이가 증가한다. 즉 Webb식의 분모 D_i 가 증가한다. 그러므로 루우버피치가 커질수록 유동효율은 증가하지만 유동방향 길이 L이 큰 쪽으로 증가하기 때문에 결과적으로 루우버피치 증가가 유동효율 증가에 미치는 영향을 분명하게 밝힐 수 없었다. 둘째 휨피치와 루우버피치가 일정하고 루우버각을 변수로 하는 경우 각도의 증가로 인해 유동효율이 증가하지만 분모 D_i 의 증가분이 커지게 되어 첫번째 경우와 같은 결과를 얻게 된다. 이와같은 이유는 유동방향의 길이에 대한 기준을 고려하지 않았기 때문이며 두번째 문제점이 발생하지 않는 결과만을 Webb이 실험을 통해 얻었기 때문으로 판단된다. 따라서 Webb이 정의한 무차원 유동효율식을 이용해서는 본 실험 데이터를 합리적으로 처리할 수 없기 때문에 새로운 유동효율식의 정의가 필요하다. 그러므로 다음과 같은 수정된 유동효율식을 정의하여 실험결과를 정리하였다.

Modified Flow Efficiency(η^*)

$$\begin{aligned} &= \frac{\text{실제 유동이 통과한 루우버갯수}}{\text{이상적인 경우 유동이 통과한 루우버갯수}} \\ &= \frac{N_a}{N_i} \end{aligned} \quad (2)$$

3.1.2 기하학적 변수 및 Reynolds수에 의한 유동구조 변화

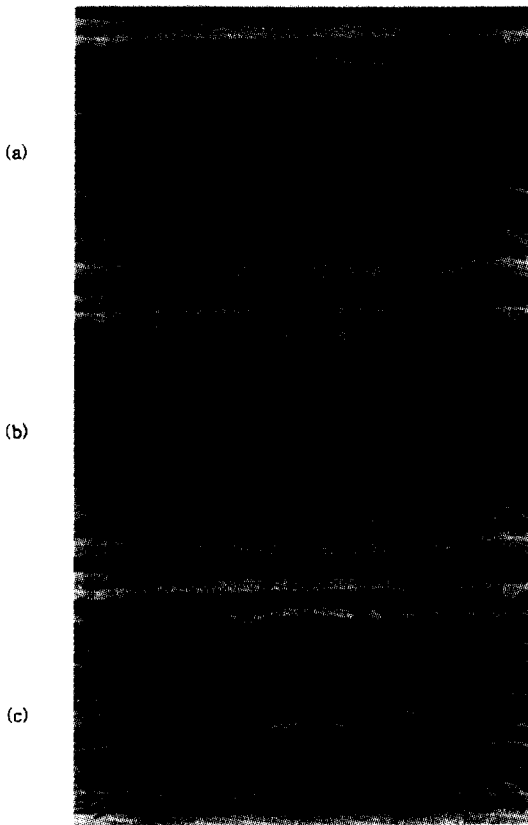
휨 내부에서의 유동형상은 Reynolds수 및 기하학적 변수의 영향에 따라 축방향에 평행한 유동(duct flow)에서 루우버에 평행하게 흐르는 유동(louver flow)까지 다양한 형태를 보인다. Fig.7~Fig.

9는 실험에서 얻은 사진들이며 변수의 영향에 따른 유동형태의 변화를 보여준다. 그림에서 볼 수 있듯이 제1~3번 노즐에서 분사된 여기가 다음 루우버층으로 통과하는 위치를 살펴보면 노즐이 윗쪽에 위치할수록 입구영역쪽으로 이동된 모습을 볼 수 있다. 이것은 각 층에서의 압력구배가 다르다는 사실을 보여준다. 제4번 노즐의 경우 윗판의 영향으로 더 이상 다음층으로 올라가지 못하고 중앙방향전환 루우버에 의해서 유동방향이 바뀌게 되며 윗판에 부딪힌 유동은 와류를 형성한다. 즉, 다른 세개층의 유동과는 다른 유동형태를 갖는다. 와류현상은 상부 경계면에서 뿐만아니라 루우버와 루우버 사이에서도 발생하는데 이는 주로 흰 두께로

인해 기인하는 것으로 루우버를 따라 흐르는 유동이 흰 선단 부근에 부딪치면 유한한 두께로 인하여 유동박리가 일어나고 이로 인해 넓은 후류가 루우버 사이에서 발생하는데 여기에 축방향 속도성분이 강하게 존재하면 와류를 일으키기 시작한다.

유동 박리현상은 다음과 같은 경우에 관찰할 수 있었다. 첫째는 Reynolds수가 증가하여 유동각이 루우버각에 평행해지고 루우버를 따라 흐르는 유동이 루우버 끝단에서 박리를 일으키는 경우로 Reynolds수가 크거나 루우버피치와 흰피치비가 큰 경우에 주로 발생하였다. 둘째는 유동이 루우버 선단에 부딪쳐서 박리가 일어나는 경우로서 유동각의 증가에 따라 즉, Reynolds수의 증가에 따라 발생하는 위치가 다르게 나타난다.

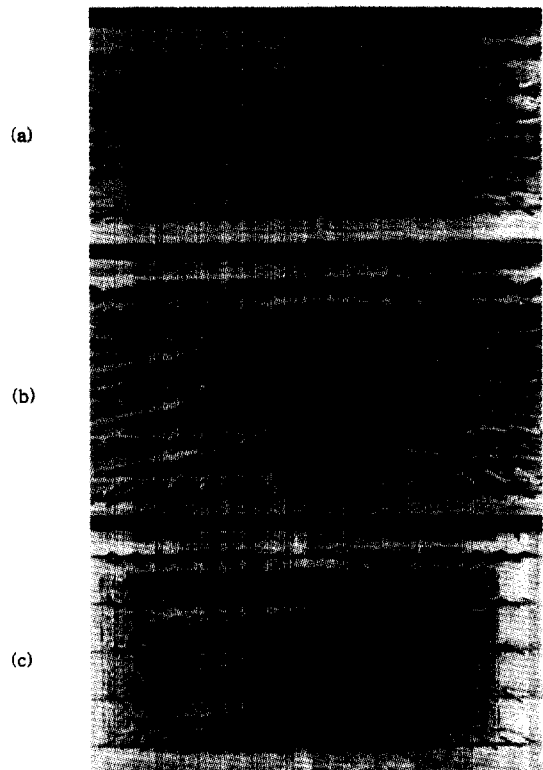
⇐ Flow Direction



- (a) $Re_{L_p} = 50, L_p/F_p = 0.63, \theta = 27^\circ$
- (b) $Re_{L_p} = 100, L_p/F_p = 0.63, \theta = 27^\circ$
- (c) $Re_{L_p} = 150, L_p/F_p = 0.63, \theta = 27^\circ$

Fig.7 Streamline in a model of the louvered-fin array

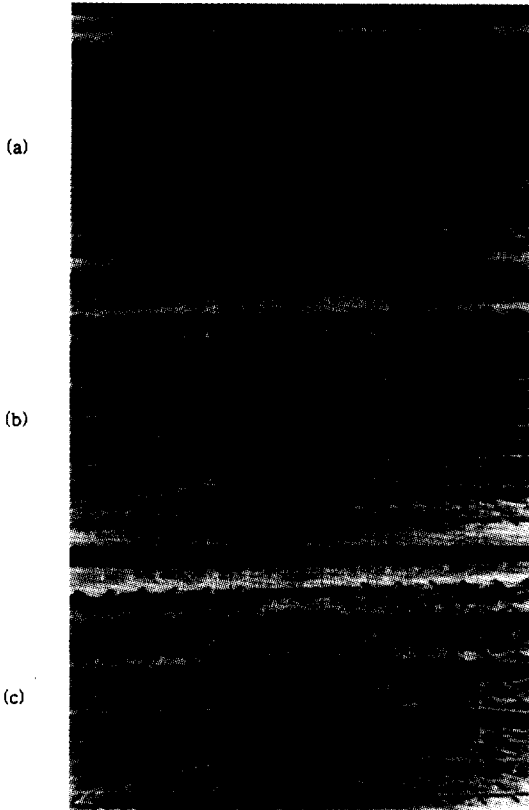
⇐ Flow Direction



- (a) $Re_{L_p} = 100, F_p = 15.79\text{mm}, L_p = 13.5\text{mm}, \theta = 27^\circ$
- (b) $Re_{L_p} = 100, F_p = 21.53\text{mm}, L_p = 13.5\text{mm}, \theta = 27^\circ$
- (c) $Re_{L_p} = 100, F_p = 27.27\text{mm}, L_p = 13.5\text{mm}, \theta = 27^\circ$

Fig.8 Streamline in a model of the louvered-fin array

↻ Flow Direction



- (a) $Re_{L_p} = 100$, $F_p = 21.53\text{mm}$, $L_p = 13.5\text{mm}$, $\theta = 27^\circ$
- (b) $Re_{L_p} = 100$, $F_p = 21.53\text{mm}$, $L_p = 13.5\text{mm}$, $\theta = 30^\circ$
- (c) $Re_{L_p} = 100$, $F_p = 21.53\text{mm}$, $L_p = 13.5\text{mm}$, $\theta = 37^\circ$

Fig.9 Streamline in a model of the louvered-fin array

(1) Reynolds수(Re_{L_p})의 영향

Reynolds수의 영향은 모든 실험모델에서 거의 유사한 효과를 보인다. 낮은 Reynolds수에서는 유동각이 작은 값을 갖고 Reynolds수가 증가함에 따라 루우버각에 접근해간다. 무차원 유동효율면에서 보면 Reynolds수의 증가에 따라 연기가 보다 많은 루우버사이를 통과하므로써 효율의 증가를 가져온다. Webb⁹⁾은 Reynolds수가 증가함에 따라 유동효율이 증가하다가 어느 Reynolds수에 도달하면 더 이상 유동효율이 증가하지 않음을 밝혔고 이때의 Reynolds수를 임계 Reynolds수라고 정의하였다. 또한 임계 Reynolds수는 루우버피치와 원피치비에는 무관하고 단지 루우버각만의 함수이며 유동효율은

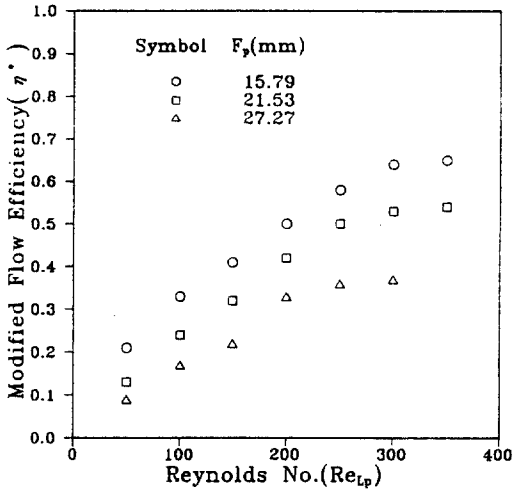
임계 Reynolds수 이하에서는 Reynolds수, 루우버피치와 원피치비 그리고 루우버각만의 함수이고 임계 Reynolds수 이상에서는 오직 루우버피치와 원피치비만의 함수라고 밝혔다. 본 실험에서 Fig.10~Fig.14에서처럼 임계 Reynolds수 이하에서는 Webb의 결과와 일치했으나 명확한 임계 Reynolds수를 구하는데는 실패하였다. 그 이유는 Reynolds수가 400 근처에 도달하면 박리현상등으로 유동이 교란되어 정확한 유동형태를 구분하기가 어려워 더 이상 명확한 데이터를 얻지 못했기 때문이다. 그러나 임계 Reynolds수 이하에서의 유동효율은 Achaichia와 Cowell⁷⁾의 결과와 매우 유사했으며 따라서 Achaichia와 Cowell의 계산결과처럼 Reynolds수 500 근처에서 임계 Reynolds수가 존재할 것으로 추측된다.

(2) 루우버피치와 원피치비(L_p/F_p)의 영향

Fig.10~Fig.14를 살펴보면 루우버피치와 원피치비가 증가함에 따라 무차원 유동효율이 증가함을 명확히 알 수 있다. 루우버피치와 원피치비가 증가한다는 것은 내부 유동저항이 증가한다는 의미인데 본 연구에서는 두가지 방법으로 유동저항을 증가시켰다. Fig.10은 다른 모든 변수($L_p=13.5\text{mm}$, $\theta=27^\circ$)는 동일하고 원피치($F_p=15.79, 21.53, 27.27\text{mm}$)가 변화한 경우이고 Fig.11은 루우버피치만이 변화된($F_p=15.79\text{mm}$, $\theta=27^\circ$, $L_p=13.5, 16.5, 19.5\text{mm}$) 경우이다. Fig.11로부터 유동효율은 루우버피치가 클수록 증가하고 Fig.10으로부터는 원피치가 작을수록 증가함을 알 수 있다. 무차원 변수 루우버피치와 원피치비를 도입하므로써 이 두 변수에 대한 영향을 보다 용이하게 나타낼 수 있다. Fig.13에서 볼 수 있듯이 $L_p/F_p=1.04$ 인 경우 $L_p/F_p=0.5$ 인 경우보다 무차원 유동효율이 80% 이상 증가함을 알 수 있다. 유동은 루우버피치와 원피치비가 증가함에 따라 보다 많은 층을 통과하고 연기가 처음 유입되는 곳에서 다음층으로 올라가는 루우버의 위치는 입구방향으로 이동한다. 결과적으로 루우버피치와 원피치비가 클수록 입구에서의 유동각이 보다 빨리 루우버각에 접근한다.

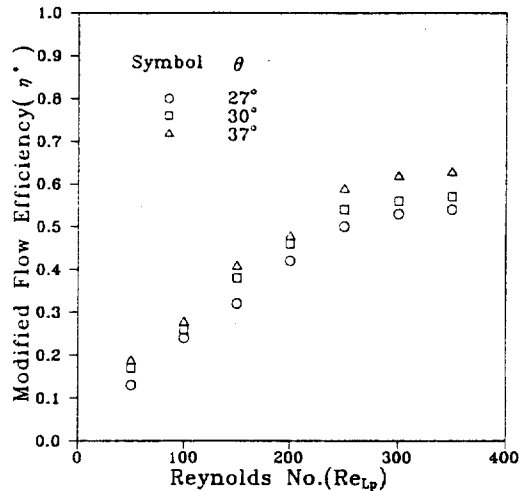
(3) 루우버각(θ)의 영향

Fig.9와 Fig.12는 $L_p/F_p=0.63$ 이고 $\theta=27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$ 인 실험모델의 유동 사진 및 무차원 유동효율 그래프이다. 유동각이 증가할수록 유동효율이 증



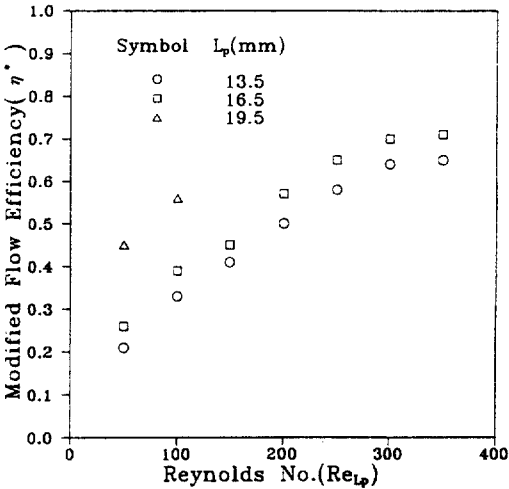
($F_p = 15.79, 21.53, 27.27$ mm, $L_p = 13.5$ mm, $\theta = 27^\circ$)

Fig. 10 Modified flow efficiency vs. Reynolds number



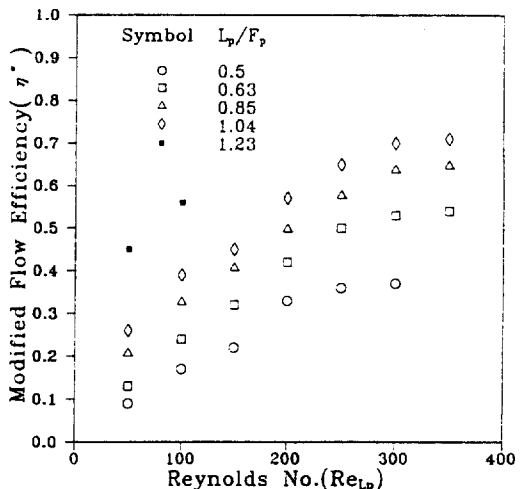
($F_p = 21.53$ mm, $L_p = 13.5$ mm, $\theta = 27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$)

Fig. 12 Modified flow efficiency vs. Reynolds number



($F_p = 15.79$ mm, $L_p = 13.5, 16.5, 19.5$ mm, $\theta = 27^\circ$)

Fig. 11 Modified flow efficiency vs. Reynolds number



($L_p/F_p = 0.5 \sim 1.04$, $\theta = 27^\circ$)

Fig. 13 Modified flow efficiency vs. Reynolds number

가함을 알 수 있으며 루우버각이 유동효율에 미치는 영향은 루우버피치와 원피치비의 영향에 비해 상대적으로 작음을 알 수 있다.

3.1.3 상관관계식

전술한 바와 같이 원 내부의 무차원 유동효율은 Reynolds수, 루우버피치, 원피치와 루우버각의 함수이므로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\text{flow efficiency} = f_n(Re_{Lp}, \frac{L_p}{F_p}, \theta) \quad (3)$$

Achaichia와 Cowell¹⁷⁾은 수치해석을 통하여 식 (4)와 같은 유동효율식을 얻었다.

$$10 < Re_{Lp} < 1000, \theta = 20^\circ, 30^\circ$$

$$\frac{\alpha}{\theta} = \frac{1}{\theta} \left(0.936 - 243 \frac{1}{Re_{L_p}} - 1.76 \frac{F_p}{L_p} + 0.995\theta \right) \quad (4)$$

또 Webb⁹⁾은 임계 Reynolds수의 개념을 도입하여 다음과 같은 실험조건에서 식 (5)~식 (7)과 같은 유동효율식을 구하였다.

$$400 < Re_{L_p} < 4000, \theta = 20^\circ, 30^\circ$$

① $Re_{L_p} < Re_{L_p}^*$

$$\eta = 0.091 (Re_{L_p})^{0.39} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.44} \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{0.3} \quad (5)$$

② $Re_{L_p} > Re_{L_p}^*$

$$\eta = 0.95 \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.23} \quad (6)$$

③ $Re_{L_p}^* = 828 \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.34} \quad (7)$

본 실험으로부터 얻은 데이터를 이용하여 멀티플-리그래이션방법으로 구한 상관관계식은 식 (8)과 같으며 상관관계식으로부터 구한 값과 실험값을 Fig.14에 나타내었다.

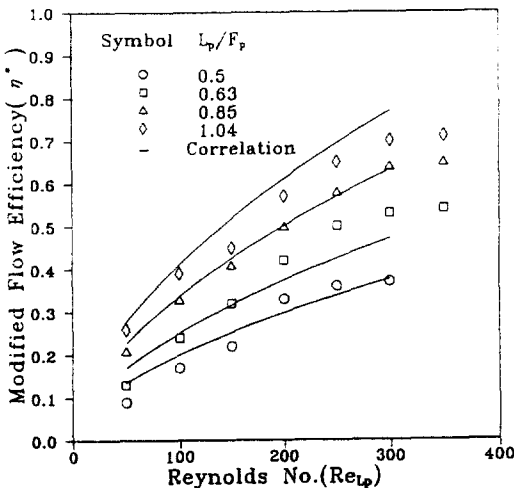


Fig.14 Comparison between experimental results and correlation of modified flow efficiency

$$\eta^* = 0.009 (Re_{L_p})^{0.57} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.98} \left(\frac{\theta}{\pi} \right)^{0.539} \quad (8)$$

3.2 압력강하 특성 분석

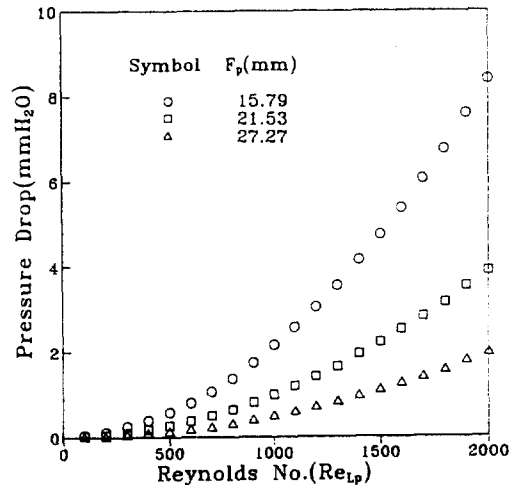
실험모델 전·후방에서의 압력강하를 항력계수로 표시하였다. 압력강하는 동력손실의 척도가 되므로 실제 열교환기 설계에 있어서 중요한 변수라고 하겠다. 본 연구에서는 열교환기 전체에서의 압력강하 특성을 분석하였으며 항력계수에 관한 무차원 상관관계식을 유도하여 유동구조에 미치는 압력강하 특성을 밝혔다.

3.2.1 압력강하 특성 및 유동구조와의 관계

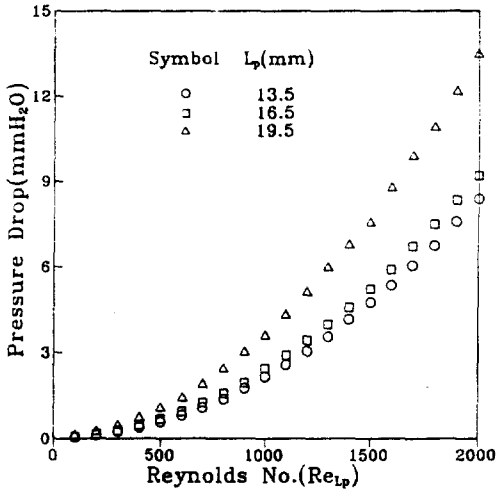
실험모델 전·후에서 발생하는 입·출구 손실이 작고 항력계수를 계산하기 위한 기준면적이 모델 전면의 면적과 같다고 가정하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.⁴⁾

$$C_D = \frac{4P}{\frac{1}{2} \rho_{air} V_f^2} \quad (9)$$

Fig.15와 Fig.19는 루우버피치($L_p = 13.5\text{mm}$), 루우버각($\theta = 27^\circ$)일때 흰피치($F_p = 15.79, 21.53, 27.27\text{mm}$)를 변화시키면서 얻은 압력차와 항력계수를 나타낸 그림이고 Fig.16과 Fig.20은 흰피치와 루우

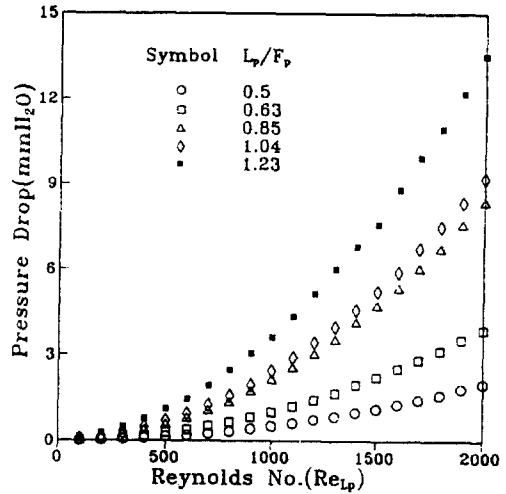


($F_p = 15.79, 21.53, 27.27\text{mm}$, $L_p = 13.5\text{mm}$, $\theta = 27^\circ$)
Fig.15 Pressure drop vs. Reynolds number



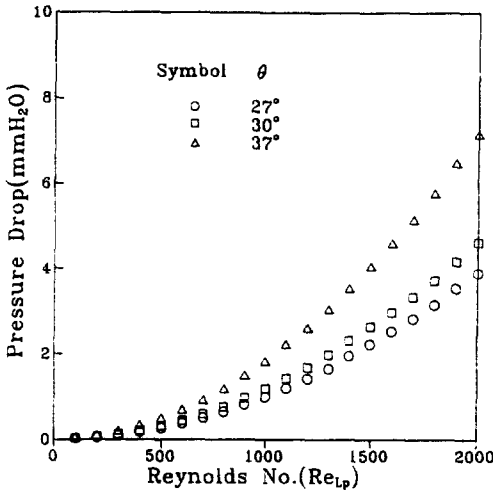
($F_p=15.79$ mm $L_p=13.5, 16.5, 19.5$ mm, $\theta=27^\circ$)

Fig.16 Pressure drop vs. Reynolds number



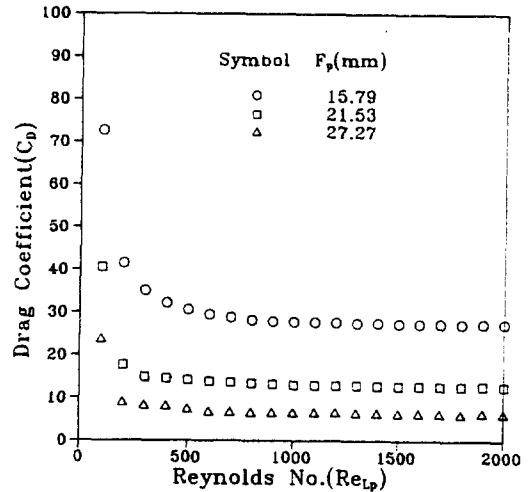
($L_p/F_p=0.5\sim 1.23$, $\theta=27^\circ$)

Fig.18 Pressure drop vs. Reynolds number



($F_p=21.53$ mm $L_p=13.5$ mm, $\theta=27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$)

Fig.17 Pressure drop vs. Reynolds number



($F_p=15.79, 21.53, 27.27$ mm, $L_p=13.5$ mm, $\theta=27^\circ$)

Fig.19 Drag coefficient vs. Reynolds number

버각($F_p=15.79$ mm, $\theta=27^\circ$)은 고정시키고 루우버 피치($L_p=13.5, 16.5, 19.5$ mm)를 변화시키면서 얻은 결과이다. 또한 Fig.17와 Fig.21은 흰 피치($F_p=21.53$ mm), 루우버 피치($L_p=13.5$ mm)를 고정시키고 루우버 각($\theta=27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$)을 변화시키며 얻은 압력차와 항력계수에 관한 그림으로 루우버 각이 증가할수록 유동저항 즉, 항력계수가 증가함을 명확하게 알 수 있다. Fig.18과 Fig.22는 루우버 각($\theta=27^\circ$)을 고정시키고 무차원 변수인 루우버 피치와 흰 피치비를

변화시켰을 때 얻은 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 루우버 피치와 흰 피치비가 증가할수록 큰 유동저항을 받아 항력계수가 증가한다. 항력계수값을 분석해보면 기울기가 급한 영역과 거의 영인 영역으로 나눌 수 있는데 기울기가 급한 영역에서는 마찰저항(friction drag)이 지배적이고 기울기가 거의 영인 영역에서는 형상항력(form drag)이 지배적 인자임을 알 수 있다.

3.2.2 상관관계식

루우버형 열교환기에서의 마찰계수에 관한 상관관계식을 처음으로 유도한 사람은 Achaichia와 Cowell⁷⁾로서 그들은 Reynolds수(Re_{Lp}), 원피치(F_p), 루우버피치(L_p), 튜브피치(T_p), 루우버높이(L_h)의 값으로 마찰계수에 대한 상관관계식을 수치해석을 통해 유도하였다. 그 후 Davenport⁶⁾는 실험을 통해서 마찰계수를 일반 변수와 무차원 변수의 항으로 식 (10)~식 (11)과 같이 유도하였다.

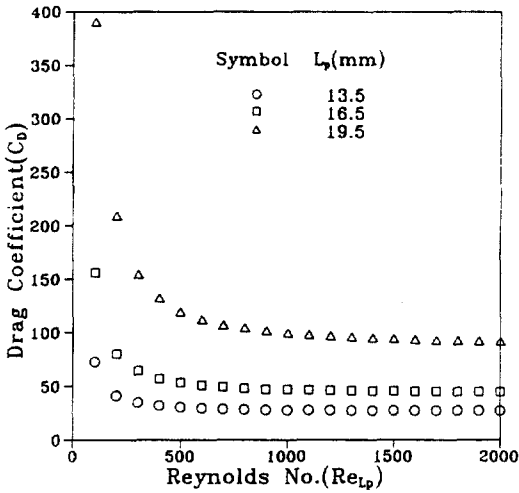
Davenport :

① $70 < Re_{Dh} < 900$

$$f = 5.74 Re_{Lp}^{-0.72} L_h^{0.37} \left(\frac{L_L}{H}\right)^{0.89} L_p^{0.2} H^{0.23} \quad (10)$$

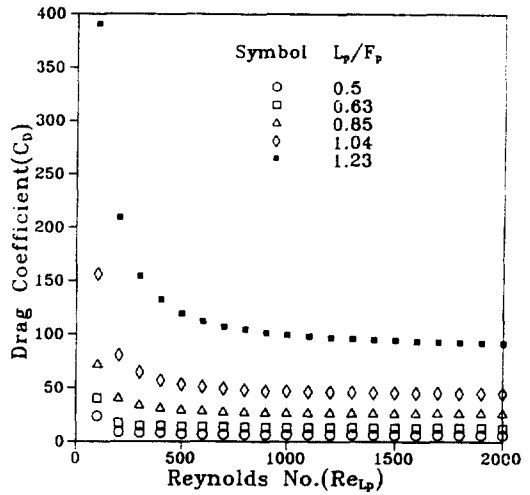
② $1000 < Re_{Lp} < 4000$

$$f = 0.494 Re_{Dh}^{-0.39} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0.33} \left(\frac{L_L}{H}\right)^{1.1} H^{0.46} \quad (11)$$



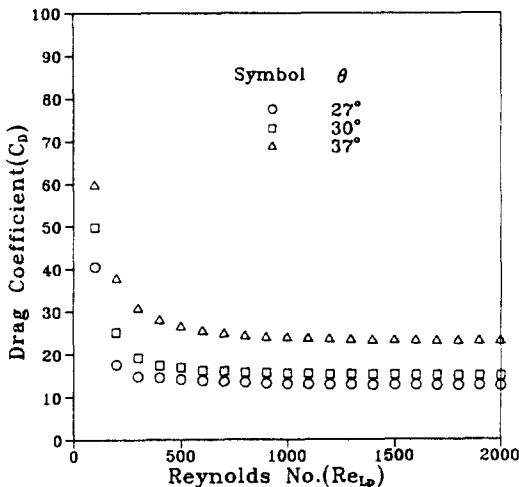
($F_p = 15.79\text{mm}$, $L_p = 13.5, 16.5, 19.5\text{mm}$, $\theta = 27^\circ$)

Fig.20 Drag coefficient vs. Reynolds number



($L_p/F_p = 0.5 \sim 1.23$, $\theta = 27^\circ$)

Fig.22 Drag coefficient vs. Reynolds number



($F_p = 21.53\text{mm}$, $L_p = 13.5\text{mm}$, $\theta = 27^\circ, 30^\circ, 37^\circ$)

Fig.21 Drag coefficient vs. Reynolds number

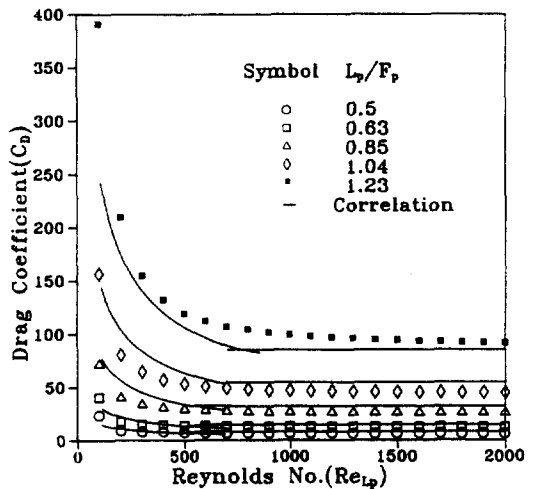


Fig.23 Comparison between experimental results and correlation of drag coefficient

본 실험에서는 Fig.19~Fig.22에서 알 수 있듯이 항력계수는 Reynolds수, 루우버피치와 휨피치비, 루우버각의 함수이므로 이 세가지 무차원 변수를 이용해 식 (12)~식 (13)과 같은 상관관계식을 유도하였으며 실험결과와 함께 그래프 Fig.23에 나타내었다.

① $50 < Re_{Lp} < Re_{Lp}^{**}$

$$C_D = 19.332(Re_{Lp})^{-0.542} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{3.086} \left(\frac{\theta}{\pi}\right)^{2.063} \quad (12)$$

② $Re_{Lp}^{**} < Re_{Lp} \leq 2000$

$$C_D = 49.386 \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{2.628} \quad (13)$$

또한 Reynolds수가 증가하여도 항력계수값이 변하지 않는 즉, 항력계수에 대한 임계 Reynolds수가 존재함을 알 수 있었고 임계 Reynolds수는 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수로써 다음과 같이 구하였다.

$$Re_{Lp}^{**} = 15.919 \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{1.225} \left(\frac{\theta}{\pi}\right)^{1.767} \quad (14)$$

식 (12)~식 (14)에서 보면 항력계수는 임계 Reynolds수 이하에서 Reynolds수, 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수이고 임계 Reynolds수 이상에서는 Reynolds수와 루우버각의 영향에는 무관하고 단지 루우버피치와 휨피치비만의 함수이다. 임계 Reynolds수는 실험모델마다 다르며 식 (14)에서와 같이 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수로 표시 가능하다. Fig.23에서 보면 Reynolds수가 점차 증가하여 임계 Reynolds수 근처에 도달하는 동안 항력계수는 감소하고 임계 Reynolds수 보다 큰 영역에서는 비교적 평탄한 값을 갖는데 이것은 형상항력(form drage)의 영향이 마찰저항(friction drag)의 영보다 지배적이기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 루우버핀형 열교환기의 15배 상사모델에 대하여 유동구조 및 압력강하 특성에 관한

실험을 다양한 변수영역($L_p/F_p=0.5\sim 1.23$, $\theta=27^\circ\sim 37^\circ$, $Re_{Lp}=50\sim 2000$)에 대해 수행하였으며, 실험영역내의 다양한 기하학적 조건에 적용할 수 있는 새로운 상관관계식을 유도하였고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 본 연구에서 제안된 수정 유동효율을 이용하여 실험결과를 일관성있게 정리할 수 있었으며 수정 유동효율은 임계 Reynolds수 이하에서 Reynolds수, 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수로 주어진다.

2) 항력계수는 임계 Reynolds수 이하에서 Reynolds수, 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수로 나타낼 수 있으며 임계 Reynolds수 이상에서는 단지 루우버피치와 휨피치비의 함수로 나타난다. 또한 임계 Reynolds수는 루우버피치와 휨피치비 그리고 루우버각의 함수로 나타낼 수 있다.

3) 임계 Reynolds수 근처에서 유동구조는 유선이 교란되어 식별이 불가능한 천이 영역으로 접근하며 이때부터 항력계수는 Reynolds수에 관계없이 각기 일정한 값으로 수렴한다.

참 고 문 헌

1. Holman J. P., Heat Transfer, 6th ed., McGraw-Hill, 1986.
2. Kays W. M. and London A. L., Compact Heat Exchanger, 3th ed., McGraw-Hill, 1984.
3. Beauvais F. N., "An Aerodynamic Look at Automotive Radiator", SAE Paper No. 650470, 1965.
4. Smith M. C., "Performance Analysis and Model Experiments for Louverd Fin Evaporator Core Development", SAE paper No. 720078, 1972.
5. Wong L. T. and Smith M. C., "Airflow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger", SAE Paper No. 730237, 1973.
6. Davenport C. J., Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces, in Heat Exchangers : Thoery and Practice, ed. J. Taboek, G.F. Hewitt and N. Afgan, Hemisphere Pub. Corp. Washington D.C., pp. 397-412, 1983.
7. Achaichia A. and Cowell T.A., "A Finite Di-

- ference Analysis of Fully Developed Periodic Laminar Flow in Inclined Louver Arrays~, 2nd ed., UK National Heat Transfer Conference, Glasgow, 1988.
8. Howard P., "An Analytical Model for Heat Transfer and Friction Characteristics of a Multi-Louvered Fin Heat Exchanger", Master Paper, The Pennsylvania State University, 1987.
 9. Webb R. L., "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", SAE paper No. 900732, 1990.
 10. Holman J. P. and Gajda W. J. jr., *Experimental Method for Engineers*, 5th ed., McGraw-Hill, 1989.
 11. 강창수 등, "루버 핀을 지나는 공기의 유동특성에 대한 기초적 연구", 대한기계학회논문집, 제17권, 제15호, pp. 1276-1293, 1993.
 12. Samprit Chatterjee and bertram Price, *Regression Analysis by Example*, John Wiley & Sons, 1977.