

열교환기 내 리브드 튜브의 열전달 및 유체유동에 관한 수치 해석적 연구

전정도*, 전언찬**, 정희균***, 이치우#

A Study on Numerical Analysis for Heat Transfer and Flow Characteristics in a Ribbed Tube

Jeong-Do Jeon*, Eon-Chan Jeon**, Hui-Gyun Jeung***, Chi-Woo Lee#

(Received 3 November 2011; received in revised form 28 November 2011; accepted 6 December 2011)

ABSTRACT

This study was conducted on the characteristics of fluid flow and heat transfer in the ribbed tube used for a steam power plant. It was assumed that the air is incompressible and therefore, its density is not variable according to temperature. In addition, the gravity was ignored. A commercial code of computational fluid dynamics was used and standard k- ϵ model was used together with the energy equation included to calculate heat transfer. As Reynolds No. was low at the velocity distribution in the axial direction, the air reached hydro-dynamically fully developed region shortly but high Reynolds No. yielded late full hydro-dynamic development. The velocity distribution and non-dimensional temperature distribution were all physically reasonable and thus had a good agreement with the experimental result.

Key Words : Steam Power Plant(증기원동소), Ribbed Tube(리브드 튜브), Non-dimensional Temperature(무차원 온도), Energy Equation(에너지 방정식), Standard k- ϵ Model(표준 k- ϵ 모델)

1. 서 론

증기원동소의 보일러에서 가압된 액체의 물을 가열하거나 고온 고압의 수증기를 가열하는 튜브가 손상될 경우 시스템 전체가 정지될 수 있고, 아주 적은 열

전달 효율의 저하도 많은 비용의 손실을 초래할 수 있다. 그렇기 때문에 열에너지를 전달하는 열교환기 내부의 튜브는 많은 연구의 대상이 되어왔다. 그 중에서 리브드 튜브(ribbed tube)의 경우 열전달 향상을 목적으로 인공적인 요철을 준 튜브로서 직선으로 배열된 리브나 나선처럼 일정한 나선각을 가진 튜브가 있다. 유체와 튜브 벽면과의 접촉 면적을 넓게 해서 전열 면적이 넓어지고, 나선각을 갖기 때문에 유체가 튜브 표면과의 충분한 열전달 시간을 갖게 된다. 하지만 그에 따른 동력의 손실은 피할 수 없다.

실험에 의한 연구들은 주로 튜브 내부에 피토크, 열

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 동아대학교 기계공학과

*** 성진지오택(주) 기술연구소

교신저자 : 경남과학기술대학교 자동차공학과

E-mail : leecw@gntech.ac.kr

선풍속계 그리고 열전대 등을 이용해서 내부의 특정 지점에 대해 속도나 온도의 정보를 파악하는 방법이 대부분이었다. 이런 방법들은 한 지점에 대한 정보를 제공해 주지만 보정작업이나 연구자의 숙련도 등에 영향을 많이 받고 시간이 많이 걸린다. 더욱이 리브에 의해 생긴 골의 구석진 부분에 대해서 정확한 정보를 제공해 주기는 힘들다. 그리고 센서를 투입하기 위해 튜브를 가공해야 하고, 센서의 이송을 위해서 추가적인 기구가 투입될 경우 열 및 유동장에 영향을 줄 수 있기 때문에 실험은 까다롭다.

수치해석에 의한 연구는 리브에 의한 메쉬(mesh)의 증가가 걸림돌이 된다. 다행이 일정한 주기를 가질 경우 periodic condition으로 메쉬의 수를 제어 가능하지만 튜브의 내부 주기조건에 방해를 주는 구조물과 같은 것이 있을 경우 이 방법도 사용할 수 없다. 하지만 근래에는 다중코어 CPU와 64bit 연산이 가능한 컴퓨터의 보급과 함께 저비용으로 램을 확장할 수 있어서 메쉬에 의한 제약은 많이 약화되었다.

1.2 기존의 연구 동향

리브가 없는 관에 대해서 접선방향의 유동을 얻기 위해서 Sparrow^[1] 등은 선회발생기를 이용해서 유체가 관에 진입할 때 접선방향으로 들어가게 했으며 그 현상을 가시화하기 위해서 카본 입자를 섞은 오일을 튜브 내부에 주입해서 오일이 그리는 궤적을 직접 각도기로 측정하는 방법으로 유체가 튜브와 이루는 유동각을 간접적으로 측정했다. Seol^[2] 등은 흡수식 냉난방기의 전열관 개발에 관한 논문에서 내면가공 핀-튜브의 경우 평활관보다 용액의 유량에는 차이가 조금 있지만 열전달은 10~30%, 물질 전달은 약 10~20% 정도 향상된 성능을 낸다는 것을 확인했다. 그리고 관내의 냉각수 유속만 증대할 경우 전열관의 부식이나 냉각수 펌프가 커지는 문제를 동반할 수 있기 때문에 냉각수 유속은 제한될 수밖에 없음을 확인했다. Chang^[3]은 수평 원통 투명 관에 선회 발생기를 이용해서 선회유동을 만들고, 잉크와 스톱코를 이용해서 선회유동을 실험적으로 연구했다. Kim^[4] 등은 사다리꼴의 나선형 핀이 내부에 부착된 관에 관한 연구에서 상용 수치해석 코드와 유전 알고리즘을 적용해서 핀의 높이와 폭 그리고 그 형상에 따라서 열 및 유체유동에 대해서 연구했다. 이 연구에서 마찰손실이 가장 작

은 Pareto_#1과 열전달이 가장 활발한 pareto_#191을 Pareto_#1을 기준으로 비교했을 때 열전달율은 약 2.02배, 마찰손실은 약 2.0배 증가한 것을 알 수 있었다. Park^[5] 등은 나선 와이어가 설치된 튜브에 물과 공기를 유동시켜 마찰 계수를 측정했다. Je^[6]는 화력발전소에서 사용하는 리브드 튜브에 공기를 작업유체로 해서 축방향의 속도분포와 튜브 내부의 각 지점에서의 온도분포 그리고 Nusselt수에 대해 연구했다. 하지만 직접 피토포관이나 열전대 등을 넣어서 측정했기 때문에 획득한 정보의 품질은 제한적이었을 것이다.

1.3 연구 목적

리브드 튜브의 벽에서의 열전달에 대한 것은 본 연구의 관심대상이 아니다. 그러므로 튜브 벽은 계산에 넣지 않고 리브드 튜브의 내부 공간과 그 공간으로 유입되는 열유속 그리고 사용되는 작업유체인 15°C (288.15K)의 공기만을 관심대상으로 한다.

본 연구는 이러한 조건으로 튜브 내부의 유동현상 및 열전달에 따른 내부의 온도분포를 상용 CFD 코드를 이용해서 해석하고 그 결과를 선행연구자의 실험 결과와 비교하고자 한다. 튜브의 벽에서는 균일하게 2311.344W/m²의 열유속(heat flux)을 갖고 유입되는 공기의 온도는 15°C이다. 이 열유속 값을 선택한 이유는 Je^[6]의 결과와 비교하기 위해서이다. 이 리브드 튜브는 상용 CFD 코드를 이용해서 유체유동 및 열전달에 관한 해석을 할 것이고, 그 결과를 선행 연구자의 실험 결과와 비교할 것이다.

2. 수치해석

2.1 모델링

Fig 1은 본 해석에 사용된 리브드 튜브의 내부 공간이다. 리브드 튜브는 길이 1000mm, 안지름이 50mm인 관에 폭 8.48mm 높이 1mm의 리브가 12개 설치되어 있고 리드각은 30°이다. 해석에 사용된 Reynolds 수를 계산할 때 사용된 지름은 리브에 의해 생긴 골과 산의 지름을 평균한 49mm를 사용해서 결정했다. 리브드 튜브의 모델링은 먼저 튜브내 공간의 단면을 그리고 메쉬를 적용한 후에 그 단면을 축방향으로 리드각이 30°가 되게

sweep해서 3차원 모형과 메쉬를 동시에 생성시켰다.

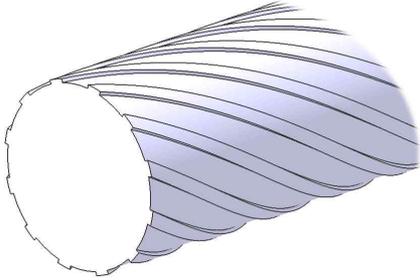


Fig. 1 Geometry of a ribbed tube

2.2 메쉬

Fig. 2는 테스트 튜브의 입구와 영역과 리브 부분의 메쉬를 나타내고 있다. 리브드 튜브의 표면에는 4겹의 경계층(boundary layer)을 증가계수(growth factor) 1.2로 주어 사각형의 메쉬를 생성해서 벽 근처에서의 해석이 잘 이뤄지도록 했다. 테스트 튜브 단면의 메쉬는 관의 중심부로 갈수록 메쉬의 크기가 점점 커지는데, 가장 작은 시작 사이즈를 0.2로하고, 증가율은 1.1로 해서 최대 2.5까지 커지게 해서 메쉬의 수를 줄여 계산 시간을 단축되도록 했다. 입구 면의 총 메쉬 수는 7,966개가 있고, 축방향으로 메쉬는 모두 430개가 들어갔는데 이는 Fig. 2의 (b)에서 보는 바와 같이 메쉬 층이 430개가 쌓여 있는 형태이다. 테스트 튜브의 입구 영역은 유입되는 공기로 인해서 완전 발달 영역에 도달할 때까지 속도 변화가 클 것으로 생각되어서 1.004의 비율로 입구 쪽의 메쉬 간격은 조밀하게 주고 출구 쪽의 메쉬 간격은 크게 했다. 이번 해석에 사용된 총 육면체의 볼륨메쉬의 수는 3,425,380개이다.

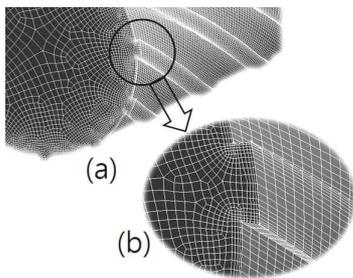


Fig. 2 Mesh of the inlet section of the ribbed test tube, (a) Isometric view (b) Detail view

2.3 수치해석

본 해석에서는 온도에 따라 공기의 밀도가 변하지 않는 비압축성 유동으로 가정했으며 중력의 영향도 무시했다. 사용된 난류모델은 2 equation 난류모델인 $k-\epsilon$ 난류모델이다. 여기서 $k-\epsilon$ 은 난류 운동에너지(turbulent kinetic energy)인 k 와 난류 소산율(turbulent dissipation rate) ϵ 을 말하며 다음의 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

위의 식에서 μ_t 는 난류점성이며 k 와 ϵ 의 조합인 다음의 식을 따른다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{여기서 } C_\mu \text{는 상수})$$

그리고 모델 상수(model constants) $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, C_μ , σ_k 그리고 σ_ϵ 의 값은 상용 코드에서 제공하는 값을 사용했다.

이 상용 코드에서 제공한 energy equation은 아래의 식이다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\overline{\tau_{eff}} \cdot \vec{v}) \right) + S_h$$

여기서 k_{eff} 는 유효열전도도(effective conductivity), \vec{J}_j 는 확산항이며 S_h 는 생성항으로써 화학반응에 의한 열이나 사용자가 정의하는 열원이다.

해석에 사용된 모델은 입구, 출구 그리고 벽으로 구성되어 있다. 입구에는 velocity inlet 조건을 사용했으며 출구는 pressure outlet 조건을 사용했다. 그리고 출구 단면에서 공기가 역류할 경우가 있으므로 이 때 역류하는 온도도 역시 15℃로 설정했다. 벽에서는 2311.344W/m²의 균일한 열유속이 리브드 튜브에 공급

된다. 작업유체는 공기이며 적용된 물리량은 $\rho=1.225$ kg/m³, 점성계수 $\mu=1.802 \times 10^{-5}$ kg/ms, 열전도도 $k=0.0242$ W/mK, 정압비열 $c_p=1006.43$ J/kgK이다^[7]. 이 조건들을 이용해서 Table 1과 같이 Reynolds 수를 네 가지 만들어 해석에 사용했다.

Table 1 Reynolds 수 and velocity at the entrance

Reynolds 수	Vinlet(m/s)
20,000	6
40,000	12
60,000	18
80,000	24

수렴의 판단은 energy와 continuity는 10^{-6} 이며 k 와 ϵ 등 나머지 항들은 모두 10^{-3} 이하일 때 수렴으로 판단했다. 압력과 속도장의 처리에 있어서는 연속방정식을 이용하여 압력보정 방정식을 유도하고 해를 구하여 그 결과를 제어체적면의 질량보존 법칙에 따라 압력과 속도를 연결시키는 SIMPLE 알고리즘을 사용했다. 이산화 방법에는 압력은 Second Order Scheme을 사용하고 momentum, turbulent kinetic energy, turbulent dissipation rate 그리고 energy는 Second Order Upwind Difference Scheme을 사용했다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

본 연구에서는 네 가지의 Reynolds 수를 리브드 튜브에 적용해서 튜브 내부에서 공기의 유동현상에 대해서 알아본다. 그리고 균일한 열유속을 테스트 튜브에 가해서 열에너지가 전달되어서 공기의 온도를 변화시키는 것을 알아보고 그 결과를 $Je^{[6]}$ 의 결과와 비교할 것이다.

3.1 축방향 속도 분포

Fig. 3은 각 Reynolds 수에서 축방향 속도분포를 나타내고 있다. 공기의 유동은 좌에서 우로 이루어지고 있으며 유속이 빨라질수록 완전 발달 영역에 도달하는데 더 많은 시간이 걸린다는 것을 알 수 있다. (a)의 입구 쪽은 리브의 영향을 받지 않기 때문에 축방향의 속도성분이 강해서 벡터가 길지만 출구 쪽은 리브의 영향으로 축방향의 속도성분은 줄어들고 리브의 결

방향으로 속도성분이 변했기 때문에 벡터의 길이가 짧다. (d)의 아래에 있는 속도벡터는 입구로부터 약 0.8m되는 곳의 단면이다. 벽 쪽의 끝 부분 벡터들은 리브의 영향을 많이 받아서 방향이 좌에서 우로 향하고 있으며 중심 쪽의 벡터들은 리브의 영향을 덜 받기 때문에 축방향의 속도성분이 강해서 벡터가 짧게 표시된다.

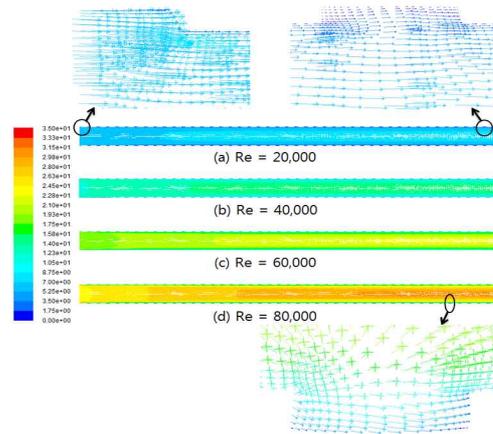


Fig. 3 Axial velocity distribution at Reynolds 수 20,000(a), 40,000(b), 60,000(c) and 80,000(d)

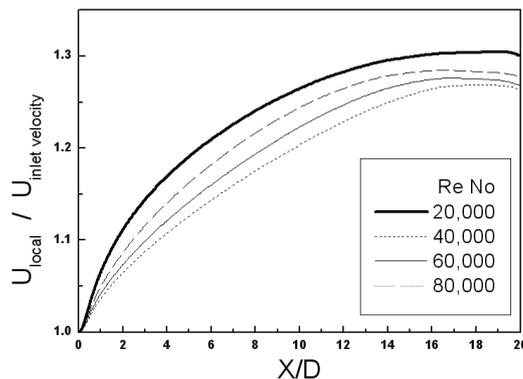


Fig. 4 Non-dimensional local axial velocity profiles at the center line for Re=20,000, 40,000, 60,000 and 80,000

Fig. 4는 Reynolds 수 별로 관 중심에서 무차원 축방향 속도분포를 나타낸다. X는 테스트 튜브 입구에서부터 측정 지점까지의 거리이고, D는 테스트 튜브의 지름이다. U_{local} 은 입구에서부터 출구까지 각 위치에서의 국부속도이고, $U_{inlet velocity}$ 는 Reynolds 수를 결정 할

때의 속도이다. 낮은 Reynolds 수 일수록 커브가 높게 그려지고 높은 Reynolds 수 일수록 커브가 낮게 그려진다. 4개의 곡선 모두 0.8m 위치에서는 거의 수평을 이루다가 하향 곡선을 그리는데 그 이유는 관의 출구 쪽으로 갈수록 리브에 의한 영향이 작아지기 때문이다.

3.2 온도분포

Fig. 5는 네 가지 Reynolds 수에 대한 절대온도를 기준으로 테스트 튜브 종단면의 온도분포를 나타내고 있다. 입구로부터 15°C(288.15K)의 공기가 유입되고 벽으로부터 균일한 2311.344W/m²의 열유속(heat flux)을 받고 있다. Reynolds 수가 낮을수록 공기의 유입속도가 느리기 때문에 벽면과 열교환을 할 시간이 상대적으로 많아서 (a)의 경우 온도가 높게 나온 반면 (d)는 공기의 유입속도가 빠르기 때문에 테스트 튜브 중앙 부분의 온도가 상대적으로 낮다. 그리고 (a)에서 테스트 튜브 윗부분을 확대한 그림에서 보는바와 같이 리브에 의해 생긴 골에서는 앞을 Fig. 3에서 보는바와 같이 속도가 느리기 때문에 벽면에서 에너지가 공기로 전달될 시간이 많고, 공기가 리브에 의해서 생긴 골을 따라 움직이기 때문에 접촉 면적도 늘어나서 중앙보다 온도가 높은 것을 알 수 있다. 이는 물리적으로 타당한 결과이다.

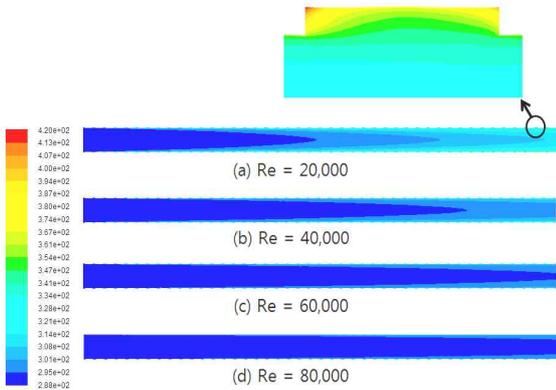


Fig. 5 Temperature distribution at Reynolds 수 20,000(a), 40,000(b), 60,000(c) and 80,000(d)

Fig. 6과 Fig. 7은 공기가 입구에서 출구 쪽으로 진행하면서 벽면으로부터 열에너지를 공급받아서 온도가

높아지는 것을 보여주는 것이다. Reynolds 수가 낮은 경우가 Fig. 5에서 보는바와 같이 테스트 튜브 중심부의 온도가 더 높다. 단 여기서는 국부온도를 실내 온도로 나눈 무차원화 된 온도를 사용해서 실험치와 비교 하려고 한다. T_{local} 은 테스트 튜브 내부의 국부 온도를 나타내고 T_{room} 은 실내온도를 나타낸다. 입구로 들어가는 공기의 온도와 같은 온도이다. 그리고 r 은 벽면으로부터 측정지점까지의 거리이며, R 은 테스트 튜브의 골에 의해서 생긴 큰 지름 즉 50mm이다. Fig. 6과 Fig. 7은 좌우 대칭으로 정상적으로 계산이 되었고 출구 쪽으로 갈수록 온도가 점점 높아지는 것을 잘 보여준다.

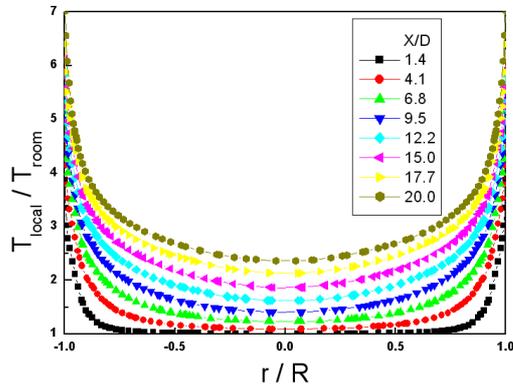


Fig. 6 Non-dimensional local temperature profiles across the test tube at Re=20,000

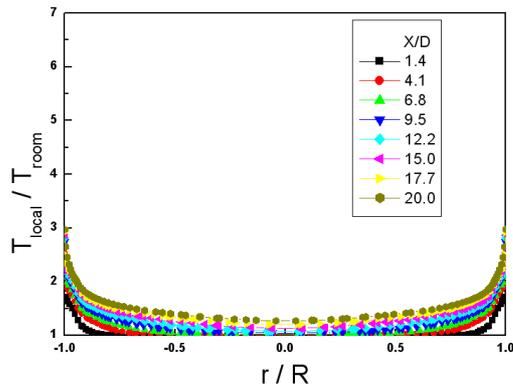


Fig. 7 Non-dimensional local temperature profiles across the test tube at Re=80,000

Fig. 8은 Reynolds 수 80,000에서 Je^{61} 의 실험과 수치 해석의 결과를 비교한 그림이다. 완벽하게 좌우 대칭은 아니지만 거의 유사한 온도 분포의 경향을 보여주고 있다. 실험의 경우 벽면에서 온도를 측정하는 것이 힘들고 또 센서를 이송하는 과정에서 오차가 많이 발생했을 것으로 추정되며, 벽면 전체를 고르게 가열하는 것도 사실상 불가능하고, 완벽한 단열도 힘들었을 것이다. 그래서 수치해석의 결과처럼 이상적인 결과를 보여주지 못한 것으로 생각된다. 그리고 Reynolds 수가 낮은 경우에는 실험과 수치해석이 더 많은 차이를 가져왔다.

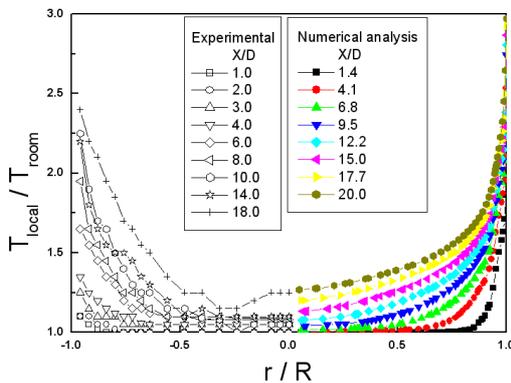


Fig. 8 Comparisons of experimental and numerical analysis for the non-dimensional local temperature profile across the test tube at $Re=80,000$

4. 결 론

본 연구는 비압축성 유동의 가정 하에 공기를 작업 유체로 해서 Reynolds 수 20,000, 40,000, 60,000 그리고 80,000에서 리브드 튜브의 유체유동 및 열전달 특성을 상용 CFD 코드를 이용해서 연구했으며 다음의 결과를 얻었다.

1. 공기의 유입 속도가 빠를수록 완전 발달 영역에 늦게 도달하고, 느릴수록 빨리 도달했으며 이는 물리적으로 타당한 결과이다.
2. 입구 영역에서는 공기가 축방향으로 유입되기 때문에 축방향의 속도성분이 크지만 출구로 갈수록 축방향의 속도성분이 줄어든 만큼 접선방향의 속도성분이 커진다.

3. 리브에 의해 생긴 골 근처의 공기는 벽면과의 접촉 면적이 크고 속도가 느려서 온도가 테스트 튜브의 중심보다 높다.
4. Reynolds 수가 낮을수록 X/D의 증가에 따른 무차원 온도분포가 넓게 나타나고 Reynolds 수가 클수록 무차원 온도분포의 폭은 좁아진다. 그리고 Reynolds 수와는 상관없이 그래프는 좌우가 대칭이다.
5. 무차원 온도 분포의 경우 Reynolds 수 80,000에서는 실험과 수치해석의 결과가 부합했다.

참고문헌

- 1) Sparrow E. M., Chavoki A., "Swirl-Affected Turbulent fluid flow and Heat Transfer in a circular tube". Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 766-773, 1984.
- 2) Seol, W. S., Kwon, O. K., Moon, C. G., Jeong, Y. U. and Yoon, J. I., "Characteristics of Heat and Mass Transfer on Inner Ribbed Notched Fin Tube Absorber", The Korea Society of Marine Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 86-93, 2000.
- 3) Tae-Hyun Chang, "An Experimental Study on Flow Angle with Swirl in a Horizontal Circular Tube", Journal of the Korea Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 2, No. 4, pp. 82-87, 2003.
- 4) Kim, Y. H., and Ha, O. N., Lee, J. H. and Park, K. W., "Shape optimization of internally finned tube with helix angle", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 500-011, 2007.
- 5) Park, Y. S. and Chang, S. H., "Swirl flow analysis in a helical wire inserted tube using CFD code", Nuclear Engineering and Design, Vol. 40, Issue 10, pp. 3405-3412, 2010.
- 6) Je, K. H., "An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics in a Ribbed tube", M.S. thesis, Kyungnam University, 2000.
- 7) Yunus A. Cengel and John M. Cimbala, "Fluid Mechanics : Fundamental and applications", McGraw-Hill higher Education, pp. 305-308, 769-803, 842, 2005.