

열전달 향상 장치에 따른 평판형 태양열 집열기의 압력강하 및 열전달 특성

안성후¹ · 신지영² · 손영석[†]

(원고접수일 : 2013년 3월 19일, 원고수정일 : 2013년 5월 10일, 심사완료일 : 2013년 5월 22일)

Pressure drop and heat transfer characteristics of a flat-plate solar collector with heat transfer enhancement device

Sung-Hoo Ahn¹ · Jee-Young Shin² · Young-Seok Son[†]

요약: 평판형 태양열 집열기의 효율을 높이기 위한 방법으로 열전달 향상 장치의 삽입, 표면 거칠기의 변화 등 다양한 방법들이 알려져 있다. 본 연구는 실험을 통해 다양한 열전달 향상 장치를 제작하고 이를 덕트에 삽입해 실험을 수행하였다. 실험은 기본적으로 덕트 윗 평판에 일정한 열유속을 가하였고, 삽입된 모델은 매끈한 덕트 형상(Base case)과 Chamfered rib 10°, Chamfered rib 20°, Rib & Groove, Rib & Dimple 모델이다. 실험은 Reynolds 수가 2,300~22,000의 범위에서 이루어졌으며 이는 난류영역에 해당한다. 열전달 향상 장치를 삽입하면 면적의 증가와 2차 유동으로 인하여 열전달이 향상되고, Reynolds 수가 증가할수록 열전달이 향상되었으며 압력강하도 증가하였다. 열전달 측면에서는 Rib & Dimple 모델이 열전달 향상 효과가 가장 좋았으며, 압력강하는 Chamfered rib 10° 모델이 가장 낮았으며, 성능계수 측면에서도 Chamfered rib 10° 모델이 가장 높은 것으로 나타났다.

주제어: 평판형 태양열 집열기, 열전달 향상 장치, 열전달 특성, 압력강하, 성능계수

Abstract: The surface roughness and heat transfer enhancement devices are known to increase the performance of a flat plate solar collector. This study includes the experiments on the effect of the several heat transfer enhancement devices inserted in duct to simulate the flat-plate solar collector. Experiment was basically at a constant heat flux on the upper duct wall. Inserted heat transfer enhancement devices are Chamfered rib 10°, Chamfered rib 20°, Rib & Groove and Rib & Dimple. Reynolds number is in the range of 2,300 to 22,000 which corresponds to turbulent regime. With the heat transfer enhancement devices, heat transfer would increase by the secondary flow and the increase of the heat transfer area. Pressure drop also increases with the insertion of the enhancement devices. Rib & Dimple model is the best in heat transfer enhancement, however, Chamfered rib 10° model is the lowest in the pressure drop. Considering the heat transfer enhancement simultaneously with low pressure drop increase, performance factor was the best for the Chamfered rib 10°.

Key words: Flat-plate solar collector, Heat transfer enhancement device, Heat transfer characteristics, Pressure drop, Performance factor

1. 서론

평판형 태양열 집열기의 성능을 향상시키기 위

[†]Corresponding Author: Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, 176 Eomgwangno, Busanjin-Gu, Busan 614-714, Korea, E-mail: ysson@deu.ac.kr, Tel: 051-890-1648

1 Graduate School, Dong-Eui University, E-mail: conflux96@nate.com, Tel: 051-890-1921

2 Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, E-mail: jyshin@deu.ac.kr, Tel: 051-890-1650

한 방법으로 열전달 향상 장치의 삽입, 표면 거칠기의 변화 등 다양한 방법들이 알려져 있다. 그 중에서 열전달 강화 장치로서 립(rib)의 삽입은 작동 유체의 유동을 방해하여 유동고란을 일으켜 열전달 성능을 잘 향상시킨다고 알려져 있다.

립의 경우에는 기존의 연구에서 많은 연구와 실험이 이루어졌으며, 립의 배열과 피치의 변화, 립의 높이, 너비의 변화, 립의 모양(대표적으로 W 모양과 V 모양), 립의 각도와 립의 연속과 불연속에 따라 무수한 변수가 존재한다.

Patil et al. [1]은 집열기 평판에 V 모양의 부러진 립의 형상을 도입해서 Reynolds 수 3,000-17,000 범위에서 랩의 상대적인 위치와 립의 상대적인 정렬 위치, 크기에 대해서 연구하여 최적의 형상을 찾아내었고, Singh et al. [2]은 Reynolds 수 3,000-15,000 범위에서 V 모양의 립을 불연속하게 만들어서 동일한 펌핑동력을 바탕으로 열수력 성능 매개변수에 상당한 개선을 꾀하였다. Kumar et al. [3]은 멀티 V자형 립의 기하학적 매개 변수의 효과를 실험을 통해 유체의 유동 특성을 조사하였고, Varun et al. [4]은 열전달 능력을 향상시키기 위해 태양열 공기 히터 내부에 삽입되는 립의 형상을 재검토 하였다.

본 연구에서는 평판형 태양열 집열기의 열전달 성능 향상을 위해, 실제 이용되고 있는 평판형 태양열 집열기의 형상 및 열적 경계조건에서 다양한 열전달 향상 기술을 적용한 실험적 연구를 수행하여 전체적으로 태양열시스템의 성능 향상을 도모하고자 한다. 본 연구의 결과는 실제 상용적으로 이용되고 있는 평판형 태양열 집열기의 열전달 성능 향상에 직접적으로 활용되어 전체적으로 태양열시스템의 성능 향상에 기여할 수 있는 요소기술이 될 것이다.

2. 실험

2.1 실험장치

Figure 1은 실험에 사용된 실험장치 및 계측장비의 개략도를 나타낸 것이다. 인버터를 사용하여 웬의 분당회전수(rpm)를 조절함으로써 채널내의 공

기유속을 실험조건에 맞는 속도로 일정하게 유지시키고, 직류전원공급기(DC power supply)를 사용하여 히터에 일정한 열유속을 공급한다. 열전대, 차압계, 열선유속계를 데이터획득장치(Agilent 34790A)에 연결하여 시험부의 입·출구 온도 및 채널 벽면온도, 압력, 유속 등의 데이터를 획득하고, 데이터획득장치로부터 GPIB 카드를 이용하여 컴퓨터로 데이터를 전송하였다. 또한, LABVIEW 2010[5] 소프트웨어를 이용해서 데이터획득장치를 원격 조정하였고 컴퓨터에 자료를 저장, 분석하였다.

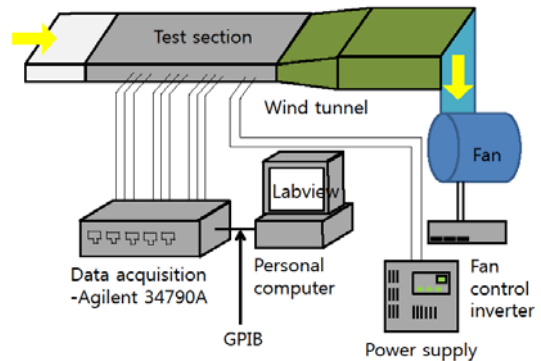
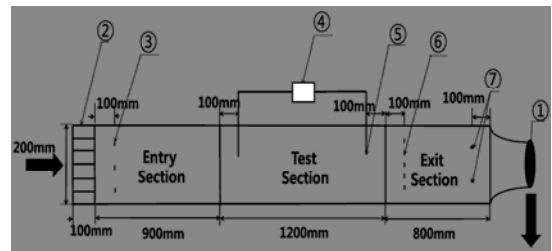


Figure 1: Schematic representation of the experimental apparatus.



① Fan unit	⑤ Pressure tab
② Flow Straightener	⑥ 5 outlet thermocouple probes
③ 3 inlet thermocouple probes	⑦ Hot wire anemometer
④ Differential pressure transducer	

Figure 2: Schematic diagram of the experimental apparatus.

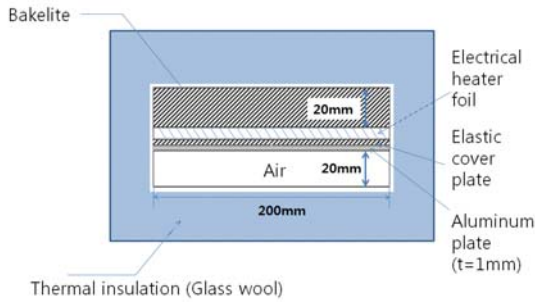


Figure 3: Cross view of the test section

Figure 2는 실험장치의 개략도를 나타내었고, 시험부의 단면을 Figure 3에 나타내었다. 평판형 태양열 집열기를 모사하기 위하여 시험부의 윗면에 박막형 히터를 설치하여 윗면으로부터 시험부로 일정한 열유속이 공급되도록 하였다. 주위공기(24~28℃)는 출구측에 설치된 흡입식 팬의 작동으로 인해 덕트로 유입되고, 입구영역을 거쳐 완전발달된 유동이 되어 시험부를 통과하게 된다. 시험부 전후의 압력손실을 측정하기 위해 시험부 입·출구에 압력 탭을 설치하였고, 덕트를 통과한 유동은 열선유속계를 통과하여 실험장치 밖으로 유출된다. 시험부의 외부 벽면에 단열재를 덮었으며, 실험장치 외벽에 단열재를 한 번 더 덮어 열손실을 최소화 하였다. 유동에 수직한 시험부 단면적은 200×20 mm(수력직경 36.4 mm)로 폭과 높이의 비(W/H)는 10이다. 시험부의 길이는 1000 mm 이고, 덕트 전체 길이는 3000 mm이다. 시험부 앞쪽에는 1000 mm(수력직경의 약 27.5배)인 덕트를 설치하여, 시험부로 들어오는 유동을 완전발달된 유동으로 만들었다. 이는 평판형 태양열 온수기 성능 평가 기준인 ASHRAE standard 93-77 [6]에 따라 최소 길이를 실험장치에 적용 시켰다.

Figure 4는 실험에 사용된 열전달 향상 장치의 형상을 나타낸 것이다. 총 4종의 립(rib) 형상을 제작하였으며, 다양한 형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 비교하였다. 립이 부착된 판의 크기는 1030×215 mm, 재질은 알루미늄으로 제작되었으며, 시험부의 상부 히터 아래에 설치하였다. Table 1은 실험에 사용된 립의 개수와 피치를 표로 정리하였으며, Table 2는 각각의 형상에 대해 Reynolds 수

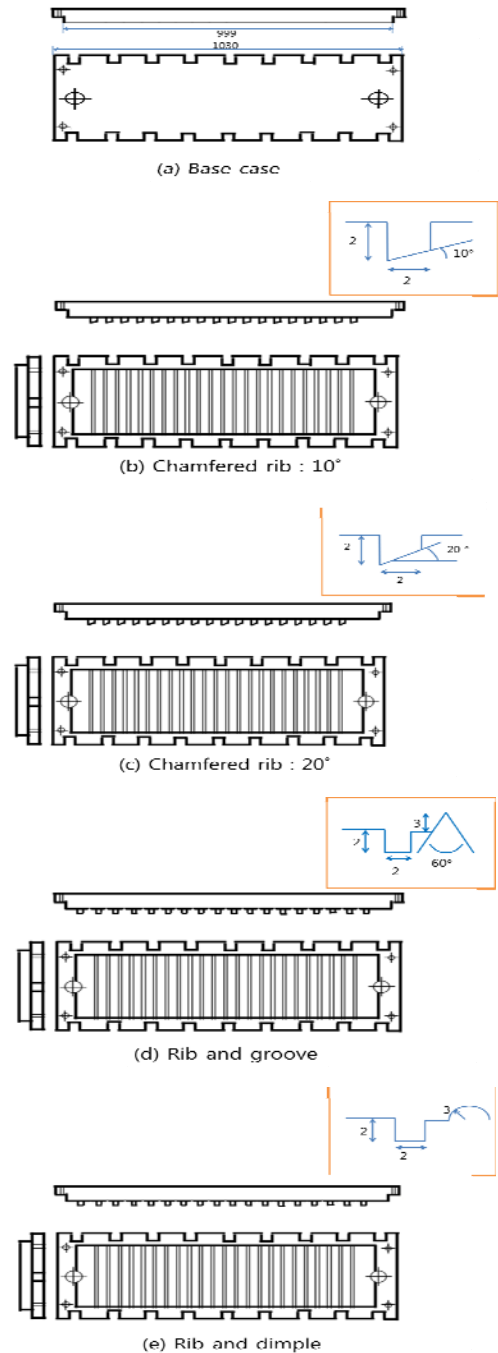


Figure 4: Heat transfer enhancement devices used in the experiment

의 해석 범위 등 각종 변수들을 나타내고, 이에 따라 실험을 수행하였다.

2.2 실험방법

실험을 수행하기 전에 히터에 일정한 전압을 공급하였을 때 상부 히터 벽면의 온도 균일성을 확인하기 위한 예비실험을 수행하였다. 1000 mm × 200mm인 히터벽면의 온도분포를 측정하기 위해 가열 판 부분 각 열에 대각선으로 50 mm 와 100 mm 간격으로 3개씩 삽입하여 총 12개의 열전대로 히터 벽면온도를 측정하였다. 벽면의 각 부분에서 측정된 최대 온도차는 2℃ 이내의 범위로 나타났다.

입구부와 출구부의 온도를 측정하기 위해 입구부에는 열전대를 3개 삽입하였으며, 출구부는 열전대를 5개 삽입하였다. 이 온도로부터 입·출구부의 유체의 혼합평균온도를 결정하였다. 온도계측에 사용한 열전대는 K-형 열전대이다.

Table 1 Nominal geometries.

Type	pitch (mm)	number of ribs (EA)
Base case	-	-
Chamfered rib 10°	20	48
Chamfered rib 20°	20	48
Rib and Groove	20	rib: 48, groove: 48
Rib and Dimple	20	rib: 48, dimple: 48

Table 2 Values of parameters.

Parameters	Values
Relative roughness pitch(p/e)	10
Rib height(e)	2 mm
Rib width(b)	2 mm
Relative roughness height(e/D_h)	0.0550
Duct aspect ratio(W/H)	10
Reynolds number	2,300 - 22,000

측정된 유체의 입·출구 온도차와 유량으로부터 유체에 가해진 열전달량을 계산하여, 이를 측정된 히터에 가해진 전력량과 다음과 같이 비교 검증하

였다. 채널을 지나는 유체로의 열전달량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{p,f} (\overline{T_{f,o}} - \overline{T_{f,i}}) \quad (1)$$

여기서, $\overline{T_{f,i}}$ 와 $\overline{T_{f,o}}$ 는 각각 유체의 입구와 출구의 평균온도이다.

$$P = V^2/R \quad (2)$$

열이 공급된 히터에 가해진 전체 투입 열량은 식 (2)로 구할 수 있으며, 여기서 R 은 전열판 전체의 저항이고, V 는 측정된 전압 값이다. 다른 방법으로는 전력계(power meter)를 이용하여 히터에 가해지는 전력을 바로 측정 가능하다. 본 실험에서는 이론적인 식 (2)를 사용하였다. 식 (1)의 유체의 입·출구 온도차를 이용하여 계산한 열전달량은 식 (2)로 구한 히터에 공급된 열전달량에 비해 최대 8.1% 낮게 나타났으며, 이로부터 단열체를 통하여 손실된 열량을 평균 8.0%로 판단하였다.

실험의 진행과정은 다음과 같다. 모든 실험장치의 전원을 연결하고, 시험부의 히터에 실험조건에 맞는 전압을 공급하고, 펌의 회전속도를 원하는 유속으로 맞춘다. 온도가 정상상태에 도달하는 과정을 확인하기 위해 시간변화에 따른 온도변화를 관찰한다. 본 실험에서는 온도변화가 0.15℃/300초 이내일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였다. 즉, 실험장치 가동 후 30초 간격으로 측정된 10회의 데이터를 비교하여 온도변화가 0.15℃ 이내 이면 정상상태에 도달한 것으로 판단하고, 마지막 10회의 측정 데이터를 계산에 사용하였다. 실험과정 중 측정변수로는 입구온도, 출구온도, 평판온도, 유속, 압력강하 등이 있다.

본 실험에서의 실험오차[7]를 확인해 보면, 전력계의 오차는 1%, 열전대의 고정점오차는 1.1℃이고, 반복측정에 의한 랜덤오차는 최대 2℃이고, 데이터획득장치의 온도 변환오차는 0.05℃이다. 전력계의 오차, 열전대의 오차, 데이터획득장치의 오차를 고려하여 열전달계수의 실험오차를 구하면 벽

면온도와 유체온도의 차이가 22℃일 경우 5.9%이고, 57℃일 경우 2.4%로 판단할 수 있다. 속도의 실험오차는 1 m/s일 때 3.0%이고 11 m/s일 때 3.0%이며, 압력의 실험오차는 5.79 Pa일 때 13.3%이고 94.7 Pa일 때 0.9%이다[8].

3. 결과 및 고찰

3.1 실험결과의 타당성

실험결과의 타당성을 검토하기 위해 본 연구에서는 열전달 향상 장치가 삽입되지 않은 매끈한 덕트에서의 실험결과를 기존 연구자들이 실험을 통해 얻은 상관식과 비교하였다.

Figure 5는 Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Gnielinski가 제시한 Nusselt 수 상관식[9]을 이용하여 계산한 값과 본 연구의 매끈한 덕트에서의 실험결과 값을 비교하여 나타내고 있다. 형상 및 경계조건, 물성치 등에 의한 오차를 생각하면 실험결과는 타당하다고 판단된다.

Figure 6에서는 Petukhov가 제시한 마찰인자 상관식, Moody선도에서 나타난 매끈한 표면조건에 대한 마찰인자[9], 그리고 본 실험에서 측정된 압력강하로부터 구한 마찰인자 값을 비교하여 나타내었다. 상관식과 실험값의 차이는 있었지만 대체로 Reynolds 수가 증가함에 따라 마찰인자가 감소하는 경향을 보였다. 실험결과 마찰인자가 상관식보다 높게 나오는 이유는 상관식은 매끈한 표면에 대한 마찰인자이나 본 실험의 표면은 매끈한 표면이 아니고 어느 정도 표면 거칠기가 존재하기 때

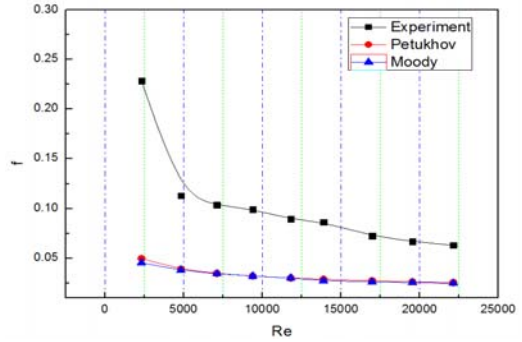


Figure 6: Comparison of experimental friction factor with correlations

문에 더 높게 나타난다. 그러므로 마찰인자에 대한 실험결과는 타당하다고 판단된다.

3.2 열전달 특성

덕트 내에 립을 삽입하게 되면 열전달 면적이 늘어나고 작동유체의 유동을 교란시키므로 열전달 성능이 증가될 것이라고 충분히 예상이 가능하다. 각각 다른 형상의 열전달 향상 장치가 대류 열전달에 미치는 영향을 평가하기 위해서 평균 Nusselt 수를 계산하였다. 덕트 벽면에서의 평균열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{h} = q_w / (\bar{T}_w - \bar{T}_f) \quad (3)$$

$$\bar{T}_f = \frac{\bar{T}_{f,i} + \bar{T}_{f,o}}{2} \quad (4)$$

여기서, q_w 는 벽면에 공급되는 단위면적당 열전달량이며, \bar{T}_w 는 벽면 평균온도, \bar{T}_f 는 입구 및 출구 유체의 평균온도를 나타낸다. 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_{D_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k_f} \quad (5)$$

여기서, D_h 는 수력직경이고, k_f 는 유체의 열전도율이다.

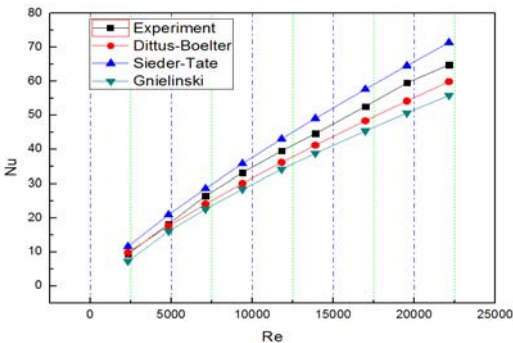


Figure 5: Comparison of experimental Nusselt number with correlations.

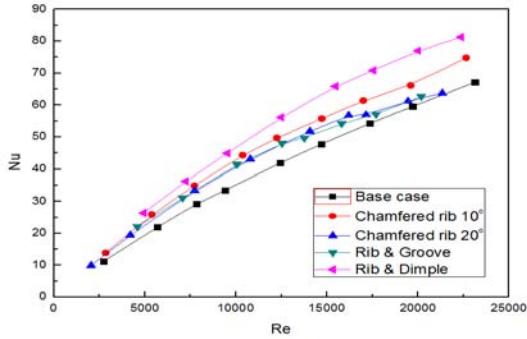


Figure 7: Comparison of experimental values of Nusselt number.

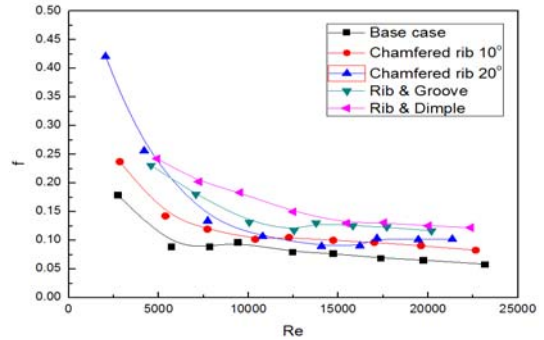


Figure 9: Comparison of experimental values of friction factor.

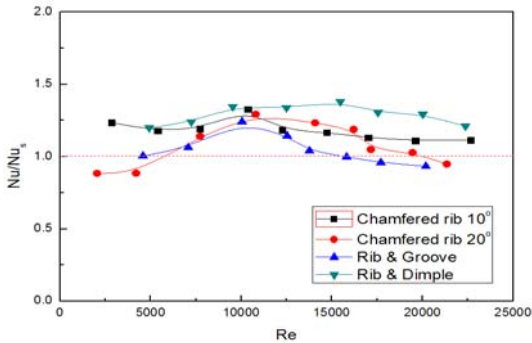


Figure 8: Nusselt number ratio as a function of Reynolds number.

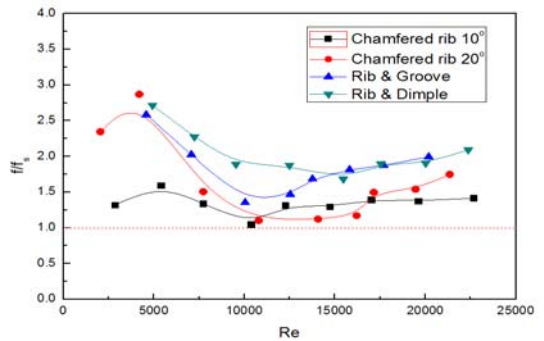


Figure 10: Friction factor ratio as a function of Reynolds number.

Figure 7은 매끈한 덕트 형상(Base case)과 Chamfered rib 10°, Chamfered rib 20°, Rib & Groove, Rib & Dimple형상의 열전달 향상 장치에 대해 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수를 나타내고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 Reynolds 수가 증가할수록 Nusselt 수는 증가하고, 열전달 향상 효과가 큰 순서는 Rib & Dimple, Chamfered rib 10°, Chamfered rib 20°, Rib & Groove 순으로 나타났다. Rib & Dimple 모델은 다른 모델에 비해 표면적이 넓고 유동교란 때문에 난류를 촉진시킬 뿐만 아니라 자유전단층(free shear layer)을 립 가까이 재부착시키기 때문에 열전달이 가장 좋게 나타난 것으로 판단된다.

Figure 8은 열전달 향상 장치가 삽입되어 실험이 수행된 Nusselt 수(Nu)와 아무것도 삽입되지 않은 매끈한 덕트의 Nusselt 수(Nu_s)와의 비를 Reynolds

수에 따라 나타낸 것이다. 열전달 향상이 매끈한 덕트에 비해 열전달 향상 장치들은 점차 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있다. 감소하는 경향을 보이는 이유는 Nu_s의 증가량보다 Nu의 증가량이 작기 때문이다.

3.3 압력강하

덕트 내에 열전달 향상 장치를 삽입할 경우 열전달은 증가시킬 수 있지만 배열된 립은 유동을 방해함으로써 마찰항력과 형상항력이 증가하여 압력강하가 커지게 된다. 압력강하가 증가하면 유동에 필요한 동력이 증가하게 되므로 열전달 증가에 따른 이득은 감소하게 된다. 그러므로 열전달 향상 장치를 설계할 때 압력손실은 중요한 항목이 된다. 압력강하를 구하기 위해 마찰인자(f)를 식 (6)과 같이 정의한다.

$$f = \frac{\Delta P}{(L/D_h)\rho V_m^2/2} \quad (6)$$

여기서, $\rho V_m^2/2$ 는 입구에서의 동압을 나타낸다.

Figure 9는 매끈한 덕트 형상(Base case)과 Chamfered rib 10°, Chamfered rib 20°, Rib & Groove, Rib & Dimple 형상에 대해 Reynolds 수에 따른 마찰인자를 보여준다. Reynolds 수가 증가할수록 마찰인자는 감소하는 경향을 보였으며, 실험에서는 모든 형상이 매끈한 덕트일 때 보다 마찰인자가 높게 나왔다. Chamfered rib 10° 모델이 마찰인자가 가장 낮았으며, 열전달 향상 효과가 가장 큰 Rib & Dimple 모델은 뒤틀림에 의한 추가 유동교란 및 난류 증가 때문에 압력강하가 가장 높게 나왔다.

Figure 10은 열전달 향상 장치가 삽입된 마찰인자(f)와 아무것도 삽입되지 않은 매끈한 덕트의 마찰인자(f_s)와의 비를 Reynolds 수에 따라 나타낸 것이다. Rib & Dimple 모델의 경우는 압력강하가 크기 때문에 다른 열전달 향상 장치에 비해 많은 동력을 요구한다.

3.4 성능계수

앞에서 보았듯이 열전달 향상장치를 삽입하면 열전달은 향상이 되지만 압력손실도 함께 증가하는 것을 보았다. 즉, 압력손실이 증가하면 필요한 동력이 증가하게 되므로 실질적으로 사용하기에는 부적절하다. Webb과 Geef[10]는 일정한 송풍력에서 압력손실에 대한 열전달 비를 나타내는 성능계수 (Performance factor; PF)를 다음과 같이 제시하였다.

$$PF = \frac{Nu/Nu_s}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (7)$$

여기서, Nu_s 와 f_s 는 열전달 향상 장치가 삽입되지 않은 매끈한 덕트에서의 Nusselt 수와 마찰인자이다. 열전달 성능이 향상하더라도 압력손실이 증가하면 그 만큼 동력이 많이 소요되므로, 압력손실에 대한 열전달 비인 성능계수를 계산하여 이 값이 높아졌는가를 확인하여야 한다.

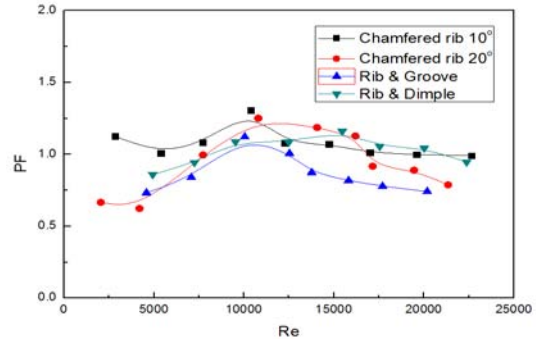


Figure 11: Variation of performance factor with Reynolds number.

Figure 11은 성능계수를 Reynolds 수에 따라 나타낸 것이다. 성능계수는 Reynolds 수가 10,000일 때를 전후로 증가하다가 감소하였다. 이는 Reynolds 수가 증가할수록 열적성능의 증가에 비해서 압력강하의 증가 비율이 커지기 때문에 성능계수가 감소한다. 성능계수 측면에서는 Rib & Groove 모델이 가장 낮은 것으로 나타났으며, Chamfered rib 10° 모델이 전반적으로 높게 나타났다. Rib & Dimple 모델은 열전달 측면에서 가장 높았지만 압력강하 역시 다른 모델에 비해 높은 편이었으므로 성능계수는 높게 나타나지 않았다. 그러므로 반드시 성능계수를 파악하여 설계할 필요가 있다.

4. 결론

본 연구에서는 평판형 태양열 집열기에 여러 가지 형상의 열전달 향상 장치를 삽입하여 Reynolds 수에 따라서 열전달 및 압력강하에 대한 특성을 실험을 통하여 연구하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 덕트에 열전달 향상 장치를 삽입하면 열전달 면적의 증가와 2차 유동으로 인하여 열전달이 증가하며, 유체의 유속이 증가할수록 열전달이 향상되며 동시에 압력강하도 증가하였다.
- (2) 열전달 측면에서는 Rib & Dimple 모델이 열전달 향상 효과가 가장 좋았다. 이는 Rib & Dimple 모델이 다른 모델에 비해 표면적이 넓고 유동교란 때문에 가장 좋게 나타난 것으로 판단된다.

- (3) 압력강하는 Chamfered rib 10°모델이 가장 낮았으며, Rib & Dimple 모델이 가장 높게 나타났다. Rib & Dimple 모델이 열전달 향상 효과는 가장 높았으나 반대로 유동 교란으로 인해 압력강하가 커졌기 때문이다.
- (4) 성능계수 측면에서는 Rib & Groove 모델이 가장 낮았으며, Chamfered rib 10°모델이 전반적으로 높게 나타났다.
- (5) 열전달 향상 장치를 설계를 할 때 열전달이 가장 높거나 압력강하가 가장 낮은 모델을 선택하는 것이 아니라 성능계수를 파악하여 이득과 손실을 고려하여 가장 효율적인 형상을 선택해야 한다.

후 기

이 논문은 2011년 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단 기초연구사업의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: 2011-0011746).

참고문헌

- [1] A. K. Patil, J. S. Saini, and K. Kumar, "Heat transfer and friction characteristics of solar air heater duct roughened by broken V-shape ribs combined with staggered rib piece," *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 4, pp. 0131151-01311517, 2012.
- [2] S. Singh, S. Chander, and J. S. Saini, "Heat transfer and friction factor correlations of solar air heater ducts artificially roughened with discrete V-down ribs," *Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 5053-5064, 2011.
- [3] A. Kumar, R. P. Saini, and J. S. Saini, "Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics of air flow in a rectangular duct with multi V-shaped rib with gap roughness on the heated plate," *Solar Energy*, vol. 86, no. 6, pp. 1733-1749, 2012.
- [4] R. P. Varun, Saini, and S. K. Singal, "A review on roughness geometry used in solar air heaters," *Solar Energy*, vol. 81, no. 11, pp. 1340-1350, 2007.
- [5] LABVIEW 2010, LABVIEW Manual, 2010.
- [6] ASHRAE STANDARD 93-77, Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, New York, 1977.
- [7] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, no. 1, pp. 3-17, 1988.
- [8] S. H. Ahn, Experimental Study on the Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of a Flat-Plate Solar Collector with Heat Transfer Enhancement Device, M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Korea, 2012 (in Korean).
- [9] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, 6th ed., John Wiley & Sons, Inc., 2007.
- [10] R. L. Webb and D. L. Gee, "Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 23, pp. 1127-1136, 1980.