

세관내 대체냉매의 응축 열전달 특성

Condensing heat transfer characteristics of alternative refrigerants in small diameter tubes

오 후 규
H. K. Oh

부경대학교 냉동공조공학과



- 1947년생
- 각종 냉동장치의 설비설계 및 고성능 열교환기 개발 등에 관심을 가지고 있다.

홍 진 우
J. W. Hong

부경대학교 냉동공조공학과(원)



- 1972년생
- 세관을 이용한 다중관 열교환기 개발 및 균등 유량분배에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

1980년대부터 본격적으로 제기된 대기 환경 오염 문제로 인해서 CFCs 및 HCFCs 계 냉매에 대한 대체 연구가 활발히 진행되었는데, 이와 관련한 열교환기의 고성능화, 콤팩트화 등에 관한 연구도 광범위하게 이루어지고 있다. 이 중에서 특기할만 한 것은 종래의 전열관보다 관경이 대단히 적은 세관을 적용하는 경우가 있으며, 그 적용 범위도 점점 더 넓어질 전망이다. 이것은 유효전열면적의 극대화, 난류효과의 상승, 가공성의 향상, 유연성 등 세관만이 가질 수 있는 여러 가지 전열 성능상의 장점 때문이라 생각한다.

어떠한 열교환기도 사용냉매가 달라지면 당연히 설계기준도 달라지게 되는데, 대체냉매에 대한 응축전열관에 대한 연구는 주로 종래에 사용하던 전열관과의 대체성 여부를 밝히는데 중점을 두었

다. 그러나, 최근에는 대체냉매의 여러 가지 전열 특성들이 알려짐에 따라 이들 냉매를 직접 사용하는 대체냉매용 열교환기에 관한 연구가 점점 늘어나는 경향이다. 세관에 대한 대체냉매의 응축 열전달 특성 연구도 대부분 세관용 열교환기와 관련된 연구가 많다. 그러나, 지금까지의 세관에 관련된 대체냉매 연구는 매우 미흡한 실정이며, 더구나 열교환기의 설계에 적용할 수 있는 연구는 더욱 부족한 실정이다. 따라서 본고에서는 지금까지 생산되고 있는 각종 열교환기(응축기)에 사용되는 전열관의 직경이 주로 7~10 mm 이상이므로 이보다 적은 관경에서의 대체냉매 응축 열전달 특성에 대해 고찰하고자 한다.

2. 세관 열교환기(응축기)의 응용

현재, 세관 열교환기의 종류에는 plate-fin,

spiral plate, dimple plate 및 welded plate 형태의 것들이 있지만 주로 plate-fin 형태가 사용되고 있다. 이와 같은 세관 열교환기는 처음 우주항공 분야 및 원자력 산업 등과 같은 제한적인 분야에서만 사용되었으나, 최근에는 넓은 범위에서 사용되고 있다. 즉, 자동차 A/C 용 열교환기는 종래의 직류형 serpentine 형태의 열교환기에서 그림 1과 같은 병류형 응축기(PFC, Parallel Flow Condenser)로 대체되었다. 이러한 PFC에 사용하고 있는 전열관은 다수의 미소 유로를 가지는 장방형 세관(수력직경 2 mm 미만)을 이용하고 있는데, 종래 형태에 비해 소형화, 경량화 및 고성능화가 가능하게 되었다. 또한, 주로 fin-tube 형 열교환기가 사용되고 있는 가정용 A/C 열교환기(응축기)에서도 전열관의 직경을 4~6 mm 정도로 축소한 세관을 적용하려는 경향이며, 나아가 자동차 A/C 열교환기에서 적용하고 있는 PFC 및 plate and fin 형태 그리고 4 mm 전후의 세관으로 이루어진 그물형 열교환기 등 새로운 형태의 세관 열교환기를 검토하고 있는 등 세관화 경향은 해마다 더 가속될 것으로 보인다. 뿐만 아니라 항공기 분야에서도, 객실용 A/C 열교환기, 각종 전자 장치의 냉각 장치, 결빙 및 각종 오일의 냉각 장치에 plate-fin형 세관 열교환기가 폭 넓게 적용되고 있다. 전자 산업에서 사용되는, IC (Integrated circuit) 칩에서 발생하는 열을 냉각시키는데도 구리와 니켈 등의 재료를 사용한

plate-fin 형태의 1 mm 미만의 세관 열교환기가 이용되고 있는 실정이다. 또한, 암모니아/물 혹은 LiBr₂/물을 작동 유체로 사용하고 있는 흡수식 냉동 장치에서 세관 열교환기를 채택하여 성능 향상을 기대하고 있다. 종래에 사용되는 산업용 공조기 및 냉동기에서도 종래의 대구경관(수력직경 7 mm 이상)을 사용한 fin-tube 및 shell and tube 형태의 열교환기에서 점차 세관 열교환기가 적용하여 소형화, 경량화 및 비용 절감을 시도하고 있으며, 초저온 가스의 분리 공정, 가스 터빈 recuperator와 generator 등에 적용되고 있다. 따라서, 세관 열교환기의 적용 범위는 열교환기 가공 기술의 발달, 신소재 개발 그리고 환경 규제로 인해서 다양한 형태의 새로운 세관형 열교환기가 보다 넓은 범위로 적용될 전망이다.

3. 세관내 응축 열전달

건도 100%인 기상 유체가 응축이 진행됨에 따라 기·액 이상 유동현상이 필연적으로 발생하게 되며, 이때 발생하게 되는 유동 양식의 변화는 열전달 및 압력 강하의 특성과 밀접한 관계를 가지게 된다. 따라서, 최적 열교환기 설계를 위해서는 우선 세관내 대체냉매의 유동 양식, 압력 강하 그리고 열전달을 등에 대한 고찰이 필수적인 과정이다.

3.1 유동양식

응축·증발 현상과 같은 상변화 이상 유동에서도 단일 이상류에서와 같은 유동양식이 발생할 수 있음은 널리 알려진 현상이다. 그러나 응축 2상류에서는 비교적 단순한 경우가 많은 것이 사실이다. 즉, 환상류, 파상류, 슬러그류, 플러그류 등이 대표적이고 유동 조건에 따라서는 기포류나 층상류 등이 추가될 수가 있다. 이들 유동양식의 차이는 열교환기의 기울기나 관경 등 기하학적인 구조는 물론 질량속도나 작동 유체의 열역학적 특성에 따라서도 달라지게 된다. 지금까지의 유동 양식에 대한 연구는 주로 원형 전열관(수력직경 7 mm 이상)에서 일어나는 이상 유동에 대해서 많이 알려져 왔지만, 세관에서 대체냉매를 이용한 유동양

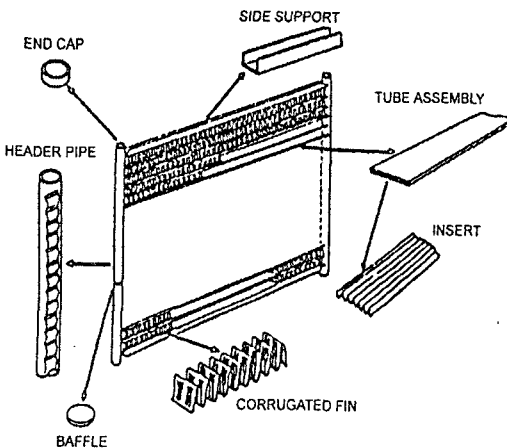


그림 1 병류형 응축기의 구조

식 데이터는 대단히 부족한 실정이다. 관련 연구로는; Wambsganss 등¹⁾은 종래의 장방형 관에서 이루어진 연구를 정리하고, 19.05×3.18 mm 장방형(종횡비 6, 0.17) 관에서 수평 이상 유동에 대한 실험으로부터 종래의 이상 유동 실험 범위와 세관에 적용되는 plate-fin 열교환기의 작동 범위를 그림 2와 같이 나타내었다. 그리고 종래 연구에서 관측되는 것으로, 플러그 혹은 기포류에서 슬러그류로의 천이는 세관에서도 발견되지만, 세관의 경우 저질량 유속에서 발견되는 슬러그류에서 환상류, 슬러그류에서 파상류 그리고 파상류에서 환상류로의 천이는 명확하지 않다고 하였다. 그림 3은 관직경 12.7~165.1 mm 원형관에서 얻은 실험 결과로부터 작성한 Mandhane 등²⁾의 유동 양식과 Wambsganss 등¹⁾의 세관 실험 결과를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 종래 연구에서 발견되는 성층류에서 바로 파상류로의 천이 영역에서 실험 결과와 많은 차이가 있음을 알 수 있다. 이러한 원인은 장방형 관과 원형 관의 기하학적 차이와, 세관에서는 관경이 대단히 적음으로 해서 파상류로의 천이보다는 슬러그류로의 천이가 쉽게 일어날 수 있다고 설명하였다. Wilmarth 등³⁾의 세관 실험에서는, 파상류는 발견되지 않고, 긴 플러그류와 슬러그류가 다수 발생하는 등 세관 유동에서의 특이점을 보고하였다. 그들은 Mandhane 등²⁾의 유동 양식 선도를 물성치의 영향과 관 직경의 영향을 좀 더 일반화한 Taitel & Dukier⁴⁾의

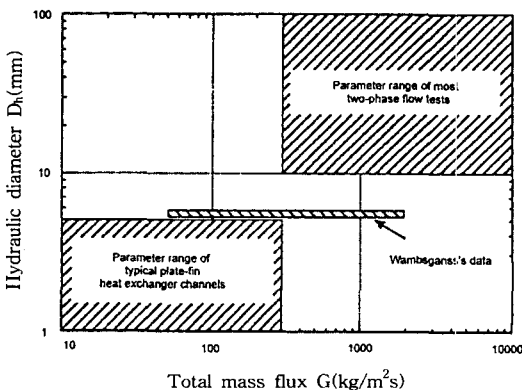


그림 2 종래 실험범위와 Wambsganss의 실험범위 비교

유동 양식 선도와 비교한 결과 역시 종래의 대구경과는 차이가 있음을 확인하였으며, 그 원인을 세관 유동에서 일어날 수 있는 표면장력의 영향으로 설명하였다. 그러나, 그림 4에 나타나 있는 것처럼 Wambsganss 등¹⁾의 연구결과와는 서로 차이가 있음을 알 수 있다.

표면장력이 유동양식에 미치는 영향에 관해서 관찰한 Fujita 등⁵⁾의 연구에서도 역시 유동의 천이 영역이 변화함을 밝히고 있고 그 변화는 유속이 감소할수록 크진다고 하였다. 이것에 관한 최

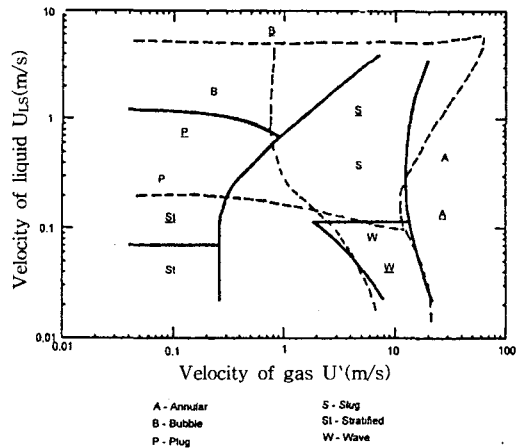


그림 3 Wambsganss의 Mandhane의 유동 양식 비교 (— : Wambsganss, --- : Mandhane(유동양식 기호 밑에 밑줄로 표시된 것))

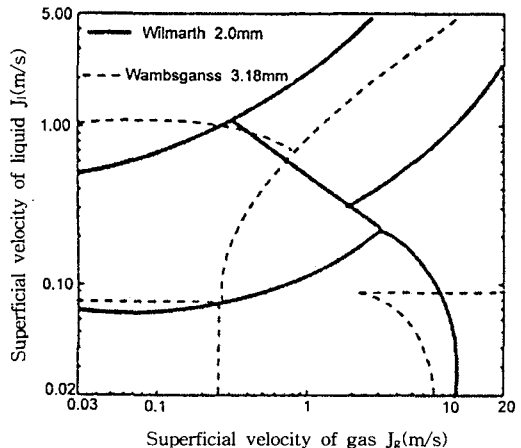


그림 4 Wilmarth와 Wambsganss의 유동 양식 비교

근의 연구로는 Lin 등⁶⁾의 연구가 있다. 그들은 2.1 mm 관에서 물/공기 2상류가 단열상태에서 수직 유동할 경우를 가시화하였다. 실험 결과로부터, 세관에서는 종래의 관보다 저유속에서 환상류로의 천이가 발생하며, 종래에 제시된 유동 양식 선도로는 세관에서의 이상 유동을 설명할 수 없다고 밝혔다.

응축이나 증발중에 일어나는 것과 같은 상변화 2상류에 관한 실험으로는, R-134a를 이용한 Wang 등⁷⁾의 연구가 있다. 그의 연구도 역시 종래의 Baker⁸⁾, Taitel & Dukler⁴⁾ 선도와 불일치하며, 특히 저질량 유속($G=100 \text{ kg/m}^2$)에서 많은 차이가 있고, 그 원인으로 세관의 경우 대구경관에 비해 관경이 적음으로 인해 저질량 유속에서 환상류의 천이가 일어난다고 하였다. 이밖에도 세관 이상 유동에 대한 유용한 문헌으로는 Lowry & Kawaji⁹⁾, Barajas & Panton¹⁰⁾와 Kataoka 등¹¹⁾이 있으나 대부분 대동소이하게 종래의 대구경관은 여러 가지 면에서 차이가 있음을 보고하고 있다. 따라서, 이러한 연구결과를 종합해 볼 때, 세관에서의 유동 양식은 종래의 대구경관과는 다른 유동이 발생되며, 이러한 차이의 원인으로 세관이 가지는 기하학적 형상과 표면장력에서 그 원인을 찾으려는 것이 지배적이라고 볼 수 있다.

3.2 압력강하

압력강하는 열교환기의 성능에 직접적으로 영향을 미치는 중요한 요소이다. 세관 열교환기의 경우 여러 가지 장점에도 불구하고 실용화가 부진했던 이유는 바로 세관에서의 압력강하 때문이기도 하다. 세관의 압력강하에 관한 연구로, Mishima & Hibiki¹²⁾는 다양한 세관(8가지 종류, 수력직경 1~4 mm)에서 물/공기를 이용하여 종래의 압력강하에 관한 예측식과 비교 검토하였다. 실험결과로부터 단상류의 경우는 종래의 Blasius¹³⁾ 식과 잘 일치하였으나, 2상류의 경우는 Lockhart - Martinelli¹⁴⁾ 변수와 마찰 손실 배수 ϕ^2 의 관계를 기본으로 하는 종래의 압력강하 상관식과 유사하다는 가정하에, 종래의 Chisholm¹⁵⁾의 상관식을 이용한 예측식을 제안하였다. 즉, Chisholm¹⁵⁾ 식의 상수를 수정하여 수력직경 4 mm 이하, 수평·

수직 장방형 관과, 원형 관에 두루 적용할 수 있는 다음의 일반식을 제안하였다.

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (1)$$

여기서, $C = 21(1 - e^{-0.319de})$

그러나, 작동유체를 R-12로 하고, 수력직경 2.64 mm와 1.56 mm 장방형 평활관과 마이크로핀관에서 단상·이상 유동 압력 강하 실험을 실시한 Yang & Webb¹⁶⁾의 연구 결과는 Mishima & Hibiki¹²⁾의 연구 결과와 다름을 알 수 있다. 즉, 그들은 실험으로부터 단상 유동 압력 강하는 종래의 Blasius¹³⁾ 식으로 예측한 값과는 차이가 있는데, 평활관에서는 14%, 마이크로 핀관에서는 36% 오차가 있는 것으로 보고하였다. 또한, 2상류 압력강하에 있어서도 Lockhart-Martinelli⁴⁾ 변수와 마찰 손실 배수 ϕ^2 의 관계로는 설명할 수 없다고 하였다. 그들은 Akers 등¹⁷⁾이 제시한 상당 레이놀즈 수와 상당 질량 유속 개념을 도입하여 세관에서의 2상류 압력 강하를 설명했다. 그림 5는 Akers¹⁷⁾의 상당 레이놀즈 수와 압력강하와의 관계를 나타낸 것으로, 세관에서의 2상류 압력 강하를 잘 예측할 수 있음을 나타내고 있다. Wang 등¹⁶⁾은 그들의 실험으로부터 세관에서 질량 유속 변화의 영향을 고려하여 질량 유속 $G \geq 200 \text{ kg/m}^2$ 에서 Chisholm¹⁵⁾의 상관식을 수정한

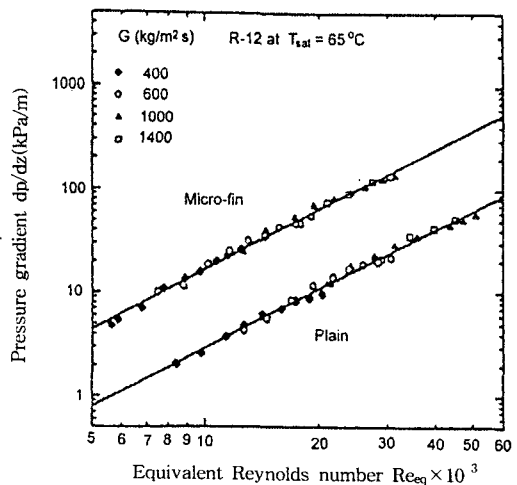


그림 5 평활관과 마이크로핀관의 압력강하 비교

다음의 압력강하식을 제안하였다.

$$\phi_v^2 = 1 + 10X^{0.636} \quad (2)$$

그리고 세관의 경우는 종래의 예측식인 Lochhart-Martinelli¹⁴⁾와 Friedel¹⁸⁾의 상관식과 잘 일치하지 않음을 지적하였다.

이상에서와 같이 종래의 대구경관경에 대한 압력강하 예측식들은 세관의 경우에는 적용할 수 없음을 알 수 있다. 이러한 결과를 볼 때, 세관의 압력강하도 유동양식의 경우와 같이 종래의 식으로는 적합하게 예측할 수 없음을 알 수 있으나 아직 이에 관한 연구도 대단히 부족한 실정이며, 데이터의 축적도 부족한 실정이다. 특히 압력강하의 경우는 유동양식실험과는 달리 가시화를 할 수 없는 점이 있는 등, 아직까지의 연구 결과로서는 대체냉매의 세관내 압력강하는 명확하게 규명되지 못한 점이 많다. 따라서, 현재로서는 대구경관경에 대한 종래의 식을 수정하는 정도의 연구라고 볼 수 있다. 특히 대체 냉매를 이용하는 열교환기의 설계의 경우, 이들 예측식을 적용할 때는 세심한 주의와 검토가 필요할 것으로 본다.

3.3 응축 열전달

응축 현상은 단상 유동 현상과는 달리 복잡한 유동을 나타내는 것이 일반적이기 때문에 유동 및 열전달 특성 분석에 많은 어려움이 있다. 지금까지의 연구결과를 볼 때, 세관의 응축 열전달 특성은 종래의 대구경 연구 결과와 많은 차이가 있는 것으로 보여진다. 즉, Dobson 등¹⁹⁾은 내경 4.57 mm 수평 평활 동관에서의 R-12와 R-134a의 응축실험으로부터, 종래의 Shah²⁰⁾, Traviss²¹⁾, Cavallini-Zecchin²²⁾의 상관식으로는 세관의 응축 열전달율을 예측하기 힘들다고 보고하였으며, 대안으로 다음의 식을 제안하였다.

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3} g(X_H) \quad (3)$$

여기서, $g(X_H) = 2.61/X_v^{0.805}$

또한, Kim & Katsuta²³⁾는 다양한 형태의 미소유로를 가지는 16×1.7 mm 장방형 평활관과

장방형 마이크로 핀관에서 R-134a의 응축실험을 통해 응축 열전달율이 미소 유로에 핀이 없는 관보다 핀이 있는 관에서 약 55~80% 높은 것을 밝히고 이에 대한 원인으로 핀의 표면 장력에 의한 응축액막 제거 효과 때문이라고 추정하고, 응축 액막 Re_L 수를 변수로 하는 응축 열전달 상관식(4)을 제시하였다.

$$(Nu_L)_L = C_n (l/d)^{-0.4} H^{-0.6} \left((Re_L)_L \frac{Pr_L}{R} \right)^{0.8} \quad (4)$$

한편, Yang & Webb²⁴⁾은 그림 6에서와 같이 5가지의 다양한 형태의 미소 유로를 가지는 장방형 평활관과 마이크로핀 관에서 R-12와 R-134a의 응축 실험을 통해 평활관보다 마이크로핀 관의 성능이 우수함을 확인하였으며, 이러한 성능 차이는 마이크로핀이 가지는 표면장력의 영향으로 보았다. 그리고 응축열전달 계수를 표면장력에 의한 영향과 기·액 경계면에서의 전단력의 의한 영향의 합으로 나타내는 모델을 제시하였으며, 특히 저질량 유속과 고건도 조건에서는 표면장력에 의한 영향이 지배적이라고 하였다. 또한 Webb

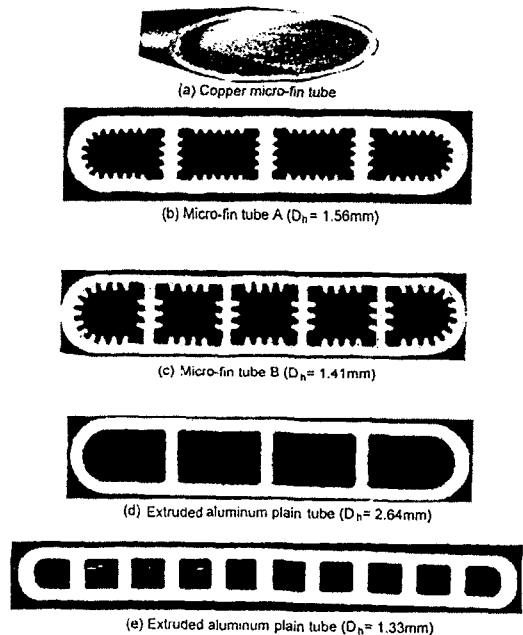


그림 6 다채널 장방형 마이크로핀관과 평활관

등²⁵⁾은 미소 유로를 가지는 알루미늄 장방형 세관에서 R-134a 응축실험을 통해 Shah²⁰⁾의 상관식과 검토한 결과 종래의 상관식 적용에 신중을 가져야한다고 보고했다. 그리고 Ru 등²⁶⁾은 R-407C와 R-22를 작동 유체로 하여 내경 4.3 mm와 6.4 mm 원형 관내 응축 실험에서 세관의 전열항상 원인으로, 관경이 축소됨에 따라 기·액상의 대류가 심하게 되고 접촉 전열 면적비가 높아짐으로서 성능 향상이 이루어진다고 추정하였다.

이러한 연구로부터 응축 유체의 유로가 세관화 되면 세관의 특성상 표면장력 등과 같은 현상에 의해 응축 열전달율은 종래의 대구경관보다 향상된다는 것을 짐작할 수 있으나, 종래의 상관식으로는 세관내 응축 열전달율의 예측은 어렵다는 것을 알 수 있다.

4. 맺음말

이상으로 세관 열교환기(응축기) 이용 현황 및 세관내 대체냉매 응축 열전달 특성에 대해 개략적으로 살펴 보았다. 세관에서의 유동 양식, 압력 강하, 응축 열전달 특성은 대구경관에 대한 종래의 연구결과와 차이가 있는 것을 알 수 있으나 그 원인 규명에서는 아직 미흡하다고 볼 수 있다. 따라서, 종래의 대구경관에서 이루어진 연구 결과를 세관 열교환기(응축기)에 적용할 때는 보다 신중한 검토가 필요한 것으로 여겨진다. 또한, 세관 열교환기(응축기) 개발에는 세관내 대체냉매 응축 전열 특성에 대한 명확한 규명을 비롯한 세관내 부식 및 내압과 관련된 내구성 문제 등 해결해야 할 과제가 많은 것도 사실이다. 이러한 문제들이 앞으로 점차적으로 해결된다면 세관 열교환기의 적용 범위는 현재보다 훨씬 넓어질 것으로 본다.

참 고 문 헌

1. Wambsganss, M.W., Jendrzeczyk, J.A., France, D.M., 1991, "Two-phase flow patterns and transitions in a small, horizontal, rectangular channel," *Int. J. Multiphase flow*, Vol. 17, No. 3, pp. 327~342.
2. Mandhane, J.M., 1974, "A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes," *Int. J. Multiphase flow*, Vol 1, pp. 537~554.
3. Wilmarth, T. and Ishii, M., 1994, "Two-phase flow regimes in narrow rectangular vertical and horizontal channels," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 12, pp. 1749~1758.
4. Taitel, Y. and Dukler, A.E. 1976, "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow," *AIChE J.* 22, pp. 47~55.
5. Fujita, H., Ohara, T., Hirota, M. and Furuta, H., 1995, "Gas-liquid flows in flat channels with small channel clearance," *Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto*, IA3-37~44.
6. Lin, S., Kew, P.A. and Cornwell, K. 1998, "Two-phase flow regimes and heat transfer in small tubes and channels," *Proceedings of 11th IHTC*. Vol. 2, pp. 45~50.
7. Wang, S.P., Chian, C.S., Lin, S.P., 1997, "Two-phase flow pattern for R-134a pipes," *Int. J. Multiphase flow*, Vol. 1, *Trans. ASHRAE*, 97-10-2, pp. 803~811.
8. Baker, O., 1954, "Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas," *Oil and Gas J.* 53, pp. 185~195.
9. Lowry, B. and Kawaji, M., 1988, "Adiabatic vertical two-phase flow in narrow flow channels," *AIChE Symposium series*, Vol 84. No. 263, pp. 133~139.
10. Barajas, A.M. and Panton, R.L., 1993, "The effects of contact angle on two-phase flow in capillary tubes," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, No. 2,

- pp. 337~346.
11. Kataoka, I., Tanaka, N. and Yunikura T., 1995, "Study on flow characteristics in two-phase natural circulation in narrow channel," *Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto*, IA3-31~36.
 12. Mishima, K. and Hibiki, 1996, "Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes," *Int. J. Multiphase flow*, Vol. 22, No. 4, pp. 703~712.
 13. Brasius, H. Z., 1908, *Math. Phys.*, English translation in Natuonal Advisory Committee for Aeronautics Technical Memo No. 1256.
 14. Lockhart, R. W., and Martinelli, R. C., 1949, "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes," *Chem. Eng. Prog.*, 5, pp. 39~48.
 15. Chisholm, D., 1967, "A theoretical basis for the Lockhart - Martinelli correlation for two-phase flow," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 10, pp. 1767~1778.
 16. Yang, C-Y and Webb, R.L, 1996, "Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 801~809.
 17. Akers, W.W. Deans, H.A. and Crosser, O.K. 1959, "Condensation heat transfer within horizontal tubes," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. 55(29)*, pp 171~176.
 18. Friedel, L., 1979, "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow," *Presented at the European Two-Phase Group Meeting, Ispra, Italy,, Paper E2, June.*
 19. Dobson, M.K., Chato, J.C., Hinde, D.K. and Wang, S.P. 1994, "Experimental evaluation of internal condensation of refrigerants R-12 and R-134a," *ASHRAE Tran.* No-94-5-3, pp. 744~754.
 20. Shah, M.M 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
 21. Traviss, D. P., Rehsenow, W. M., and Baron, A. B., 1973, "Forced convective condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design," *Trans. ASHRAE* 79(1), pp. 157~165.
 22. Cavallini, A. and Zecchin, R. 1974, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convective condensation," *Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference 3*, pp. 309~313.
 23. Kim, J-S and Katsuta, M. 1995, "멀티 패스 R-134a의 응축열전달율 및 압력손실," *냉동·공조공학 제14권 제5호*, pp. 273~283.
 24. Yang, C.Y., Webb, R.L., 1997, "A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins," *TRANS. ASME*, Vol. 119, pp. 776~782.
 25. Webb, R L., Zhang, M. and Narayanamurthy, R. 1998, "Condensation heat transfer in small diameter tubes," *Proceedings of 11th IHTC*. Vol. 6, pp. 403~408.
 26. 劉勝芳, 飛原英治, 1996, "三成分混合冷媒の沸騰・凝縮熱傳達における管径の影響," 學位論文, 東京大.