

자동차용 응축기의 흰 열전달 및 압력강하 특성

곽 경 민* · 이 흥 열

(주)두원공조 기술 연구소

Characteristics of Fin-Side Heat-Transfer and Pressure Drop in a Condenser for Automobile

Kyungmin Kwak* · Hongyeol Lee

Technical Research Institute, Doowon Climate Control Co., LTD, 16-1 Wonnam-ri, Umbong-myeon, Asan-si, Chungnam 336-864, Korea

(Received 3 December 2003 / Accepted 25 March 2004)

Abstract : An experimental study was performed to determine the fin-side heat transfer and pressure drop of a condenser for automobile. Five sample with different fin height and louver angle were tested, 9mm, 8mm, 7.5mm, 5.4mm and 4.5mm. Results are presented as plot of Colburn j-factor(or heat transfer coefficients) and friction factor(or pressure drop) against the Reynolds number(or inlet air velocity) based on louver pitch, in the range of 110 to 480. The results show that both heat transfer and pressure drop on the fin are mainly affected by the louver angle in a lower range of air velocity, but, by the fin height in a higher range of air velocity. The performance of 5.4mm fin is the highest, compared to other fin sample.

Key words : Louver fin(루버 흰), Heat-transfer coefficient(열전달 계수), Pressure drop(압력 강하), Condenser(응축기), Performance index(성능지수)

Nomenclature

A : heat transfer area, m²
f : fanning friction factor
F_p : fin pitch, mm
h : heat transfer coefficients, W/m² K
j : Colburn j-factor
L_θ : louver angle, deg
 \dot{m} : mass flow rate, kg/hr
 ΔP : fin side pressrue drop, Pa
Q : heat capacity, kW
Re : Reynolds number

T : temperature, °C
UA : overall heat transfer coefficients, W/K
V : inlet air velocity, m/s

Subscripts

a : air
Dh : hydraulic diameter
w : water

1. 서론

자동차용 공기조화 장치의 응축기는 소형화, 고효율화의 추세에 따라 흰-튜브형(fin and tube type)에서 서펜틴형(serpentine type)을 거쳐 현재는 평행

*To whom correspondence should be addressed.
kmkwak@dreamwiz.com

류형(parallel flow type) 알루미늄 열교환기로 개발되어 사용되고 있다. 평행류 열교환기는 Fig. 1과 같이, 크게 분리막(baffle)을 가지는 헤더 파이프(header pipe), 다중 미세 유로를 가지는 편평관(flat tube) 및 흰(fin)으로 구성되어, 종래의 열교환기에 비해 열저항의 감소와 환경 친화적인 면을 동시에 실현시킬 수 있는 장점이 있다. 분리막은 헤더 파이프 내부에 설치되어 열교환기의 전체 단(pass)수를 결정하며 헤더 파이프로 유입되는 냉매는 편평관으로 흐르고 편평관 사이에 용착되고 있는 흰을 통해 열전달 과정을 이루게 된다.

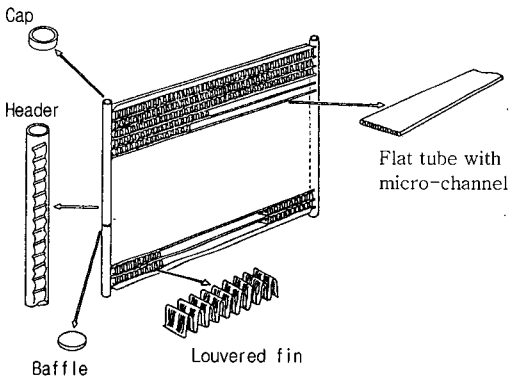


Fig. 1 Parallel flow type condenser used in automobile

선진 자동차 공조회사에서는 자동차용 응축기에 사용되는 흰과 편평관의 열전달 촉진에 관한 연구가 지난 수십년간 지속적으로 수행되어 왔으며, 그 결과로서 종래에 비해 흰과 편평관의 높이가 점차 감소되고 있는 추세이다. 특히 일본 D사인 경우, 흰 높이가 5.45mm와 편평관 높이가 1mm로 응축기에 적용하여 응축기의 성능 향상을 혁신적으로 증가시키고 있다. 최근 당사를 포함한 국내 자동차 공조회사에서도 선진국과의 경쟁력 있는 응축기 개발에 박차를 가하고 있으며, 이러한 노력의 일환으로 편평관과 흰의 열전달 촉진에 관한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그러나, 관련 공조 업계의 기술 공개에 대한 강한 거부감 및 경험적인 연구의 한계성으로 체계적인 연구는 아직까지 부족한 실정이다. 또한 최근 자동차 냉동 공조의 선행연구에서는 핵심부품인 열교환기의 중요성에 비해 열교환기 촉진과 관련된

연구 발표가 상대적으로 작다.¹⁻³⁾

일반적으로 흰의 열저항은 열교환기 전체 열저항의 80% 까지도 차지하는 것으로 알려져 있으며,⁴⁾ 따라서 흰의 열전달 촉진은 열교환기 전체 성능을 결정하는 중요한 관심의 대상이다. 현재 자동차용 응축기는 루버 흰을 사용하여 공기측 열전달 촉진을 증가하고 있다. 알려진 바와 같이, 루버 흰은 불연속적인 표면으로 구성되어 상용되는 일반적인 다른 열교환기 흰의 경계층 두께보다 얇은 여러 개의 경계층이 발달하여 열저항이 감소된다. 또한 루버 각도에 의하여 주 유동 방향에 벗어나는 이차 유동이 발생하게 되고, 따라서 유동의 길이가 증가되어 열전달을 촉진시킬 수 있다. 이 때 흰 높이, 흰 피치, 루버 각도, 루버 피치 등 여러 형상 인자의 조합에 의해 흰 성능이 결정된다. 본 연구에서는 자동차용 응축기의 성능 향상을 위하여 공기측 루버 흰의 열 및 유동 특성에 관한 실험을 수행하였다. 실험은 흰 높이 및 루버 각도 변화를 다양하게 변화시키면서 평가하였으며, 그 결과들은 j-factor(또는 열전달 계수) 및 f-factor(또는 압력 강하)로 나타내어 비교하였다.

2. 실험장치

2.1 실험장치 개요

평행류 응축기에서의 흰 열전달 및 압력강하 특성은 Fig. 2에서와 같이 항온 항습실에 설치된 흡입식 풍동에서 평가하였으며, 고온수 순환부와 자료처리 장치가 부착되어 있다. 실제 응축기에 있어서는 편평관 내부로는 상변화가 존재하는 이상 유동이지만, 공기측 열전달 계수를 측정하는 경우에는 실제 냉매를 사용하기 보다는 대부분 물과 같은 단상류 유체를 사용하여 평가하는 것이 일반적인 방법이다.^{5,6)} 응축기 흰 평가용 시험부는 실외와 차단되어 있는 챔버 안에 위치해 있으며, 이 챔버 안에는 시험부가 장착되는 사각 덕트로 구성되어 있다. 시험부는 덕트의 입구에 장착되고 시험부의 출구 지점에는 혼합체(mixer)가 설치되어 출구 공기를 혼합한다. 공기측 입구와 출구의 온도는 ASHRAE Standard 41.1에 따라 표본 추출하여 측정하였다. 공기 풍속은 ASHRAE Standard 41.2에 따라 덕트 내에 장착된 노즐의 차압(정밀도: $\pm 0.5\text{mmAq}$)을 이용하

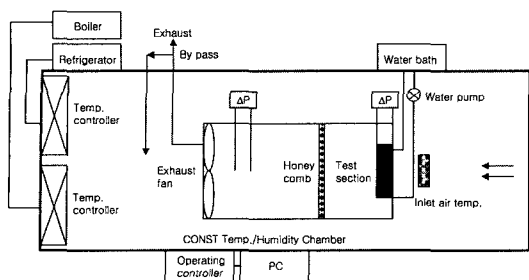


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

여 측정하였고, 웬의 회전수에 의해 풍속이 제어된다. 공기 온도 및 고온수의 온도는 백금저항센서(RTD)와, 고온수의 유량은 질량유량계(정밀도: ±0.2%)를 각각 사용하였다.

2.2 시험부

실험에 평가된 루버 웬은 총 5개 종류이며, Fig. 3 및 Table 1에 웬 형상 및 제원을 각각 나타내었다. 여기서, F_d , F_h , F_p 및 L_θ 는 각각 웬 폭, 웬 높이, 웬 피치 및 루버각을 나타낸다. 실험은 웬 높이가 및 루버 각도를 다양하게 변화시키면서 열전달 및 유동 특성을 평가하였다. 이 때, 각 시험부에 사용된 편평관의 높이 및 열수는 동일하게 선정 하였으며, 따라서 시험부의 성능차이는 웬의 성능 차이에 직접 기인되는 것으로 볼 수 있다.

2.3 실험방법

공기측의 열전달계수 및 압력 강하를 측정하기

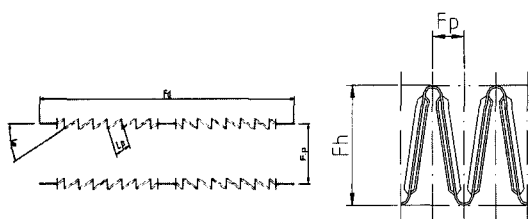


Fig. 3 Louvered-fin geometry

Table 1 Geometric dimension of the test sample

Type	A	B	C	D	E
Fd	16	16	16	16	16
Fh	9.0	8.0	7.5	5.4	4.5
Fp	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
L_θ	20.5°	17.2°	21.6°	22.2°	14.9°

위하여, 히터에 의해 가열되는 고온수의 온도는 80°C, 고온수 유량은 450 kg/hr로 일정하게 유지하여 편평관으로 유입시키고, 공기 입구 온도/상대 습도는 24°C/40%로 일정하게 유지하여 웬으로 통과시켜 열전달을 수행하게 한 다음, 정상상태 이후의 공기 및 고온수 출구 온도를 측정하였다. 정상상태의 판단은 공기측과 고온수와의 열전달량이 ±5% 이내 일 때로 선정하였다. 이 때, 공기측의 열전달 계수를 정확히 측정하기 위해서는 편평관으로 흐르는 고온수의 열저항을 작게 하는 것이 중요하며, 냉각수 유량을 가능한크게 해야 한다. 하나의 공기 속도에 대한 실험이 완료되면 공기 속도를 변화시키면서 위의 방법을 반복한다. 공기 속도 변화는 실제 자동차 공조회사에서 평가하고 있는 응축기에서의 공기 속도 범위로 선정하였다. 실험조건은 Table 2에 자세히 나타내었다.

Table 2 Experimental condition

Item	Test-condition
Inlet water temp.(°C)	80
Water side mass flow rate (kg/hr)	450
Inlet air temp./humidity(°C/%)	24/40
Inlet air velocity (m/s)	1.5~6

2.4 데이터 처리 및 획득

실험으로 평가한 열전달량은 다음과 같이 공기측과 고온수 측의 평균값을 사용하였다.

$$Q = (Q_w + Q_a)/2 \tag{1}$$

$$Q_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,out} - T_{a,in}) \tag{2}$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \tag{3}$$

여기서, $T_{a,in}$, $T_{a,out}$, $T_{w,in}$, $T_{w,out}$, $c_{p,a}$, $c_{p,w}$, Q_a 및 Q_w 는 공기 입구 온도, 공기 출구 온도, 고온수 입구 온도, 고온수 출구 온도, 공기비열 및 고온수 비열, 공기측 열량 및 고온수 측 열량을 각각 나타낸다. 비열은 시험부 입구와 출구와의 평균온도로 산출하였다.

일반적으로 열교환기 성능을 평가할 때, ϵ -NTU 법은 최대 가능한 열교환량(Q_{max})에 대한 실제 열교환량(Q)의 비로 정의되는 유용도(effectiveness, ϵ)를

비열비와 NTU의 식으로 유도하고, 이를 이용하여 열교환량을 계산하는 방법이다. 이 방법은 출구온도를 열전달 관계식에서 소거되도록 유도하였기 때문에 열교환기의 고온측과 저온측의 입구온도만으로 열교환량과 출구온도 등을 계산할 수 있는 장점이 있다.

열교환기의 유용도는 식 (4)로 정의하며, Q는 실제 열교환량, Q_{max}는 열역학적으로 가능한 최대 열교환량을 각각 나타낸다. 따라서 측정된 값(온도, 유량)으로부터 유용도를 계산할 수 있다. 이 때, 유용도와 NTU와의 관계는 열교환 방식에 따라 달라지는데, 본 실험에서는 고온 및 저온의 두 유체 모두 비혼합으로서, 비혼합-비혼합 모델⁷⁾로 선정할 수 있으며 식 (5)와 같이 나타내었다. R은 유동 열용량비를 나타내며, 고온수 및 공기측의 유동조건으로부터 식 (6)과 같이 계산할 수 있다. 따라서 식 (4)~식 (6)으로부터 NTU가 구해지며, 식 (7)로부터 평균열전달 계수(overall heat transfer coefficients, UA)를 구할 수 있다.

$$\epsilon = Q/Q_{\max} \quad (4)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\left(\frac{Ntu}{R} \exp(-RNtu^{0.78}) - 1\right) \quad (5)$$

$$R = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{\min} Ntu \quad (7)$$

공기측 열전달 계수, h_a는 전체 열 저항에서 고온수측과 관벽의 열저항을 빼내어 다음 식으로 나타내었다.

$$\frac{1}{\eta_a h_a A_a} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_w A_w} - \frac{t}{k_p A_t} \quad (8)$$

여기서, A_a, A_t, A_w, h_w, k_p, t 및 η_a는 공기측 열전달 면적, 관두께 면적, 고온수측 열전달 면적, 고온수 열전달 계수, 관 열전도계수, 관 두께 및 흰 표면효율을 각각 나타낸다.

이 때, 고온수가 흐르는 편평관 내의 열전달 계수는 Gnielinski⁸⁾식을 사용하였다.

$$h_w = \left(\frac{k_w}{D_{h,w}}\right) \frac{(Re_{Dh,w} - 1000) Pr_w (f_w/2)}{1.0 + 12/7 \sqrt{f_w/2} (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$f_w = [1.58 \ln(Re_{Dh,w} - 3.28)]^{-2} \quad (10)$$

흰의 표면 효율은 다음 식으로 나타내었다.

$$\eta_a = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta) \quad (11)$$

흰 효율은 Shah⁹⁾의 식으로부터 다음과 같이 구하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_p t} \left(1 + \frac{t}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{F_h}{2} - t \quad (13)$$

여기서, F_h, k_p, t 및 F_d는 흰 높이, 흰 열전도계수, 흰 두께 및 흰 폭을 각각 나타낸다.

Reynolds 수는 루버 피치를 기준으로 다음과 같이 나타내었다.

$$Re_{lp} = \frac{V_{\max} L_p}{\nu_a} \quad (14)$$

여기서 V_{max}, L_p 및 ν_a는 루버 흰을 통과하는 공기의 최대속도, 루버피치 및 공기의 동점성계수를 각각 나타낸다.

측정한 열전달 계수는 일반적으로 무차원하여 상사성을 제시할 수 있으며, 본 연구에서는 Colburn j-factor를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$j = \frac{h_a}{\rho_a V_{\max} c_{p,a}} Pr_a^{2/3} \quad (15)$$

여기서, c_{p,a}, Pr_a, V_{max} 및 ρ_a는 공기의 비열, Prandtl 수, 공기최대속도 및 공기밀도를 각각 나타낸다.

압력강하 역시 무차원하여 상사성을 제시할 수 있으며, 흰을 통과하는 공기측의 압력 강하는 시험부의 입, 출구 손실계수를 무시하고 무차원수인 Fanning 마찰 계수를 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \frac{A_c}{A_a} \frac{\rho_m}{\rho_e} \left(\frac{2\Delta P_a}{(\rho_m V_{\max})^2} - (1 + \sigma^2) - \left(\frac{\rho_e}{\rho_{out}} - 1\right) \right) \quad (16)$$

여기서, σ, ΔP_a 및 하침자 m은 유동단면적을 열교환기 전면면적으로 나눈 값, 측정된 공기측 압력강하 및 입, 출구를 평균한 것을 각각 의미한다.

3. 결과

Fig. 4는 루버 피치 및 공기 최대속도를 기준으로

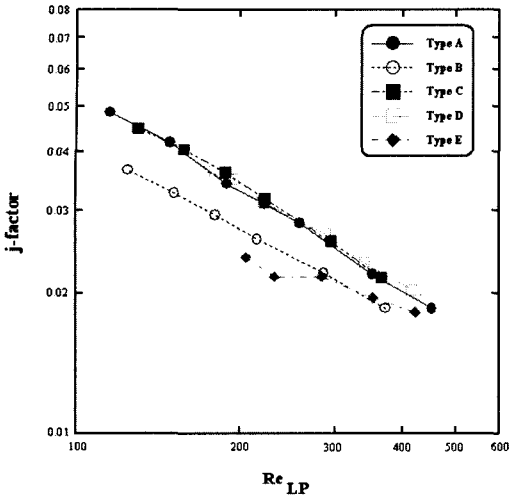


Fig. 4 Comparison of j-factor with respect to Re_{LP}

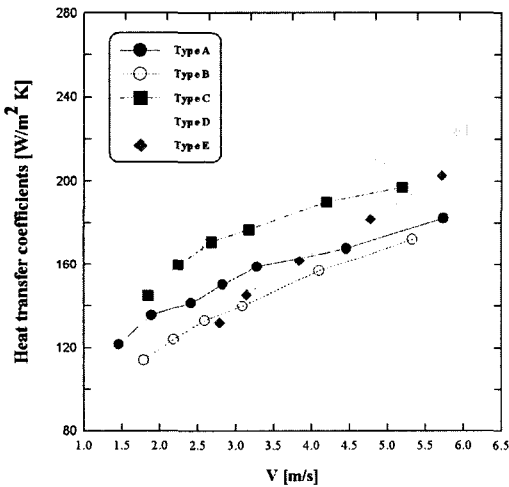


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients with respect to inlet air velocity

한 Reynolds 수의 변화에 대하여 j-factor의 영향을 나타내었다. Table 1에 언급된 5종류의 시험부는 Reynolds 수로 비교되었기 때문에 흰 높이에 대한 영향은 의미가 없으며, 여기서는 루버각도 변화가 열전달 성능에 미치는 영향을 설명할 수 있다. 루버 각도가 서로 유사한 흰 형상(A, C, D형)의 열전달 성능은 거의 유사하고, Reynolds 수가 약 300이하 영역에서는 루버 각도가 감소하는 순으로 열전달 성능 역시 감소하고 있다. 그러나 B, E형 결과에서 보듯이, 루버각도 감소가 열전달에 미치는 영향은

Reynolds 수가 증가함에 따라 크지 않는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 흰 높이와 루버 각도를 동시에 나타낸 결과로서 실제 차량의 속도 기준에 대한 루버 흰의 성능차이를 나타낸다. 시험부로 유입되는 공기의 입구 속도는 동일하여도 흰의 높이가 낮은 형상일 수록 루버 흰을 통과하는 공기 속도는 실제로 증가하게 되며, 이것은 열전달을 촉진시키는 효과로 기대할 수 있다. 또한 루버 각도의 증가 역시 열전달 촉진 요인으로 기대할 수 있다. 흰 높이가 비교적 낮고 루버 각도가 가장 큰 D형 시험부의 열전달 성능이 가장 크게 나타났다. Fig. 4에서 언급한 바와 같이, 속도가 큰 영역에서는(Reynolds 수가 큰 영역) 루버 각도가 증가해도 열전달 증가는 크지 않았기 때문에, D형 시험부의 열전달 증가는 루버 각도 증가에 의한 요인보다는 흰 높이 감소에 더 큰 영향을 받는 것으로 설명할 수 있다. 이에 대한 근거로 루버 각도가 가장 작음에도 불구하고, 흰 높이가 가장 작은 E형 시험부는 공기 속도가 증가할 수록 급격한 열전달 증가를 보여주고 있다. 루버 각도의 증가와 흰 높이의 감소는 유동의 난류 증가를 유발하여 열전달을 증가시키는 요인이지만, 공기속도가 작은 영역에서의 열전달 성능은 흰 높이 감소보다는 루버 각도의 증가요인이 더 크며, 공기 속도가 큰 영역에서의 열전달 성능은 흰 높이 감소가 루버 각도의 증가보다 상대적으로 유리한 것으로 설명할 수 있다. 부연의 설명으로서 D형 시험부의 열전달 성능은 현재 자동차 응축기에 사용되고 있는 흰 높이 C형 보다 증가하는 결과로 나타나고 있고, E형 흰 역시 각도를 증가시키면 낮은 공기속도에서도 성능을 향상시킬 수 있을 것으로 생각된다.

Fig. 6은 흰 형상변화에 대한 유동 특성으로서, Reynolds 수의 변화에 대하여 f-factor의 영향을 나타내었다. Fig. 4에 나타난 j-factor의 경향과 같이, 거의 유사한 루버 각도를 가지는 A, C, D형은 마찰계수가 거의 유사하며, 루버 각도가 작은 형상의 순으로 마찰계수 역시 작게 나타나고 있다.

Fig. 7은 공기 입구 속도 변화에 대하여 시험부의 공기측 압력 강하를 나타내었다. 공기 속도 증가에 대하여 압력 강하 역시 증가하는 일반적인 경향을

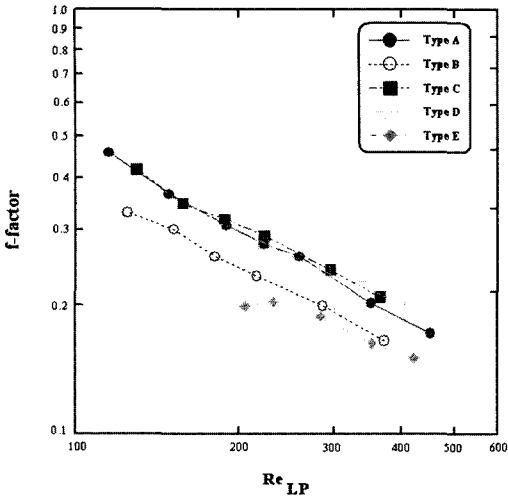


Fig. 6 Comparison of f-factor with respect to Re_{LP}

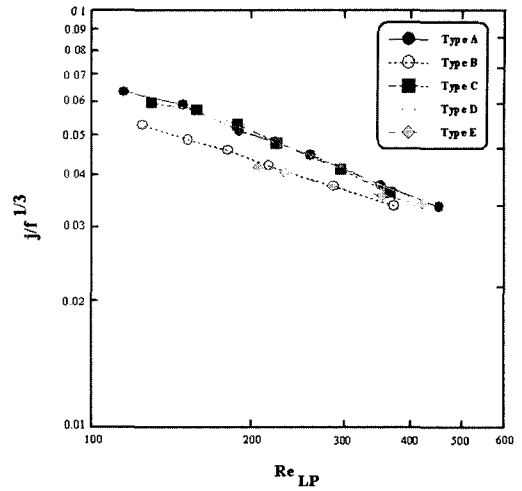


Fig. 8 Comparison of performance index with respect to Re_{LP}

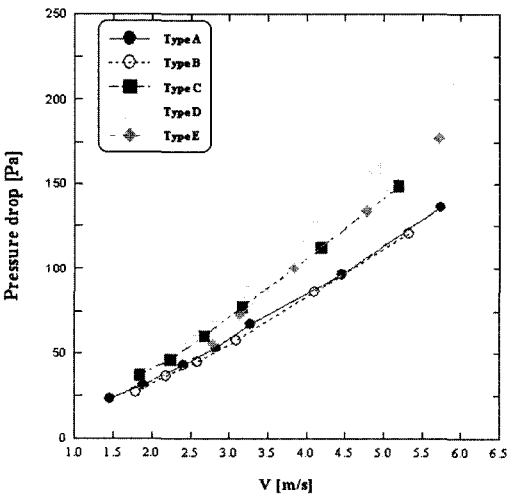


Fig. 7 Comparison of pressure drop with respect to inlet air velocity

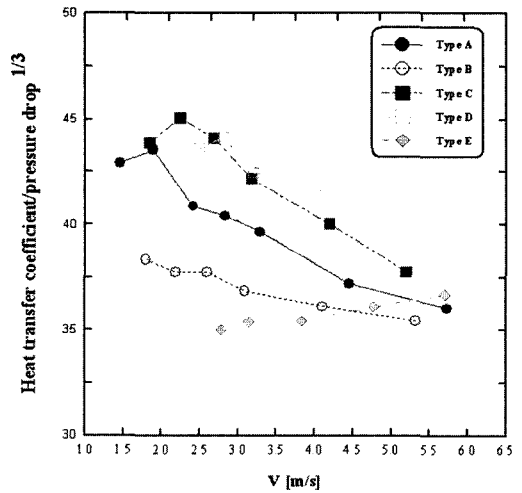


Fig. 9 Comparison of performance index with respect to inlet air velocity

보인다. 흰 높이가 비교적 낮고 루버 각도가 가장 큰 D형 시험부의 압력 강하가 가장 크게 나타났으며, A형과 B형은 서로 유사한 압력 강하로서 가장 낮은값을 나타내었다. C형과 E형의 결과를 보면, 공기 속도 3.5m/s 이하에서는 흰 높이의 감소보다 루버 각도의 증가가 압력 강하 증가에 더 큰 영향을 미치며, 공기 속도가 증가할 수록 루버 각도의 증가보다 흰 높이의 감소가 압력 강하에 더 큰 영향으로 나타난다. 이는 열전달에서 나타난 현상과 같은 결과이다.

알려진 바와 같이, 열전달 성능이 우수한 흰은 압력 강하도 동시에 증가하는 것이 일반적이다. 이 때, 열전달과 압력 강하를 동시에 고려하여 흰의 전체 성능을 평가하는 것은 아직까지 체계화되지 않고 있다. 기존 선행 연구자들은 다양한 방법으로 열전달 성능과 압력 강하를 동시에 고려하여 흰의 성능 지수를 나타내고자 하였으며, 본 연구에서는 Webb 등¹⁰⁾이 제안하고 있는 다음 식을 사용하였다.

$$j/f^{1/3} = \frac{(2L)^{1/3} Pr^{2/3}}{(\rho D_h)^{1/3} c_p} \frac{h_a}{(GAP_a)^{1/3}} \quad (17)$$

Fig. 8은 식 (17)을 사용하여 평가된 각 시험부의 성능지수를 Reynolds수의 변화에 대하여 나타내었다. 루버 각도가 거의 유사한 A, C, D형의 시험부는 서로 유사한 성능지수로 나타났으며, 루버각도가 작은 시험부의 순으로 성능지수도 작게 나타나고 있다.

Fig. 9는 측정된 공기측 열전달 계수와 압력강하를 사용하여 공기 입구 속도에 대한 성능지수를 나타내었다. 유사한 공기 속도에서 D형의 성능지수가 가장 높게 나타났으며, E형의 흰 성능지수는 공기 속도가 작은 경우에는 가장 낮지만 공기 속도가 증가할수록 급격한 증가를 보여주고 있다.

4. 결 론

흰 높이와 루버 각도가 다른 5종류의 흰 형상에 대하여 공기측 열전달 계수 및 압력강하를 실험적으로 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 루버 각도와 흰 높이의 감소는 열전달 촉진에 기여 하지만, 공기 속도가 낮은 영역에서의 그 효과는 흰 높이 감소보다 루버 각도 증가의 영향이 더 크게 미치며, 공기 속도가 증가할 수록 오히려 흰 높이 감소가 열전달 촉진에 더 큰 기여를 하는 것으로 나타났다.
- 2) 흰 높이와 루버 각도에 의한 압력 강하 역시 열전달 현상과 같은 특성을 나타내었다.
- 3) 흰 열전달과 압력 강하를 동시에 고려하여 흰 전체 성능을 제시할 수 있는 방법을 소개하였다.
- 4) 본 연구결과는 자동차 공기조화 장치에서의 흰 열전달 특성을 제시함으로써 향후 고효율 응축기 설계에 유용한 자료로 활용될 것으로 생각된다.

References

- 1) S. H. Lee, J. W. Park, "A Study on Prediction Method of Vehicle Cooling Performance with

- A/C Condenser," Transactions of KSAE, Vol.10, No.3, pp.51-60, 2002.
- 2) T. W. Lim, J. U. Park, "A Study on Pressure Drop Characteristics of Refrigerant in Heat Exchanger for Automobile," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.119-125, 2003.
- 3) K. H. Kim, J. S. Jang, J. I. Park, "Development on the Sub-Cooled Hybrid Condenser in Automotive Air-Conditioning System," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.70-76, 2003.
- 4) J. H. Kim, J. H. Yun, J. H. Pack, C. S. Lee, N. H. Kim, M. H. Kim, K. J. Kim, "A Experimental Study on the Heat Transfer and Friction Characteristics in the Louvered-Fin for Flat-Tube Heat Exchanger," Preceeding of the SAREK 1997 Winter Annual Conference, pp.171-176, 1997.
- 5) D. G. Rich, "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transactions, Vol.79, Part2, pp.137-145, 1973.
- 6) F. C. McQuinston, "Heat, Mass and Momentum Transfer data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces," ASHRAE Transactions, Vol.84, Part1, pp.266-293, 1978.
- 7) A. F. Mills, Heat Transfer, Irwin, p.888, 1992.
- 8) V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," Int. Chem. Eng., Vol.16, pp.359-368, 1976.
- 9) R. K. Shah, Compact Heat Exchangers in Handbook of Heat Transfer Applications, ed. W.M.R., 1985.
- 10) R. L. Webb, "Evaluation Criteria for Use if Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.24, pp.715-726, 1981.