

공기조화 및 냉동시스템용 원통다관형 열교환기

Shell-and-tube heat exchangers for air-conditioning and refrigeration system

이 상 천
S. C. Lee
영남대학교 기계공학부



- 1952년생
- 열전달 촉진 기술, 열교환기 설계 및 성능평가에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

중기 압축식 냉동 및 공기조화기는 압축기, 팽창밸브, 응축기와 증발기로 구성되어 있다. 이 가운데 응축기와 증발기로 대변되는 2상 열교환기는 코일형, 원통다관형, 판-관형, 2중관식, 판형 등으로 구분되나 코일형과 원통다관형을 주로 사용한다. 코일형은 2차 유체가 공기인 경우 사용하며 액체인 경우에는 원통다관형을 주로 사용한다. 자동차용 공조기나 냉동부하가 적은 경우에는 판-관형 또는 2중관식을 사용할 때가 있다.

냉동 및 공기조화기에 사용되는 열교환기를 분류한 그림이 그림 1에 도시되어 있다. 이 가운데 원통다관형 열교환기로는 만액식 원통다관형 증발기(flooded shell-and-tube evaporator), 원통다관형 직접팽창 증발기(shell-and-tube direct expansion evaporator), 원통다관형 응축기(shell-and-tube condenser)가 있다. 만액식 증발기와 원통다관형 응축기에서는 냉매가 원통측을 흐르며 2차유체인 액체는 관내를 유동한다. 반면에 직접팽창 증발기에서는 냉매가 관내를 흐르며 2차유체가 원통측으로 유동한다.

원통다관형 열교환기는 1900년대부터 100년 가까이 사용되어 온 열교환기의 대명사로 공기조화 및 냉동용외에도 발전설비용, 화학공정용, 저온산업용 등 공정용 열교환기의 대종을 이루고 있다. 이 열교환기는 단상, 증발 또는 비등, 응축 등 다양한 전열양식에 사용될 수 있으며 대향류, 평행류, 직교류의 유동형태를 가질 수 있다. 그러나 이 열교환기는 배플의 형상과 간격, 관 레이아웃과 피치, 관형상과 직경, 패스수, 원통 노즐의 형상과 위치 등에 따라 원통측 유동과 열전달 현상이 매우 복잡하기 때문에 설계시 고도의 지식과 경험이 요구되는데 최근에는 컴퓨터를 이용한 설계소프트웨어가 개발되어 있다.⁽¹⁾

이 논문에서는 공기조화 및 냉동용 응축기와 증발기로 활용되는 원통다관형 열교환기에 관한 고찰을 다룬다. 우선 원통다관형 열교환기의 구조, 특징 및 설계방안에 관하여 설명한다. 다음에 만액식 원통다관형 증발기와 원통다관형 직접팽창 증발기의 개요와 열전달을 다루며 마지막으로 원통다관형 응축기에 대한 내용을 다룬다

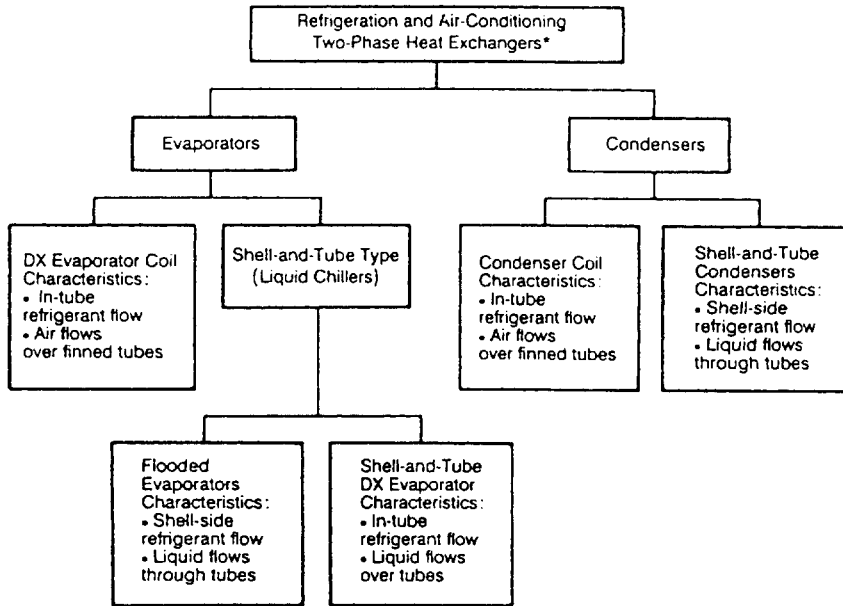


그림 1 냉동공조기용 열교환기 분류

2. 원통다관형 열교환기의 개요

2.1 구조

원통다관형 열교환기는 front-end stationary head, rear-end head, shell의 세가지의 주요 부분으로 구성되는데 미국의 경우 TEMA에서 이들에 관한 표준형상을 제시하고 있다. 그림 2는 TEMA에서 분류한 각 부분의 형식을 도시한 그림이다.

원통 가운데 E형식이 경제적이며 대수평균온도차의 수정계수가 높아 효율이 좋기 때문에 가장 많이 사용된다. F형식은 배플간격에서 유체와 열누수현상이 크기 때문에 설계 및 제작시 주의가 요구된다. 원통측 압력강하치가 제한되어 있으면 유체의 출구가 2개인 J형식을 사용하는 것이 좋다. Stationary head는 기본적으로 두가지 형식으로 나눌 수 있다. 즉, bonnet형식과 channel형식이다. Bonnet형식은 관측의 압력이 고압인 경우 적합하나 관측 유체가 청결한 것이어야 한다. 반면 channel형식은 분해가 쉽기 때문에 관내의 청소가 필요할 때 용이하게 작업할 수 있다. Rear-end head 가운데 fixed tube

sheet는 고정된 형태이나 원통측과 판다발사이의 간격이 작다는 장점이 있다. 그러나 온도차에 따른 열팽창에 취약한 점이 있다. Floating head형식은 열팽창에 유리하며 패스수 설계에 융통성을 가질 수 있다. U관형은 설계가 단순하며 관의 고정판이 하나이라는 장점이 있으나 필요시 관의 청소가 손쉽지 않다.

2.2 특징

원통다관형은 공정용 열교환기의 대부분을 차지하는데 다음과 같은 특징이 있다.

- (1) 사용 온도와 압력범위에 제한이 없다.
- (2) 열전달 양식에는 단상, 증발 또는 비등, 응축 등이 포함된다.
- (3) 크기는 소형에서 수송상 문제점이 없는 정도의 대형까지 가능하다.
- (4) 원통측 허용 압력강하치에 대한 제한은 원통형식의 변경과 배플설계를 적절히 함으로 해결할 수 있다.
- (5) 열교환기의 중량이 무겁고 부피가 크기 때문에 설치시 적정공간이 필요하다.

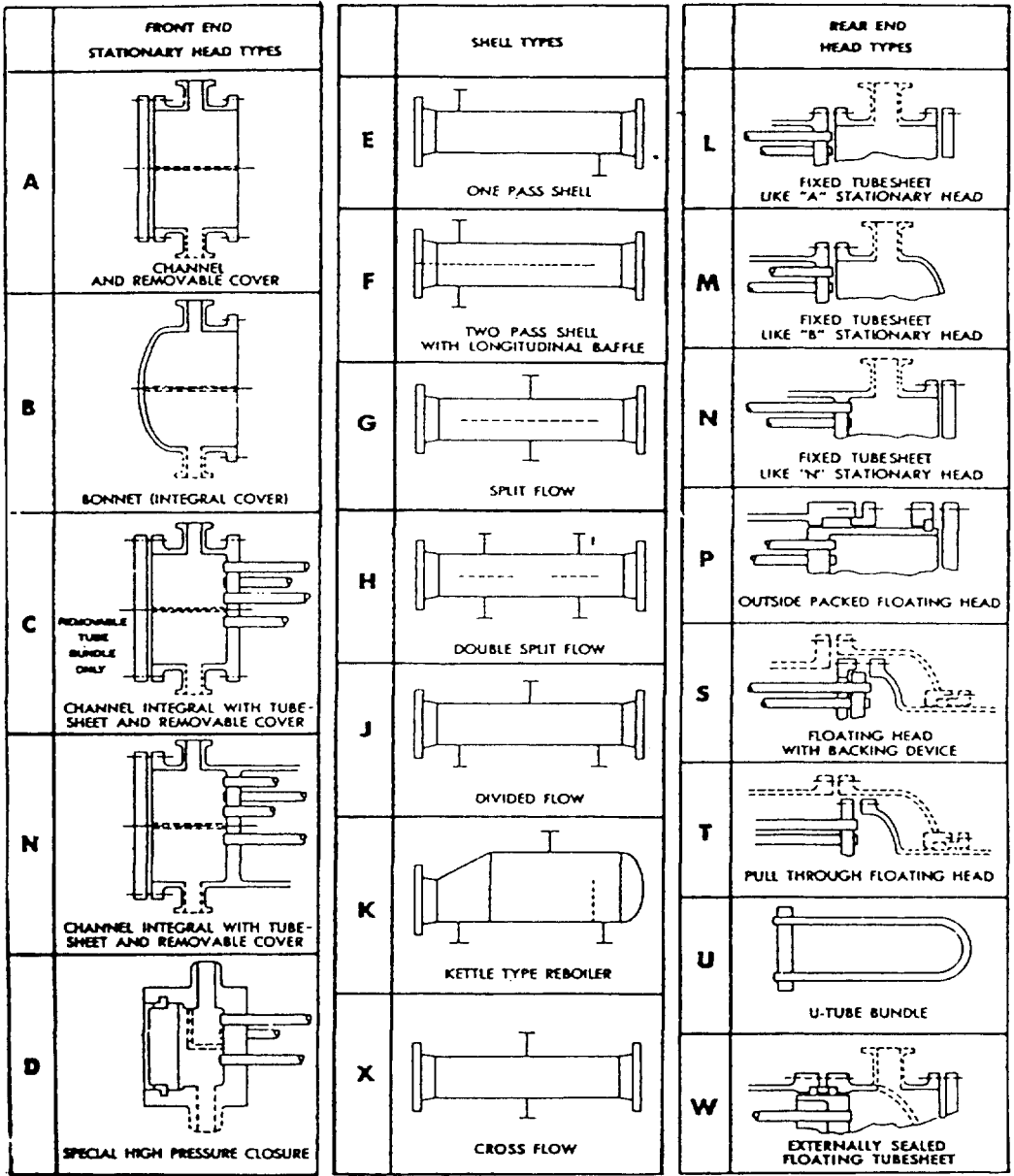


그림 2 원통다관형 열교환기의 TEMA 기호

2.3 설계방안

원통다관형 열교환기는 기본적으로 주문생산 방식에 따라 제작되므로 매 주문시마다 용도와 열부하에 맞게 설계를 해야 한다. 설계는 성능평가(rating)와 크기결정(sizing)으로 나눌 수 있

는데 최근에는 컴퓨터를 이용한 소프트웨어가 상용화되어 이를 이용한 것이 편리하다.^(2,3) 성능평가란 특정한 열교환기의 열교환량을 평가하는 것이며 크기결정은 정해진 열부하를 만족시키는 열교환기의 크기를 결정하는 것이다. 원통다관형의 설계에서 가장 어렵고 힘든 부분이 원통측

압력강화와 열전달계수를 계산하는 것이다. 이를 위한 몇 가지 모델이 있는데 그 중 대표적인 것이 stream analysis법과 Bell-Delaware법이다. 이 방법에 대해 자세한 내용은 참고문헌⁽⁴⁾에 나와 있다.

원통다관형 열교환기의 설계과정은 다음과 같다.

- (1) 필요한 열부하를 계산한다.
- (2) 총괄열전달계수를 추정하여 열부하를 만족시키는 열교환면적을 계산한다.
- (3) 열교환면적을 토대로 유동조건, 공정상의 요구조건 등을 고려하여 원통다관형 열교환기 형식을 결정한다.
- (4) 다중패스인지 단일패스인지를 결정한다.
- (5) 관의 직경, 피치 레이아웃 등을 결정한다.
- (6) 관과 원통 측에 배정될 유체를 결정하고 패스수, 원통측 직경과 길이 그리고 배플에 관한 사항을 선택한다.
- (7) 열전달량과 압력강하치를 계산한다.
- (8) 이 결과가 원하였던 값과 일치하는지 검증한다. 만약 결과치의 오차가 일정범위를 넘어서면 (2)~(7)과정을 반복하여 계산하고 결과치의 오차가 원하는 범위에 들면 다음 단계로 넘어간다.
- (9) 제작에 필요한 경비를 산출한다.
- (10) 소요경비와 열성능을 고려하여 최종 설계를 결정한다.
- (11) 결정된 설계방안에 따라 상세설계를 실시하고 그 결과에 따라 제작한다.

2.4 응축기 설계시 고려 사항

원통다관형 응축기를 설계할 때 다음의 몇 가지 사항을 고려하여야 한다.

- (1) 응축양식 : 방울응축의 경우, 열전달계수가 높기 때문에 설계자들이 선호하나 장기간 사용할 때 방울응축 조건을 만족할 수 없다. 따라서 설계시에는 막응축을 전제조건으로 해야 한다.
- (2) 응축메커니즘과 유동양식 : 응축액과 증기의 비율에 따라 유동양식이 바뀌므로 이에 대한 고려를 해야 한다. 일반적으로 저

속 증기유동에서는 중력지배양식(gravity-controlled regime)이며 고속증기유동에서는 전단력지배양식(shear-controlled regime)으로 바뀐다.

- (3) 디슈퍼히팅(desuperheating) : 응축기에 유입되는 증기가 과열된 경우가 많은데 이때 벽면온도가 노점보다 낮으면 응축과 함께 디슈퍼히팅이 일어난다.
- (4) 아냉(subcooling) : 아냉각된 응축액을 얻기 위하여 원통측내 수위를 어느 정도 올리는 것이 필요하다. 아냉각 정도가 큰 상태를 얻으려면 별도의 열교환기를 설치하는 것이 바람직하다.
- (5) 제작상 고려 사항 : 수직관내 응축이 가장 효과적이나 관길이가 제한된다. 따라서 원통측의 직경이 커져야 하는 문제점이 있다. 수평관내 응축은 효율이 떨어지며 응축액의 성층현상 때문에 열전달계수의 계산도 쉽지 않다. 수평 원통측 응축이 가장 많이 사용되며 열전달계산도 쉽고 대형에도 적용가능하다.
- (6) 비응축성 기체 : 비응축성 기체가 포함되면 열전달계수가 많이 떨어지므로 이 점에 유의해야 한다.

2.5 증발기 설계시 고려 사항

원통다관형 증발기를 설계할 때 다음의 사항을 고려해야 한다.

- (1) 핵비등은 표면온도, 압력, 유체형식에 매우 민감하다. 2성분 이상의 유체에서 증발열전달계수는 단일 성분보다 크게 떨어진다. 사실을 염두에 두어야 한다.
- (2) 증발기 설계에서 핵비등현상을 주로 대상으로 하나 대류비등과 함께 복합적으로 일어나므로 이 점을 고려하여야 한다.
- (3) 증발이 일어나 증기가 유출될 때 일정한 유량을 유지시키는 것은 매우 중요하다. 그러나 실제적으로 증발된 증기가 자연적으로 빠져 나갈 때가 많으므로 일정유량의 유지에 문제가 있다.

(4) 증발에서 열전달촉진기술을 사용하는 것은 핵비등을 활성화하므로 매우 효과적이다. 로우핀을 사용하면 평활표면보다 훨씬 낮은 표면온도에서 증발이 일어난다.

3. 만액식 원통다관형 증발기

3.1 개 요

만액식 증발기는 그림 3에 나타난 바와 같이 원통축의 냉매가 관측으로 흐르는 액체에서 열을 전달받아 증발하는 형식이다. “만액(flooded)”이란 용어는 다발관이 포화액과 증기에 완전히 잠겨 있다는 의미에서 사용되었다. 이 열교환기에서는 보통 질(quality)이 낮은 냉매가 원통하부에서 유입되어 열교환을 통하여 증발이 일어나고 따라서 냉매의 질이 증가된다. 이 가운데 포화증기만이 원통 상부로 빠져 나가는데 액체가 빨려 나가는 것을 방지하기 위하여 impingement separator, coalescing filter, gravity dropout를 증발기 최상부에 설치한다.

만액식 증발기의 설계시 일반적인 사항외에 고려해야 할 점이 두가지가 있다. 압축기에서 냉매에 섞여 나온 윤활유가 이 증발기에 축적되어 증

발열전달을 방해하기 때문에 윤활유를 압축기로 되돌려 보내는 회수라인을 설치하여야 한다. 또 하나는 관의 상층부가 항상 냉매에 잠겨 있어야 하기 때문에 이를 보장할 수 있도록 냉매수위의 조절이 이루어져야 한다. 이것은 시스템내의 냉매량을 조절하거나 하부에 설치되는 플로트 밸브에 의하여 조절이 가능하다.

원통축 대류증발열전달을 원활하게 하기 위하여 적절한 유동분배기를 설치하여야 하며 또한 관의 피치를 가능한 줄이면 좋다. 분배기를 원통축 하부에 설치하여 냉매량을 균일하게 분산하면 증발열전달을 증진시킬뿐 아니라 냉매유입도 원활하게 이루어진다.

3.2 열전달

만액식 열교환기의 관외부, 즉 원통축의 열전달은 기본적으로 핵비등과 대류비등이 혼합하여 일어난다. 만액식 증발기의 증발열전달계수를 계산하는데 사용되는 상관식의 종류에는 세가지가 있는데 설계자가 정확성과 적용의 타당성을 검토하여 선택하여야 한다. 첫째, 광범위한 종류의 냉매를 토대로 만들어진 단일평활관의 풀비등에 관한 상관식을 사용하는 것이다. 이 방법은 계산이 간편하나 계산결과의 정확도가 떨어지므로 설계여유가 큰 경우에 사용될 수 있다. 둘째, 핵비등과 대류비등에 대한 2상증발열전달의 상관식을 적용하는 것이다. 이러한 상관식은 국부조건(local condition)이 포함된 인자들로 구성되어 있기 때문에 계산결과의 정확도는 높으나 계산과정이 복잡하며 또한 상관식이 개발된 대상 냉매가 제한되어 있기 때문에 다른 냉매에 관한 상관식 적용여부를 검토하여야 한다. 셋째, 로우핀이나 하이핀 등 열전달 촉진관에 대한 상관식을 사용하는 것인데 이 경우 개발된 상관식이 제한되어 있으므로 적용에 어려움이 있을지 모른다.

첫 번째 종류의 상관식으로 대표적인 것은 Stephen and Abdelsalam식⁽⁵⁾이 있다. 이 식은 R-11, R-12, R-22, 암모니아 등 15개의 냉매를 기초로 만들어진 것으로 평활관에만 적용된다. 이 밖에 Borishanski식⁽⁶⁾를 수정하여 제안

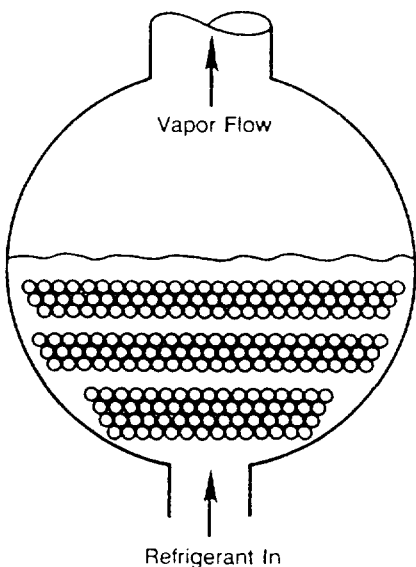


그림 3 만액식 증발기의 개략도

된 Collier식⁽⁷⁾이 있다. 이 식은 R-11, R-12, R-22, R-113에 적용 가능하다. 두 번째 종류의 상관식으로는 Webb 등의 식⁽⁸⁾이 있는데 이 식은 강제대류비등식인 Chen식⁽⁹⁾을 수정한 것이다. 이 식은 핵비등에 의한 열전달계수와 강제대류비등에 의한 열전달계수를 조합한 형태로 표현되어 있으며 이들의 가중치를 실험적으로 구하여 증발열전달계수를 결정한다. 세 번째 종류의 상관식은 평활관에서의 열전달계수에 대한 열전달촉진관의 열전달계수의 비, 즉 촉진계수(enhancement factor)로 표현되며 이에 관한 자료들이 몇 개 있다. 로우핀에 대한 자료는 Katz 등⁽¹⁰⁾, High Flux Tube에 대한 자료는 Marto와 Lepere⁽¹¹⁾, Thermoexcel-E관에 대한 것은 Kuwahara⁽¹²⁾, 그리고 GEWA-T관에 대한 자료는 Ayub와 Bergles⁽¹³⁾의 것들이 있다.

4. 원통다관형 직접팽창 증발기

4.1 개요

직접팽창 증발기는 만액식 증발기와는 달리 상변화를 일으키는 냉매가 관내부를, 가열액이 원통축으로 흐르는 것으로 개략도가 그림 4에 도시되어 있다. 이 증발기는 보통 수평 증발관을 사용하는데 만액식에 비하여 몇가지 장점이 있다. 우선 윤회유리의 회수가 확실하다는 점, 그리고 냉매의 출구에서 과열증기 상태까지 얻을 수 있다는 점이다. 이 증발기는 왕복식 압축기, 스크류식 압축기, 스크롤식 압축기 등 positive displace-

ment compressor와 함께 사용되므로 직접팽창 냉각기라고도 불린다. 직접팽창식은 헤드에서 각 관으로 냉매유량을 균일분배하는 분배기가 설치되는데 만액식과 마찬가지로 이 기구의 설계가 중요하다. 만약 일부 관을 통하여 과다한 유량이 통과하면 출구에서 과열증기를 만들 수 없으므로 시스템 전체의 성능에 나쁜 영향을 미친다.

원통다관형 열교환기 형태인 이 증발기에서 관의 형상은 단일 패스, 복수 패스, 또는 U관 형상등 다양하게 설계할 수 있다. 복수 패스를 사용하는 경우, 첫 번째 패스를 통과한 후 각 관으로 균일 유량분배를 확인할 수 없다는 문제점이 있으며 단일 패스를 사용하는 경우는 관 길이가 충분하거나 열전달촉진관을 사용하여야만 냉매출구에서 완전 증발상태를 얻을 수 있다는 점을 설계시 고려하여야 한다.

4.2 열전달

만액식과는 달리 관내에서 증발열전달이 일어나며 원통축에서는 단상열전달이 관찰된다. 관내에 일어나는 증발열전달의 경우, 증발량에 따라 2상유동양식이 달라진다. 핵비등단계, 대류비등단계 그리고 성층비등단계에 대하여 Shah⁽¹⁴⁾가 제안한 상관식을 사용하는 것이 유력하다. 이 식은 Boiling number, Froude number, Convection number 등의 무차원수가 포함된 것으로 R-11, R-12, R-22의 세가지 냉매에 대하여 적용할 수 있다. Gungor와 Winterton⁽¹¹⁾의 상관식⁽¹⁵⁾의 상관식은 R-11, R-12, R-22, R-113,

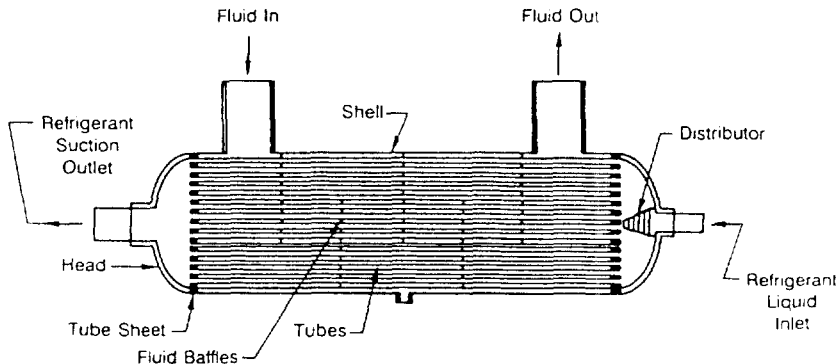


그림 4 원통다관형 직접팽창증발기의 개략도

R-114의 다양한 냉매자료를 바탕으로 개발된 것으로 액상열전달계수와 풀비등열전달계수의 조합으로 표현되어 있다.

원통축 단상열전달계수를 계산하는 방법은 매우 복잡한데 대표적인 방법으로 intergral method, semi-analytical method, analytical method가 있다. 이 방법들 가운데 정확도가 높은 것은 stream analysis로 대표되는 analytical method이나 이것으로 계산하는 과정이 매우 복잡하고 길기 때문에 여기서는 내용설명을 생략하고 참고문헌^(1,4)을 소개한다.

증발이 일어나는 관내 열전달을 촉진하기 여러 가지 기술이 개발되었는데 거친표면법, 표면확장법, 선회유동기구 등이 있다.⁽¹⁶⁾ 거친표면법에는 helical wire inserts, internal thread, corrugated tube등이 있으며 선회유동기구로는 twisted-tape inserts가 대표적인 방법이다. 표면확장법에는 high-profile fins, microfins, annular offset strip ribbon fins, intersecting fins등이 있는데 이 가운데 microfins을 가장 많이 사용하고 있다. microfins의 경우, 높이가 0.10~0.20mm, 꼬임각(spiral angle)이 10~30°인 핀이 단위길이당 60개 내지 70개가 들어 있다. 이러한 핀을 사용하는 경우 열전달계수가 평활관에 비하여 1.6배 내지 2.4배 정도 증가한다는 실험결과가 보고되어 있다.⁽¹⁷⁾

5. 원통다관형 응축기

5.1 개요

원통다관형 응축기는 수냉식 응축기의 가장 흔

한 형태로 작은 공간에 응축표면적이 크다는 장점을 가지고 있다. 냉매는 원통축에, 냉각수는 관축으로 흐르는데 개략도가 그림 5에 나타나 있다. 관축에 흐르는 냉각수는 유속이 1m/s이상인데, 일반적으로 3~4m/s의 범위로 작동된다. 관의 재질로는 외경 5/8~1인치 동관을 많이 쓰나 냉매가 암모니아인 경우 탄소강관을 써야 한다. 냉매의 입출구사이의 거리는 충분히 두어야 하며 원통축에 유로를 형성할 배플을 사용하기도 한다. 그리고 증기의 적절한 분배를 위하여 특별히 신경을 써야할 점은 관의 상층부와 원통축사이의 간격이다. 냉매가 응축되면 관사이를 흘러내려 원통하부에 모이는데 이 응축액의 수위가 관의 하층부위에 있는 것이 바람직하다. 이 열교환기는 대항류를 형성하도록 설계하는 것이 열전달이 향상되며 고정관판형(fixed tube sheet type)에 관을 장착하는데 U관보다는 직선관을 주로 사용한다.

5.2 열전달

원통축의 증발열전달현상과 마찬가지로 응축 열전달의 경우 사용한 관의 형태 즉, 평활관과 열전달촉진관에 따라 상관식이 달라진다. 관외부에 응축이 일어나는 경우 표면장력이 응축액의 두께를 결정하는 지배인자이며 관벽과 증기사이의 열전달은 이 응축액의 두께에 반비례한다. 그러나 냉매의 표면장력이 크지 않기 때문에 원통축의 응축에 핀관을 사용하는 경우가 많았다. 평활관 뿐 아니라 핀관, 고성능의 열전달촉진관에 관한 상관식들도 개발되어 있다.

평활관외부 응축열전달에 관한 상관식은 Nu·

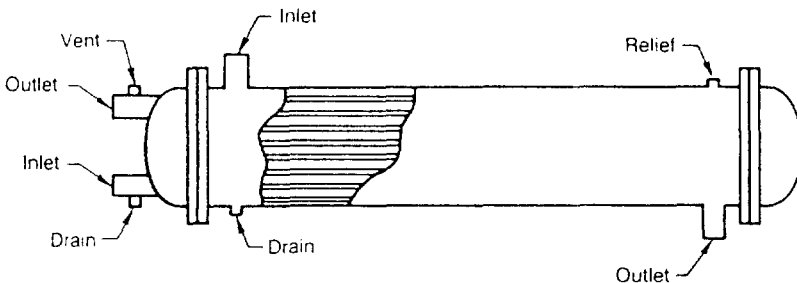


그림 5 원통다관형응축기의 개략도

sselt식⁽¹⁸⁾을 수정한 Williams와 Sauer식⁽¹⁹⁾와 Short와 Brown식⁽²⁰⁾이 있다. Williams와 Sauer식은 증기전달력을 무시하고 응축액막이 층류라는 가정아래 R-11의 자료를 토대로 수정한 것이며 Short와 Brown식은 단일관이 아닌 관열의 영향을 고려한 것이다. Webb⁽²¹⁾은 증기전달력을 고려한 상관식을 발표하였는데 관열의 영향도 반영하였다.

수평 핀관에 대한 상관식은 Beatty와 Katz⁽²²⁾가 Nusselt식을 기초로 핀효율을 고려한 식이 있다. 열전달촉진관으로는 Wolverine Tube Co.에서 개발한 Turbo-C와 Hitachi Co.에서 개발한 Thermoexcel-C가 있는데 이 둘에 관한 실험자료는 참고문헌⁽²³⁾에 나타나 있다.

6. 맺음말

공기조화 냉동시스템에서 사용하는 원통다관형 증발기와 응축기에 대하여 알아보았다. 이들의 용도와 열전달특성에 대하여 고찰하였는데 설계는 상용화된 소프트웨어로 가능하다. 기존의 냉매에 관한 연구는 많이 이루어졌으나 새로 나온 대체냉매에 관한 열전달 및 압력강하 특성은 앞으로 이루어져야 할 연구과제이다.

참 고 문 헌

1. 송익수, 조영우, 한운혁, 이상천, 정모, 1995, "원통-관 열교환기의 설계를 위한 컴퓨터코드의 개발" 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(II), pp. 114~119.
2. HTRI, 1998, <http://www.htri-net.com>.
3. HTFS, 1998, <http://www.hyprotech.com>.
4. Rohsenow et al., 1985, Handbook of Heat Transfer Applications, 2nd eds., McGraw-Hill, New York.
5. Stephan, K and Abdelsalam, M., 1980, "Heat Transfer Correlations for Natural Convecton Boiling," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73~87.
6. Borishanski, V. M., 1969, "Correlation of the Effect of Pressure on the Critical Heat Flux and Heat Transfer Rates Using the Theory of Thermodynamic Similarity," Problems of Heat Transfer and Hydraulics at Two-Phase Media, pp. 16~37, Pergamon.
7. Collier. J. G., 1981, in Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, S. Kakac et al. eds., Hemisphere, Washington.
8. Webb et al., 1989, "A Theoretical Model for Prediction of the Heat Load in Flooded Evaporators," ASHRAE Trans., Vol. 95, p. 1.
9. Chen, J. C., 1963, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," ASME Paper 63-HT-34.
10. Katz et al., 1955, "Boiling outside Finned Tubes," Petroleum Refiner, Vol. 34, pp. 113~116.
11. Marto, P. J. and Lepere, V. J., 1981, "Pool Boiling Heat Transfer from Enhanced Surfaces to Dielectric Fluids," in Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD-18, pp. 93~102.
12. Kuwahara et al., 1977, "Boiling Heat Transfer from a Surface with Numerous Tiny Pores," 14th Symp. on Heat Transfer, Japan Paper B104.
13. Ayub, Z. H. and Bergles, A. E., 1987, "Pool Boiling from GEWA surfaces in water and R-113," Wärme-und-Stoffübertragung, Vol. 21, pp. 209~219.
14. Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study," ASHRAE Trans, Vol. 88, pp. 185~196.
15. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," Int. J.

- Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp. 351~358.
16. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York.
 17. Schlager et al., 1989, "Heat Transfer and Pressure Drop during Evaporation and Condensation of R-22 in Horizontal Micro-fin tubes," Int. J. Refrigeration, Vol. 22, pp. 6~14.
 18. Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächen-Kondensation des Wasserdampfs," Zeitsch. R. Ver. Deutsch. Ing., p. 60.
 19. Williams, P. E. and Sauer, H. J., 1981, "Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures on Horizontal Tubes," ASHRAE Trans, Vol. 87, pp. 52~69.
 20. Short, B. E. and Brown, R. E., 1951, "Condensation of Vapor in Vertical Banks of Horizontal Tubes," Proc. General Discussion on Heat Transfer, Institute Mechanical Engineers, pp. 27~31.
 21. Webb, R. L., 1984, "Shell-side Condensation in Refrigerant Condensers," ASHRAE Trans. No. AT-84-01, pp. 5~25.
 22. Beatty, K. O. and Katz, D. L., 1948, "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," Chem. Eng. Progress, Vol. 44, pp. 55~70
 23. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1990, "A Comparison of R-134a and R-22 In-Tube Heat Transfer Coefficient Based on Existing Correlations," ASHRAE Trans., Vol. 96.