

상변화를 수반하는 이상류(二相流)가 흐르는 원관 주위에서의 난류 열전달

Turbulent Convective Heat Transfer over a Circular Tube Carrying
Gas-Liquid Two Phase Flow with Phase Change

유 성 연*, 김 유**, 정 명 균***
S. Y. Yoo, Y. Kim, M.K. Chung

ABSTRACT

Turbulent convective heat transfer phenomenon which occur around the evaporator section of heat pump were analyzed experimentally. For this purpose a special wind tunnel and a heat pump system were designed and fabricated. Evaporator section was installed perpendicular to air flow direction and part of the evaporator was made of a glass tube for visual observation. The velocity distribution, turbulent intensity and temperature distribution were measured by hot wire technique and thermocouples. An experimental correlation for the convective heat transfer coefficient was obtained and the result is somewhat higher than the value calculated from Hilpert equation. The difference in two equations is believed to be due to the boiling effect inside the evaporator tube.

Nomenclature

A : Area
C_p : Specific heat at constant pressure
D : Diameter of the test section
h : Convective heat transfer coefficient
k : Turbulent kinetic energy
L : Length
m : Mass flow rate of air
q : Heat transfer rate/Area
T : Temperature
R : Radius
U, V : Mean velocity

u, v, w : Fluctuating velocity
X, Y : Coordinate direction

1. 서 론

최근 에너지 소비의 증가와 화석연료의 고갈에 대비하여 새로운 에너지원의 개발과 이의 절약에 관한 연구 및 기술개발이 활발히 진행되고 있다. 요즈음 많은 연구가 진행중인 에너지 절약 시스템으로 열펌프가^{1,2,3)} 있으며 공기조화기, 건조기, 공정폐수로부터의 에너지 회수, 보일러급수의 가열, 연소가스로부터의 폐열회수 등 다양히 이용되고 있다.

* 정회원, 충남대 기계설계 학과

** 정회원, 충남대 기계공학과

*** 정회원, 과학기술원 기계공학과

열펌프를 효율적으로 설계하기 위해서는 열교환기(응축기와 증발기)의 내부와 외부에서의 유동현상과 열전달현상에 대한 이해가 필요하다.⁴⁾ 응축기 내부에서는 기체상태의 작동유체가 열을 방출하며 액체상태로 상변화를 일으키고 증발기 내부에서는 이와 반대로 외부의 열을 흡수하여 액체에서 기체상태로 변하며 이때 발생 혹은 흡수되는 열은 열교환기 외부로 흐르는 유체의 강제대류 열전달에 의하여 필요 에너지를 얻거나 방출하게 된다. 이러한 상변화를 수반하는 이상류(Two Phase Flow)가 흐르는 원관이 유동에 직각으로 놓였을때 관 주위에서의 열전달은 표면이 일정한 온도로 유지된 일반적인 수직관 주위의 열전달과는 다르게 내부에서의 상변화로 인하여 열전달율의 예측은 열교환기 설계에 중요한 요소가 된다.

또한 직교흐름중에 관이 있으면 주위에 유동박리 현상이 생기고 관의 뒷부분에 재순환 유동이 발생하여 유동과 열전달특성이 매우 복잡하게 변화하여 연구에 많은 제약을 받아왔으나 열선풍속계나 L. D. V. 등 측정장치와 미세한 열전대의 개발로 실험적인 연구가 가능하여졌으며 또한 난류열전달을 계산적으로 해석하기 위한 간단한 난류모델의 개발과 수치해석의 발달로 이론적인 해석도 많이 진행되고 있다.

주로 많이 연구된 재순환 난류운동의 모델은 유동장 내에 홈(Groove)⁵⁾이나, 수직벽^{6,7)} 장애물이 있는 경우⁸⁻¹⁴⁾ 전면벽(Forward Facing Step)¹⁵⁾ 후면벽(Backward Facing Step)^{16,17)} 갑자기 확대되는 유로¹⁸⁾ 등이 있다. 이들 연구는 대부분 압력, 속도분포 및 난류특성을 측정 한 것이며, 이 중 장애물이 있는 경우는 Vortex Shedding 과 관련된 것으로 항력, 양력과 관의 진동에 대한 것으로 열전달에 관한 연구는 거의 없는 형편이다.

본 연구에서는 풍동과 열펌프를 설계 제작하고 증발기 일부를 유리관으로 만들어 풍동 내부에 직각으로 설치하여 관내에서의 유동현상을 관찰하고 온도와 압력을 측정하였다. 또

한 관주위에서 공기의 속도분포, 난류특성, 온도분포 등을 측정하여 난류열전달 현상을 해석하였다. 열전달계수를 얻기 위해서는 실험적으로 입구와 출구에서의 평균온도와 유량등만을 알면 충분하지만 유동장에 관한 보다 자세한 정보는 계속적인 연구에 도움이 되고 특히 난류계산 모델을 이용한 수치 계산에서는 계산의 정밀도를 비교하는데 필수적이기 때문에 평균속도 분포와 난류강도분포의 변화를 측정하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 본 연구에 사용한 풍동의 개략도이다. 3.7 kw 삼상 모우터에 원심식 송풍기를 연결하고 속도는 V-풀리를 이용하여 조절하게 되어있다. 원하는 크기의 Test Section 을 얻기 위하여 확대관을 설치하고, 확대관과 송풍기의 연결부는 진동이 풍동 본체에 전해지지 않도록 Flexible Joint 를 사용하였다. 확대관의 끝 부분에 8 mm의 벌집을 50 mm 두께로 부착하고 그 뒤에 11 Mesh의 Screen을 3개 설치하였으며 균일운동을 얻기 위해서 Cubic Equation Contraction 을 설치하였다. Test Section의 크기는 폭 600 mm, 높이 80 mm, 길이 1500 mm이고 그 안에 외경 15 mm의 유리관 증발기를 설치하였다.

Test Section 입구에서 열선풍속계로 속도분포를 측정한 결과 균일유동을 확인할 수 있었으며 이 때 난류강도는 0.8% 미만이었다.

Fig. 2는 본 연구를 위하여 설계제작한 열펌프이다. 응축기는 기존의 핀관 열교환기를 사용하고 증발기를 가시화하기 위하여 내경

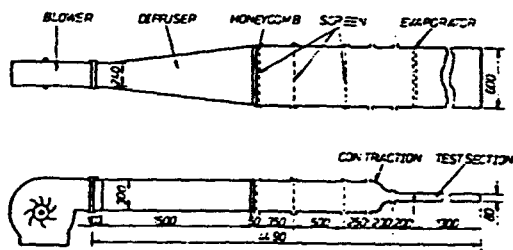
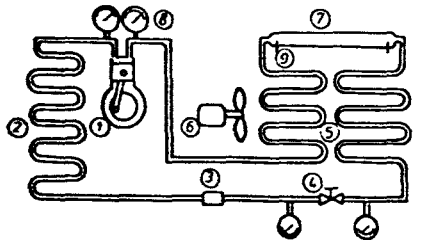


Fig. 1 Schematic Diagram of Wind Tunnel



1.Compressor 2.Condensar 3.Dryer 4.Expansion Valve
5.Evaporator 6.Fan 7.Test Section 8.Pressure Gage
9.Thermocouple

Fig. 2 Schematic Diagram of Heat Pump

7 mm, 외경 9 mm의 유리관을 사용하고 증발기의 일부는 내경 13 mm, 외경 15 mm의 유리관으로 만들어 풍동내에 수직으로 설치하였다. 유리관과 유리관, 유리관과 동관사이에는 압력호스를 사용하여 연결하였다. 유리관은 동관에 비하여 열전도율이 적고 핀을 설치하기가 곤란하여 증발기가 커지게 되므로 작은 용량의 압축기를 사용하였다. 본 실험에서는 가정용 소형 냉장고에 사용되는 소비전력 70 W의 완전 밀폐형 왕복식 압축기를 사용하였다. 열펌프의 냉매는 Freon-22가 많이 사용되고 있으나 유리관 장치에 안전하도록 포화압력이 낮은 Freon-12를 사용하였다. 응축기와 증발기 사이에는 날개직경 75 mm, 소비전력 55 W의 프로펠러형 송풍기를 설치하였다. 증발기의 온도와 압력을 여러가지로 변화시키기 위하여 증발기와 응축기 사이에는 가변형 팽창밸브를 설치하였다.

— 측정장치

냉매의 온도는 CA 열전대를 증발기 측정부위의 입구와 출구에 설치하여 열전대 온도계 (Yew Type 2572)로 측정하였다. Bourdon Type 냉동용 압력계를 압축기의 입구와 출구, 팽창밸브의 입구와 출구에 설치하여 냉매의 압력을 측정하였으며 냉매를 충전하기 위하여 진공펌프와 Gage Manifold(Uniweld QA Series)를 사용하였다.

Fig. 3은 증발기 내부에서의 냉매온도와 압력관계를 나타내고 있다. 측정값과 Freon-12

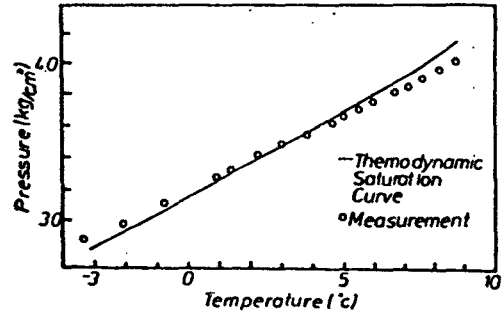


Fig. 3 Relation between Measured Temperature and Pressure of Refrigerant in the Evaporator and the Thermodynamic Saturation Curve

상태량표에 의한 포화상태 값은 거의 일치하나 저온에서는 압력이 약간 높고 고온에서는 약간 낮게 나타나는데 이는 고온인 경우 냉매가 과열되고 있기 때문인 것으로 알 수 있으나 저온에서 약간 차이가 나는것은 Bourdon식 압력계가 저압에서 부정확한 것에 기인하는 것으로 보인다. 증발기 주위에서의 공기속도분포를 측정하기 위하여 등온형 열선풍속계 (Komax CTA 7224)를 사용하였으며, 5 μm 텅스텐재질의 X-Probe를 사용하고 열선의 과열비는 1.5로 하였다. 온도분포의 측정은 0.127 mm의 CA열전대를 사용하였으며 증폭기를 사용하여 기전력을 증폭하였다. 열선풍속계와 열전대의 전기적 신호는 Tape Recorder에 기록한후 12 bit A/D Converter를 통하여 Micro-Computer에 연결 처리하고 결과는 Printer와 Floppy disk에 동시 기록하였다. 이송은 오차한계 1 mm의 3차원 이송장치를 제작하여 사용하였으며 모든 측정은 원관 중앙부분을 포함하는 X-Y 평면에서 수행하였으며 좌표의 원점은 원관의 원점에 두었으며 유체유동 방향을 X, 벽방향을 Y로 취하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 평균속도

Fig. 4는 유동방향 평균속도 U를 U₁으로 무차원화하여 나타낸 것으로 자유유동내에 놓

여있는 원관 뒷부분의 일반적인 Wake Region과는 다르게 위아래 벽의 영향을 받아 Wake Region이 뒷부분으로 갈수록 속도 Defect가 줄어들며 동시에 자유유동부분의 속도가 감소하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6는 수직방향 평균속도 V의 분포를 나타낸 것으로 원관에 의하여 상하로 밀려나갔던 유체가 바로 뒷부분에서부터 매우 활발하게 Wake Region으로 재유입이 되면서 수직방향 속도성분이 급격히 감소하는 경향을 보이고 있으며 원관직경에 약 20배 (20 D) 거리 이상에서는 수직속도 성분이 거의 없어지고 평행 유동만이 존재하는 것이 관측되었으며 동시에 Wake 형태가 없어짐을 확인하였다. 수직속도의 최대점은 Fig. 4에서 속도분포 U가

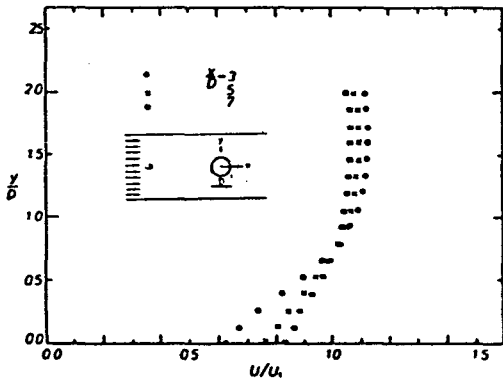


Fig. 4 Mean Velocity U Profile (Re = 10900)

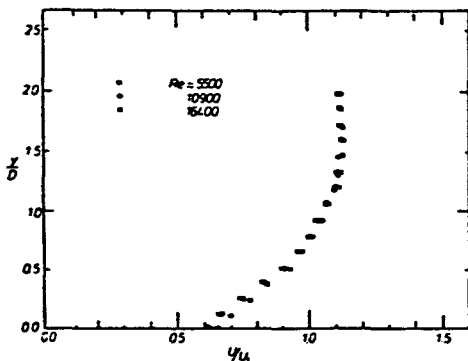


Fig. 5 Mean Velocity U Profile for various Reynolds Number ($X/D=3$)

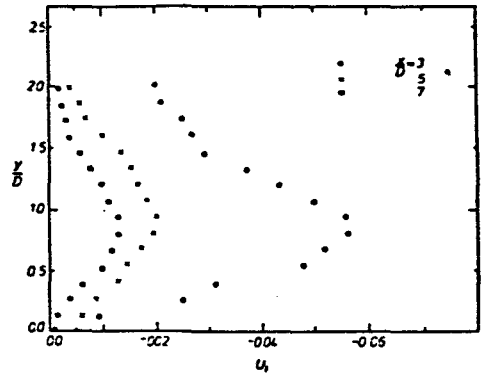


Fig. 6 Mean Velocity V Profile (Re = 10900)

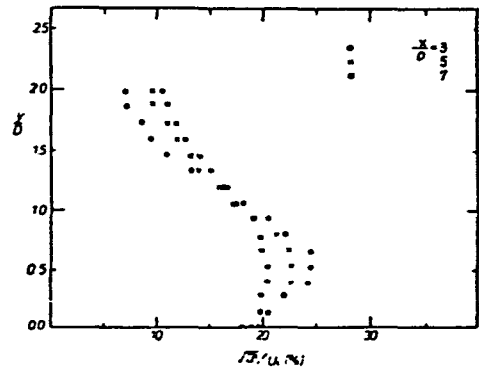


Fig. 7 Turbulence Intensity Distribution for X Direction (Re = 10900)

Defect 되기 시작하는 점과 거의 일치하는 것을 볼 수 있으나 U분포에서는 이 점을 명확하게 명시할 수 없으나 V분포의 최대점은 쉽게 관측할 수 있으므로 V의 최대점을 Wake Region의 경계선으로 보는 것이 타당하겠다.

3.2 난류강도

Fig. 7과 Fig. 8은 난류강도의 실험결과를 나타낸 것으로 Wake Region에서는 활발한 혼합이 일어나고 있기 때문에 매우 크며 Wake Region 밖에서는 원관전의 입구상태 난류강도와 같게된다.

X방향의 난류강도는 Wake Region에서 속도의 Defect 분포가 최대경사를 갖는 점에서 최대값을 가지는데 수직속도 성분 V에 의해

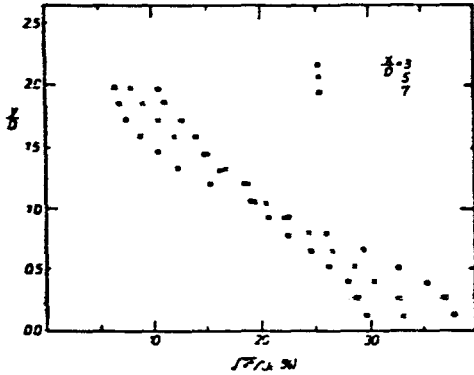


Fig. 8 Turbulence Intensity Distribution for Y Direction (Re = 10900)

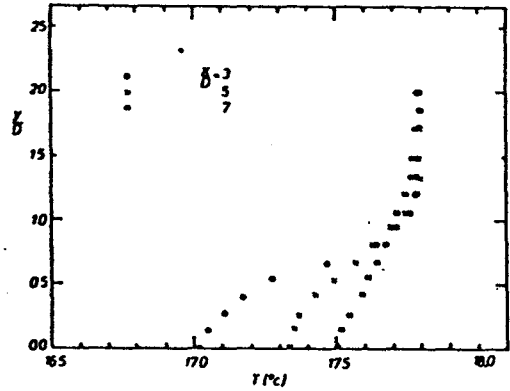


Fig. 10 Temperature Profile (Re = 5500)

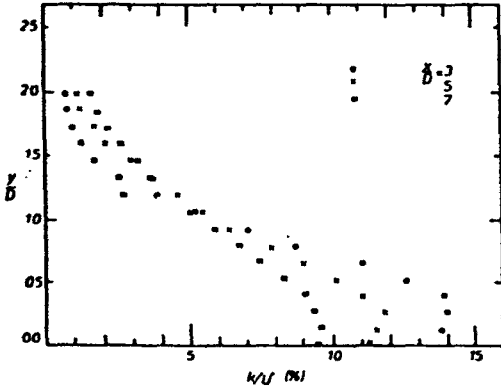


Fig. 9 Turbulence Kinetic Energy

서 정의된 Wake Region $Y/D \approx 0.9$ 의 약 60% 지점인 $Y/D \approx 0.55$ 에서 최대가 되고 있다. Y방향의 난류강도는 이것과는 다르게 중심에서 최대값이 나타나며 하류로 갈수록 그 강도가 급격히 감소하고 있다.

원관 바로 뒷부분에서는 Y방향의 난류강도가 X방향에 비해 약 2배 정도의 크기를 나타내고 있다.

Fig. 9는 난류 운동에너지를 나타낸 것으로 재순환이 있는 점에서 점점 커지다가 유동이 하류로 갈수록 점차 감소하고 중심선에 따라 하류방향으로 측정센서를 이동해 가면서 측정하여 본 결과 30 D 이상에서는 Wake 난류성분이 거의 사라짐을 관찰하였으며 전술한 속도 Wake 모양의 소멸에 비하여 훨씬 뒤까지

난류 Wake 성분이 지속됨을 관찰하였다.

X형 열선을 사용하는 실험에서는, X와 Y 두 방향의 난류성분으로부터 난류 운동에너지는 근사적으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K = \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) \approx \frac{1}{2}\{u^2 + v^2 + \frac{1}{2}(u^2 + v^2)\} = \frac{3}{4}(u^2 + v^2) \dots\dots\dots (1)$$

3.3 열전달 특성

Fig. 10은 온도분포를 나타낸 것으로 속도 U와 비슷한 경향을 보이고 있다. 이것은 강제대류의 경우 열은 단순한 Passive 양으로서 유체입자 유동에 의하여 전달되기 때문인 것으로 생각된다.

원관 주위에서 속도와 온도분포를 측정함으로써 열전달 계수를 구할 수 있다. 공기가 증발기 주위를 지나면서 잃은 열량

$$q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2)$$

과 증발기 주에서의 열전달량

$$q = hA(T_w - T_\infty) \dots\dots\dots (3)$$

은 같은 양이므로 이 두식으로부터 다음과 같이 열전달 계수를 구할 수 있다.

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{A(T_w - T_\infty)} \dots\dots\dots (4)$$

식(4)에서 주위온도 T_∞ 는 입구와 출구에서의

온도 평균치를 취하였으며 출구온도 T_{out} 은 다음과 같이 구하였다.

$$T_{out} = \frac{\int_{-H/2}^{H/2} \rho u C_p T dy}{\int_{-H/2}^{H/2} \rho u C_p dy} \dots\dots\dots (5)$$

원관에서 전도에 의한 열과 대류에 의한 열전달량이 동일하므로

$$q = \frac{T_i - T_w}{\ln R_o/R_i / 2\pi KL} = h(2\pi R_o L)(T_w - T_\infty) \dots\dots\dots (6)$$

식(4)와 식(6)을 반복 계산함으로써 벽 온도와 열전달계수를 구하였다. 여기서 T_i 는 원관 내부온도를 실측한 값이며 관내부에서의 유동현상을 정확히 알 수 없으므로 이와 관련된 내부 대류열전달은 고려하지 않았다.

일반적으로 강제대류 열전달의 경우 다음의 형태로 실험식을 표시하며

$$N_u = CR_e^m Pr^n \dots\dots\dots (7)$$

본 연구에서는 Prandtl 수를 일정하게 놓고 Reynolds 수를 변화시켜 얻은 결과는 다음과 같다.

$$N_u = 0.0532 R_e^{0.784} Pr^{1/3} \dots\dots\dots (8)$$

참고로 일반적인 원관 주위를 지나는 직교 흐름에 대한 평균 열전달 계수를 구하는 Hilpert의 실험식은 다음과 같다.

Hilpert의 실험식은 다음과 같다.

$$N_u = 0.193 R_e^{0.618} Pr^{1/3} \dots\dots\dots (9)$$

Fig. 11은 본 연구결과와 Hilpert¹⁹⁾의 실험식을 비교한 것으로 경향은 비슷하나 본 연구에서 구한 값이 약간 높게 추정되고 이는 증발기 안에서 냉매의 증발로 인한 비등 열전달이 일어나 전체적인 열전달량이 증가하기 때문인 것으로 사료된다.

4. 결 론

균일 운동장 내에 수직으로 설치한 열펌프 증발기 주위에서의 난류열전달 특성에 대한 실험적인 연구결과는 다음과 같다.

- 1) 속도 V는 Wake Region과 자유흐름의 경계에서 최대가 되므로 속도 U의 분포보다는 V속도분포로부터 Wake Region의 폭을 결정하는 것이 보다 명확하다.
- 2) X방향의 난류강도는 X방향 속도분포의 최대 경사점에서 최대가 되고, Y방향의 난류강도는 중심에서 최대가 된다. 또한 원관 바로 뒷부분에서는 Y상향의 난류강도가 방향에 비해 2배 정도 크다.
- 3) 온도분포는 속도 U의 분포와 흡사하며 증발기 주위를 직각으로 흐르는 유동에서 열전달계수를 구하는 실험식은 다음과 같다.

$$N_u = 0.0532 R_e^{0.784} Pr^{1/3}$$

동 실험식에서 구해지는 열전달계수의 값은 Hilpert의 일반적인 원관을 지나는 흐름에 대한 실험식보다 높게 나타나며 외부유동의 Reynolds 수가 클수록 차이가 더욱 크다. 그 이유는 상변화가 수반되기 때문에 관내부에서 열의 제거가 훨씬 활발하기 때문인 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 1984년도 한국과학재단 연구비 지급에 의하여 이루어진 것으로 동 재단에 감사의 뜻을 표합니다.

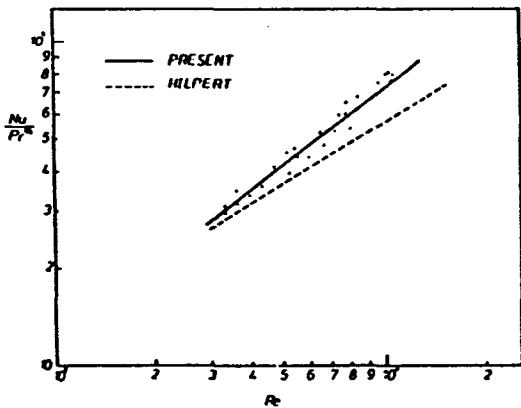


Fig. 11 Comparison of Correlation Equations for Heat Transfer Coefficient

참 고 문 헌

1. D.A. Reay, "Heat Pump Design Application," Pergamon Press, 1979.
2. M.J. Collie, "Heat Pump Technology for Saving Energy", Noyes Data Corporation, 1979.
3. R.D. Heap, "Heat Pump", John Wiley & Sons, 1979.
4. "Heat Exchanger Design Handbook", Hemisphere Publishing Co., 1983.
5. R.L. Haugen and A.M. Djanak, "Moment Transfer in Turbulent Separated Flow past a rectangular Cavity" J. of Applied Mechanics, Trans. of ASME, Vol. 88, No. 4, p. 641-646, 1966.
6. M.L. Agarwal, P.K. Pande and R. Parakash, "Subsonic Turbulent Flow past a planar Fence", J. of Fluid Eng. Trans. of ASME, vol. 101, p. 373-375, 1979.
7. K.C. Kim, "Heat Transfer in Separated and Reattached Incompressible Turbulent Flow past a single vertical Fence", KAIST, M.S. Thesis, 1980.
8. 서광수, 최영돈 "장애물이 있는 평행 평판 사이를 흐르는 난류유동의 열전달 해석", 대한기계학회 논문집, vol. 6, No.3, pp. 211~221, 1982.
9. 부정숙, 윤순현, 이종수, 강창수, "원주 뒤의 2 차원 난류유동 특성", 대한기계학회 논문집, vol. 9, No. 5, pp. 555 ~ 563, 1985.
10. 장병주, "원관 외벽에 수직한 원판을 지나는 박리 난류유동에 관한 연구", 인하대학교, Ph. D Thesis, 1983.
11. Zudauskas, "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", Advances in Heat Transfer, vol. 8, p. 93-158, 1972.
12. R.W. Davis, E.F. Moore and L.P. Purtell, "A Numerical-Experimental study of confined Flow around rectangular Cylinders", Physics Fluids, vol. 27, p. 46-59, 1984.
13. F.L. Test and R.C. Lessmann, "An Experimental study of Heat Transfer during Forced Convection over a Rectangular Body", J. of Heat Transfer, Trans. of ASME, vol. 102, p. 146-151, 1980.
14. S.G. Dong, "Assesment of Computational Turbulence Models and Numerical Schemes for Two Dimensional Recirculating Turbulent Flow", KAIST, M.S. Thesis, 1985.
15. W.D. Moss, S. Baker and L.J.S. Bradury, "Measurement of Mean Velocity and Reynolds Stress in some Region of Recirculating Flow", Symposium of Turbulent Shear Flows, 1977.
16. J. Kim, S.J. Kline and J.P. Johnson, "Investigation of a Reattaching Turbulent Shear Layer; Flow over a Backward Facing Step", J. of Fluids Eng., Trans of ASME, vol. 102, p. 302-308, 1980.
17. M.M. Sindir, "Calculation of Deflected-Walled Backward Facing Step Flows", J. of Fluids Eng., Trans. of ASME, vol. 105, p. 1-9, 1983.
18. R. Smyth, "Turbulent Flow over a Plane Symmetric sudden Expansions", J. of Fluids Eng., Trans. of ASME, vol. 101, p. 348-353, 1979.
19. J.P. Holman, "Heat Transfer", McGraw-Hill, 1981.