

공기조화·냉동장치에서의 2상유동 및 열전달

Two-Phase Flow and Heat Transfer in Air-Conditioning and Refrigerating Equipments

이 상 춘*
Sang Chun Lee

부 호 설 명

- C_p : 정압비열
- D : 직 경
- f : 마찰계수
- G : 질량속도
- h : 국소 열전달계수
- \bar{h} : 평균 열전달계수
- h_{fg} : 잠 열
- k : 열전도율
- L : 길 이
- Δt : 유체와 관표면의 온도차
- Δx : 관입구와 출구사이의 건도차
- μ : 점성계수
- ρ : 밀 도

1. 서 론

2상유동(two-phase flow)이란 서로 다른 상이 혼합된 상태로 흘러가는 유동을 말하며 기상과 액상, 기상과 고상, 액상과 고상의 유동으로 분류된다. 그러나 일반적으로 2상유동이라 하면 기상과 액상의 혼합유동을 보통 일컫는데 이것은 기액 2상유동의 응용범위가 가장 넓고 공학적인 관심도가 크기 때문이다. 2상유동을 포괄적인 의미로 표현할 때 다상유동(multiphase flow)이란 용어를 쓰기도 하

는데 여기에는 기액고의 3상유동도 포함된다.

기액 2상유동에서의 유동변수의 해석에는 단상유동과 달리 유동조건, 기하학적 조건외에도 기상과 액상의 분포상태, 즉 유동양식(flow pattern)을 고려해야 한다. 유동양식은 유량, 유체의 물성치, 관의 크기 등과 상관관계를 가지는 것으로 믿어지는데 유동양식의 변화는 2상유동의 불안정성에 기인한다. 기액 2상유동에서 유동의 총체적인 물리량, 즉 압력강하, 기공율(void fraction)등을 결정하거나 물질전달계수, 비등 및 응축 열전달계수 등 이동현상치를 해석하기 위하여 우선 주어진 유동조건하에서의 유동양식을 파악해야 하는데 이를 위하여 보통 유동양식선도(flow pattern map)를 이용한다.

기액 2상유동의 공학적인 응용에는 원자력 또는 화력을 이용한 동력발생장치, 히트파이프, 복수기 등의 열교환장치, 증기보일러를 사용하는 난방장치, 응축기, 증발기, 냉각탑 등의 공기조화 및 냉동장치, 증류기나 분리기 등의 화학장치 등으로 광범위하다.⁽¹⁾ 공기조화·냉동장치와 관련된 기기로는 flooded cooler와 evaporator, dry expansion evaporator, evaporative cooler, tube-in-tube evaporator와 condenser, air-cooled evaporator 등에서 기액상 냉매의 혼합물로 이루어지는 2

* 영남대 공대 기계공학과

상유동을 관찰할 수 있다. 본 논설에서는 공기조화·냉동장치에서 흔히 발견되는 2상유동 및 열전달 현상에 대한 이해를 돕기 위하여 이에 관한 기초지식과 응용예, 그리고 관심을 끄는 문제들을 다루겠다.

2. 2상유동양식의 분류

2상유동에서 유동양식은 유동의 방향, 매질의 물성치, 관의 크기와 경사도 등에 따라 달라지는 데 크게 분리유동(separated flow), 혼합유동(mixed flow), 분산유동(dispersed flow)의 세 가지로 분류된다.⁽²⁾ 분리유동은 기상과 액상이 하나의 계면을 통하여 구분되는 유동으로 성층(stratified), 파상(wavy), 환상(annular)유동 등이 여기에 속한다. 혼합유동은 기포(bubbly), 플러그(plug), 슬러그(slug)유동과 같이 유동방향으로 상분포가 균일하지 못하며 각 상간에 이합집산이 심한 유동을 말한다. 또 분산유동은 분산기포(dispersed bubbly)나 액적(droplet)유동과 같이 관단면을 통하여 매우 작은 직경의 기포나 액적이 균질하게 분포된 형태를 유지하는 유동이다.

그러나 유동양식의 표현 또는 분류방식은 연구가들에 따라 차이가 있는데 이것은 실험조건, 유동매질에 따라 나타나는 형상이 다를 수 있기 때문이다. 그림 1과 2는 동류(co-current)의 수평관과 수직관 유동에서 관찰되는 대표적인 유동양식을 도시한 그림이다. 수평관의 경우, 유량조건에 따라 기포, 플러그, 슬러그, 성층, 파상 및 환상유동이 주로 관찰되는데 비하여 수직관에서는 기포, 슬러그, 처연(churn), 환상유동이 흔히 발견되는 유동양식이다. 이러한 유동양식에 관한 구체적인 설명은 참고문헌 (3)에 나와 있다.

3. 증발기에서의 2상유동 및 열전달

공기조화, 냉동장치에서 사용되는 증발기(evaporator)에는 flooded evaporator, dry-expansion evaporator 등 여러 가지의 형태가

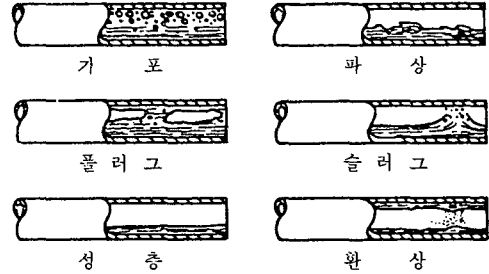


그림 1. 수평 2상유동에서의 유동양식

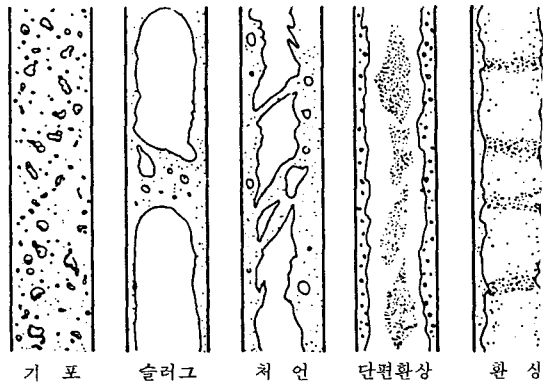


그림 2. 수직동류유동에서의 유동양식

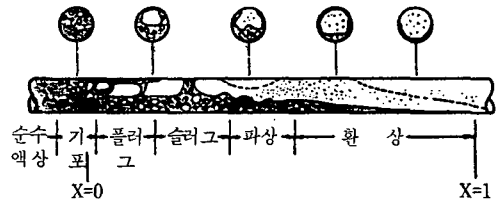


그림 3. 수평관 증발기에서의 유동양식

있다. 이러한 장치에서 증발은 자연대류 또는 강제비동에 의하여 일어 나며 열전달계수는 유동양식에 따라 다르지만 냉매의 물성치의 가열표면의 상태 등의 영향을 받기도 한다.

냉매가 수평관의 증발기내를 흐를 때 유동이 진행됨에 따라 여러가지 형태의 유동양식이 일어난다. 이것은 관 길이 방향으로 기체량이 증가함에 따라 증기의 유량이 많아지는 반면 액체냉매의 유량이 감소하기 때문이다. 그림 3은 수평관 증발기에서의 냉매의 유동

양식을 도시한 그림이다. 과냉액체상태의 냉매가 증발기에 들어 가면 가열벽면에서 핵비등(nucleate boiling)이 생겨 국부적으로 기포가 발생되는 데 초기에는 냉매의 평균온도가 포화온도에 이르기 전에 비등이 일어난다.

이러한 비등을 과냉핵비등(subcooled nucleate boiling)이라 일컫는다. 가열량이 증가함에 따라 기포가 발생되는 표면적이 증가하면서 냉매의 평균온도가 포화온도에 이른다.

이런 상태를 포화핵비등(saturated nucleate boiling)이라 부르는 데 이 영역에 이르면 상당한 양의 기포가 발생되어 이합집산이 심한 플러그 또는 슬러그 유동을 나타낸다. 증발이 진행됨에 따라 가열표면위에 액막이 형성되며 증기는 관 중심으로 흘러 가는 환상유동으로 바뀌는 데 이 상태에 이르면 표면에서 부분적으로 핵비등이 일어나지만 계면을 통한 강제대류비등에 의한 열전달이 훨씬 활발하다. 증발에 의하여 증기유량이 증가하면 액막이 파괴되어 일부분이 액적(liquid droplet)으로 증기에 휩쓸리어 날아가는 entrainment 현상이 일어난다. 이 영역에 도달하면 핵비등이 억제되며 계면을 통한 강제대류비등만이 일어난다. 가열량이 계속 증가하면 액막이 완전히 증발되어 고체표면에 dryout 현상이 일어나며 증기에 섞여 흐르는 액적도 곧 증발되어 완전한 과열증기상태의 냉매유동이 이루어진다.

이러한 증발과정에서의 열전달계수를 하나의 관계식으로 표현하는 것은 매우 힘들다. 그러나 공학적인 응용 또는 장치의 설계를 위하여 증발기의 전과정에 대한 평균열전달 계수를 이는 것이 편리하다. 이제까지 여러 종류의 냉매에 대한 비등 열전달계수를 구하려는 노력이 끊임없이 이어져 왔는데 이 결과는 ASHRAE Handbook (4)에 요약되어 있다. 그 중에서 가장 널리 사용되는 식은 Pierre 식(5)이다.

$$\bar{h} = C_1 \left(\frac{k_f}{D} \right) \left[0.102 \left(\frac{GD}{\mu_f} \right)^2 \left(\frac{J\Delta x h_{fg}}{L} \right) \right]^n \dots\dots\dots (1)$$

이 식에서 관출구에서의 건도가 0.9 이하인 포화상태이면 $C_1 = 2.874 \times 10^{-4}$, $n = 0.5$ 이며 출구의 과열도(superheat)가 6°C이내에 이르면 $C_1 = 3.29 \times 10^{-3}$, $n = 0.4$ 이다. 이 실험식은 동관으로 관내경이 12.0~18.0 mm, 관길이 4.1~9.5 m, 증발온도가 -20°C~0°C, 건도 0.08~6.11°C의 과열도를 가지는 R-12와 R-22에 대한 실험결과를 기초로 개발된 것이다.

수직관내에서 증발이 일어날 때, 수평관의 경우와 유사한 유동양식을 나타내는 데 결과가 그림 4에 도시되어 있다. 수직관의 경우, 핵비등 영역에서의 열전달계수는 Forster와 Zuber(6), Rohsenow(7)의 실험식으로 구할 수 있으며 강제대류비등 영역에서의 열전달에 관한 실험식으로는 Dengler와 Addoms(8), Schrock와 Grossman(9)의 식을 추천한다. 이

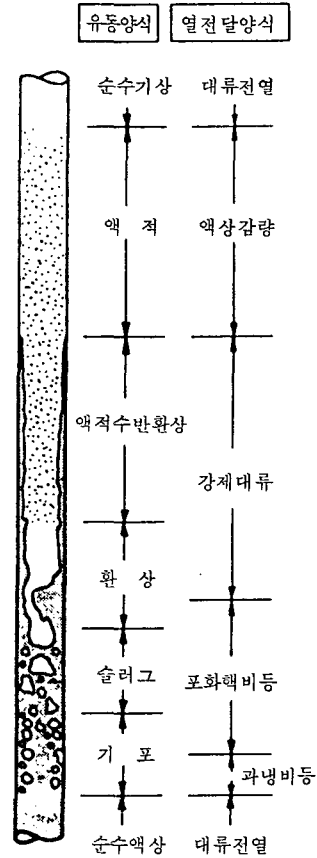


그림 4. 수직관 증발기에서의 유동양식

러한 실험식들은 수평관에 대한 앞의 식과는 달리 전체 증발과정에서의 평균열전달계수를 예측하기 위한 식이 아니며 각 비등 영역에서의 국소 열전달계수를 나타낸 것으로 직접 적용하기에는 불편한 점이 있다. 이 부분에 대한 설명은 참고문헌(10)에 잘 나타나 있다.

4. 응축기에서의 2상유동 및 열전달

공기조화·냉동장치에서 사용되는 응축기는 수평형이 보편적인 것으로 공냉식응축기, 증발식응축기(evaporative condenser), 히트펌프용 응축기, cascade 응축기 등이 이에 속한다. 그림 5는 이러한 응축기에서의 유동방식을 도시한 그림이다. 응축기 입구에서 증기의 유동방식을 도시한 그림이다. 응축기 입구에서 증기의 유량이 충분히 클 경우, 응축액유동은 증기의 운동량 확산에 의한 계면전단응력으로 이루어진다. 응축이 진행됨에 따라 액체유량이 증가하며 중력의 영향으로 인하여 유동양식의 변화가 일어난다. 즉 관입구에서는 응축액이 작고 증기유량이 크므로 환상 또는 분무 환상(mist annular) 유동이 나타나지만 유동이 진행됨에 따라 액체유량의 증가로 성층, 파상, 플러그 또는 슬러그 유동이 출현한다. 이때의 열전달거동은 유동영역에 따라 달라지는데 액체유량이 증가할수록 일반적으로 응축에 대한 열저항은 커진다고 볼 수 있다. 응축이 일어나는 수평관에서의 유동양식선도는 참고문헌 (11)와 (12)에 나타나 있다.

수평관내 응축에 관한 열전달계수를 구하는 실험식들이 많이 발표되어 있으나 (4) Ackers 등의 식 (13)을 추천한다. 이 식은 성층유동, 층류환상유동, 그리고 난류환상유동의 세 영역으로 나누어 표시되어 있다.

$$i) \frac{DG_f}{\mu_f} < 5,000 ; 1,000 < Re_g^* < 20,000$$

$$\frac{hD}{k_f} = 13.8 \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pf}\Delta t} \right)^{1/6} \times Re_g^{*0.2} \dots\dots\dots (2)$$

$$ii) \frac{DG_f}{\mu_f} < 5,000 ; 20,000 < Re_g^* < 100,000$$

$$\frac{hD}{k_f} = 0.1 \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pf}\Delta t} \right)^{1/6} \times Re_g^{*2/3} \dots\dots\dots (3)$$

$$iii) \frac{DG_f}{\mu_f} > 5,000 ; Re_g^* > 20,000$$

$$\frac{hD}{k_f} = 0.026 \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{1/3} \left(\frac{DG_E}{\mu_f} \right)^{0.8} \dots\dots\dots (4)$$

이 식들에서 Re_g^* 와 G_E 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_g^* = \frac{DG_g}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (5)$$

$$G_E = G_g(\rho_f/\rho_g) + G_f \dots\dots\dots (6)$$

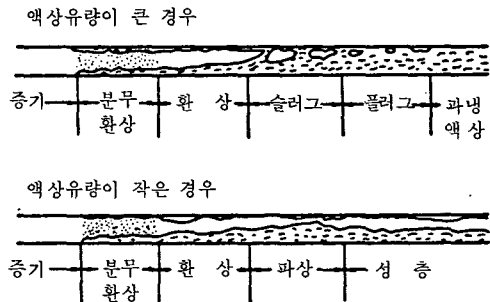


그림 5. 수평관 응축기에서의 유동양식



그림 6. 수평관 다발밖에서의 막응축

수평형 수냉식응축기의 경우, 그림 6 과 같이 관밖에서 냉매의 응축이 일어난다. 관의 수가 하나일 때 응축열전달계수는 Nusselt (4)의 층류 막응축이론에 의하여 구하여졌다.

$$\bar{h}_1 = 0.725 \left(\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g h'_{fg} k_f^3}{D \mu_f \Delta t} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (7)$$

여기에서 h'_{fg} 는 Rohsenow(15)에 의하여 수정된 잠열의 크기를 의미한다.

$$h'_{fg} = h_{fg} \left[1 + 0.68 \left(\frac{C_{pf} \Delta t}{h_{fg}} \right) \right] \dots\dots\dots (8)$$

만약 배열된 관의 수가 N개이면 평균열전달계수, \bar{h}_N 는 다음과 같이 주어진다.⁽¹⁶⁾

$$\frac{\bar{h}_N}{\bar{h}_1} = N^{-1/6} \dots\dots\dots (9)$$

이 식은 그림 6 과 같이 층류막응축이 일어난 경우에 적용되는데 실제로는 관사이의 응축액유동이 막(film)이 아닌 방울(droplet)의 형태로 이루어지는 경우가 많다. 이러한 경우의 열전달계수는 식(9)에 의하여 계산된 값보다 증가하는데 이에 관한 실험식은 Beatty 와 Katz⁽¹⁷⁾에 의하여 주어진다.

수직관내에서 응축이 일어날 때 유동양식은 환상유동을 이루며 열전달계수는 계면에 작용하는 전단응력에 크게 영향을 받는다. Carpenter 등⁽¹⁸⁾은 수직관내의 하류증기유동이 있을 때 응축열전달계수를 다음과 같이 유도하였다.

$$h = 0.065 \left(\frac{C_{pf} k_f \rho_f f}{2 \mu_f \rho_g} \right)^{0.5} G_m \dots\dots\dots (10)$$

여기에서 G_m 은 다음과 같이 주어진다.

$$G_m = \left(\frac{G_i^2 + G_i G_o + G_o^2}{3} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (11)$$

5. 2 상유동에서의 압력강하

관내를 흐르는 2 상유동에서의 압력강하는

마찰손실, 가속손실 및 중력손실의 세 가지 성분으로 구성된다. 이 중에서 마찰손실이 차지하는 비중이 일반적으로 가장 크며 수평관의 경우에는 중력손실을 고려할 필요가 없다.

압력강하를 계산하는 방법으로는 homogeneous model 과 separated flow model이 있다. homogeneous model에서는 2 상유동을 2 상매질의 평균물성치를 가지는 균질한 단상유동으로 가정하므로 상사이에 미끄럼이 존재하지 않는다. 이 모델에서는 기공률이 건도와 밀도비의 함수만으로 간단하게 표현되므로 가속손실과 중력손실을 손쉽게 계산할 수 있다. 마찰손실은 2 상마찰계수(two-phase friction factor)를 정의하여 단상유동에 대하여 개발된 마찰계수에 관한 실험식(예를 들면, Blasius 식)으로 구하는데 여기에서 혼합된 2 상매질의 평균점성계수를 결정하는 것이 중요한 과제이다.⁽¹⁰⁾

separated flow model은 homogeneous model과 달리 2 상이 완전히 분리된 상태로 흐르며 각 상의 속도는 일정하지만 일반적으로 동일하지 않는 것으로 가정한다. 이 모델에서 압력강하를 계산하기 위하여 2 상유동계수(two phase multiplier)와 기공률을 알아야 하는데 보통 Martinelli parameter의 함수로 나타난다. 이에 관한 실험식들이 많이 발표되었지만 응축기 또는 증발기와 같이 상변화를 동반하는 2 상유동의 압력강하를 계산하기 위하여 Martinelli-Nelson 식⁽¹⁹⁾을 사용하는 것이 가장 타당하리라 생각된다.

증발기나 응축기에는 밸브, 티, 밴드 등 관이음쇠들이 장착되는데 이러한 기구를 통한 2 상유동의 압력강하는 Collier(10)의 저서에 잘 나타나 있다.

6. 2 상유동과 관련된 기타 문제들

증발기와 응축기에서 일어나는 2 상유동 및 열전달에 관한 주요 과제는 압력강하와 열전달계수를 정확하게 예측하여 이러한 장치의 설계조건을 결정하는 것이지만 그 외에도 2 상유동과 관련하여 소홀하게 다룰 수 없는 문제

들이 있다.

냉동기내를 순환하는 냉매에는 흔히 공기등 비응축성 기체(noncondensable gas)가 포함되어 있는데 이 기체는 응축 열전달계수를 크게 떨어 뜨린다. 이러한 기체가 존재할때 열전달계수의 감소율은 비응축성 기체의 무게 비율에 비례하는 것으로 나와 있다. 실험결과에 따르면 수증기에 2.89%의 공기가 섞여 있을 경우 응축열전달계수가 11,400 ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$)에서 3,400 ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$)로 크게 떨어진 경우가 보고되어 있다.⁽²⁰⁾ 냉매속에 비응축성 기체가 섞여 있는 경우에 대한 실험자료는 드문데 앞으로 이 분야에 대한 연구가 요망된다. 실제적인 문제로는, 운전중에 공기가 냉매속으로 스며 들면 응축기에서의 방열 성능의 저하뿐 아니라 냉동기의 성능이 나빠지므로 purge의 위치, 방법, 회수 등에 관한 대책이 요망되며 비응축성 기체의 함유율을 측정하는 방안도 강구되어야 할 것이다.

압축기를 사용하는 공기조화, 냉동장치에서는 비록 작은 양이지만 냉매에 윤활유가 혼합된 상태로 작동한다. 이러한 경우, 윤활유가 응축기 또는 증발기에서의 유동양식과 열교환 성능에 미치는 영향은 흥미롭고 실제적인 과제이다. R-12에 대한 실험결과에 따르면 윤활유가 냉매량의 10%에 이를 때까지는 증발기에서의 비등열전달계수와 마찰계수가 증가하나 그 이상인 경우에는 오히려 감소한다.⁽²¹⁾ 응축기에서는 윤활유가 응축표면에 막을 형성하여 열저항을 증가시켜 냉동장치의 성능에 영향을 미치는데 이 분야는 앞으로 관심을 쏟아야 할 과제이다.

7. 맺음말

공기조화·냉동장치에 사용되는 증발기와 응축기를 중심으로 관찰되는 2상유동과 열전달에 관하여 간단하게 다루었다. 이러한 장치에서 일어날 수 있는 2상유동 형태에 관하여 현상학적으로 설명하였으며 열전달계수에 관한 대표적인 실험식을 소개하였다. 또 상변화를 수반하는 2상유동에서의 압력강하

를 계산하는 방법을 소개하였으며 공기조화 냉동장치와 관련된 기타의 2상유동 문제들을 기술하였다. 앞으로 이 분야에 관한 관심이 고조되어 연구의 활성화와 함께 진보된 기술을 축적할 수 있는 여건이 마련되기를 기대한다.

참 고 문 헌

1. M. Ishii, "Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow," Chap.1, Eyrolles, France (1975).
2. 이상천, 이정표, 김중엽, "오리피스 순간압력강하의 통계해석을 통한 수평 2상 유동양식의 결정", 대한기계학회 논문집, 제11권, 제5호, pp. 810-818(1987)
3. D. Barnea and Y. Taitel, "Flow Pattern Transition in Two-Phase Gas-Liquid Flows," Chap. 16, Encyclopedia of Fluid Mechanics, Vol. 3-1, pp. 403-474 (1986).
4. ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chap. 4, ASHRAE, Atlanta, GA (1985).
5. B. Pierre, Kylvteknisk Tidskrift, Vol. 3, p. 129 (1957).
6. H.K. Forster and N. Zuber, "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer," AIChE J. Vol. 1, p. 531 (1955).
7. W.M. Rohsenow, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids," ASME Trans., Vol. 74, p. 969 (1952).
8. C.E. Dengler and J.N. Addoms, "Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water in a Vertical Tube," Chem. Engng. Prog. Symp. Series, Vol. 52, p. 95(1956).
9. V.E. Schrock and L.M. Grossman, "Forced Convection Boiling in Tubes," Nuclear Science and Engineering, Vol. 12, p. 474 (1962).
10. J.G. Collier, "Convective Boiling and

- Condensation," 2nd Ed., McGraw-Hill, NY(1981).
11. R.G. Sardesai, R.G. Owen and D.J. Pulling, "Flow Regimes for Condensation of a Vapor inside a Horizontal Tube," Chem. Engng. Sci., Vol. 36, p. 1173 (1981).
 12. T.N. Tandon, H.K. Varma and C.P. Gupta, "A New Flow Regime Map for Condensation inside Horizontal Tubes, J. Heat Transfer, Vol. 104, p. 763 (1982).
 13. W.W. Ackers and H.F. Rosson, "Condensation inside a Horizontal Tube," AIChE Symp. Series, Vol. 56, p. 30 (1960).
 14. W. Nusselt, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Zeitschr. Ver. deutsch. Ing., Vol. 60, p. 541 (1916).
 15. W.M. Rohsenow, "Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation," Trans. ASME, Vol. 78, p. 1645 (1956).
 16. L.D. Berman, "Heat Transfer during Film Condensation of Vapor on Horizontal Tubes in Transverse Flow," Convective Heat Transfer in Two-Phase and One-Phase Flows, p. 1, TT 68-50328 (1969).
 17. K.O. Beatty and D.L. Katz, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," Chem. Engng. Progress, Vol. 44, p. 55 (1948).
 18. E.F. Carpenter and A.P. Colburn, "The Effect of Vapor Velocity on Condensation Inside Tubes," ASME General Discussion on Heat Transfer and Fluid Mechanics, N.Y. (1949).
 19. R.C. Martinelli and D.B. Nelson, "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water," Trans. ASME, Vol. 70, p. 695 (1948).
 20. D.F. Othmer, "The Condensation of Steam," Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 21, p. 576 (1929).
 21. G.H. Green and F.G. Furse, "Effect of Oil on Heat Transfer from a Horizontal Tube to Boiling Refrigerant 12-Oil Mixtures, ASHRAE J. p. 63 (1963).