

## 핀-튜브 열교환 구조를 갖는 복합집열기에서 핀 높이 및 간격에 따른 공기열 이용 액체 가열 성능에 관한 수치해석 연구

### Numerical Analysis on Heat Gain of Liquid from Ambient Air with Various Fin Heights and Pitches of Fin-and-Tube Heat Exchanger in Hybrid Solar Collector

(Received 22 April 2016; accepted 09 June 2016)

최휘웅\* · 파쿠르 로커만\* · 류남진\*\* · 윤정인\*\*\* · 손창효\*\*\* · 최광환\*\*\*†  
Choi Hwi-Ung\*, Fatkhur Rokhman\*, Lyu Nam-Jin\*\*, Yoon Jung-In\*\*\*, Son  
Chang-Hyo\*\*\*, Choi Kwang-Hwan\*\*\*†

**Abstract :** Solar assisted heat pump system uses solar thermal energy as a heat source of evaporator of heat pump. So, COP can be enhanced as well as collector efficiency. For improving performance of this system, some research about hybrid solar collector that has fin-and-tube heat exchanger has been conducted. This collector can get a thermal energy from ambient air for liquid heating, so heated liquid can be used as a heat source of evaporator in heat pump even the solar radiation is not enough. In this study, numerical analysis was conducted for confirming heat gain of liquid according to fin height and pitch of fin-and-tube heat exchanger in collector. As a result, higher heat gain was obtained on lower fin height and narrow fin pitch, but the pressure drop also increased with increment of heat gain. Thus the JF factor considering both heat transfer enhancement and pressure drop was investigated and the maximum value was shown when the fin height and pitch were 40mm and 45mm. So it is considered that this installation condition has a highest heat transfer improvement when comparing with pressure drop. However heat gain of liquid at this condition was less than the other installation conditions of fin pitch on same height. Then, after establishing a proper minimum heat gain of liquid, actual production and experiment of collector will be conducted with fin height and pitch showing maximum JF factor and satisfying selected minimum heat gain of liquid on the basis of results of this study.

**Key Words :** 태양열 시스템(Solar thermal system), 태양열 집열기(Solar collector), 핀-튜브 열교환기(Fin-and-tube heat exchanger), 태양열 히트펌프(Solar assisted heat pump), 히트펌프(Heat Pump), 에너지 절감(Energy saving)

\*\*\*† 최광환: 부경대학교 냉동공조공학과(교신저자)  
E-mail: choikh@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6179  
\*최휘웅, Fatkhur Rokhman: 부경대학교 냉동공조공학과 대학원  
\*\*류남진: (주)탑솔  
\*\*\*윤정인, 손창효: 부경대학교 냉동공조공학과

\*\*\*† Kwang-Hwan Choi(corresponding author): Dept. of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University  
E-mail: choikh@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6179  
\*Hwi-Ung Choi, Fatkhur Rokhman: Graduate School of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.  
\*\*Lyu Nam-Jin: Tapsol Co., LTD.  
\*\*\*Jung-In Yoon, Chang-Hyo Son: Dept. of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University

**Nomenclature**

$\dot{Q}$	: Heat transfer rate	[W]
$\dot{m}$	: Mass flow rate	[kg/s]
T	: Temperature	[°C]
U	: Overall heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> K]
C <sub>p</sub>	: Specific heat of heating medium	[kJ/kgK]
F	: Correction factor	[-]
$\Delta T_{lm,CF}$	: Logarithmic mean temperature difference on counter flow	[°C]
A <sub>o</sub>	: Air-side total surface area	[m <sup>2</sup> ]
A <sub>i</sub>	: Tube inner surface area	[m <sup>2</sup> ]
A <sub>m</sub>	: Tube mean surface area	[m <sup>2</sup> ]
A <sub>t</sub>	: Tube outer surface area	[m <sup>2</sup> ]
A <sub>f</sub>	: Fin surface area	[m <sup>2</sup> ]
h	: Heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>i</sub>	: Water side heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>o</sub>	: Air side heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> K]
R <sub>f</sub>	: Fouling factor	[m <sup>2</sup> K/W]
R <sub>c</sub>	: Thermal contact resistance	[m <sup>2</sup> K/W]
$\Delta x$	: Tube thickness	[m]
k	: Thermal conductivity	[W/mK]
d <sub>t</sub>	: Tube diameter	[m]
V	: Velocity	[m/s]
D <sub>h</sub>	: Hydraulic diameter	[m]
$\Delta P$	: Pressure drop	[Pa]
F <sub>h</sub>	: Fin height	[mm]
F <sub>p</sub>	: Fin pitch	[mm]
Re	: Reynolds number	[-]
Pr	: Prandtl number	[-]
j	: Colburn j factor	[-]
f <sub>p</sub>	: Petukhov friction factor	[-]

f	: Friction factor	[-]
JF	: JF factgor	[-]

**Greek symbols**

$\eta$	: Surface efficiency	[-]
$\eta_f$	: Fin efficiency	[-]
$\rho$	: Density	[kg/m <sup>3</sup> ]

**Subscripts**

w	: Water
air	: Air
avg	: Average
R	: Reference
in	: Inlet
out	: Outlet

**1. 서 론**

최근 화석연료 사용 급증으로 인한 환경오염 및 에너지 고갈 문제가 대두되면서 신재생 에너지원 효율 증대에 관한 많은 연구들이 수행되고 있다.

이 중 태양열의 경우 해당 에너지원 이용 효율 증진을 위한 노력의 일환으로 태양열에너지를 종래 히트펌프 증발부 열원으로 사용하고자하는 연구가 진행되나 있다. 이러한 시스템은 좀 더 낮은 온도대에서 집열을 수행함으로써 태양열 집열 효율을 높이고 히트펌프 또한 높은 COP로 작동될 수 있는 장점이 있다. 국내의 경우 관련 연구로는 Baek et al.<sup>1),2)</sup> 이 시뮬레이션 분석 및 실험을 통해 태양열시스템에서 얻어진 열량을 히트펌프를 증발열원으로 사용함으로써 집열효율 증대 및 높은

COP 상태에서의 히트펌프 운전이 가능함을 확인하였고 Park et al.<sup>3)</sup>은 태양열 집열기를 이용해 축열된 열량을 일정 온도 이상일 경우 부하측에 바로 사용하고 일정 온도 이하인 경우 난방용 히트펌프 열원으로 사용하는 시스템 성능 특성에 관한 연구 등을 수행한 바 있다. 또한 국외에서는 Hawlader et al.<sup>4)</sup>에 의해 태양열 집열부 자체를 히트펌프 증발부로 사용한 시스템에 대한 수치해석적 연구가 진행된 바 있고, Kuang and Wang<sup>5)</sup>은 유사한 시스템에 대한 실증연구를 수행하였으며, 외에도 많은 관련 연구들이 진행되고 있다<sup>6)</sup>.

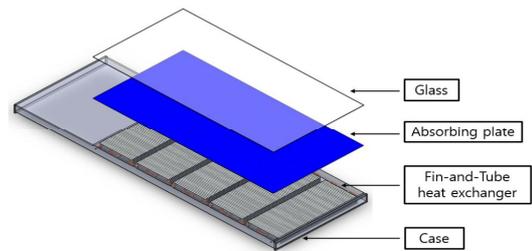
하지만 이러한 집열기 모두 태양열만 이용하므로 흐린날 혹은 야간에 사용이 어려우며 여름철 과열문제를 갖게된다. 따라서 이러한 부분의 개선으로 공기-물 열교환 구조를 가지는 집열기가 개발 될 시, 일사가 충분한 조건에서는 기존 시스템과 마찬가지로 태양열을 이용해 순환 액체 가열 후 히트펌프 증발부에 열을 공급함으로써 태양열 이용을 향상 및 높은 COP에서의 히트펌프 작동이 가능하고, 일사가 부족한 경우 히트펌프 증발 온도 제어 및 외부 공기열 이용 집열기 순환 액체 가열을 통해 흐린날 및 야간에도 시스템 운전을 수행할 수 있게 되며, 여름철 집열기 과열 방지를 통한 장기수명화 등의 이점을 가질 수 있을 것으로 기대된다.

이에 본 연구에서는 이러한 공기-물 열교환 구조를 가지는 복합집열기 개발의 초기 설계 단계로써 전산해석에 근거해 핀-튜브 열교환 부에서 핀 설치 높이 및 간격에 따른 공기열 이용 액체 가열 성능을 확인하고자 하였다. 또한 이를 통해 핀 설치 높이 및 간격에 따른 열교환 성능 및 압력강하 증감 경향을 평가하여 추후 실제 집열기 제작을 위한 기초자료로 활용하고자 한다.

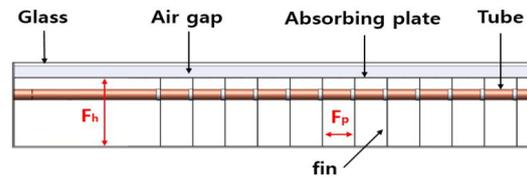
## 2. 수치해석 모델 및 방법

### 2.1 수치해석 모델

대상 집열기는 흐린날 혹은 야간에도 공기열 이용 액체 가열이 가능하도록 기존 평판형 집열기와 달리 흡수판 하부에 공기-물 열교환 구조를 갖도록 하였다. 열교환부는 구리 배관과 알루미늄 핀으로 구성된 플레이트 핀-튜브 타입 열교환기로 되어있다. 집열기 구성은 크게 유리판, 흡수판, 핀-튜브 열교환기, 케이스로 되어있으며 그림 1과 2에 제작된 복합집열기 모습 및 열교환 방식을 개략적으로 나타내었다.



(a) Exploded view of hybrid solar collector



(b) Front view of hybrid solar collector

Fig. 1 Schematic of hybrid solar collector

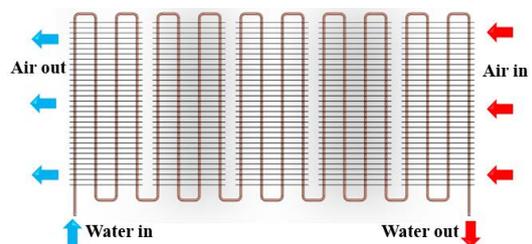


Fig. 2 Schematic diagram of fin-and-tube heat exchanger in hybrid solar collector

유동 공기와 같은 경우 집열기 전면부에서 유입되어 배관을 흐르는 액체와 열교환을 수행한 후 취출되고 액체는 관내를 흐르며 유동 공기로부터 열을 획득하며, 두 열매체는 직교대향유동 열교환을 수행하게 된다. 외측의 경우 추후 단열 방식 및 적절 두께 등의 고려가 필요한 부분이나, 본 연구에서는 핀 높이 및 간격에 따른 열교환 성능 비교에 주안점을 뒀다. 단열조건을 주었고, 해석 모델은 실제 제작하고자 하는 모델과 기하학적 상사가 1대1 대응을 이루도록 전열길이 1950mm(L), 너비 950mm(W) 조건을 주었으며, 높이의 경우 핀 높이에 따라 최소 53.3mm(H)에서 93.3mm(H)를 갖게 된다.

### 2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 핀-튜브 열교환 구조를 갖는 집열기에서 핀 설치 높이 및 간격에 따른 공기에서 액체로의 열전달 성능을 확인하고자 하였고, 유입 공기의 경우 20°C, 유입 액체의 경우 10°C의 온도 조건을 주었다. 형상 조건은 핀 높이가 40mm, 60mm, 80mm의 3가지 조건, 간격 15mm, 25mm, 35mm, 45mm의 4가지 조건으로 총 12가지 조건이 주어졌으며 공기 측 수력 직경(D<sub>h</sub>)의 경우 핀 높이에 따라 각각 77mm, 113mm, 148mm을 보였다.

해석은 각 형상조건 및 일정 유량조건에서 여러 풍량조건에 대해 수행되었고, 유량의 경우 기존 액체식 집열기 시험 조건과 히트펌프 열원으로 태양열을 이용한 경우 사용된 액체 측 유량의 중간 정도의 값인 5L/min을 취하였다<sup>2),7)</sup>. 풍량의 경우 전면부 풍속과 히트펌프 증발 열원 공급을 위한 운전임을 감안하여 기존 공기식 태양열 가열기보다 좀 더 높은 풍량 범위를 갖는 300m<sup>3</sup>/h, 500m<sup>3</sup>/h, 700m<sup>3</sup>/h를 선정하였다. 유입부 전면 풍속은 핀 높이가 40mm의 경우 1.77m/s, 2.95m/s, 4.12m/s, 핀 높이가

60mm에서 1.18m/s, 1.97m/s, 2.75m/s, 핀 높이 80mm에서 0.89m/s, 1.47m/s, 2.06m/s을 보였다. 수력직경(D<sub>h</sub>)과 동점성계수를 고려한 Reynolds 수의 경우 핀 높이와 관계없이 각 풍량조건에서 유사한 값을 보였으며 그 범위는 8600-21000에 포함되게 되어 난류조건에 해당함을 알 수 있다.

상기 해석은 상용 열유체 프로그램 중 하나인 Solid Works의 Flow simulation을 사용하여 수행하였고 표 1에는 제작 모델의 치수와 해석이 수행된 조건을 좀 더 상세히 나타내었다.

Table 1. Simulation conditions

Parameter		Value
Collector size	Length(mm)	1950
	Width(mm)	952
	Height(mm)	13.3+Fin height
Absorbance area(m <sup>2</sup> )		1.86
Row of tube		20
Fin	Height(mm)	40, 60, 80
	Pitch(mm)	15, 25, 35, 45
Air volume(m <sup>3</sup> /h)		300, 500, 700
Flow rate of water(L/min)		5
Temperature	Inlet air(°C)	20
	Inlet water(°C)	10

### 2.3 데이터 분석

핀 높이 및 간격에 따른 공기, 액체 및 평균 열전달률은 해석 결과와 아래 식을 이용하여 구하였다.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{air,out} - T_{air,in}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{avg} = \frac{\dot{Q}_{air} + \dot{Q}_w}{2} \quad (3)$$

총괄열전달계수는 다음 식을 통해 구하였다.

$$U = \frac{\dot{Q}_{avg}}{A_o F \Delta T_{lm, CF}} \quad (4)$$

이때 핀-튜브 열교환기에서의 열관류율 관계식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_f + R_c + \frac{\Delta x}{A_m k_t / A_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} \quad (5)$$

여기서 시뮬레이션 상의 해석임을 고려하여 오염계수와 접촉열 저항을 무시하면 외측 열전달계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h_o = 1 / \left( \frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{A_m k_t / A_o} - \frac{A_o}{A_i h_i} \right) \quad (6)$$

$$h_o = \eta h = \frac{(A_t + \eta_f A_f)}{A_o} h \quad (7)$$

이때 해당 열전달계수는 식 (7)과 같이 핀 효율이 포함된 식이며, 제작된 모델의 경우 기존 관계식으로부터 핀 효율을 구하기 어려우므로 본 연구에서는 타 연구자의 논문을 참고해, 핀 효율의 효과가 포함된 식 (6)의 열전달계수를 이용하여 비교 분석을 수행하였다<sup>8)</sup>.

배관 측 대류열전달계수의 경우 액체 측 Reynolds 수가 9,500정도임을 감안하여 아래와 같이 낮은 Re수에서 정확도가 높은 Gnielinski 관계식을 이용하여 산출하였다<sup>9)</sup>.

$$h_i = \frac{(f_p/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f_p/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{k_t}{d_t} \right) \quad (8)$$

이때 사용한 마찰인자는 Petukhov식을 이용하였으며 이는 다음과 같다<sup>9)</sup>.

$$f_p = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

본 연구에서는 고안된 집열기에서의 핀 설치 높이 및 간격에 따른 열교환 성능 및 압력강하 정도를 비교 분석하기 위해 colburn j factor 및 friction factor를 이용하였으며 이때 각 인자는 다음과 같다<sup>8),10)</sup>.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{h_o}{\rho C_{p,air} V_{avg}} Pr^{2/3} \quad (10)$$

$$f = \frac{D_h}{L} \frac{2\Delta P}{\rho V_{avg}^2} \quad (11)$$

일반적으로 핀 설치 시 열전달 성능이 증가하나 압력강하 또한 증가하게 된다. 따라서 핀 높이 및 간격에 따른 열전달 성능 향상과 압력강하 증가를 함께 고려하여 비교하기 위해 본 연구에서는 Yun and Lee<sup>10)</sup>에 의해 정의된 JF factor를 이용하였고, 그 식은 아래 나타난 바와 같다.

$$JF = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}} \quad (12)$$

이때  $j_R$  및  $f_R$ 은 비교 기준이 되는 조건에서의 j 인자 및 마찰인자로 본 연구에서는 핀이 없는 경우에 해당하는 값을 취하였고, 해당 인자는 그 값이 클수록 핀 설치로 인한 압력

강하 증가 대비 열전달 성능 향상이 우수함을 의미한다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 열전달 성능

그림 3에는 핀 설치 높이 및 간격에 따른 액체 측 열획득량을 나타내었다. 액체 측 열획득량은 설치조건 및 풍량에 따라 최소 332W에서 최대 1084W정도를 보였으며 핀 높이가 낮을수록, 설치 간격이 조밀할수록 그리고 풍량이 증가할수록 그 값이 커지는 모습을 보였다.

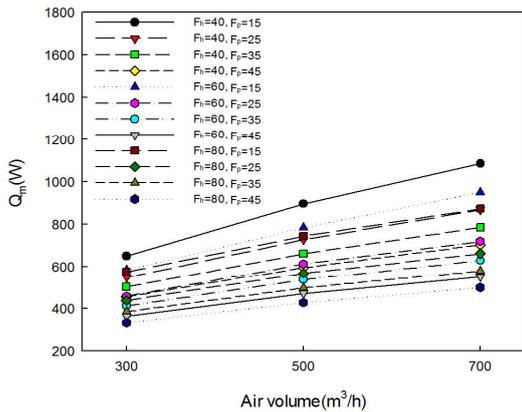


Fig. 3 Heat transfer rate between air and water with respect to fin height and pitch

이는 핀 간격이 좁을수록 전열면적이 증가하고 핀 높이가 낮을수록, 유입 풍량이 클수록 공기 평균 유속이 증가하여 대류로 인한 열전달 성능이 향상되었기 때문으로 사료된다.

그림 4 및 5에는 수치해석 결과로부터 얻은 값과 식(6), (10)을 이용해 구한 공기 측 열전달계수 및 j 인자를 나타낸 것으로 해당 인자들은 열획득량과는 달리 같은 높이 조건일 경우 핀 간격이 넓을수록 더 큰 값을 보임을 알 수 있었다.

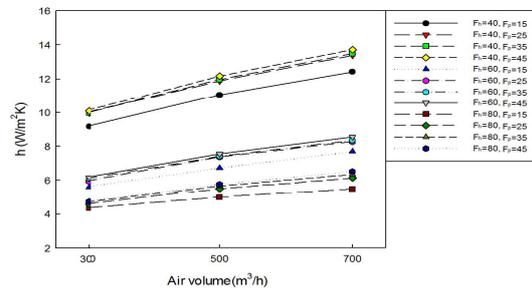


Fig. 4 Heat transfer coefficient of air side with respect to fin height and pitch

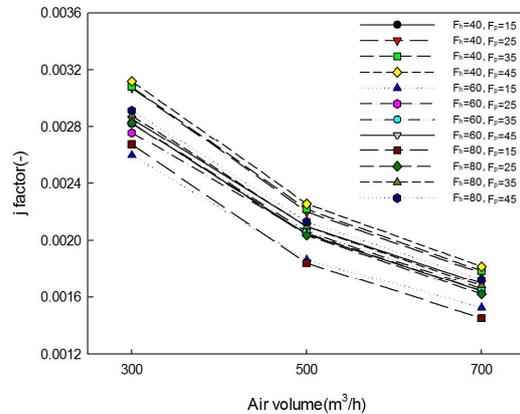


Fig. 5 j factor with respect to fin height and pitch

이는 열획득량의 경우 핀 간격이 좁을수록 전열면적이 커져 증가하게 되나 열전달 성능의 경우에는 핀 간격이 좁아질수록 핀 사이에서 발달된 경계층들이 서로 맞닿는 경계층 간섭효과가 증대하였기 때문으로 판단된다.

핀 간격 감소로 경계층 간섭이 일어날 시 공기 평균유속이 느려지고 핀과 공기 사이의 온도차가 감소하여 결과에서 확인할 수 있는 것처럼 열전달 성능이 저하하게 되며, 이는 전에 수행된 관련 연구들에서 보인 경향과 유사함을 확인할 수 있었다<sup>11)</sup>.

핀 높이에 따라서는 동일 간격에서 높이가 낮을수록 대체로 그 값이 커지는 경향을 보였으며, 이는 낮은 높이의 경우 동일 풍량이 유

입되더라도 공기 평균 유속 더 증가하기 때문으로 판단된다.

### 3.2 압력강하

그림 6에는 핀 설치조건 및 풍량에 따른 압력강하를 나타내었다. 압력강하의 경우 핀 설치 높이가 낮을수록, 설치 간격이 조밀할수록 더 큰 값을 보이면서 열획득량 증가와 동일한 경향을 확인할 수 있었다. 즉, 핀 설치로 인한 열전달량 향상에 압력강하 증가가 수반됨을 확인할 수 있었다.

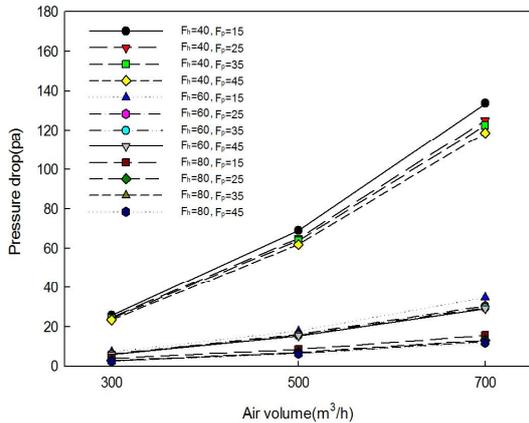


Fig. 6 Pressure drop of air side with respect to fin height and pitch

그림 7에는 수치해석으로부터 구해진 압력강하와 식(11)를 이용해 구한 마찰계수를 나타내었다.

마찰계수의 경우 압력강하와 마찬가지로 같은 높이 조건의 경우 핀 간격이 조밀해질수록 그 값이 커지는 것을 확인할 수 있었다. 반면 동일 간격의 경우 높이 40mm에서 대체로 큰 값을 보였으며, 예외적으로 높이 80mm, 간격 15mm에서 높은 높이임에도 큰 마찰인자를 보였으며 이는 해당 조건에서 압력강하 자체는 작지만 다른 조건보다 수력직경이 크며, 동

일 풍량에서 공기 평균 유동속도가 낮아지게 되기 때문으로 사료되었다.

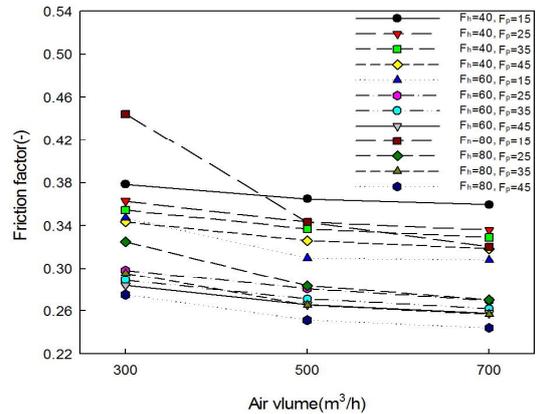


Fig. 7 Friction factor with respect to fin height and pitch

### 3.3 JF factor

앞선 결과들로부터, 복합집열기 내 핀-튜브 열교환기 핀 설치 높이 및 간격 변화에 따른 액체 측 열획득량 증가에 압력강하 또한 같이 수반됨을 확인할 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 이러한 열전달 성능 향상과 압력강하 증가를 같이 고려하기 위해 JF인자를 확인해보았으며 그림 8에 그 결과를 나타내었다.

해당 인자의 경우 핀 설치 높이가 같을 때 핀 간격이 넓을수록, 설치 간격이 같은 경우 낮은 높이 조건일수록 대체로 그 값이 증가하는 경향을 보였다. 또한 핀 설치 높이 40mm, 설치 간격 45mm에서 최대값을 보여 조사된 조건 중 해당 조건에서 핀 설치로 인한 압력강하 증가 대비 열전달 성능 향상이 가장 우수한 것으로 판단되었으며, 최소값의 경우 핀 높이 80mm, 간격 15mm 조건에서 확인될 수 있었다. 이에 따라 핀 높이가 낮을수록, 핀 간격이 조밀할수록 액체 측 열획득량이 증가하는 것과 달리 압력강하를 같이 고려하게 됨으로써 좀 더 넓은 핀 간격에서 더 큰 JF 인자

값이 나타남을 확인할 수 있었다.

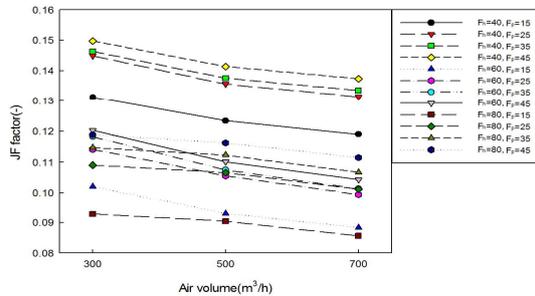


Fig. 8 Comparison of JF factor with respect to fin height and pitch

하지만 JF 인자가 최대값을 보인 핀 높이 40mm, 간격 45mm 조건에서의 액체 측 최대 열획득량은 700W 정도로 좀 더 조밀한 간격의 핀 설치조건에 비해 낮은 액체 측 열획득량을 보임을 알 수 있다. 해당 집열기에서는 핀 설치로 인해 공기로부터 얼마나 더 많은 열을 획득할 수 있게 되는지 또한 중요한 부분이므로 적절한 최소 열획득량 정도를 정할 필요가 있다.

따라서 임의의 최소 열획득량을 만족하는 조건하에서 가장 높은 JF 인자를 보이는 설치조건을 확인해볼 필요가 있으며, 그 결과 최소 열획득량 700W를 만족하는 경우에는 핀 높이 40mm, 간격 45mm, 최소 열획득량 800W의 경우 높이 40mm, 간격 25mm, 최소 열획득량 900W인 경우 높이 40mm, 간격 15mm에서 가장 높은 JF 인자 값을 보이는 것으로 조사되었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 핀-튜브 열교환 구조를 가지는 복합집열기에서 핀 높이 및 간격에 따른 공기열 이용 액체 가열 성능을 수치해석적 방

법을 이용해 평가해보았으며 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 액체 측 열획득량의 경우 해석이 수행된 조건에서 최소 332W, 최대 1084W 정도의 열획득량을 보여 공기열 이용 액체 가열이 충분히 가능할 것으로 판단되었으며 핀 높이가 낮을수록, 핀 간격이 좁을수록 그 값이 커지는 것을 확인할 수 있었다.
- (2) 압력강하의 경우 핀 높이가 낮을수록, 핀 설치 간격이 좁을수록 증가하여 열획득량과 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있었고, 이를 통해 핀 설치로 인한 공기로부터 액체 측으로의 열전달량 향상에 압력강하 증가가 같이 수반됨을 확인할 수 있었다.
- (3) 이러한 열전달 향상 및 압력강하 증가를 같이 고려하기 위해 JF 인자를 확인해 본 결과 핀 설치 높이가 낮을수록, 설치 간격이 넓을수록 그 값이 커지는 경향을 확인하였으며 높이 40mm, 간격 45mm에서 가장 큰 값을 보여 조사된 조건 중 해당 조건에서 핀 설치로 인한 압력강하 증가 대비 열전달 성능 향상이 가장 우수함을 확인할 수 있었다.
- (4) 다만 액체 측 열획득량 자체는 핀 설치 간격이 조밀할수록 증가하는 모습을 보여, 추후 적절 최소 열획득량 선정 후 이를 만족하는 조건에서 최대 JF 값을 보이는 설치 조건에 대해 실제 제작 및 실험 수행이 필요할 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.(No.20153030081190)

## Reference

1. N. C. Baek, J. U. Park, B. H. Song, J. K. Lee and H.J. Kim, Simulation of Solar and Ambient-air-assisted Heat Pump, Journal of The Korean Solar Energy Society, Vol. 20, No. 4, pp. 17-24, 2000.
2. N. C. Baek, J. K. Lee, H. J. Kim, Y. S. yang and B. H. Song, Experimental Study on the Solar assisted Heat Pump system, Proceedings of the KSES 2000 Autumn Annual Conference, pp. 76-82, 2000.
3. Y. C. Park, J. Y. Kim, G.S. Ko, A Study of Performance Characteristics on Hybrid Heat Pump System with Solar Energy as Heat Source, Journal of The Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 1, pp. 47-54, 2007.
4. M.N.A. Hawlader, S.K. Chou and M.Z. Ulah, The performance of a solar assisted heat pump water heating system, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, Issue. 10, pp. 1049-1065, 2000.
5. Y.H. Kuang and R.Z. Wang, Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, Solar Energy, Vol. 80, Issue. 7, pp. 795-803, 2006.
6. Mahmut Sami Buker and Saffa B. Riffat, Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 55, pp. 399-413, 2016.
7. Y. Liu, J. Ma, G. Zhou, C. Zhang and W. Wan, Performance of a solar air composite heat source heat pump system, Renewable Energy, Vol. 87, Part 3, pp. 1053-1058, 2016
8. J.Y. Yun and K.S. Lee, Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, Issue 13, pp. 2375-2385, 1999.
9. YUNUS A. CENGEL and AFSHIN J. GHAJAR, "HEAT and MASS TRANSFER Fundamentals and Applications", 4<sup>th</sup> ed, McGraw-Hill, pp.488-489, 2011
10. J.Y. Yun and K.S. Lee, Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, Issue 14, pp. 2529-2539, 2000
11. T.H. Kang, M.Y. Lee, Y.C. Kim and S.J. Yun, Experimental Study on the Air-Side Heat Transfer Characteristics of a Spirally-Coiled Circular Fin-Tube Heat Exchanger According to Geometric Parameters, The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 34, No. 5, pp. 515-522, 2010