

꼬임식 테이프가 설치된 사각 덕트에서 스윙유동이 미치는 열전달과 마찰계수

강호근*, 아리바시아크리시나 부트라**, 안수환***

Effects of Swirl Flow Generated by Twisted Tape on Heat Transfer and Friction Factor in a Square Duct

Ho-Keun Kang*, Bachtiar-Krishna-Putra Ary**, and Soo-Whan Ahn***

Key Words : Heat transfer(열전달), Twisted tape(테이프), Rough square duct(거친 사각채널), Number of heating walls(가열벽면 수), Friction factor(마찰계수)

Abstract

Numerical simulations and experiment of a hydrodynamic and thermally developed turbulent flow through square ducts (3.0 × 3.0 cm) with twisted tape inserts and with twisted tape inserts plus interrupted ribs are conducted to investigate regionally averaged heat transfer and friction factors. Turbulent swirl flows having Reynolds numbers ranging from 8,900 to 29,000, a rib height-to-channel hydraulic diameter(e/D_h) of 0.067, and a length-to-hydraulic diameter(L/D_h) of 30, are considered. The square ribs are arranged to follow the trace of the twisted tape and along the flow direction defined as axial interrupted ribs. The twisted tape has 0.1 mm thick carbon steel sheet with diameter of 2.8 cm, length of 90 cm, and 2.5 turns. Each wall is composed of isolated aluminum sections, and two cases of surface heating are set. The results show that uneven surface heating enhances the heat transfer coefficient over uniform heating conditions, and square ducts with twisted tape inserts plus interrupted ribs produces the best overall transfer performance.

1. 서론

열적응력을 많이 받고 있는 기기의 표면위에 열전달 성능을 더욱 향상시키기 위하여 인공적으로 거칠기 구조를 설치하는 방법은 잘 알려진 방법이다. 현재까지 개발된 수동적 열전달 촉진 방법으로는 거친관, 그루브 형관, 나선 파형관, 내외부에 핀을 설치한 관 등과 같이 내외부 관이나 채널의 벽면을 가공하거나 핀(fin)을 설치한 표면의 열전달 촉진(surface promoter)방법과 꼬임식 테이프(twisted tape insert)를 삽입한 열전달 촉진 방법, 그리고 코일형 튜브(coiled tubes)를 설치한 열전달 촉진 방법 등이 있다. 열전달 촉진 장치를 설치하면 채널을 통과하는 유동은 수직방향으로 난류강도를 증가시키는 2차유동이 발생하여 주유동과의 유동혼합으로 인하여 열전달 촉진효과를 가져오게 된다. 돌출형 거칠기가 설치된 사각채널의 응용분야인 가스터빈의 블레이드 냉각에서는 블레이드의 형상을 일반적으로 냉각채널에서 거칠기를 마주보는 양면에 설치한다. 그러나 전자기기의 전자칩 냉각을 위한 마이크로 채널에서는 사각채널 내의 거칠기를 4벽면 중 일부 또는 전부에 설치될 수 있다. 사각채널에서 마주보는 두 벽면에 거칠기를 설치한 채널에서 유체유동의 열전달과 마찰계수 특성에 관한 연구가 보고 되었다.^[1-5]

그 중에서 양면에 거칠기가 있는 사각채널의 완전히 발달된 영역에서 레이놀즈 수와 거칠기 형상이 열전달과 압력강하에 미치는 효과에 대해 Han^[1]이 연구한 바 있다. 거칠기 형상과 사각채널 종횡비의 복합적 효과가 국부열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구는 Han 등^[2]과 Lau 등^[3]이 연구하였다. Han 등^[2]과 Lau 등^[3]의 연구 결과는 경사된 충돌 각을 가진 거칠기 구조가 유동방향과 직각인 거칠기 구조인 경우보다, 그리고 채널 종횡비가 높은 채널보다 채널 종횡비가 낮은 채널에서 열전달 성능이 우수함을 보였다. 사각채널에서 거칠기 구조가 평행한 배열과 교차하는 배열, 그리고 베벨 이산식 구조에 대한 연구는 Lau 등^[4]이 행하였다. 마주보는 양 벽면에 거칠기가 서로 일치한 배열과 엇갈림 배열의 효과는 Kukreja 등^[5]이 연구하였다. 국내에서는 Choi 등^[6]이 채널 내부의 열전달 향상에 관한 연구로서 사각채널 바닥에 \wedge 형과 \vee 형 요철을 설치한 경우에 대하여 국소 열/물질전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 그 결과 \wedge 형인 경우 유체가 하향류에 의해 열전달을 촉진시키기 때문에 \vee 형 요철의 경우에 비해 약 15% 높은 열전달계수를 갖지만, 마찰손실도 20~25% 더 컸다.

Ahn 등^[7]은 거친 사각채널에서 가열 벽면의 수에 따른 열전달은 조사 한바 있다. 그 결과 양 벽면에 거칠기를 설치한 경우 2면 가열의 경우가 4면 가열의 경우보다 누셀트수가 1.49에서 1.52 배 더 컸음을 보였다. 또한 많은 연구자^[8]들이 테이프가 설치된 원형관에서 완전히 발달된 유동의 압력강하와 열전달특성에 대해 연구하였다. 이들 연구는 테이프를 삽입하면 큰 압력손실이 발생함과 동시에 열전달도 크게 향상되었음을 보였고, 테이프가 설치된 튜브에서의 열전달 계수와

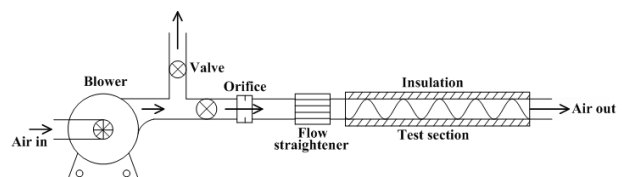


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

* (사)한국선급, hkkang@krs.co.kr

** 경상대학교 대학원, arybachtiar@yachoo.com

*** 경상대학교 기계항공공학부, swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

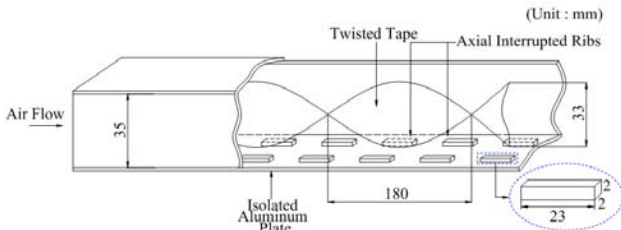


Fig. 2 Square test duct with twisted tape inset plus axial ribs

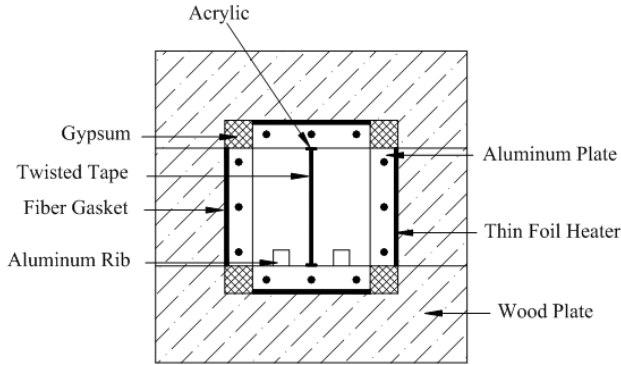


Fig. 3 Details of cross test section

압력강하는 튜브직경에 대한 테이프 꼬임 피치의 비와 레이놀즈 수에 영향을 받는다고 밝혔다

본 연구의 목적은 열적 부하가 큰 가스터빈 블레이드나 전자장비의 냉각에 관한 기초 연구를 위해, 사각덕트에 길이방향 거칠기와 꼬임식 테이프가 열 시스템 기기의 열전달 성능에 미치는 영향을 조사하는데 있다. 실험조건은 거칠기의 채널 수력직경에 대한 거칠기 높이비는 $e/D_h=0.067$ 이며 테이프(twisted taper)는 길이가 105cm이며 2.92번 꼬였으며(turns), 사각채널의 벽면을 2면가열과 4면 가열로 각각 분리 가열하여 가열벽면 수의 효과도 조사하였다. 수치해석에는 CFX-10을 사용하였으며, 난류모델은 SST (Shear Stress Transport)모델을 적용하였다.

2. 연구방법

2.1 실험장치 구성

실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1과 같으며 송풍기, 오리피스, 온도 측정장치 및 시험부(test section)으로 구성되었다. 시험부 채널의 단면적(W×H)은 30mm × 30mm로 종횡비(AR=W/H)가 1인 정사각형으로 제작되었고, 시험부의 수력직경(D_h)은 30mm이다. 정사각형 채널의 전체 길이는 2700mm이며, 실제 열전달 실험이 이루어지는 시험부의 길이는 1050mm로 제작하였으며, Fig. 1과 같이 시험부 입구부분에 1350mm의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에서는 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있다. 그리고 출구부분에도 150mm의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동간섭 영향을 최소화 하였다.

시험부는 거칠기와 테이프설치가 용이하도록 상부를 개방할 수 있게 제작하였다. 그리고 내부의 가열되지 않는 부분과 가열되는 부분은 유동변화를 최소화하기 위해 수평으로 제작하였다. 상부판을 조립할 때 유체가 채널 내부에서 외부로 새어나가거나 채널 외부의 유체가 혼입되는 것을 방지하기 위해 비교적 열에 강한 점성 석고(gypsum)를 좌우측판과 상부판이 접하는 부분의 틈에 바른 뒤 상부 판을 단단히 고정시켰다. Fig. 2는 사각채널에서 시험부 바닥에 거칠기(rib)와 가운데 테이프(taper)가 설치된 시험부의 모습이다.

알루미늄으로 만들어진 거칠기(rib) 길이는 23mm, 단면적은

2mm × 2mm, 거칠기 사이의 길이방향 간격은 15mm, 횡방향 간격은 15mm이며 이들 거칠기 들은 Fig.1에서와 같이 2줄로 평행하게 설치되었다. 본 연구에서 사용한 유속은 4m/s ~ 13m/s이며 이를 시험부의 수력직경을 기초로 한 레이놀즈 수로 표시하면 8900 ~ 29000범위이며, 오리피스 전후의 정압측정용 구멍에서 측정된 차압을 보정한 유속으로부터 레이놀즈 수를 구하였다. 온도측정은 T형 열전대를 이용하여 수온온도계로 보정한 자료 획득 장치(Yokogawa Inc., data acquisition unit DA100)를 이용하였다. 열전대는 각각 알루미늄 벽면에 2mm의 홈을 파서 심고 열에폭시(Loctite 384)로 고정하여 벽면의 온도를 측정하였고, 4벽면에 7개씩, 입출구에 각각 1개씩 설치하여 벽면온도와 유체체적 평균온도를 각각 측정하였다. 출구측 유체체적평균온도는 이송장치에 의해 채널 바닥에서 상부까지의 등간격의 위치에서 측정된 온도와 유속으로부터 구하였다.

Fig. 3은 시험부의 단면을 나타내고 있다. 시험부 외부의 단열성과 가공성을 고려하여 50mm 두께의 목재를 사용하였다. 시험부에는 0.15mm 두께의 포일히터를 사용하였고, 5mm 두께의 알루미늄 판을 용이하게 목재에 접착시키기 위해 목재의 중앙부에 홈을 만들고, 그 위에 히터의 열이 목재부분으로 전도되어 나가는 것을 방지하기 위해 단열성이 우수한 가스켓(fiber gasket)을 설치한 후 각 벽면에 온도조절장치가 독립적으로 부착된 히터위에 알루미늄 판을 목재에 단단히 고정하였다.

2.2 수치해석 및 평가방법

$k-w$ SST모델은 난류전달응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 역 압력구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생시점을 정확히 예측할 수 있다. 열-유체 유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 적용이라 할 수 있으며, 특히 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역에 $y+$ 를 일정한 수준으로 유지한다는 것은 3차원 유동장의 경우 매우 어려운 문제이다. 따라서 다음과 같이 벽면근처에서는 $k-w$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 방법을 이용한다.

$$\text{SST model} = F1 \cdot (k-w \text{ model})$$

$$+ (1-F1) \cdot (k-\epsilon \text{ model}) \quad (1)$$

열전달계수(h)는 열전달율(Q), 벽면온도(T_w) 및 평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_b)}, \quad Q = V^2/R - Q_{loss}, \quad Nu = (hD_h/k_n),$$

$$f = \frac{\Delta P}{4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)} \quad (2)-(5)$$

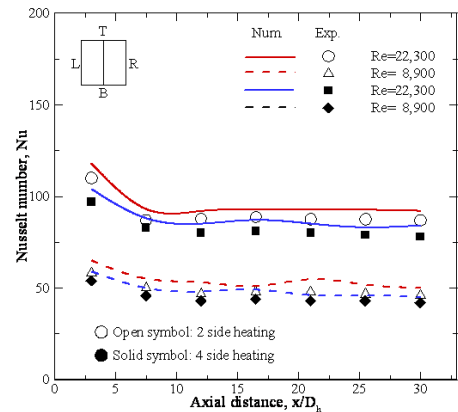


Fig. 4 Local Nusselt number for experimental and numerical methods

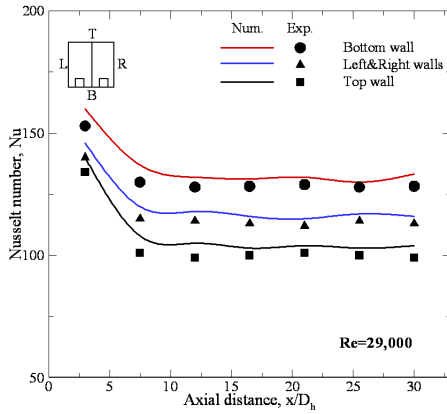


Fig. 5 Local Nusselt numbers in 4 side heating channel

여기서 ΔP 는 시험부 입구와 출구간의 압력강하, L 은 시험부 채널길이, D_h 는 사각채널의 수력직경, u_b 는 체적평균유속, ρ 는 공기밀도이다. 평균마찰계수와 누셀트 수의 최대불확실성은 레이놀즈수가 8,900일 때 각각 11%와 10.5%이었다.

3. 결과 및 고찰

예비 실험으로 테이프와 거칠기가 없는 매끈한 채널에 대해 실험을 행하였으며 그 값을 기준으로 하였다. Fig. 4는 테이프가 설치된 매끈한 사각채널에서 상하2면 만 가열 했을 경우 (T&B)와 4면 모두 가열한 경우의 국부 누셀트 수의 변화이다. 면 가열과 비교했을 경우보다 4면 가열의 경우가 작음을 알 수 있다. 이것은 $h = Q/[A(T_w - T_b)]$ 식에서 4면 가열시 열전달율 Q 가 2면보다 2배 증가하게 되는데 비해, T_w 와 T_b 의 온도차이 증가율은 Q 의 증가율 보다 낮기 때문에 누셀트수가 큰 것으로 사료된다. 이러한 현상은 가열되지 않는 벽 면위의 차가운 유체가 가열된 뜨거운 공간 쪽으로 이동하기 때문이라고 판단된다. 본 연구에서 전열면적(A)은 2면과 4면 가열 경우 모두 채널 내부 면적으로 하였다. 그리고 Fig. 4에서 입구부분의 온도가 큰 이유는 입구 영역(경계층)에서는 높이에 따른 온도 기울기가 크기 때문이고 완전히 발달된 영역에서 누셀트 수의 값이 일정한 것은 길이방향 거리에 따라 온도 기울기가 일정하기 때문이다. 레이놀즈 수 증가에 따라 누셀트수가 증가하는 것은 유속이 증가할수록 열전달 계수와 관련이 큰 난류 혼합이 커지기 때문이다.

Fig. 5는테이프와 거칠기가 바닥에 설치된 4각채널을 4면으로 가열한 경우에 대한 누셀트 수이다. 벽면온도(T_w)를 상부벽면, 양측벽면, 그리고 바닥벽면으로 측정된 경우의 국부 누셀트 수를 각각 나타낸다. 누셀트 수의 크기는 벽면온도 측정을 바닥 면, 측면, 그리고 상부 면의 순이었다. 이는 거칠기가 바닥에 설치되어 있기 때문에 거칠기 설치 위치에 가까운 벽면 일수록 벽면 온도가 낮기 때문이라 사료된다. 그리고 Fig. 5의 거칠기와 테이프가 설치된 경우가 테이프만 설치된 Fig. 4보다 전체적으로 누셀트수가 1.2에서 1.6배 컸다. 이는 테이프만 설치한 경우보다 테이프와 거칠기를 동시에 설치한 경우 난류유동혼합의 형성에 더 크게 영향을 준다는 것을 입증한다.

Fig. 6)는 열적으로 완전히 발달된 영역에서 매끈한 덕트의 경우, 매끈한 덕트에 테이프가 설치된 경우, 그리고 테이프와 거칠기가 설치된 경우에 대한 실험 및 수치해석에서의 각각의 누

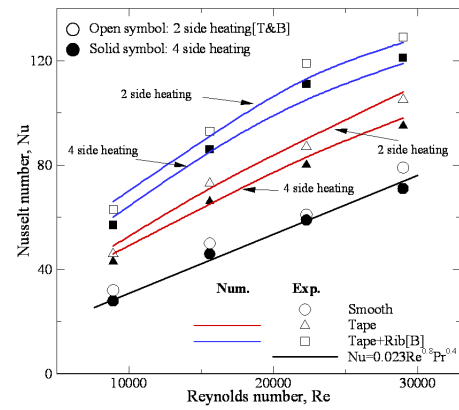


Fig. 6 Average Nusselt numbers for each case

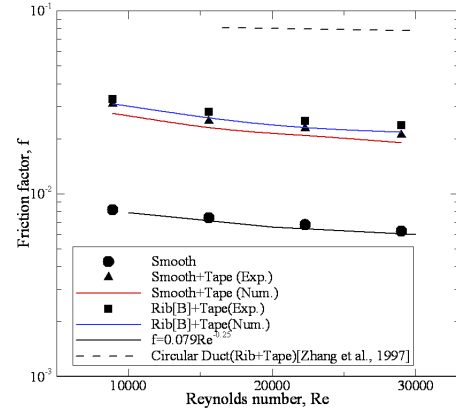


Fig. 7 Friction factors

셀트수를 보여준다. 누셀트 수는 Figs. 4와 5처럼 테이프와 거칠기가 설치된 경우에서 가장 크게 나타남을 알 수가 있다. 또한 4면이 가열된 경우보다 2면을 가열하는 경우에서 누셀트 수가 더 크게 나왔다. 또한 비교를 위한 Dittus와 Boelter의 상관 관계 식과 잘 일치함을 알 수가 있다.

Fig. 7는 각각의 경우에 대한 마찰계수의 값들을 나타내고 있다. 거칠기보다 테이프가 마찰계수에 미치는 효과가 훨씬 큼을 알 수가 있다. 이는 테이프가 덕트의 길이방향으로 설치된 거칠기보다 유동저항이 큼을 의미한다. 비교를 위해 Zhang 등⁹⁾이 보고한 원관에서 테이프를 설치한 경우를 포함하였다. 테이프가 설치된 사각 덕트보다 마찰계수가 훨씬 큼을 보여준다. 이러한 현상은 사각 채널에서는 구석효과(corner effect)가 발생하기 때문이라 사료된다. 다시 말하면, 꼬임식 테이프와 거칠기가 있는 사각덕트내의 유동장은 원형튜브보다 덕트내에서 발생하는 2차유동이 훨씬 복잡해지고 4구석에 유체유동이 유입되어 각 구석에서 와를 형성한다. Fig. 8은 앞에서 언급한 유동에 의해 열 경계층의 교란현상으로 인하여 냉각효과를 증진시켜 주고 있는 모습을 확연히 보여주고 있다.

Fig. 9은 열전달 성능지수를 나타낸다. 본 연구에서 열전달 성능지수를 $(Nu_r/Nu_s)/(f_r/f_s)^{1/3}$ 로 사용하였다. 열전달 성능지수가 1보다 큰 경우는 유익한 설계임을 의미하고 1보다 작은 경우에는 불리한 설계임을 의미한다. 비교를 위해 사각채널에서 4벽면을 가열한 채널에서 꼬임식 테이프를 설치한 경우와 반원형 테이프를 설치한 Zhang 등¹⁰⁾의 결과를 포함하였다. 반원형 테이프의 경우 본 연구 결과보다 매우 작았다. 이는 반원형의 경우 테이프가 주 유동 방향에 수직으로 놓이기 때문이라 사료된다.

열전달 성능지수의 크기는 채널에서 테이프와 거칠기를 설치한 경

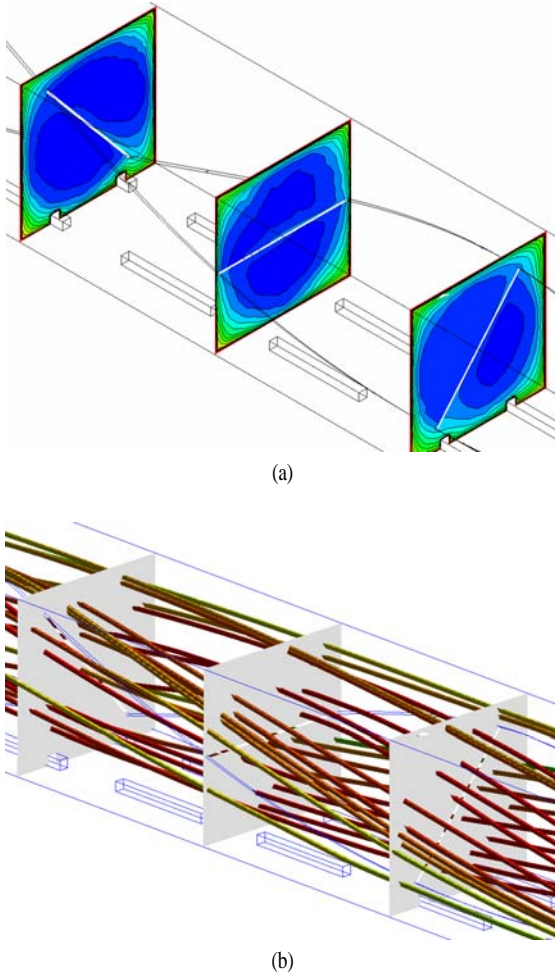


Fig. 8 Temperature distribution and streamlines at y=400, 450, 500mm

우, 매끈한 경우, 그리고 테이프만 설치한 경우의 순이었다. 본 연구의 경우 테이프만 설치한 경우 오히려 열전달 성능지수가 감소함을 보여준다. 그러므로 테이프를 설치함으로써 압력강하가 크게 증가하므로 테이프의 사용은 제한적일 수 있으며, 터빈 냉각통로에 테이프를 설치함으로써 냉각성능이 더욱 악화 될 수 있기 때문에 블레이드 냉각 등의 설계 기술자들은 테이프 설치가 필요한 곳인지를 판단한 후 적합한 테이프를 설치하고 거칠기를 적절히 병행하는 것이 유익하다고 사료된다.

4. 결론

사각덕트에서 바닥벽에만 테이프와 거칠기를 설치하였을 때 시험부에서 가열벽면의 수 및 유속의 변화가 열전달에 미치는 영향을 조사하였다. 본 결과에는 나타나 있지 않지만 열전달 성능지수의 조사에서 테이프만 설치한 경우 오히려 열전달 성능지수가 감소함을 보였다. 테이프를 설치함으로써 압력강하가 크게 증가하므로 테이프의 사용은 제한적일 수 있으며, 터빈 냉각통로에 테이프를 설치함으로써 냉각성능이 더욱 악화 될 수 있기 때문에 블레이드 냉각 등의 설계 기술자들은 테이프 설치가 필요한 곳인지를 판단한 후 적합한 테이프를 설치하고 거칠기를 적절히 병행하는 것이 유익하다고 사료된다.

후기

본 연구는 첨단기계산업 기술인력사업에 의해 지원되었음.

참고문헌

- [1] Han, J. C., "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls," ASME J. Heat Transfer, Vol. 106 (1984).
- [2] Han, J. C., Ou, S., Park, J. S. and Lei, C. K., "Augmented Heat Transfer in Rectangular Channels of Narrow Aspect Ratios with Rib Turbulators," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32 (1989).
- [3] Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., "Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators," ASME J. Turbomachinery, Vol. 113 (1991).
- [4] Lau, S. C., McMillin, R. D. and Han, J. C., "Heat Transfer Characteristics of Turbulent Flow in a Square Channel with Angled Discrete Ribs," ASME J. Turbomachinery, Vol. 113 (1991).
- [5] Kukreja, R. T., Lau, S. C., McMillin, R. D. and Chandra, P. R., "Effects of Length and Configuration of Transverse Discrete Ribs on Heat Transfer and Friction for Turbulent Flow in a Square Channel," ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 3 (1991), Reno, Nevada.
- [6] Choi, C., Rhee, D. H. and Cho, H. H., "Heat/Mass Transfer and Pressure Drop in a Square Duct with V-shaped Ribs," Trans. KSME(B), (2002).
- [7] Ahn, S. W., Kang, H. K., Bae, S. T. and Lee, D. H., "Heat Transfer and Friction Factor in a Square Channel with One, Two, or Four Inclined Ribbed Walls," ASME J. of Turbomachinery, Vol.130 (2008).
- [8] Lopina, R. F. and Bergles, A. E., "Heat Transfer and Pressure Drop in Tape Generated Swirl Flow," MIT, Department of Mechanical Engineering Report, No. DSR 70281-47 (1967).
- [9] Zhang, Y. M., Han, J. C. and Lee, C. P., "Enhanced Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Flow in Circular Tubes with Twisted Tape Inserts and Axial Interrupted Ribs," J. of Enhanced Heat Transfer, Vol. 4 (1997).
- [10] Zhang, Y. M., Azad, G. M., Han, J. C. and Lee, C. P., 2000, "Turbulent Heat Transfer Enhancement and Surface Heating Effect in Square Channels with Wavy, and Twisted Tape Inserts with Interrupted Ribs," J. of Enhanced Transfer, Vol. 7 (2000).

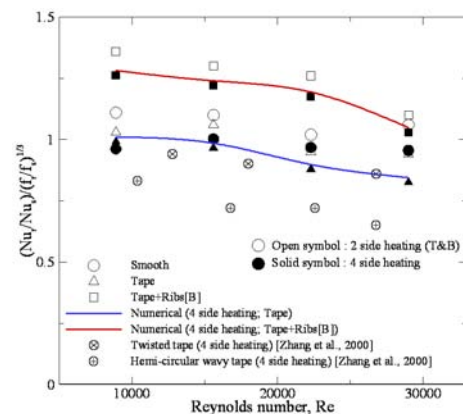


Fig. 9 Heat transfer performance under a constant pumping power