공학박사 학위논문

직교 유동장 내에 있는 두꺼운 파이프 단면의 온도분포 특성에 관한 연구

지도교수 김 시 영

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함

2002년 2월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

이 상 봉

이상봉의 공학박사학위 논문을 인준함

2001年 12月 26日

주 심 공학박사 한 규 일 (인)

부 심 공학박사 안 수 길 (인)

위 원 공학박사 고 성 위 (인)

위 원 공학박사 성 부 용 (인)

위 원 공학박사 김 시 영 (인)

목 차

목 차 i
List of Tables iv
List of Figures v
Abstract ix
기호설명 xi

제 1 장 서 론 1
1.1 연구배경 1
1.2 연구동향 3
1.3 연구목적 7
1.4 논문의 구성 9
제 2 장 이론해석 10
2.1 서언 10
2.2 열전도 방정식 11
2.3 1차원 해석 16
2.4 2차원 해석 21
2.5 결언 28
제 3 장 실험장치 및 방법 29
3.1 실험장치 29
3.1.1 풍동 실험장치 29
3.1.2 직접가열 실험장치 33
3.1.3 간접가열 실험장치 37

3.1.4 측정장치 42
3.2 실험방법 43
3.2.1 풍동실험 43
3.2.2 직접가열실험 47
3.2.3 간접가열실험 49
3.3 실험결과의 불확실성 계산 51
제4장 결과 및 고찰 54
4.1 직접가열 54
4.1.1 서언 54
4.1.2 무차원 국소 표면온도 55
4.1.3 2차원 온도분포 57
4.1.4 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향 75
4.1.5 국소 대류열전달 계수 79
4.1.6 결언 94
4.2 간접가열 96
4.2.1 서언 96
4.2.2 무차원 국소 표면온도 96
4.2.3 2차원 온도분포 99
4.2.4 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향 106
4.2.5 국소 대류열전달 계수 109
4.2.6 결언 117
4.3 직접가열과 간접가열의 비교 118
4.3.1 서언 118
4.3.2 2차원 온도분포의 비교 118
4.3.3 1차원과 2차원 해의 비교 123
4.3.4 결언 127
제 5 장 결론 128
참고문헌 130

부 록 141
A. 3차 스플라인 보간법 141
B. 2차원 열전도 프로그램 145

List of Tables

Table 3.1 Dimension of wind tunnel 32
Table 3.2 Size of heating test pipe for direct heating 35
Table 3.3 Size of heating test pipe for indirect heating 40
Table 3.4 Velocity and turbulence intensity of test section 44
Table 3.5 The list of experimental results for direct heating when D=20mm 48
Table 3.6 The list of experimental results for indirect heating when D=40mm 50

List of Figures

Fig. 2.1 Idealized test model for direct heating 14
Fig. 2.2 Idealized test model for indirect heating 15
Fig. 2.3 Grid for finite-volume model 22
Fig. 2.4 Control volume for 2-D cylindrical coordinates ... 24
Fig. 3.1 Wind tunnel 31
Fig. 3.2 Test model for direct heating 34
Fig. 3.3 Schematic model of direct heating experiment 36
Fig. 3.4 Test model for indirect heating 39
Fig. 3.5 Schematic model of indirect heating experiment . 41
Fig. 3.6 Velocity of test section 45
Fig. 3.7 Turbulence intensity of test section 46
Fig. 4.1 Non-dimensional pipe surface temperature distribution. 56
Fig. 4.2 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01432) ... 61
Fig. 4.3 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01693) ... 62
Fig. 4.4 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00162) ... 63
Fig. 4.5 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712) ... 64
Fig. 4.6 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00944) ... 65
Fig. 4.7 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889) ... 66
Fig. 4.8 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.02778) ... 67
Fig. 4.9 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00162) ... 68
Fig. 4.10 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712) ... 69
Fig. 4.11 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00944) ... 70

Fig. 4.12 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889) ··· 71
Fig. 4.13 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.02778) ··· 72
Fig. 4.14 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712) ··· 73
Fig. 4.15 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712) ··· 74
Fig. 4.16 Circumferential heat conduction transfer ····· 77
Fig. 4.17 Effect of wall heat conduction on convection heat transfer ····· 78
Fig. 4.18 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01432) ····· 82
Fig. 4.19 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01693) ····· 83
Fig. 4.20 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00162) ····· 84
Fig. 4.21 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00712) ····· 85
Fig. 4.22 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00944) ····· 86
Fig. 4.23 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889) ····· 87
Fig. 4.24 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.02778) ····· 88

Fig. 4.25 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00162) 89
Fig. 4.26 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00712) 90
Fig. 4.27 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00944) 91
Fig. 4.28 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889) 92
Fig. 4.29 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.02778) 93
Fig. 4.30 Non-dimensional pipe wall temperature distribution 98
Fig. 4.31 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0047) ... 102
Fig. 4.32 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0233) ... 103
Fig. 4.33 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0372) ... 104
Fig. 4.34 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0465) ... 105
Fig. 4.35 Circumferential heat conduction transfer 108
Fig. 4.36 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0233) 111
Fig. 4.37 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^*=0.0372) 112

Fig. 4.38 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0047) 113
Fig. 4.39 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0465) 114
Fig. 4.40 Local Nusselt number (K^*=0.0465) 115
Fig. 4.41 Local Nusselt number (K^*=0.0233) 116
Fig. 4.42 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889) . 121
Fig. 4.43 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0233) ... 122
Fig. 4.44 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889) 125
Fig. 4.45 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0233) 126
Fig. I Boundary condition on 3-order spline interpolation 141
Fig. II Typical pipe surface temperature distribution 144

A Study on the Characteristics of the Temperature Distribution of Thick Pipe Cross Section in Cross Flow

Sang Bong Lee

Department of Control & Mechanical Engineering, Graduate School, Pukyong National University

Abstract

As the heat transmission of pipes is frequently applied to industrial devices such as evaporators, condensers and heat switchboards, there have been numerous findings reported from experiments and numeric analyses in various ways. However, most of previous researches concentrate on the heat transmission through the flow of fluid around pipes, assuming that the surface temperature of the pipes or the heat flux is constant.

Therefore we measured the temperature distribution around a pipe when a single pipe in cross flow field was heated directly and indirectly and there was asymmetrical temperature distribution to the direction along the circumference of the internal surface of the pipe, and using it as the boundary values we compared and analyzed the temperature distribution on the inside and surface of the pipe, and heat transmission factor around the pipe, and the effect of local convection heat transmission. The results of the experiment are as follows.

1. For a pipe with a thick cross-section, the dimensionless factor (K^*) with taking the configuration factor (R_o/t) into consideration decreased compared to that without, and the difference varied according to the spots on the surface of the circumference because of their different surface flow rate.

2. The smaller the configuration factor (R_o/t) was, in other words, the thicker the pipe was, the greater the inclination of temperature to the direction of radius appeared to be because of asymmetrical concentration of heat transmission to the direction along the circumference. This made the heat movement along the circumference and to the direction of radius remarkable.
3. When the heat transmission factor (k_f/k_w) and configuration factor (R_o/t) were small, the heat transmission rate to the direction around the circumference of pipes significantly went up and the factor of local convection heat transmission on the circumferential surface of pipes was greatly affected.
4. The front and rear stationary points on the surface of pipes and the value of dimensionless factor K^* are related to the effect of convection heat transmission through the flow of fluid. Therefore we can obtain an effective heat transmission rate when considering the heat movement rates to the direction along the circumference of pipes as well as to the direction of the radius of pipes.
5. According to the method of fluid flowing and heat sources, it was valid to consider both the direction along the circumference and the direction to the radius with regard to the factor of convection heat transmission when the value of dimensionless factor K^* was small.
6. It was found that as the number of Reynolds increased the convection heat transmission increased and the inclination of heat to the direction of radius grew stronger. Especially around front and rear stationary points, the inclination of heat to the direction of radius was prevailing.
7. According to the method of heat sources, the inclination of heat to the direction of radius appeared to be non-linear in direct heating, and to be relatively linear in indirect heating.

기호설명

A	열전달면적, m^2
a	이산화방정식 계수
D	파이프의 외경, m
h	국소열전달계수, $W/m^2 \cdot ℃$
K^*	무차원 계수, $k_f R_o / k_w t$
k	열전도계수, $W/m \cdot ℃$
L	파이프의 시험구간의 길이, mm
N_c	무차원 열전도 계수
Nu	Nusselt 수
P	압력, kPa
Pr	Prandtl 수
q_1	전도열량, W
q_2	전도열량, W
q_c	파이프 외부표면에서 국소 대류 열량, W
q_g	열발생율, W
q_i	파이프 내부표면에서 국소 대류 열량, W
q_o	파이프 외부표면에서 국소 대류 열량, W
q''	열유속, W/m^2
$\dot{q}$	단위체적당 열발생율, W/m^3
R	파이프의 반경, mm
Re	Reynolds 수
T	온도, ℃
Tu	난류강도, $\sqrt{\overline{u'^2}}/U_f$
T^+	무차원 온도, $[T_w(R_o,\theta)-T_f]/[\overline{T_w}(R_o,\theta)-T_f]$
t	파이프의 두께, mm
U_f	자유유동 속도, m/s
θ	방위각

상첨자

$-$	평균

하첨자

f	유체
i	파이프의 내부표면
o	파이프의 외부표면
w	파이프의 단면, 외부표면

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

파이프의 열전달은 증발기, 응축기 그리고 열교환기 등에서 산업적으로 많이 응용되고 파이프의 형상을 가진 기계적 장치들에 대한 수명, 성능 등에 큰 영향을 주기 때문에 공학적으로 효율을 극대화 하기 위하여 다양한 방법의 실험과 수치해석을 통한 많은 양의 연구결과들이 발표되어 왔다.

일반적으로 실험은 단일 파이프의 표면과 파이프의 외부 혹은 내부로 유동하는 유체와의 열전달에 대한 연구들에서 연구대상의 작동유체는 공기 뿐 아니라 물, 오일과 같은 액체에 이르기까지 광범위하게 연구되어 왔고 그러한 연구들에서 평균 Nusselt수는 주로 Reynolds수와 Prandtl수의 영향을 받는 것으로 보고되어 왔다[1]. 이 결과들은 파이프의 표면을 일정한 온도를 가정한 등온(constant temperature) 조건일 경우나 일정 열유속(constant heat flux) 조건으로 가정하고, 파이프 주위의 유체유동에 의한 열전달에 중점을 두고 연구한 것이다.

원형실린더 주위의 연구에서 Katto와 Haramura[2] 와 Lienhard과 Eichhorn[3]은 이론적 연구를 수행 하였으며 실

험적 연구로는 Sadasivan과 Lienhard[4]는 국소온도분포가 공급열량이 영향을 미친다고 보고하였으며, Hasan 등[5]은 니크롬와이어에 물을 사용하고 표면온도를 일정하게 가정하여 실험하였고 Katto 등[6]은 직경 1mm 정도의 스테인레스봉을 저항 가열하여 실험하였다. 특히 실험적 연구에서는 파이프 표면의 국소 열경계조건을 결정할 필요가 있는데 이들 실험적 연구에서는 파이프 외부 표면의 열경계조건을 일정 열유속(constant heat flux)으로 많이 가정하였다. 또 원관에 대한 실험들을 보면 Jensen과 Prourdashti[7]는 직경이 5mm~6mm를 사용하였으며 Meyer 등[8]과 Vliet와 Leppert[9]는 원관의 재질과 두께를 달리하여 연구하였다.

실제로 파이프는 임의의 두께를 가지고 있기 때문에 파이프의 두께와 재질에 의한 열전도의 영향을 받아서 파이프의 표면온도와 열유속이 일정하지 않게 된다. 특히 열교환기들에 사용하는 대부분의 파이프들은 적당한 두께를 가지고 있기 때문에, 가열되는 파이프 주위로 비대칭 유체가 유동할 경우에는 파이프의 원둘레 방향으로 열전도의 영향을 받아서 표면온도와 열유속이 일정하지 않게 된다.

따라서 실험적 연구에서는 국소 표면온도와 국소 표면 열유속을 동시에 측정하여야 하지만 이것은 매우 어렵다. 그러므로 파이프 주위의 열경계조건은 파이프 표면의 국소 온도들을 측정하고, 측정한 온도를 이용하여 파이프 벽에 대하여 열전도 방정식을 풀어서 국소 열유속을 구한다. 이 열전도 방정식은 파이프의 직경, 두께, 재질 그리고 작동유체의 물성치등의 영향을 받으며, 이 결과로부터 원둘레 방

향의 열전도가 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 알 수 있다.

그리고 대부분의 실제 열교환기 등에 사용하는 파이프는 이전 연구자들의 실험모델보다 두께가 상대적으로 두껍기 때문에, 실제로 사용하는 두꺼운 파이프를 사용하여 열전도의 영향을 원둘레 방향과 반경방향으로 연구하여 열교환기 설계에 이용할 필요가 있다.

1.2 연구동향

원형실린더에 대한 연구는 공학적으로 다양한 부분에 응용되기 때문에 여러 조건에서의 실험과 다양한 수치해석적 방법으로 연구결과들이 발표되었다.

수치해석적인 방법을 통한 연구들을 보면 Ivani 등[10]은 원형실린더의 열전도를 임의로 가정하고 수치해석적으로 연구를 하였으며 원형실린더에서 복사와 대류를 유한체적법으로 동시에 해석한 연구[11]도 있었다. 또 Lei 등[12]은 원형실린더 주위의 전단유동을 유한차분법으로 수치해석적 연구를 하였으며 홍 등[13]은 원형실린더와 유체사이에서의 물성치 변화를 수치해석적으로 해석하였으며 Satake 등[14]은 원형실린더 내부의 가스유동을 수치해석적으로 연구하였다.

임 등[15]은 내부유동에서 뜨거운 가스가 흐를 때 수치해석적 연구와 실험적연구가 잘 일치함을 보고하였고 강 등[16]은 액체와 공기에서 Pr 수를 유한체적법으로 해석하여 비교하였다. 김 등[17]은 전도와 대류에 대한 수치해석적 연구에서 2차원 에너지방정식을 공기에 대해 풀었다.

Gustavo Gutierrez와 Jen[18]은 열전도율에 대한 연구에서 수치해석적인 방법으로 해석하였으며 Gian Luca Morini[19]는 사각덕트 내부의 온도분포에 대한 수치해석적 연구를 하였는데 축방향으로 일정 열유속으로 가정하였다. 또 강[20]은 원관 내부유동에 대한 열전달해석에서 변수분리법으로 해석하였으며 권 등[21]은 공기를 사용하여 유체와 고체의 열전도계수비의 영향을 수치해석적으로 연구 하였다.

원형실린더 주위에 대한 실험적 연구들의 다양한 조건들을 보면 후류 구조에 대한연구[22)~23)], 난류유동에 대한연구[24)~26)], 혼합대류에 대한연구[27)~30)]등 여러 방법들이 보고되고 있으며 특히 일정 열유속이나 일정온도의 조건들에 대한 연구들이 많이 보고되고 있다.

Bassam과 Aub-Hijleh[31]는 원형실린더 주위의 대류열전달 표면에서 일정한 온도의 조건으로 실험하였으며 조 등[32]은 원형실린더 주위에 얇은 박판을 가열하는 실험에서 일정 열유속으로 가정하였고 Denis O'Mahoney와 David[33]도 반경방향의 온도구배를 일정하다고 가정하고 해석하였다. 또 Abdul Nour 등[34]은 원형실린더 표면의 경계조건을 일정온도, 일정열유속으로 가정하여 대류열전달에 대한 실험적 연구를 수행하였으며 장[35]은 고체와 유체의 열전도비가 낮은 경우에 일정 열유속의 경계조건과 거의 유사한 것을 보고하였다.

그리고 이 등[36]은 원형실린더의 경계조건을 달리하는 연구에서 단열조건과 등온조건일 경우의 연구결과를 발표하였는데 등온조건일 때 평균 누셀수가 높다고 보고하였으며

강 등[37]은 일정 열유속을 받는 곡관 내의 실험적 연구를 보고하였다.

그 외 다양한 원형실린더에 대한 연구를 보면 Lin 등[38]은 가열되는 원형실린더 주위의 열경계에 대한 반경방향의 1차원적 평가를 보고하고 있으며 Wu와 Brancher[39]는 수직 원형실린더의 열대류 불안정성에 대한 연구를 수행하였다. Lee[40]는 실린더 내부에서 열전달과 물질전달에 대한 연구를 보고하고 있고 Albedoor와 Almusallam[41], Daloglu과 Unal[42]은 직교유동 조건하에서 원형실린더의 열전달 해석에 대한 연구를 수행하였다.

원관 표면에 직접 전기저항 가열하는 방식인 직접가열과 내부벽에서 다른 매개체를 가열하여 열전달을 하는 간접가열방식이 있는데 종래의 대부분 실험적 연구는 직접가열방식으로 이루어졌으며 열량이 유동하는 조건을 가진 대부분의 실험적 연구에서는 일반적으로 파이프의 표면을 등온(constant temperature)조건일 경우와 파이프의 표면이 일정 열유속(constant heat flux) 조건으로 가정한다.

그 예로서 Giedt[43]는 높은 Reynolds 범위에서 파이프 표면에 얇은 니크롬 띠를 나선형으로 감고 직접가열하여 원둘레의 표면온도와 공기온도를 측정하여 국소 대류 열전달계수를 계산하였는데 원둘레 방향(θ)의 열전달 효과는 거의 무시할 수 있다고 결론지었다.

Petrie와 Simpson[44]도 0.05mm 스테인리스 스틸 박판을 파이프 둘레에 감아서 직접가열하여 직교유동장에서 파이프 표면으로부터 일정 열유속이 나온다고 가정하고 대류열

전달 실험을 수행 하였으며 Reynolds[45]는 파이프 표면으로부터 대류열전달에 미치는 영향을 이론적으로 연구하였는데, 파이프 단면의 열전도를 1차원으로 가정하고 해석하였다.

그리고 Baughn[46]도 파이프 단면의 열전도 분포가 주위 대류 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여 파이프 표면의 열 경계 조건의 영향을 규명 하였는데 1차원 해와 2차원 해의 결과의 차이가 있음을 보였으며 Barnett[47]은 핀(fin)을 가진 원관 주위의 대류 열전달에 대한 연구에서 파이프 단면의 온도분포를 2차원적으로 수치해석한 결과 원관의 두께, 열전도계수 그리고 열량공급방법이 국소 표면온도 분포에 영향을 미침을 보고하였다.

또한 Sunden[48]은 파이프 주위의 유동이 Reynolds 수 40 이하에 대하여 직교 유동 파이프 단면의 온도분포에 대하여 2차원적으로 수치해석을 하였다. 그의 연구에서는 파이프의 열전도계수와 주위 유동유체의 열전도계수비가 파이프 표면으로부터 유동장으로 전달되는 대류 열전달에 영향을 미친다고 보고하였다. 그러나 그의 연구에서는 수치 해석적인 연구와는 달리 두께가 얇은 파이프에 대하여 원둘레 방향으로 균일 열유속이라고 가정하였다.

그리고 Krall 과 Eckert[49]는 낮은 Reynolds 수에서 파이프 표면으로부터 균일 열유속으로 가정하고 절연 원관 주위에 스테인레스 스틸 박판을 직접가열하고 파이프 표면온도를 측정하여 주위 유동장으로 전달되는 대류 열전달계수를 구하였고, Zukauskas와 Ziugzda[50]는 콘스탄탄 박판과

스테인레스 박판을 각각 파이프 표면에 감아서 직접가열하여 광범위하게 대류 열전달 실험을 수행하였다. 그리고 이 결과를 1차원적으로 해석한 대류 열전달의 결과를 비교한 결과 최대 30% 정도 차이가 있음을 보였다.

파이프를 직접 전기저항으로 가열한 다른 실험 등[51)~53)]에서는 국소 대류 열전달계수의 분포에 영향을 미치는 파이프 단면의 온도 분포와 원둘레 방향의 열전달에 관한 문제를 파이프의 두께 (t), 외경 ($2R$) 그리고 유체와 실린더의 열전도계수의 비 (k_f/k)에 따른 무차원 계수 ($K^* = k_f R/kt$)를 사용하여 평가하였다. 그는 원둘레 방향 (θ)의 1차원해로 가정하고 연구하였는데 무차원 계수 (K^*)의 값에 따라 파이프 단면의 원둘레 방향 열전도 분포가 서로 다르며, 파이프 국소 표면 둘레의 국소 대류 열전달계수의 분포도 달라진다고 보고하였다.

특히 비교한 실험 모델들은 두께가 두꺼운 상용 파이프를 실험모델로 사용하였음에도 불구하고 그의 비교 해석은 원둘레 방향의 방정식을 1차원적으로 가정하고 해석 하므로서 많은 오차가 있었다.

1.3 연구목적

종래에는 유동장내에 있는 파이프, 또는 파이프군으로 부터 전열되는 열전달에 대한 연구에서 크게 나누어 실험적 연구와 수치 해석적인 연구로 나눌 수 있다. 대부분의 실험적 연구에서는 수치 해석적인 연구와는 달리 두께가 얇은

파이프라고 생각하고 파이프의 원둘레 전제 표면으로부터 균일 열유속이거나 일정 표면온도분포로 가정하였다. 그러나 특히 실험적 연구로부터 경계값들을 구하고 이 값을 토대로 수치해석적 연구를 병행하여 파이프 단면, 또는 표면의 온도 분포를 구할 경우에 형상계수, 레이놀즈수, 그리고 열원방식에 따라 외부 유체 유동방향에 의하여 전열 효과가 달라지므로 파이프 단면의 온도 분포의 특성상 2차원적으로 나타난다.

이러한 영향의 인자는 형상계수, 열전도계수비등의 영향을 받으며 국소 대류 열전달 계수 또한 그 영향을 받을 수 있으나 현재까지는 이러한 것을 규명한 연구는 없다.

그러므로 본 연구는 직교하는 유동장 내에 위치하는 두꺼운 파이프 에 대하여 열원의 공급 방식을 직접가열과 간접가열로 인한 파이프 단면 및 표면의 열전도 및 열유동의 이동 현상을 원둘레방향과 반경방향을 함께 고려하였다. 그리고 파이프 단면내의 이러한 원둘fp 방향으로 온도분포의 쏠림에 의한 영향을 규명하여 단면 및 외부 표면의 온도분포를 구하고 이 값으로부터 표면 국소열전달계수, 누셀수에 대하여 형상계수(R_o/t), 열전도계수비(k_f/k_w), 무차원계수(K^*)의 영향을 각각 규명하였다.

그리고 Reynolds 수의 변화에 대해서도 유동방향, 원둘레방향, 그리고 반경방향의 온도구배의 특성에 의한 열전달계수 및 국소 대류 열전달량을 규명하였다.

1.4 논문의 구성

본 논문의 제1장은 서론으로서 연구배경, 연구동향, 연구목적 및 각 장의 개요를 서술하였다.

제2장에서는 이론적 배경 및 수치해석의 장으로서 파이프의 전도 열전달 해석을 원둘레 방향만 고려한 해석과 원둘레 방향과 반경방향을 함께 고려한 해석으로 구분하여 파이프 표면의 국소 열전달 및 주위 유동장으로의 대류 열전달 양을 구하였다.

제3장에서는 본 연구에서 사용된 실험모델, 실험장치, 실험방법 및 그 결과를 검토하여 기술하였다.

제4장에서는 직접 및 간접으로 가열되는 파이프에 대한 실험과 원둘레 방향과 반경방향을 그리고 원둘레 방향 만 고려한 해석 결과를 각 각 비교하여 그 결과를 기술하였다. 그리고 파이프의 단면 변화, 파이프의 재질 변화 등에 대해서도 다양한 조건으로 실험 및 계산을 수행하여 비교 고찰하였다.

제5장에서는 본 연구에서 수행한 전체의 내용들을 정리하여 요약하였다.

제 2 장 이론해석

2.1 서언

직교유동장 내에서 일정한 두께를 가지고 가열되어지는 파이프에 대해 유체의 유동은 원둘레 방향으로 비대칭이 됨으로서 대류 열전달도 달라지고 파이프 표면의 온도는 일정치 않게 된다. 그에 따라 파이프 단면에서 원둘레 방향으로 전도 열전달이 생기게 되고 파이프 단면 내부의 온도분포는 파이프 표면의 온도분포와 유동상태에 영향을 받는다. 그 결과 파이프의 표면온도가 일정하지도 않고 국소 대류 열유속도 일정하지 않게 된다.

따라서 유체영역에서의 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식, 그리고 파이프의 전도방정식이 동시에 풀어져야 한다. 이에 따른 이론적인 연구나 수치해석적 연구[54]들이 많이 보고 되어져 왔다.

본 연구에서는 원관표면의 국소온도를 측정하면서 실험적 연구를 수행하였고 또한 측정한 온도를 경계조건으로 사용하여 수치해석 계산을 하였다. 수치해석시 전도 열전달 해석은 1차원 온도분포, 즉 원둘레 방향으로의 온도 $T_w(\theta)$와 원둘레 방향과 반경방향을 함께 고려한 2차원 온도분포

$T_w(R,\theta)$의 두 가지 경우에 대하여 해를 구하고 파이프의 벽면을 통하여 원둘레 방향으로 흐르는 전도 열전달이 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 연구하였으며 수치해석에 사용된 프로그램은 "Simple Algorithm"을 사용하였다.

2.2 열전도 방정식

내부에 일정 열유속(constant heat flux)를 가진 2차원 정상상태 에너지 보존모델을 사용하여 보자. Fig. 2.1은 직접가열 방식에 대한 이상적인 모델이고 Fig. 2.2는 간접가열 방식에 대한 이상적인 모델로서 직접가열방식의 특징은 모델자체에서 열이 발생되도록 하였으며 간접가열방식은 모델자체에서 열이 발생되지 않고 외부에서 열이 공급되도록 하고있다.

여기서 단위길이 기준으로 반경이 R_o 이고 두께가 t 인 Test Model에 빗금 친 부분에 대해서 각각의 열량을 표시하면 아래와 같다.

$$q_1 = -\int_{R_i}^{R_o} \frac{k_w}{R} \frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial \theta}\, dR$$

$$q_2 = -\int_{R_i}^{R_o} \frac{k_w}{R} \frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial \theta}\, dR$$

$$-\frac{d}{d\theta}\int_{R_i}^{R_o} \frac{k_w}{R} \frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial \theta}\, dR\, d\theta \qquad (2.1)$$

$$q_o = q_o''(\theta) R_o d\theta$$

$$q_i = q_i''(\theta) R_i d\theta$$

$$q_g = \dot{q} (\pi R_o^2 - \pi R_i^2) \frac{d\theta}{2\pi}$$

$$= \dot{q} \frac{R_o^2 - R_i^2}{2} d\theta$$

이다.

에너지 보존법칙을 적용하면 식(2.2)와 같다. 여기서 복사 손실은 무시할 수 있다고 가정한다. 즉

$$q_1 + q_g + q_i = q_2 + q_o \tag{2.2}$$

와 같다. 여기서 q_1, q_2는 파이프 벽면을 통하여 일어나는 전도 열량이고, q_g는 내부에서 발생한 열량이다. 그리고 q_i는 파이프의 내부벽면에서 공급된 열량이고 q_o는 파이프의 외부표면에서의 대류 열전달량이다.

그러므로 직접가열에서는 $q_i=0$ 이고 간접가열에서는 q_i에서 열량이 공급되므로

$q_1 + q_g = q_o + q_2$ (직접가열)

$q_1 + q_i = q_o + q_2$ (간접가열)

와 같다.

열전도 방정식인 미분 방정식을 적분한 형태로 표시하면 2차원 정상상태 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{d}{d\theta}\int_{R_i}^{R_o}\frac{k_w}{R}\frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial\theta}\,dR$$

$$-\,R_o q_o''(\theta)\;+\;\frac{R_o^2-R_i^2}{2}\,\dot{q}\;=\;0 \qquad (2.3)$$

(직접가열)

$$\frac{d}{d\theta}\int_{R_i}^{R_o}\frac{k_w}{R}\frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial\theta}\,dR$$

$$-\,R_o q_o''(\theta)\;+\;R_i q_i''(\theta)\;=\;0 \qquad (2.4)$$

(간접가열)

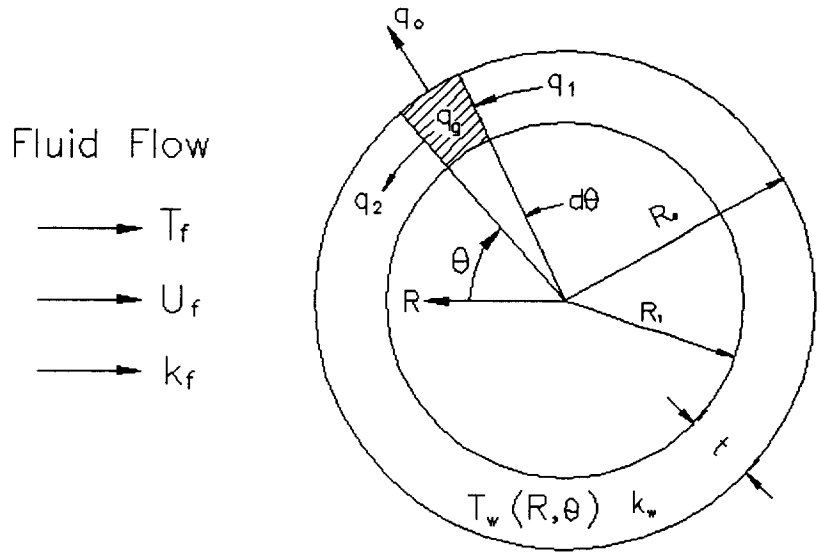


Fig. 2.1 Idealized test model for direct heating.

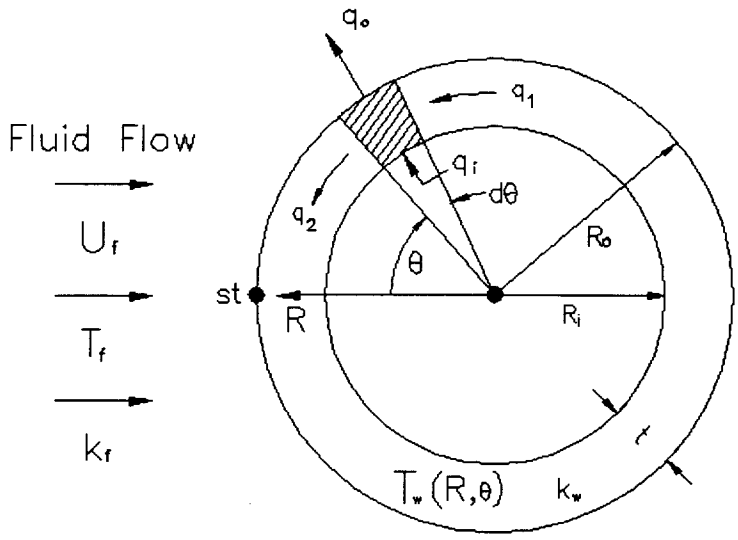


Fig. 2.2 Idealized test model for indirect heating.

2.3 1차원 해석

만약에 얇은 파이프의 반경방향의 온도변화가 원둘레 방향의 온도변화에 비해서 무시할 수 있다면, 이것은 파이프의 두께가 매우 얇을 경우에 반경방향의 열저항이 없음을 나타낸다. 식(2.3)과 식(2.4)를 1차원 방정식[46]의 형태인 식(2.5)와 식(2.6)으로 각각 표시할 수 있다.

$$\frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w}{d\theta^2} - q_o''(\theta) + \dot{q} t = 0 \quad \text{(직접가열)} \qquad (2.5)$$

$$\frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w}{d\theta^2} - q_o''(\theta) + q_i''(\theta) = 0 \quad \text{(간접가열)} \qquad (2.6)$$

여기서 2차원 열전도방정식이 1차원 열전도방정식이 되기 위한 가정은 아래와 같다.

$$\frac{R_o^2 - R_i^2}{2R_o} \simeq t,$$

$$\frac{1}{R_o}\frac{d}{d\theta}\int_{R_i}^{R_o}\frac{k_w}{R}\frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial\theta}dR \simeq \frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w(\theta)}{d\theta^2} \qquad (2.7)$$

(직접가열)

$\frac{R_i}{R_o} \simeq 1,$

$$\frac{1}{R_o}\frac{d}{d\theta}\int_{R_i}^{R_o}\frac{k_w}{R}\frac{\partial T_w(R,\theta)}{\partial\theta}dR \simeq \frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w(\theta)}{d\theta^2} \tag{2.8}$$

(간접가열)

두 가지 가정 모두 파이프의 두께가 매우 얇음을 요구한다. 즉 $t \ll R_o$ 인 경우이다. 식(2.7)과 식(2.8)은 파이프의 두께가 매우 얇을 경우에는 원둘레 방향(θ)의 1차원 온도분포 $T(\theta)$로 가정할 수 있음을 나타낸다. 식(2.5)와 식(2.6)은 파이프의 내부유동에서 원둘레 방향의 열전도에 대하여 연구한 Reynolds의 식과 동일하며, 저항 가열방식을 사용하여 국소 열전달을 연구한 Zukauskas와 Ziugzda[50]가 사용했던 식과 거의 유사하다. 또한 Baughn[46]은 식(2.5)와 식(2.6)의 첫번째 항에서 외경 R_o 대신에 평균반경인 $\overline{R}$ 를 사용하기도 했으나, 대부분의 1차원 해석의 경우에는 외경 R_o 를 사용한다. 실제로 파이프 주위의 국소 열전달에 대한 대부분의 실험적 연구는 원둘레 방향(θ)의 1차원으로 가정하고 해석하였다. 식(2.5)와 식(2.6)에서 온도 T_w 대신에 무차원 온도 T^+를 도입하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d^2 T^+}{d\theta^2} - \frac{K^*}{2}\overline{Nu}\left[\frac{q_o''(\theta)}{\overline{q_o''}} - 1\right] = 0 \tag{2.9}$$

$$T^+ = \frac{T_w - T_f}{\overline{T_w} - T_f}\ ,\quad K^* = \frac{k_f}{k_w}\frac{R_o}{t}$$

$$\overline{q_o''} = \overline{h}\,(\overline{T_w} - T_f)\ ,\quad \overline{Nu} = \frac{\overline{h}\,D}{k_f}$$

미분방정식(2.9)는 둘째항의 계수항에 해당하는 $0.5\,K^*\overline{Nu}$ 값과 [ ] 내의 파이프 표면에서 대류 열유속의 분포가 무차원 온도 (T^+)를 결정함을 의미한다. 여기서 무차원 계수 K^* ($=k_f R_o / k_w t$)는 1차원 해석에서 원둘레 방향 (θ)으로 열전도의 효과를 나타내며, 파이프 주위의 대류 열경계조건에 영향을 준다. 그리고 2차원 해석에서는 반경방향으로 온도 구배를 고려하기 때문에, 무차원 계수 K^*를 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 R_o/t 로 분리하여 각각 무차원 계수로서 해석하여야한다. 국소 온도분포는 K^*값의 영향을 받는 함수임을 알 수 있다. 극단적인 두가지 경우, 즉 $K^*=\infty$ 는 파이프 표면의 경계조건이 $q'' = constant$ 인 경우이고, $K^* = 0$인 경우는 파이프 표면의 열경계조건이 $T_w = constant$ 인 경우가 될 수 있다.

또한 위의 식들에서 $T_w(\theta)$ 혹은 $T^+(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 를 알 수 있다.

원둘레 방향 (θ)의 전도 열전달을 고려한 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$ 는 식(2.5)와 식(2.6)은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$q_o''(\theta) = \frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w}{d\theta^2} + \dot{q}t \quad (\text{직접가열}) \tag{2.10}$$

$$q_o''(\theta) = \frac{k_w t}{R_o^2}\frac{d^2 T_w}{d\theta^2} + q_i'' \quad (\text{간접가열}) \tag{2.11}$$

여기서 $d^2T_w/d\theta^2$ 의 값은 부록의 Fig. 2와 같이 원둘레 방향의 온도분포에 대한 값은 실험으로 직접 측정하고 측정된 사이의 값은 스플라인 보간법(spline interpolation)으로 추정한 값을 사용하였다. 이와 같이 측정된 실험 자료를 활용하여 $q_o''(\theta)$ 값을 평가할 수 있다. 여기서 원둘레방향의 열전도가 국소 대류 열경계조건에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 무차원 열전도계수 $N_c(\theta)$ 를 정의하면 아래와 같다.

$$N_c(\theta) = \frac{q_o''(\theta) - q_i''(\theta)}{q_i''(\theta)} \tag{2.12}$$

식(2.10)과 식(2.11)에서 구한 국소 대류 열유속 $q_o''(\theta)$를 식(2.12)에 대입하면, 1차원 열전도계수 $N_c(\theta)$는 아래와 같이 쓸 수 있다

$$N_c(\theta) = \frac{k_w t}{q_i''(\theta)}\frac{1}{R_o^2}\frac{d^2 T_w}{d\theta^2} \tag{2.13}$$

열전도계수 $N_c(\theta)$가 클수록 국소 대류열전달에 미치는

정미 전도 열전달의 영향이 큼을 나타낸다. 그리고 국소 온도분포 $T_w(\theta)$ 와 국소 대류열전달율 $q_o''(\theta)$를 알면, 식(2.14)과 같이 국소대류 열전달 계수 $h(\theta)$도 평가할 수 있다.

$$h(\theta) = \frac{q_o''(\theta)}{T_w(\theta) - T_f} \tag{2.14}$$

2.4 2차원 해석

Fig. 2.3과 같은 파이프 내부의 온도 (T)가 2차원 (R, θ)분포를 가질 경우에 정상상태의 에너지(전도)방정식[46]은 다음과 같다.

$$\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(kR\frac{\partial T}{\partial R}\right) + \frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{k}{R}\frac{\partial T}{\partial \theta}\right) + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \qquad (2.15)$$

2차원 열전도 방정식 (2.15)는 파이프의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도에 관한 경계조건이 실험적으로 주어지고 공급열량($\dot{q}$)이 정해지면 파이프 내부의 모든 2차원 온도 분포를 이차원 전도방정식의 해법으로 알 수 있음을 뜻한다. 식(2.15)를 풀기 위해서 파이프의 바깥 표면 ($R = R_o$)에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정한 표면온도와 보간법으로 추정한 국소 표면 온도 $T_w(\theta)$를 사용하였다.

$$T(R_o, \theta) = T_w(\theta) \quad (0 \le \theta \le 2\pi) \qquad (2.16)$$

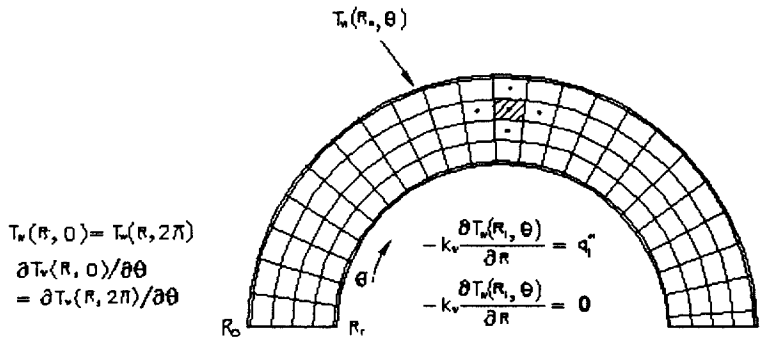


Fig. 2.3 Grid for finite-volume model.

파이프의 내부 표면 ($R = R_i$)에서 경계조건은 단열조건을 사용하였다.

$$- k_w \frac{\partial T(R_i, \theta)}{\partial R} = 0 \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \text{ (직접가열)} \quad (2.17)$$

$$- k_w \frac{\partial T(R_i, \theta)}{\partial R} = q_i'' \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \text{ (간접가열)} \quad (2.18)$$

원둘레 방향 (θ) 경계조건으로는 실린더 임의의 단면의 접촉 부위에서, 예를들면 $\theta = 0$ 와 $\theta = 2\pi$ ($R_i \leq R \leq R_o$) 영역에서는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달율)이 같다는 연속상태의 경계 조건을 이용할 수 있다.

$$T(R, 0) = T(R, 2\pi) \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta}(R, 0) = \frac{\partial T}{\partial \theta}(R, 2\pi) \quad (2.20)$$

2차원 정상상태의 에너지(전도) 방정식은 Patankar[55]가 제안한 유한체적법(finite volume method)을 적용하였으며, Fig. 2.3과 같이 파이프 단면의 격자수를 θ 방향으로 N개, R 방향으로는 M개로 나누게된다. Fig. 2.4는 Fig. 2.3의 빗금친 부분에 대한 임의의 1개 검사체적 P를 나타내며 이것을 방정식(2.15)를 적용하면 다음 식과 같다.

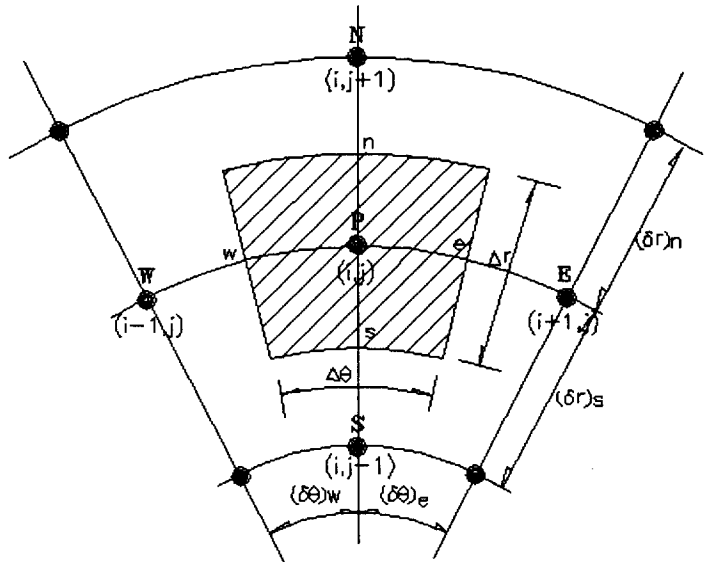


Fig. 2.4 Control volume for 2-D cylindrical coordinates.

$$\int\int_P \left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(kR\frac{\partial T}{\partial R}\right)\right]R\,d\theta\,dR$$

$$= \Delta\theta\left[k_n R_n \frac{(T_N - T_P)}{(\delta R)_n} - k_s R_s \frac{(T_P - T_S)}{(\delta R)_s}\right] \tag{2.21}$$

$$\int\int_P \left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{k}{R}\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)\right]R\,d\theta\,dR$$

$$= \Delta R\left[\frac{k_e}{R_e}\frac{(T_E - T_P)}{(\delta\theta)_e} - \frac{k_w}{R_w}\frac{(T_P - T_W)}{(\delta\theta)_w}\right] \tag{2.22}$$

위 적분식(2.21)과 (2.22)를 식(2.15)에 적용하면 다음 식이 된다.

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \tag{2.23}$$

윗 식과 같이 온도항 (T_P, T_E, T_W, T_N, T_S)을 포함하는 다음의 2차원 이산화방정식으로 되며 여기서 $a_P\ a_E\ a_W\ a_N\ a_S$ 는 격자점 P를 중심으로 인접격자에 대한 계수이고 b는 검사체적내의 열발생율의 평균값에 대한 상수로서 다음과 같다.

$$a_E = \frac{k_e}{R_e}\frac{\Delta R}{(\delta\theta)_e} \qquad a_W = \frac{k_w}{R_w}\frac{\Delta R}{(\delta\theta)_w}$$

$$a_N = k_n R_n \frac{\Delta\theta}{(\delta R)_n} \qquad a_S = k_s R_s \frac{\Delta\theta}{(\delta R)_s}$$

$$t = 0.5(R_n + R_s)\,\Delta\theta\,\Delta R \qquad a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$$

이러한 검사 체적에 대한 적분의 가장 큰 특징은 그 해석 결과로 얻어진 해를 바탕으로 하는 질량, 운동량, 에너지와 같은 양들의 완전한 보존이 어떤 검사 체적군, 그리고 전체 계산 영역에 대해서 엄밀하게 만족된다는 점에서 많이 사용되어진다.

2차원 국소 대류 열전달은 질량과 체적을 포함하지 않는 파이프의 외부표면 ($R = R_o$)에서 검사표면(control surface)에 대한 에너지 보존 법칙에 의하여 구할 수 있다.

즉 파이프의 단면(wall) 내부에서 검사표면까지 전도된 열유속 (q_c'')는 파이프의 바깥표면에서 유체로 전달된 대류 열유속 (q_o'')와 같다. 여기에서 복사 열전달량은 1% 이내이므로 무시하였고, 파이프의 표면에서 이차원 국소 대류 열유속 (q_o'') 값을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$q_o''(\theta) = -k_w \frac{\partial T_w(R_o, \theta)}{\partial R} = h(\theta)[T_w(\theta) - T_f] \qquad (2.24)$$

그리고 2차원 열전도 계수 $N_c(\theta)$는 식(2.10)과 식(2.11) 대신에 식(2.24)을 사용하여 식(2.12)에서 구할 수 있다.

2차원 해석에서 구한 온도분포 $T_w(R, \theta)$와 국소 대류열유속 $q_o''(\theta)$을 알고 있을 경우에, 국소 대류 열전달계수 $h(\theta)$는 다음과 같이 평가할 수 있다.

$$Nu(\theta) = \frac{h(\theta)\, D}{k_f} \tag{2.25}$$

$$h(\theta) = \frac{q_o''(\theta)}{T_w(R_o, \theta) - T_f} \tag{2.26}$$

2.5 결언

본 연구에서 사용된 직접가열방식의 모델들에 대한 경계조건과 간접가열방식의 모델들에 대한 경계조건을 구하여 원둘레 방향만을 고려한 1차원해와 반경방향과 원둘레 방향을 함께 고려한 2차원해를 해석하여 비교하였다.

경계조건에 필요한 파이프의 온도는 30° 간격으로 7군데를 직접 측정하고 측정된 온도들 사이의 값은 3차 스플라인 보간법으로 온도를 추정하였다. 또한 수치계산에서 사용된 범용프로그램은 유한체적법을 적용하여 방정식을 푸는 "Simple Algorithm"을 사용하였고 파이프 단면의 2차원 온도분포를 나타내었으며 그에 따른 반경방향과 원둘레 방향의 온도에 대한 영향을 고찰하였다.

제 3 장 실험장치 및 방법

파이프 주위에 유체가 파이프의 축과 직교방향으로 유동할 경우의 직접가열 및 간접가열 하여 강제 대류열전달 실험을 수행하였다. 이때 사용된 풍동은 철제풍동이며 사용된 모델은 Table 3.2와 Table 3.3에 나타낸 것과 같이 직접가열방식에서는 직경이 20mm 이며 형상계수가 R_o/t가 각각 7.7, 9.1 이고 재질은 SUS304 인 2개의 파이프를 실험하였으며 간접가열방식에서는 직경이 40mm 이며 형상계수가 R_o/t가 각각 20, 12.5, 25 이고 재질은 황동과 SUS304 인 4개의 파이프를 실험하였다.

3.1 실험장치

3.1.1 풍동 실험장치

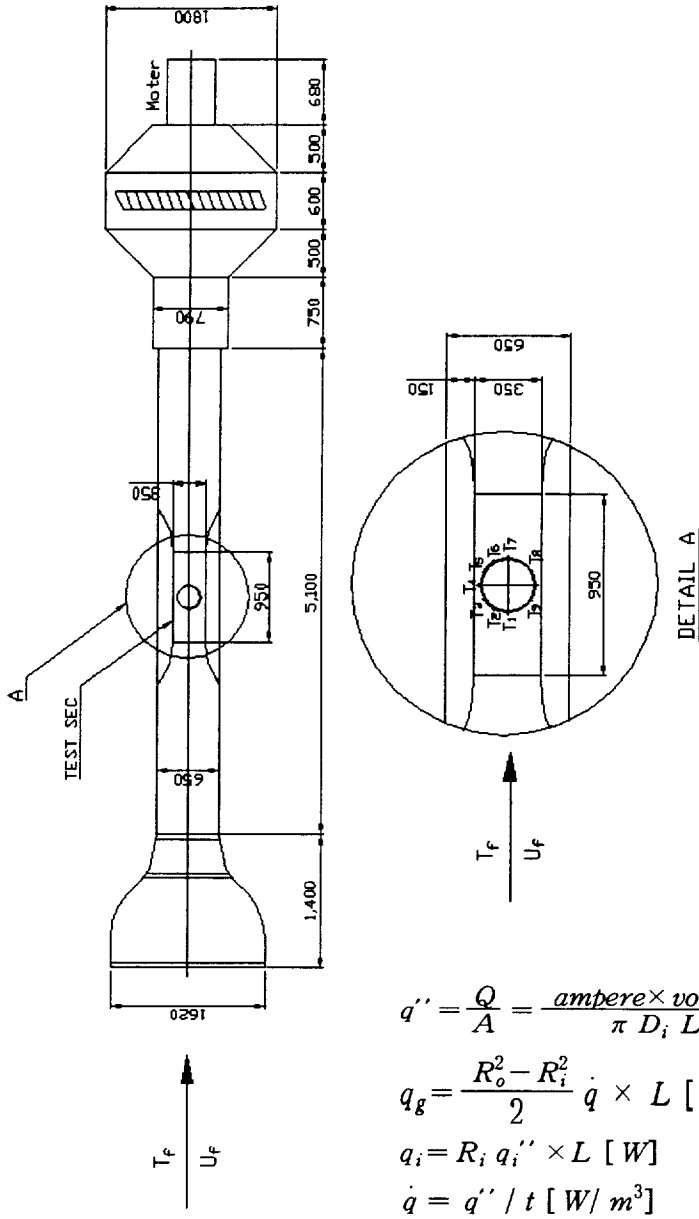
본 연구에서 사용한 풍동은 Fig. 3.1와 같다. 외부공기가 송풍기 닥터를 통하여 흡입되어 송풍기를 거쳐 밖으로 배출되도록 하였으며 실험구간은 투명한 아크릴로 되어 있다. 시험부의 크기는 350mm(높이)×650mm(폭)×950mm(길이)이다.

시험부에서 균일 유동을 얻기 위하여 송풍기 입구에 메시

(mesh)가 설치되었고 시험부에서의 유속은 인버터모터로서 주파수 변환을 통하여 조절 하도록 되어있다.

시험부에서의 속도장은 열선 유속계(I-Probe)로 측정하였으며 풍동의 상세한 치수는 Table 3.1에서 나타난 바와 같이 덕트의 길이는 9510mm 이며 임펠러의 직경은 2500mm 이고 팬의 회전수는 230rpm이다. 모터의 용량은 220V, 55.7kW이다.

그리고 주류속도는 피토(Pitot) 튜브와 마이크로 마노미터로 측정하였다.



$$q'' = \frac{Q}{A} = \frac{ampere \times voltage}{\pi\, D_i\, L} [\, W/\, m^2]$$

$$q_g = \frac{R_o^2 - R_i^2}{2}\, \dot{q} \times L\, [W]$$

$$q_i = R_i\, q_i'' \times L\, [W]$$

$$\dot{q} = q'' / t\, [W/\, m^3]$$

Fig. 3.1 Wind tunnel.

Table 3.1 Dimension of wind tunnel

Duct		Duct fan		Driving motor	
Length	9510mm	Impeller diameter	2500mm	Type	Centrifugal
Test section	650mm × 350mm	Blast capacity	230 m³/s	Motor	220V 55.7kW
Test length	950mm	RPM	230	Control system	Inverter system

3.1.2 직접가열 실험장치

직접가열 실험장치의 모델은 Fig. 3.2에 나타낸 것과 같으며 직접가열장치의 가열방법은 파이프의 양쪽 구리부분에 전원을 연결하여 직접 전기 저항가열하여 스테인레스 부분으로 열이 공급되어 스테인레스 자체가 발열체로 되게 하는 방식으로 1V 이내로 전압을 조정하였으며 전류는 100A 정도로 하였다. 여기서 측정된 온도, 전압, 전류는 PC를 통해 저장하였고 직접가열방식에 대한 개략도를 Fig. 3.3에 나타내었다.

온도측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 위쪽 반은 30° 간격으로 7개와 대칭성을 확인하기 위하여 아래 반은 60° 간격으로 2개의 T-type의 열전대 9개를 파이프 표면에 원둘레 방향으로 부착하였다. 파이프 내부에는 단열재로서는 석면을 사용하여 단열조건을 만들었다. 전기 가열식 실험모델에서 공급된 전압을 측정하기 위하여 파이프의 중심에서 각각 좌측으로 50mm, 우측으로 50mm 즉 100mm의 간격에서 전압측정을 위한 단자로서 2개의 선을 파이프 내부 벽면에 점용접으로 부착하였다.

직접가열 실험모델의 규격과 재질은 Table 3.2에 나타낸 것과 같이 2개의 모델 모두 외경은 20mm이고 재질은 SUS304이며 파이프의 두께를 각각 1.3mm와 1.1mm로 제작하였다.

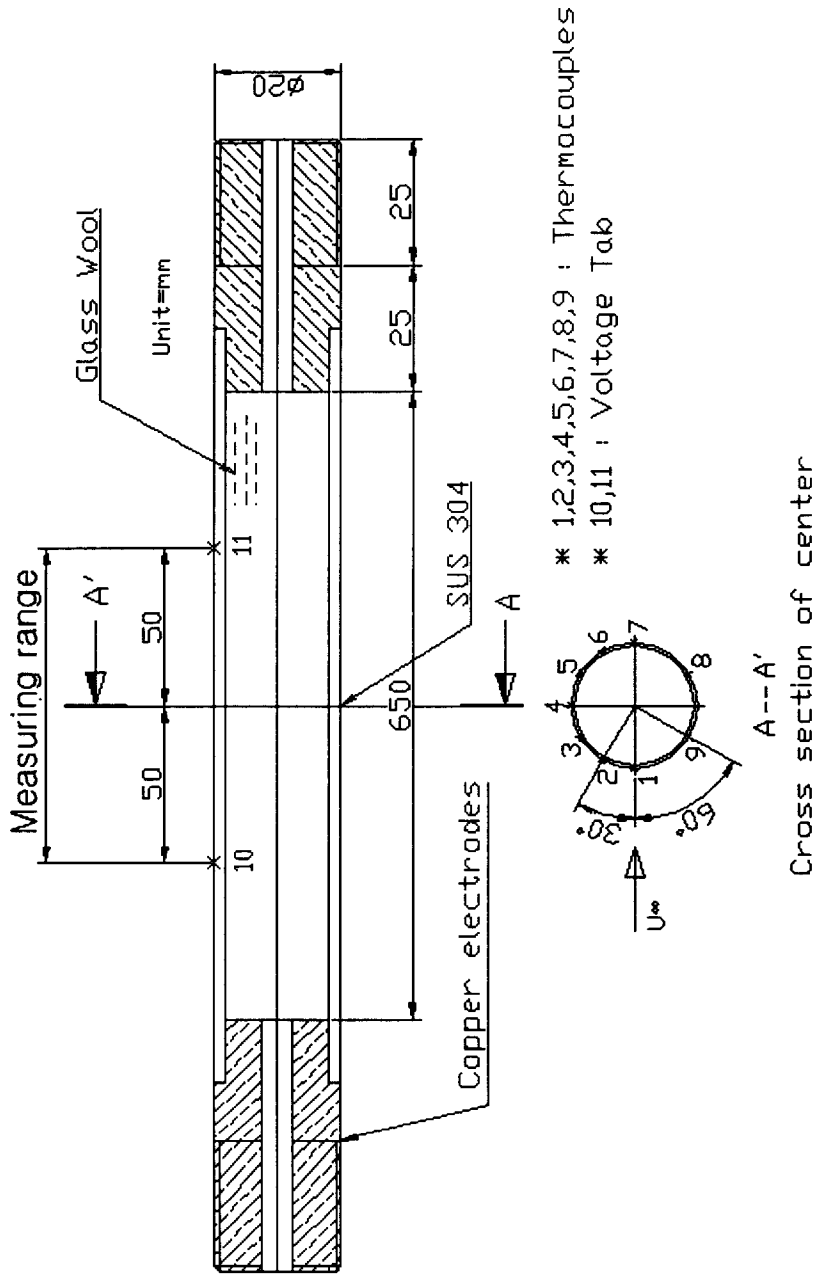


Fig. 3.2 Test model for direct heating.

Table 3.2 Size of heating test pipe for direct heating

No.	Material	D (mm)	t (mm)	$\frac{R_o}{t}$	$\frac{k_f}{k_w}$	K^*	Remarks
1	SUS 304	20	1.3	7.7	0.00186	0.01432	Present study
2	SUS 304	20	1.1	9.1	0.00186	0.01693	
3	Monel 400	25.8	3.5	3.69	0.00044	0.00162	Kakade[35]
4	SUS 304	25.3	3.3	3.83	0.00186	0.00712	
5	Inconel 600	25.8	2.35	5.49	0.00172	0.00944	
6	SUS304	25.4	1.25	10.16	0.00186	0.01889	
7	SUS304	25.4	0.85	14.94	0.00186	0.02778	

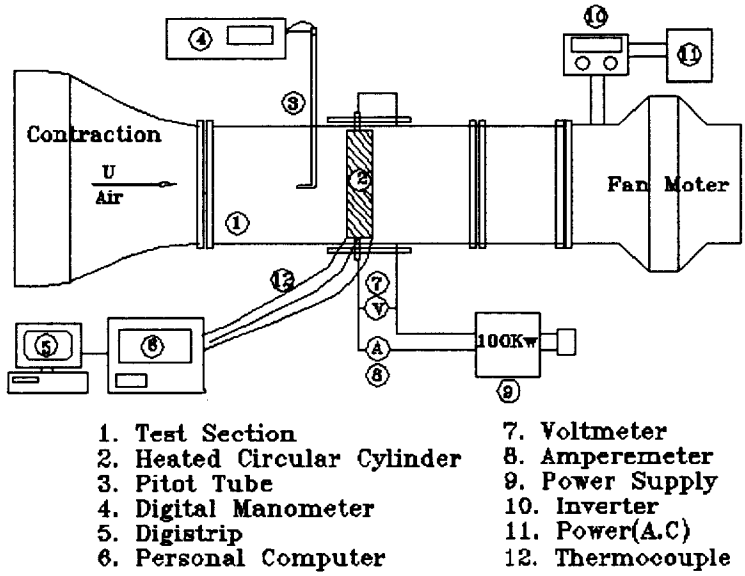


Fig. 3.3 Schematic model of direct heating experiment.

3.1.3 간접가열 실험장치

간접가열 실험모델은 Fig. 3.4과 같으며 간접가열장치의 가열방법은 파이프의 내부에 0.03mm의 스테인레스 스틸 박판을 부착시켰으며 스테인레스 스틸 박판을 전기적으로 가열하여 박판에서 파이프로 일정한 열유속을 공급하는 방법이다.

파이프와 스테인레스 박판의 전기적 간섭을 방지하기 위해 사이에 절연지를 부착하였다. 전압은 1V 이내로 조정하였고 전류는 10~30A 정도로 조정하였으며 전압을 미세하게 조정하기 위해 Slidax를 사용하였으며 여기서 측정된 온도, 전압, 전류는 PC를 통해 저장하였고 간접가열방식에 대한 개략도를 Fig. 3.5에 나타내었다.

실험모델의 외부 온도 측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 위쪽 반은 30° 간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 아래쪽 반은 60° 간격으로 T-type의 열전대 7개를 파이프 중심부의 한 단면에서 표면에 원둘레방향으로 심었고, 중심에서 좌우로 각각 50mm 와 100mm 위치에 4개의 열전대를 심어서 축방향으로 열전도 손실을 평가하였다.

공급열량의 측정은 파이프의 중심에서 좌우 각각 50mm 즉 100mm의 간격에서 2개의 구리선을 사용하여 직접 측정하였으며 실린더 내부에는 유리솜을 넣어 단열조건을 만들었다.

간접가열 실험에 사용된 모델의 규격과 재질은 Table 3.3에 나타난 것과 같이 재질과 두께가 다른 4개의 모델로

서 외경은 모두 동일한 40mm이며 재질은 황동과 SUS304이고 두께는 0.8~1.6mm로 달리하였다.

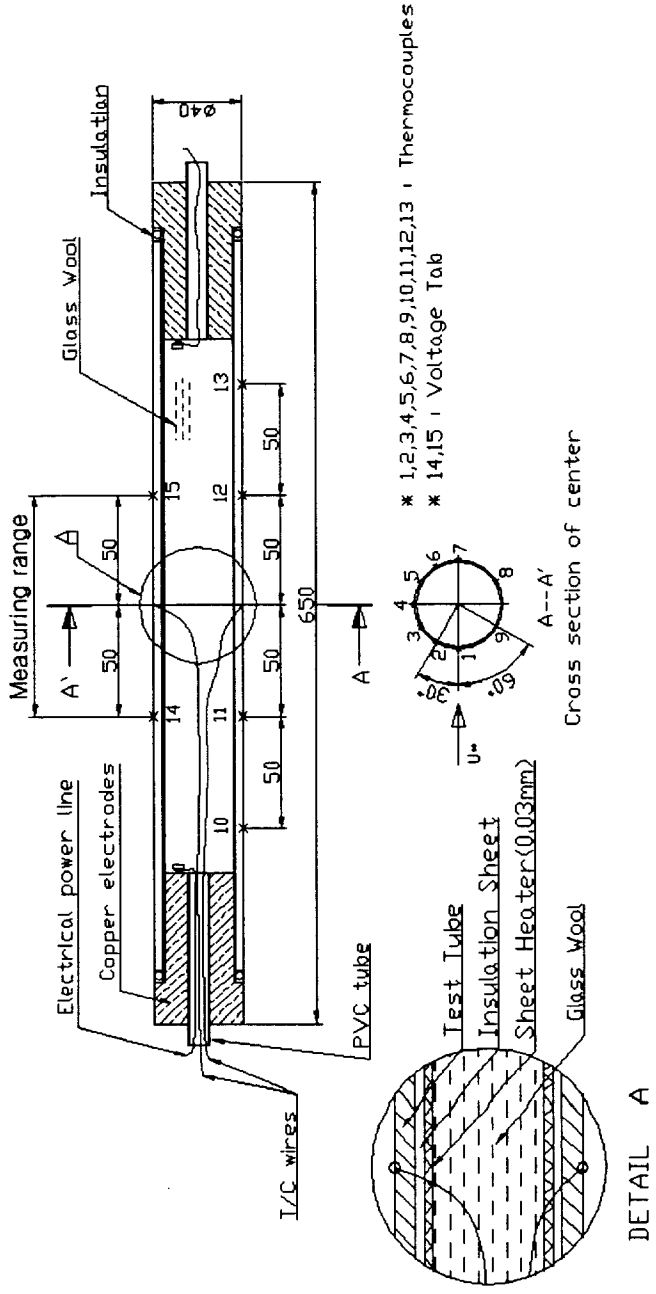


Fig. 3.4 Test model for indirect heating.

Table 3.3 Size of heating test pipe for indirect heating

No.	Material	D (mm)	t (mm)	$\frac{R_o}{t}$	$\frac{k_f}{k_w}$	K^*
1	Brass	40	1.0	20	0.000236	0.0047
2	SUS 304	40	1.6	12.5	0.00186	0.0233
3	SUS 304	40	1.0	20	0.00186	0.0372
4	SUS 304	40	0.8	25	0.00186	0.0465

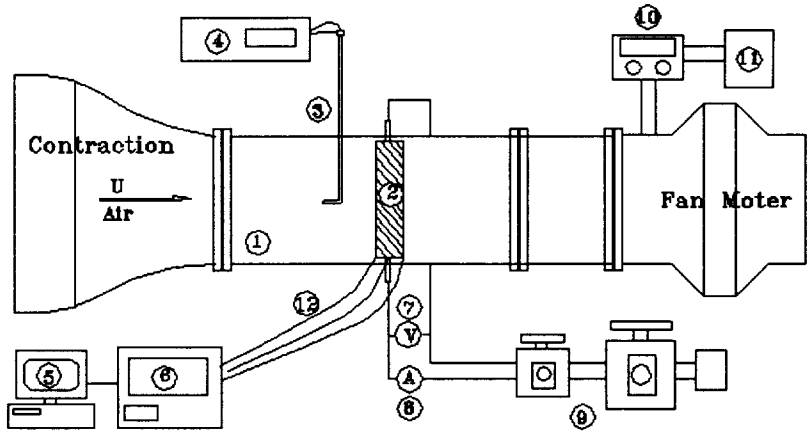


Fig. 3.5 Schematic model of indirect heating experiment.

3.1.4 측정장치

온도의 측정은 T-type의 열전대의 온도를 측정하는 온도 측정장치 데이터로그를 통해 측정하며 풍동에서 입구의 공기 속도는 피토튜브를 통하여 마이크로 마노미터로 측정된다.

또 열유속은 디지털 밀리볼트로 측정된 전압과 전류를 곱하여 표면적을 나누면 즉 $q'' = \frac{Q(\text{ampere} \times \text{voltage})}{A}$ 으로 알 수 있으며 레이놀드수는 Re 에서 자유 유동속도 U_f 는 피토 튜브를 통하여 마이크로 마노미터로 측정되며 공기의 동점성계수는 $1.5 \times 10^{-5} m/\sec^2$을 적용하였다. 열전달계수 $h(\theta)$는 식 (2.26)과 같으므로 전압계와 전류계로 측정하여 열유속을 알 수 있고 열전대를 통한 온도측정 장치로 온도를 측정하며, 누셀수 $Nu(\theta)$는 식 (2.25)에 나타낸것과 같이 열전달계수 $h(\theta)$는 식 (2.26)에서 알 수 있고, 온도는 온도 측정 장치로 측정하였으며, 재료에 따른 열전도계수를 적용하여 나타내었다.

3.2 실험방법

3.2.1 풍동실험

본 실험에 사용된 풍동의 속도분포와 난류강도를 Table 3.4에 나타내었으며 여기서 $y(mm)$는 풍동 시험구간의 높이로 350mm이며 풍속 12.75 m/sec와 6.4 m/sec에서 풍동의 성능에 대한 실험으로서 Fig. 3.6에서는 자유유동속도에 대한 평균속도비를 나타내고 있고 Fig. 3.7 에서는 난류강도 변화를 보여주고 있다.

실제 실험모델의 직경은 20mm에서 최대 40mm 이므로 실험구간의 높이 155mm~195mm에 위치하게 되는데 이 구간의 자유유동속도에 대한 평균속도비는 1~1.03의 분포를 보였으며 전체적인 측정 높이 20mm~340mm에서도 0.92~1.03의 범위로 측정되어 양호한 성능을 나타냈으며 난류강도는 2.9%~3.1%의 분포를 보였고 전체적으로도 4% 이내로 나타났다.

Table 3.4 Velocity and turbulence intensity of test section

$y\,(mm)$	$\overline{u}/U_f$		Tu (%)	
	12.75 m/ sec	6.4 m/ sec	12.75 m/ sec	6.4 m/ sec
350	0	0	0	0
340	0.90	0.94	0.028	0.031
320	0.96	0.96	0.031	0.029
300	1.0	1.0	0.031	0.032
280	1.03	1.0	0.032	0.032
260	1.03	0.96	0.033	0.033
240	0.96	0.96	0.030	0.030
220	1.03	1.03	0.031	0.031
200	1.02	1.01	0.031	0.029
180	1.01	1.02	0.029	0.029
160	1.03	1.01	0.029	0.029
140	1.0	1.02	0.030	0.029
120	1.0	1.02	0.031	0.030
100	1.02	1.01	0.031	0.031
80	0.92	0.92	0.030	0.031
60	1.0	1.0	0.029	0.029
40	0.96	0.96	0.031	0.029
20	0.93	0.94	0.031	0.031
0	0	0	0	0

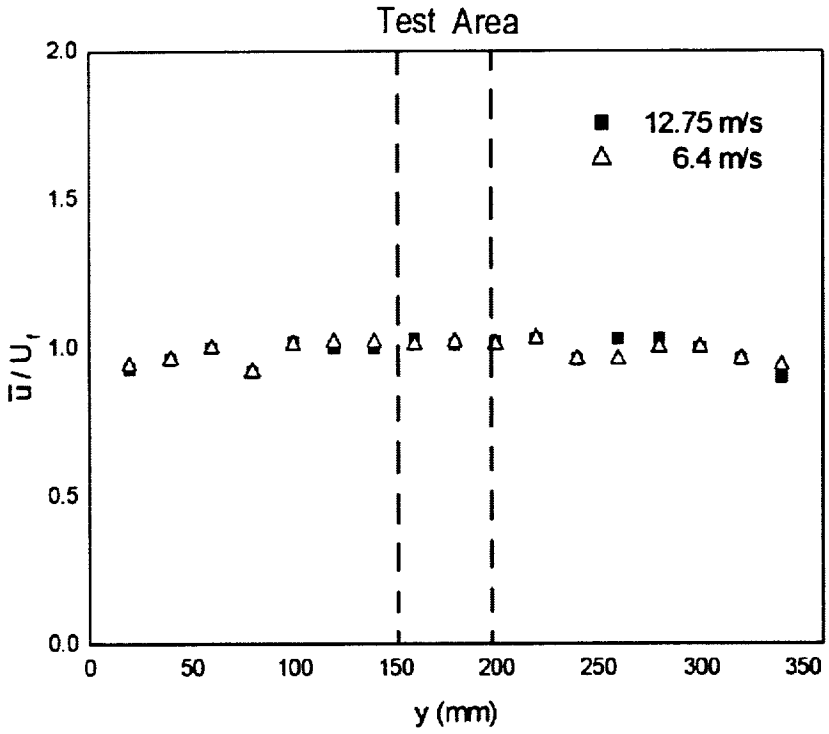


Fig. 3.6 Mean velocity of test section.

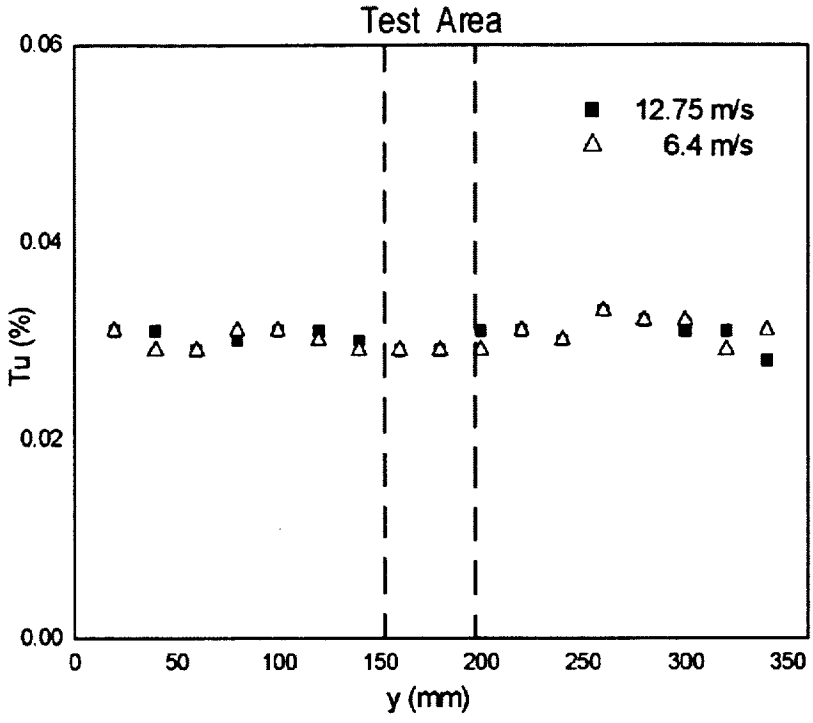


Fig. 3.7 Turbulence intensity of test section.

3.2.2 직접가열실험

직접가열실험에서 공기의 속도를 12.75 m/s로 맞춘 후 공급 열량을 일정하게 설정하였고, 정상상태에서 실험을 수행하였으며 온도측정장치로 온도를 측정하여, PC를 통해서 저장된다. 실험모델들의 전압은 1.0×10^{-3}mV까지 측정이 가능한 디지털 밀리볼트에 연결하여 전류와 전압을 직접 측정하며 직류 전원 공급기 용량은 100 kW이상이다.

직접가열 실험에 나타난 온도분포를 Table 3.5에 나타낸 바와 같이 모델의 직경은 20mm이며 Reynolds 수는 17000으로서 무차원 계수 K^*값은 각각 0.01432, 0.01693 이고 원둘레 방향의 온도분포는 무차원 계수 K^*값이 0.01432인 모델의 경우는 41.2℃～45.8℃ 이며 무차원 계수 K^*값이 0.01693 인 모델의 경우는 42.4℃～47.4℃의 분포를 나타냈다. 또 전압과 전류는 각각 K^*값이 0.01432인 경우는 0.105V, 97A이며, K^*값이 0.01693인 모델의 경우는 0.108V, 95A로 나타났다.

Table 3.5 The list of experimental results for direct heating when D=20mm

Test No.		1	2
K^*		0.01432	0.01693
$D[mm]$		20	20
$T_w(\theta)$ [℃]	0°	41.2	42.4
	30°	41.8	43.1
	60°	43.4	44.8
	90°	45.2	46.8
	120°	45.8	47.4
	150°	45.1	46.6
	180°	44.6	45.9
Volt (V)		0.105	0.108
Current (A)		97	95
q'' [W/m^2]		1622	1634
T_f [℃]		14.34	14.54
U_f [m/s]		12.75	12.75
Re		17000	17000

3.2.3 간접가열실험

간접가열실험에서는 공기의 속도를 6.4 m/s 로 조절하였으며 실험모델의 공급열량을 일정하게 조정하여 정상상태에서 수행하고, 공기의 온도(T_f)와 실험모델의 표면온도들은 온도측정장치로서 측정하고, PC에 저장하였다.

간접가열 실험에 나타난 온도분포를 Table 3.6에 나타낸 것과 같이 Reynolds 수는 모두 17000의 조건이고 직경은 40mm이다. 여기서 무차원계수 K^*값은 각각 0.0047, 0.0233, 0.0372, 0.0465로 나타났으며 원둘레 방향의 온도분포를 보면 무차원계수 K^*값이 0.0047인 경우에는 35.9℃~38.8℃이고 무차원계수 K^*값이 0.0233 일때는 33.1℃~42.4℃ 이며 무차원계수 K^*값이 0.0372 일때는 32.3℃~42.6℃ 이고 무차원계수 K^*값이 0.0465 일때는 32.4℃~44.9℃로 나타났다. 또 측정된 전압은 각각 0.498V, 0.497V, 0.497V, 0.498V를 나타내었고 전류는 22.4A, 22.3A, 22.2A, 22.3A 로 측정되었다.

Table 3.6 The list of experimental results for indirect heating when D=40mm

Test No.		1	2	3	4
K^*		0.0047	0.0233	0.0372	0.0465
$D[mm]$		40	40	40	40
$T_w(\theta)$ [℃]	0°	35.9	33.1	32.3	32.4
	30°	36.1	34.0	33.5	33.5
	60°	37.0	36.8	36.9	37.2
	90°	38.2	40.8	41.3	42.6
	120°	38.8	42.4	42.6	44.9
	150°	38.7	41.6	41.4	44.3
	180°	38.3	40.6	40.1	43.3
Volt (V)		0.498	0.497	0.497	0.498
Current (A)		22.4	22.3	22.2	22.3
q'' [W/m^2]		888.2	882.4	878.5	884.2
T_f [℃]		12.07	13.08	12.56	13.95
U_f [m/s]		6.4	6.4	6.4	6.4
Re		17000	17000	17000	17000

3.3 실험결과의 불확실성 계산

실험결과의 불확실성 계산은 Kline과 McClintock[56]이 제안한 "Standard single sample uncertainty analysis "를 이용하여 계산하였다. 이 방법을 수학적인 형태로 표시하면 아래와 같다.

실험에서 측정한 데이터들에 대하여 각각 계산된 결과값은 식(3.1)에 의하여 나타낼 수 있다.

$$Y = Y(X_1, X_2, \ldots\ldots X_n) \tag{3.1}$$

식(3.1) 에서 Y는 결과 값을 나타내고, $X_1, X_2, \ldots X_n$ 은 독립변수들이다.

결과 값의 불확실성을 ΔY라고 하고, $X_1, X_2, \ldots X_n$ 를 독립변수 각각의 불확실성이라고 하면 ΔY 는 아래와 같다.

$$\Delta Y = \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \Delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} \Delta X_2 \right)^2 + \ldots \left(\frac{\partial Y}{\partial X_n} \Delta X_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{3.2}$$

만약 Y가 $Y = A \cdot X_1^{m_1} \cdot X_2^{m_2} \ldots X_n^{m_n}$ 의 함수 형태를 가질 경우에, 여기서 A 는 상수이고 $m_1, m_2, \ldots m_n$ 의 값이 1 혹은 -1 의 값을 가질 경우에, 결과 값의 불확실성은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\Delta Y}{Y} = \left[\left(\frac{\Delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{\Delta X_2}{X_2} \right)^2 + \cdots \left(\frac{\Delta X_n}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

정상상태가 유지되더라도 속도, 온도, 열유속 등은 약간의 변동이 있으며, 레이놀즈 수와 열전달 계수등에 대한 불확실성이 평가되었고 아래와 같다.

(1) 속도

풍동실험에서 피포트 튜브 ±0.55%, 마이크로 마노미터±0.55% 이므로 속도의 불확실성은

$$(0.0055^2 + 0.0055^2)^{1/2} = 0.0078 \quad \text{or} \quad 0.78\% \quad (3.4)$$

(2) 온도

열전대(T-type)는 ±0.7%, 데이터로그는 ±0.53%, 온도변동은 ±0.4% 이므로 온도의 불확실성은

$$(0.007^2 + 0.0054^{2+} 0.004^2)^{1/2} = 0.0097 \quad \text{or} \quad 0.97\% \quad (3.5)$$

따라서 온도차(ΔT)의 불확실성은

$$(0.0097^2 + 0.0097^2)^{1/2} = 0.0137 \quad \text{or} \quad 1.37\% \quad (3.6)$$

(3) 열유속

표면적은 ±0.52%, 전압은 ±0.53%, 전류는 ±0.8%, 원관

의 축방향 손실은 ±0.52% 이므로 열유속의 불확실성은

$$(0.0052^2+0.0053^2+0.008^2+0.0052^2)^{1/2}=0.0121 \text{ or } 1.21\% \quad (3.7)$$

(4) 레이놀즈수(Re)

직경은 ±0.5%, 속도는 ±0.78%, 동점성계수는 ±1.3%이므로 레이놀즈 수의 불확실성은

$$(0.005^2 + 0.0078^{2+} 0.013^2)^{1/2} = 0.016 \quad \text{or} \quad 1.6\% \quad (3.8)$$

(5) 열전달 계수(h)

열유속 ±1.21%, 온도차 ±1.37%, 복사손실 ±0.5%, 이므로 열전달 계수의 불확실성은

$$(0.0121^2 + 0.0137^2 + 0.005^2)^{1/2} = 0.0189 \quad \text{or} \quad 1.89\% \quad (3.9)$$

따라서 Nusselt 수의 불확실성은 직경은 ±0.5%, 열전도계수 ±0.8% 이므로

$$(0.0189^2 + 0.005^2 + 0.008^2)^{1/2} = 0.021 \quad \text{or} \quad 2.1\% \quad (3.10)$$

제4장 결과 및 고찰

4.1 직접가열

4.1.1 서언

Kakade[53]는 비교적 넓은 범위의 무차원 계수 K^* 값을 가진 실험모델들에 대하여 국소 표면온도들을 측정하면서 강제대류 열전달 실험을 하였으며, 원둘레 방향으로 1차원 온도 분포로 가정하고 해석하였다. Table 3.2을 살펴보면, 본 연구에서 실험한 모델(파이프) 1 과 2 는 무차원 계수 K^* 값이 Kakade가 실험한 모델 5 와 6 사이의 범위에 있음을 알 수 있다. 또한 열전도계수의 비 k_f/k_w 의 값은 동일하며, 형상계수 R_o/t 의 값들도 실험모델 5 와 6 사이의 범위에 있다. 따라서 본 연구에서는 Kakade의 실험모델들은 중심으로 2차원 온도분포를 해석하고 1차원해와 2차원해의 값을 비교해 보고자 한다. 또한 본 연구에서 실험한 모델에 대해서도 2차원 온도분포를 구하고 1차원해와 2차원해 값을 비교하며 Kakade의 결과 값들과도 비교해 보고자한다.

4.1.2 무차원 국소 표면온도

Fig. 4.1은 직접 저항 가열한 모델에 대하여 Reynolds 수가 17000 일 경우의 실험에서 측정된 원둘레 방향의 무차원 국소 표면온도 T^+에 대한 무차원 계수 K^* 값의 변화를 보여주고 있다. 무차원 계수 K^* 값에서 Kakade의 실험 값은 0.00162, 0.00712, 0.01889 이며 본 실험에서 사용된 무차원 계수 K^* 값은 0.01693 이다. 그림에 나타난 바와 같이 무차원 계수 K^*의 값이 클수록 원둘레 방향에 따른 무차원 표면온도의 변화가 커지고 있으며, 무차원 계수 K^*의 값이 작을수록 원둘레 방향으로 무차원 온도 T^+값의 변화가 비교적 완만하게 나타나고 있는데 이는 무차원 온도 T^+ 값이 K^*의 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

그리고 전방정체점, 박리점, 그리고 후방정체점에서 무차원 온도 T^+값의 차이가 크게 나타나고 있으며, 또한 본 연구에서 실험한 모델의 T^+값과 Kakade 의 실험모델들의 T^+ 값을 비교 하여 보면, 박리점 부근(약 110°) 이전에는 전체적인 경향이 잘 일치하고 있으며, 박리점 부근 이후는 본 연구에 대한 T^+값이 작아져서 두 값의 차이가 남을 알 수 있고 이는 본 연구 모델의 K^*값이 상대적으로 변화가 크다는 것을 의미한다. 이것은 풍동의 내부단면, 난류강도, 폐쇄비 등의 차이에서 기인한 것이라고 보여진다.

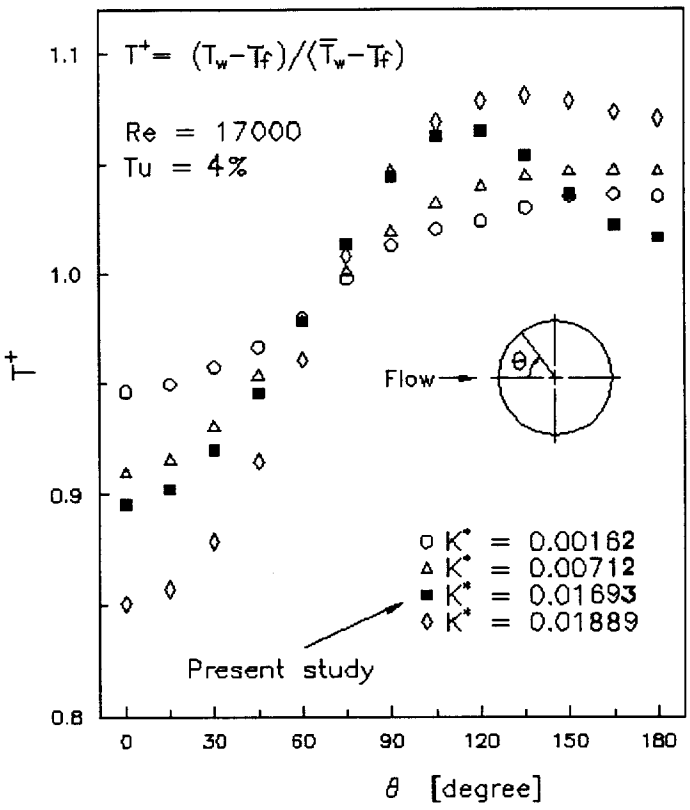


Fig. 4.1 Non-dimensional pipe surface temperature distribution.

4.1.3 2차원 온도분포

Fig. 4.2는 Re=17000, $R_o/t=7.7$, $k_f/k_w=0.00186$인 조건에서 수치해석으로 2차원 온도본포 $T_w(R,\theta)$를 구한 결과에서 본 실험의 결과를 나타낸 등온선 분포도이다. 등온선의 간격은 0.1℃를 나타낸다. 등온선 분포를 살펴보면 전방 정체점의 온도 41.2℃에서 점차 증가하여 박리점을 지난점에서 최고온도 45.8℃ 까지 증가한 후 다시 감소하여 후방정체점의 온도 44.5℃가 됨을 알 수 있다.

Fig. 4.3은 Fig. 4.2와 다른 조건은 동일하지만 형상계수 $R_o/t=9.1$로서 파이프 두께가 작은 경우의 수치해석으로 2차원 온도분포 $T_w(R,\theta)$를 구한 결과를 나타낸 등온선이다. 등온선의 간격 역시 0.1℃ 이다. 등온선 분포를 살펴보면 42.4℃에서 점차 증가하여 최고온도 47.4℃까지 증가한 후 다시 감소하여 45.9℃가 되었다. 이것은 형상계수 R_o/t 가 각각 7.7에서 9.1로 증가 함에 따라 최고온도는 더 높게 되었다.

Fig. 4.4~Fig. 4.8 은 R_o/t 의 변화에 따른 등온선의 온도분포를 고찰하고 본 실험의 결과와 비교 검토하기 위하여 범용 수치해석 프로그램을 사용하여 구한 그림들이다. 여기서 Reynolds 수는 54000이며 열전도 계수비는 0.00044~0.00186 으로 Kakade의 자료[53]를 활용하였다. 그림에서 알 수 있듯이 형상계수 R_o/t 가 3.69와 3.83 으로 상대적으로 작은 Fig. 4.4와 Fig. 4.5의 경우에 등온선의 분포를 보면,

원둘레 방향과 반경방향의 2차원 온도분포 $T_w(R,\theta)$를 보여주고 있고, 열전도계수의 비 k_f/k_w가 상대적으로 큰 Fig. 4.5의 경우가 원둘레 방향의 온도구배와 반경방향의 온도구배가 모두 증가하였고 등온선 간격도 조밀함을 알 수 있다. 이것은 원둘레 방향과 반경방향으로의 열전도가 상대적으로 작기 때문이다.

그리고 등온선의 분포에서 전도 열전달은 최대온도 부근인 110° 부근에서 전방 정체점(반시계방향)과 후방 정체점(시계방향)으로 흐름을 알 수 있다

Fig. 4.6의 경우에는 형상계수가 상대적으로 증가하면서 온도의 분포는 원둘레 방향으로의 1차원 온도분포 $T_w(\theta)$에 가까워진다. 그러나 전방 정체점 ($\theta=0°$)부근, 최대온도 부근($\theta=115°$)과 후방 정체점 ($\theta=180°$)부근에서는 반경방향으로 1차원적인 온도분포 $T_w(R)$이 지배적임을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 4.7와 Fig. 4.8에서는 형상계수가 더욱 증가함에 따라 원둘레방향으로의 1차원 온도분포 $T_w(\theta)$에 접근해 감을 알 수 있다.

Fig. 4.4~Fig. 4.8 에서 각각의 온도분포를 보면 전방정체점의 온도가 35.2℃, 32.5℃, 36.2℃, 35.5℃, 37.8℃ 로 최소온도로 나타났다.

또 박리점에서 온도는 35.9℃, 34.1℃, 40.5℃, 39.6℃, 41.2℃ 로 최대로 증가하다가 후방정체점의 온도 35.5℃, 33.6℃, 38.9℃, 37.9℃, 39.2℃ 로 감소되어 나타났으며 무차원계수 K^* 값이 상대적으로 작은 Fig. 4.4와 Fig. 4.5의 경우

에서 2차원 온도분포 $T_w(R,\theta)$가 뚜렷하게 나타난다.

Fig. 4.9~Fig. 4.13 에서 각각의 온도분포를 보면 전방정체점의 온도가 31.1℃, 36.6℃, 30.8℃, 43.3℃, 40.9℃ 로 최소온도로 나타나고 박리점에서 온도는 32.1℃, 39.0℃, 32.7℃, 49.9℃, 46.4℃ 로 서 최대로 증가하다가 후방정체점의 온도 32.1℃, 38.9℃, 32.4℃, 49.5℃, 45.9℃ 로 감소되어 나타났다.

그리고 열전도 계수비가 상대적으로 작은 Fig. 4.9와 Fig. 4.11의 경우에 원둘레 방향의 온도구배가 감소 하였고 등온선 간격도 조밀하지 않음을 알 수 있다. 이것은 열전도가 상대적으로 크기 때문이다.

또 Reynolds 수가 54000인 경우의 Fig. 4.4~Fig. 4.8과 Reynolds 수가 15700인 경우인 Fig. 4.9~Fig. 4.13의 결과들을 비교해보면 전체적으로 Reynolds 수가 작을수록 후방정체점 쪽으로 박리점이 이동 되어있는 것을 알 수 있으며 Reynolds 수가 증가함에 따라 대류 열전달량이 증가함으로 반경방향의 온도구배가 증가함을 알 수 있다.

특히 형상계수 R_o/t가 3.83인 모델에 대해 Reynolds 수를 15700 일 경우와 70000 일 경우로 차이가 클 때의 비교를 보면 Reynolds 수가 15700 일 경우의 Fig. 4.14에서는 2차원 온도분포 $T_w(R,\theta)$를 보면 파이프 외부표면의 최소온도는 36.6℃의 전방정체점이고 후방정체점의 온도는 38.8℃, 이며 최대온도는 박리점으로 온도가 46.4℃ 이며 약 140° 부근이다.

또 Reynolds 수가 70000일 경우의 Fig. 4.15에서는 2차원

온도분포 $T_w(R,\theta)$를 보면 파이프 외부표면의 최소온도는 32.1℃로 동일하게 전방정체점이고 후방정체점의 온도는 33.1℃ 이며 최대온도는 박리점으로 온도가 39.0℃ 이며 약 104° 부근이다.

이처럼 박리점이 이동하는 것은 Reynolds 수가 증가함에 따라 대류 열전달량이 증가함으로 반경방향의 온도구배가 증가함을 알 수 있다. 특히 전·후방 정체점 부근에서는 반경방향의 온도구배가 지배적인 것을 알 수 있다.

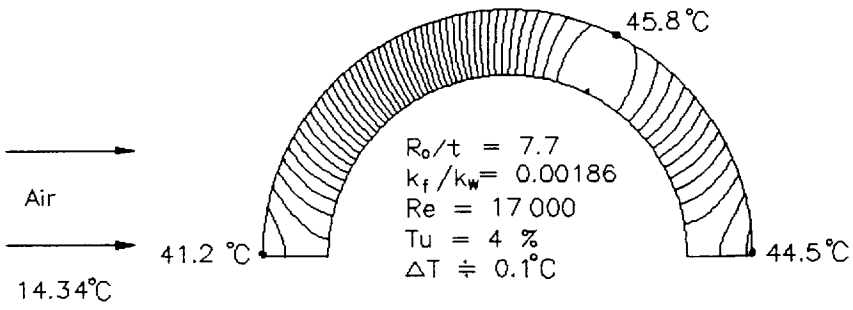


Fig. 4.2 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01432).

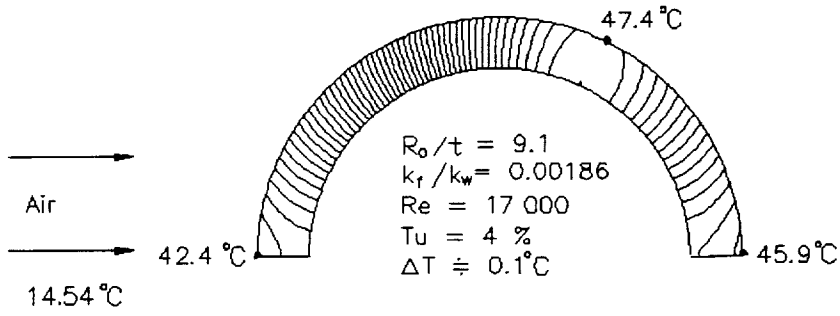


Fig. 4.3 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01693).

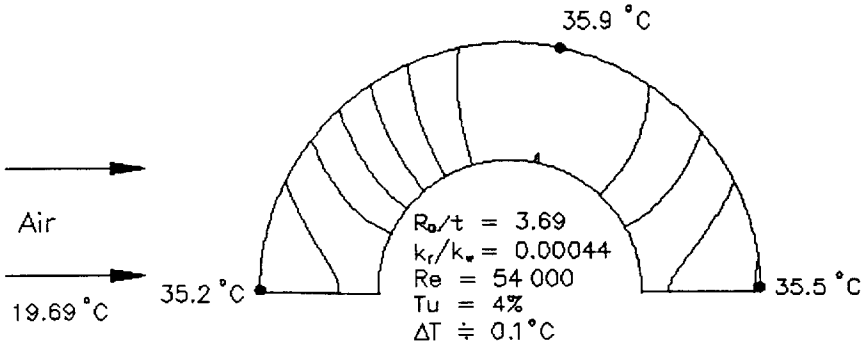


Fig. 4.4 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00162).

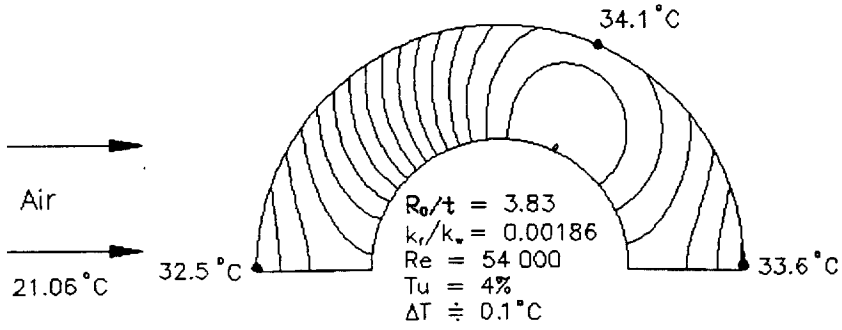


Fig. 4.5 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712).

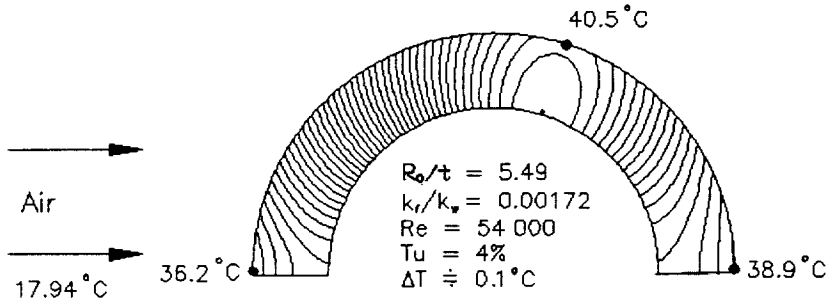


Fig. 4.6 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00944).

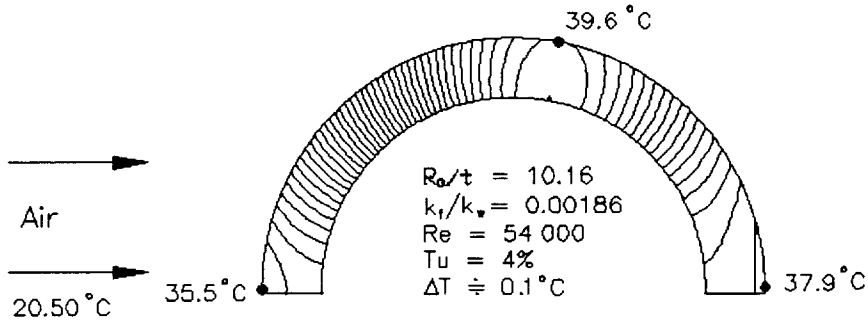


Fig. 4.7 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889).

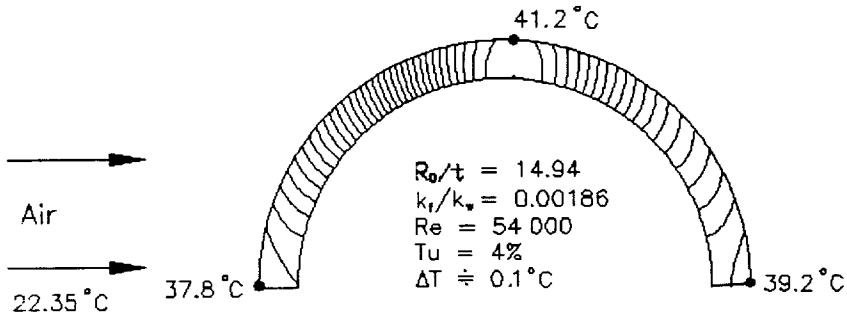


Fig. 4.8 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.02778).

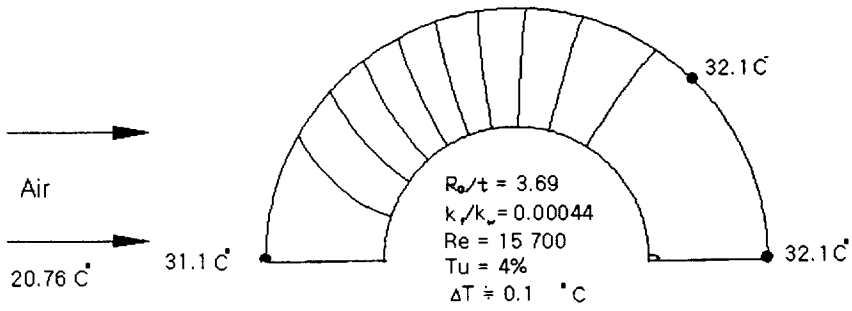


Fig. 4.9 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00162).

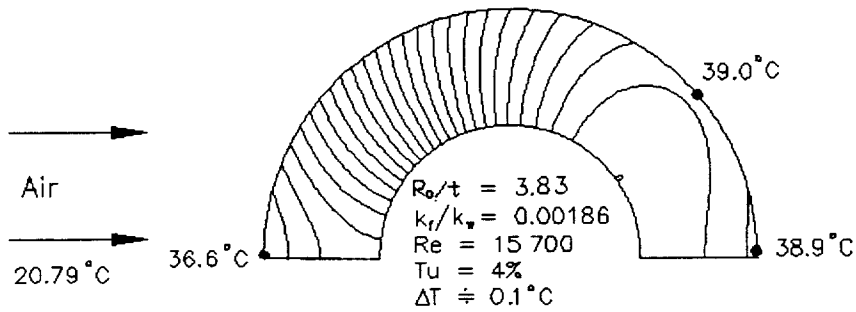


Fig. 4.10 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712).

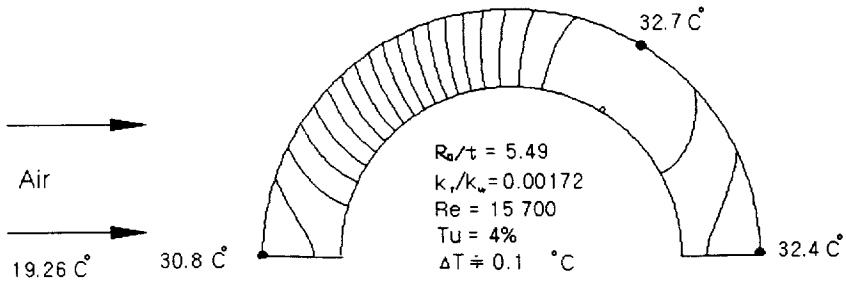


Fig. 4.11 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00944).

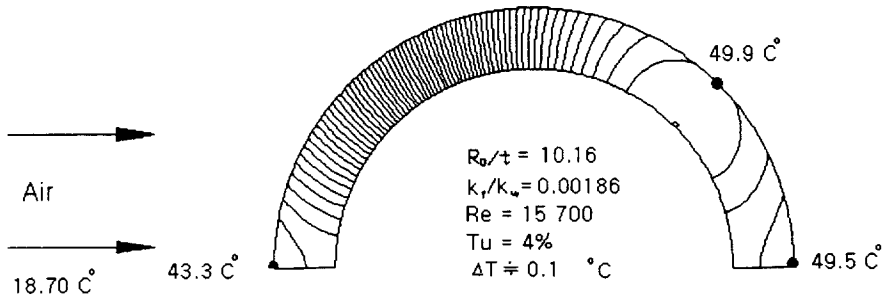


Fig. 4.12 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889).

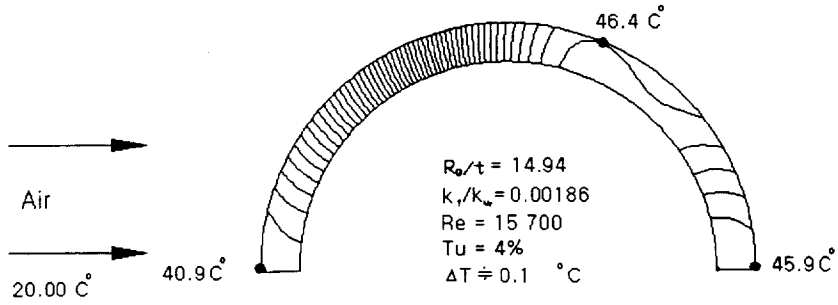


Fig. 4.13 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.02778).

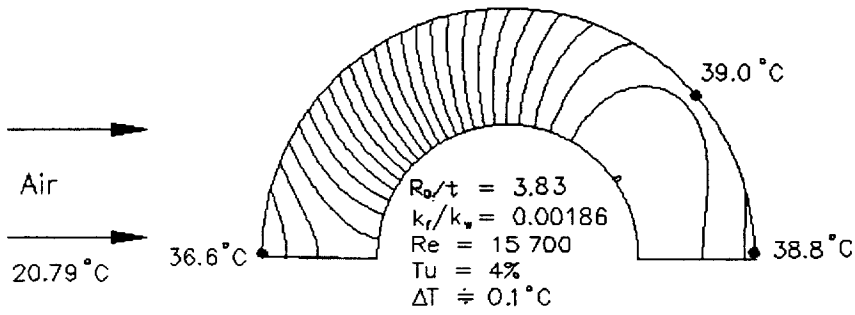


Fig. 4.14 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712).

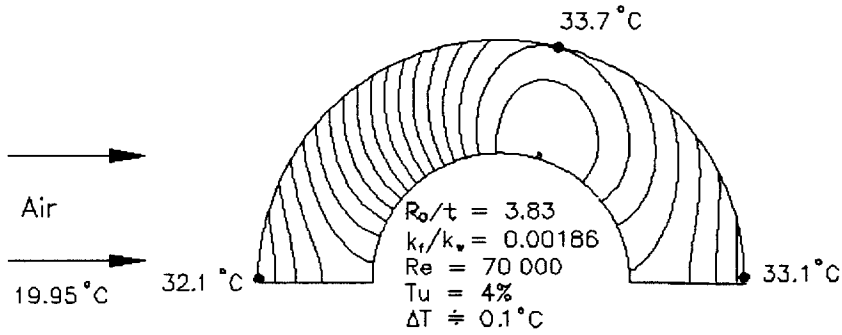


Fig. 4.15 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.00712).

4.1.4 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향

원둘레 방향의 전도열전달이 반경방향의 국소 대류열전달에 미치는 영향의 정도를 알아보기 위하여 Baughn[46]이 사용한 식과 유사한 개념의 식(4.1)과 같은 무차원 식을 정의하였다.

$$\frac{q_c'' - \dot{q}t}{\dot{q}t} = \frac{q_1'' - q_2''}{\dot{q}t} \tag{4.1}$$

식(4.1)의 우변항의 무차원 식 $(q_c'' - \dot{q}t)/\dot{q}t$ 값은 반경방향의 국소 대류열전달에 대한 원둘레 방향의 전도열전달의 영향을 나타낸다.

Fig. 4.16은 Reynolds 수가 54000 일 때 무차원 계수 K^* 값이 각각 0.00162, 0.00944, 0.0189, 0.0278로 변화함에 따라 원둘레 방향 θ에 대한 $(q_c'' - \dot{q}t)/\dot{q}t$ 의 값을 나타낸 것이다. $(q_c'' - \dot{q}t)/\dot{q}t$ 의 값은 θ 가 0° , 90° , 180° 부근에서 무차원 계수 K^*값의 차이를 크게 나타내고 있으며 특히 45° 에서 150° 사이에서는 K^* 가 작은 경우에 가장 낮게 나타나고 그 이외의 범위에서는 이 경향과 다르게 나타나고 있음을 알 수 있다.

또 무차원 계수 K^* 값이 가장 작은 0.00162의 경우에서 보듯이 무차원 계수 K^* 값이 작아질수록 전도 열전달량이

상대적으로 증가하여, 무차원 식 $(q_c'' - \dot{q}t)/\dot{q}t$ 값의 변화가 커짐을 볼 수 있다. 특히 전·후방 정체점 부근과 최소 대류 열전달 영역(θ=110° 부근)에서 원둘레 방향의 전도열전달의 영향이 큼을 알 수 있으며 무차원 계수 K^* 값이 가장 큰 경우인 0.0278의 경우에서는 변화의 곡선이 완만해지는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.17은 Reynolds 수가 다를 경우에 전도 열전달이 대류열전달에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 Reynolds 수가 15700과 70000이고 무차원 계수 K^* 값이 0.0071 경우일 때 $(q_c'' - \dot{q}t)/\dot{q}t$ 의 값에 대해 원둘레 방향으로의 변화를 나타낸 것이다. Reynolds 수 가 높은 70000의 경우가 반경방향의 대류열전달이 증가하므로 원둘레 방향의 전도열전달 영향이 대체적으로 적음을 알 수 있다. 특히 0° 인 전방정체점 부근에서 그 값이 큰 차이를 보여주고 있고 90° 부근에서는 무차원 계수 K^* 값이 일치하는 경향을 보이고 있다.

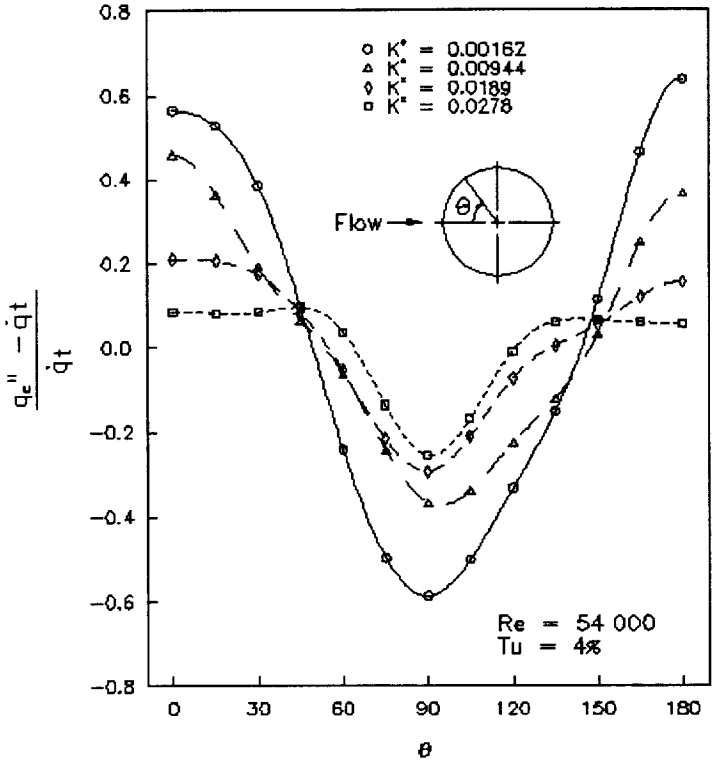


Fig. 4.16 Circumferential heat conduction transfer.

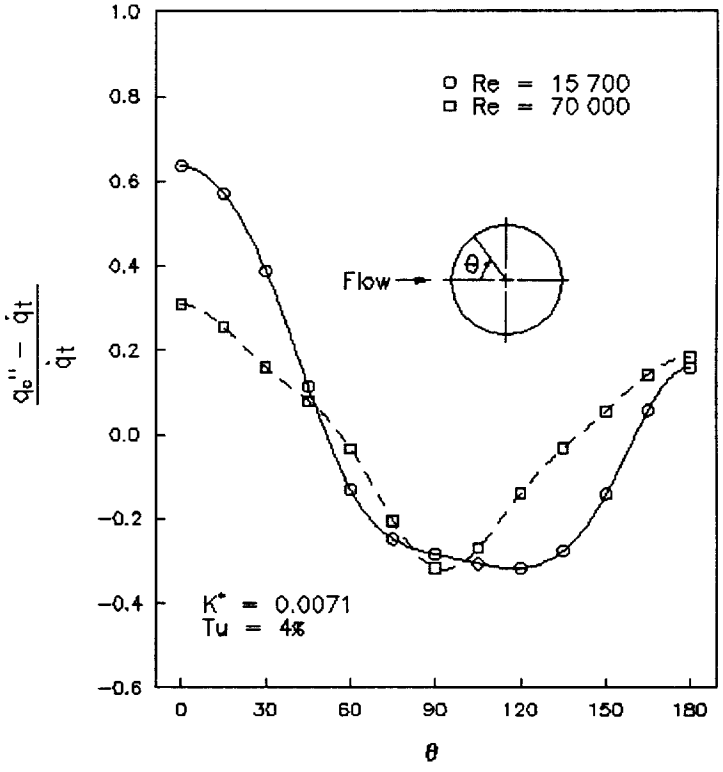


Fig. 4.17 Effect of wall heat conduction on convection heat transfer.

4.1.5 국소 대류열전달 계수

Fig. 4.18은 Re=17000, R_o/t=7.7, k_f/k_w=0.00186, K^*=0.01432 의 조건에서 실험을 통하여 얻은 원둘레 방향(θ)에 따른 국소 열전달계수 h 에 대해 1차원해와 2차원해의 비교를 나타낸 것이다.

원둘레 방향(θ)에 따른 국소 열전달계수 h 는 1차원해보다 2차원해가 전체적으로 적게됨을 알 수 있다.

Fig. 4.19는 모든 조건이 Fig. 4.18과 동일 하지만 형상계수 R_o/t=9.1, K^*=0.01432 으로 다른 경우에 대한 실험을 통하여 얻은 원둘레 방향(θ)에 따른 국소 열전달계수 h 에 대해 1차원해와 2차원해의 비교를 나타낸 것이다. 이 경우에도 원둘레 방향(θ)에 따른 국소 열전달계수 h 는 Fig. 4.18 과 그 경향이 유사함을 알 수 있다.

Fig. 4.20~Fig. 4.24 는 Re=54000,에서 형상계수 R_o/t를 각각 3.69, 3.83, 5.49, 10.16, 14.94 이며 열전도계수비 k_f/k_w 는 Fig. 4.20 일 경우 0.00044 이고 Fig. 4.22 일 경우는 0.00172 이며 Fig. 4.21, Fig. 4.23, Fig. 4.24는 0.00186 일 경우이다. 또 무차원계수 K^* 값은 각각 0.00162, 0.00172, 0.00944, 0.01889, 0.02778 의 조건에서 대해 원둘레 방향(θ)에 따른 국소 열전달계수 h 에 대해 1차원해와 2차원해의 차이를 비교한 그림이다.

R_o/t 가 3.69, 3.83, 5.49 인 경우에는 90° 부근에서 1차원해와 2차원해의 경우에 대한 국소 열전달계수 h 의 차가

가장 크게 나타나고 있으나 R_o/t 가 10.16, 14.94 의 경우에는 그 차이가 별로 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 4.25~Fig. 4.29 는 Fig. 4.20~Fig. 4.24 와 동일한 조건에서 Reynolds 수 만 15700 으로 달리하여 1차원해와 2차원해의 차이를 비교하였다.

원둘레 방향의 전도열전달을 1차원으로 가정하였을 경우에 식(2.8)의 첫 번째 식에서 형상계수 R_o/t 가 작아짐에 따라서 좌변과 우변의 차이가 증가하므로, 2차원 해석과의 차이가 증가함을 예측할 수는 있으나, 각도(θ)에 대한 구체적인 국소 열전달계수의 차이는 실험과 해석을 통해서 알 수가 있다. 전체적인 경향은 형상계수 R_o/t가 작아짐에 따라 두 해들의 차이가 증가함을 알 수 있고, 각도(θ)에 따른 국소 열전달 계수의 상대오차는 박리점 부근(약 90°)에서 가장 크다.

또한 Fig. 4.20 과 Fig. 4.21에서 열전도계수의 비 k_f/k_w의 영향을 볼 수 있는데, 열전도계수의 비가 작아짐에 따라 원둘레 방향의 열전도가 증가하여, 국소 열전달계수의 변화가 증가함을 알 수 있다. 그러므로 최소 국소 열전달이 일어나는 박리점 부근에서 절대오차는 거의 비슷하지만, 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 작아지면 원둘레 방향의 열전도가 증가하여 국소 열전달계수의 최소값이 감소하므로 1차원 해와 2차원 해의 상대오차는 증가한다.

실제로 Fig. 4.20 과 Fig. 4.21의 최소 국소 열전달계수에 대한 절대오차는 Fig. 4.20의 경우가 26.3 정도이고 Fig. 4.21의 경우가 23.0 정도이지만, 상대오차는 Fig. 4.20의 경

우가 43% 이고 Fig. 4.21의 경우가 22% 로 약 2배의 차이를 보여준다.

그리고 Fig. 4.23과 Fig. 4.24에서 열전도계수비 k_f/k_w는 같으나 형상계수 R_o/t가 작은 Fig. 4.23의 경우가 Fig. 4.24의 경우보다 국소 열전달계수의 상대적인 변화가 증가함을 알 수 있다

따라서 형상계수 R_o/t 와 열전도계수비 k_f/k_w가 작아질수록 국소 열전달계수에 대한 1차원 해와 2차원 해의 상대오차가 증가함을 알 수 있다.

Reynolds 수가 54000일 경우인 Fig 4.20~Fig 4.24 와 Reynolds 수가 15700인 경우인 Fig 4.25 ~Fig 4.29의 결과를 전체적으로 보면 1차원해와 2차원해의 차이가 근접한 형태로 나타나고 있음을 알 수 있다.

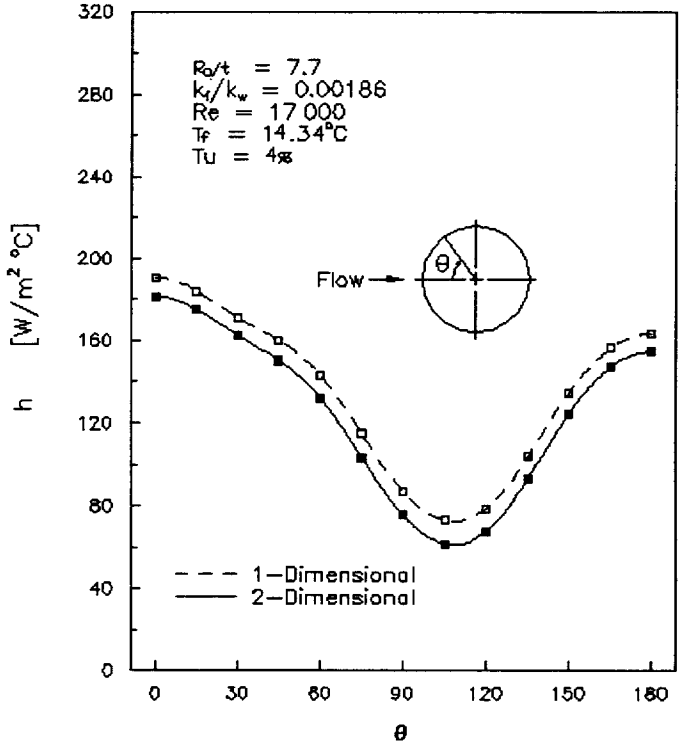


Fig. 4.18 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01432).

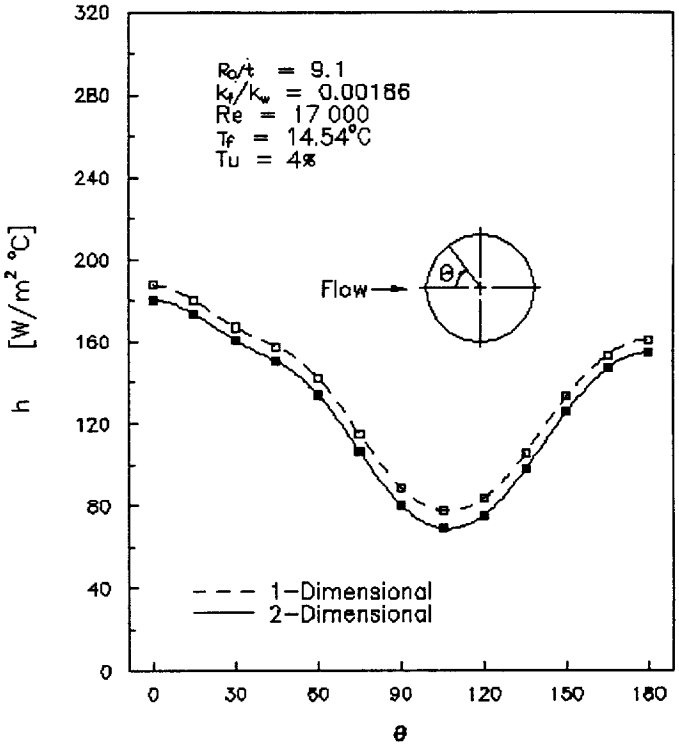


Fig. 4.19 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01693).

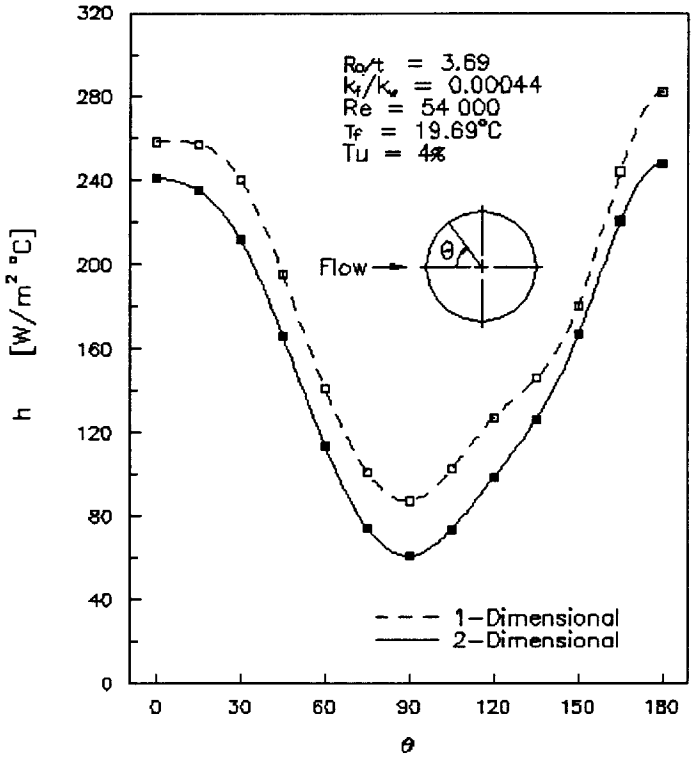


Fig. 4.20 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00162).

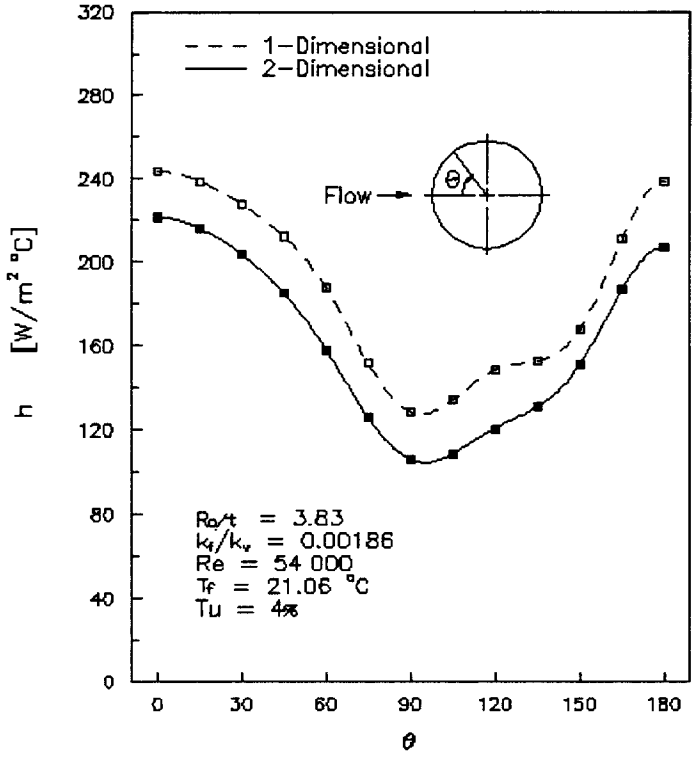


Fig. 4.21 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00712).

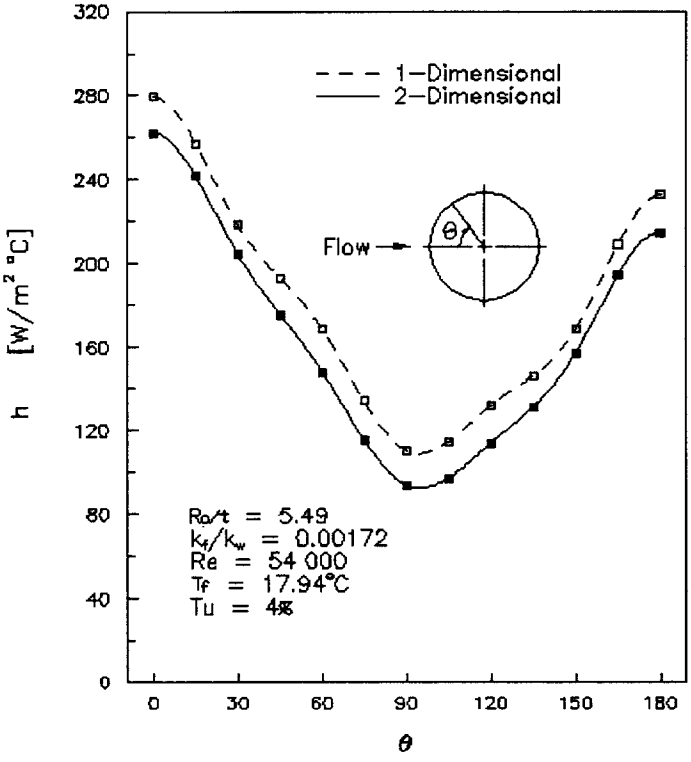


Fig. 4.22 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0944).

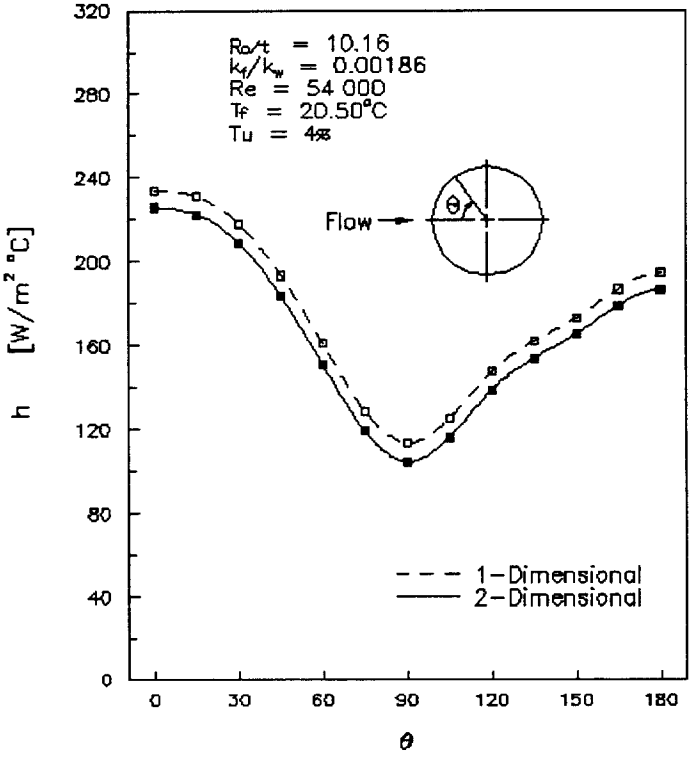


Fig. 4.23 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889).

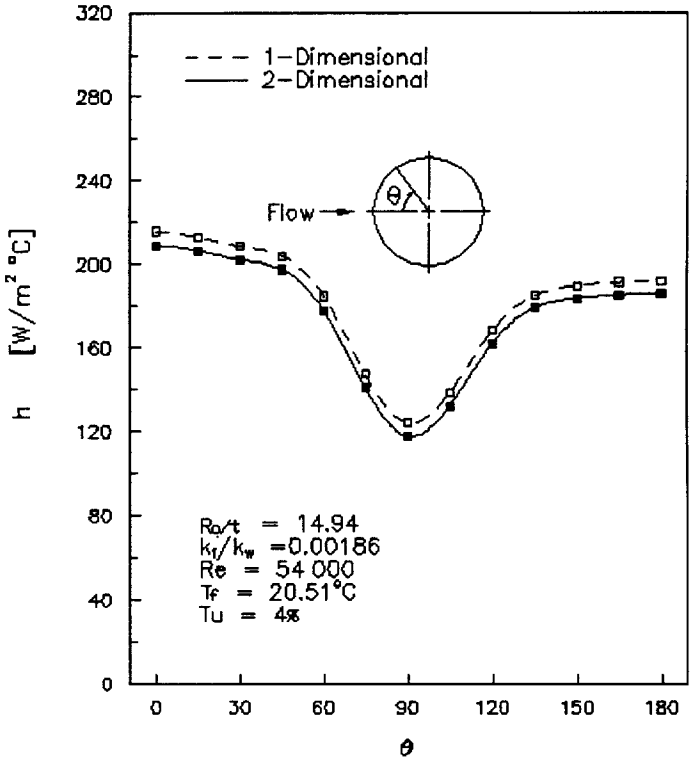


Fig. 4.24 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.02778).

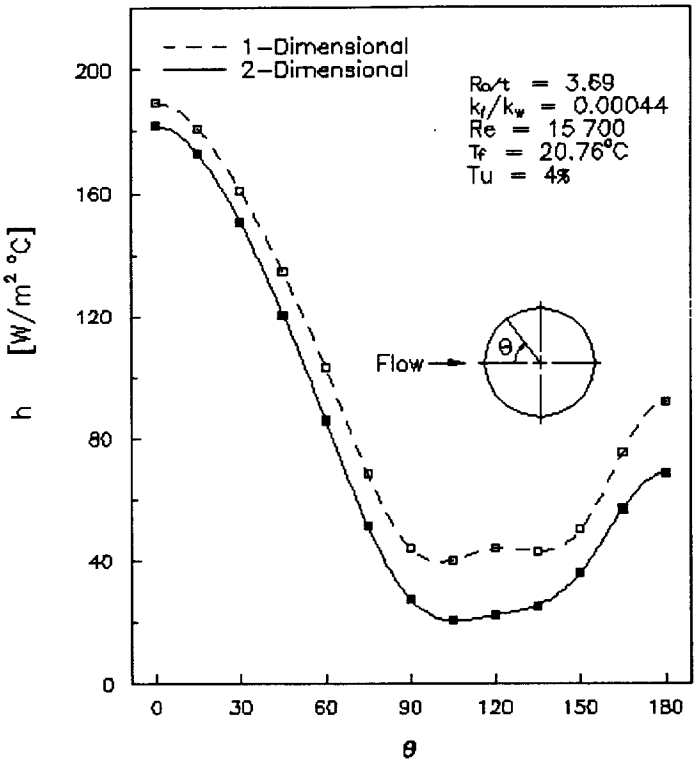


Fig. 4.25 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00162).

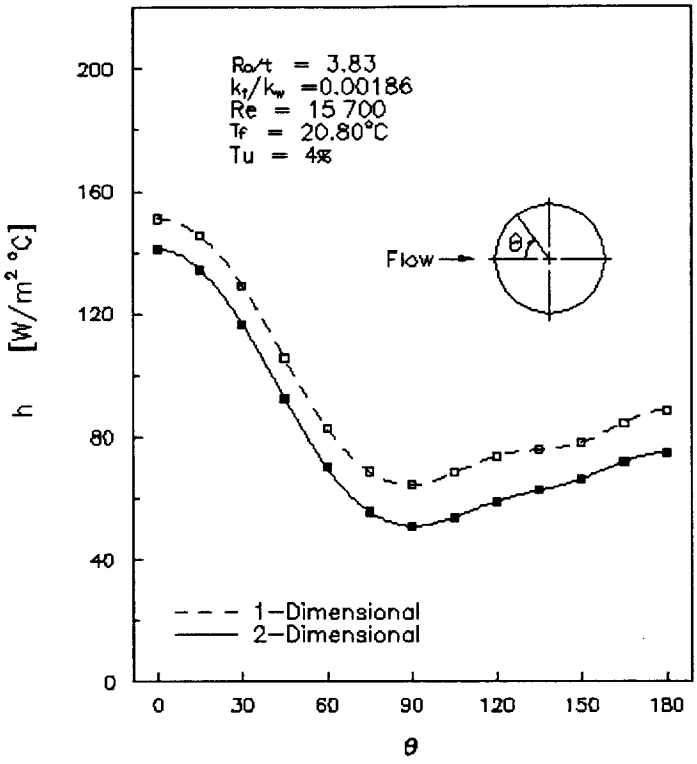


Fig. 4.26 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00712).

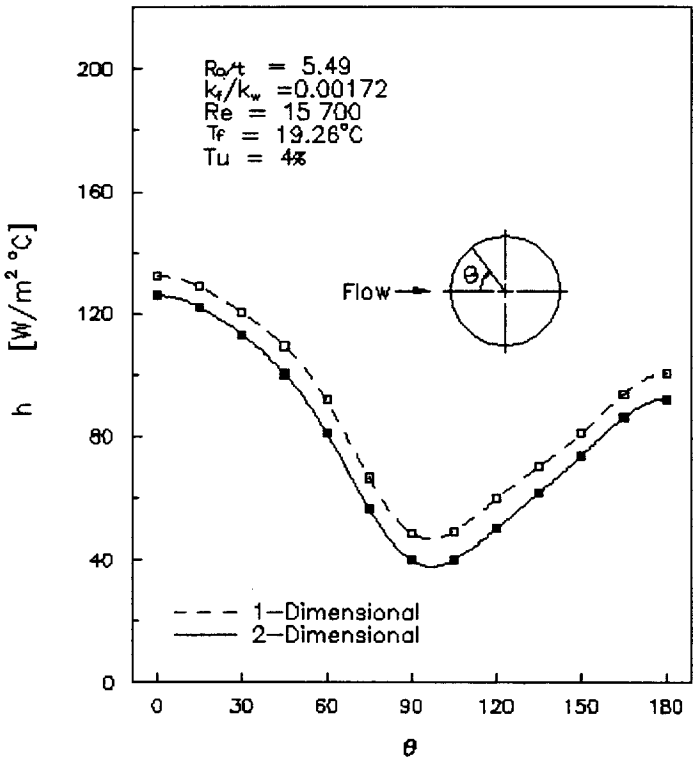


Fig. 4.27 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.00944).

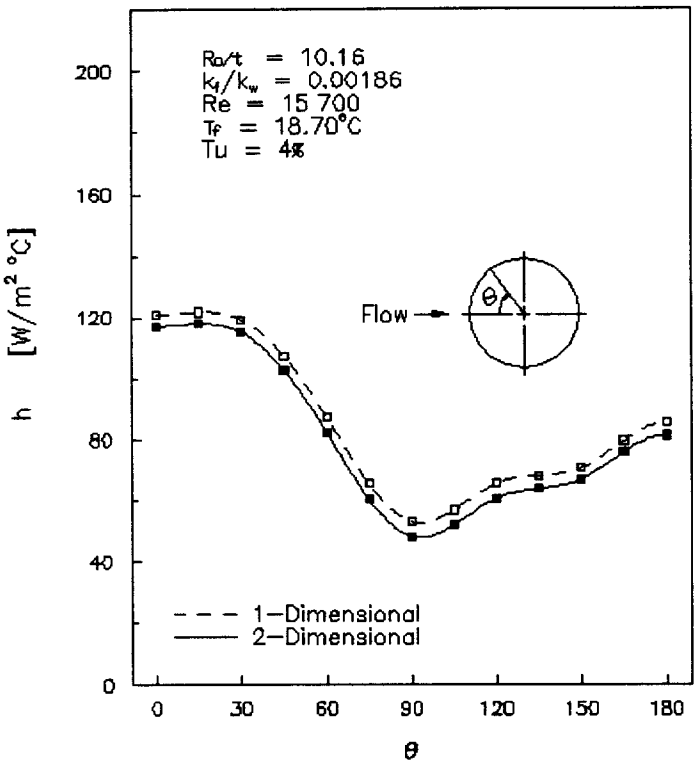


Fig. 4.28 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889).

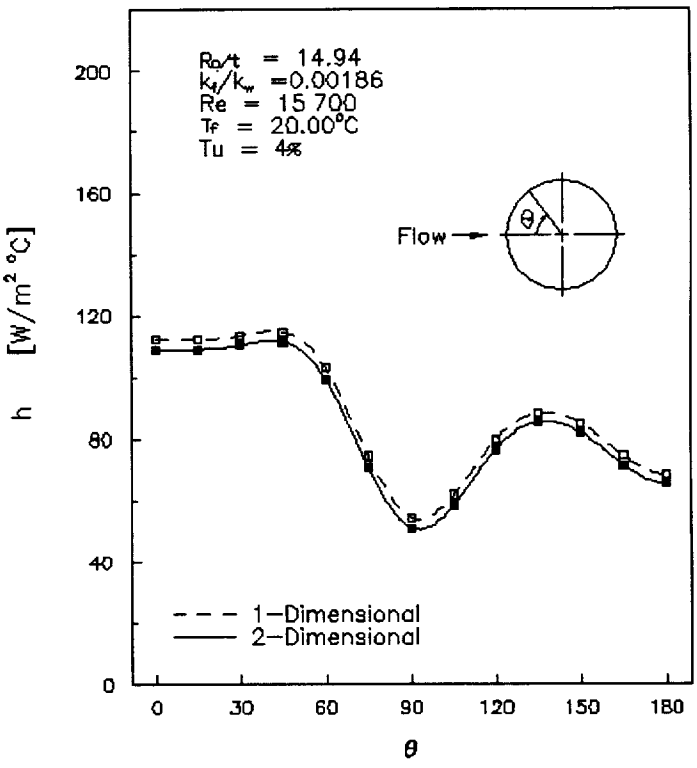


Fig. 4.29 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.02778).

4.1.6 결언

직접 가열되는 파이프에 대하여 강제대류 열전달 실험을 수행하였다. 본 연구에서 실험한 모델의 무차원 계수 K^* 값이 Kakade[54]가 실험한 모델과 같은 범위에 있음을 알 수 있으며 열전도계수비 k_f/k_w 의 값은 동일하다.

여기서 2차원 온도분포를 비교하여 보면 등분포 온도 곡선의 조밀도나 원둘레 방향과 반경방향이 미치는 영향이 유사한 결과를 나타내고 있으며 1차원해와 2차원해의 차이에서도 전체적으로 전방정체점, 후방정체점, 그리고 박리점에서 그 값의 차이가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

그리고 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향을 2차원 수치 해석적인 연구로 해석하고 1차원해석과 비교하였으며, 반경방향의 국소 대류열전달에 원둘레 방향의 전도열전달이 미치는 영향에 대한 연구결과는 다음과 같다.

1. 형상계수 R_o/t 가 작을수록 파이프 단면의 온도분포는 2차원방향의 온도분포가 분명하게 나타난다.

2. 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 R_o/t 가 작아질 수록 파이프 주위의 국소 대류 열전달계수는 원둘레 방향의 전도열전달의 영향을 더욱 크게 받고 있으며, 파이프 주위의 국소 열전달계수에 대한 평가에서 1차원해 와 2차원 해의 차이가 증가하였다.

3. Reynolds 수가 증가함에 따라 대류 열전달량이 증가함으로 반경방향의 온도구배가 증가함을 알 수 있고 반경방향의 온도구배가 지배적인 전·후방정체점 부근에서 차이를 보이고 있음을 알 수 있다.

4.2 간접가열

4.2.1 서언

본 절에서는 직교하는 유동속에서 파이프 주위의 대류 열전달에 대하여, Table 3.3에 보여주는 것과 같이 직경이 40mm이며 재질은 황동과 SUS304를 사용하였으며 두께를 각각 0.8mm, 1.0mm, 1.6mm로 달리한 실험모델을 간접가열 방식으로 원둘레 방향의 전도 열전달이 국소 대류 열경계 조건에 미치는 영향을 실험적 연구를 수행한다.

그리고 형상계수와 열전도계수비를 달리 함으로서 무차원 계수 K^*값이 달라지므로 그에 따른 파이프 내부(고체부분)의 온도분포를 수치해석으로 풀어서 원둘레 방향(θ)만을 고려한 1차원해와 원둘레 방향(θ)과 반경방향(R)을 함께 고려한 2차원해를 서로 비교해 보고자 한다.

4.2.2 무차원 국소 표면온도

Fig. 4.30은 Reynolds 수 17000 에서 K^*를 0.0047, 0.0233, 0.0372, 0.0465의 경우에 대해서 원둘레 방향의 각도 θ의 변화에 따른 무차원 표면온도 T^+를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있듯이 파이프의 직경, 두께 그리고 재질의 함수인 무차원 계수 K^* 값이 파이프 표면의 열경계 조건에 대하여 영향을 주고 있음을 보여주고 있다.

무차원 계수 K^* 값이 가장 작은 0.0047의 경우에서 보는

바와 같이 무차원 계수 K^* 값이 작아질 수록, 원둘레 방향(θ)의 열전도량이 증가하여 무차원 온도 T^+ 곡선의 경사가 완만해짐을 볼 수 있다.

그리고 무차원 계수 K^* 값이 가장 큰 0.0465에서 나타난 것과 같이 무차원 계수 K^* 값이 커질 수록 원둘레 방향으로 열전도가 감소하고 있으며 무차원 온도 T^+ 의 변화도 커지는 것을 볼 수 있다.

또 무차원 온도 T^+의 최소값은 항상 전방정체점인 $\theta=0^\circ$ 이며 무차원 온도 T^+값의 차이가 크게 나타나고 있으며 60° ~70° 에서는 무차원 온도 T^+ 값이 일치하는 경향을 보이고 있고 무차원 온도 T^+ 값이 최대값인 박리점 즉, 105° 와 150° 사이에서는 K^* 값의 영향을 크게 받는 것을 알 수 있다.

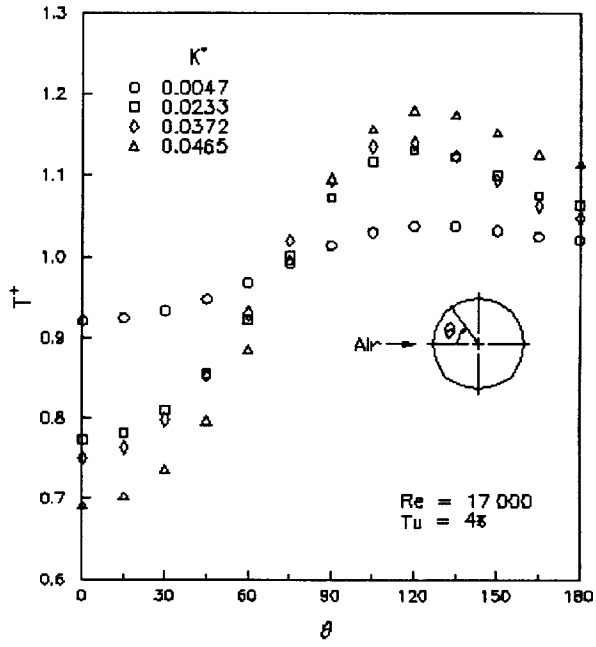


Fig. 4.30 Non-dimensional pipe wall temperature distribution.

4.2.3 2차원 온도분포

Fig. 4.31~Fig. 4.34는 Re=17000에서 간접가열의 경우에 2차원 온도분포를 수치해석으로 전도방정식을 풀어 파이프 단면의 온도분포를 나타낸 것이다. 형상계수 R_o/t 와 열전도계수비 k_f/k_w의 영향을 고찰하기 위해 형상계수 R_o/t는 12.5, 20, 25로 달리하였고 열전도계수비 k_f/k_w는 0.00186과 0.000236으로 달리 하였으며 그에 따른 무차원 계수 K^* 값은 각각 0.0047, 0.0233, 0.0372, 0.0465 이다.

등온선의 간격은 약 0.1℃이며 그림에서 온도 값을 표시한 지점은 전방정체점과 후방정체점 및 최고 온도점을 나타낸다.

Fig. 4.31을 살펴보면 온도는 전방정체점에서 35.9℃를 나타내고 박리점으로 갈수록 점차 증가하여 최고온도 38.8℃를 나타낸 후 온도가 감소하기 시작하여 후방정체점에서 38.3℃를 나타낸다. 이처럼 박리점에서 최고온도를 나타내는 현상은 Fig. 4.32~Fig. 4.34에서도 각각 전방정체점의 온도가 33.1℃, 32.3℃, 32.4℃ 이며 박리점의 온도는 42.4℃, 42.6℃, 44.9℃ 이고 후방정체점의 온도는 각각 40.6℃, 40.1℃, 43.2℃ 로 Fig. 4.31과 비슷하게 나타냄을 알 수 있다.

파이프의 내부벽에 거의 동일한 열량을 공급한 각 모델들의 등온선 분포를 살펴보면 반경방향으로 거의 직선에 가깝고 원둘레 방향으로 1차원의 분포를 보이고 있지만 박리점 및 전방정체점, 후방정체점 부근에서는 2차원 온도분포

를 보이고 있고 박리점 부근에서 전방 정체점과 후방 정체점 쪽으로 원둘레 방향으로 전도 열전달이 있음을 알수 있고 전방정체점의 온도구배가 후방정체점의 온도구배보다 등온선이 밀집되어 있으므로 크다는 것을 알 수 있다. 특히 70° 부근의 온도구배가 가장 크다.

여기서 형상계수 R_o/t 를 달리한 경우를 비교 해보면 Fig. 4.32, Fig. 4.33, Fig. 4.44에서 보면 형상계수는 각각 12.5, 20, 25로 달리하였고 열전도계수비 k_f/k_w를 0.00186으로 같이 했을 경우의 비교를 보면 형상계수 R_o/t 작은 Fig. 4.32의 경우가 Fig. 4.44와 Fig. 4.44의 경우 보다 파이프 단면의 형상이 2차원에 가까워지고 반경방향의 온도구배가 커짐을 알 수 있다.

그리고 형상계수 R_o/t 를 같게 하고 열전도계수비 k_f/k_w 를 0.000236과 0.00186으로 달리했을 때를 비교해 보면 열전도계수비 k_f/k_w 가 큰 Fig. 4.33의 경우가 열전도계수비 k_f/k_w 가 작은 Fig. 4.31의 경우 보다 등온선의 간격이 조밀하고 온도구배가 큰 것을 알 수 있고 이것은 원둘레 방향으로의 열전달량이 적음을 나타내며, 또한 열전도계수비 k_f/k_w 가 작은 Fig. 4.31의 경우가 반경방향의 영향을 좀더 크게 받는 것을 알 수 있다.

또한 형상계수 R_o/t 와 열전도계수비 k_f/k_w 의 영향을 받는 무차원 계수 K^* 값의 경우에서도 형상계수 R_o/t 와 열전도계수비 k_f/k_w 에서 나타난 결과와 같이 무차원 계수 K^* 값이 가장 큰 0.0465의 경우에 나타나듯이 무차원 계수

K^*값이 커질수록 원둘레 방향의 온도구배가 커짐을 알 수 있는데 이것은 반경방향의 대류열전달량에 대한 원둘레 방향의 전도열전달량이 상대적으로 작기 때문이며, 무차원 계수 K^*값이 가장 작은 0.0047의 경우에서 알 수 있듯이 원둘레 방향과 반경방향의 영향이 커짐을 알 수 있다.

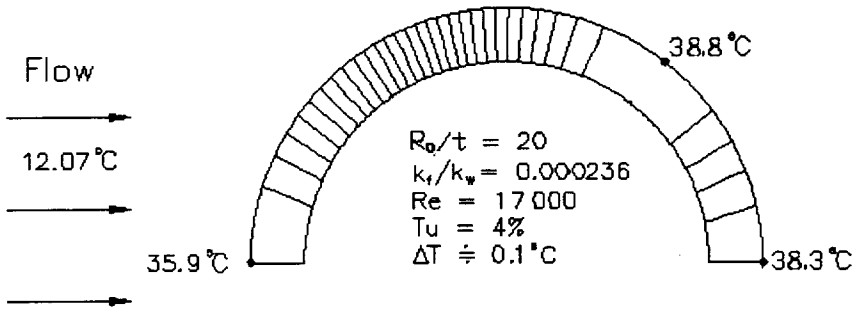


Fig. 4.31 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0047).

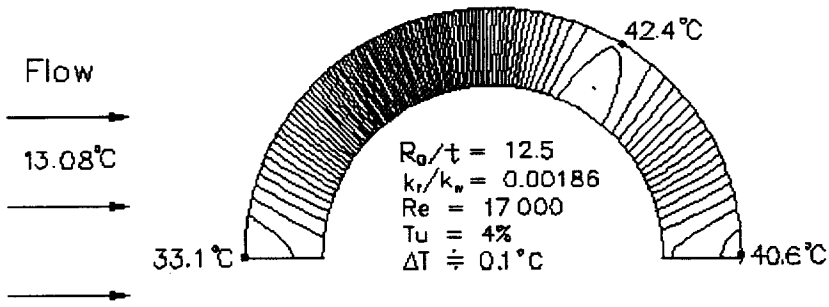


Fig. 4.32 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0233).

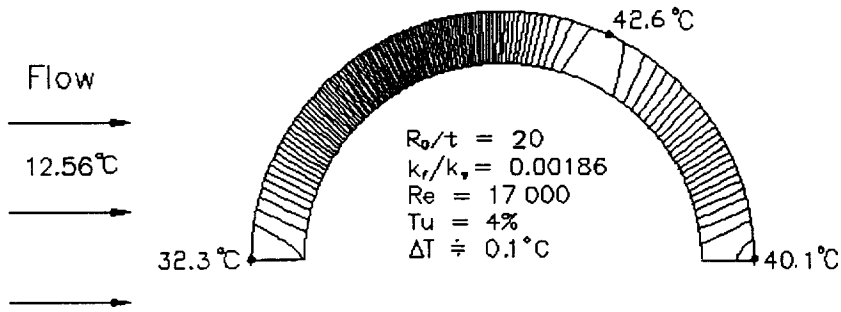


Fig. 4.33 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0372).

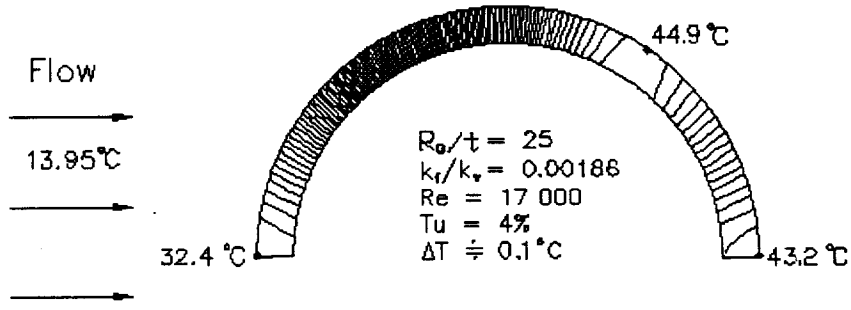


Fig. 4.34 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0465).

4.2.4 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향

Fig. 4.35는 Reynolds 수 36000 의 경우에 θ 방향에 따른 실험으로 구한 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$ 의 값을 나타낸 것이다. 이때 무차원계수 K^*의 값은 0.0233, 0.0372, 0.0047, 0.0465 로 변화 시켰다. θ 가 60° 에서 150° 범위에서는 K^*의 값이 작을수록 $N_c(\theta)$의 값이 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 $\theta > 150°$ 인 경우에는 이와 반대의 경향이 나타나고 있으며 $\theta < 60°$ 인 경우에는 일률적인 경향을 나타내지 않고 있다.

한편 무차원 계수 K^*값이 작을수록 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$의 변화가 커짐을 알 수 있으며 무차원 계수 K^*값이 가장 작은 0.0047의 경우에는 열전도계수비가 가장 적은 경우로서 재질의 차이에서 나타난 경우이며 무차원 계수 K^* 값이 0.0233, 0.0372, 0.0465의 경우는 형상계수 R_o/t 를 달리했을 경우로서 형상계수 R_o/t 가 적은 경우 무차원 계수 K^*값이 작아져서 변화가 커지는 것을 알 수 있다.

여기서 양(+)의 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$ 값은 각도 θ 에서 정미 열전도량(net heat conduction rate)이 증가함을 나타내고, 음(-)의 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$값은 정미 열전도량이 감소하였음을 나타낸다.

무차원 계수 K^*값이 작아짐에 따라서 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$의 변화가 커짐을 볼 수 있는데, 특히 전방정체점인

$\theta=0^{\circ}$ 과 후방정체점인 $\theta=180^{\circ}$ 그리고 박리점인 $\theta=105^{\circ}$ 부근에서 원둘레 방향의 국소 정미 열전도량이 크게 차이가 남을 알 수 있다.

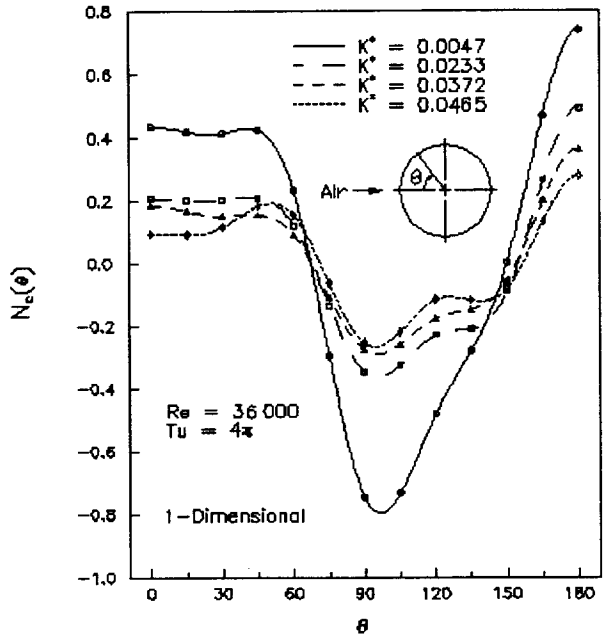


Fig. 4.35 Circumferential heat conduction transfer.

4.2.5 국소 대류열전달 계수

Fig. 4.36~Fig. 4.39는 형상계수 R_o/t와 재질을 달리하여 1차원해와 2차원해를 비교한 그림으로 Reynolds 수를 17000으로 모두 같게 하였고 형상계수 R_o/t 를 각각 12.5, 20, 25로 달리하였으며 열전도계수비 k_f/k_w를 0.000236, 0.00186 로 달리하였으므로 형상계수 R_o/t 와 열전도계수비 k_f/k_w 의 영향을 받는 무차원 계수 K^*의 값은 각각 0.0233, 0.0372, 0.0047, 0.0465 로 적용하여 1차원 해와 2차원 해의 차이를 비교해보았다.

Fig. 4.36과 Fig. 4.37의 비교에서는 열전도계수의 비 k_f/k_w가 동일할 경우에, 형상계수 R_o/t 가 20 과 12.5로 달리하여 무차원 계수 K^*값이 각각 0.0233과 0.0372의 경우에 1차원해와 2차원해를 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$에 대해서 비교한 그림이다.

전체적으로 1차원 해의 값들이 2차원 해의 값들보다 상대적으로 크게 됨을 알 수 있는데, 이것은 1차원 해의 값들은 형상계수 R_o/t 에 대한 영향을 고려하지 않았기 때문이며 Fig. 4.36의 경우가 Fig. 4.37 보다 형상계수 R_o/t 가 작은 경우에서 알 수 있듯이 형상계수 R_o/t 가 감소할 수록 1차원 해와 2차원 해의 차이가 증가함을 알 수 있고, 1차원 해와 2차원 해의 차이는 일정하지 않으며, 특히 전방정체점, 후방정체점 부근과 박리점 부근에서 그 값들의 차이가 더 커짐을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 4.37과 Fig. 4.38은 형상

계수 R_o/t 가 동일할 경우에, 열전도계수비 k_f/k_w를 달리하여 비교한 그림이다. 열전도계수비 k_f/k_w 가 작은 경우가 1차원해와 2차원해의 차이가 더 큰 것을 확인할 수 있으며 Fig. 4.39는 형상계수 R_o/t 가 좀 더 큰 경우로서 그에 따른 무차원 계수 K^* 값이 0.0465 로 큰 경우의 값을 비교하고 있으며 1차원 해와 2차원 해의 차이가 적음을 알 수 있다.

Fig. 4.40과 Fig. 4.41은 Reynolds 수가 36000이며 열전도계수비 k_f/k_w =0.00186 일 경우에 형상계수 R_o/t 를 각각 R_o/t =25, R_o/t =12.5 로 달리하여 국소 Nusselt 수에 대한 무차원 계수 K^* 값을 1차원해와 2차원해의 차이를 비교한 경우로서 형상계수 R_o/t 가 작은 경우인 R_o/t =12.5에서 1차원 해와 2차원해의 차이가 커지고, 전방과 후방의 정체점 및 박리점 부근에서 1차원 해와 2차원 해들의 차이는 증가함을 볼 수 있다. 이것은 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$ 의 평가에서 볼 수 있듯이, 원둘레 방향의 열전도량의 평가에 대한 1차원 해와 2차원 해의 차이에서 기인한 것으로 보여진다. 그리고 파이프 주위의 외부유동이나 파이프의 내부유동 등에서 국소 열전달계수에 대한 평가에서 형상계수 R_o/t 가 감소할 수록 1차원해와 2차원해의 차이가 커짐으로, 형상계수 R_o/t 가 감소할 수록 2차원적인 해석이 필요함을 알 수 있다.

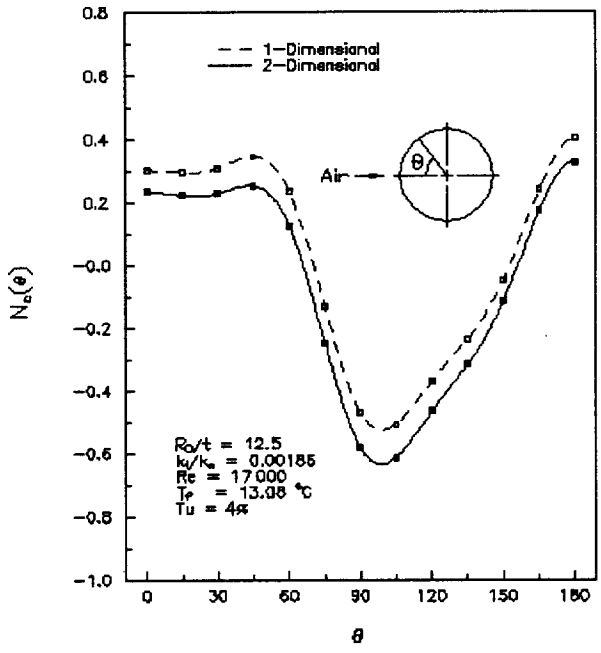


Fig. 4.36 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0233).

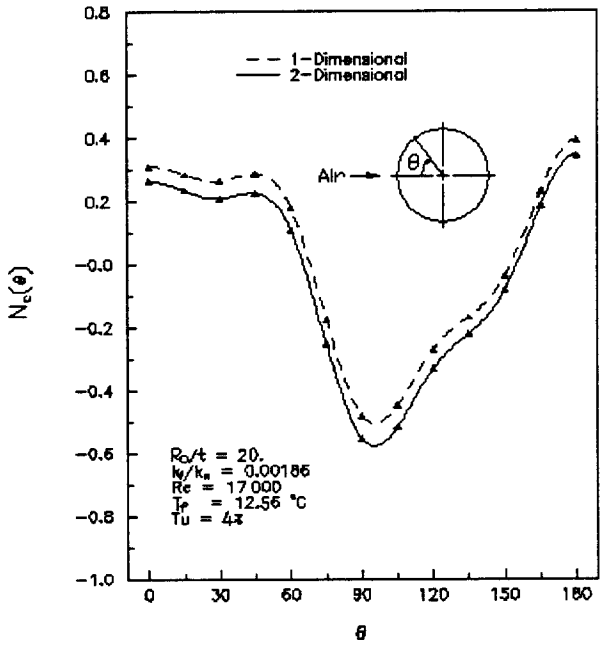


Fig. 4.37 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0372).

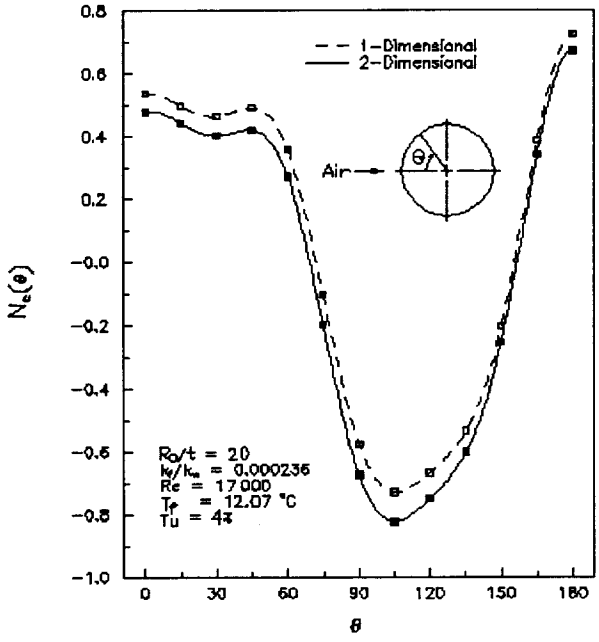


Fig. 4.38 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0047).

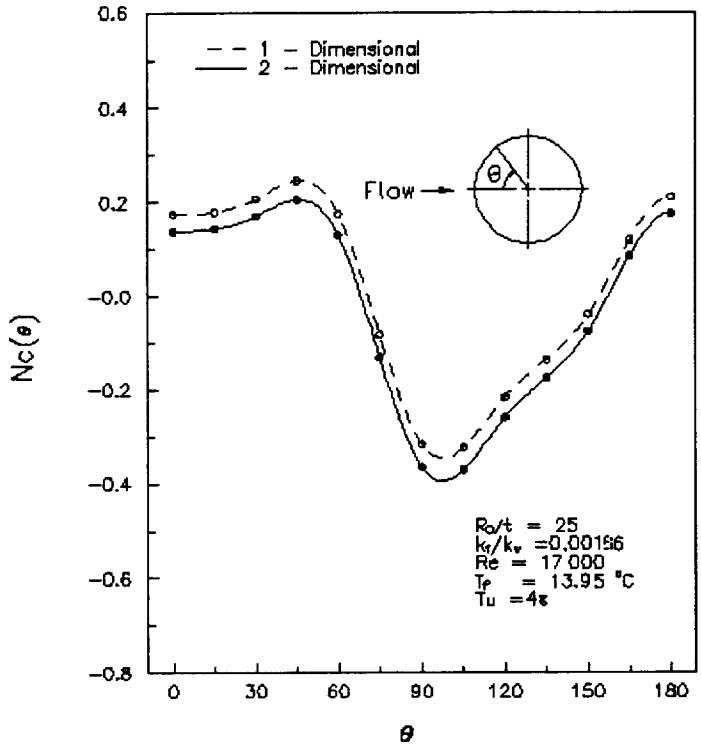


Fig. 4.39 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^*= 0.0465).

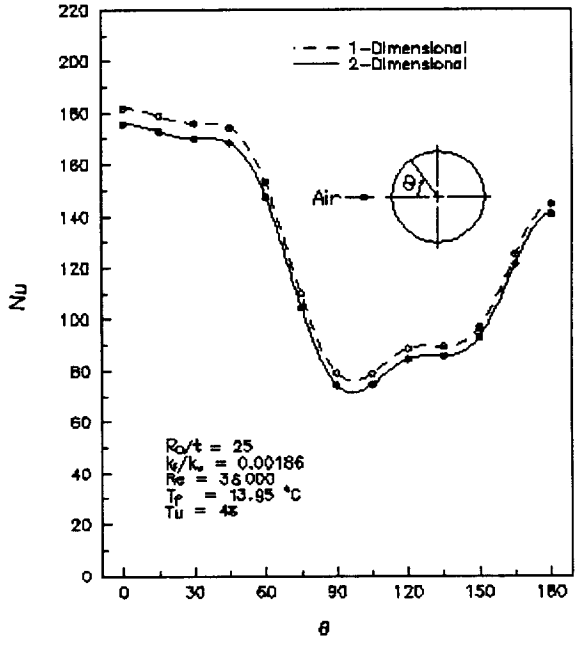


Fig. 4.40 Local Nusselt number (K^* = 0.0465).

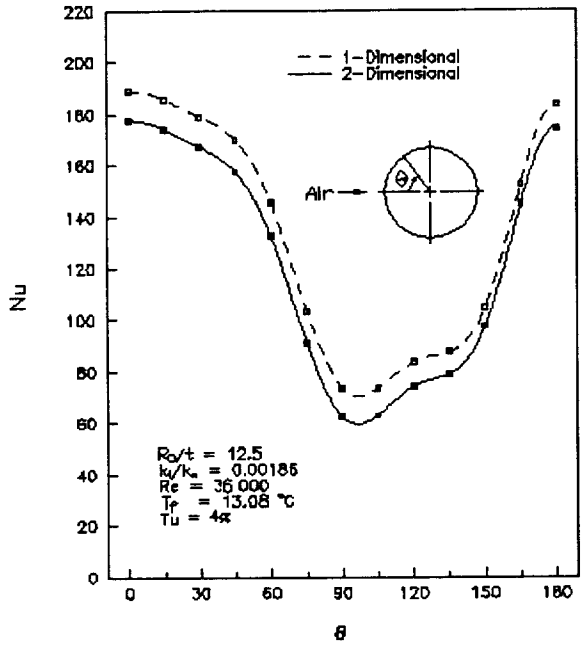


Fig. 4.41 Local Nusselt number (K^* = 0.0233).

4.2.6 결언

간접가열방식에 대한 기존 연구는 이론적 연구가 대부분이며 실험적 연구의 결과는 극히 적다.

내부유동이 있는 경우의 간접가열방식의 실험적 연구[57] 결과에서 원둘레 방향의 열전도가 평균 열전달에 영향을 미치고 국소 열유속과 국소 온도의 차이가 있음을 보고하였지만 1차원으로 해석하였을 뿐 2차원적 해석은 없었다.

여기서 본 연구는 간접 가열되는 파이프 주위로 유체가 직교방향으로 유동할 경우에 대한 강제 대류열전달 실험을 수행하였다. 파이프의 표면온도를 측정하여 경계조건으로 사용하고, 수치해석으로 2차원 온도분포를 해석하고 1차원 해와 비교 분석하였다.

전도 열전달이 대류 열전달에 영향을 미치는 파이프 주위의 열전달에 대한 실험과 수치 해석적인 연구에서, 열전도계수비 k_f/k_w 와 형상계수 R_o/t 가 각각 작을수록, 파이프의 원둘레 방향(θ)으로 전도열전달은 더욱 크게 증가되고, 파이프 주위의 국소 대류열전달계수는 더욱 크게 영향을 받고 있다는 것을 규명하였다. 특히 형상계수 R_o/t 가 작을수록 파이프 주위의 전도열전달에 대한 평가에서 1차원 해와 2차원해의 차이가 증가하므로, 국소 대류열전달 계수에 대한 2차원 해석이 필요하다.

4.3 직접가열과 간접가열의 비교

4.3.1 서언

직접가열 방식과 간접가열 방식의 실험에서 나타난 결과들을 비교하기 위해 직접가열 방식에서는 Reynolds 수가 15700, 간접가열 방식에서는 Reynolds 수가 17000 에서의 결과를 비교해 보았다.

특히 형상계수 R_o/t 가 각각 10.16과 12.5 이며 열전도계수비 k_f/k_w 가 같은 조건인 0.00186 이고 무차원 계수 K^* 값은 각각 0.01889 와 0.0233 비슷한 조건으로 2차원 온도분포와 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$의 각도에 대한 θ 방향으로의 무차원계수 K^* 값의 변화에서 1차원해와 2차원해의 차이를 비교해보고자 한다.

4.3.2 2차원 온도분포의 비교

Fig. 4.42는 직접가열방식으로 열원을 공급한 경우로서 형상계수가 R_o/t =10.16 , 열전도계수비가 k_f/k_w =0.01886, Reynolds 수가 15700 인 경우에 대하여 온도분포를 나타낸 것이다.

Fig. 4.43은 간접가열방식으로 열원을 공급한 경우로서 직접가열방식과 비교하기 위하여 동일한 조건은 아니지만 형상계수가 R_o/t =12.5 이며, 열전도계수비가 k_f/k_w =0.01886, Reynolds 수가 17000 으로서 여러 가지 조건이 직접가열방

식의 조건과 유사한 경우를 나타낸 것이다.

파이프 단면의 2차원 온도분포에 나타난 바와 같이 공급 온도는 직접가열방식인 경우에는 13.08℃ 이며 간접가열방식에서는 18.70℃ 의 조건이었으며, 파이프 표면에서 측정된 온도분포를 보면 직접가열방식인 Fig. 4.42 에서 보면 전방정체점의 온도가 43.3℃ 에서 최고온도인 박리점에서의 온도는 49.9℃ 로 상승하다가 후방정체점의 온도는 49.5℃ 로 내려가는 것으로 나타났다.

또 Fig. 4.43의 간접가열방식에서의 2차원 온도분포를 보면 전방정체점의 온도는 33.1℃ 에서 박리점에서는 42.4℃ 로 온도가 올라갔고 후방정체점에서는 40.6℃ 로 내려간 것을 나타 내었다.

그리고 무차원 계수 K^*값은 직접가열방식 에서는 0.1889 이고, 간접가열방식 에서는 0.0233으로 비슷한 값을 가진다.

여기서 전체적으로 나타나는 것은 전방정체점, 후방정체점, 박리점을 등에서는 직접 가열방식이나 간접 가열방식 모두 반경방향의 온도분포가 지배적인 형태로 나타나고 있지만 파이프 단면의 등온선을 보면 간접가열방식인 Fig. 4.43은 직접가열방식인 Fig. 4.42보다 상대적으로 등온선의 간격이 조밀하게 나타나고 있다. 이것은 간접가열방식이 직접가열방식보다 상대적으로 열전도가 작기 때문이며 반대로 직접가열방식이 열전도가 크다는 것을 알 수 있다.

또 직접가열방식에서 보다 상대적으로 간접가열방식에는 반경방향으로의 등온선의 형태가 선형에 가깝에 나타나고 있으며 특히 전방정체점과 후방정체점, 그리고 박리점에서

선형과 비선형의 형태 차이가 분명하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

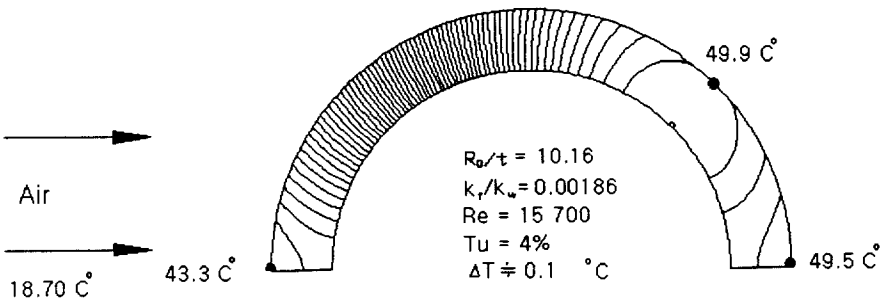


Fig. 4.42 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.01889).

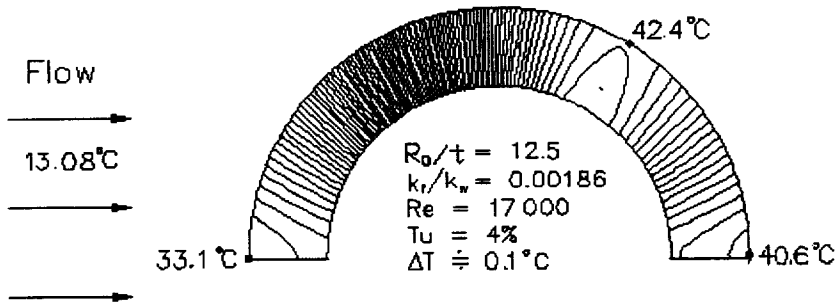


Fig. 4.43 Distribution of isothermal lines (K^* = 0.0233).

4.3.3 국소 대류열전달 계수의 비교

Fig. 4.44는 직접가열방식으로 Reynolds 수가 15700, 형상계수가 R_o/t =10.16 , 열전도계수비가 k_f/k_w =0.01886, 인 경우에 대하여 국소 열전도계수 $N_c(\theta)$의 각도에 대한 θ 방향으로의 무차원 계수 K^* 값의 변화를 나타내고 있다.

또 Fig. 4.45는 간접가열방식으로 Reynolds 수가 17000, 형상계수가 R_o/t =12.5 로 직접가열방식과 비슷한 조건이고 열전도계수비가 k_f/k_w =0.01886 으로 직접가열방식과 동일한 경우에 대하여 국소열전도계수 $N_c(\theta)$의 각도에 대한 θ 방향으로의 무차원계수 K^* 값의 변화를 나타내고 있다.

직접가열방식과 간접가열방식의 무차원계수 K^* 값은 각각 0.01889와 0.0233이며 1차원해와 2차원해의 차이를 보면 Fig. 4.44의 직접가열방식이나 Fig. 4.45의 간접가열방식 모두 전방 정체점(θ =0°), 박리점(θ =90° ~110°), 후방 정체점 (θ =180°)에서 1차원해와 2차원해의 차이를 크게 나타내고 있다.

그리고 전방정체점, 후방정체점에서는 정미 열전도량이 증가하고 있음을 알 수 있고 박리점에서는 정미 열전도량이 감소함을 알 수 있다. 여기서 전방 정체점에서 보면 직접가열방식의 1차원해와 2차원해의 값이 각각 0.4, 0.3 이며 간접가열방식의 1차원해와 2차원해의 값은 각각 0.3, 0.23 정도로 직접가열방식의 값들이 높게 나타나고 있으며 박리점과 후방정체점에서의 값들을 비교해 보면 직접가열방식

의 1차원해와 2차원해의 값은 박리점에서 각각 -0.25, -0.35 이고 후방정체점에서는 각각 0.25, 0.14이며 간접가열방식의 1차원해와 2차원해의 값은 박리점에서 각각 -0.65, -0.55 이고 후방정체점에서는 각각 0.4, 0.32이다.

직접가열방식과 간접가열방식에서 나타난 값들에서 알 수 있듯이 전체적으로 직접가열방식의 값들이 더 높게 나타났으며 부분적인 1차원해와 2차원해의 차이를 보면 직접가열방식에서 좀 더 큰 차이가 나타나고 있는 것을 알 수 있다.

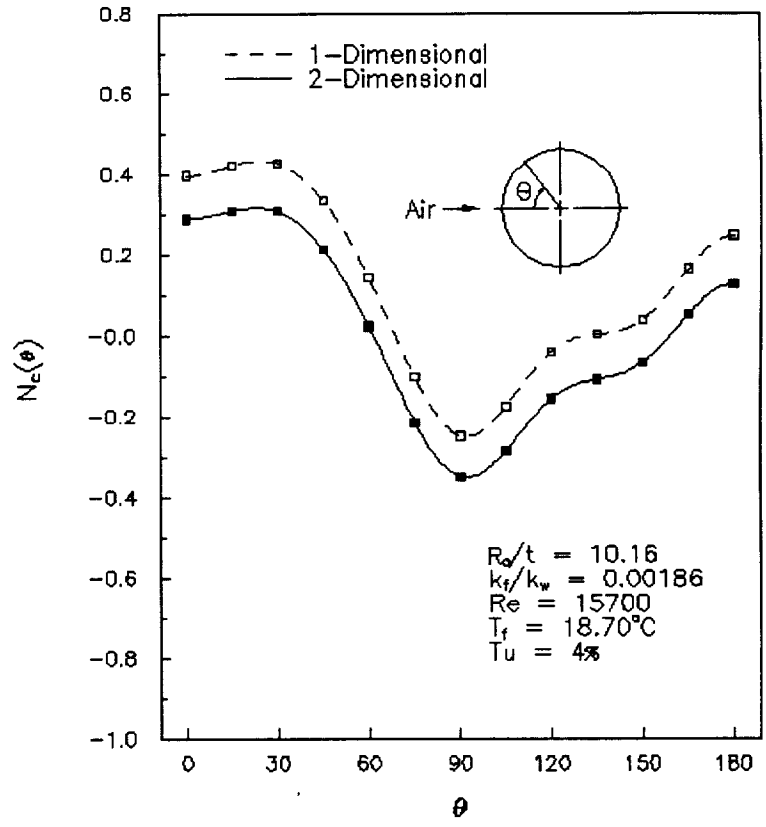


Fig. 4.44 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.01889).

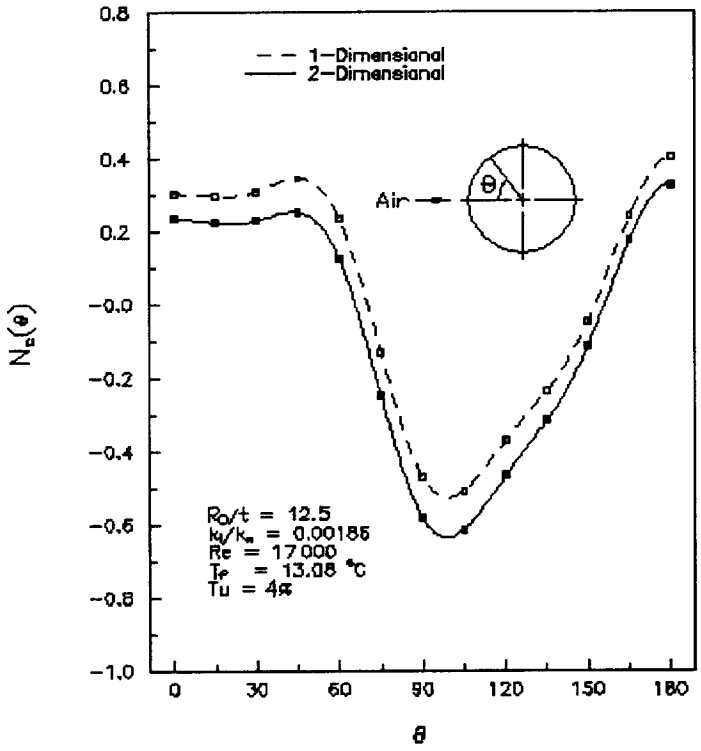


Fig. 4.45 Comparison of circumferential conduction number for one and two dimensional solutions (K^* = 0.0233).

4.3.4 결언

직접가열방식과 간접가열방식에서 2차원 온도분포의 차이를 비교해 보면 간접가열방식에서 보다 상대적으로 직접가열방식에서 나타난 반경방향으로의 등온선 형태가 비선형적으로 나타났다.

무차원계수 K^* 값의 변화에 따른 1차원해와 2차원해의 값을 살펴보면 전체적인 값들은 직접가열방식에서의 값들이 간접가열방식보다 약간 높게 나타났으며 1차원해와 2차원해 값의 차이도 간접가열방식보다 직접가열방식에서 부분적으로 좀 더 큰 차이를 나타내고 있다.

그리고 직접가열인 경우 1차원해 값과 2차원해 값의 차이가 전방 정체점(θ =0°), 박리점(θ =90°), 후방 정체점 (θ =180°)의 구분 없이 대체적으로 균일하게 나타났으며 간접가열방식에서는 1차원해와 2차원해의 차이가 전방 정체점 (θ =0°), 박리점(θ =110°), 후방 정체점 (θ =180°)에서 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

제 5 장 결론

직교 유동장내에 있는 단일 파이프가 직접 가열과 간접 가열되어 파이프 단면내부에 원둘레 방향으로 온도 분포 쏠림이 있을 경우 파이프에 대한 주위의 온도분포를 실험적으로 구하고 이 값을 경계값으로 하여 단면내부 및 표면의 온도분포 및 파이프 주위 열전달계수, 그리고 국소 대류 열전달 효과를 비교 분석한 결과는 다음과 같다.

1. 파이프가 두꺼운 단면을 갖는 경우 형상계수(R_o/t) 를 고려한 경우가 무차원계수(K^*)의 값은 형상계수를 고려하지 않은 경우보다 작아지며 그 값의 차이는 원주 표면의 위치에 따라 표면유속의 변화에 의하여 일정하지 않았다.
2. 형상계수(R_o/t)가 작을수록, 즉 파이프의 두께가 두꺼울수록 파이프 단면의 온도분포는 원둘레 방향으로 열전도가 쏠림으로 반경방향의 온도구배가 크게 나타났으며 이러한 영향으로 원둘레방향과 반경방향으로 열이동이 뚜렷하게 나타났다.
3. 열전도계수(k_f/k_w)와 형상계수(R_o/t)가 각각 작을 수록, 파이프의 원둘레 방향으로 전도 열전달율은 더욱 크게 증가하였으며, 파이프 원둘레 표면의 국소 대류 열전달계수는 더욱 크게 영향을 받고 있었다.

4. 파이프 표면의 전후방 정체점과 유동 박리점에서의 무차원계수 K^* 값의 평가는 유체 유동에 의한 대류 열전달 효과가 있으므로 파이프 단면의 원둘레 방향과 반경방향의 열전도 이동량을 함께 고려하여야 효과적인 열전달량을 구할 수 있음을 알 수 있었다.
5. 유체유동 및 열원 방식에 의하여 무차원계수(K^*)값이 작을수록 국소 대류열전달계수에 대해 원둘레 방향과 반경방향을 함께 고려함이 타당하였다.
6. Reynolds 수가 증가함에 따라 대류 열전달량이 증가하며 반경방향의 온도구배도 증가함을 알 수 있고 특히 전·후방 정체점 부근에서는 반경방향의 온도구배가 지배적 임을 알 수 있었다.
7. 열원 방식에 의하여 파이프 단면 온도 분포에서 반경방향으로 온도구배는 직접 가열방식의 경우는 비선형으로 나타났으며 간접가열방식은 상대적으로 선형에 가깝게 나타났다.

향후의 연구과제는 본 연구에서 얻은 결과를 바탕으로 다양한 유체들 즉 오일, 물 등이 파이프 외부 및 내부에 유동할 경우와 파이프의 형상을 원관 이외의 다양한 형상에 적용시켜 전도열전달이 대류열전달에 미치는 영향을 규명하여 각종 파이프 설계에 광범위하고 유용한 자료가 될 수 있는 연구가 요망된다.

참고문헌

1. Hilpert, R., 1933, "Experimental Study of Heat Transfer of Heated Wire and Pipe in an Air Current", Forschung auf dem Gebiete des Inginieurwesens, Vol. 4, pp.215-224.
2. Katto, Y. and Haramura, Y., 1982, "Critical Heat Flux on a Uniformly Heated Horizontal Cylinder in an Upward Cross Flow of Saturated Liquid", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No.8, pp.1199-1205.
3. Lienhard, J. H. and Eichhorn, R., 1976, "Peak Boiling Heat Flux on Cylinders in a Cross Flow", Int. J. heat mass Transfer, Vol. 19, pp.1135-1142.
4. Sadasivan, P. and Lienhard, J. H., 1992, "Considerations in Predicting Burnout of Cylinders in Flow Boiling," Trans. ASME J. of Heat Tranfer, Vol. 114, pp.185-193.
5. Hasan, M. Z., Hasan, M. M., Eichhorn, R. and Lienhard, J. H., 1981, "Boiling Burnout During Crossflow over Cylinders, beyond the Influence of Gravity", Trans. ASME J. of Heat Transfer,

Vol. 103, pp.478-484.

6. Katto, Y., Yokoya, S., Miake, S. and Taniguchi, M., 1987, "Critical Heat Flux on a Uniformly Heated Cylinder in a Cross Flow of Saturated Liquid over a very Wide Range of Vapor-to-liquid Density Ratio", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No.9, pp.1971-1977.
7. Jensen, M. K. and Prourdashti, M., 1986, "Critical Heat Flux on a Horizontal Cylinder in an Upward Subcooled and Low-Quality Two-Phase Crossflow", Trans. ASME J. of Heat Tranfer, Vol. 108, pp.441-447.
8. Meyer, G., Gaddis, E. S. and Vogepohl, A., 1988, "Dependence of the Critical Heat Flux over a Cylinder in a Cross Flow on the Thermal Resistances of Tube Wall and Heating Medium", Warme-und-Stoffubertragung, Vol. 22, pp.309-313.
9. Vliet, G. C. and Leppert, G., 1964, "Critical Heat Flux for Nearly Saturated Water Flowing Normal to a Cylinder - Critical Heat Flux for Subcooled Water Flowing Normal to a Cylinder", Trans. ASME J. of Heat Transfer, Vol. 86, pp.59-74.
10. Ivani, A., Oliva, A., Perez Segarra, C. D. and Costa, M., 1999, "Heat transfer simulation in

vertical cylindrical enclosures for supercritical Rayleigh number and arbitrary side-wall conductivity", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 323-343.

11. 이준식, 이공훈, 최만수, 1996, "유한체적 복사전달해석법을 이용한 주유동중에 놓인 원형실린더 주위에서의 복사 대류열전달해석", 1996, 대한기계학회논문집 B, Vol. 20, No. 1, pp.346-358.
12. Lei, C., Cheng, L. and Kavanagh, K., 2000, "A finite difference solution of the shear flow over a circular cylinder", Ocean Engineering, Vol. 27, pp.271-290.
13. 홍기혁, 강신형, 고상근, 1993, "물성치의 변화를 고려한 균일유동 중에 있는 원형실린더 주위의 층류열전달", 대한기계학회논문집, Vol. 17, No. 6, pp.1584-1596.
14. Shin-ichi Satake, Tomoaki Kunugi, Mohsen Shehata A. and Donald M. McEligot, 2000, "Direct numerical simulation for laminarization of turbulent forced gas flows in circular tubes with strong heating", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 21, pp.526-534.
15. 임승욱, 이택식, 이준식, 1990, "원관내 유동에서의 복사 및 강제대류 열전달에 관한 연구", 대한기계학회

논문집B, Vol. 14, No. 6, pp.1652-1660.

16. 강신형, 홍기혁, 1996, "액체중의 원형 실린더 주위에서의 강제대류 열전달에 관한 수치해석적 연구", 공기조화·냉동공학논문집, 제8권, 1호.

17. 김의광, 백병준, 조병수, 박복춘, 1996, "돌출된 열원이 부착된 수직 채널내 복합열전달", 대한기계학회논문집 B, Vol. 20, No. 2, pp.741-751.

18. Gustavo Gutierrez and Tien-Chen Jen, 2000, "Numerical simulation of non-linear heat conduction subjected to a laser source: the effects of variable thermal properties", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp.2177-2192.

19. Gian Luca Morini, 2000, "Analytical determination of the temperature distribution and Nusselt numbers in rectangular ducts with constant axial heat flux", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp.741-755.

20. 강형석, 1996, "속이 빈 원관에서 1차원적인 열전달 해석의 오차", 대한기계학회논문집 B, Vol. 20, No.2 pp.689-696.

21. 권순석 ,정태현, 권용일, 1992, "다른 경계조건을 갖는 밀폐 공간 내에 존재하는 고온부로 부터의 자연대류 열전달", 대한기계학회논문집, Vol. 16, No. 12,

pp.2395-2406.

22. Park, Cheol-Woo and Lee, Sang-Joon, 2000, "Free end effects on the near wake flow structure behind a finite circular cylinder", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 88, pp.231-246.
23. Michaux-Leblond N. and Belorgey, M. 1997, "Near-Wake Behavior of a Heated Circular Cylinder:Viscosity-Buoyancy Duality", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 15, pp.91-100.
24. Macedo, E. N., Maneschy, C. E. and Quaresma, J. N. N., 2000, "Forced convection in thermally developing turbulent flow of drag-reducing fluids within circular tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp.3785-3794.
25. Yan Wei-Mon, 1995, "Unsteady conjugated heat transfer in turbulent channel flows with convection from the ambient", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pp.2101-2108.
26. Fourcher, B. and Mansouri, K., 1998, "Theoretical study of periodic turbulent forced convection inside a parallel-plate channel", International Journal of Engineering Science, Vol. 36, pp.411-420.

27. Jamel Orfi, Nicolas Galanis and Cong Tam Nguyen, 1997, "Simultaneous development of a laminar flow inside an inclined tube with mixed convection", Revue Generale de Thermique, Vol. 36, pp.83-92.
28. Mohamed Ouzzane and Nicolas Galanis, 1999, "Effects of wall and non-uniform thermal condition on developing flow with mixed convection in an inclined tube", Revue Generale de Thermique, Vol. 38, pp.622-633.
29. L. Lin W., T. Ker Y. and F. Lin T., 1996, "Experimental observation and conjugated heat transfer analysis of vortex flow development in mixed convection of air in a horizontal rectangular duct", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp.3667-3683.
30. Lee, Kuan-Tzong Yan, Wei-Mon, 1998, "Mixed convection heat transfer in horizontal rectangular ducts with wall transpiration effects", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp.411-423.
31. Bassam, A. and Abu-Hijleh, K. 1999, "Laminar mixed convection correlations for an isothermal cylinder in cross flow at different angles of attack", International Journal of Heat and Mass

Transfer, Vol. 42, pp.1383-1388.

32. 조석호, 부정숙, 정규하, 1990, "일행관군에서의 유동특성과 열전달현상에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 14, No. 6, pp.1603-1612.
33. Denis O'Mahoney and David J. Browne, 2000, "Use of experiment and an inverse method to study interface heat transfer during solidification in the investment casting process", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 22, pp.111-122.
34. Abdul Nour, R. S., Willenborg, K., McGrath, J. J., Foss, J. F. and Abdul Nour, B. S., 2000, "Measurements of the convection heat transfer coefficient for a planar wall jet: uniform temperature and uniform heat flux boundary conditions", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 22, pp.123-131.
35. 장병훈, 1999, "복합열전달과 열경계조건에 관한 연", 대한기계학회논문집 B, Vol. 23, No. 1, pp.33-42.
36. 이진호, 모정하, 김무현, 1990, "단열 및 등온수평 경계조건을 갖는 직각 밀폐용기내 공기의 자연대류 열전달", 대한기계학회논문집, Vol. 14, No. 1, pp.207-213.
37. 강병하, 이건태, 이재헌, 이춘식, 1992, "맥동 압력을 받는 가열관 내부에서의 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 16, No. 9,

pp.1760-1768.

38. Lin, Jiin-Hong, Chen, Cha'o-Kuang and Yang Yue-Tzu, 2000, "The inverse estimation of the thermal boundary behavior of a heated cylinder normal to a laminar air stream", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp.3991-4001.
39. Wu, K. F. and Brancher, J. P., 2000, "Thermoconvective instability in a bounded vertical cylinder with internal heat generation", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp.3775-3784.
40. Lee, Kuan-Tzong, 2000, "Fully Developed Laminar Natural Convection Heat and Mass Transfer in Partially Heated Vertical Pipe", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 27, pp.995-1001.
41. Albedoor B. O. and Almusallam, A., 1997, "Dynamic response of circular cylinders in cross-flow", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 66, pp.69-84.
42. Daloglu, A. and Unal, A., 2000, "Heat Transfer from a Cylinder in the Wake flow", International Communications in Heat and Mass Transfer,

Vol. 27, pp.569-580.

43. Giedt, W. H., 1949, "Investigation of Variation of Point Unit Heat Transfer Coefficient around a Cylinder Normal to an Air Stream, " Trans. Am. Soc. Mech. Engs. Vol. 71, pp.375-381.
44. Petrie, A. M. and Simpson, H. C., 1972, "An experimental study of the sensitivity to free stream turblance of heat transfer in wakes of cylinders in cross flow", Int. J. heat Mass Transfer, Vol. 15, pp.1497-1513.
45. Reynolds, W. C., 1963, "Effect of Wall Heat Conduction on Convection in a Circular Tube with Arbitrary Circumferential Heat Input", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, p.925.
46. Baughn, J. W., 1978, "Effect of Circumferential Wall Heat Conduction on Boundary Conditions for heat Transfer in a Circular Tubes", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol.100, pp.537-539.
47. Barnett, P. G., 1972, "The Influence of Wall Thickness, Thermal Conductivity and Method of Heat Input on the Heat Transfer Performance of Some Ribbed Surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp.1159-1169.
48. Sunden, B., 1980, "Conjugated Heat Transfer form

Circular Cylinders in Low Reynolds Number Flow, "Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp.1359-1367.

49. Krall, K. M., and Eckert, E. R. G., 1973, "Local Heat Transfer around a Cylinder at Low Reynolds Number", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 95, pp.273-275.
50. Zukauskas, A. and Ziugzda, J., 1985, "Heat Transfer of a Cylinder in Cross-flow", Hemisphere Publishing Corporation.
51. Lee, Y. and Kakade, S. G., 1976, "Effect of Peripheral Wall Conduction on Heat Transfer", Vol. 19, pp. 1031-1037.
52. Lee, E. S. and Lee, S.H., 1999, "Effect of wall heat conduction on convection heat transfer from a circular cylinder" Proceedings of Two-Phase Flow Modelling and Experimentation", Italy, pp. 481-487.
53. Kakade, S. G., 1972, "Effect of Peripheral Wall Conduction on Heat Transfer from a Cylinder from a Cylinder in Cross Flow", M. S. Thesis, University of Ottawa..
54. Perelman, T. L., 1961, "On Conjugated Problems of Heat Transfer", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 3, pp.293-303.

55. Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co.
56. Kline, S. J. and McClintok, 1953, "Estimating Uncertainty in Single-Sample Uncertainty Analysis", Mechanical Engineering, Jan., pp.3-8.
57. Morcos, S. M. and Bergles, A. E., 1975, "Experimental Investigation of Combined Forced and Free Laminar Convection in Horizontal Tubes", ASME J. of Heat Transfer, pp.212-219.

부 록

A. 3차 스플라인 보간법

본 연구에서 풍동 실험의 경우 0° 에서 180° 까지 30° 간격으로 측정된 7곳의 표면 온도를 기초로 하여 3차 Spine 보간법으로 측정한 온도들 사이의 온도를 추정한다.

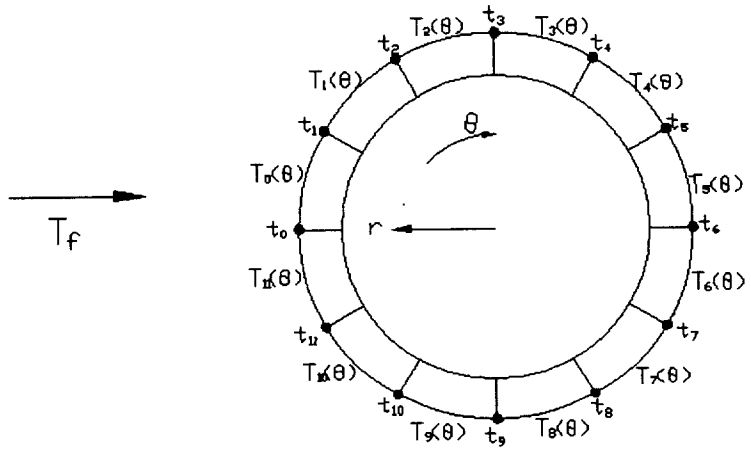


Fig. I Boundary condition on 3-order spline interpolation

30° 간격으로 온도를 측정하였을 경우에 3차 Spline 보간법의 경계 조건을 Fig. 1과 같다.

각 구간의 온도 분포가 3차식 $T_j(\theta)$ 함수의 형태를 가진다고 가정한다.

$$T_j(\theta) = a_j + b_j(\theta - \theta_j) + c_j(\theta - \theta_j)^2 + d_j(\theta - \theta_j)^3$$

$$j = 0, 1, 2, \cdots, 11$$

$t_0, t_1, \cdots, t_{11}$은 실험에서 측정한 원관의 표면 온도이다. $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ 의 온도 $t_7 \sim t_{11}$는 $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ 의 온도 $t_0 \sim t_5$를 대칭시켜 사용한다.

①$0^\circ \sim 30^\circ$ 구간에서

3차 함수로 가정한 온도 함수 $T_j(\theta)$는 직접 측정한 온도를 만족해야 하므로

$$T_0(0^\circ) = t_0$$

$$T_0(30^\circ) = t_1$$

파이프에서 상반구 $0^\circ \sim 180^\circ$ 구간과 하반구 $180^\circ \sim 360^\circ$ 구간의 표면 온도는 대칭이라고 가정한다. 따라서 $\theta = 0^\circ$ 에서 온도의 1차 기울기가 '0'이라는 경계 조건을 사용할 수 있다.

$$\left.\frac{dT_0}{d\theta}\right|_{0^\circ} = 0$$

경계면에서의 전도 열량의 변화가 연속이라고 가정하면

$$\left.\frac{d^2T_0}{d\theta^2}\right|_{30^\circ} = \left.\frac{d^2T_1}{d\theta^2}\right|_{30^\circ}$$

② 30° ~60° 구간에서

$T_1(30^\circ) = t_1$

$T_1(60^\circ) = t_2$

경계면에서 전도되는 열량은 같으므로

$$\left(k\left.\frac{dT_1}{d\theta}\right|_{30^\circ} = k\left.\frac{dT_0}{d\theta}\right|_{30^\circ}\right)$$

$$\therefore \left.\frac{dT_1}{d\theta}\right|_{30^\circ} = \left.\frac{dT_0}{d\theta}\right|_{30^\circ}$$

경계면에서 전도되는 열량의 변화량은 연속이라고 가정한다.

$$\left.\frac{d^2T_1}{d\theta^2}\right|_{60^\circ} = \left.\frac{d^2T_2}{d\theta^2}\right|_{60^\circ}$$

③ 60° ~330° 구간에서 ②와 같은 방법으로 $T_j(\theta) j = 2 \sim 10$

$T_j(\theta_j) = t_j$

$T_j(\theta_{j+1}) = t_{j+1}$

$$\left.\frac{dT_j}{d\theta}\right|_{\theta_j} = \left.\frac{dT_{j-1}}{d\theta}\right|_{\theta_j}$$

$$\left.\frac{d^2T_j}{d\theta^2}\right|_{\theta_{j-1}} = \left.\frac{d^2T_{j+1}}{d\theta^2}\right|_{\theta_{j-1}}$$

④ 330° ~360° 구간에서

$T_{11}(330^\circ) = t_{11}$

$T_{11}(360^\circ) = t_0$

$$\left.\frac{dT_{11}}{d\theta}\right|_{330^\circ} = \left.\frac{dT_{10}}{d\theta}\right|_{330^\circ}$$

$$\left.\frac{d^2T_{11}}{d\theta^2}\right|_{360^\circ} = \left.\frac{d^2T_{0}}{d\theta^2}\right|_{360^\circ}$$

실험모델에서 15° 간격으로 측정한 표면온도를 경계조건으로 하는 3차 Spline 보간법의 결과를 Fig. 2에 도시하였다. 정체점 부근과 140° ~ 180° 의 후류 부근에서 약간의 오차(최대 오차 1.5%)가 생기나 전체적으로 보간한 표면 온도 함수는 실험에서 측정한 파이프 표면 온도와 잘 일치한다.

$$\text{오차}(\%) = \frac{\text{실측온도} - \text{근사온도}}{\text{근사온도}} \times 100$$

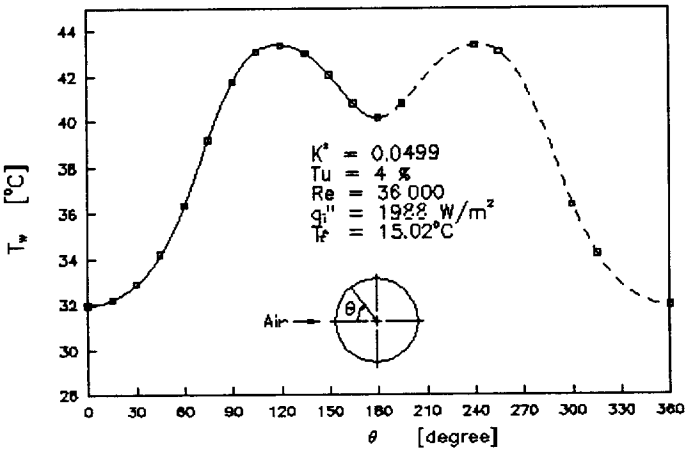


Fig. 11. Typical pipe surface temperature distribution

B. 2차원 열전도 프로그램

```
$debug
C-----------------------------------------------------------------------
C      MAIN
C      TWO-DIMENSIONAL STEADY CONDUCTION IN THE CYLINDERICAL
C            COORDINATE IS WRITTEN BASED ON A CONTROL-VOLUME
FORMULATION
C      ALL UNITS ARE IN SI SYSTEM.
C-----------------------------------------------------------------------
      PARAMETER(K=150,L=30)
      CHARACTER*20 INF,ONF
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)
      DIMENSION HH(K)

C     READ-IN INPUT DATA
      PRINT *,' Input data',' file-name ?'
      PRINT *,' ---> '
      READ(*,999) INF
      OPEN(4,FILE=INF)

      OPEN (5, FILE='SPRO10.DAT',STATUS='OLD')

      PRINT *,' Out data',' file-name ?'
      PRINT *,' ---> '
      READ(*,999) ONF
      OPEN(6,FILE=ONF)

      READ (5,*) N,M
      READ (5,*) MITER,ERROR
```

```
      WRITE (6,*) N,M
      WRITE (6,*) MITER,ERROR
      WRITE(6,'(3X,A)') '=========================================='

      NP1=N+1
      MP1=M+1
      NM1=N-1
      MP2=M+2
      MP3=M+3
C-------------------------------------------------------------
C     DEFINE A COMPUTATIONAL DOMAIN
      CALL GRID

      DO 10 I=1,N
      READ(4,*) SX
      TE(I,MP2) = SX
   10 CONTINUE

C---- DETERMINE VARIBLE TRANSPORT COEFFICIENTS
      CALL PROPTY

      ITER=0
C---- ITERATION FOR A CONVERGENCE WITHIN A TIME STEP
   25 CONTINUE
      IFLAG=0
      ITER=ITER+1
      IF (ITER.GT.MITER) GO TO 60
C---- COMPUTE TEMPERATURE
      CALL ENERGY

C---- TEST OF CONVERGENCE
      IF (IFLAG.EQ.1) GO TO 25

   60 CONTINUE

      WRITE(6,'(/,7X,A,6X,I3)') 'ITER=',ITER
```

```
      DO 110 I=1,N
      WRITE(6,'(3X,15(2X,F8.3))') (TE(I,J),J=1,MP2)
  110 CONTINUE

      WRITE(6,'(3X,A)') '============================================='

      WRITE(6,'(//,7X,A,6X,A,1X,A,4X,A,6X,A)') 'Theta','TE(I,MP2)',
     *          'TE(I,MP1)',' h(W/m2 C)','Nu'

      PI=3.141592
      HSUM=0.
      HHSUM=0.
      DO 200 I=1,NM1

      TFF=11.59

      QRAD=0.04*5.67E-8*(PI*0.048/NM1)*((TE(I,MP2)+273)**4
     *      -(TFF+273)**4)
      QIN=(1200./(PI*0.028*0.3))*(PI*0.028/NM1)

      IF(I.EQ.1) THEN
      QQCON1=0.
      DO 201 J=2,MP1
      QCON1=177.*DR(J)*(TE(1,J)-TE(NM1,J))/( (R(J)+DR(J)/2)*
     *              (0.5*DTHE(1)+0.5*DTHE(NM1)))
      QQCON1=QQCON1+QCON1
  201 CONTINUE

      QQCON2=0.
      DO 202 J=2,MP1
      QCON2=177.*DR(J)*(TE(2,J)-TE(1,J))/ ( (R(J)+DR(J)/2)*
     *              (0.5*DTHE(1)+0.5*DTHE(2)))
      QQCON2=QQCON2+QCON2
  202 CONTINUE
```

```
      ELSE
      QQCON1=0.
      DO 203 J=2,MP1
      QCON1=177.*DR(J)*(TE(I,J)-TE(I-1,J))/( (R(J)+DR(J)/2)*
     *              (0.5*DTHE(I-1)+0.5*DTHE(I)))
      QQCON1=QQCON1+QCON1
  203 CONTINUE

      QQCON2=0.
      DO 204 J=2,MP1
      QCON2=177.*DR(J)*(TE(I+1,J)-TE(I,J))/ ( (R(J)+DR(J)/2)*
     *              (0.5*DTHE(I)+0.5*DTHE(I+1)))
      QQCON2=QQCON2+QCON2
  204 CONTINUE
      ENDIF

      QCONV=(PI*0.048/NM1)*( TE(I,MP2)-TFF )

      HH(I)=( QIN - QRAD - QQCON1 + QQCON2 )/  QCONV

      WRITE(6,'(3X,F10.0,3X,2F10.3,3X,2F11.2)') THE(I)*180/PI,
     *          TE(I,MP2),TE(I,MP1),HH(I),HH(I)*0.048/0.590

      HSUM=HSUM+HH(I)
      HHSUM=HHSUM+HH(I)*0.048/0.590

  200 CONTINUE

      WRITE(6,'(3X,F10.0,3X,2F10.3,3X,2F11.2)') THE(N)*180/PI,
     *          TE(N,MP2),TE(N,MP1),HH(1),HH(1)*0.048/0.590

      WRITE(6,'(3X,A)') '=========================================='
      WRITE(6,'(3X,A,3X,F13.3)')'Average  H.T.C. (h)    =>',HSUM/(NM1)
      WRITE(6,'(3X,A,3X,F13.3)')'Average Nusselt Number=>',HHSUM/(NM1)
      WRITE(6,'(3X,A)') '------------------------------------------'
```

```
      PI=3.141592
      QQSUMO=0.
      DO 300 I=1,NM1

      TFF=11.59

      QSUM1=(PI*0.048/NM1)*(0.04*5.67E-8*((TE(I,MP2)+273)**4-
     *        (TFF+273)**4) )

      QSUM2=(PI*0.048/NM1)* (HH(I)* ( TE(I,MP2)- TFF ))

      QSUMO=QSUM1+QSUM2

      QQSUMO=QQSUMO+QSUMO
  300 CONTINUE

      QQSUMI=0.
      DO 400 I=1,NM1
      QSUMI=(PI*0.028/NM1)*177.*((TE(I,1)-TE(I,2))/(0.5*DR(2)) )

      QQSUMI=QQSUMI+QSUMI
  400 CONTINUE

      WRITE(6,'(3X,A)') '-----------------------------------------'
      WRITE(6,'(3X,A,3X,F13.1)') 'Qin ==>',QQSUMI*0.3
      WRITE(6,'(3X,A,3X,F13.1)') 'Qout==>',QQSUMO*0.3
      WRITE(6,'(3X,A,3X,F13.2,2X,A)') 'Energy blance(%)=',
     *          ( QQSUMI*0.3-QQSUMO*0.3)*100./(QQSUMO*0.3),'(%)'
      WRITE(6,'(3X,A)') '========================================='
  999 FORMAT(A20)
      STOP
      END

C-------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE BOUNDY
```

```
C-------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE PROVIDES BOUNDARY CONDITIONS.
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)

C---- INNER BOUNDARY
      PI=3.141592
      QFLUX=1200./(PI*0.028*0.3)
      DO 10 I=1,N
      TE(I,1)=TE(I,2)+( QFLUX *0.5* DR(2)/ 177 )
   10 CONTINUE

      DO 30 J=1,MP1
      TE(N,J)=TE(1,J)
   30 CONTINUE

      RETURN
      END

C-------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE PROPTY
C-------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE PROVIDES VARIABLE TRANSPORT COEFF
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)

      DO 10 I=1,N
      DO 10 J=1,MP2
```

```
      TK(I,J)=177.
   10 CONTINUE
      RETURN
      END

C-----------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE GRID
C-----------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE GENERATES NONUNIFORM CONTOL VOLUMES
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)

      THE(1)=0.
      R(1)=0.014
      R(2)=R(1)+1.0E-10

      PI=3.141592
      DELTHE=360.*PI/(180.*NM1)
      DO 10 I=1,N
      THE(I+1)=THE(I)+DELTHE
   10 CONTINUE

      DELR=0.01/M
      DO 15 J=2,MP1
      R(J+1)=R(J)+DELR
   15 CONTINUE
      R(MP3)=R(MP2)+1.0E-10

      DO 20 I=1,N
      DTHE(I)=THE(I+1)-THE(I)
   20 CONTINUE
      DO 25 J=1,MP2
```

```
      DR(J)=R(J+1)-R(J)
   25 CONTINUE

      RETURN
      END
C-----------------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE ENERGY
C-----------------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE COMPUTES TEMPERATURE BY TDMA
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)
      DIMENSION TA(K),TB(K),TC(K),TD(K),TEP(L)

      DO 40 I=1,NM1
      DO 50 J=2,MP1
      TEP(J)=TE(I,J)
      CALL ECOEFF(I,J)
      TA(J-1)=AP
      TB(J-1)=AN
      TC(J-1)=AS

      IF(I.EQ.1) THEN
      TEMP=AE*TE(I+1,J)+AW*TE(NM1,J)
      ELSE
      TEMP=AE*TE(I+1,J)+AW*TE(I-1,J)
      ENDIF

      TEMP1=0.
      IF (J.EQ.2) TEMP1=AS*TE(I,1)
      IF (J.EQ.MP1) TEMP1=AN*TE(I,MP2)
      TD(J-1)=B+TEMP+TEMP1
   50 CONTINUE
```

```
      NN=M
      TC(1)=0.
      TB(NN)=0.
      CALL TDMA (TA,TB,TC,TD,NN)
      DO 60 J=1,NN
      TE(I,J+1)=DUM(J)
   60 CONTINUE

      CALL BOUNDY

C---- TEST OF CONVERGENCE
      DO 80 J=2,MP1
      TEMP=ABS((TE(I,J)-TEP(J))/TE(I,J))
      IF (TEMP.GT.ERROR) IFLAG=1
   80 CONTINUE
   40 CONTINUE

      RETURN
      END

C-----------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE ECOEFF(I,J)
C-----------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE GENERATES COEFFICIENTS FOR TDMA
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)

      IF(I.EQ.1) THEN
      AE=2.*TK(I,J)*TK(I+1,J)*DR(J)/( (TK(I+1,J)*DTHE(I)+TK(I,J)
     $      *DTHE(I+1))*(R(J)+0.5*DR(J)) )
      AW=2.*TK(NM1,J)*TK(I,J)*DR(J)/( (TK(I,J)*DTHE(NM1)+TK(NM1,J)
```

```
$       *DTHE(I))*(R(J)+0.5*DR(J+1)) )

 ELSE
 AE=2.*TK(I,J)*TK(I+1,J)*DR(J)/( (TK(I+1,J)*DTHE(I)+TK(I,J)
$       *DTHE(I+1))*(R(J)+0.5*DR(J)) )
 AW=2.*TK(I-1,J)*TK(I,J)*DR(J)/( (TK(I,J)*DTHE(I-1)+TK(I-1,J)
$       *DTHE(I))*(R(J)+0.5*DR(J+1)) )
 ENDIF

 AN=2.*TK(I,J)*TK(I,J+1)*DTHE(I)*R(J+1)/(TK(I,J+1)*DR(J)
$         +TK(I,J)*DR(J+1))
 AS=2.*TK(I,J-1)*TK(I,J)*DTHE(I)*R(J)/(TK(I,J)*DR(J-1)
$         +TK(I,J-1)*DR(J))

 AP=AE+AW+AN+AS
 B=0.0

 RETURN
 END

C-----------------------------------------------------------------------
      SUBROUTINE TDMA(TA,TB,TC,TD,NN)
C-----------------------------------------------------------------------
C     THIS ROUTINE SOLVES NN-SIMULTANEOUS EQNS.
      PARAMETER(K=150,L=30)
      COMMON/BLOC1/TE(K,L),TK(K,L),THE(K),R(L),DTHE(K),DR(L)
      COMMON/BLOC2/MITER,ERROR
      COMMON/BLOC3/AP,AE,AW,AN,AS,B
      COMMON/BLOC4/N,M,NP1,MP1,NM1,MP2,MP3,IFLAG
      COMMON/BLOC5/DUM(K)
      DIMENSION TA(K),TB(K),TC(K),TD(K),BETA(K),ALPA(K)

      BETA(1)=TB(1)/TA(1)
      ALPA(1)=TD(1)/TA(1)
      DO 10 I=2,NN
```

```
      BETA(I)=TB(I)/(TA(I)-TC(I)*BETA(I-1))
      ALPA(I)=(TD(I)+TC(I)*ALPA(I-1))/(TA(I)-TC(I)*BETA(I-1))
10    CONTINUE
      DUM(NN)=ALPA(NN)
      NN1=NN-1
      DO 20 J=1,NN1
      I=NN-J
      DUM(I)=BETA(I)*DUM(I+1)+ALPA(I)
20    CONTINUE
      RETURN
      END
```

감사의 글

오늘의 이 논문이 소중한 결과로 이루어지기까지 부족한 저를 끝까지 지도해주신 김시영 지도교수님께 고개 숙여 감사를 드립니다.

아울러 본 논문의 심사를 맡아 좋은 논문이 될 수 있도록 지도해주신 한규일 교수님, 안수길 교수님, 고성위 교수님과 한국산업기술평가원의 성부용 박사님께 지면을 빌어 감사를 드리며 조언을 아끼지 않으신 제어기계공학과의 모든 교수님께도 깊은 사의를 표합니다.

논문의 시작에서부터 실험 등 모든 진행과정에서 어려울 때마다 함께 해주신 부산대학교 기계기술연구소의 이억수 박사님께 진심으로 감사의 마음을 전하고자 합니다.

어떠한 결과든지 항상 시작이 있듯이 그 시작의 빌미가 될 수 있도록 도와주시고 격려해주신 동의공업대학의 기계설계과 교수님들께 감사를 드리며 언제나 관심과 배려로 따뜻함을 보여주신 이동선 교수님, 장진규 교수님께도 감사를 드립니다. 특히 곁에서 진심 어린 마음으로 염려해주신 이선우 교수님께 감사의 마음을 전하고자 합니다.

저마다의 어려운 과정 중에서도 지켜봐 주고 함께 해준 유체기계 실험실의 모든 분들에게도 좋은 결실이 맺어지기를 바랍니다.

그리고 논문 편집을 도와준 후배 정세원 선생님에게 고마움을 전하며 저마다 자신의 목표를 이루기 위해 노력하고 있고 마음으로 함께 해온 최진호, 이상철, 김동인, 임동현, 이종호, 김정미, 정희정, 선생님께도 고마움을 전하고 아울러 마음으로 염려해준 김성원, 배형주 선생님께도 감사의 마음을 전합니다.

언제나 밝은 웃음으로 대해주시고 함께 걱정하고 염려해주신 "홍삼시대" 박일환 사장님께 이 결과를 함께 하고자 합니다.

학위과정을 한다는 핑계로 제대로 자식노릇도 못한 저에게 한결같은 사랑으로 대해주시고, 넓고 큰 은혜를 베풀어주신 부모님과 장인, 장모님께 미약하나마 이 한편의 논문으로 보은의 마음을 전하며 어려울 때 함께 힘들어 해준 동생들과 매제 그리고 처남내외와 처제에게도 고마움을 전합니다.

끝으로 수없이 많은 어려운 시간을 함께하고 이겨낸 사랑하는 아내와 영경이, 현준이에게 이 한편의 논문이 작은 교훈이 되어 서로 사랑하고 인내하는 모습으로 살아갈때 그것은 우리 가족에게 내린 하느님이 주신 고마운 선물이 되리라 생각합니다.

2002 새해 이 상 봉 올림