

공냉식 응축기 관내 응축 열전달에 관한 연구

정 형 호*

A Study on the Condensation Heat Transfer inside Tube of an Air Cooled Condenser

H. H. Jung*

Key words : Air cooled condenser(공냉식 응축기), Condensation heat transfer(응축열전달),
Local analysis method(국소해석방법)

Abstract

In the present study, a program for predicting thermal performance of an air cooled condenser is illustrated. Heat transfer equations of single phase and two phase flow are formulated into the form that is convenient to incorporate the local analysis method. The resulting equations are solved by temperature and mass correction methods. Empirical equations for both side fluids are incorporated in the calculation procedures. In order to compare the calculation results, superheat temperatures of steam are varied. The tube length of superheated zone, wall temperature, temperature profile along the tube and steam qualities are predicted.

서 론

동력 플랜트와 공조장치에서는 응축기를 통해 주위로 열을 버린다. 냉각 매체로는 일반적으로 물을 사용하여 왔으나, 냉각수의 비용이 증가되고 수냉식은 또 다른 수처리가 필요한 반면, 공기는 어느 곳에서나 풍부히 구할 수 있으므로 공냉식을 이용하는 경우가 많아지고 있다.

공기는 물에 비하여 열전도율이 아주 낮고, 물리적으로 공기를 이동시키는 것도 쉽지 않다. 그러므

로 공냉식 응축기는 수냉식에 비해 독특한 설계방법을 요한다. 즉 공기 측의 열저항을 줄이기 위해서 원을 부착하여 표면적을 넓힌다. 원과 튜브를 확장하여 원-튜브 블록으로 제작하여, 튜브 내부로 응축성 가스를, 원쪽으로는 공기를 서로 직교하여 흐르도록 한다.

과열 상태의 증기가 튜브로 유입되고 공기와의 온도차에 의해 열이 방출되면, 시스템의 압력에 해당하는 포화온도에 도달하게 된다. 이 이전까지는 단상류의 열전달이 이루어진다. 응축이 일어나게

* 정희원, 한국해양대학교(원고접수일 : 99년 6월)

되면 잠열 열전달로 열전달 계수가 급격히 증가하며, 증기와 액의 혼합상태로 관내를 대류하게 되고 2상류의 유동 양식이 변하여 복잡한 열전달 메카니즘이 나타나게 된다. 또한 입구 증기의 과열도가 달라지게 되면, 현열 열전달 되는 길이가 변하게 되고 전체적으로 열전달량은 현열대의 길이에 많은 영향을 받게 된다. 이러한 응축기의 해석에서는 단순한 식 하나로 계산할 수 없으며, 현열과 잠열 열전달되는 구간을 나누어 해석할 수밖에 없다.

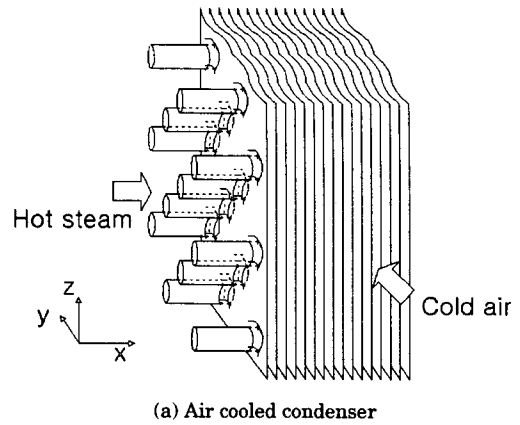
본 연구에서는 국소해석방법을 적용하여 공냉식 응축기의 열성능을 해석하였다. 국소해석방법은 열교환기를 여러개의 엘리먼트로 분할하고, 각각의 엘리먼트에서 에너지와 질량 보존의 법칙을 적용하여, 간단한 선형방정식을 유도하여 수치해석기법을 도입하여 각 엘리먼트에서의 정보를 구하는 방법이다. 정형호 등¹⁾은 평균온도차 방법을 이용하고 열교환기를 여러 개의 작은 엘리먼트로 분할하여 국소적으로 해석하는 방법을 도입하였으며, 온도수정 방법을 적용하여 그 결과를 기존의 ϵ -NTU법과 비교하여 적용이 가능함을 보고한 바가 있다.

이 해석방법의 장점으로는 열교환기 내에서 일어나는 열전달 현상을 국소적으로 해석할 수 있으며 또한 계산 시간도 많이 필요하지 않다는 것이다. 그리고 열교환기의 입구 상태 온도 또는 속도가 일정하지 않은 경우 또는 열관류율이 변하는 경우에도 적용할 수 있다는 장점이 있다. 그리고 Jung²⁾은 열교환기의 입구 속도가 일정하지 않을 때 이 방법을 적용하여 열교환기의 성능에 미치는 영향을 연구한 바 있다. 그러나 이러한 연구들은 열교환기 전체에 현열로만 열전달 되는 경우에 적용되었다. 그리고 Jung과 Hong^{3,4)}은 공기 중의 수증기가 응축되는 경우 현열 열전달에만 국한되었던 국소해석방법을 확장하여 현열과 잠열과 열전달이 있는 경우도 해석할 수 있도록 하였다.

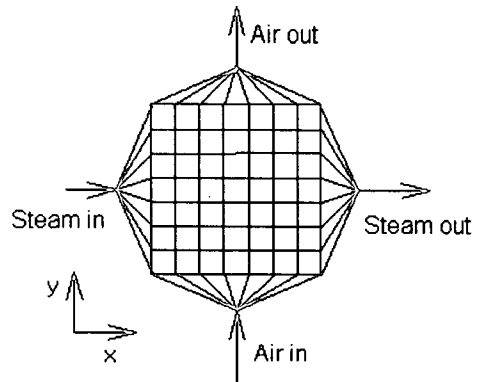
본 연구에서는 공냉식 응축기를 대상으로 하여 수평관내의 2상류 유동 해석에 국소해석방법을 적용 가능성을 보기 위한 것이다.

2. 관련이론

본 연구의 대상이 되는 공냉식 응축기의 개략도



(a) Air cooled condenser



(b) Schematic diagram

Fig. 1 Air cooled condenser and schematic diagram

는 Fig. 1과 같다. 과열증기는 수평한 튜브의 내부로 유입하고, 공기는 증기의 유동방향과 직교하여 흐른다. 과열증기의 현열 열전달 부분과 공기측의 열전달 메카니즘은 비교적 간단하여 기존의 방법을 수정없이 적용하였다.⁽¹⁻⁴⁾

2.1 수평관 내 응축 현상

증기의 온도가 포화온도 이하가 되면, 응축이 시작되고, 초기에는 미스트가 생기며, 벽면에서는 액막이 형성된다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 액은 밀도가 커므로 관하부에 모이게 된다. 2상류는 하류로 진행할수록, 액상의 양은 많아지고 기상 양은 줄어들고 속도도 급격히 감소한다. 기상이 차지하는 보이드율은 2상간의 슬립에 의해 각상의 질량 유량비와 일치하지 않는다. 본 연구에서는 수평 수직관에서 정도가 좋은 Hughmark의 상관식을 이

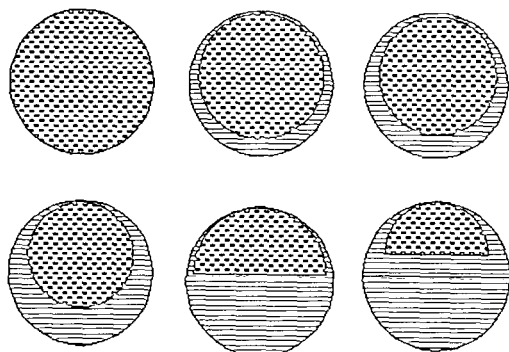


Fig. 2 Flow patterns of steam inside the horizontal tube(from left to right, from up to down)

용하였다.

2.2 응축열전달

일반적인 상태에서 응축이 일어날 때, 기-액의 계면에서의 열저항은 무시한다. 계면에서 응축된 양에 해당하는 잠열이 전달되므로 응축이 일어나는 튜브안의 열 유속은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\dot{q}}{A_i} = h_i(T_{sat} - T_{wi}) \quad (1)$$

식(1)은 과열증기가 응축이 되는 경우에도 적용할 수 있다.

2.3 응축열전달 계수와 응축량

수평관 내에서의 열전달 현상은 서론에서 언급한 바와 같이 응축 단계마다 각각 다르다. 그리고 수평관에서 응축열전달 계수에 관한 실험식은 비교적 많이 발표되어 있다. 본 연구에서는 Chawla 방법을 적용하였다. 이 식은 응축 초기에는 수직관 내를 증기가 하강하면서 응축할 때의 이론해인 Nusselt의 상관식을 이용하고 응축이 진행된 경우에는 수평관 내의 비등할 때의 상관식을 사용하는 방법이다. 응축 초기에는 열전달 계수는 응축액막의 두께로 표시되고, 응축이 진행된 경우에는 각상 밀도비, 점도비, 건도, 표면거칠기, 응축액의 레이놀즈수, 프루드수, 플란틀수 등의 함수로 표시된다.

응축량은 열전달량에서 구할 수 있다. 액막에서

의 과냉에 의한 효과를 고려하여 식(2)와 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}}{h'_{fg}}, h'_{fg} = h_{fg} + 0.68c_{p,l}(T_{sat} - T_{wi}) \quad (2)$$

2.4 공기층의 열전달 계수

Fig. 1에 보여준 바와 같이, 공기층 열전달면은 연속원과 튜브로 이루어져 있다. 연속원에 연속원과 튜브는 확관에 의해 물리적으로 접촉하고 있다. 공기층 열전달 계수는 McQuiston⁽⁵⁾의 경험식을 이용하였다. 그리고 연속원에 대해서는 해석적인 방법으로 원효율을 구할 수 없다. 본 연구에서는 튜브가 엇갈리게 배치하는 경우 온도의 대칭선으로 이루어지는 육각형의 원에 대해 준해석적인 방법인 섹터법을 적용하였다. 최종적으로 공기층에서의 열유속은 식(3)과 같이 표시될 수 있다.

$$\frac{\dot{q}}{A_o} = h_o \eta_s (t_o - t_{wo}) \quad (3)$$

식(3)에서 η_s 는 원과 튜브의 열전달면적을 고려한 총합원효율이며, 식(4)와 같이 표시된다.

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (4)$$

2.5 열관류율

튜브안쪽과 원측에서의 오염계수 f_i, f_o 그리고 원과 튜브의 접촉저항, f_c 를 고려하여 열관류율을 구하면 다음 식으로 된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \eta_s} + \frac{1}{h_i A_i / A_o} + f_o + f_c \frac{A_o}{A_{cont}} + \frac{A_o}{A_i} \quad (5)$$

식(9)에서 정의된 열관류율은 원 측의 면적을 기준으로 한 값이다.

3. 엘리먼트에서의 에너지와 질량 균형

3.1 에너지 균형

직교류 열교환기를 Fig.3과 같이 미세하게 분할하고 증기와 공기의 온도, T 와 t 의 위치를 이 그림

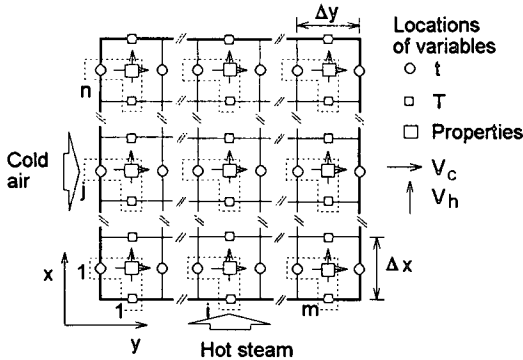


Fig. 3 Illustration of grid and locations of flow variables

에 표시하였다. 두 유체의 물성치 또는 속도 등의 위치는 온도가 같은 곳에 있으며 각 엘리먼트 검사 체적의 같은 인덱스에 해당하는 두 유체의 위치를 표시하였다. 두 유체사이의 열교환은 엘리먼트의 전열면을 통하여 이루어진다. 또한 각각의 엘리먼트에서 두 유체의 에너지는 보존된다. 즉 물의 한 엘리먼트로 유입되는 에너지와 전열면으로부터 전달되는 에너지의 합은 같은 엘리먼트에서 유출되는 물의 에너지 양과 같다. 그리고 공기의 같은 엘리먼트로 유입되는 에너지에서 공기에서 전열면으로 전달되는 양을 뺀 값은 이 엘리먼트에서 유출되는 에너지의 양과 같다. 열의 전달방향이 반대 가 되어도 성립한다. 그러면 두 유체와 전열면에서 다음 식과 같은 에너지 균형이 이루어진다.

$$\delta Q_{i,j} - (\Delta m h'_{fg})_{i,j} = \frac{(\rho C_p AV)_h}{m} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \quad (6)$$

$$\delta Q_{i,j} = \frac{(\rho C_p AV)_c}{n} (t_{i+1,j} - t_{i,j}) \quad (7)$$

$$\delta Q_{i,j} = \frac{UA}{mm} \left(\frac{T_{i,j} + T_{i,j+1}}{2} - \frac{T_{i,j} + T_{i+1,j}}{2} \right) \quad (8)$$

식 (6)은 증기에 대한 식이며, “=”의 왼쪽항은 현 열열전달되는 양을 나타낸다. 그리고 왼쪽항의 괄호안의 값은 응축열전달이 일어나는 경우, 열전달 량 $Q_{i,j}$ 와 같아진다. 즉 현열열전달은 0이 된다. 그리고 단상류 즉 응축이 일어나지 않을 때는 응축량

이 0이므로 총열전달량은 현열열전달량이 된다.

3. 2 질량 균형

증기가 응축되어 액이 되는 경우, 응축액은 증기의 전단력에 의해 이동한다. 국소엘리먼트에서 응축된 양만큼 증기와 응축액의 질량 유속은 변한다. 국소엘리먼트에서 간단한 질량보존의 법칙을 적용하면, 입출구에서의 증기와 액의 질량유속 관계식을 식(9)와 식(10)으로 구할 수 있다.

$$\Delta W_{v,i,j+1} = \Delta W_{v,i,j} - \Delta \dot{m}_{i,j} \quad (9)$$

$$\Delta W_{l,i,j+1} = \Delta W_{l,i,j} + \Delta \dot{m}_{i,j} \quad (10)$$

이 계산을 수행한 컴퓨터는 IBM Pentium PC이며, 수렴의 척도로는 그 전 반복계산에 대한 양 유체온도의 상대오차 중 가장 큰 값이 10^{-5} 이하가 되면 수렴된 것으로 보았다. 격자계는 24×24 로 택하였으며 완전히 수렴된 값을 구하는데 소요된 반복 계산횟수는 11 내지 15 번이며, 한 반복 계산 당 소요시간은 약 1초이었다.

4. 계산 결과 및 검토

4. 1 계산조건

본 연구에서 대상으로 한 공냉식 응축기의 조건은 Table 1과 같다. 공기입구온도는 하절기에서의 온도를 택하였으며, 증기입구압력은 보통 설계치로 사용하는 값이다. 포화온도는 입구압력에 해당하는 포화온도이다. 과열도는 포화온도를 기준으로 하였으며, 본 계산에서는 임의로 변화시켰다. 튜브의 길이는 현열 영역과 잠열영역을 포함하도록 2.5m 일정한 값으로 정하였다. 튜브는 엇갈린 배치를 하고 있으며 환과 동일한 재질인 동으로 되어 있다. 계산 편의상, 증기와 공기 두유체 공히 비혼합으로 계산하였다.

Table 1. Calculation conditions

inlet temperature of air	36°C	saturation temperature(°C)	64.97
frontal velocity of air(m/s)	2.9	superheated temperature(°C)	5~20
inlet pressure of steam(kg/cm ²)	0.25	frontal velocity of steam(m/s)	8

4.2 과열도 10℃인 경우 응축 열전달 현상

계산의 결과를 임의로 선택한 과열도 10°C인 경우를 중심으로 설명한다. 그리고 직교류형 열교환기에서는 온도차이가 가장 많이 나는 부분은 공기 즉 저온유체의 입구부분이 되며, 증기의 응축도 이 부분에서 가장 많이 난다.

Fig.4는 관 길이를 따라 증기의 온도, 건도, 벽면 온도, 증기의 속도의 변화를 보여주고 있다. Fig. 4에서 증기의 온도변화를 보면, 증기는 $x/L=0.15$ 에서 포화온도 65°C에 도달하고 이 때부터 증기의 응축이 시작되고 있음을 알 수 있다. 벽면 온도분포를 조사하면, 응축이 시작하는 점에서 급격히 상승하는데, 이는 응축열전달 계수는 약 10^6 (kcal/m²h)으로 단상류에 비해 매우 크므로, 증기측의 열저항이 아주 작아지기 때문이라 생각한다. 또한 증기의 속도는 응축이 일어나면서 급격히 감소하여 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 그리고 건도도 역시 응축영역에서 선형적으로 감소하는데 증기 속도의 변화보다는 더욱 급함을 알 수 있다. 선형적으로 감소하는 이유는 응축영역에서의 국소열전달량이 거의 변하지 않는다는 것이다. 즉 열관류율의 변화는 심하지 않고 온도차는 증기의 포화온도와 공기의 온도차는 일정하기 때문이라고 사료된다. 그리고 건도의 변화가 증기의 속도변화보다 큰 것은 증기와 액의 밀도차이가 커기 때문이다.

응축시 포화온도와 벽면의 온도차를 비교하면 하류로 진행할수록 온도차가 커지는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 적용한 응축 열전달 계수의 상관식에는 포화온도와 벽면온도차가 포함되는데, 응축이 진행할수록 이 온도차가 증가하여 열전달 계수

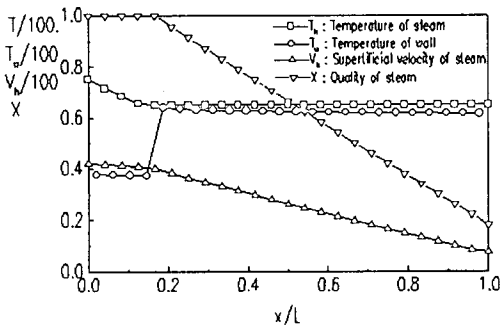


Fig. 4 Variation of flow properties along the tube

는 감소하고 이는 응축액에서 열저항이 증가하는 효과를 설명하고 있다.

4.3 과열도 효과

입구증기의 온도과열도를 5°C에서 20°C까지 변화시키면서 계산한 증기의 온도와 응축량을 Fig.5와 Table 2에 표시하였다. Fig.5에서 알 수 있는 바와 같이 입구온도의 과열도가 커짐에 따라 현열열전달 길이는 길어지고 있다. 그리고 현열길이의 증가에 의해 증기의 응축량도 감소하고 있음을 알 수 있다.

과열도의 변화에 따라 열교환기 내의 건도를 Fig. 6에 표시하였다. 앞에서 검토한 바와 같이 과열도가 증가함에 따라 현열길이가 증가하고, 응축되는 양이 감소한다. 그리고 응축기 내에서의 건도도 감소한다. 특히 증기 출구에서의 건도는 상당히 불균일함을 알 수 있다. 이는 찬 공기가 응축기를 통과하면서 가열되고 있는 반면에 증기의 온도는 일정하여, 국소적으로는 온도차가 감소함에 따라 열전달량이 감소한다. 이런 결과가 출구에서의 건도의 불균일성을 나타내는 것으로 예측된다. 그리고 전체적으로 현열 열전달 영역이 증가하고, 이에 따라 응축량이 감소하는 것으로 예측된다. 그리고

Table 2. Condensation rate of steam with superheated inlet temperatures.

superheated temperature(°C)	5	10	15	20
condensation rate(kg/h)	312.5	284.4	270.3	255.4

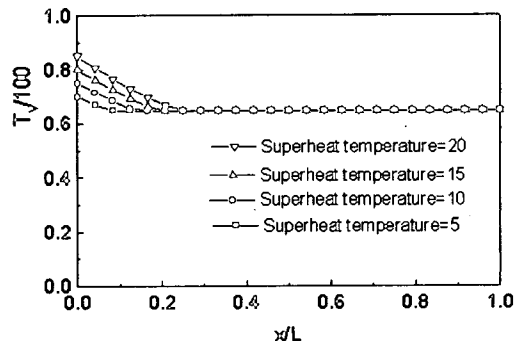
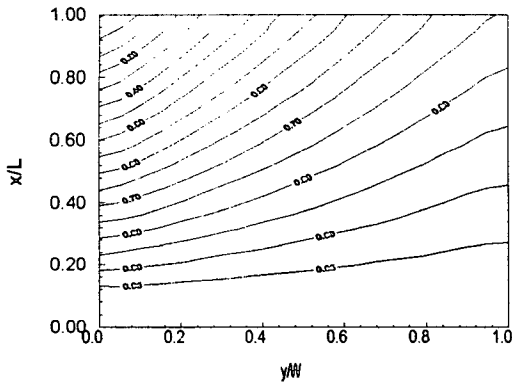
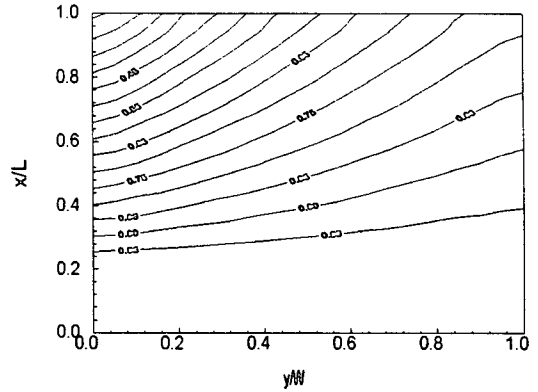


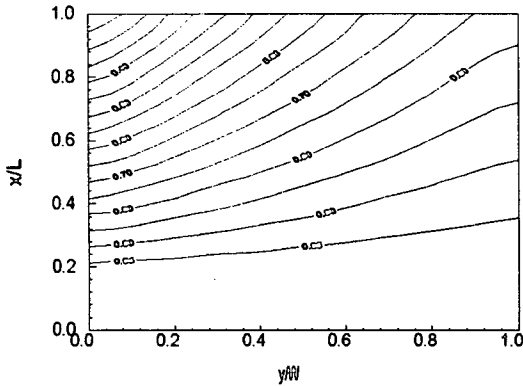
Fig. 5 Variation of steam temperatures along the tube



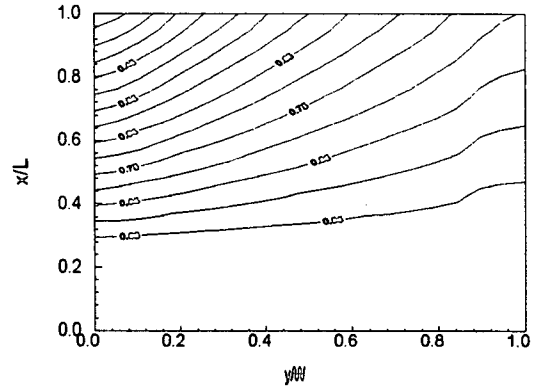
(a) case of 5°C superheat temperature



(c) case of 15°C superheat temperature



(b) case of 10°C superheat temperature



(d) case of 20°C superheat temperature

Fig. 3 The effects of superheat temperatures on quality throughout the condenser

Table 3. Average quality at outlet with superheat temperatures

superheat temperature(°C)	5	10	15	20
average quality	0.477	0.514	0.530	0.547

출구에서의 평균건도는 가열도에 따라 증가하며, 그 결과를 Table 3에 나타내었다.

한편 전체적으로 완전히 응축되고 있지 않고 있다. 이는 튜브의 길이가 짧기 때문이며, 튜브가 길어지면 증기가 입구공기와 접하는 영역에서는 완전히 응축되어, 단상류로 변한다. 현재까지는 프로그램이 단상류에서 2상류까지 해석할 수 있도록 되어 있으며, 현재 단상류에서 2상류 그리고 다시 단상류가 되는 유동형태가 바뀌는 것을 해석하는 프로그램 개발 중에 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 공냉식 응축기 수평관 내의 응축과 2상류를 국소해석방법으로 적용하였다. 증기의 단상류와 2상류 유동 그리고 공기 측의 열전달 계수에서 대해서 알려진 경험식을 적용하였다. 입구 증기의 과열도를 변화시켜 계산 결과를 비교 분석한 바, 물리적으로 합당한 결과를 예측할 수 있음을 알 수 있었다.

현재까지의 해석결과로는,

- 1) 2상류에 대해서도 국소해석방법을 적용 가능함을 알 수 있었으며,
- 2) 이미 알려져 있는 바와 같이 입구가열도가 증기의 응축에 많은 영향을 주고
- 3) 과열도에 따라 현열열전달되는 길이를 예측

할 수 있다는 것이다.

향후에는 단상류에서 2상류 그리고 완전히 응축되어 단상류가 되는 유동현상을 해석할 수 있는 프로그램을 개발할 것이며, 현재 관외 응축에 관한 연구를 수행하고 있다. 그리고 응축열전달에 가장 큰 영향을 주는 불응축가스의 농도에 따른 열전달 현상을 해석할 수 있는 프로그램을 개발 할 예정으로 있다.

참고문헌

1. 정형호, 신흥태, 김광호, 이춘식, 1991, "직교류형 열교환기에 대한 엘리먼트를 이용한 열정산 방법에 관한 연구", 공기조화냉동공학논문집, 제3권, 제2호 pp.114-122.
2. Jung, H. H., 1994, "A Study on Effect of Maldistribution of Frontal Air Velocity on Heat Transfer Rate of Vehicle Radiator", *Transport Phenomena in Thermal Engineering*, Begell House, Inc. Vol. 2, pp. 1237-1242.
3. Jung H. H. and Hong, S. H., 1997, "Program development for Predicting Heat and Mass Transfer Rate in Cross-Type Heat Exchanger", *J. of Air-Con. and Refrig.*, Vol. 5, pp.153-161.
4. Jung H. H. and Hong, S. H., 1998, "A Study on the Effects of System Pressure on Heat and Mass Transfer Rates of an Air Cooler", will be appeared in the proceeding of International Heat Transfer Conference.
5. McQuiston, F. C., 1978, "Correlation of Heat, Mass, and Momentum Transport Coefficients for Plate-Heat Transfer Surfaces", *ASHRAE Trans.* Vol. 84, Part 1.