공학석사 학위논문

증기압축식 에어컨의 냉매 최적 충전량 예측에 관한 이론적 연구

A Theoretical Study on the Optimum Refrigerant Charge in a Vapor-Compression Air-Conditioner

지도교수 방 광 현

2000 년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

이 경 중

본 논문을 이경중의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 김 동 혁 인

위 원 정 형 호 인

위 원 방 광 현 인

1999년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

이 경 중

공학석사 학위논문

증기압축식 에어컨의 냉매 최적 충전량 예측에 관한 이론적 연구

A Theoretical Study on the Optimum Refrigerant Charge in a Vapor-Compression Air-Conditioner

지도교수 방 광 현

2000 년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

이 경 중

A Theoretical Study on Optimum Charging rate of Refrigerant at the Vapor-Compression Air-Conditioner.

Kyung-Jung, Lee

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

A theoretical model for the transient performance of vapor-compression, air-conditioning system has been developed to evaluate the influence of the refrigerant charge on the system performance. The model is based on a system which has an indoor and an outdoor unit and is rated at 3,500 kcal/h cooling capacity. The major components of the system are an evaporator and a condenser, capillary tube, and a reciprocating compressor.

A set of mass and energy equations for the heat exchangers and the capillary tube and an appropriate model for the compressor are solved numerically based on the finite volume integral method. The momentum equation is not considered in the present model because the pressure drop is typically small compared to the pressure drop across the expansion devise in vapor compression refrigeration.

For a base-case system charged with 750 gram of R-22 refrigerant, the present model successfully predicts the transient behavior of the vapor-compression air-conditioner from the startup. For indoor air of 27℃ and outdoor air of 35℃, the evaporating pressure is lowering, the condensing pressure is rising and reaches a steady-state value after about 30 seconds. The refrigerant flow in the compressor is high at the beginning but it gradually decreases, and becomes equal to the capillary flow rate at the steady-state condition. At the steady-state, about 90% of the refrigerant mass is distributed in the condenser and the liquid line.

An estimation of the optimum refrigerant charge is obtained after conducting a set of calculations with different refrigerant charge from 500 grams to 1000 grams. As the refrigerant charge is increased, both the evaporating and condensing pressures increase gradually, but the cooling rate and the COP show a maximum in the range of 750-800 grams of refrigerant charge. This amount of refrigerant mass is determined to be the optimum charge of the system.

The differences between condensing and evaporating pressure are about the same throughout the variation of the refrigerant charge. It implies that it is misleading to use these pressures in seeking the optimum charge. The superheat of refrigerant vapor at the evaporator exit is 1 6℃ at the range of the optimum charge. The results of the present work suggests that the optimum refrigerant charge in a refrigeration system be determined by examining the variations of cooling rate, COP, and suction vapor superheat, which may vary depending upon the system capacity and the indoor and outdoor operational conditions. Also, the effect of outdoor air temperature on the optimum refrigerant charge is discussed.

사 용 기 호

Alphabet

A	면적 [m^2]
Bo	Boiling 수
c	간극비
Cp	정압비열 [J/kg·K]
D	직경 [m]
E	향상 계수
Fr	Frude 수
G	질량유동율 [kg/m^2sec]
g	중력가속도[m/s2]
h	엔탈피 [J/kg] 열전달 계수 [w/m^2]
k	열전도도 [W/mk]
m	질량유량 [kg/s]
M	질량 [kg]
N	열수
P	압력 [kgf/cm^2]

p	피치 [m]
Pr	프란틀수
Q	열량 [W]
Re	레이놀즈수
S	모터 스피드 [rpm]
T	온도 [℃]
t	시간 [sec] 두께 [m]
u	속도 [m/s]
V	체적 [㎥]
W	동력 [W]
x	검사체적의 길이 [m] 건도
υ	비체적 [㎥/㎏]

하첨자

a	공기
c	단면 (cross-section)
f	휜, 포화 액

g	증기
in	입구, inside
out	출구, outside
r	냉매
s	종피치
tp	2상류
w	관벽, 횡피치

상첨자

n	현재 시간
n-1	이전 시간

그리스 문자

γ	비열비
ε	조도
η	효율
μ	점성계수 [N·s/㎡]
ρ	밀도 [kg/m3]

목　　차

표 목 차

그 림 목 차

제 1 장 서 론

최근 들어 경제의 성장과 생활여건의 향상 등으로 인해, 생활공간과 작업공간에서의 쾌적함을 추구하게 되고, 아울러 그 동안 수요가 많지 않았던 가정용 에어컨이 생활필수품으로 자리잡음으로써, 가정용 에어컨에 대한 수요가 급격히 증가하고 있다. 공기조화기로써 널리 사용되고 있는 가정용 에어컨은 증기 압축 시스템으로 실내기에는 증발기와 팽창장치, 팬(fan)으로 구성되어있고, 실외기는 압축기, 응축기, 팬으로 구성되어 있으며, 제품 출하시 일정량의 냉매가 충전되어 있다. 하절기 실내 공기 온도를 상승시키는 여러 가지의 냉방부하를 제거하기 위해, 실내에는 증발기를 설치하여 냉매의 증발로 인한 열전달로부터 실내의 열을 냉매로 이동하게 하고, 압축기를 이용하여 증발기에서 나온 냉매를 압축하여 냉매의 온도를 응축온도 보다 높은 온도로 상승시킨다. 실외에 설치된 응축기에서는 냉매가 가진 열을 주위로 방출하며, 팽창장치는 응축기에서 나온 고압의 냉매를 증발압력까지 낮추는 역할을 한다. 일반적으로 소형 시스템의 경우 팽창장치로 모세관이 널리 쓰이고 있다. 이 사이클 과정 중 압축기에서 전기입력이 소비된다. Fig.1에서 가정용 에어컨의 개략도를 보여주고 있다.

에어컨은 분리형, 창문형, 패키지형 등이 있으며, 이 중 가정용으로 널리 쓰이고 있는 것이 분리형 에어컨이다. 분리형 에어컨의 경우, 설치 시 증발기와 응축기를 규정대로 가까이 설치하기가 쉽지 않은 경우가 많고, 특별한 경우 건물의 여러 층의 거리를 두고 설치되는 경우도 있어 실외기에 충전된 냉매로는 부족하여, 설치자가 최종적으로 냉매를 추가 충전하게 된다. 이 경우, 설계자가 제시하는 사양은 정확한 충전량이라 할 수 없고, 보통 매니폴더게이지를 이용하여 압축기 입출구의 압력차를 기준으로 추가 충전하게 된다. 이러한 방식으로 냉매를 추가 충전할 경우, 최적 충전량보다 과충전되는 예가 많다. 일반적으로 냉매 충전량이 적정량보다 많기만 하면, 시스템의 성능변화가 크지 않은 것으로 생각되고 적절히 정상운전이 되리라는 생각과는 달리 냉매 충전량이 적정치를 초과하면 냉방능력 및 성적계수(COP)가

급격히 감소하게된다. 또한 배관의 길이가 시스템의 성능에 미치는 영향도 크기 때문에 배관의 길이가 길어짐에 따른 열손실, 압력손실등이 시스템에 미치는 영향에 대해서도 알아야한다. 배관의 길이의 영향은 냉매 충전량과 불가분의 관계에 있으므로 냉매 충전량에 따른 시스템의 성능에 대한 연구가 수행되어야 한다(최은수 등, 1998).

시스템의 성능을 해석하는 방법에는 크게 정상상태 운전시의 성능 해석과 동적거동 즉 기동 시 및 단속 운전시의 성능을 해석하는 것으로 나눌 수 있다. 시스템은 보통의 운전조건에서 정상상태로 운전하기보다는 단속적으로 운전하는 것이 일반적이다. 단속운전 및 기동 시에는 시스템의 운전조건이 정상상태의 운전조건과 다르기 때문에, 그때의 성능도 정상상태의 운전조건과 다르고 일반적으로 손실을 수반하게 된다(한창섭, 1991).

가정용 에어컨의 운전은 하절기의 냉방부하에 따른 설정온도에 따라 단속운전(on-off control)을 하게 되고, 이 경우 실내외기의 위치와 배관의 형상에 따라 냉매의 분포와 충전량이 달라질 것이다. 따라서, 실내외기의 위치와 배관의 형상에 따라 시스템 정지시 냉매의 분포 및 재 기동시 시스템 성능의 변화가 발생하게 된다. 이러한 단속운전시의 성능은 시스템 내의 냉매 충전량에 따라 그 특성이 달라질 것이기 때문에 냉매 충전량에 따른 시스템의 성능해석 시 동적거동에 대한 연구가 병행되어져야 한다.

가정용 에어컨 자체의 소비전력은 작다 하더라도 부하 집중률이 높기 때문에 충전량과 동적거동에 대한 시스템의 성능평가는 에너지 절약의 차원에서 필수적으로 연구되어야 할 과제이다. 그럼에도 불구하고 시스템내의 냉매 충전량에 따른 성능에 관한 연구나 천이상태 성능에 관한 연구, 단속운전의 성능에 관한 연구는 그리 많지 않다. 동적거동에 관한 연구는 미국을 중심으로 하는 선진국에서는 대학 및 대학의 연구소, 또는 표준국(NBS)에서 학위논문이나 연구과제로 선정되어 1970년대 말부터 연구되어 오고 있으며, 충전량에 대한 연구는 실험연구 위주로 진행되어 오고 있다. 그러나 국내에서는 이에 대한 연구가 거의 전무한 실정이고, 국내외를 통해 충전량에 대한 시뮬레이션 연구는 더욱 미진한 형편이다.

본 연구에서는 가정용 분리형 에어컨을 대상으로하여 동적 성능을 모사하고, 시스템내의 최적 충전량을 판정하며, 충전량에 따른 증발 및 응축압력의 변화, 압축기, 팽창장치를 통한 냉매 유량, 성적계수, 소비전력 등의 변화를 예측해 보고자 한다.

본 논문의 2장에서는 동적거동과 충전량에 관한 문헌조사를 통한 연구 동향을 기술하였으며, 제 3장에서는 요소기기들의 지배 미분방정식과 차분방정식, 계산 알고리즘에 관해 기술하였다. 제 4장에서는 동적 거동에 관한 시뮬레이션 결과 및 충전량에 따른 시스템의 성능 예측 결과를 나타내었다.

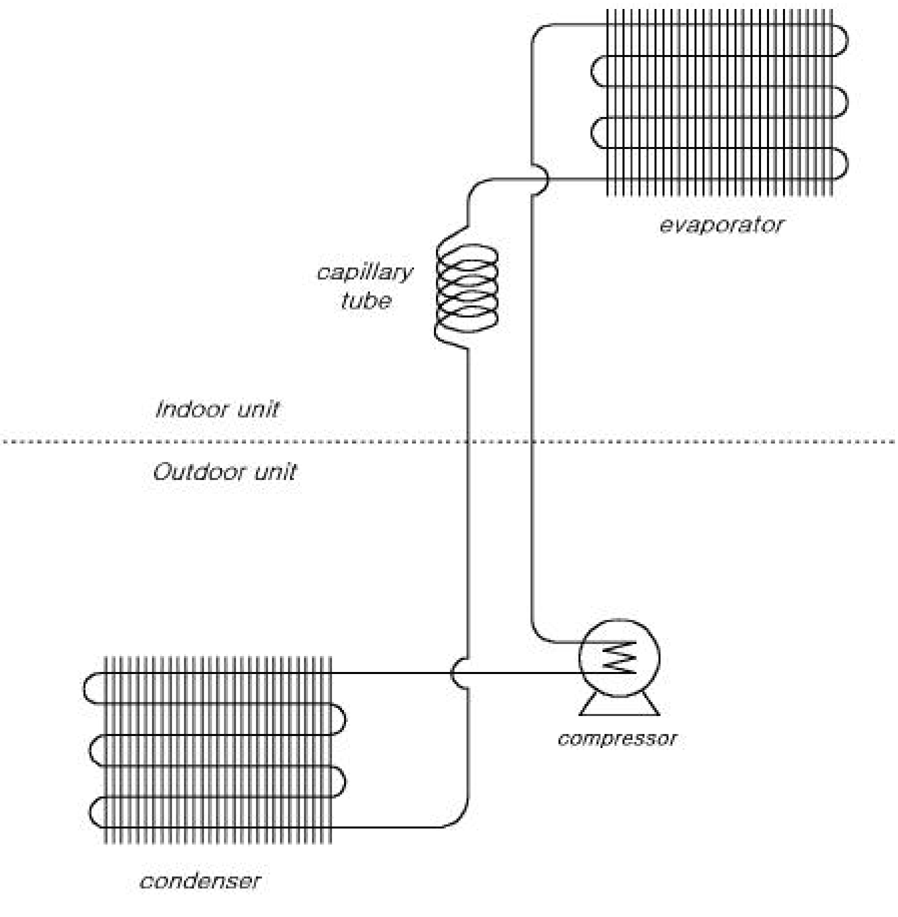

Fig. 1 Schematic view of residental air-conditioning system.

제 2 장 선행 연구 고찰

에어컨은 하절기 실내 공기 온도를 상승시키는 여러 가지의 냉방부하를 제거하기 위해, 실내에는 증발기를 설치하여 냉매의 증발로 인한 열전달로부터 실내의 열을 냉매로 이동하게 하고, 압축기를 이용하여 증발기에서 나온 냉매를 압축하여 냉매의 온도를 응축온도 보다 높은 온도로 상승시킨다. 실외에 설치된 응축기에서는 냉매가 가진 열을 주위로 방출하며, 팽창장치는 응축기에서 나온 고압의 냉매를 증발압력까지 낮추는 역할을 하며 하나의 사이클을 형성한다. 이때 적정량의 냉매가 시스템 내에 주입되어야 시스템이 고효율 하에서 운전이 가능하게 된다. 만약, 냉매가 적정량보다 적게 충전되어 있는 경우 압축기 구동 전류는 감소하지만, 압축기 흡입 냉매 증기가 과열되고, 토출 가스온도가 상승하여 압축기내의 오일을 열화 및 탄화하게 만들고, 체적효율 감소로 냉방능력 또한 감소하게된다. 반면 시스템 내에 냉매가 적정량보다 많게 충전된 경우 압축기내로 액상 냉매가 유입되어 액백(liquid back)의 원인이 되며 압축기 내의 밸브류 등의 파손원인이 된다. 또한 압축소요동력이 증가하여 성적계수(COP)를 떨어뜨리게 된다. 결국 적정 냉매의 충전은 시스템의 성능뿐만 아니라 시스템의 안전에도 큰 영향을 미치게 된다.

지금까지 가정용 소형 냉동 기기들의 냉매 충전량은 냉매 충전과 성능 시험을 반복함으로써 결정되어졌지만, 시스템의 다양한 주위 여건들을 고려하여 충전량을 결정한다면 보다 정교하고 고효율의 시스템을 설계할 수 있을 것이다. 냉매 충전량이 시스템의 성능에 미치는 영향에 대한 연구는 주로 정상상태 실험 연구가 주를 이루고 있다. 또한 모델들이 가정용 에어컨보다는 열펌프 모델에 집중되어 있는 것이 현실이다. 그 대표적인 몇몇 연구들을 살펴보면 다음과 같다.

2.1 충전량에 관한 연구

2.1.1 실험연구

Domingorena(1980) 등은 공기 대 공기 열펌프를 이용하여 부정확한 충전량이 난방시 성능에 미치는 영향에 대해 실험 연구를 수행했으며, 그 결과 과다 충전했을 경우 성적계수와 능력의 저하는 적은 반면, 규정량보다 과소 충전했을 경우에 성적계수와 능력이 급격히 저하함을 보였다

Houcek(1984) 등은 1.5톤 크기의 분리형 시스템을 이용하여 다섯 영역의 외기 온도(21.1, 23.9, 26.7, 35, 37.8℃)와 하나의 실내조건(26.7℃ DB, 19.4℃ WB)을 기준으로 실험을 수행하였으며, 냉매를 23% 과다 충전, 최적 충전, 23% 과소 충전한 경우에 대하여 충전량에 대한 성능을 평가하였다. 냉매를 과다충전한 경우와 과소 충전한 경우에 대해서는 외기온도 27.8℃ 와 35℃에 대해서만 실험을 수행하였다. 냉매를 과소 충전했을 경우 외기온도 27.8℃에서는 23%, 35℃에서는 38%의 성능이 저하하였다. 즉 외기 온도가 높을수록 냉매 충전량이 적으면 그 만큼 성능저하가 커짐을 보였고, 또한 23% 과소 충전했을 경우, 정상상태 에너지 효율비(EER)가 외기온도 35℃에서 34% 감소함을 보여, 냉매를 최적 충전량 보다 과소 충전했을 경우가 과다 충전한 경우에 비해 능력의 저하가 두드러짐을 보였다.

Farzad(1991) 등은 냉매 R-22 와 모세관을 사용하는 3톤급의 가정용 분리형 에어컨을 대상으로 하여 정상상태 사이클 운전을 통한 시스템내의 냉매 충전량에 따른 성능에 대한 실험연구를 수행하였다. 충전량에 따른 냉방능력, 유량, 증발기 출구 과열도, 압축기 소비전력, 계절성능비(SEER)에 대해 실험을 수행하였다. 냉매를 규정량보다 과소 충전했을 경우가 과다 충전 했을 경우보다 성능 저하가 큼을 보였고, 규정량보다 10% 과소 충전했을 경우 냉방능력이 13.6% 감소하고, 10% 과다 충전했을 경우 3.3%의 능력이 저하함을 보였다. 계절 성능비의 경우 20% 과소 충전했을 경우 9.44에서 7.5 로 감소하였으며, 20% 과다 충전했을 경우 8.47로 감소함을 보여 상기의 연구와 유사한 결과를 보였다. Fig. 2.1은 외기 온도와 충전량에 따른 냉방능력의 변

화를 보여주고 있다. 여기서 특이할 만한 점은 냉매를 규정량보다 과소 충전한 경우가 최적 충전과 과다 충전한 경우에 비해 외기 온도가 증가할수록 냉방능력이 증가한다는 것이다. 이에 대한 가능한 이유로는 냉매 충전량에 따른 모세관에서의 유량의 변화를 들 수 있다. 냉매 충전량이 적은 경우 응축기 입구 냉매는 상당히 과열된 상태이고, 외기 온도가 높음으로 인해 응축압이 상승하게되어 모세관 입출구의 압력강하가 커져 냉매의 유량이 증가하기 때문이다. Table 2.1에서는 최적 충전시 외기에 따른 시스템성능의 변화를 보여주고 있다.

국내에서는 최은수(1998) 등이 냉매 충전량이 가정용 에어컨의 성능에 미치는 영향에 대해 실험 연구를 수행하였다. 가정용 분리형 에에컨을 대상으로 초기 진공상태에서 냉매량을 점차 증가시키면서 실험을 수행하고, 반대로 냉매량을 점차 감소시키면서 실험을 수행하였다. 그 결과 규정량 보다 냉매량이 적은 경우 냉매량이 증가할수록 냉방능력과 COP, 소요동력이 증가하고 냉매량이 규정량보다 많은 경우 냉방능력과 COP는 급격히 감소하며, 소요동력은 그 증가폭이 둔화됨을 보였다. 압축기 입구 냉매 증기 온도의 경우도 규정량 이상에서는 급격히 감소함을 보였다. 반면 관내의 압력은 냉매량에 무관하게 그 변화 폭이 크지 않으며, 실제 현장에서 설치자가 냉매를 추가로 충전할 경우 관내의 압력으로 냉매량의 적정함을 판정하는 것은 적절하지 못하고, 압축기 입구의 온도나, 증발기 입출구 온도차와 같이 냉매량에 민감한 변수들을 기준으로 냉매량의 적정함을 판단하는 것이 유용함을 제시하였다. 그러나 기존 연구의 범주를 벗어나지 못하고 반복하는 한계를 보였다.

2.1.2 시뮬레이션 연구

Murphy(1986) 등은 10.5 kW급의 가정용 분리형 에어컨의 운전 정지시 성능에 대한 시뮬레이션 연구를 수행하였다. 충전량의 변화에 따른 운전 정지후 증발기와 응축기에 축적되는 냉매량, 압력과 온도의 변화 및 모세관을 통한 유량의 변화 등의 단순히 압축기 정지후의 냉매의 이동에 중점을 두었다. Fig. 2.2에서 보는 바와 같이 시스템 정지 후 증발기에 축적되는 냉매량은 점

차 증가하고, 응축기에 남아 있는 냉매량은 점차 감소한다. 냉매량이 많을수록 증발기에 축적되는 냉매량은 증가하는 반면 응축기에 남아 있는 냉매량은 큰 차이를 보이지 않는데, 이는 미소한 압력차로 인해 모세관을 냉매액이 이동하고, 응축기 출구와 증발기 내의 압력이 같아져도 관성에 의해 냉매가 계속 이동하기 때문이고, 긴 시간을 두고 볼 때 결과적으로 응축기내의 냉매액은 모두 실내기로 이동하게 될 것이다. 또한 그들은 열교환기를 열역학적으로 평형한 이상(two-phase)의 냉매가 담긴 탱크(tank)로 간주하고 열교환기 내의 냉매 질량을 다음과 같이 근사적인 식으로 나타내었다.

$$m_{t2} = m_{t1} + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)\Delta t \qquad (2.1)$$

이건호(1998) 등은 적층형 증발기, 평행류형 응축기, 사판식 압축기, 외부균압형 TEV를 사용하는 자동차 에어컨 사이클의 정상상태 시뮬레이션 연구를 수행하였다. 냉매 충전량의 변화가 자동차 에어컨의 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 운전조건 중에서 압축기의 회전수와 응축기 입구공기 온도를 변화시키면서 시스템 시뮬레이션 수행하였으며, ε-NTU법을 이용하여 열교환기를 해석하였다. 그 결과 동일한 압축기 회전수에서 냉매 충전량이 증가하면 증발능력은 초기에 변화가 없다가 어느 영역 이상에서는 다소 증가하는 경향을 보였다. 냉매 충전량이 증가하여도 증발능력이 변화가 없는 이유는 증가된 냉매량이 리시버드라이어에 저장될 뿐 시스템 사이클에는 영향을 주지 않고, 냉매 충전량이 과다하여 리시버 드라이어에 냉매 액이 가득 차게 되면, 증가된 냉매량은 시스템 사이클에 영향을 주게된다. 압축기 회전수가 증가하면 냉매 순환량이 많아짐으로 증발능력이 향상되지만, 반면에 압축기 흡입압력은 감소되고 토출압력은 증가되어 압축기 일이 크게 증가되므로 COP는 현저히 감소하는 경향을 보였다. 또한 냉매 충전량의 증가는 다소 증발능력을 향상시키지만, 너무 과다하면 압축기 일이 증대되어 오히려 COP를 감소시키는 경향을 보였다. 그들은 최대 적정 냉매 충전량보다 10% 과충전한 경우 전체회전수 영역에서 가장 좋은 결과를 보여 상기 연구자들의 연구와는 상이한 결과를 얻었다.

2.2 동적거동에 관한 연구

시스템의 동적거동은 두 가지로 대별할 수 있는데, 첫째는 열교환기에서의 hunting과 같은 불안정 현상, 또는 압축기의 용량조절과 같이 냉매의 상태가 크게 변하지 않는 동적거동(short transient)이고, 둘째는 시동 및 정지와 같이 냉매의 상태가 크게 변하는 동적거동(large transient)이다. 지금까지 수행되어온 동적거동에 관한 연구는 대부분이 열펌프와 냉장고 등의 소형 냉동시스템에 한정되어 있다. 실제 시뮬레이션 모델을 개발한 경우 실험을 통해 그 결과를 검증할 필요가 있다. 모세관과 같이 제어장치가 없는 소형 냉동 시스템에서 임의의 변수의 정교한 제어는 매우 어려울 뿐 아니라, 소형 시스템에서 보조 제어 장치를 부착할 경우, 보조제어 장치가 실험 데이터에 영향을 미치므로 모델의 데이터를 비교하기가 어렵다. 따라서 두 번째 형태의 시뮬레이션이 첫 번째 보다 유용하다.

열교환기 내의 냉매의 상태는 열교환기에서의 열전달에 따라 변화하며, 열교환량은 냉동장치의 성능에 직접적으로 영향을 주기 때문에, 열교환기의 해석은 시동 및 단속 운전시와 같은 동적 거동에 크게 영향을 미친다. 따라서 열교환기의 해석이 정확할수록 전체 시스템의 동적성능은 정확한 결과를 얻을 수 있다. Table 2.2에서는 각 연구자들이 열교환기 모델에 적용한 지배방정식을 나타내었다.

열교환기의 해석 방법은 열교환기를 하나의 제어체적으로 생각하여 열교환기 내의 상태를 단일한 상태로 보고 해석하는 단순모델(stirred model)과 열교환기를 여러 개의 제어체적으로 분할하여 열교환기 내의 각 위치에서의 상태를 구하는 상세모델(Multinode model)로 구분할 수 있다. 또한 열교환기 내의 냉매의 상태에 대해 균일유동(homogeneous)으로 해석하는 방법과 분리유동모델을 사용하는 것으로 나누어지며, 균일유동이면서도 비균일성을 Void fraction model(VFM)로 고려하는 방법도 있다. 한편, 열교환기 내 냉매상태의 변화에 대한 미분방정식의 해법으로는 explicit로 표현한 차분식에서는 Euler법을 주로 사용하였고, implicit로 표현한 차분식에서는 iteration법이 주로 사

용되었다. 또한 열교환기 내 냉매의 압력손실을 계산하기 위해서는 운동량방정식을 풀어야 하는데 장시간에 걸친 성능의 변화를 구할 때에는 열교환기 내의 압력변동은 그 성능에 영향을 거의 미치지 않기 때문에 보통 열교환기 내의 압력손실을 무시하고 운동량방정식을 풀지 않는다. 운동량방정식을 포함하여 열교환기 모델을 해석한 예로는 Chi & Didion(1982) 과 Chen & Lin(1991)의 연구를 들 수가 있고 그 외의 연구에서는 거의 찾아보기가 어렵다. 냉동 시스템의 large transient에 관해 지금까지 연구되어온 몇몇 시뮬레이션 연구를 살펴보면 다음과 같다.

Dhar(1978)는 TEV를 사용하는 2.3 냉동톤의 열펌프 시스템에 대하여 시스템 시동시 성능을 해석하였다. 열교환기를 단일 제어체적으로 가정하여 Euler 법으로 해석하였고, 이 연구가 동적거동에 대한 시뮬레이션 연구의 효시가 되었다.

Chi & Didion(1982)은 TEV를 사용하는 공기 대 공기 열펌프 시스템의 난방시 과도특성을 해석하였다. 밀폐형 압축기의 동적 특성을 해석하였으며, 지배방정식을 Euler 법을 사용하여 0.005초의 시간간격으로 해석하였다. 또한 그들은 열교환기 모델에서의 운동량 방정식을 풀어 열교환기 내의 압력강하에 대하여 해석하였고, 공기는 거의 이상기체 거동을 한다는 가정하에 이상기체 상태방정식으로부터 공기측의 온도변화를 계산하였다. Fig. 2.3 과 Fig. 2.4는 시스템 기동 후 시간에 따른 압축기 및 TEV를 통한 유량의 변화와 압축기 흡입, 토출 압력의 변화를 보여주고 있다. 대체로 1분 30초 후에 시스템이 정상상태에 도달하고, 시스템이 정상상태에 도달한 이후에는 TEV를 통한 냉매 유량과 압축기 출구 유량이 일치하여 압축기 입출구 압력이 평형을 이루게 된다. 운전초기에 압축기 출구 유량이 큰 폭으로 증가하였다 점차 감소함을 볼 수가 있는데, 이는 압축기 출구 유량 계산 시 식(2.1)과 같이 흡입 냉매 증기의 비체적을 사용하기 때문에 발생하는 현상으로 볼 수 가 있다. 즉 다음과 같은 식을 사용하여 유량을 계산할 경우, 운전초기 증발기 내에서 일시적인 냉매 부족 현상으로 인해 증발기 출구 냉매가 포화상태에서 과열증기 상태로 바뀌게 되고 이때 비체적이 크게 증가하기 때문이다.

$$W_2 = \rho_s N V_s \quad (2.1)$$

Murphy & Goldschmidt(1985,1986)는 모세관을 사용하는 10.5 kW급의 가정용 분리형 에어컨에 대하여 시동시 및 운전정지시의 성능을 해석하였다. 방정식의 해법으로 Euler법을 사용하였고, 압축기의 성능은 정상상태 방정식을 사용하여 해석하였으며, 증발기 모델은 시뮬레이션에 포함하지 않고, 실험하여 얻은 데이터를 이용하였다. 응축기 모델에서 압력강하의 계산을 단순화하기 위해 응축기 각 위치에서 일정한 유량을 갖는다고 가정하였다. 초기 응축기 출구 냉매 상태에 대해 다음과 같은 세가지 형태로 나누어 계산하였다. (1) 초기의 3초 동안은 포화증기.(2) 3초 후부터 모세관이 액으로 가득 찰 동안은 이상류. (3) 모세관이 액으로 가득 찬 이후부터는 액상.

응축기 출구의 냉매 상태가 (1)과 (2) 영역일 때 과냉구간은 없으며, 액관의 경우 열역학적으로 평형한 이상(two phase)의 냉매가 담긴 탱크(tank)로 간주하여 계산하였다. Fig. 2.5에서 시스템 기동 후 압력의 변화를 보여주고 있다. 응축압과 액관의 압력이 급격히 증가하다 차츰 감소하는 경향을 보인다. Fig. 2.6은 시스템 기동 후 압축기 출구 냉매의 유량과 모세관에서의 유량의 변화를 보여주고 있다. 기존의 연구에서와는 달리 모세관의 유량이 압축기의 유량보다 크게 나타났다가 다시 작아져 두 유량이 교차하는 결과를 나타내었으나, 그 이유에 대해서는 구체적으로 언급하고 있지 않다. 응축기의 크기를 시험장치보다 ±20%로 바꾸어 계산하였다. Fig. 2.7에서는 응축기의 크기에 따른 모세관과 압축기 출구에서의 유량을 나타내고 있다. 응축기가 크면 모세관에서의 유량은 줄어들고, 기동시 최대압력이 감소하여 소비전력이 감소하는 경향은 있으나, 기동 성능에는 크게 영향을 미치지 못한다. 운전 정지시의 해석 모델에서는 냉매 충전량에 따른 열교환기 내에 축적되는 냉매량과 압력, 온도 및 모세관에서의 유량의 변화를 나타내었다. 하지만, 이 모델에서는 증발기 모델이 없기 때문에 전체 시스템의 질량평형이 계산되지 않았다.

Yuan & O'Neal(1994)은 밀폐형 왕복동식 압축기와 모세관을 사용하는

400L 크기의 가정용 냉동고를 대상으로 시동시 시스템의 동적 특성을 해석하였다. Fully implicit 방법으로 열교환기 모델의 지배방정식을 차분하였으며, 계산 시간간격을 0.5초로 하여 계산하였다. 압축기의 경우 밀폐형 압축기에서의 oil의 영향을 무시하였고, 압축과정은 폴리트로픽 과정이라는 가정 하에서 해석하였다. 다른 연구들은 압축기 모델을 상태방정식을 사용하여 해석한 반면, 이들은 Fig. 2.8 에서 보는 바와 같은 형태의 밀폐형 왕복동식 압축기 흡입 chamber와 토출 chamber 에서의 에너지 및 질량 평형 방정식을 세웠고, 실린더 컨트롤 방정식을 이용하여 계산하였다. 압축기 계산을 위한 평형방정식들은 Table 2.3 과 같다. Fig. 2.9 는 시스템 기동 후 모세관과 압축기에서의 냉매 유량을 나타내고 있다. 140초 후에 정상상태에 이르며, Chi 등의 결과와 유사하게 정상상태 도달 후에는 압축기와 모세관의 유량이 동일하며, Murphy 등의 결과와 같이 모세관의 유량이 압축기의 유량보다 많게 계산되는 영역은 보이지 않는다. Fig. 2.10 은 시스템 기동 후 90분 동안 응축기에서의 압력을 계산한 결과와 실험결과와 비교한 것이다. 계산 결과가 실험결과와 잘 일치하며, 처음의 600초 동안은 응축압이 급격히 상승하며 그 후로는 점차 감소하고 있음을 보이고 있다.

Chen & Lin(1991) 은 가정용 소형 냉동냉장고를 모델로 시동시 성능을 해석하였고, 각 구성 요소기기들 간의 최적 조합 기법을 제공하였다. 밀폐형 압축기를 개방형 압축기에 흡입 열교환과 토출 열교환을 고려하여 계산하였다. Chi의 모델과 같이 열교환기 내의 압력강하를 계산하기 위해 운동량 방정식을 풀고 있다. 다음과 같이 에너지 절약의 관점에서 시스템의 각 구성 요소기기들 간의 최적화에 관한 문제를 구체화 하였다.

$$\frac{1}{T}\int_{T_1} W dt = minimum \tag{2.2}$$

여기서, W 는 압축기의 전기 모터의 공급 전력이다. 압축기 모델은 가정되었기 때문에 정확히 결정되지 않은 모세관 직경과 길이를 최적화의 변수라

보고, 최적화에 관한 문제를 다음과 같은 수학적인 모델로 표현하였고, 최적

$$\min\left[\frac{1}{T}\int_{T_1} W(d_{cap}, l_{cap})dt\right] \tag{2.3}$$

$$s.t. \quad d_{cap} > 0$$
$$l_{cap} > 0$$

조합점을 찾기위해 다음과 같은 penalty function을 채용하였다.

$$F_r(d_{cap}, l_{cap}) = \frac{1}{T}\int_{T1} W(d_{cap}, l_{cap})dt + rB(d_{cap}, l_{cap}) \tag{2.4}$$

$$B(d_{cap}, l_{cap}) = -\ln(d_{cap}) - \ln(l_{cap}) \tag{2.5}$$

여기서 r 값이 $r > 0$, $r \to 0$ 를 만족하는 $F_r(d_{cap}, l_{cap})$의 최소값을 찾으면 구성 요소기기들 간의 최적 조합이 됨을 제시하였다.

국내의 연구로는 한창섭(1991)이 소형냉동시스템의 시동시 성능 해석에 대하여 380L 냉동냉장고 모델을 대상으로 연구를 수행하였으며, 실험을 통하여 그 결과를 검증하였다. 지배방정식들을 fully explicit 방법으로 차분하였으며, 시간간격을 10초로 하여 계산하였다. Yuan and O'Neal의 모델과는 상이하게 이상기체 단열유동에 대한 오리피스 방정식으로부터 밀폐형 왕복동식 압축기를 통한 유량을 계산하였고, 압축기의 회전각도에 따른 실린더 체적과 실린더 body와 증기와의 열전달 등 압축기 내에서의 열전달을 상세히 다루었으며, 크랭크축의 회전각도를 0.5° 씩 증가시키면서 흡입, 토출, 팽창, 압축 과정에서의 냉매 온도변화 및 압력의 변화를 4차의 Runge-Kutta법을 이용하여 계산하였다. 모세관의 경우 단열 모세관과 열전달 모세관 모델을 적용하여 상세히 계산하였다. 압축기의 흡입, 토출 밸브계수에 따른 시스템의 성능해석을 수행하고, 흡입밸브계수는 0.4 이하에서 시스템 성능에 영향을 미치며, 토출 밸브계수의 변화는 유량 및 동력의 변화에 큰 영향을 미치지 않고, 실린더 내의 온도에 영향을 미침을 보였다. 또한, 시스템의 고저압의 변화는 고저압측의 유량에 의해 지배적으로 변하고, 전동기 효율의 변화는

고압 및 저압, 그리고 응축온도 및 증발온도의 변화에 거의 영향을 주지 않으며, 압축동력에만 지배적인 인자임을 보였다.

2.3 요 약

이상에서 보는바와 같이 시스템 내의 냉매 충전량에 관한 연구는 주로 정상상태 실험연구가 주를 이루고 있으며, 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

1. 냉매가 적정량보다 적게 충전되거나 과충전된 경우 최적 충전의 경우보다 냉방능력, COP 및 EER등이 감소한다.
2. 냉매가 적정량보다 적게 충전된 경우 과충전된 경우보다 급격한 성능저하를 보인다.
3. 냉매 충전량이 적은 경우 외기 온도가 높을수록 능력이 증가한다. 이는 응축압의 상승으로 인해 모세관에서의 압력강하가 커져 냉매의 유량이 증가하기 때문이다.

동적거동(large transient)에 관한 연구들은 각 모델에 해당하는 지배방정식을 세우고 implicit 또는 explicit 하게 차분하여 전자의 경우 iteration법으로, 후자의 경우는 Euler법으로 계산을 수행하였다. 그 결과들을 정리하면 다음과 같다.

1. 시스템 기동 시 압축기에서의 유량은 최대가 되었다가 점차 감소하고, 팽창장치에서의 유량은 최소가 되었다가 점차 증가하여 압축기 출구 유량과 일치하게 된다. Murphy등의 연구에서는 유량이 일치하지 않고 교차함을 볼 수가 있는데, 이에 대한 구체적인 언급은 없으나 증발기 모델의 부재, 압축기 모델의 단순함을 그 이유로 들 수가 있을 것이다.
2. 응축압과 증발압은 압축기 출구 유량과 팽창장치 출구 유량에 지배적이며, 압축기 출구 유량과 팽창장치 출구 유량이 같아지면 변화가 없다.
3. 압축기의 해석에 폴리트로픽 과정을 가정하고 해석한 연구는 유량을 크계산하여 실제 유량과의 오차가 크게된다.

Table 2.1 Full charge(4 kg) unit performance at different outdoor temperatures(Farzad, 1991).

Outdoor temp. (℃)	Capacity (kcal/h)	Power (kW)	EER
27.8	8918.28	2.90	10.66
32.2	8726.76	3.91	9.81
35	8555.4	3.25	9.26
37.8	8101.8	3.34	8.57

Table 2.2 Comparison of governing equation in heat exchanger

Authors	Model	Governing equation
Chi & Didion (1982)	Heat Pump system. fin-tube HEX	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A_c) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A_c v) = 0$ $\frac{\partial}{\partial t}(\rho A_c v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A_c v^2)$ $= -A_c \frac{\partial P}{\partial x} - \left(\frac{A_w}{L}\tau\right) - A_c \rho g \sin\theta$ $\frac{\partial}{\partial t}(\rho A_c u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A_c v h) = \frac{\alpha A_w}{L}(T_w - T)$
Murphy & Goldschmidt (1985)	10.5kW split air-conditioner.	- condenser $T_T^{t_2} = T_T^{t_1} + (q_r - \overline{h_o} A_{f,spt}(T_T^{t_1} - T_{air}))\frac{\Delta t}{(mc_p)_{spt}}$ $q_r = \dot{m}_c(h_{dis} - h_{sat})$
Zhi-jiu Chen & Wei-han Lin (1991)	Residential refrigerating system tube-coil HEX	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(u\rho)}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial(uG + P)}{\partial x} = f + \rho g cos\theta$ where, $f = \frac{4}{D}\lambda \frac{1}{2}\rho u^2$ $\frac{\partial(\frac{\rho}{h^*} - P)}{\partial t} + \frac{\partial(u\rho h)}{\partial x} = q + u(f + \rho g \cos\theta)$
한창섭 (1991)	Residential refrigerating system. fin-tube HEX	$\frac{\partial \rho A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial \rho A h}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h}{\partial x} + U_r P_r (T_r - T_a) = 0$
Xiuling Yuan & Dennis L. O'Neal (1994)	Residential refrigerating system fin-tube HEX	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0$ $\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{Q_i}{V_i} = 0$

Table 2.3 The mass and energy balance equation for the suction/ discharge chamber in compressor(Yuan & O'Neal, 1994).

	mass/energy equation
Suction chamber	$\dot{m}_{so}{}^{n} - \dot{m}_{eo}{}^{n} + (\rho_2^n - \rho_2^{n-1}) \cdot \frac{V_{sump}}{\Delta t} = 0$ $\dot{m}_{eo}{}^{n}(h_2^n - h_{eo}^n) + \rho_2^{n-1}(h_2^n - h_2^{n-1})\frac{V_{sump}}{\Delta t} - \frac{V_{sump}}{\Delta t}(P_2^n - P_2^{n-1}) + q_{wi} = 0$
Discharge chamber	$\dot{m}_{chg}{}^{n} - \dot{m}_{c}{}^{n} + (\rho_6^n - \rho_6^{n-1})\frac{V_{chg}}{\Delta t} = 0$ $\dot{m}_{c}{}^{n}(h_6^n - h_5^n) - \rho_6^{n-1}(h_6^n - h_6^{n-1})\frac{V_{chg}}{\Delta t} + \frac{V_{chg}}{\Delta t}(P_6^{n-1} - P_6^n) + q_{w2} = 0$

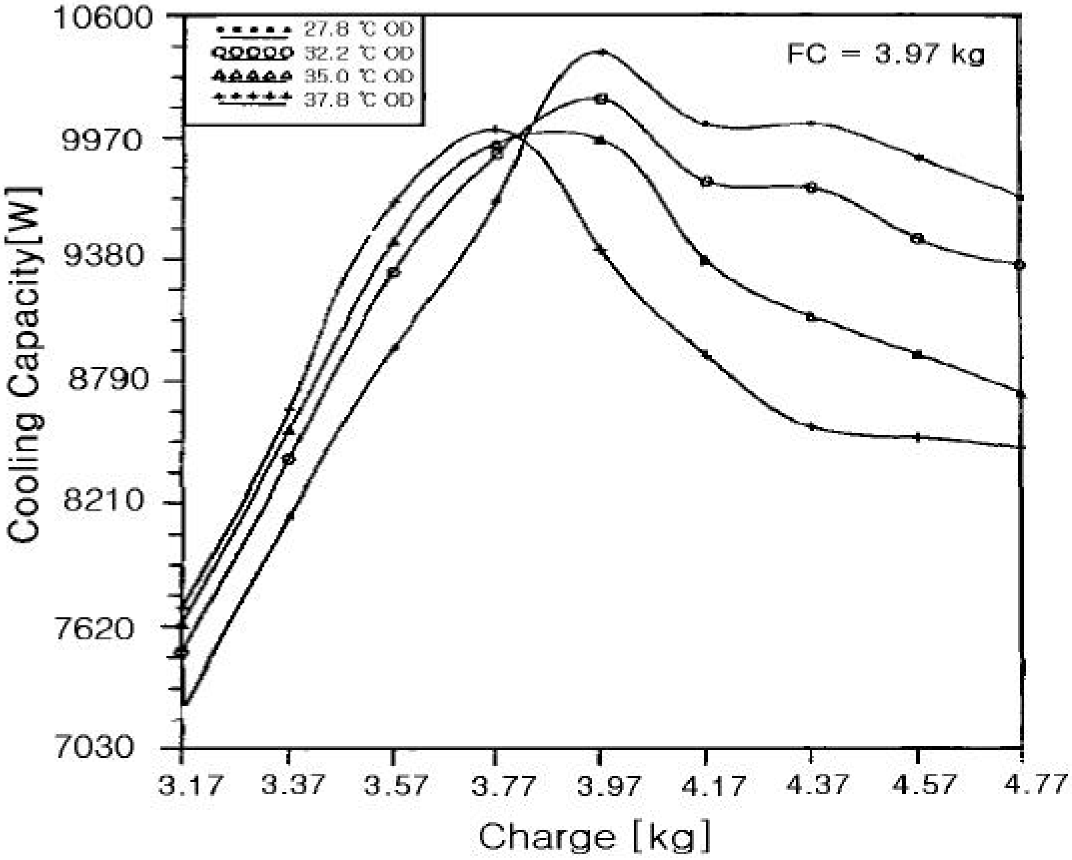

Figure 2.1 Total capacity as a function of outdoor temperature and charge(Farzad, 1991).

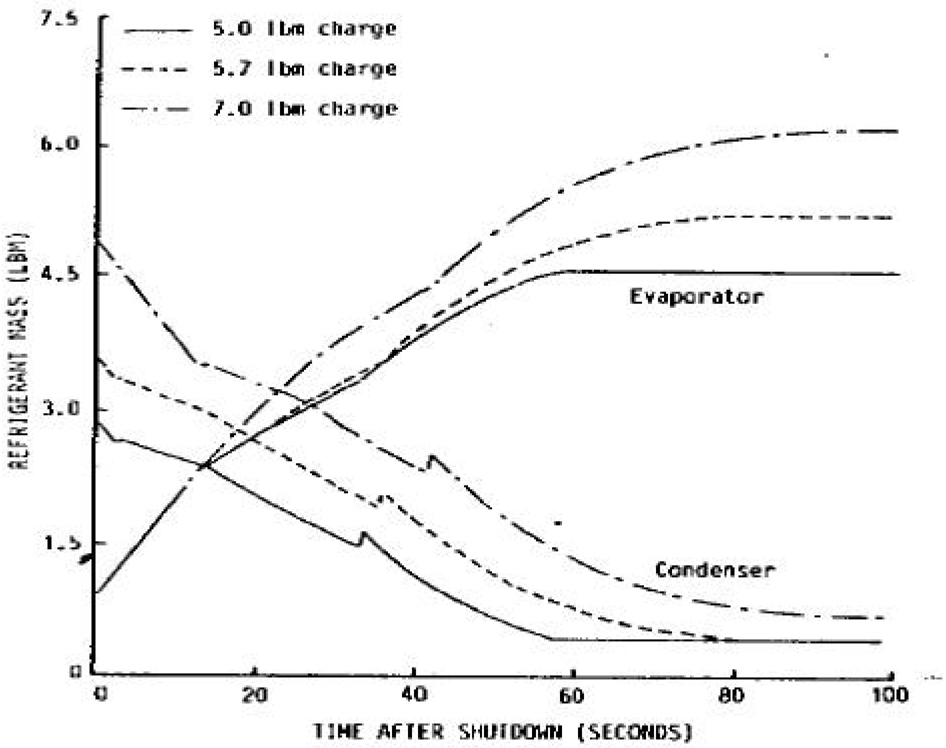

Figure 2.2 Refrigerant accumulation during shutdown with different refrigerant charges(Murpy, 1986).

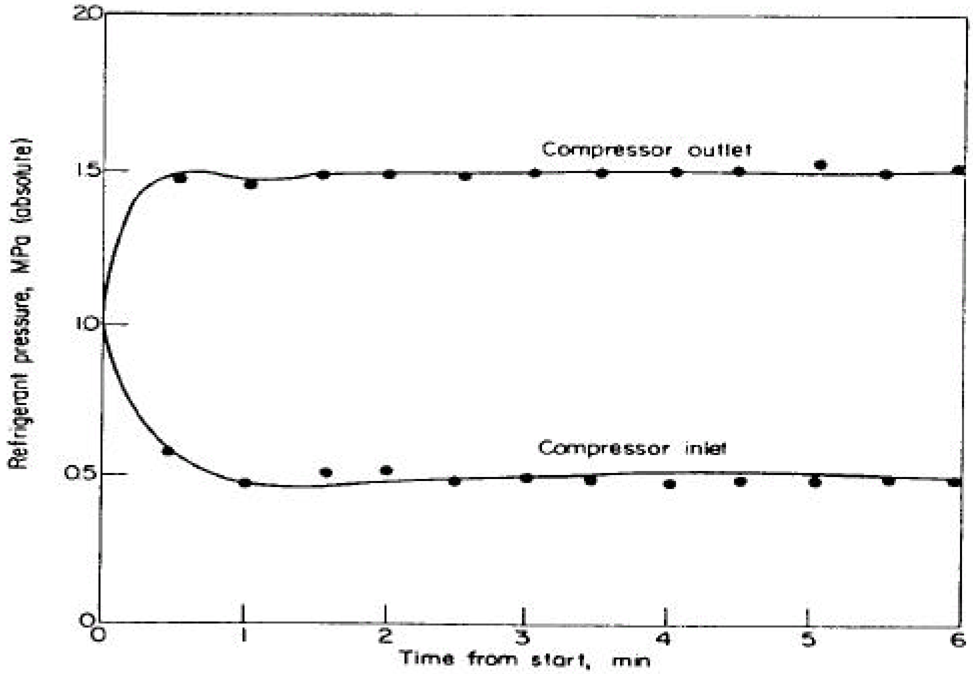

Figure 2.3 Refrigerant pressure versus time(Chi, 1982).

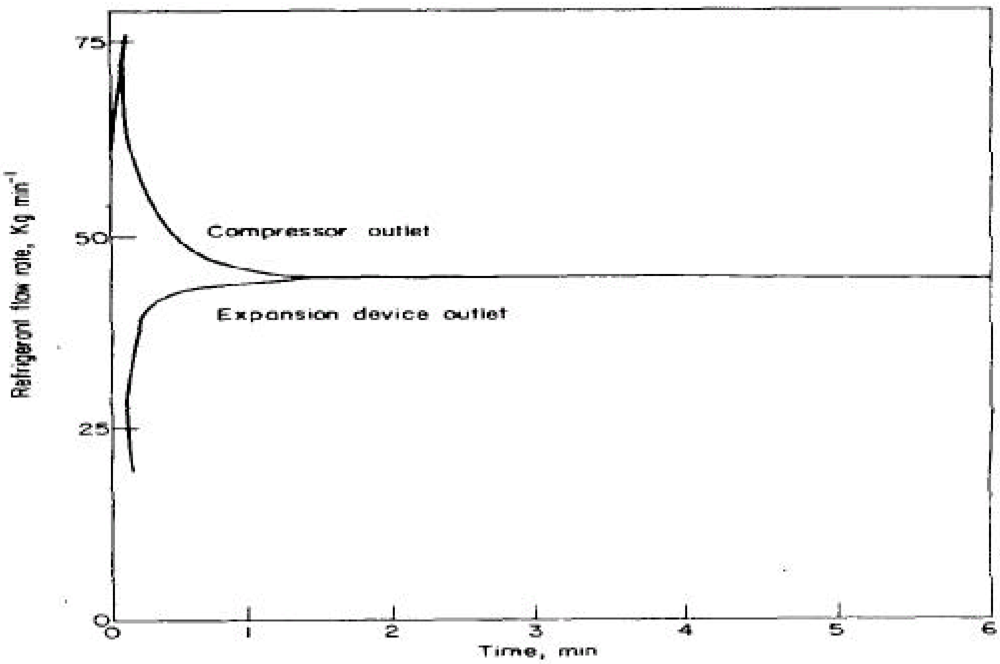

Fig. 2.4 Refrigerant flow rate versus time(Chi, 1982).

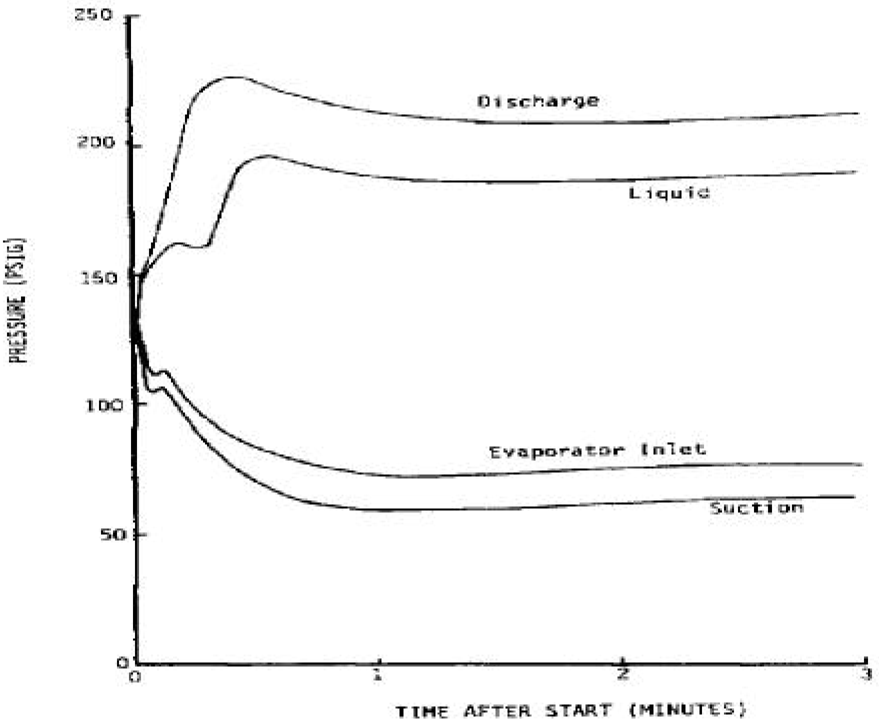

Figure 2.5 Refrigerant pressure after start up(Murpy, 1985).

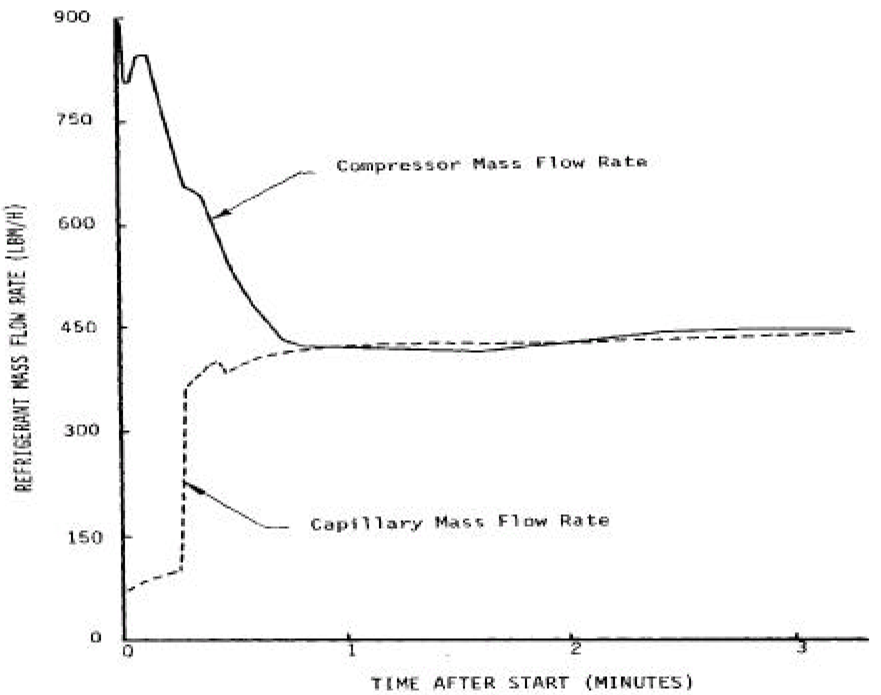

Figure 2.6 Compressor and capillary mass flow rates after compressor start up(Murpy, 1985).

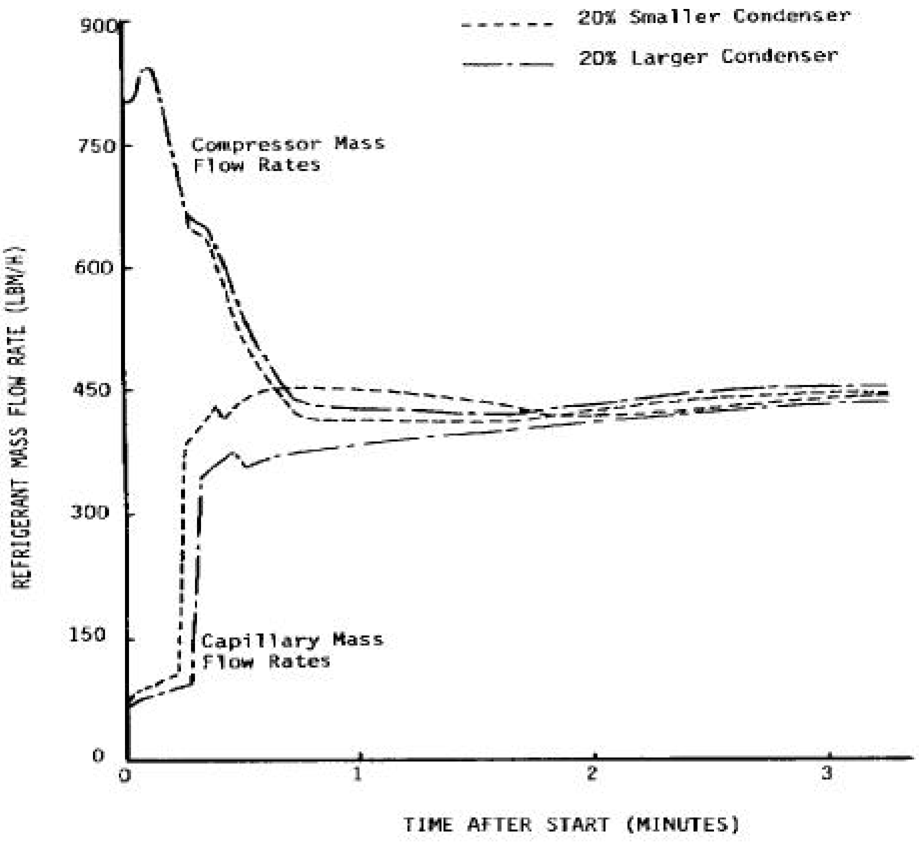

Figure 2.7 Refrigerant flow rates with different condenser sizes(Murpy, 1985).

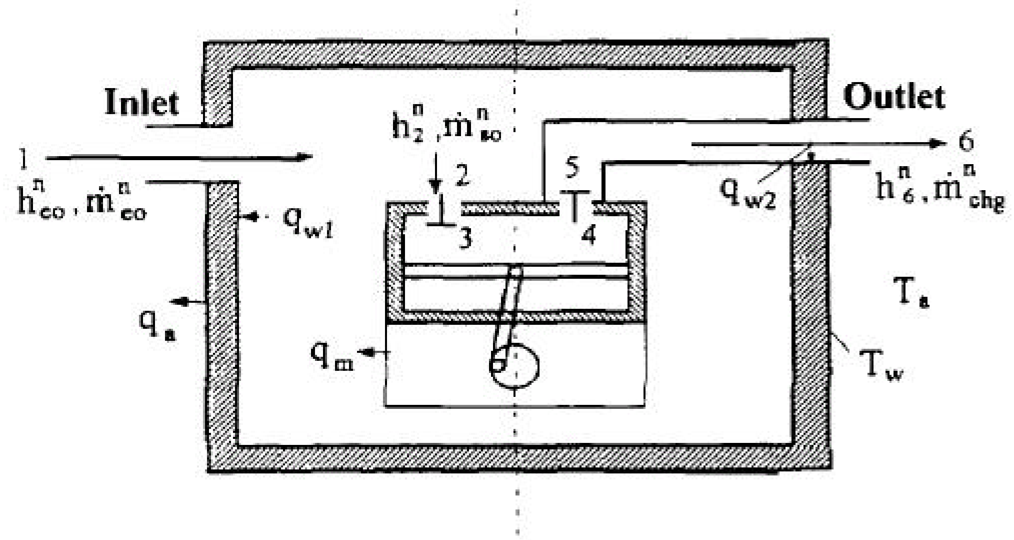

Figure 2.8 Schematic view of the hermetically sealed compressor (Yuan, 1994).

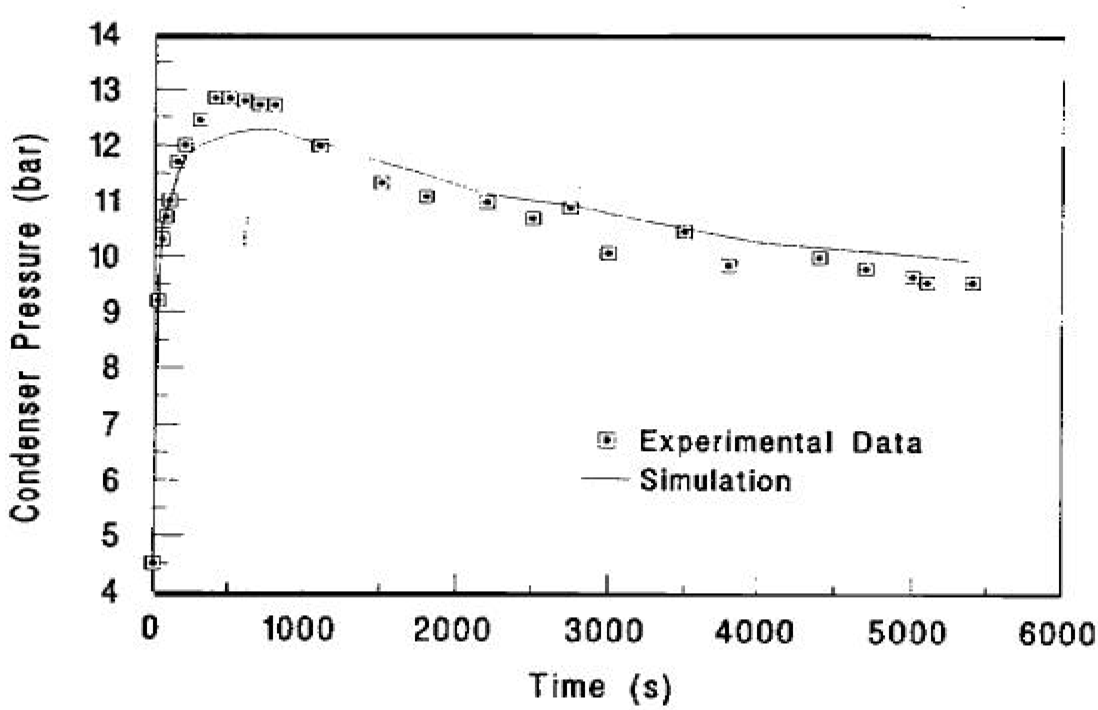

Figure 2.9 Comparison of model and data for condenser pressure for long term operation(Yuan, 1994).

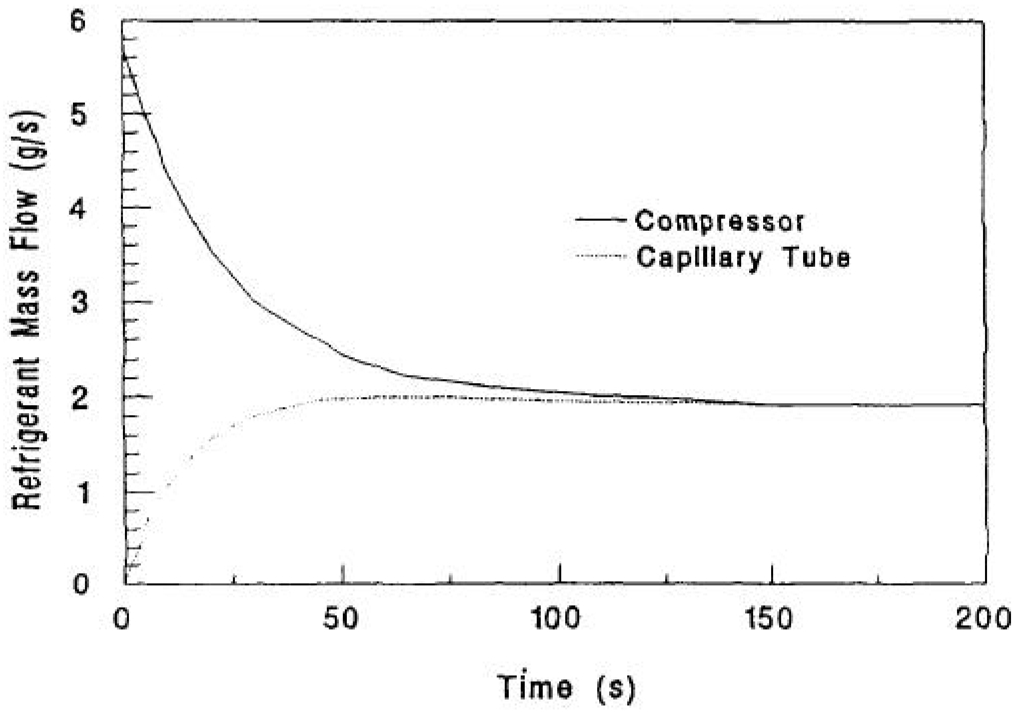

Figure 2.10 Simulated srartup behavior of mass flow rates in the compressor and capillary tube(Yuan, 1994).

제 3 장 이론적 모델

3.1 냉동 시스템

가정용으로 널리 사용되고 있는 공조기나 냉장고 등과 같은 소형 냉동시스템은, 부하를 제거하는 증발기, 제거된 열을 방출하는 응축기와 같은 열교환기와 저온 저압의 냉매 증기를 흡입하여 고온 고압으로 압축하는 압축기, 고온 고압의 냉매 액을 감압하여 저온을 형성하는 팽창장치로 구성되어 있다.

열교환기내 냉매의 상태는 열교환기에서의 열전달에 따라 변화하게 되며, 상변화를 수반하기 때문에 열전달 과정은 복잡한 형상을 띠게 되고, 냉매와 주위와의 열교환은 냉동시스템의 성능에 직접적인 영향을 주기 때문에, 열교환기의 해석은 시동 및 단속운전시와 같은 동적거동은 물론이고, 전체 시스템의 성능평가에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 열교환기의 해석이 정확할수록 전체 시스템의 성능을 정확하게 평가할 수 있다. 소형 냉동시스템 중에서 가정용 에어컨에 사용되고 있는 열교환기는 공랭식으로 fin-and-tube 형식이며, 그 개략도를 Fig. 3.1 에 나타내었다.

증기압축 시스템에서 압축기는 중요한 요소기기 중의 하나이다. 가장 일반적인 압축기의 4가지 형태는 왕복동식(reciprocating), 스크류식(screw), 원심식(centrifugal), 베인식(vane)이 있다. 왕복동식 압축기는 냉매 증기를 펌핑(pumping)할 수 있도록 장착된 흡입 및 토출밸브가 부착된 실린더 내에서 상하로 움직이는 피스톤으로 구성되어 있으며, 스크류식과 원심식 그리고 베인형 압축기는 모두 회전체를 사용하고 있으며, 스크류식과 베인형 압축기는 양(positive)의 변위를 가지는 구조로, 원심식은 원심력으로 냉매를 압축하는 구조로 구성되어 있다. 소형 냉동시스템에 사용되고 있는 밀폐형 왕복동식 압축기는 전동기를 압축기 하우징(housing) 내에 내장하고 있고, 압축기 하우징에 연결된 흡입관을 따라서 증발기로부터 저압의 냉매 증기가 유입되고, 피스톤의 하강으로 실린더내의 압력이 압축기 하우징내의 압력보다 낮아지면 압축기 하우징 내에 있던 냉매는 실린더로 흡입되고, 실린더로 흡입된 냉매는 피스톤의 왕복운동으로 고온, 고압으로 압축되어 토출밸브 및 토출관을

따라 응축기로 이동하게 된다.

냉동시스템에 사용되고 있는 팽창장치는 고온 고압의 냉매 액을 감압하여 저온을 형성하며, 시스템내의 냉매 유량을 조절하는 기능을 한다. 이러한 팽창장치로는 가변면적 팽창장치(variable flow area expansion device)와 일정면적 팽창장치(constant flow area expansion device)로 분류할 수 있다. 가변면적 팽창장치로는 TEV(thermostatic ecpansion valve)등이 있고, 일정 면적 팽창장치로는 모세관(Capillary tube)과 오리피스(short tube orifice)등이 있다. 이러한 팽창장치들 중에서 모세관은 매우 작은 단면적에 2 5m 정도의 길이를 가진 단순한 동관이다. 모세관은 설치 후 부하에 따른 용량의 조절이 불가능하고, 다른 유량조절 장치에 비해 운전 범위가 넓지 못하다는 단점이 있지만, 생산단가가 싸고, 형상이 간단하며, 고장이 없어 작동의 신뢰성이 있으며, 시스템이 장기간 정지시 고저압의 평형을 유지시켜 기동시 압축기 기동 부하를 줄일 수 있어 압축기 전동기의 소형화가 가능하고, 모세관을 지나는 최대 유량을 제한하므로 과부하시 압축기를 보호 할 수 있다는 장점 때문에 대부분의 소형 냉동장치에서 사용되고 있다.

본 연구에서는 공랭식 fin-and-tube 형 열교환기와, 밀폐형 왕복동식 압축기, 모세관 팽창장치를 주요 구성요소로 하여 각각을 모델링하였다

3.2 열교환기 모델

본 연구에서는 열교환기를 휜(fin)이 부착된 하나의 긴 관으로 보고 모델링하였으며, 열교환기 관을 일정수의 제어체적으로 나누어 지배방정식을 세웠다. 열교환기 모델 계산에 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 냉매는 1차원, 균일 유동이다.
(2) 점성 및 압력 소산은 무시한다.
(3) 축방향 전도 열전달은 무시한다.
(4) 관내 오일의 영향은 무시한다.
(5) 냉매는 열역학적인 평형 상태를 유지한다.
(6) 관내의 압력변화에 의한 일은 무시한다.

3.2.1 지배 방정식

제어체적 내 냉매에 대한 지배 방정식은 연속방정식과 에너지 방정식이며, 상기의 가정을 기초로 하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{Q}{V} = 0 \tag{3.2}$$

지배 미분방정식을 풀기 위해서는 초기 조건과 입출구 양단의 경계조건이 필요하다. 시간에 따른 경계조건으로는 출구의 유량과 입구 유량 및 엔탈피이다. 증발기의 경우 입구의 유량과 엔탈피는 모세관 계산 후의 결과 값이 되며, 출구 유량은 압축기에 대한 계산을 수행한 후 압축기 유량을 사용한다. 응축기의 경우 입구 유량은 압축기 유량, 출구 유량은 모세관을 통한 유량, 입구 엔탈피는 압축기 출구 엔탈피를 경계조건으로 사용한다.

관 벽에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$(\rho V C_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = Q_{in} - Q_{out} \tag{3.3}$$

본 연구에서는 열교환기를 구조적으로 해석하지 않기 때문에, 공기측에 대한 에너지 방정식은 풀지 않는다.

3.2.2 이산화 방정식

컴퓨터로 지배 미분 방정식을 풀기 위해서는, 풀어야 할 영역에 배치된 유한개의 격자점 사이에서의 미지수에 관한 대수방정식이나 관계식을 만드는 것이 요구되며, 이것을 이산화(discretization)라 한다.

이산화 하는 방법 중에서 유한체적적분법(finite volume method)은 운동량 및 질량보존법칙을 만족시키기에 용이하도록 적분으로 기초 방정식을 이산화 하는 방법이다. 구체적으로는 고려하고 있는 격자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계의 값을 인근 격자점을 이용하여 요구되는 정확도를 주어 적분식을 이산화하는 것이다(명현국,1997).

본 연구에서는 유한체적적분법을 사용하여 지배 미분 방정식을 이산화 하였다. Fig. 3.2 에서 i 번째 node의 제어체적을 나타내었다. 냉매에 대한 이산화방정식을 구하기 위해 식(3.1) 과 (3.2)에 체적 V를 곱하고 $\rho u A_c$를 $\dot{m}$ 으로 나타내면 다음과 같이 변형된 식을 얻을 수가 있다.

$$V \frac{\partial \rho}{\partial t} + \partial \dot{m} = 0 \tag{3.4}$$

$$V \frac{\partial (\rho h - P)}{\partial t} + \partial (\dot{m} h) + Q = 0 \tag{3.5}$$

이산화 방정식은 열교환기를 일련의 제어체적으로 나누어 각 제어체적에서 시간과 길이에 대해 적분하여 얻는다. 식(3.4) 와 (3.5)를 적분하면 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_i^n - \dot{m}_{i-1}^n + \frac{V_i}{\Delta t}(\rho_i^n - \rho_i^{n-1}) = 0 \tag{3.6}$$

$$\dot{m}_i^n h_i^n - \dot{m}_{i-1}^n h_{i-1}^n + \frac{V_i}{\Delta t}(\rho_i^n h_i^n - \rho_i^{n-1} h_i^{n-1}) - \frac{V_i}{\Delta t}(P_i^n - P_i^{n-1}) + Q_i = 0 \tag{3.7}$$

식(3.6)을 (3.7)에 대입하여 새로운 시간에 대한 엔탈피에 대한 식으로 나타내면, 다음과 같은 식이 된다.

$$h_i^n\left(\dot{m}_{i-1}^n + \frac{V_i}{\Delta t}\rho_i^{n-1}\right) = \dot{m}_{i-1/2}^n h_{i-1}^n + \rho_i^{n-1} h_i^{n-1}\frac{V_i}{\Delta t} + \frac{V_i}{\Delta t}(P_i^n - P_i^{n-1}) - Q_i \tag{3.8}$$

한편, 관 벽에 대한 에너지방정식 또한 동일한 방법으로 이산화 할 수 있으며, 다음과 같이 표현된다.

$$T_{wi}^n = T_{wi}^{n-1} + \frac{\Delta t}{(Mcp)_w}(Q_{in,i} - Q_{out,i}) \tag{3.9}$$

여기서,

$$Q_{in,i} = h_i A_i (T_r^{n-1} - T_{wi}^{n-1})$$

$$Q_{out,i} = h_a A_o (T_{wi}^{n-1} - T_a)$$

$$M = \rho A_c \Delta x$$

열전달량 Q_{in} , Q_{out}에 대해서는 계산의 안정을 위하여 이전 time step의 온도를 이용하였다

3.2.3 열전달 계수

3.2.3.1 공기측의 열전달 계수

열교환기의 공기측 전열량을 계산하기 위해서 공기측의 열전달계수를 구하여야 한다. 이를 위해 공기측의 총전열면적(A_t), 핀을 제외한 부분의 전열면적(A_o), 핀의 전열면적(A_f), 공기의 최소 유로단면적(A_c)등을 계산하여야 한다. fin and tube형 열교환기의 휜의 형상을 단순한 평판 휜으로 가정하면 전열 면적은 다음과 같이 계산된다.

$$A_t = A_f + A_O = A_1 - A_2 + A_3 + A_4 \quad (3.10)$$

여기서,

$$A_f = A_1 - A_2 \quad (3.11)$$

$$A_1 = 2P_rP_s$$

$$A_2 = 2\pi(D_o + 2t_f)^2/4$$

$$A_o = A_3 + A_4 \quad (3.12)$$

$$A_3 = \pi(D_o + 2f_t)(P_f - t_f)$$

$$A_4 = 2(P_r + P_s)t_f$$

$$A_c = (P_r - D_o)\times(P_f - t_f) \quad (3.13)$$

공기측 열전달 계수를 McQuiston(1978)의 평판 휜에 관한 실험식 (3.14)을 계산에 이용하고, Haruo Nagaka(1990)의 자료를 근거로 고효율 slit형 휜의 전열계수 향상 비율 1.65를 적용하였다. McQuiston의 상관식은 열교환기의 열간 길이를 특성 길이로 사용한 레이놀즈 수가 3,000 이하인 영역에서는 열수의 변화에 대한 열전달계수의 변화를 제대로 예측하지 못하는 것으로 나타났다. 따라서, 레이놀즈 수가 3,000 이하의 영역에서도 열전달계수의 열 수의 영향을 고려하기 위해 식 (3.14a) 대신 Gray & Webb(1986)의 식 (3.14b)를 사용하여 계산하였다.

$$h_a = 1.65 j_N G_{ac} C_{pa} \mathrm{Pr}^{-2/3} \quad (3.14)$$

$$j_N = j_4(1 - 1280 N Re_r^{-1.2})/(1 - 5120 Re_r^{-1.2}) \qquad Re \geq 3,000 \quad (3.14.a)$$

$$j_N = j_4 0.091\left(2.24 Re_D^{-0.092}\left(\frac{N}{2}\right)^{0.031}\right)^{0.607(2-N)} \qquad Re < 3,000 \tag{3.14.b}$$

$$j_4 = 0.014 + 0.2618 JP J(s) \tag{3.14.c}$$

$$JP = Re_d^{-0.4}\left((4/\pi)(P_r/D_h)(P_s/D)A_r\right)^{-0.15} \tag{3.14.d}$$

$$J(s) = (0.84 + 4.0\times10^{-5} Re_s^{1.25}) \tag{3.14.e}$$

$$F_s = P_f/(P_f - f_t) \tag{3.14.f}$$

$$G_{ac} = \rho_a V_f A_f / A_c \tag{3.14.g}$$

$$D_h = 4\,\mathrm{Pr} A_c / A_t \tag{3.14.h}$$

$$Re_d = G_{ac} D_o / \mu_a \tag{3.14.i}$$

$$Re_r = G_{ac} P_r / \mu_a \tag{3.14.j}$$

$$Re_s = G_{ac} P_f / \mu_a$$

Fig. 3.3 에서 상기 식을 이용하여 계산된 공기 속도에 따른 공기측 열전달 계수의 분포를 보여주고 있다.

3.2.3.2 관내측 냉매의 단상 유동 열전달 계수

관내측 단상 냉매의 열전달계수를 구하기 위해 Dittus-Boelter (Incropera,1996) 상관식을 이용하였다. 이 때, 관내 냉매 유동은 모두 난류영역에 포함된다는 가정하에 층류영역의 냉매 열전달에 대해서는 고려하지 않았다

$$h_f = 0.023 Re_f^{0.8} \mathrm{Pr}_f^n K_f / D_i \tag{3.15}$$

$$Re_f = GD_i / u_f \quad > 10,000$$

증발 $n = 0.4$

응축 $n = 0.3$

3.2.3.3 이상 유동 증발 열전달 계수

이상 유동의 관내측 열전달계수를 예측하는 방법에는 중첩 모델, 향상 모델, 근사 모델이 있는데, 이중에서 중첩 모델은 냉매측의 열전달계수를 강제 대류 비등의 이상유동 열전달계수를 핵비등과 대류비등 열전달계수의 합으로 보는 방법으로 다음과 같이 표현된다.

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{cb}$$

향상 모델은 Shah(1979)에 의해 처음 제안되었으며, 관내의 액상에 대해 강제 대류 열전달계수를 구하고 여기에 향상계수를 곱하여 이상유동 열전달계수를 구하는 방법이다.

$$h_{tp} = E h_f$$

근사 모델은 강제대류 비등의 이상유동 열전달계수를 핵비등 열전달계수와 대류비등 열전달계수의 지수평균으로 보는 방법으로 다음과 같이 표현된다.

$$h_{tp} = (h_{nb}^n + h_{cb}^n)^{1/n}$$

본 논문에서는 관내측의 이상유동 증발 열전달계수를 예측하기 위하여 중첩 모델 실험식을 선정하고, 이들 중첩 모델 상관식 중에서도 실험식에 쓰인 실험자료의 범위가 가정용 에어컨의 사용 범위인 열유속 6-13 kW/m^2, 질량유속 80-300 kg/m^2s 을 포함하는 Gungor & Winterton(1987)상관식을 선정하였다.

Gungor & Winterton 상관식은 단상유동 상관식 Dittus-Boelter의 식 (3.16)과 같이 향상계수 E와 억제계수를 곱한 후 두 값을 더하여 구한다. 그

러나, 향상계수에 비해 억제계수의 값이 매우 작으므로 식(3.16.a)로 표현이 가능하다. Grooved-tube 사용하는 경우에는 grooved-tube의 열전달 향상 효과를 고려하기 위하여 평활관의 전열 계수에 Schlager(1989)의 성능 향상 계수 식(3.16.c)을 적용하여 grooved 관의 전열 계수를 계산한다.

$$h_{tp} = (E + 0.9h_l^{-0.15})h_l \tag{3.16}$$

$$h_{tp} = E\, h_l \tag{3.16.a}$$

$$h_l = 0.023\,\{G(1-x)\,d/\mu_l\}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.4}k_l/d \tag{3.16.b}$$

$$EF = 2.05\,(G/300)^{-0.32} \tag{3.16.c}$$

$$B_o = q/(\lambda G) \tag{3.16.d}$$

$$Fr = (GV_f)^2/(g_c D_i) \tag{3.16.e}$$

$$E = 1 + 3000B_o^{0.86} + 1.12\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.75}\left[\frac{\rho_l}{\rho_v}\right]^{0.41} \tag{3.16.f}$$

여기서, $Fr < 0.05$

$$E_2 = Fr^{(0.1-2Fr)}E \tag{3.16.g}$$

상기의 상관식을 이용하여 열전달계수를 계산해보면, Fig. 3.4 와 같은 결과를 얻을 수 있다.

3.2.3.4 이상유동 응축 열전달 계수

이상유동 영역에서 냉매측의 응축 열전달계수를 구하기 위해 Cavallini & Zecchine(1974)이 제시한 상관식을 사용하였는데, 이 식은 Re수와 Pr수의 함수로 이루어진 형태로써 Dittus-Boelter의 식과 매우 유사하다. 그들은 equivalent Reynolds Number(Ree)를 사용하여 이상류 유동의 특징을 표현하고 Pr수는 포화온도에서 계산하였다. 이식은 다양한 냉매의 응축 실험 데이터와 잘 부합되는 결과를 보여준다. 이 식을 이용하여 열전달계수를 건도

에 관하여 계산하면, Fig. 3.5**와 같이 건도에 대해 선형의 분포를 보이는 것을 알 수 있다**.

본 연구에서는 Cavallini & Zecchine**의 평활관 응축 관계식을 이용하고 관내** micro-fin**의 영향을 고려하기 위해** Schlager**등의 향상계수를 계산에 이용하였다**.

$$EF = 1.7\left(\frac{G}{300}\right)^{-0.21} \tag{3.17}$$

$$Nu = 0.05 Re_e^{0.8} \Pr^{0.33} \tag{3.18}$$

여기서, $Re_e = G_e D / \mu_f$

$$G_e = G[(1-x) + x(\rho_f/\rho_g)^{1/2}]$$

3.3 압축기 모델

압축기 시뮬레이션에는 압축기의 입구 및 출구 조건이 주어질 때 압축기만의 성능을 시뮬레이션 하는 경우와 압축기를 포함하는 시스템의 성능을 구할 때의 압축기 시뮬레이션으로 나눌 수 있는데, 전자의 경우에는 보다 상세한 해석이 가능하지만, 후자의 경우에는 계산조건이 명백하게 주어지지 않는다는 점과 계산 시간에서의 제약 때문에, 비교적 간단한 모델을 세우고 압축기를 시뮬레이션하는 것이 일반적이다.

압축기의 동적 특성은 압축기의 형상 및 구조는 물론 그 입출구 조건과 압축기내 냉매의 상태에 따라 변화한다. 이러한 특성을 해석하려면 시간에 따른 전동기 회전수의 변화, 전동기 발열의 변화, 압축기내의 상태변화, 실린더 발열의 변화 및 입출구의 냉매상태 변화 등을 고려하여야한다. 그러나 압축기의 회전수는 수 초 이내의 매우 짧은 시간동안 정상상태의 회전수가 되기 때문에 회전수의 변화가 압축기의 동적 성능에 미치는 영향은 무시할 수 있다. 또한 이러한 압축기 입출구 및 하우징내 냉매의 열적변화를 고려하기 위해선 압축기에 대한 정확한 사양을 알고 있어야 한다. 따라서 본 연구에서는 압축기 회전수가 압축기 기동과 동시에 정상상태 회전수에 도달하고, 압축기내 냉매의 열적변화는 피스톤의 왕복운동에 의해서만 변한다는 가정하에 계산을 수행하여, 냉매의 충전량에 따라 압축기를 통한 유량의 변화 및 압축 소비전력의 변화를 예측해 보고자 한다. 압축기 시뮬레이션에 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 압축기 내 냉매 증기는 이상기체로 간주한다.
(2) 모터효율과 압축효율은 100% 이다.
(3) 압축과정은 폴리트로픽 과정이다.
(4) 압축기 내 오일의 영향은 무시한다.

압축기 해석에 사용된 지배 방정식들은 압축기 내 냉매증기를 이상기체로

가정하여 열역학적 보존 방정식을 사용하였다. 압축기 체적효율과 냉매량은 압축기 회전수 변화에 따른 간극 체적효율과 피스톤 배제 용량을 이용하여 계산하였으며, 식(3.19) 과 식(3.20)와 같이 표현된다.

$$\dot{m}_r = \eta_{vol} S D / v_i \tag{3.19}$$

$$\eta_{vol} = 1 - C [(P_c / P_e)^{\frac{1}{\gamma}} - 1] \tag{3.20}$$

압축이 폴리트로픽 과정일때, 압축기 토출 냉매 증기의 온도는 식(3.21)를 이용하여 계산할 수 있다.

$$T_o / T_i = (P_c / P_e)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \tag{3.21}$$

압축일은 압축기를 통한 냉매의 질량유량과 압축기 입출구 엔탈피차를 이용하여 계산하였으며, 식(3.22)와 같이 표현된다.

$$\bar{w}_{cm} = \dot{m}_r (h_o - h_i) \tag{3.22}$$

3.4 모세관 팽창장치 모델

모세관내 냉매의 유동은 일정 단면적을 가진 관내 유동과 같이 Fanno line을 따라 상태 변화를 하고 입구 및 출구 조건, 즉 입구의 과냉도 및 출구의 증발압력에 따라 출구는 임계상태가 될 수 있는데, 기동시 및 정지 후 시동 등의 과도 상태에서는 임계의 출구 조건을 가지기가 힘들지만, 정상상태에 도달하면 모세관의 출구에서는 임계조건이 되는 것이 일반적이다.

본 연구에서는 단열 모세관을 대상으로 다음과 같은 가정을 세우고 계산을 수행하였다(방광현,1993).

(1) 모세관내 유동은 1차원, 정상상태이다.

(2) 모세관은 직관이며, 그 단면적은 일정하다.

(3) 외부와의 열교환은 없다.

모세관내 냉매 유동의 지배방정식은 2상의 운동량과 에너지방정식이다. 중력수두를 무시하고 열역학적 평형상태로 가정하면 2상의 운동량방정식은 식 (3.23)과 같이 표현할 수 있다.

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{f\,\overline{v}\,G^2}{2D} + G^2\frac{d\,\overline{v}}{dz} \tag{3.23}$$

여기에서 $\overline{v} = v_f + x v_{fg}$이다.

마찰 계수 f 에 관한 상관식은 Mikol(1963)이 제안한 식(3.24)를 사용하였다. Mikol 은 단상유동의 마찰인자에 대한 Moody 공식이 동관의 표면 조도를 고려한 모세관에 대해 적절한 것임을 그의 실험 연구에서 제안하였다.

$$f = 0.0065\left[1 + 20000\left(\frac{\varepsilon}{D}\right) + \frac{10^6}{R_e}\right]^{1/3} \tag{3.24}$$

모세관에서의 상대 조도 또한 Mikol이 사용한 4.8×10^{-4} 을 계산에 이용하였다. 이상유동을 적용하는데 있어서, 두 상간의 점도는 평균 점도를 적용하였으며, 그 관계식은 식 (3.25)과 같이 정의된다(Carey,1992).

$$\overline{\mu} = [x v_g \mu_g + (1-x) v_f \mu_f] / \overline{v} \tag{3.25}$$

단열 모세관에서 모세관 내를 통과하는 유체와 외부와의 열전달은 무시할 정도로 작으므로, 엔탈피 변화는 증발이 발생하는 이상유동에서 유체의 운동에너지에 의해 지배된다. 축방향 전도와 점성소산을 무시하면, 에너지 방정식은 식(3.26)과 같이 된다.

$$\frac{d\overline{h}}{dz} = -\frac{G^2}{2}\frac{d\overline{v}^2}{dz} \tag{3.26}$$

여기에서, $\overline{h} = h_f + xh_{fg}$이다.

마찰 계수 상관식을 포함하는 상기의 두 방정식과 냉매 물성치로 모세관 내의 단상과 이상 유동을 적절히 묘사할 수 있다. 지배 방정식들이 종속적이고 비선형이여서, 엄밀 해를 구하는 것은 어렵기 때문에 해는 수치적으로 유동방향을 향해 전진(marching)하게 함으로써 얻을 수가 있고, 이 경우 냉매의 포화 물성치들을 이용하여 직접적으로 평가할 수 있기 때문에 marching 변수로 압력을 이용하는 것이 적당하다. 단상영역에서, 액을 비압축성으로 가정하면 운동량 방정식을 이용하여 관 길이를 직접 구할 수가 있다. 이상 유동영역에서, 건도는 에너지 방정식 식(3.26)을 반복 계산함으로써 구할 수가 있고, 주어진 미소 압력$(P_{i-1} - P_i)$에 대한 관 길이는 식(3.23)을 이용하여 계산한다.

3.5 계산 알고리즘

시스템은 크게 증발기, 응축기, 압축기, 모세관의 네 개의 구성요소에 대한 부프로그램으로 작성되어 있으며, 각각의 계산 순서도를 Fig. 3.6, 3.7, 3.8, 3.9 에 나타내었다. 배관의 경우, 주위와의 열교환이 없는 열교환기 관의 연장이라 가정하고 열교환기 루프 내에서 해석하였다.

사이클 계산은 초기의 냉매 배치를 가정하고, 시스템의 사양을 정의함으로부터 시작하며, 압축기 기동 전 냉매 액은 주로 실외기에 모여 있으며, 일부는 증발기내에 남아 있는 상태로 가정하였다. 실내외의 온도에 해당하는 포화압력으로 초기 냉매의 압력을 가정하였고, 이 압력을 이용하여 열교환기의 경계조건을 구하기 위해 압축기와 모세관 모델을 계산한다. 시간이 진행하면, 가정된 입출구 경계조건을 이용하여 열교환기를 해석하고, 이때 계산된 압력을 이용하여 다시 압축기와 모세관의 유량을 계산하게 된다. 여기서 계산된 압축기와 모세관 유량은 계산이 수렴하지 않을 경우, 다음 루프 iteration에서 열교환기의 경계조건으로 사용된다. 수렴의 판정은 계산된 증발압력과 응축압력을 이전 iteration에서 계산된 압력과 비교하여 1.0×10-4 이내에 들면 현재 시간에서의 계산된 값을 이전 시간의 값으로 저장한 후, 다음 시간으로 계산을 진행하게 된다.

열교환기는 가정된 입출구 유량과 입구 엔탈피를 경계조건으로 계산을 수행한다. 관벽에 관한 에너지 방정식과 공기와 냉매에 대한 열전달 계수를 계산하기 위한 부프로그램을 이용하여 열량을 구하고, 이를 이용하여 에너지 방정식을 계산하게 된다. 에너지 방정식에서 계산된 각 검사 체적내의 냉매의 엔탈피를 이용해서 건도를 구하고, 각 상태에 따른 냉매의 온도와 밀도를 계산하게 된다. 연속 방정식을 풀어 각 제어체적 내를 통하는 냉매 유량을 구하고, 출구에서의 유량과 경계에서의 유량을 비교하여 허용오차 내에 들거나, 이전 iteration에서의 압력과 계산된 압력이 허용오차 내에 들면 열교환기 계산을 종료하게 된다. 이때의 허용오차는 상대오차 1.0×10-4으로 하였다. 유량이나 압력이 수렴하지 않을 경우, 반분법으로 압력을 수정하여 다시

계산하게 된다. 최대 최소값으로 압력을 반분할 경우, 최대 최소값의 범위가 너무 크게 되면 계산치가 해를 지나 oscillation 하게 되는 경우가 발생한다. 이를 막기 위해 압력 반복 계산시 적절히 bracket을 정해주어 계산을 하였다. 응축압을 반분하여 찾을 때를 예로 들면, Fig. 3.10에서 A 경우와 같이 이전 시간에서의 계산 값 P_{c1} 과 현재 시간에서의 계산 값 P_c 사이에 해가 존재할 때는 P_{c1}을 P_{min}으로 두고, P_c를 P_{max}로 두어 반분하고, B의 경우와 같이 P_{c1}과 P_c 보다 해가 높은 곳에 있을 때는 현재 계산된 P_c를 P_{min} 으로 두고, 현재 값을 기준으로 ΔP 를 0.1 증가시켜 dw가 음의 값을 가질 경우, 이때의 압력을 P_{max}로 두어 반분한다. C의 경우에는 해가 P_{c1}과 P_c보다 낮은 곳에 있는 경우로, 이때는 P_c를 P_{max}로 두고, 현재의 P_c에서 ΔP를 -0.1씩 감소시켜 dw가 양인 값을 찾고 그때의 값을 P_{min}으로 하여 반분한다.

열교환기 내의 냉매의 열전달계수를 구하기 위해서는 관 내 냉매의 온도와 건도를 알아야 하지만, 계산 초기에는 이에 대한 예측이 어려우므로, 이전 시간에서의 값으로 가정하여 계산을 수행한다.

압축기 계산은 증발기 출구 냉매온도와 엔탈피, 밀도, 증발압력, 응축압력을 입력으로하여 등엔트로피 압축이라는 가정하에서 계산된다. 압축기내 냉매를 이상기체로 가정하여 출구 냉매 증기의 온도와 엔탈피를 계산한다. 또한 입구 밀도를 이용하여 왕복동식 압축기의 간극 체적 효율과 압축기를 통한 유량을 계산한다.

모세관의 경우는 응축기의 출구 엔탈피와 증발압력, 응축압력을 입력으로 하여 모세관을 통한 유량을 계산한다. 응축기의 출구 엔탈피를 입력으로하여 모세관 입구 건도를 결정하고, 만약 입구 냉매 상태가 이상류일 경우, flashing 일어나는 압력을 찾고, 그 압력을 이용하여 온도와 밀도를 계산한다. 압력을 이용하여 20개의 검사 체적으로 나누고, 주어진 미소압력을 이용하여 관 길이를 계산한다. 계산된 관의 길이를 입력 값으로 주어진 관 길이와 비교하여 허용오차 내에 들면, 계산을 종료한다.

계산에 사용된 냉매의 물성치는 포화물성치 테이블 값을 이용하였으며, 과열증기의 경우, 이상기체라는 가정을 적용하여 온도와 밀도를 계산하고, 과

냉 액인 경우, 계산된 엔탈피와 포화 엔탈피를 비교하여 상대오차 내에 들게 되면, 그때의 냉매 액의 온도를 과냉 액의 온도로 정의하였다.

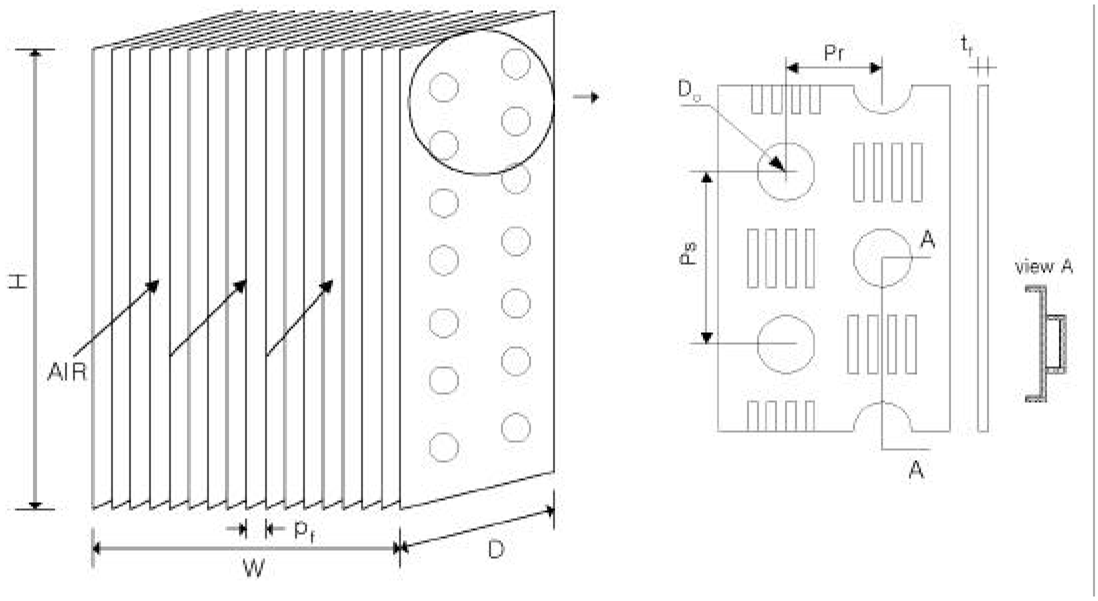

Fig. 3.1 The geometry of typical heat exchanger used in house hold air-conditioning system.

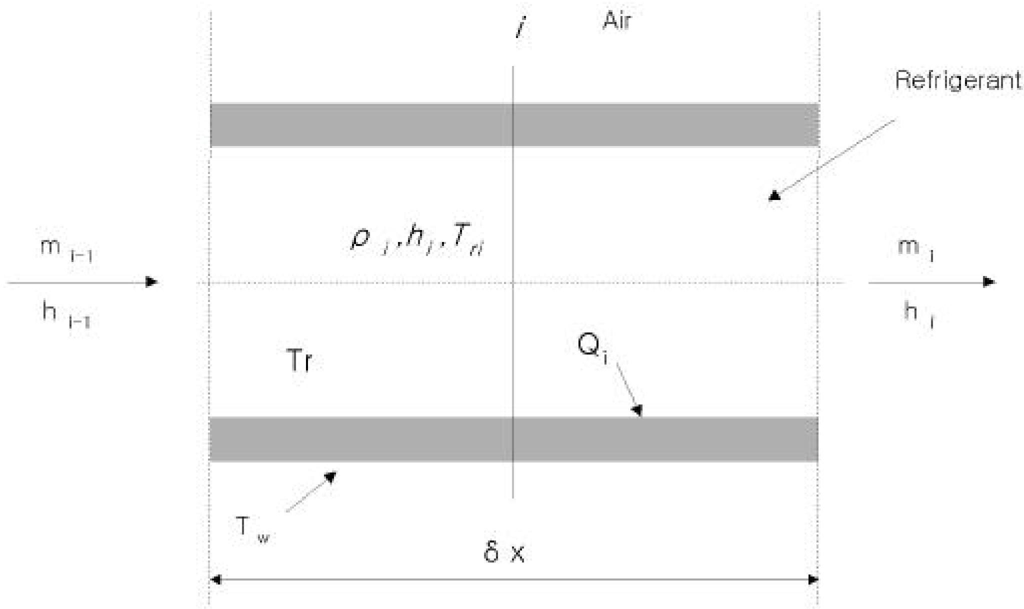

Fig. 3.2 Control volume at the *i*th nodal point.

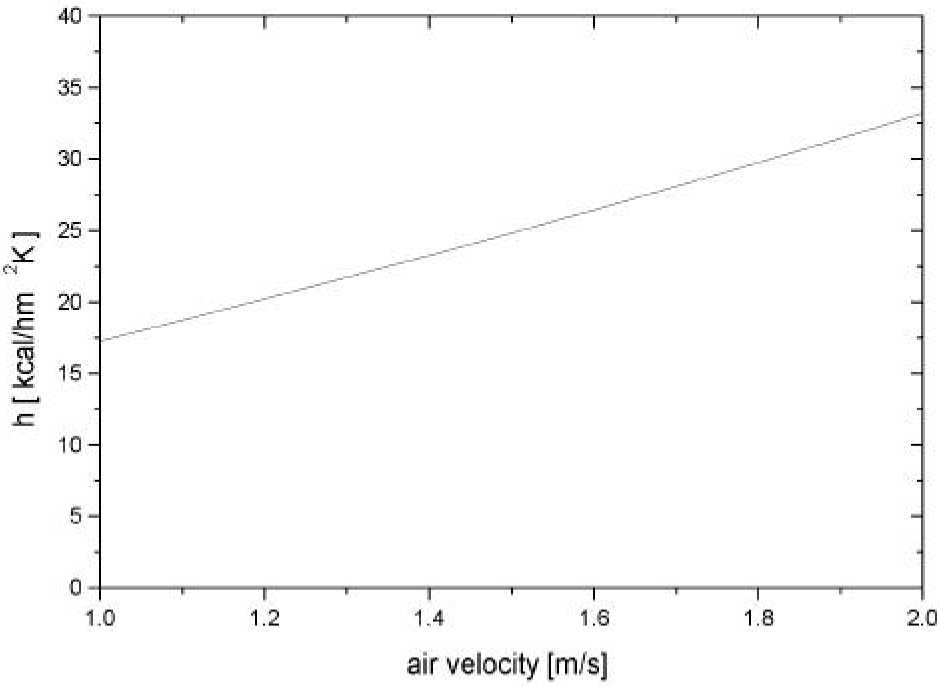

Fig. 3.3 Heat transfer coefficient of air-side with front velocity.

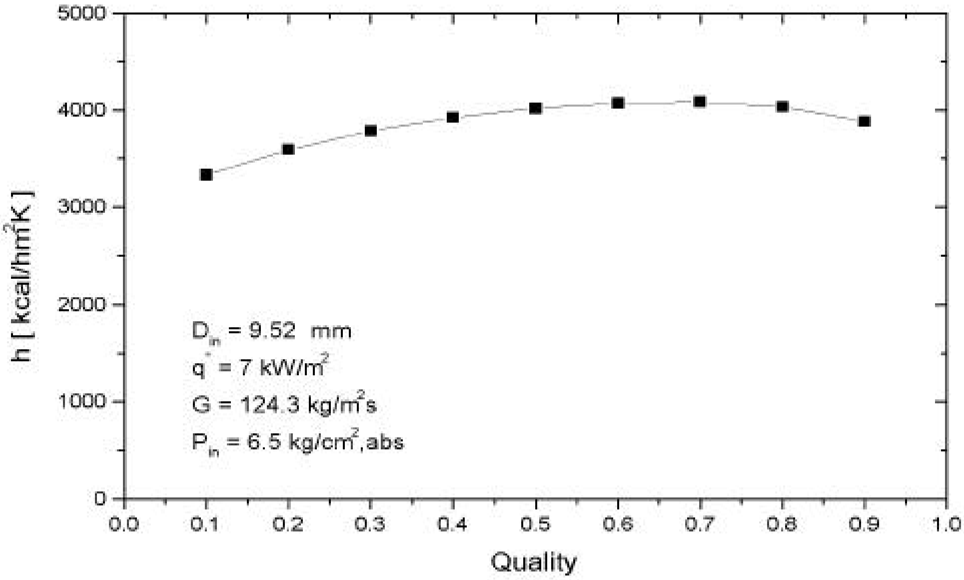

Fig. 3.4 Heat transfer coefficient for R-22 evaporation in grooved tube with quality.

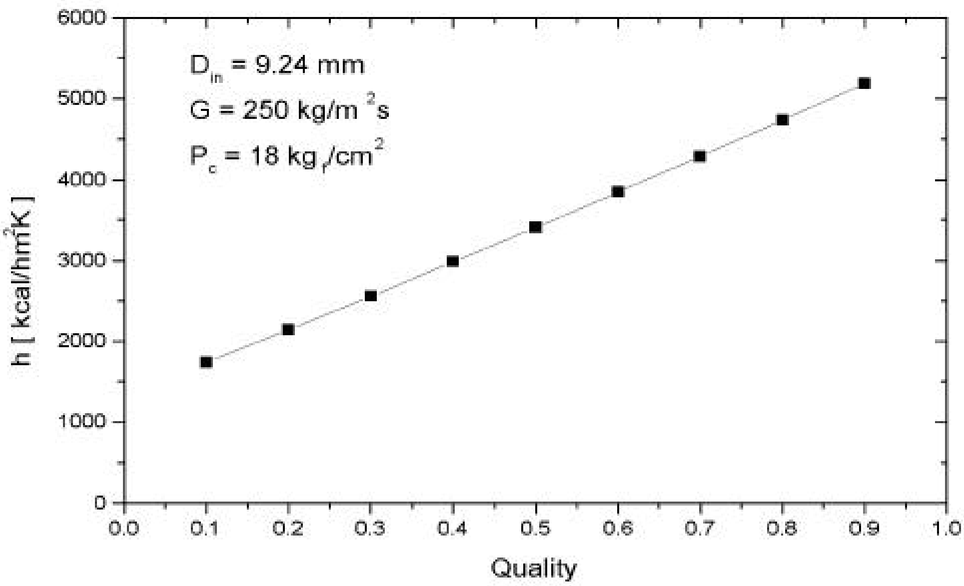

Fig. 3.5 Heat transfer coefficient for R-22 condensation in grooved tube with quality.

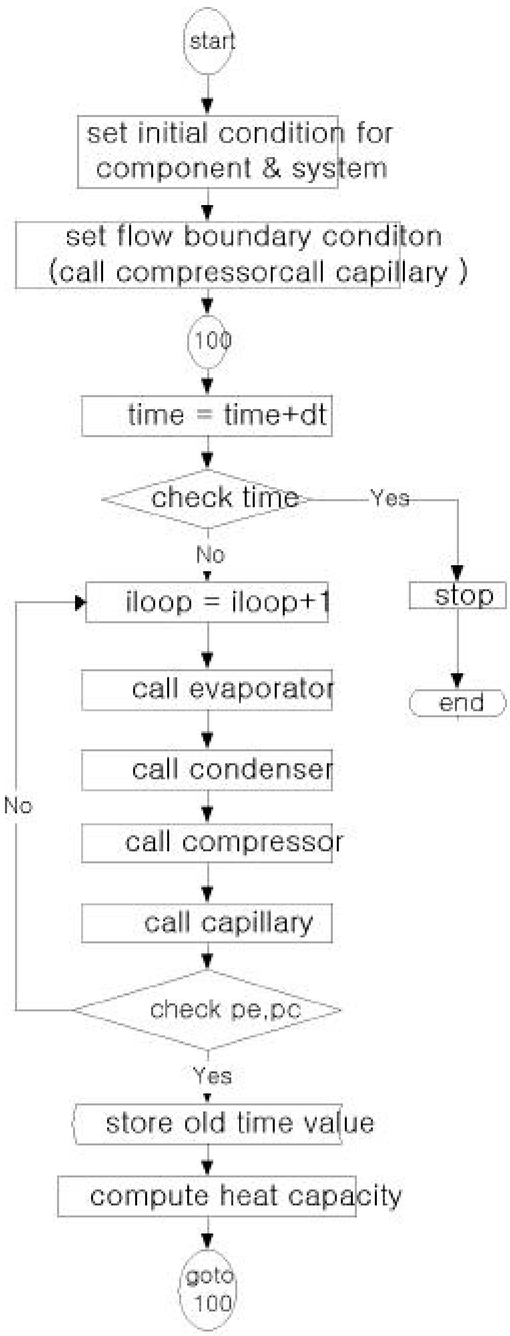

Fig. 3.6 Flow chart of system simulation program.

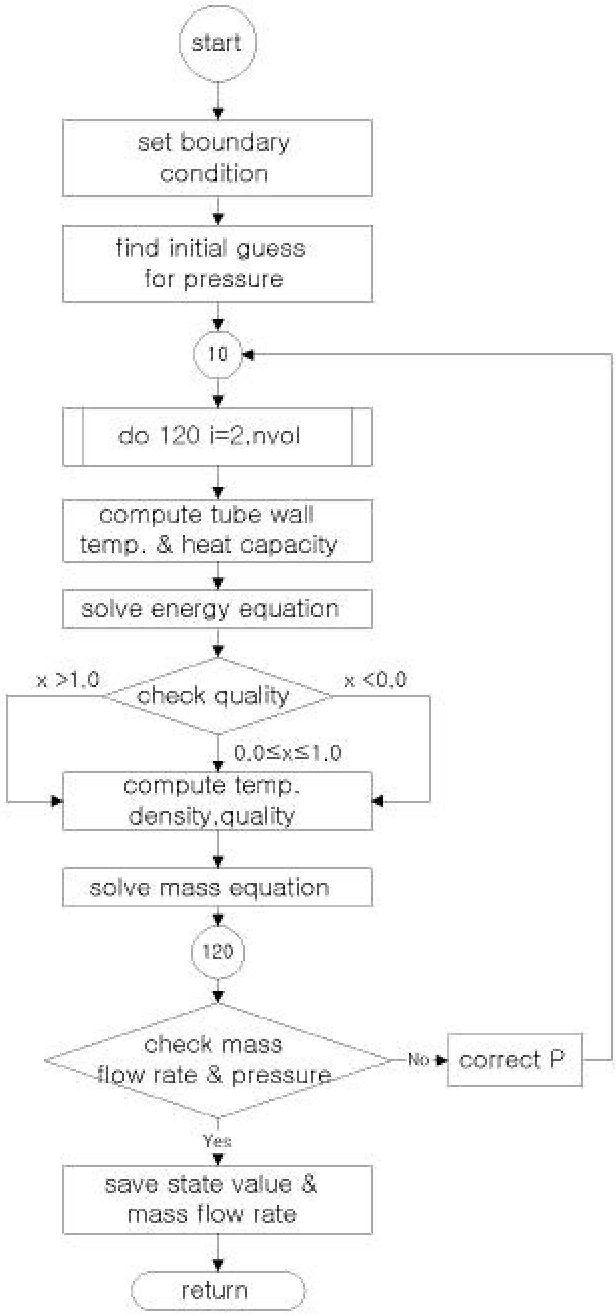

Fig. 3.7 Flow chart of heat exchanger simulation subroutine.

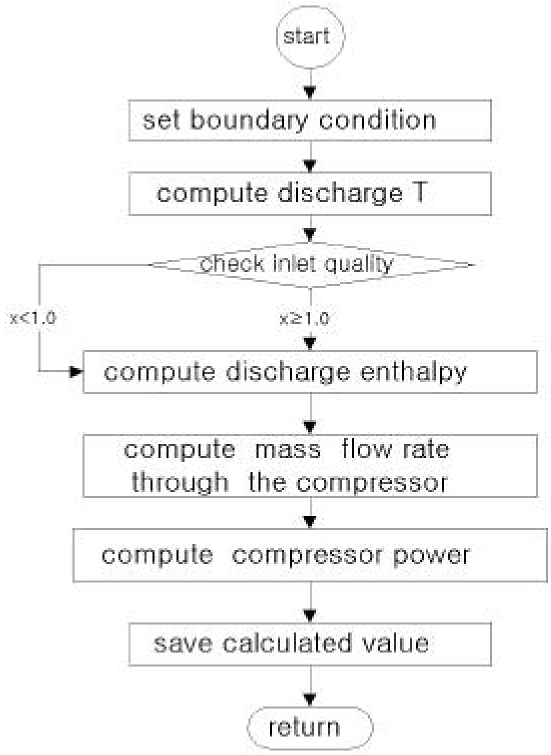

Fig. 3.8 Flow chart of compressor simulation subroutine.

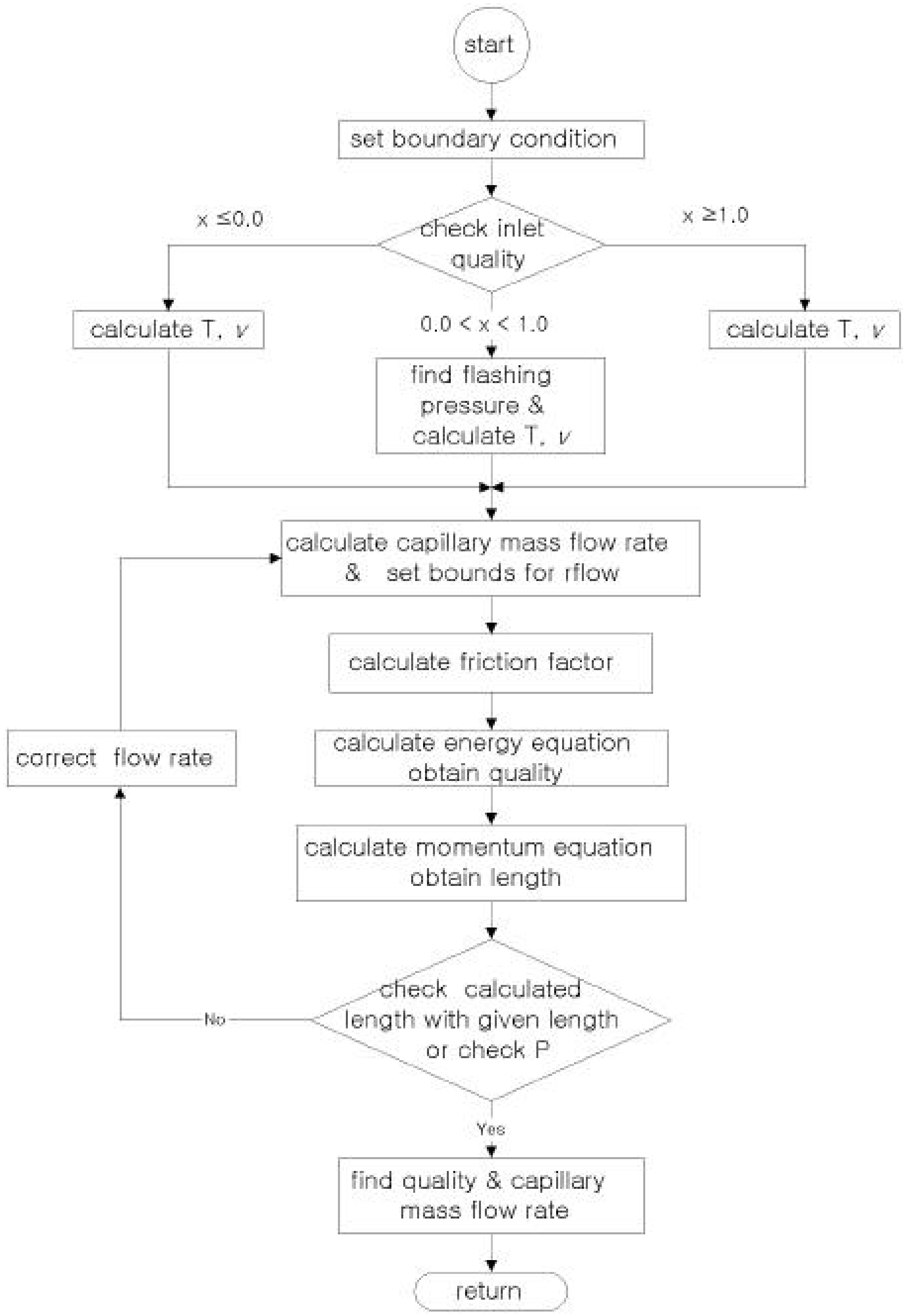

Fig3.9 Flow chart of capillary simulation subroutine.

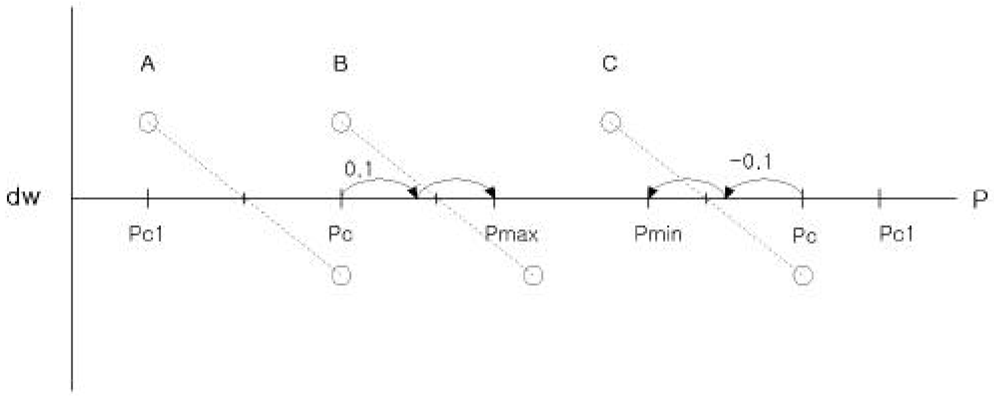

Fig. 3.10 Bracketing for pressure iteration.

제 4 장 결과 및 고찰

4.1 성능 해석 대상 모델

본 연구에 적용된 냉동시스템의 모델은 냉방능력이 3500 kcal/h 정도인 가정용 분리형 에어컨으로, fin-and-tube 형의 열교환기와 밀폐형 왕복동식 압축기, 모세관을 사용하는 시스템이다. 선정한 가정용 분리형 에어컨의 제원은 Table 4.1과 같다.

증발기와 응축기는 2열로 구성되어 있고, slit 휜이 부착된 grooved-tube를 채용하고 있다. 모세관은 내경이 1.6 mm이고, 길이가 1800 mm이다. 증발기 및 응축기의 두 열 모두에서 냉매의 유동양식이나 상태량 등이 동일 한 것으로 보고, 하나의 열에 대해서만 해석을 수행하며, 증발기는 10개의 제어체적으로, 응축기는 17개의 제어체적으로 나누었다. 입출구 영역을 포함하면, 증발기는 총 12개의 node, 응축기는 총 19개의 node를 가진다. 직관에서 return-bend 부분까지가 하나의 제어체적이 되도록 설계하였다. 모세관에 대해서는 압력을 기준으로 20개의 제어체적으로 나누어 계산을 수행하였다.

계산을 수행하기 위하여 가정된 모델의 초기화가 필요하다. 대부분의 분리형 에어컨의 표준 설치가 실내기가 실외기 보다 높은 곳에 위치한 경우이므로, 본 연구에서도 실내기가 실외기 보다 높은 곳에 위치한 경우를 대상으로 계산을 하였으며, 따라서 압축기 기동 전 냉매 액은 대부분이 응축기와 액 배관에 모여 있고, 증발기 내에는 입구 관 일부에만 냉매 액이 차 있는 경우로 계산 초기의 냉매 배치를 결정하였다. 실제 시스템의 경우 역시 압축기 정지와 동시에 실내기에 있던 냉매는 중력에 의해 낮은 곳에 위치한 응축기와 액 배관 일부로 이동하게 되고, 실내기에는 대부분이 냉매 증기로 채워지기 때문에 현재의 가정이 타당하다고 볼 수가 있다. 냉매의 배치는 열교환기 관의 제어체적에 적절히 건도를 부여하는 방법을 택하였으며, 충전량의 변화도 동일한 방법을 이용하였다. 초기 냉매의 배치는 기동 성능의 변화를 보일 수는 있으나, 정상상태에 도달하면, 초기 냉매의 위치와는 관계없이 총 충전

량에 대해 일정한 성능을 보여야 한다. 그렇지 않고, 초기 냉매의 배치가 정상상태 성능에 영향을 미친다면 시스템 정지 모델이 적용되어야 하며, 압축기 정지 후 고저압이 평형이 되면 각 요소기기에 대하여 그때의 냉매의 상태량을 저장하여 시스템의 운전에 사용하여야 한다.

 본 연구에서는 시스템이 기동한 후 시간에 따른 각 위치에서의 냉매의 상태량과 냉방능력, 압축동력을 계산하여 시간에 따른 성적 계수를 구하고, 각 요소기기의 거동이 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 실내 온도 27℃, 외기 온도 31, 33, 35℃에 대하여 성능 해석을 수행하였다.

4.2 시스템 기동시의 동적 성능

본 연구에서 가정한 모델의 시스템 내 적정 냉매 충전량을 표준 사이클을 보이는 750 g정도라 가정하고, 시스템 기동시의 동적 성능을 해석하였다.

시스템의 압력인 고압과 저압의 변화를 Fig. 4.1에 나타내었다. 압축기 기동과 동시에 고압은 상승하고 저압은 하강하며, 약 30초 이후에 정상상태에 도달함을 보이고 있다. 고압은 상승 후 정상상태 이전에서 미소하게 강하하고, 저압은 상승함을 보인다. 이는 정상상태에 도달하기전의 압력 분포가 초기 냉매의 위치에 영향을 받기 때문으로 볼 수 있다. 실제 응축기 내에 액의 양이 많을수록 계산 초기의 압력상승이 크고 냉매량이 적을수록 그 상승분이 작게 된다.

운전 시간에 대한 압축기와 모세관의 유량을 Fig. 4.2에 나타내고 있다. 압축기의 유량이 계산과 동시에 급격히 상승하는 것은 현재의 압축기 연구 모델이 압축기내로 증기와 함께 액이 들어올 경우, 증기는 압축하여 보내고, 액은 들어온 양만큼 펌핑하여 내보내게 처리하고 있기 때문이다. 정상상태에 도달하면, 압축기를 통한 냉매 유량과 모세관을 통한 냉매 유량이 동일하게 된다.

증발기의 냉방능력과 응축기의 방열량, 압축기 소요동력을 Fig. 4.3, 4.4에서 나타내었다. 정상상태 이후 증발기의 냉방능력과 압축기 소요 동력을 더한 열량이 응축기의 방열량과 일치함을 알 수 있는데, 이는 현재의 연구 모델이 에너지보존을 잘 유지하고 있음을 보여준다. 압축기 소요 동력이 계산 초기 급격히 상승하는데, 이는 압축기가 액을 처리하는 부분으로 유량의 상승에 기인한 것이다.

증발기 입구 엔탈피와 압축기 입구 엔탈피, 응축기 입구 엔탈피와 모세관 입구 엔탈피를 Fig. 4.5, 4.6에서 보여주고 있으며, Fig. 4.7, 4.8에서는 증발기 입구, 압축기 입구, 응축기 입구, 모세관 입구의 냉매의 시간에 대한 온도의 변화를 나타내었다. Fig. 4.9, 4.10에서는 증발기 입구 건도와 압축기 입구 건도, 응축기 입구 건도와 모세관 입구 건도를 나타내었다. 정상상태에 도달하

면, 증발기 입구에서는 0.2 정도의 건도를 가진 냉매가 들어옴을 알 수가 있다. 정상 상태 도달 후 제어체적에 따른 증발기와 응축기내의 건도와 온도 분포를 Fig. 4.11, 4.12에 나타내었다. 증발기 입구 1번 node에서 건도 0.2의 냉매가 들어와서 출구 10번 node에서 건도가 1.0이 되며, 그 변화가 거의 선형적임을 보이고 있다. 냉매의 온도는 10번 node까지 증발 압력에 해당하는 포화 온도를 유지하다가 건도가 1.0 이 되면서부터 과열도가 생김을 알 수 있다. 응축기에서는 입구에서부터 3번 node까지는 건도가 1.0인 고온의 냉매 증기가 분포해 있으며, 차츰 선형적으로 건도가 감소하며, 냉매 온도는 응축 온도에 해당하는 포화 온도를 유지한다. 출구 쪽인 17번 node에서 건도가 0.0이 되고, 과냉도가 생기게 된다.

시스템 내 냉매 충전량이 750 g일 때, 정상상태에서의 각 요소기기 내 냉매 질량의 분포를 보면 Fig. 4.13과 같이 나타나며, 응축기 내에 636.5 g정도의 냉매가 위치함을 볼 수 가 있다. 이는 시스템이 정상 운전될 경우 약 85 %의 냉매가 응축기에 모여 있음을 나타낸다.

4.3 최적 충전량

4.3.1 충전량에 따른 시스템의 성능 변화

모델링 된 시스템을 이용하여 시스템 내 냉매 충전량에 따라 증발 및 응축압력의 변화, 증발기 흡열량과 응축기 방열량, 압축기 소비동력의 변화, 성적계수, 과열도의 변화에 대하여 고찰하고 최적 충전량을 결정하고자 하였다. 냉매 충전량은 최저 500 g부터 50 g간격으로 최대 1000 g까지 계산을 수행하였다.

우선, 시스템 내의 냉매 분포를 보면, Fig. 4.14에서 보는 바와 같이, 냉매 충전량이 500 g에서 1000 g으로 변화하는 동안 응축기내 냉매의 증가율은 51%, 증발기내 냉매의 증가율은 124%를 보여 증발기내 냉매량이 많게됨을 알 수 있다. 이는 냉매 충전량이 많아짐에 따라 증발기내에서 충분히 증발하지 못하고, 증기배관에서도 건도가 1.0이 되지 않기 때문이다. 따라서 냉방능력이 감소하고, 소비동력은 증가하여 COP의 감소를 초래한다. 액배관 내에서는 충전량이 작아 건도가 0.0보다 크게 되면, 배관내의 냉매량이 줄어들지만, 건도가 0.0이하가 될 경우, 충전량에 관계없이 일정하다. 이는 제한된 배관 체적내에 항상 액이 차 있기 때문이다.

시스템의 고압과 저압의 변화를 보면, Fig. 4.15와 같다. 충전량이 증가함에 따라 증발압력과 응축압력은 선형적으로 증가하게 된다. 충전량이 증가하면 시스템 내의 냉매 유량이 증가하게 되어 응축압력과 증발압력이 증가하게된다. 시스템내 냉매 충전량이 500 g에서 응축압력은 16.2 kgf/cm2, 증발압력은 5 kgf/cm2 이고, 충전량 1000 g에서는 응축압력이 18.2 kgf/cm2이고 증발압력은 6.8 kgf/cm2으로 상승한다. 하지만, 두 압력의 차이는 충전량에 관계없이 거의 일정하므로 고저압의 차이를 이용하여 냉매 충전량의 적정함을 판단하는 것은 옳지 않음을 알 수 있다.

충전량에 따른 열량의 변화는 Fig. 4.16과 같이 나타나며, 충전량이 증가함에 따라 응축기 방열량(Q_c)은 급격히 증가함을 보이고 있다. 이는 충전량

이 증가함에 따라 응축기내에 액이 적재되는 양이 증가하기 때문으로 고압의 상승요인이 되고, 또한 압축 소비 동력의 상승 요인이 된다. 냉방능력(Q_e)은 충전량 800 g에서 최대를 보이며, 이때의 값은 4208 W(3625 kcal/h)로 본 해석의 대상인 3500 kcal/h에 근사함을 볼 수가 있다. 냉방능력의 분포는 최저 냉매량에서 냉매량이 증가함에 따라 차츰 증가하다가 800 g이후에서는 급격히 감소함을 볼 수가 있다. 이는 시스템내의 냉매가 많아 실내기의 증발기내에 냉매 액이 과다 적재되어 충분한 증발 열전달 면적을 제공하지 못하기 때문이고, 이로 인해 압축기 내로 액이 유입될 위험이 있다. 냉매 충전량에 따른 냉방 능력의 변화 통해 시스템 내의 냉매가 적정량 보다 많기만 하면 시스템이 정상성능을 보일 것이라는 일반적인 생각이 잘못된 것임을 알 수 있다. 또한, 냉매 충전량이 적은 영역에서 냉방 능력의 저하가 커짐을 볼 수가 있다. 냉매 충전량 750 g을 기준으로 볼 때, 20% 과충전된 900 g의 경우, 5.2%의 냉방능력 저하를 보이지만, 20% 적게 충전된 경우인 600g의 경우는 11.5%의 냉방능력 저하를 보인다.

충전량에 따른 압축기 소비 동력을 보면 Fig. 4.17과 같이 나타난다. 압축기 소비 동력 또한 냉매의 충전량의 증가에 따라 급격히 증가함을 볼 수가 있다. 압축기는 고저압의 차이와 압축기 입구 냉매의 밀도에 따라 유량이 결정되고, 소비 동력은 이렇게 결정된 유량에 지배적이기 때문이다. 시스템 내 냉매량이 증가하면, 고저압의 차 및 압축기 입구 냉매 비체적 변화가 크기 때문에 소비 동력 또한 큰 폭으로 증가하게 된다.

성적 계수는 냉방능력과 유사하게 750 g보다 적게 충전된 경우, 또한 800 g보다 과하게 충전된 경우 급격하게 감소함을 볼 수가 있으며, Fig. 4.18에 그 분포를 나타내었다. 냉매가 적게 충전된 경우, 소비 동력은 줄어들지만 냉방능력이 떨어지고, 과다하게 충전된 경우는 냉방능력의 감소도 크고 소비 동력의 증가도 크기 때문에 성적 계수의 감소 폭이 급격해 진다. Fig. 4.18에서도 볼 수 있듯이 성적 계수를 이용하면, 최적 충전량의 범위를 쉽게 찾을 수가 있다.

이상의 결과를 종합해보면, 시스템내의 적정 냉매량은 750 800 g으로

결정할 수가 있으며, 이를 기준으로 과소 충전된 경우, 과다 충전된 경우 모두 급격한 성능의 감소를 보인다. 최적 충전량의 범위를 750 800 g으로 볼 경우, 과열도는 Fig. 4.19에서 보듯이 1 6℃ 정도임을 알 수가 있다. 따라서 정상 상태 운전시의 과열도를 이용하여 최적 충전량을 찾을 수가 있음을 보여주고 있다.

4.3.2 외기 온도와 최적 충전량

외기 온도와 냉매 충전량 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 외기 온도를 31, 33, 35℃로 바꿔가며 계산을 수행하였다. 외기 온도 변화에 따른 증발압력과 응축압력의 변화를 Fig. 4.20에 나타내었다. 외기 온도의 상승에 따른 증발압력의 상승폭은 작지만, 응축압력은 외기 온도가 상승함에 따라 점진적으로 상승함을 볼 수 있다.

외기 온도 변화에 따른 냉방능력의 변화를 Fig. 4.21에 나타내었다. 냉매 충전량이 적은 영역에서는 냉방능력이 외기 온도의 변화에 따른 영향이 작음을 알 수 있다. 이는 시스템 내 충전된 냉매량이 적어, 냉매 유량이 작기 때문이다. 반면, 냉매가 과충전된 경우는 외기 온도에 따라 냉방능력의 변화가 크게된다. 900 g이 충전된 경우 외기 온도가 35℃일 때가 31℃일 때보다 8.9%, 1000 g이 충전된 경우 15.5%가 감소하게된다. 그 이유로는 외기 온도에 따른 모세관을 통한 유량의 변화를 들 수가 있다.

모세관에서는 응축압력이 높을수록 증발압력과의 차가 커져 더 많은 양의 냉매를 증발기에 공급하게 된다. 외기 온도가 높아지더라도 증발압력의 변화는 크지 않지만, 응축압력은 외기 온도가 높아짐에 따라 점진적으로 높아지게 된다.

냉매가 과충전된 영역에서 외기 온도가 35℃인 경우, 응축압력 즉, 모세관 입구 압력은 높아져 유량이 증가하지만, 증발기에서 충분한 열전달 면적을 제공하지 못하기 때문에 냉방능력은 감소하게 된다. 31℃인 경우는 응축압력이 낮아져 모세관을 통한유량은 줄어들지만, 냉매 충전량이 많은 영역에서

증발기 내 냉매량이 적정하여 냉방능력이 높게 나타난다.

외기 온도의 변화에 따른 압축기 소비 동력의 변화를 살펴보면, Fig. 4.22와 같다. 외기 온도가 상승할수록 압축기 소비 동력이 증가하게 되는데, 이는 외기 온도가 상승하면서 응축압력을 상승시키기 때문이다. 대상 모델의 압축기 소비 동력은, 압축기를 통한 냉매의 유량과 이론적인 압축일에 의해 결정되는데, 외기 온도가 증가하면 압축비의 상승으로 간극체적효율이 감소하여 압축기를 통한 냉매의 질량유량은 감소하지만, 압축일이 증가하게되어, 결과적으로 소비 동력이 증가하게 된다. 750 g을 기준으로 볼 때, 외기 온도가 35℃인 경우, 31℃일 때 보다 11%, 33℃일 때 보다 4.8% 증가하게 된다.

외기 온도와 냉매 충전량 변화에 따른 COP의 변화를 Fig. 4.23에 나타내었다. 냉매 충전량이 적은 영역에서 외기 온도의 변화에 따른 냉방능력의 변화 폭은 작았지만, COP는 외기 온도가 높을수록 크게 감소함을 볼 수 있는데, 이는 Fig. 4.22에서 보는바와 같이 압축기 소비 동력이 외기 온도가 상승함에 따라 소비 동력이 점차 증가하기 때문이다. 따라서, 외기 온도가 상승할수록 COP는 감소하게된다. 냉매가 과충전된 영역에서는 냉방능력의 차이로 인해 COP의 변화 폭이 커짐을 볼 수가 있다.

외기 온도와 충전량에 따른 증발기 출구 냉매 과열도의 변화를 Fig. 4.24에 나타내었다. 외기 온도가 상승함에 따라 증발기 출구 냉매의 과열도는 낮아짐을 볼 수가 있다. 전술한 바와 같이, 외기 온도가 상승하게 되면 증발압력과 응축압력의 차이가 커지게 되어 모세관을 통한 냉매의 질량유량이 증가하게 되어 증발기 내 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다.

외기 온도에 따른 영향을 종합해 보면, 외기 온도가 상승함에 따라 응축압력은 점진적으로 증가하지만, 증발압력의 변화는 크지 않다. 외기 온도가 높아질수록 냉매가 과충전된 영역에서 냉방능력의 감소 폭이 커지고, COP는 전 충전량 영역에서 외기 온도가 높아질수록 감소하게된다. 이러한 결과를 Farzad & O'Neal의 실험 연구 결과와 비교해 볼 때, 대상 모델의 용량이 달라 정량적인 비교는 어렵지만, 냉방능력과 COP등의 변화가 유사한 경향을 보임을 알 수 있다. 또한, Fig. 4.21과 Fig. 4.23의 결과를 보면, 외기 온도의

세 경우에 대해 냉매 충전량 800 g정도에서 냉방능력 및 COP가 최대 값을 보임을 알 수 있다. 따라서, 냉매 충전량 800 g이 대상 모델의 외기 온도의 영향을 고려한 최적 냉매 충전량이라 볼 수 있다.

시스템 내 냉매의 최적 충전량을 결정짓는 변수로 냉방능력과 성적 계수, 과열도를 들 수가 있고, 최적 충전량을 결정하는 방법으로 압력의 변화를 이용하는 것은 적절하지 못함을 알 수 있다. 그러나 냉방능력 및 과열도 등은 시스템의 용량 및 실내부하, 외기 조건 등 운전 조건에 따라 달라지기 때문에 이러한 최적 충전량에 대한 정보를 실용화하기 위해서는 각 에어컨의 규격 및 운전 조건에 따른 최적 충전량 map의 작성이 필요하다고 볼 수 있다.

Table 4.1 Specification of model air-conditioner.

증발기			
휜 피치		----	1.34 mm
휜 두께		----	0.105 mm
휜 사이즈	폭	----	25.4 mm
	높이	----	252 mm
열수		----	2
관 외경		----	7 mm
관 내경		----	6.16 mm
관 길이		----	17100 mm

응축기			
휜 피치		----	1.27 mm
휜 두께		----	0.105 mm
휜 사이즈	폭	----	38 mm
	높이	----	610 mm
열수		----	2
관 외경		----	9.52 mm
관 내경		----	8.52 mm
관 길이		----	36600 mm

모세관	
내경	1.6 mm
길이	1800 mm
열수	2 개

압축기		
형식	----	밀폐형 왕복동식
행정체적	----	18.5 cc/rev
입구 관경	----	12.2 mm
출구 관경	----	8.06 mm
모터 RPM	----	3600 RPM (동기속도 60Hz)

Table 4.1 Result of system performance with refrigerant charge.

Charge	Pe (kgf/cm2)	Pc (kgf/cm2)	Wcom (W)	Qe (W)	Qc (W)	COP	Tsh (℃)
500	5.0348	16.205	1354.8	3456	4701	2.5509	21.66
550	5.2924	16.368	1367.7	3663.1	4914.8	2.6788	18.919
600	5.448	16.485	1373.2	3775.5	5089.3	2.7495	16.757
650	5.743	16.705	1386.3	3973.5	5247	2.8663	13.339
700	5.9242	16.86	1396.7	4098.5	5399	2.9344	10.287
750	6.0944	17.093	1413.6	4208.1	5547.5	2.9769	6.2313
800	6.2976	17.429	1437.2	4270.3	5774.2	2.9713	0.827
850	6.3232	17.464	1440.9	4196.1	5770.1	2.912	(0.97)
900	6.4975	17.719	1470.5	4002.2	5963.6	2.7217	(0.91)
950	6.6311	17.91	1494.1	3859.3	6122.4	2.5821	(0.86)
1000	6.7766	18.186	1527.1	3703	6301	2.4251	(0.81)

※ Tsh에서 ( )는 증발기 출구 건도

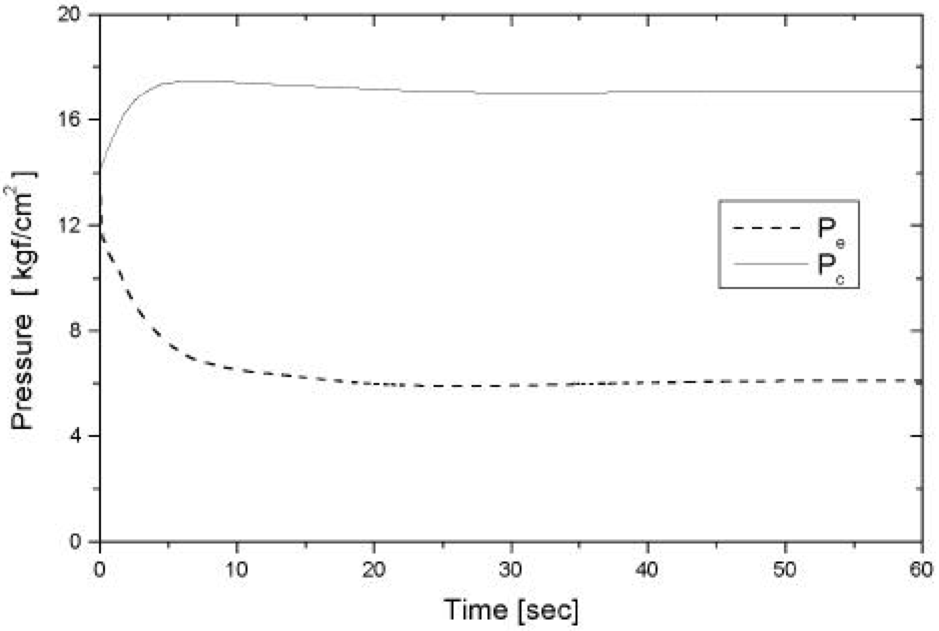

Fig. 4.1 Refrigerant pressure versus time.

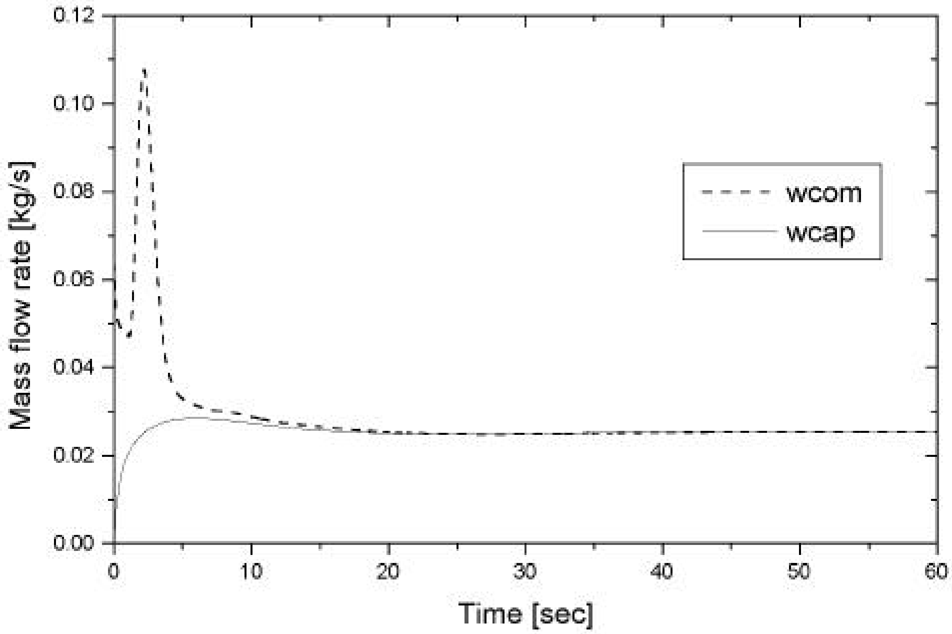

Fig. 4.2 Refrigerant flow rate versus time

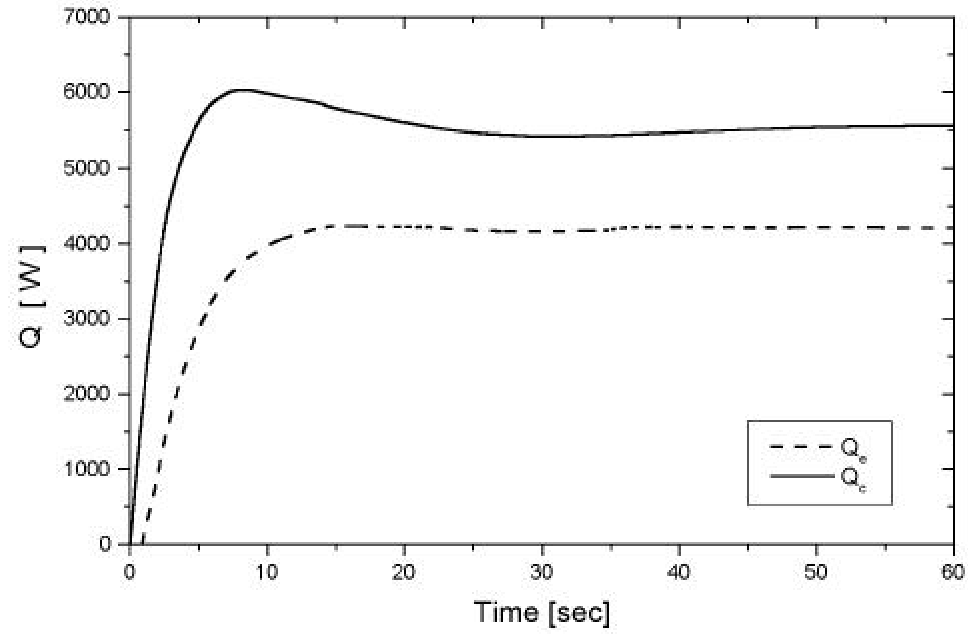

Fig. 4.3 Heat rates versus time.

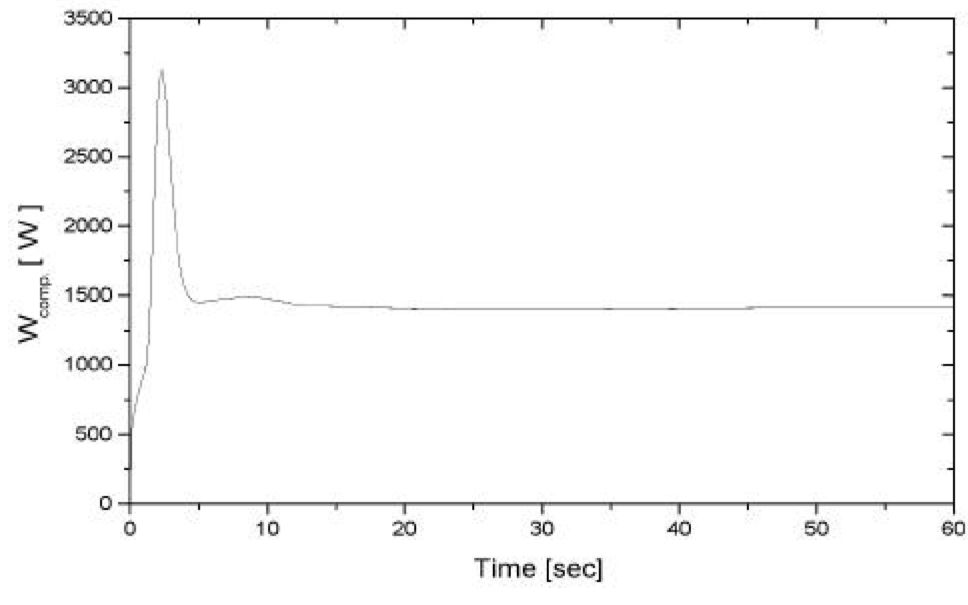

Fig 4.4 Compressor work versus time.

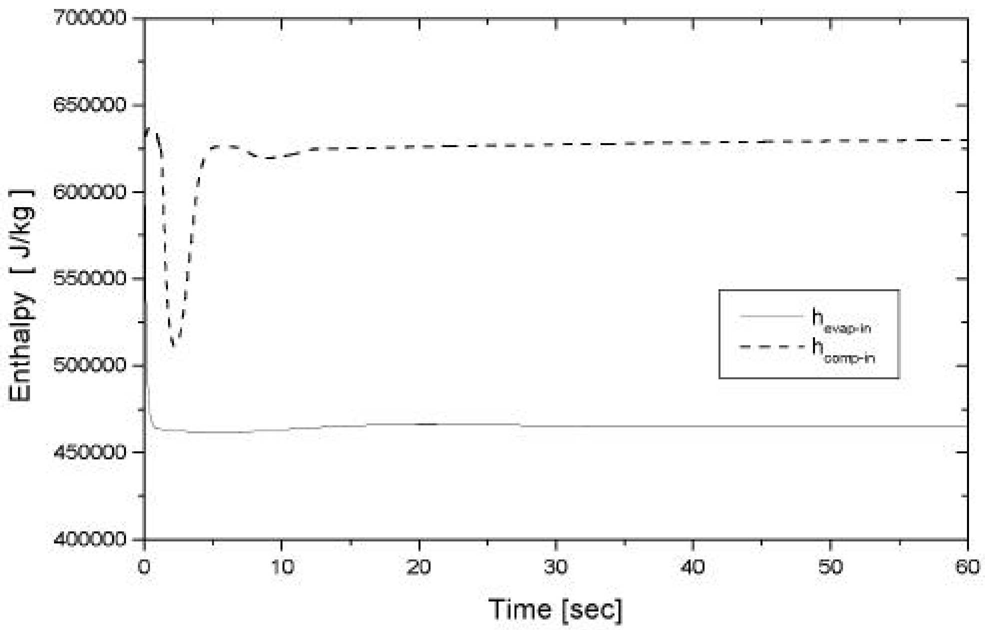

Fig. 4.5 Refrigerant enthalpy versus time at evaporator inlet and compressor inlet

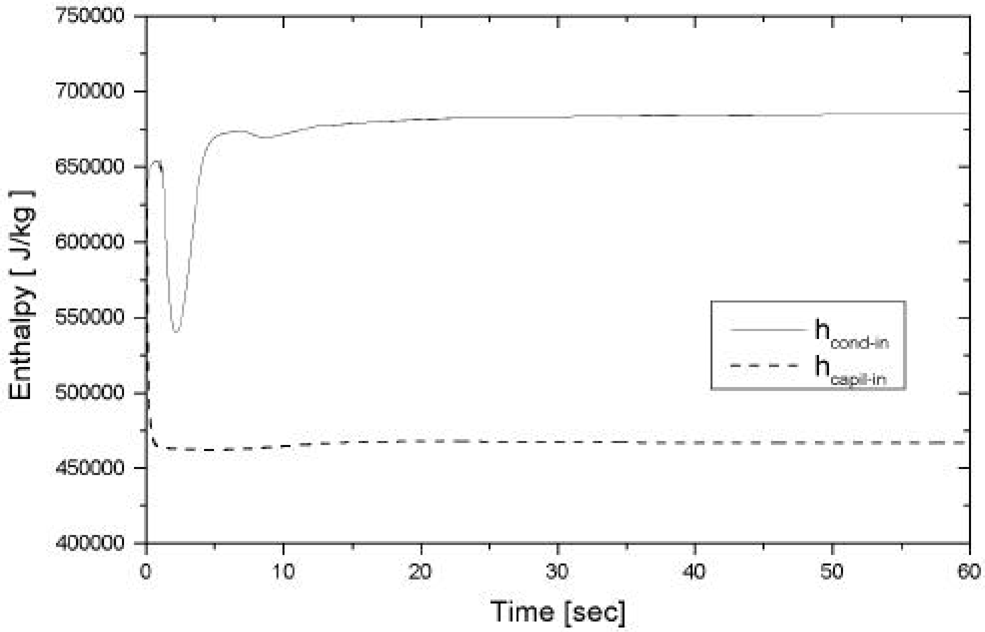

Fig. 4.6 Refrigerant enthalpy versus time at condenser inlet and capillary inlet.

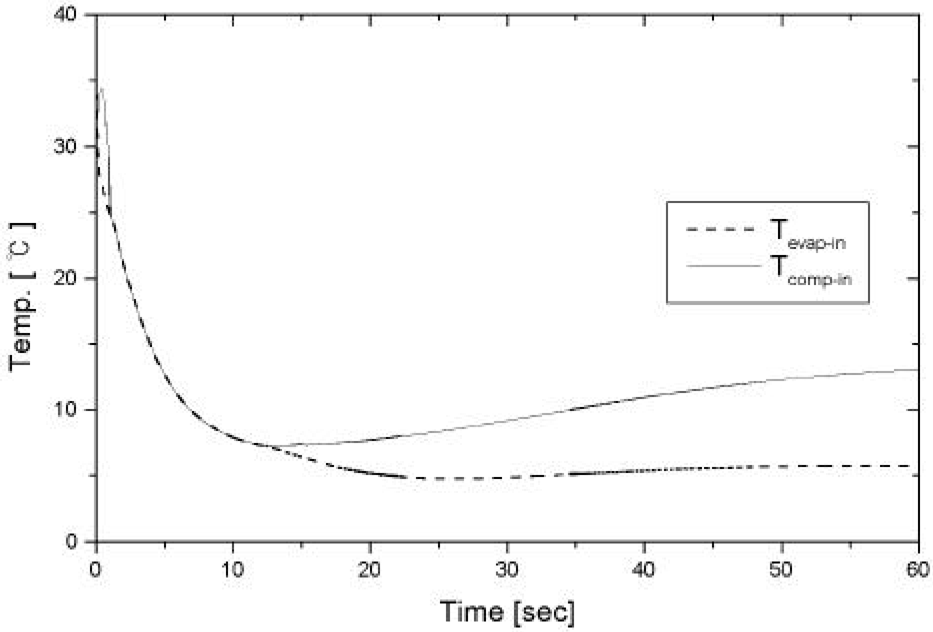

Fig. 4.7 Refrigerant temperature versus time at evaporator inlet and compressor inlet.

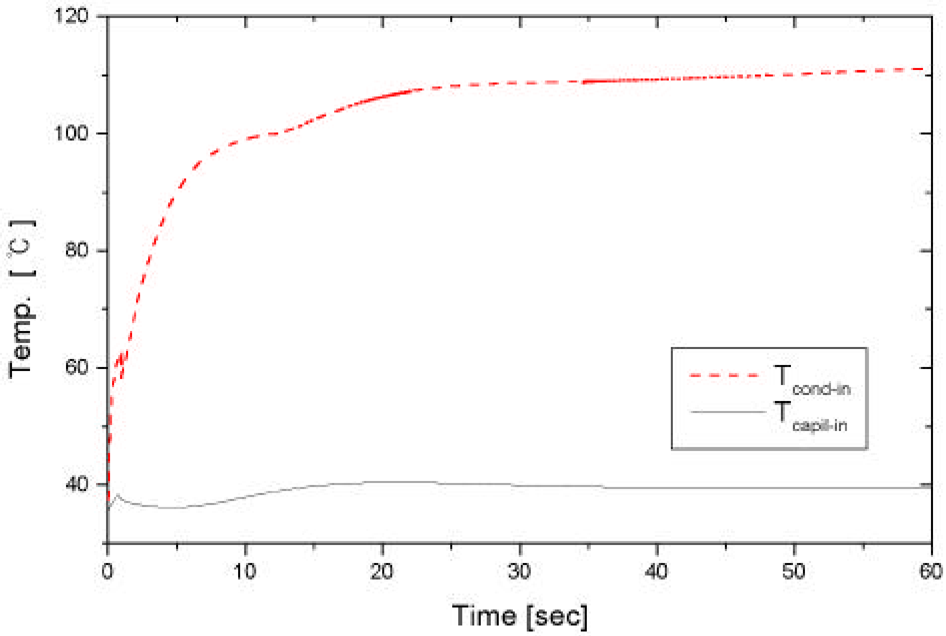

Fig. 4.8 Refrigerant temperature versus time at condenser inlet and capillary inlet.

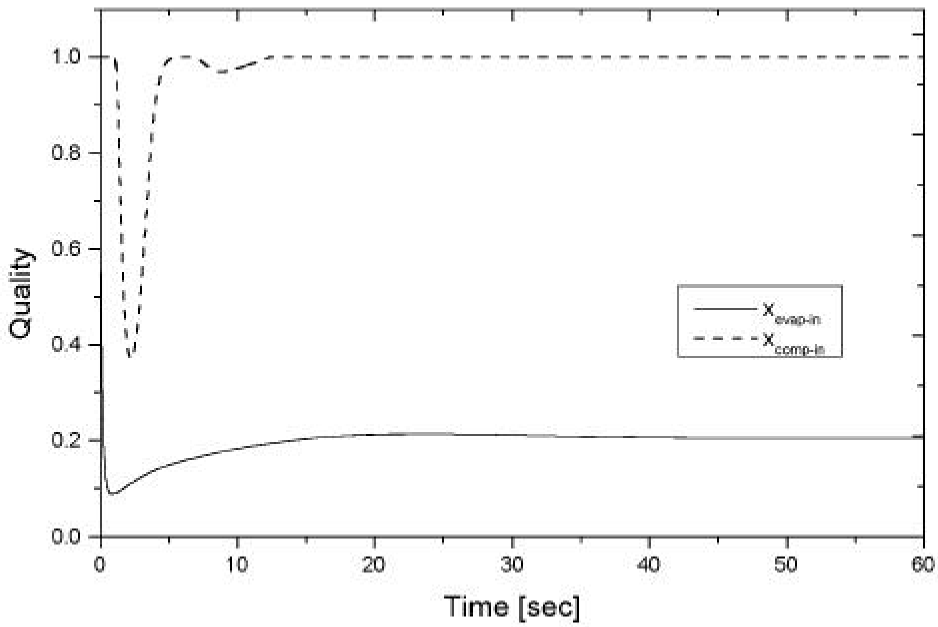

Fig. 4.9 Refrigerant quality versus time at evaporator inlet and compressor inlet.

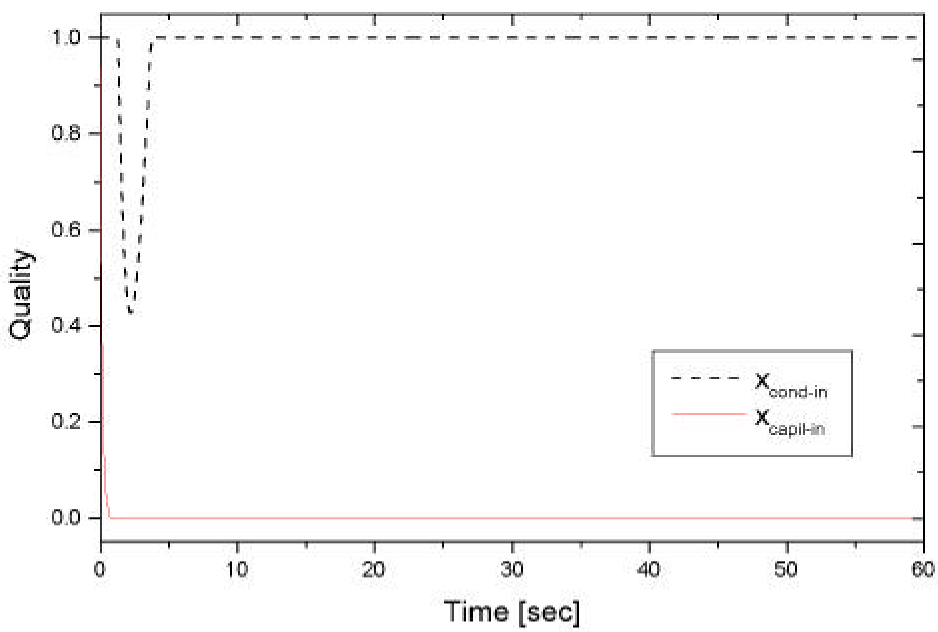

Fig. 4.10 Refrigerant quality versus time at condenser inlet and capillary inlet.

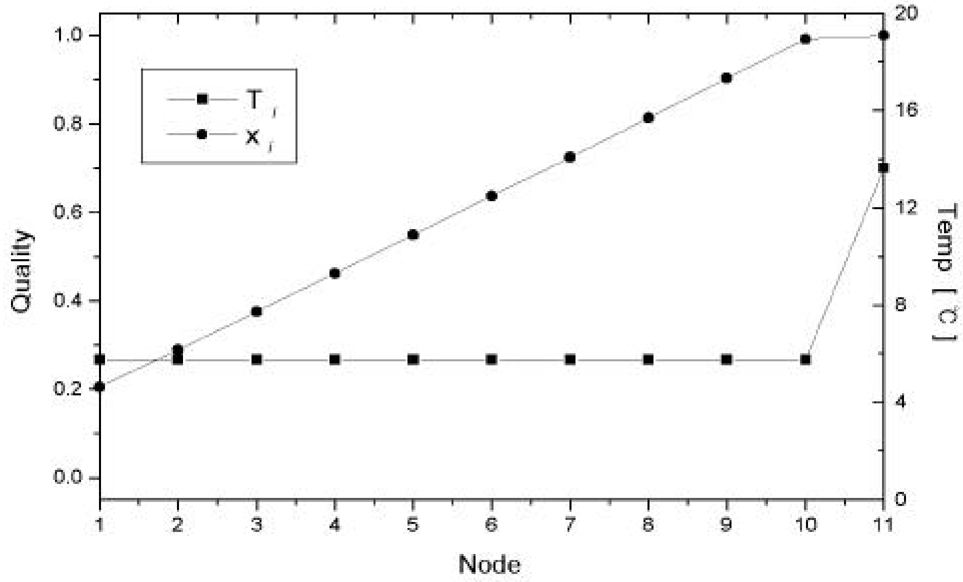

Fig. 4.11 Refrigerant quality and temperature variations in evaporator (steady-state).

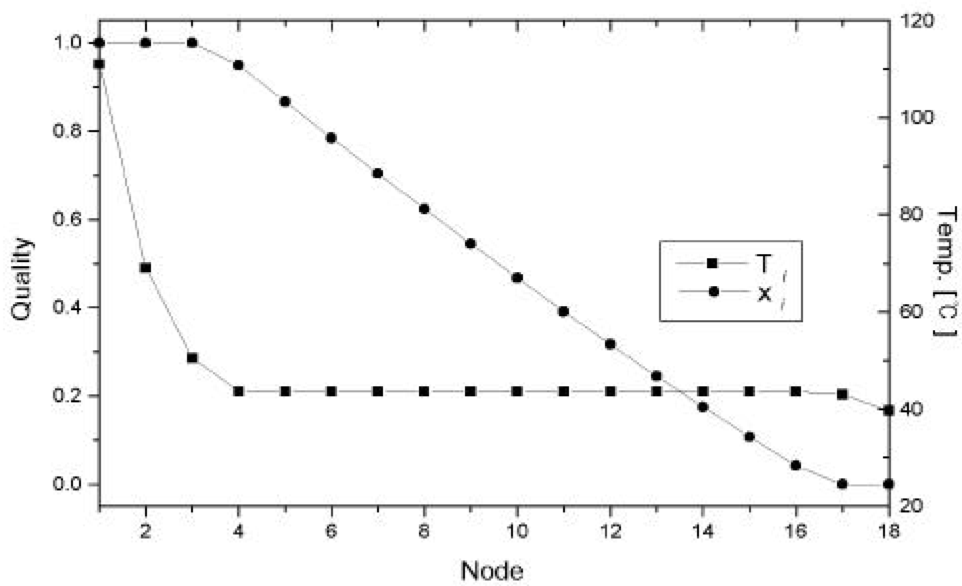

Fig. 4.12 Refrigerant quality and temperature variations in condenser (steady-state).

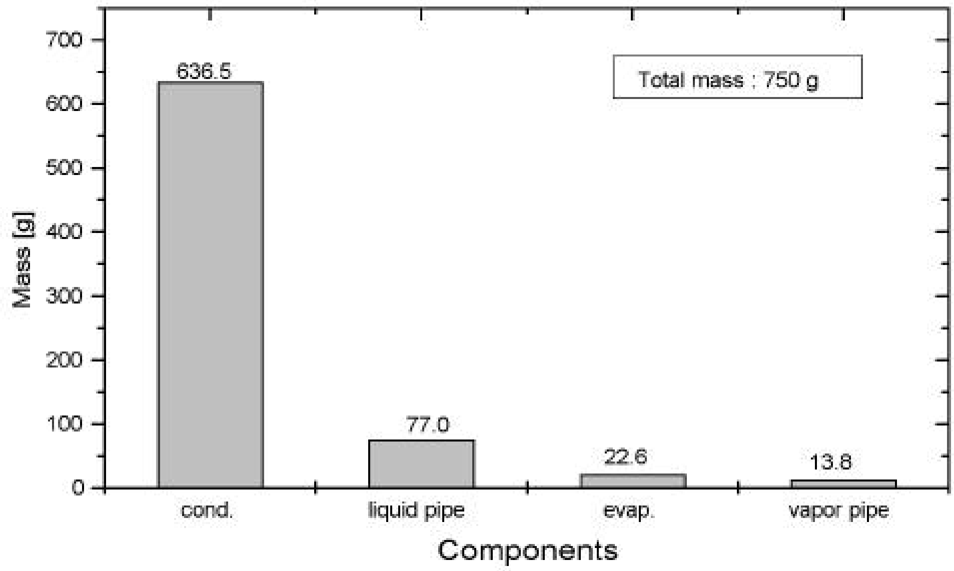

Fig. 4.13 The distribution of 750g charging amount of refrigerant in the system.

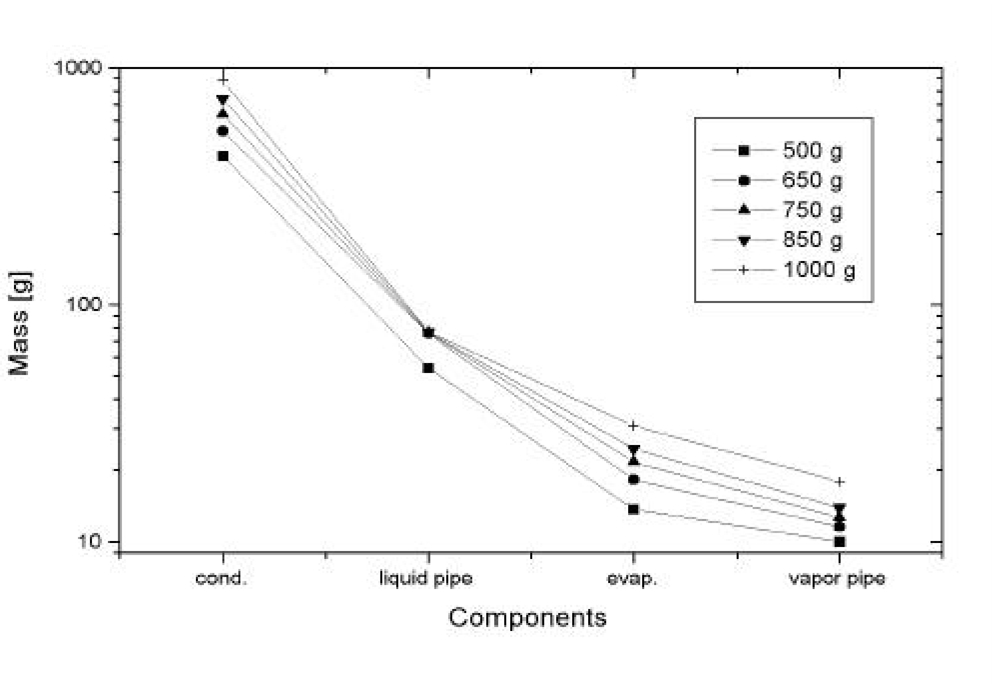

Fig. 4.14 The distribution of refrigerant depending on charging amount in the system.

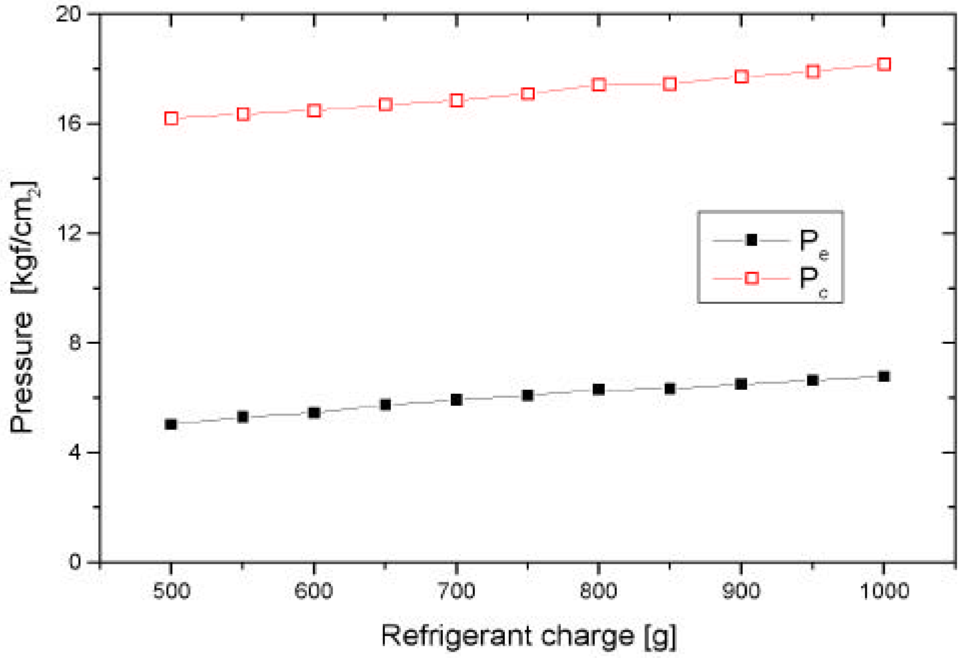

Fig. 4.15 Evaporating and condensing pressures as a function of refrigerant charge.

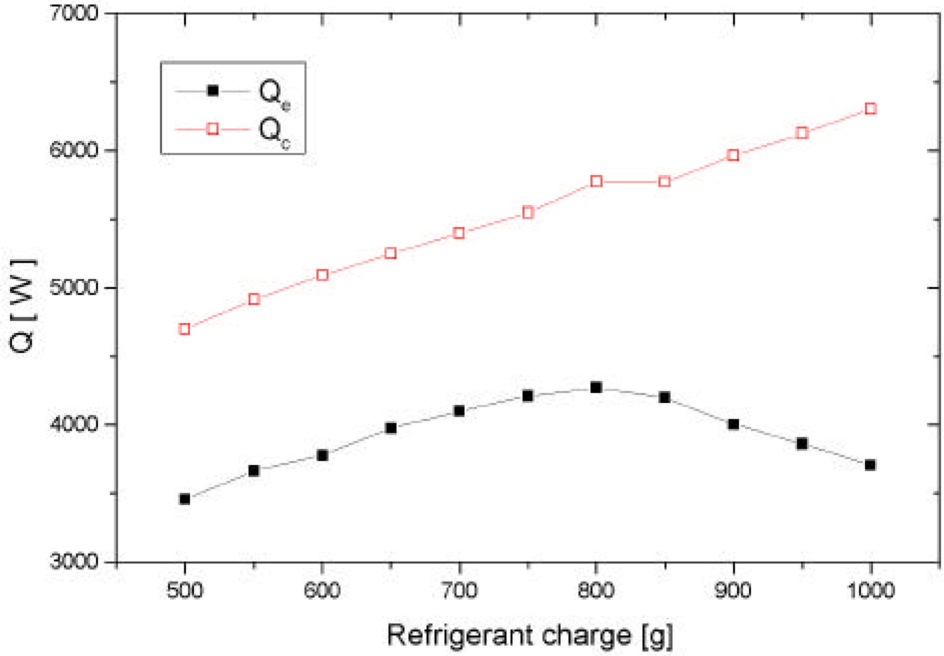

Fig. 4.16 Heat rates as a function of refrigerant charge.

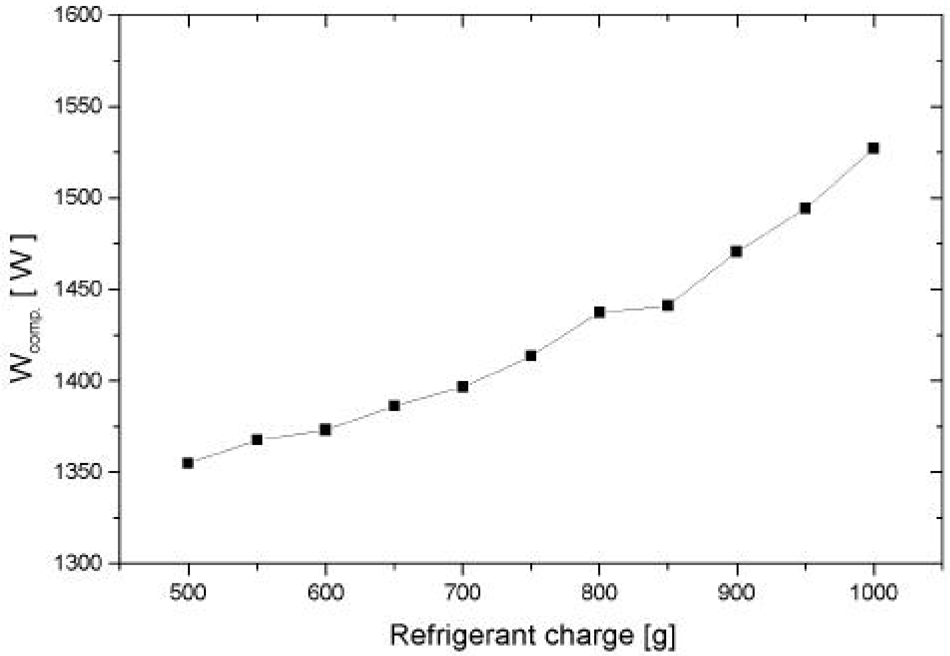

Fig. 4.17 Compressor work as a function of refrigerant charge.

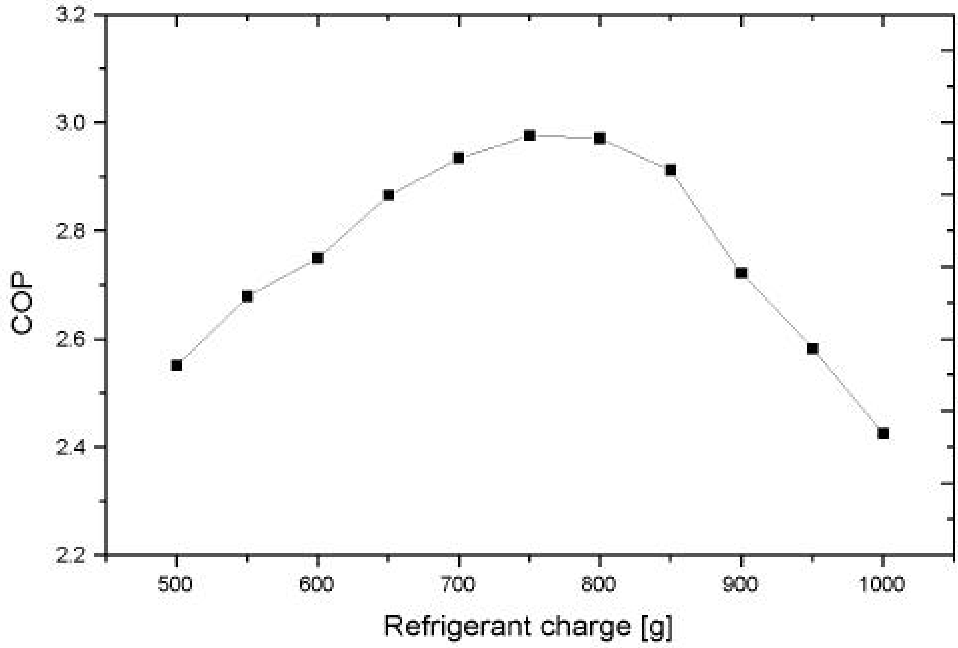

Fig. 4.18 COP as a function of refrigerant charge.

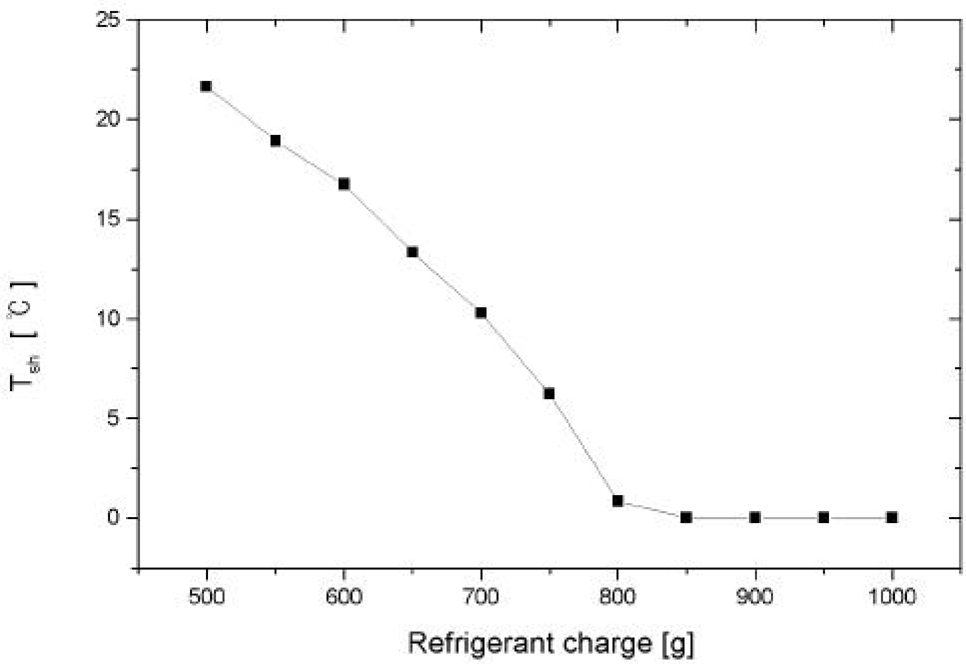

Fig. 4.19 Evaporator exit superheat as a function of refrigerant charge.

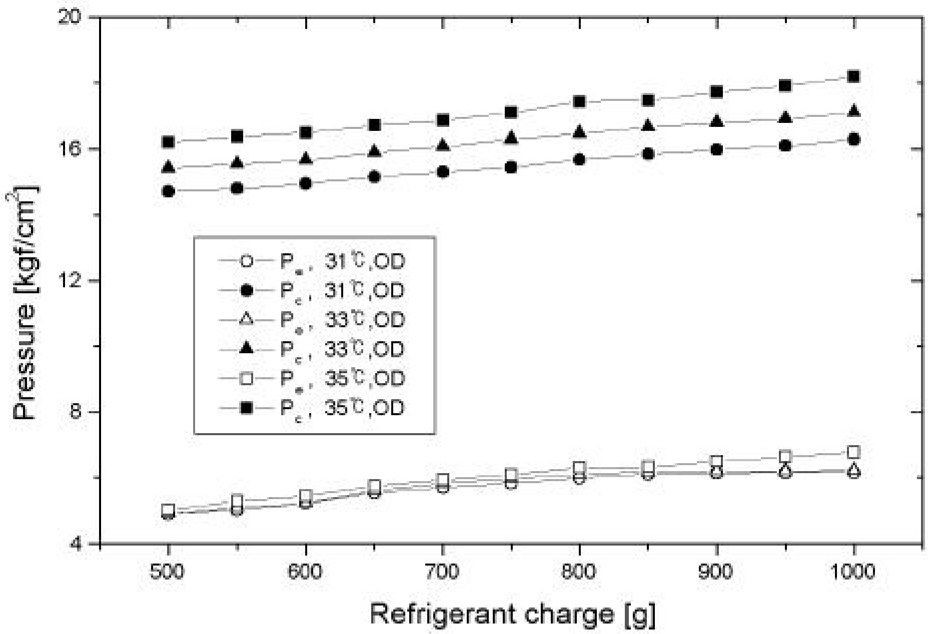

Fig. 4.20 Pressure as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

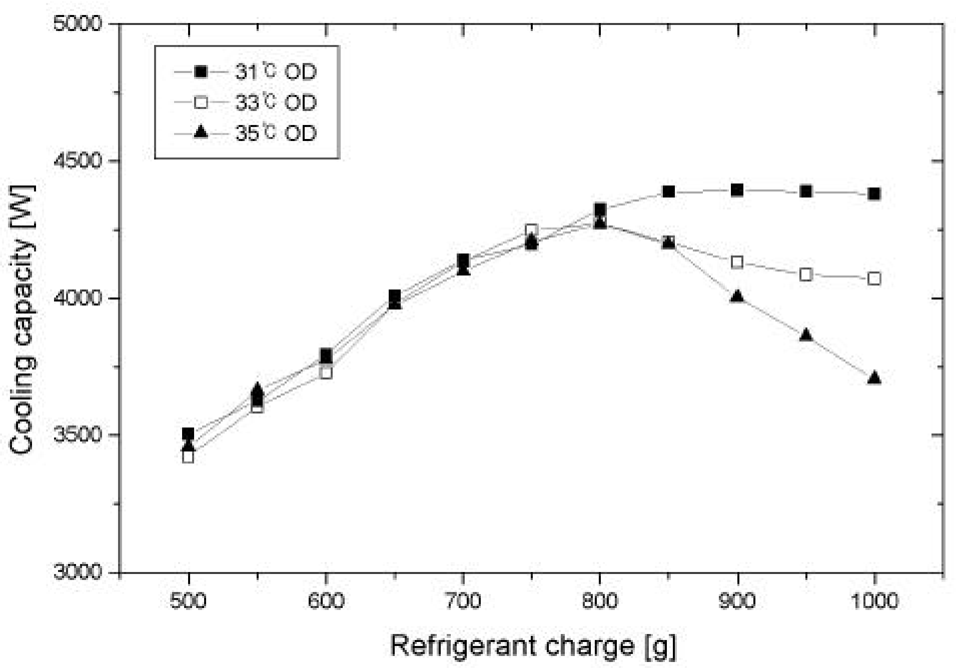

Fig. 4.21 Cooling capacity as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

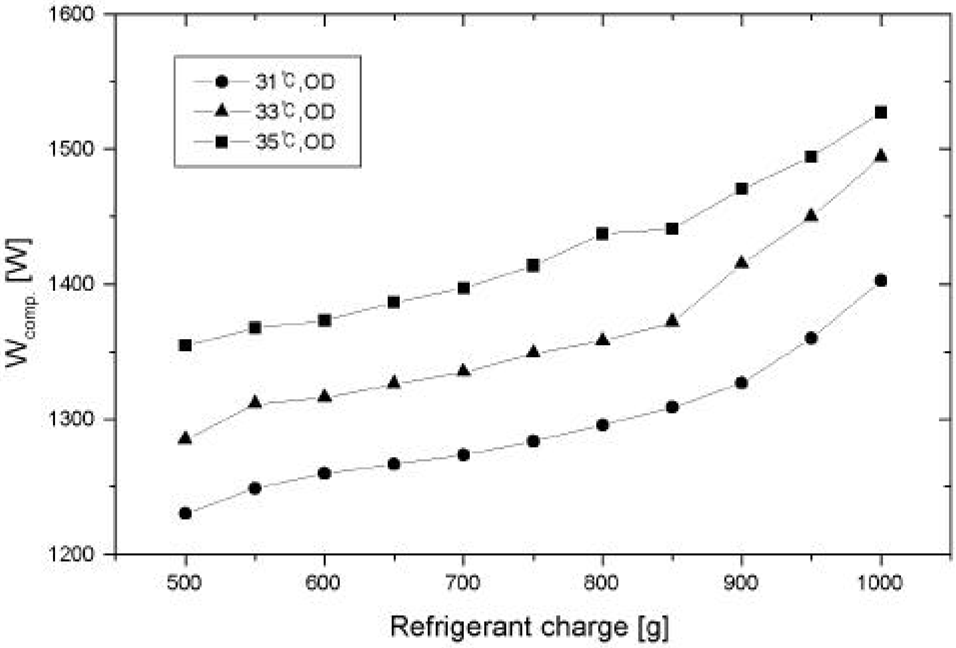

Fig. 4.22 Compressor power as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

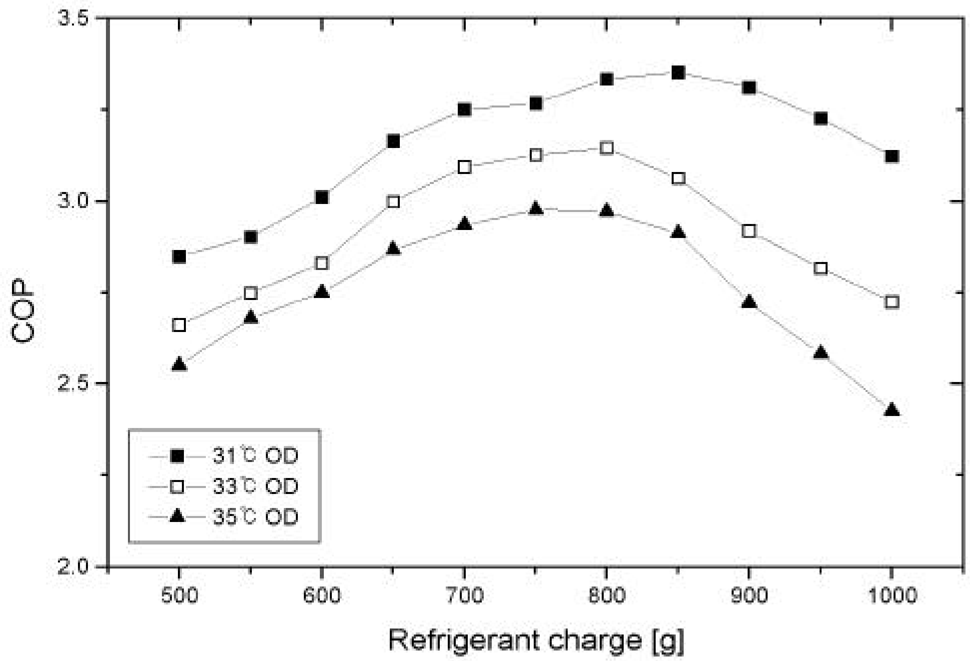

Fig. 4.23 COP as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

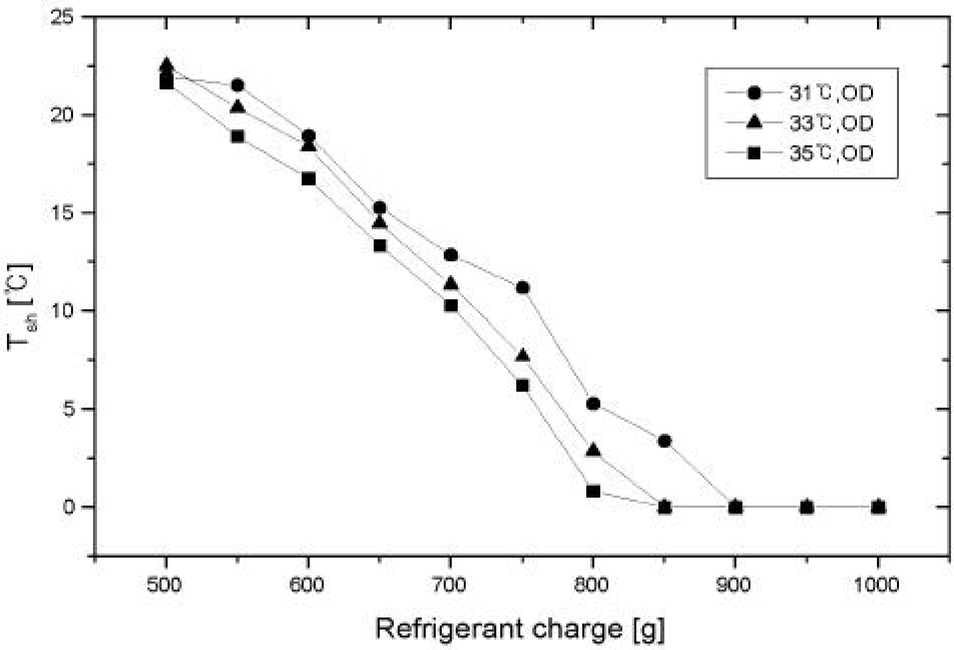

Fig. 4.24 Evaporator exit superheat as a function of outdoor temperature and refrigerant charge.

제 5 장 결론 및 제언

본 연구에서는 냉방능력이 3500 kcal/h급이고, 휜-튜브형 열교환기와 밀폐형 왕복동식 압축기, 모세관 팽창장치를 사용하는 분리형 증기 압축식 에어컨을 모델로 하여 기동 시의 동적 성능 및 냉매 충전량에 따른 성능을 예측할 수 있는 전산 코드를 개발하고, 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

5.1 동적 성능 예측

(1) 시스템 기동과 동시에 증발 압력은 하강하고, 응축 압력은 상승한다. 이는 초기 냉매 배치에 영향을 받게되는데, 응축기 내에 많은 양의 액이 위치할 경우 계산 초기에 응축압력의 상승은 더욱 커지며, 차츰 감소하여 정상상태에 도달하고, 증발기 내에 많은 양의 액이 위치할 경우, 증발압력의 감소는 더욱 완만해진다. 계산은 30초 후에 정상상태에 도달한다.

(2) 압축기를 통한 유량은 기동과 동시에 급격히 상승하였다가 차츰 줄어들게 되는데, 계산 초기에 증발압력이 높으므로 최대 유량을 보인다. 또한 증발기 출구에서 증기와 함께 액이 압축기로 유입되어 압축기가 증기만을 압축하고 유입된 액만큼을 펌핑하기 때문이다.

(3) 정상상태에 도달한 후 냉매 액의 분포를 보면, 응축기 내에 약 85%정도의 냉매가 위치한다. 시스템이 정상상태로 운전될 경우 대부분의 냉매는 체적이 크고, 액의 양이 많은 응축기 쪽에 분포함을 알 수 있다.

5.2 충전량에 따른 성능 예측

냉동시스템의 냉매 최적 충전량을 예측하기 위하여, 개발된 전산 코드를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 외기 온도가 35℃이고, 실내 온도가 27℃인 경우를 대상으로, 충전량을 500 g에서 1000 g까지 50 g씩 변화시켜가며 계산한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 시스템의 고압과 저압은 충전량이 증가함에 따라 계속 증가한다. 하지만, 500 g에서의 압력과 1000 g에서의 압력 차는 크지 않아, 압력을 이용하여 냉매 충전량의 적절함을 판단하는 것은 옳지 않음을 알 수 있다.

(2) 냉방능력(Q_e)은 적정 냉매 충전량을 기준으로 과소 충전된 경우, 과다 충전된 경우에서 모두 감소하고, 또한 과다 충전된 경우보다 과소 충전된 경우에서 감소 폭이 커지게 된다.

(3) 압축기 소요 동력은 충전량의 증가함에 따라 계속 증가한다.

(4) 성적계수(COP)는 냉매 충전량에 따라 냉방능력과 유사하게 변함을 알 수 있다. 성적계수의 경우는 냉매가 과다 충전된 영역에서 압축기 소비 동력의 상승으로 인해, 과소 충전된 영역에서 보다 감소 폭이 커진다. 냉매 충전량에 따라 종형의 분포를 보이므로 최적 냉매 충전량을 판정하는 자료로 유용하게 사용될 수 있다.

(5) 대상 모델의 최적 냉매 충전량은 750 800 g정도이며, 이 영역 내에서 냉방능력과 성적계수는 최대값을 가진다.

(6) 최적 냉매 충전량의 영역에서 과열도는 1 6℃정도이다. 따라서 정상상태 운전시 과열도를 이용하여 최적 냉매 충전량을 찾을 수가 있다.

5.3 외기 온도와 최적 충전량

개발된 전산 코드를 이용하여 외기 온도와 냉매 충전량에 따른 성능을 예측하기 위해, 실내 온도가 27℃일 때, 외기 온도 31, 33, 35℃의 세가지 경우에 대하여 계산한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 외기 온도의 상승에 따른 증발압력의 변화는 무시할 정도로 작다, 반면, 응축압력은 외기 온도가 상승함에 따라 계속 상승하게 된다.

(2) 냉매가 과소 충전된 영역에서는 냉매 유량이 작아 냉방능력의 외기 온도 변화에 따른 영향이 작게 나타나고, 냉매가 과다 충전된 영역에서는 외기 온도에 따라 모세관 입출구의 압력 차에 따른 유량의 변화로 인해 냉방능력의 변화가 크게 나타난다. 따라서, 외기 온도가 상승할수록 증발기 내 냉매량이 증가하여 과다 충전된 영역에서의 냉방능력의 저하가 크게 나타난다.

(3) 외기 온도가 상승할수록 압축기 소비 동력이 증가하게 된다. 외기 온도가 증가하면 압축비의 상승으로 간극체적효율이 감소하여 압축기를 통한 냉매의 질량유량은 감소하지만, 압축일이 증가하게되어, 결과적으로 소비 동력이 증가하게 된다.

(4) 성적계수는 외기 온도가 높을수록 크게 감소하는데, 이는 압축기 소비동력이 외기 온도가 상승함에 따라 점차 증가하기 때문이다. 따라서, 외기 온도가 상승할수록 성적계수는 감소하게된다. 냉매가 과다 충전된 영역에서는 냉방능력의 차이가 커, 성적계수의 변화 폭이 크게 나타난다.

(5) 외기 온도가 상승함에 따라 증발기 출구 냉매의 과열도는 낮아짐을 볼 수가 있는데, 이는 외기 온도가 상승하게 되면 증발압력과 응축압력의 차이가 커지게 되어 모세관을 통한 냉매의 질량유량이 증가하게 되어 증

발기 내 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다.

(6) 외기 온도의 세 경우에 대해 냉매 충전량 800 g정도에서 냉방능력 및 성적계수가 최대 값을 보였다. 따라서, 냉매 충전량 800 g이 대상 모델의 외기 온도의 영향을 고려한 최적 냉매 충전량이라 볼 수 있다.

5.4 제언

시스템 내 냉매의 최적 충전량을 찾는 변수로 냉방능력, 성적계수, 과열도를 들 수가 있다. 하지만, 냉방능력 및 과열도, COP등은 시스템의 용량 및 외기 온도 등과 같은 운전 조건에 따라 달라지기 때문에 이러한 최적 충전량에 대한 정보를 실용화하기 위해서는 여러 가지 모델의 에어컨 규격 및 운전 조건에 따른 최적 충전량 map의 작성이 필요하다고 볼 수 있다. 본 연구에서 개발한 전산 코드를 활용하면, 시스템의 용량, 외기등의 운전 조건을 고려한 냉매 최적 충전량 map의 작성이 가능하며, 실험에 따른 시간과 비용을 절감할 수 있다.

참 고 문 헌

명현국 역, 1997 "수치 유체 공학.', 한미

배성원, 1995, "공조용 응축기 설계의 최적화를 위한 전산코드 개발 및 실험적 검증에 관한 연구", 석사학위논문, 포항공과대학교

이건호 등, 1998, "자동차용 에어컨 시스템의 성능해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션" 공기조화냉동공학회 논문집 제10권 제2호, pp.202-216.

이장호, 1995, "공조용 다분지 증발 열교환기 해석용 전산코드의 개발과 검증에 관한 연구", 석사학위논문, 포항공과대학교

최은수,박인규, 1998, "냉매 충전량이 가정용 에어콘의 성능에 미치는 영향", 공기조화냉동공학회 동계학술발표회논문집, pp.204-208.

한창섭, 1991, "소형냉동시스템의 시동시 동적 성능에 관한 시뮬레이션 및 실험적 연구", 박사학위논문, 고려대학교.

Bang, K. H. , 1993, "Charactristics of refrigerant flow in an adiabatic capillary tube.", 대한기계학회 '93 추계 학술 대회 논문집(II), pp.427-431,

Carey, Van P., 1992, " Liquid-vapor phase-change phenomena", Hemisphere Pub. co.

Cavallini, A., and Zecchine, R., 1974, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation", Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., September 3-7. pp.309-313.

Chi, J. and Didion, D., 1982. "A simulation model of the refrigerant performance of a heat pump", International Journal of Refrigeration, Vol. 5, pp.176-184.

Chen, Zhi-jiu, and Lin, Wei-han, 1991. "Dynamic simulation and optimal matching small-scale refrigeration system", Rev. Int. Froid 1991 Vol 14, pp.329-335.

Dhar, M., 1978, "Transient analysis of refrigerating system", Ph. D. Thesis, Purdue University.

Domingorena, A. A., 1980. "Performance evaluation of a low-first-cost three-ton air-to-air heat pump in the heating mode", ORNL/CON-18, Jan.

Domingorena, A. A., Ball, s. J., 1980,"Performance evaluation of a selected low-first-cost three-ton air-to-air heat pump in the heating mode", ORNL/CON-34, Jan.

Gray, D. L., and Webb, R. L., 1986, "Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchangers having plain fins.", Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf. August 17-22 San Fransisco, pp.2745-2750,

Gungor, K. E., Wintertion, R. H. S., 1987, "Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data", Chem Eng Res Des, Vol. 65, March.

Haruo Nakata, 1990, "Finned tune heat exchanger.", Refrigeration, Vol.65, No.758, pp.1-14.

Houcek, J., Thedford, M., 1984, "A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging", Proceedings of the First Annual Symposium on Effect Utilizations of Energy in Residential and Commercial Buildkings, Texas A&M Univ. August 14-15.

Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, "Introduction to heat transfer.", 3rd ed., John Wiley & Sons.

McQuistopn, F. C., 1978, "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces.", ASHRAE Trans., 84(1) pp.266-293.

Mikol, E. P., 1963, "Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes.", ASHRAE Journal, Vol.5, pp.75-86, Nov.

Farzad Mohsen and O'Neal, Dennis L., 1991, "Systen performance characteristics of an air conditioner over a range of charging conditions", Rev. Int. Froid 1991 Vol 14, pp.321-328.

Murpy, W. J. and Goldschmidt, V.W., 1985, "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - Modeling of start-up transients", ASHRAE Transactions, Vol. 91, part 2A, pp.427-444.

Murpy, W. J. and Goldschmidt, V.W., 1986, "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - Modeling of shut-down transients", ASHRAE Transactions, Vol. 92, part 1A, pp.186-202.

Rich, D. G., 1973, "The effect of spacing in the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers.", ASHRAE Trans., 79(2), pp.137-145.

Schlager, et al., 1989 "Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 in horizontal micro-fin tubes.", Int. J. Refrig., 12, pp.6-14.

Schlager, et al, , 1990. "Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7-mm micro-fin tubes with refrigerant 22.", Journal of Heat Transfer, 112, pp.1041-1047.

Shah, M. M., 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.", Int. J. Heat Mass Transfer, 22, pp.547-556.

Stoecker Wilbert F. and Jones Jerold W., 1982, "Refrigeration and air conditioning", 2nd edition, McGraw-Hill

Traviss, D. P. et al., 1972, "Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design.", ASHRAE Trans., 79, pp.157-165.

Yuan, Xiuling and O'Neal, Dennis L., 1994, "Development of a transient simulation model of a freezer part Ⅰ-Model development", Proceedings of 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, pp.213-218.

Yuan, Xiuling and O'Neal, Dennis L., 1994, "Development of a transient simulation model of a freezer part Ⅱ-Comparison of experimental data with model", Proceedings of 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, pp.219- 224.

Appendix A Input and Output

1. Input Data

시스템의 사양과 냉매의 배치를 결정하기 위해 'input-data.dat' 화일을 제공한다. 증발기, 응축기, 증기 배관, 액 배관, 압축기와 모세관의 제반 사양을 입력하며, 냉매 충전량을 결정하기 위해 증발기와 증기 배관, 응축기와 액 배관의 각 제어체적에 임의의 건도를 부여한다.

1.1 Input data description

Evaporator spec.

line 1: totlevap, dine, doute, nevapor

totlevap	=	증발기 전열관 전체의 길이 [m]
dine	=	증발기 전열관의 내경 [m]
doute	=	증발기 전열관의 외경 [m]
nevapor	=	증발기 열(row) 수

Condenser spec.

line 2: totlcnd, dinc, doutc, ncondens

totlcond	=	응축기 전열관 전체의 길이 [m]
dinc	=	응축기 전열관의 내경 [m]
doutc	=	응축기 전열관의 외경 [m]
ncondens	=	응축기 열 수

Vapor pipe spec

line 3: pvdin, pvdout, totlpvap, npipevap

pvdin	=	냉매 증기 배관의 내경 [m]
pvdout	=	냉매 증기 배관의 외경 [m]
totlpvap	=	냉매 증기 배관의 전체 길이 [m]
npipevap	=	냉매 증기 배관을 증발기 loop 내에서 해석하기 때문에 증기 배관을 증발기 열 수만큼 분할하여 그 중 하나를 대상으로 해석한다. 따라서, nevapor 와 동일한 값을 가지게 된다.

Liquid pipe spec.

line 4: pldin, pldout, totlpliq, npipeliq

pldin	=	냉매 액 배관의 내경 [m]
pldout	=	냉매 액 배관의 외경 [m]

totlpliq	=	냉매 액 배관의 전체 길이 [m]
npipeliq	=	냉매 액 배관을 응축기 loop 내에서 해석하기 때문에 액 배관을 응축기 열 수만큼 분할하여 그 중 하나를 대상으로 해석한다. 따라서, ncondens 와 동일한 값을 가지게 된다.

Compressor spec.

line 5: s, d, c, r

s	=	압축기 speed [rpm]
d	=	압축기 배제용량 [m3]
c	=	간극비
r	=	비열비

Capillary tube spec.

line 6: dcp, zcp, roufness, ncapil

dcp	=	모세관의 외경 [m]
zcp	=	모세관의 길이 [m]
roufness	=	모세관의 조도
ncapil	=	모세관의 개수

Fin spec. for indoor unit

line 7: pitreva, pitseva, fteva, fpe, airvele

pitreva	=	증발기 전열관의 횡피치 [m]
pitseva	=	증발기 전열관의 종피치 [m]
fteva	=	휜의 두께 [m]
fpe	=	휜 피치 [m]
airvele	=	실내기 팬 출구의 공기 유속 [m/s]

Fin spec. for outdoor unit

line 8: pitrcnd ,pitscnd, ftcnd, fpc, airvelc

pitrcnd	=	응축기 전열관의 횡피치 [m]
pitscnd	=	응축기 전열관의 종피치 [m]
ftcnd	=	휜의 두께 [m]
fpc	=	휜 피치 [m]
airvelc	=	실외기 팬 출구의 공기 유속[m/s]

Condition of enviroment

line 9: tindor, ta

tindor	=	실내 온도 [℃]
ta	=	외기 온도 [℃]

Refrigerant quality
line 10,11: xxne(i), xxnc(i)

xxne(i)	=	압축기 기동전 증발기와 증기 배관 내의 냉매 배치를 가정하기 위하여 각각의 제어체적에 건도를 부여하는 방법을 이용한다. 2부터 nvole까지의 각 제어체적에 건도를 입력한다.
xxnc(i)	=	압축기 기동전 응축기와 액 배관 내의 냉매 배치를 가정하기 위하여 각각의 제어체적에 건도를 부여하는 방법을 이용한다. 2부터 nvolc까지의 각 제어체적에 건도를 입력한다.

1.2 Sample Input Data

```
8.55      0.00616    0.007      2
18.3      0.00852    0.00952    2
0.00983   0.0113     3.42       2
0.00364   0.00449    3.23       2
3600      0.0000185  0.05       1.4
0.0016    1.8        0.0000015  2
0.01905   0.0254     0.000105   1.5
0.01954   0.0254     0.000105   2.5
27 35
0.0 0.5 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0
1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0 0.034 0.0 0.0 0.0 0.0 0.1 1.0
```

2. Output Files

result.dat (unit 7)	=	시스템 계산 결과 출력
evap.dat (unit 8)	=	증발기 계산 결과 출력
cond.dat (unit 9)	=	응축기 계산 결과 출력
iloop.dat (unit 10)	=	loop 계산 과정중의 값 출력
evap-bound.dat (unit 11)	=	증발기 경계 값 출력
cond-bound.dat (unit 12)	=	응축기 경계 값 출력
comp-bound.dat (unit 13)	=	압축기 경계 값 출력
tnei.dat (unit 14)	=	계산 종료시 증발기 각 제어체적 내의 냉매 온도 출력
xxnei.dat (unit 15)	=	계산 종료시 증발기 각 제어체적 내의 냉매 건도 출력
tnci.dat (unit 16)	=	계산 종료시 응축기 각 제어체적 내의 냉매 온도 출력
xxnci.dat (unit 17)	=	계산 종료시 응축기 각 제어체적 내의 냉매 건도 출력
xquality.dat (unit 18)	=	계산 종료시 열교환기 loop 내의 냉매 건도 출력

Appendix B List of Variables

ac	공기의 최소 유로 단면적
af	fin의 전열면적
airvelc	응축기 입구 공기의 속도
airvele	증발기 입구 공기의 속도
ao	fin을 제외한 부분의 전열 면적
areac	모세관 단면적
at	총 전열면적
bo	Boiling 수
c	간극비
cepsil	모세관에서의 허용오차
chaevap	증발기 내의 냉매량
chapl	액배관 내의 냉매량
chapv	증기 배관 내의 냉매량
charge	시스템 내의 냉매량
chawnd	응축기 내의 냉매량
conkfc	응축기 내 냉매 액의 열전도도
conkfe	증발기 내 냉매 액의 열전도도
conkg	냉매 증기의 열전도도
conkgc	응축기 내 냉매 증기의 열전도도
conkge	증발기 내 냉매 증기의 열전도도
conkl	냉매 액의 열전도도
cpac	응축기 입구 공기의 비열
cpae	증발기 입구공기의 비열
cpcm	압축기 내 냉매 증기의 비열
cpcu	동관의 비열
cpg	냉매증기의 비열
cpl	냉매액의 비열
cvaci	응축기 튜브 제어체적의 단면적
cvaco	응축기 튜브 면적
cvacs	응축기 튜브 제어체적의 내표면적
cvaei	증발기 튜브 제어체적 내단면적
cvaeo	증발기 튜브 면적
cvaeos	증발기 튜브 제어체적의 외표면적
cvaeos	응축기 튜브 제어체적의 외표면적
cvaes	증발기 튜브 제어체적 내표면적
cvapli	냉매 액 배관의 제어체적의 단면적
cvaplo	냉매 액 배관의 면적
cvaplos	냉매 액 배관의 제어체적의 외표면적
cvapls	냉매 액 배관의 제어체적의 내표면적

cvapvi	냉매 증기 배관의 제어체적 단면적
cvapvo	냉매 증기 배관의 면적
cvapvos	냉매 증기 배관의 제어체적의 외표면적
cvapvs	냉매 증기 배관의 제어체적 내표면적
cvvpl	냉매 액 배관의 제어체적의 체적
cwe	증발기 튜브 제어체적의 체적
cwpv	냉매 증기 배관의 제어체적의 체적
d	압축기 piston의 배제용량
dcin	응축기의 관경 또는 액 배관의 관경
dein	증발기의 관경 또는 증기 배관의 관경
delz	모세관의 미소길이
dep	모세관 내경
dh	fin의 수력직경
dinc	응축기 튜브 내경
dine	증발기 튜브 내경
doutc	응축기 튜브 외경
doute	증발기 튜브 외경
dt	시간 간격 (delta t)
e	압축기의 체적 효율
ef	향상계수
epsil	cycle loop iteration에서 허용오차
fp	fin pitch
fpicnd	응축기 튜브 inch당 fin의 수
fpieva	증발기 튜브 inch당 fin의 수
Fr	Froude 수
fric(i)	Friction factor
fricavg	평균 friction factor
ftcnd	응축기 fin의 두께
fteva	증발기 fin의 두께 pitch
g	중력 가속도
gc	공기의 질량 유속
gflow	냉매 질량 유속
hcmin	압축기 흡입 냉매의 엔탈피
hcmout	압축기 토출 냉매의 엔탈피
hcon	모세관 입구 냉매의 엔탈피
hext	모세관 출구 냉매 엔탈피
hlow	자료화된 냉매 물성의 최저 엔탈피
hnc(i)	현재 시간의 응축기내 냉매 엔탈피
hnc1(i)	이전 시간의 응축기내 냉매 엔탈피
hne(i)	현재 시간의 냉매 엔탈피
hne1(i)	이전 시간의 냉매 엔탈피
hnpl(i)	현재 시간의 액 배관 내 냉매의 엔탈피

hnpl1(i)	이전 시간의 액 배관 내 냉매의 엔탈피
hnplin	액배관 입구 냉매의 엔탈피
hnpv(i)	현재 시간의 증기 배관 내 냉매의 엔탈피
hnpv1(i)	이전 시간의 증기 배관 내 냉매의 엔탈피
hnpvin	증기 배관 입구의 냉매 엔탈피
hout(i)	모세관 미소구간 출구 엔탈피
htcairc(i)	응축기를 통과하는 공기의 열전달 계수
htcaire(i)	증발기를 통과하는 공기의 열전달 계수
htccon(i)	응축기 내 냉매의 열전달 계수
htce	계산된 냉매의 비등 열전달 계수
htceva(i)	증발기 관내 냉매의 열전달 계수
htcon	계산된 냉매의 응축 열전달 계수
htcp1(i)	액배관 내 냉매의 열전달 계수
htcpv(i)	증기 배관 내 냉매의 열전달 계수
imax	iteration 최대값
ncapil	모세관의 개수
ncond	응축기 열수
nevap	증발기 열수
npathc	응축기 열수
npathe	증발기 열수
nvolc	응축기 검사 체적의 개수
nvole	증발기의 제어체적 개수
nvolpl	냉매액 배관의 제어체적 개수
nvolpv	냉매증기 배관의 제어체적 개수
pc	현재 시간의 응축 압력
pc1	이전 시간의 응축 압력
pc2	cycle loop iteration시 저장된 응축압력
pe	현재 시간의 증발 압력
pe1	이전 시간의 증발 압력
pe2	cycle loop iteration시 저장된 증발 압력
pepsil	열교환기 압력 iteration에서의 허용오차
pi	3.1416
pitrcnd	응축기 fin의 row pitch
pitreva	증발기 fin의 row pitch
pitscnd	응축기 fin의 step pitch
pitseva	증발기 fin의 step pitch
pldin	냉매액 배관의 내경
pldout	냉매액 배관의 외경
pmax0	최대 압력값
pmin0	최저 압력값
pout(i)	모세관 미소구간 출구 압력

prac	응축기 입구 공기의 pr수
prae	증발기 입구공기의 pr수
prf	냉매 액의 Prandtl수
prg	냉매 증기의 Prandtl수
pvdin	냉매증기 배관의 내경
pvdout	냉매증기 배관의 외경
px	압력비
qflux	heat flux
r	비열비
reyc	Reynolds no. based on fin pitch
reyd	Reynolds no. based on out diameter
reyf	냉매 액의 Reynold수
reyg	냉매 증기의 Reynold수
reyl	Reynolds no. based on row pitch
reyn(i)	Reynolds no.
rhoac	응축기 입구 공기의 밀도
rhoae	증발기 입구 공기의 밀도
rhoc(i)	현재 시간의 응축기 내 냉매 밀도
rhoc1(i)	이전 시간의 응축기 내 냉매 밀도
rhocu	동관의 밀도
rhoe(i)	현재 시간의 냉매 밀도
rhoe1(i)	이전 시간의 냉매 밀도
rhof	냉매 액의 밀도
rhog	냉매 증기의 밀도
rhopl(i)	현재 시간의 액 배관 내 냉매의 밀도
rhopl1(i)	이전 시간의 액 배관 내 냉매의 밀도
rhopv(i)	현재 시간의 증기 배관 내 냉매의 밀도
rhopv1(i)	이전 시간의 증기 배관 내 냉매의 밀도
rouf	모세관 벽의 상대조도
roufness	모세관의 거칠기
s	압축기 모터 speed
seclc	응축기 튜브 제어체적의 길이
secle	증발기 튜브 제어체적의 길이
seclpl	냉매 액 배관의 제어체적의 길이
seclpv	냉매 증기 배관의 제어체적 길이
sepsil	과냉액의 온도를 찾는 loop에서의 허용오차
ta	외기 온도
tcin	응축기 제어체적 또는 액배관 제어체적 내의 온도
tcmin	압축기 흡입 냉매의 온도
tcmout	압축기 토출 냉매의 온도

tein	증발기 튜브 제어체적 또는 증기 배관 제어체적 내의 온도
tend	계산 종료 시간
tlow	자료화된 냉매 물성의 최저온도
tnc(i)	현재 시간의 응축기 내 냉매 온도
tnc1(i)	이전 시간의 응축기 내 냉매 온도
tne(i)	현재 시간의 냉매 온도
tne1(i)	이전 시간의 냉매 온도
tnpl(i)	현재 시간의 액 배관 내 냉매의 온도
tnpl1(i)	이전 시간의 액 배관 내 냉매의 온도
tnpv(i)	현재 시간의 증기 배관 내 냉매의 온도
tnpv1(i)	이전 시간의 증기 배관 내 냉매의 온도
totlc	응축기 1열의 길이
totle	증발기 1열의 전체길이
totlpl	냉매액 배관의 전체길이
totlpv	냉배증기 배관의 전체길이
tout(i)	모세관 미소구간 출구 온도
twc(i)	현재 시간의 응축기 관벽 온도
twc1(i)	이전 시간의 응축기 관벽 온도
twe(i)	현재 시간의 증발기 벽 온도
twe1(i)	이전 시간의 증발기 벽 온도
twpl(i)	현재 시간의 액 배관 벽의 온도
twpl1(i)	이전 시간의 액 배관 벽의 온도
twpv(i)	현재 시간의 증기 배관의 벽 온도
twpv1(i)	이전 시간의 증기 배관의 벽 온도
visac	응축기 입구 공기의 점도
visae	증발기 입구 공기의 점도
visbar	모세관 내 냉매의 평균 점도
visg	냉매 증기의 점도
visl	냉매 액의 점도
vlow	자료화된 냉매 물성의 최저 비체적
vout(i)	모세관 내 냉매의 평균 비체적
vpout(i)	증기 배관 내의 냉매 증기의 비체적
vsuc	압축기 흡입 냉매 증기의 비체적
wcap	모세관을 통하는 냉매 유량
wcap2	loop iteration시 저장된 모세관 출구 유량
wcm	압축기 소비 전력
wcom	압축기 토출 냉매의 유량
wcom2	loop iteration시 저장된 압축기 출구 유량
wflc(i)	현재 시간의 응축기 내 냉매 유량
wflc1(i)	이전 시간의 응축기 내 냉매 유량

wfle(i)	현재 시간의 냉매 유량
wfle1(i)	이전 시간의 냉매 유량
wflpl(i)	이전 시간의 액 배관 내 냉매의 유량
wflpl1(i)	현재 시간의 액 배관 내 냉매의 유량
wflplin	액배관 입구 냉매의 유량
wflpv(i)	현재 시간의 증기 배관 내 냉매의 유량
wflpv1(i)	이전 시간의 증기 배관 내 냉매의 유량
wflpvin	증기 배관 입구의 냉매 유량
xcnd	응축기 내 냉매의 초기 건도
xevp	증발기 내 냉매의 초기 건도
xout(i)	모세관 미소구간 출구 건도
xpl	냉매 액 배관 내 냉매의 초기 건도
xpv	냉매증기 배관 내 냉매의 초기 건도
xxnc(i)	현재 시간의 응축기 내 냉매 건도
xxnc1(i)	이전 시간의 응축기 내 냉매 건도
xxncin	응축기 제어체적 또는 액 배관 제어체적 내의 건도
xxne(i)	현재 시간의 냉매 건도
xxne1(i)	이전 시간의 냉매 건도
xxnein	증발기 제어체적 또는 증기 배관 제어체적 내의 건도
xxnpl(i)	현재 시간의 액 배관 내 냉매의 건도
xxnpl1(i)	이전 시간의 액 배관 내 냉매의 건도
xxnpv(i)	현재 시간의 증기 배관 내 냉매의 건도
xxnpv1(i)	이전 시간의 증기 배관 내 냉매의 건도
zcal	계산된 모세관 길이
zcp	모세관의 길이

Appendix C List of Program

개발된 전산 코드의 Program list를 실었으며, 계산에 사용된 subprogram의 list는 다음과 같다.

1. List of subroutines

evap	=	증발기 및 증기 배관 계산
cond	=	응축기 및 액 배관 계산
comp	=	압축기 계산
capil	=	모세관 계산
htcond	=	응축 열전달 계수 계산
htcevap	=	증발 열전달 계수 계산
haireva	=	증발기를 통과하는 공기의 열전달 계수 계산
haircon	=	응축기를 통과하는 공기의 열전달 계수 계산
r22satp	=	냉매 R-22의 포화 물성치 계산
r22trsp	=	냉매 R-22의 transport property 계산

2. List of Program

```
 **********************************************************************
c        Transient and Optimum Refrigerant Charge Simulation in
c             Vapor-Compression Refrigeration System
c
c  --- Korea Maritime Univ.
c  --- Dept. Refrigeration & Air-Conditioning Eng.
c  --- Heat Transfer Lab.
c
c **********************************************************************

      implicit real*8(a-h,o-z)
      parameter (nd=100)

        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *    cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *    pi,iloop,itime,time

        common /evapor/ rhoe(nd),rhoe1(nd),hne(nd),hne1(nd),tne(nd),
     *    tne1(nd),wfle(nd),wfle1(nd),xxne(nd),xxne1(nd),pe,pe1,pe2,
     *    twe(nd),twe1(nd),htceva(nd),htcaire(nd),veout(nd),
     *    xevp(nd),ipe,pe11,qrefeva(nd),qaireva(nd),rhoe0(nd),he0(nd),
     *    tindor,xeva(nd)

        common /evaspec/ cvve,cvaei,cvaeo,cvaeis,secle,nevapor,totle,
     *    nvole,dine,doute,cvaeos,nevap
```

```
      common /conden/ rhoc(nd),rhoc1(nd),hnc(nd),hnc1(nd),tnc(nd),
     *   tnc1(nd),w  flc(nd),wflc1(nd),xxnc(nd),xxnc1(nd),pc,pc1,pc2,
     *   twc(nd),twc1(nd),htccon(nd),htcairc(nd),xcnd(nd),ipc,
     *   pc11,qrefcon(nd),qaircon(nd),rhoc0(nd),hc0(nd),xcond(nd)

      common /condspec/ cvvc,seclc,ncond,cvaci,cvaco,nvolc,totlc,
     *   dinc,doutc,cvacis  ,cvacos,ncondens

      common /pvapspec/ cvapvi,cvapvo,cvvpv,npetocm,seclpv,pvdin,
     *   pvdout,totlpv,cvapvis,cvapvos

      common /pliqspec/ cvapli,cvaplo,cvvpl,npctocp,seclpl,pldin,
     *   pldout,totlpl,cvaplis  ,cvaplos

      common /compre/ px,rover,tcmout, s,d,c,r,ncmtype

      common /capillar/dcp,zcp,roufness,areac,rouf,ndelp,xcon

      common /htcaeva/ pitreva,pitseva,fteva,fpe,airvele,visae,
     *    rhoae,cpae,prae

      common /htcacnd/ pitrcnd,pitscnd,ftcnd,fpc,airvelc,visac,
     *    rhoac,cpac,prac

c ********************   Set data ************************************

      data epsil,sepsil,pepsil,cepsil,eps,pmin0,pmax0,imax /1.0d-4,
     *               1.0d-6,1.0d-4,1.0d-4,1.0d-4, 0.6582, 37.356, 100 /

      data nevap,ncond,npetocm,npctocp,ndelp /10,17,4,3,20 /


      data pi,g,cpl,cpg,cpcu,rhocu,qflux  / 3.1416, 9.8, 1200.,836.,
     *                  420.,8800.,10000./
     data tlow,vlow,hlow /-50,0.00069677, 362322.4 /

     data visae,rhoae,cpae,prae
     *    / 1.86d-6,1.166, 1003.2, 0.71 /

     data visac,rhoac,cpac,prac
     *    / 1.86d-6, 1.166, 1003.2, 0.71 /

     data dt,tend / 0.02,60. /

c ******************************************************************
     open(3,file ='input-data.dat')
     open(7,file='result.dat')
     open(8,file='evap.dat')
     open(9,file='cond.dat')
     open(10,file='iloop.dat')
     open(11,file='evap-bound.dat')
     open(12,file='cond-bound.dat')
     open(13,file='comp-bound.dat')
     open(14,file = 'tnei.dat')
     open(15,file = 'xxnei.dat')
     open(16,file = 'tnci.dat')
     open(17,file = 'xxnci.dat')
     open(18,file = ,xquality.dat')
c *******************   Read system data ***************************
     read(3,*) totlevap,dine,doute,nevapor
     read(3,*) totlcond,dinc,doutc,ncondens
```

```
       read(3,*)  pvdin,pvdout,totlpvap,npipevap
       read(3,*)  pldin,pldout,totlpliq,npipeliq
       read(3,*)  s,d,c,r
       read(3,*)  dcp,zcp,roufness,ncapil
       read(3,*)  pitreva,pitseva,fteva,fpe,airvele
       read(3,*)  pitrcnd,pitscnd,ftcnd,fpc,airvelc
       read(3,*)  tindor,ta
       read(3,*)  (xevp(i),i=2,nvole+1)
       read(3,*)  (xcnd(i),i=2,nvolc+1)

c *************   Write data head   **************************************
       write(7,51)
    51 format(5x,'time',1x,'iloop',1x,'ipe',1x,'ipc',6x,'pe',10x,'pc',
      *10x,'wcom',7x'wcap',10x,'wcm',7x,'qeva',8x,'qeair',7x,'qcon',
      *7x,'qcair',7x,'cop',7x,'delq',7x,'chaevap',7x,'chacond',
      *7x,'chapv',7x,'chapl')
         write(8,52)
    52 format(6x,'iloop',6x,'ipe',6x,'pe',8x,'win',8x,'wfle',7x,'wout',
      * 8x,'hne',7x,'tne',8x,'rhoe',7x,'xxne')
       write(9,54)
    54 format(2x,'itime',3x,'ipc',7x,'pc',7x,'win',
      *7x,'wflc',8x,'wout',8x,'hnc',8x,'tnc',7x,'xxnc')
       write(10,56)
    56 format(2x,'time',6x,'iloop',1x,'ipe',1x,'ipc',6x'pe',8x,'pc',9x,
      *'wcom',7x,'wcap',9x,'xxne',8x,'xxnc')
       write(11,58)
    58 format('      time      hne(1)      hne(2)      hne(ne1)    hne(nv1)
      * tne(1)   tne(2)    tne(ne1)   tne(nv1)  twe(2)  twe(ne1)   twe(nv1)
      * xxne(1)   xxne(2)   xxne(ne1)   xxne(nv1)   tsuph   tevasat')
       write(12,59)
    59 format('time hnc(1) hnc(2) hnc(nc1) hnc(nv1)   tnc(1) tnc(2)
      *tnc(nc1)    tnc(nv1) twc(2) twc(nc1) twc(nv1) xxnc(1) xxnc(2)
      * xxnc(nc1) xxnc(nv1) tsubc tcndsat')
       write(13,62)
    62 format('time   wcom   vcmsuc   hcmin   hcmout   tcmin   tcmout ')


c ************************************************************************
c                        System    initialization
c ************************************************************************
c *************************** evap **************************************
         totle = totlevap/nevapor
         nvole = nevap+npetocm
         secle = totle/nevap
         cvaeis = pi*dine*secle
         cvaei = (pi*dine**2)/4.0
         cvaeo = (pi*doute**2)/4.0 -  (pi*dine**2.0)/4.0
         cvaeos = pi*doute*secle
         cvve = cvaei*secle

c *************************** Cond. *************************************
         totlc = totlcond/ncondens
         nvolc = ncond+npctocp
         seclc =totlc/ncond
         cvacis = pi*dinc*seclc
         cvaci = (pi*dinc**2)/4.0
         cvaco = (pi*doutc**2)/4.0 -  (pi*dinc**2.0)/4.0
         cvacos = pi*doutc*seclc
         cvvc = cvaci*seclc

c *************************** Comp. *************************************
```

```
      rover=1./r
c     compressor type-ncmtype  1  : reciprocating compressor
c     compressor type-ncmtype  2  : rotary compressor
      ncmtype = 1

c ************************** Capill. *******************************
      areac = pi * dcp ** 2. / 4.
      rouf = roufness / dcp

c ************************** Liquid pipe ****************************
        totlpl = totlpliq/npipeliq
        seclpl = totlpl / npctocp
        cvaplis = pi*pldin*seclpl
        cvapli = (pi*pldin**2)/4.0
        cvaplo = (pi*pldout**2)/4.0 - (pi*pldin**2.0)/4.0
        cvaplos = pi*pldout*seclpl
        cvvpl = cvapli*seclpl

c ************************** Vapor  pipe ****************************
        totlpv = totlpvap/npipevap
        seclpv = totlpv/ npetocm
        cvapvis = pi*pvdin*seclpv
        cvapvi = (pi*pvdin**2)/4.0
        cvapvo = (pi*pvdout**2)/4.0 - (pi*pvdin**2.0)/4.0
        cvapvos = pi*pvdout*seclpv
        cvvpv = cvapvi*seclpv

c *******************************************************************
c                    Initial condition of components
c *******************************************************************
         time = 0.0

c ************************** Cond. **********************************
        call r22satp(1,ta,tcsat,pcsat,vcl,vcg,hcl,hcg,scl,scg,kc)

        hlc=hcl*4180.
        hgc=hcg*4180.
        sumrhoc = 0.0
        sumrhopl = 0.0

        do 50 i = 2,nvolc+1

        rhoc0(i) = 1.0 / (vcl +xcnd(i)*(vcg-vcl))
        hc0(i) = hlc+ xcnd(i) *(hgc-hlc)

          xxnc(i) = xcnd(i)
          xxnc1(i) = xxnc(i)
          rhoc(i) = rhoc0(i)
          rhoc1(i) = rhoc(i)

        if(i.le.ncond+1) sumrhoc = sumrhoc+rhoc(i)
        if(i.gt.ncond+1) sumrhopl = sumrhopl+rhoc(i)

          hnc(i) = hc0(i)
          hnc1(i)= hnc(i)
          tnc(i) = tcsat
          tnc1(i) = tnc(i)
          twc(i) = tnc(i)
          twc1(i) = twc(i)
   50 continue
           pc = pcsat
```

```
          pc1 = pc
          pc11 = pc

c ***************************** Evap. ************************************
         call r22satp(1,tindor,tesat,pesat,vel,veg,hel,heg,sel,seg,ke)

        hle=hel*4180.
        hge=hcg*4180.
        sumrhoe = 0.0
        sumrhopv = 0.0
     do 40 i = 2,nvole+1

        rhoe0(i) = 1.0 / (vel +xevp(i)*(vcg- vel))
        he0(i) = hle + xevp(i) * (hge- hle)

          xxne(i) = xevp(i)
          xxne1(i) = xxne(i)
          rhoe(i) = rhoe0(i)
          rhoe1(i) = rhoe(i)

         if(i.le.nevap+1) sumrhoe = sumrhoe+rhoe(i)
         if(i.gt.nevap+1) sumrhopv = sumrhopv+rhoe(i)

          hne(i) = he0(i)
          hne1(i) = hne(i)
          tne(i) = tcsat
          tne1(i) = tne(i)
          twe(i) = tne(i)
          twe1(i) = twe(i)

   40 continue

          pe = pcsat
          pe1 = pe
          pe11 = pe

c****************************** Charge ************************************

        chaevap = sumrhoe*cvve*nevapor*1.0d3
        chapv = sumrhopv *cvvpv*npipevap*1.0d3
        chacond = sumrhoc*cvvc*ncondens*1.0d3
        chapl = sumrhopl*cvvpl*npipeliq*1.0d3

        charge = chaevap+chapv+chacond+chapl
        write(*,*) 'charge', charge

c****************************** Comp. ************************************
        hncmin = hne(nvole+1)
        tcmin = tne(nvole+1)
        xcmin = xxne(nvole+1)
        vcmsuc =1.0/rhoe(nvole+1)
c ***************************** Capil. **********************************
        hncapin = hnc(nvolc+1)
c ***********************************************************************

        call comp(tcmin,hncmin,pe,pc,vcmsuc,xcmin,hcmout,wcom,wcm)

        call capil(pe,pc,hncapin,hext,wcap)
                 wcap = wcap * ncapil +1.d- 20

      write(7,500) time,iloop,ipe,ipc,pe,pc,wcom,wcap,wcm,qeva,
```

```
     *   qeair,qcon,qcair,cop  ,delq,chaevap,chacond,chapv,chapl

c ************************************************************************
c              Data store
c ************************************************************************
        wcap2 = wcap
        wcom2 = wcom
        wcap1 = wcap
        wcap11 = wcap
        wcom1 = wcom
        wcom11 = wcom
        pe2 = pe
        pc2 = pc
c ************************* Time iteration *****************************
        itime = 0

  100   time = time + dt

        itime = itime+1

          if(time.gt.tend) goto 999

c ************************ Cycle iteration *****************************
       iloop = 0

  200   iloop= iloop+1

        if(iloop.gt.imax) goto 800

        call evap(hext,wcap,wcom)
                 hncmin = hne(nvole+1)
                 tcmin = tne(nvole+1)
                 xcmin = xxne(nvole+1)
                 vcmsuc = veout(nvole+1)

        call cond(hcmout,wcap,wcom,tcmout)
                 hncapin = hnc(nvolc+1)

        call comp(tcmin,hncmin,pe,pc,vcmsuc,xcmin,hcmout,wcom,wcm)

        call capil(pe,pc,hncapin,hext,wcap)
                        wcap = wcap * ncapil +1.d-20

c ************************************************************************
         dpc=dabs((pc-pc2)/pc2)
         dpe=dabs((pe-pe2)/pe2)
         dwcom=dabs((wcom-wcom2)/wcom2)
         dwcap=dabs((wcap-wcap2)/wcap2)

        if((dpe.le.epsil) .and. (dpc.le.epsil))   then
                goto 300

        else
c ****************** Data store ***************************************
        wcap2=wcap
        wcom2=wcom
        pe2 = pe
        pc2 = pc

      write(10,600) time,iloop,ipe,ipc,pe,pc,wcom,wcap,xxne(nvole+1),
     *                  xxnc(nvolc+1)
```

```
        goto 200

        end if
  300 continue

        if(iloop.lt.2) then

           wcap2=wcap
           wcom2=wcom
           pe2 = pe
           pc2 = pc
           goto 200

        end if

c ********************** Save old time value ****************************
         plinmas = 0.0
         pvinmas = 0.0
         evainmas = 0.0
         cndinmas = 0.0

      do 80 i = 1,nvole+1
         hne1(i) = hne(i)
         if(i.le.nevap+1) evainmas = evainmas + rhoe(i)
         if(i.gt.nevap+1) pvinmas = pvinmas + rhoe(i)
         rhoe1(i) = rhoe(i)
         tne1(i) = tne(i)
         twe1(i) = twe(i)
         xxne1(i) = xxne(i)
         wfle1(i) = wfle(i)
   80 continue
          amineva = evainmas * cvve * nevapor*1.0d3
          aminpv = pvinmas *cvvpv*npipevap*1.0d3

        pe11 = pe1
        pe1 = pe

      do 90 i = 1,nvolc+1
         hnc1(i) = hnc(i)
         if(i.le.ncond+1) cndinmas = cndinmas + rhoc(i)
         if(i.gt.ncond+1) plinmas = plinmas + rhoc(i)

         rhoc1(i) = rhoc(i)
         tnc1(i) = tnc(i)
         twc1(i) = twc(i)
         xxnc1(i) = xxnc(i)
         wflc1(i) = wflc(i)
   90 continue

          amincnd = cndinmas * cvvc * ncondens*1.0d3
          aminpl = plinmas *cvvpl*npipeliq*1.0d3

       pc11 = pc1
       pc1 = pc

        wcap11 = wcap1
        wcap1 = wcap

        wcom11 = wcom1
        wcom1 = wcom
```

```
c ********************** Calculate capacity *****************************

        qeva = 0.0
        qeair = 0.0
        qcon = 0.0
        qcair = 0.0

        do 130 i =2,nevap+1
         qeva = qeva - qrefeva(i)
         qeair = qeair - qaireva(i)
  130 continue

        do 140 i = 2,ncond+1
         qcon = qcon + qrefcon(i)
         qcair = qcair+qaircon(i)
  140 continue

        qeva = qeva * nevapor
        qcon = qcon * ncondens
        qeair = qeair * nevapor
        qcair = qcair * ncondens
        delq = qeva + wcm
        cop = qeva/wcm

c**********************************************************************
      write(7,500) time,iloop,ipe,ipc,pe,pc,wcom,wcap,wcm,qeva,qeair,
     *  qcon,qcair,cop,delq,amineva,amincnd,aminpv,aminpl
c**********************************************************************

        call r22satp(2,pe,tsatsh,psatsh,vlsh,vgsh,hlsh,hgsh,slsh,sgsh,ksh)
        tevasat = tsatsh
        tsuph = tne(nvole+1) - tevasat

        call r22satp(2,pc,tsatsc,psatsc,vlsc,vgsc,hlsc,hgsc,slsc,sgsc,ksc)
        tcndsat = tsatsc
        tsubc = tcndsat - tnc(nvolc+1)

c    ************************    Write    calculation    result    ********************


        write(11,703) time,hne(1),hne(2), hne(nevap+1),hne(nvole+1),
     *    tne(1),tne(2),tne(nevap+1),tne(nvole+1),twe(2),twe(nevap+1),
     *    twe(nvole+1),xxne(1),xxne(2),xxne(nevap+1),xxne(nvole+1),
     *    tsuph,tevasat

        write(12,703) time,hnc(1),hnc(2), hnc(ncond+1),hnc(nvolc+1),
     *    tnc(1),tnc(2),tnc(ncond+1),tnc(nvolc+1),twc(2),twc(ncond+1),
     *    twc(nvolc+1),xxnc(1),xxnc(2),xxnc(ncond+1),xxnc(nvolc+1),
     *    tsubc,tcndsat

        write(13,701) time,wcom,vcmsuc,hncmin,hcmout,tcmin,tcmout

        write(*,*) 'done at time= ', time

          goto 100


        write(14,810)(tne(i),i=1,nevap+1)
        write(15,810) (xxne(i),i=1,nevap+1)
        write(16,820)(tnc(i),i=1,ncond+1)
```

```
         write(17,820)(xxnc(i),i=1,ncond+1)
         write(18,830)(xeva(i),i=1,nvole+1)
         write(18,840)(xcond(i),i=1,nvolc+1)

  500  format(d12.5,3i4,15d12.5)
  600  format(d12.5,2x,3i3,6d12.5)
  700  format(13d12.5)
  701  format(7d12.5)
  702  format(3d12.5)
  703  format(18d12.5)
  810  format(11d12.5)
  820  format(18d12.5)
  830  format(15d12.5)
  840  format(22d12.5)

  999  write(*,*) 'finished - max. time iter.....'

        charge = chaevap + chacond + chapv+ chapl
        write(*,*) 'charge', charge

           goto 1100
  800  write(*,*) 'iloop iter error', time,pe,pc,charge

 1100  close(3)
       close(7)
       close(8)
       close(9)
       close(10)
       close(11)
       close(12)
       close(13)
       close(14)
       close(15)
       close(16)
       close(17)
       close(18)
       stop
       end

c ******************************************************************
c                         Evap-subroutine
c ******************************************************************
         subroutine evap(hext,wcap,wcom)

         implicit real*8(a-h,o-z)
         parameter (nd=100)

         common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *      cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *      pi,iloop,itime ,time
         common /evapor/ rhoe(nd),rhoe1(nd),hne(nd),hne1(nd),tne(nd),
     *      tne1(nd),wfle(nd),wfle1(nd),xxne(nd),xxne1(nd),pe,pe1,pe2,
     *      twe(nd),twe1(nd),htceva(nd),htcaire(nd),veout(nd),
     *      xevp(nd),ipe,pe11,qrefeva(nd),qaireva(nd),rhoe0(nd),he0(nd),
     *      tindor,xeva(nd)

         common /evaspec/ cvve,cvaei,cvaeo,cvaeis,secle,nevapor,totle,
     *       nvole,dine,doute,cvaeos,nevap

         common /pvapspec/ cvapvi,cvapvo,cvvpv,npetocm,seclpv,pvdin,
     *       pvdout,totlpv,cvapvis,cvapvos
```

```
        logical bracket,bracket2

c ************ Evap. boundary condition ********************************
        call r22satp(2,pe,tevsat,pevsat,vlev,vgev,hlev,hgev,slev,sgev,kev)

         hin = hext
         wout = wcom/nevapor
         win = wcap/nevapor

         tne(1) = tevsat
         wfle(1)=win
         hne(1) = hin
         pen1 = pe1

c ***********************************************************************
c       Find initial guess for pressure
c ***********************************************************************

        if((itime.eq.1).and.(iloop.eq.1)) then

              pmax = pe*1.1
              pmin = pe*0.9
              ipe = 1
              bracket = .false.
              goto 10
           end if

              peright = pe1
              if(iloop.eq.1) peright = pe11
                 ipe =1
                 bracket = .true.
                 bracket2 = .false.
                 goto 50
   10   continue

        pe=0.5*(pmax+pmin)

  50 continue

           call r22satp(2,pe,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)

            if(k.gt.0) goto 1000
              hl = hl*4180.0
              hg = hg*4180.0
              hlge = hg - hl
              tnsat = tsat
              xxne(1) = (hne(1)- hl)/hlge
              xeva(1) = xxne(1)
              if(xxne(1).gt.1.0) xxne(1) = 1.0
              if(xxne(1).lt.0.0) xxne(1)  = 0.0

c ***********************************************************************
c      solve mass & energy equations.
c ***********************************************************************

           do 120 i = 2,nvole+1

        if(i.le.nevap+1) then

               cvvdt = cvve/dt
```

```
            cvaevais = cvaeis
            cvaevaos = cvaeos
            cvaevao = cvaeo
            cvaevai = cvaei
            dineva = dine
            secleva = secle

      else
                 cvvdt = cvvpv/dt
                 cvaevais = cvapvis
                 cvaevaos = cvapvos
                 cvaevao = cvapvo
                 cvaevai = cvapvi
                 dineva = pvdin
                 secleva = seclpv
      end if

      call htcevap (tne1(i),dineva, wfle1(i),xxne1(i),htce )
        htceva(i) = htce
        htcae = 0.0
      if(i.le.nevap+1) call haireva(htcae,atpmeva)
        htcaire(i) = htcae
        finaeva = atpmeva*secleva

      qrefeva(i) =  htceva(i)*cvaevais*(tne1(i)-twe1(i))
      qaireva(i) = htcaire(i)*finaeva*(twe1(i)-tindor)

        aaa = wfle(i-1)*hne(i-1)
     *          + rhoe1(i)*hne1(i)*cvvdt
     *          + cvvdt*((pe-pe1)*1.0d4)/9.8
     *          - qrefeva(i)


     bbb = wfle(i-1)+cvvdt*rhoe1(i)

     hne(i) = aaa/bbb

c *********************************************************************
c     Compute T, Rho, Quality
c *********************************************************************

          xxne(i) = (hne(i)-hl)/hlge
          xeva(i) = xxne(i)

c ******************** Find saturate T,rho,vsuc ***********************
           if ((xxne(i).ge.0.0).and.(xxne(i).le.1.0)) then
                    tne(i) =  tnsat
                    rhoeover = vl + xxne(i)*(vg-vl)
                    rhoe(i)  = 1.0/ rhoeover
                    veout(i) = rhoeover

c ******************** Find subcooled T, rhod,x ***********************
          else if (xxne(i).lt.0.0) then

                if(hne(i).gt.hlow) goto 22

                      tne(i) = tlow
                      rhoe(i) = 1.0/vlow
                      xxne(i) = 0.0
                      veout(i) = 0.0
                  goto 23
```

```
   22 continue
                    pmx=pe
                    pmn=pmin0

                    itr=0

   20                 psube = 0.5*(pmx+pmn)

        call r22satp(2,psube,tesat,pesat,vle,vge,hle,hge,sle,sge,ke)
                 hle=hle*4180.0
              if(ke.gt.0) goto 910

               hcheck=dabs((hle- hne(i))/hne(i))

              if(hcheck.lt.sepsil) goto 21
              if(itr.gt.200) goto 920

              if(hle.gt.hne(i)) pmx=psube
              if(hle.lt.hne(i)) pmn=psube
                   itr=itr+1

        goto 20

   21 continue
             tne(i)=tesat
             xxne(i)=0.0
             rhoe(i)=1.0/vle
             veout(i) = vle

c ******************  Find superheated vapr T,rho,x,vsuc **************
            else if (xxne(i).gt.1.0) then

                        t =  (hne(i)- hg)/cpg + tnsat

                               rhoeover =    vg*(t+273.15)/(tnsat+273.15)
                               rhoe(i) = (1.0/rhoeover)
                               xxne(i) = 1.0
                               tne(i) = t
                               veout(i) = 1.0/rhoe(i)

            end if

   23 continue

c ********************************************************************
c          Mass equation
c ********************************************************************

           wfle(i) = wfle(i- 1) -  cvvdt*(rhoe(i)- rhoe1(i))

c ********************** Calculate tube wall temperature ***************

        twe(i) = twe1(i)+(qrefeva(i)- qaireva(i))*dt /
    *             ( rhocu*cvaevao*secleva*cpcu)

  120 continue

c ********************************************************************
c         Check mass flow
c ********************************************************************
```

```
      wcheck = dabs((wfle(nvole+1)-wout)/wout)
      pcheck = dabs(pe-pe0)

c ****************************** bracketing *****************************

     if(bracket) then

         if(wcheck.lt.pepsil) goto 51
           if(bracket2) then
              dwnew = wfle(nvole+1) - wout

             if(pintv.lt.0.0) dwnew = -dwnew


      if (dwnew.gt.0.0) then

               pmin = pe
               pmax = pbase
              if(pintv.lt.0.0) pmax = pe
              if(pintv.lt.0.0) pmin = pbase
               bracket = .false.

          else

             if(npadd.gt.imax) goto 930
               npadd = npadd+1
               pe = pbase - pintv*npadd
             if((pe.le.0.7).and.(pe.gt.37)) goto 940

                   goto 50
           end if

             goto 10

           else if(wfle(nvole+1).gt.wout) then

               if(pe.lt.peright) then
                    pbase = pe
                    npadd = 1
                    pintv = -0.1
                    pe = pbase - pintv*npadd
                    bracket2 = .true.

                     goto 50

               else
                    pbase = pe
                    npadd = 1
                    pintv = -0.1
                    pe = pbase - pintv*npadd
                    bracket2 = .true.

                   goto 50

               end if
         else
                      npadd = 1
                      pbase = pe
                      pintv = 0.1
                      pe = pbase - pintv * npadd
```

```
                   bracket2 = .true.

                 goto 50

                  end if
         end if

c ***********************************************************************

      if(wcheck.lt.pepsil) goto 51
      if((pcheck.lt.eps).and.(ipe.gt.1)) goto 51

              if(ipe.gt.imax)   goto 999

                    if(wfle(nvole+1).lt.wout) pmax=pe
                    if(wfle(nvole+1).gt.wout) pmin=pe

             pe0 = pe
             pen1 = pe
             ipe = ipe + 1

               goto 10

c ***********************************************************************

   51 continue

      write(11,850) itime,iloop,ipe,pe,win,wfle(nvole+1),wout,
     * hne(nvole+1),tne(nvole+1),rhoe(nvole+1),xxne(nvole+1)

  850  format(1x,3i4,8d11.4)
  851  format(1x,3i4,2x,9d11.4)
      goto 900
  910  write(*,*) ' error sub-r22satp    k.gt.0 - evap'
       stop
  920  write(*,*) ' error, find subcooling   itr.gt.200 - evap',ipe
       stop
  930  write(*,*) ' error, brocketing iter. gt. imax ---- evap'
       stop
  940  write(*,*) ' error, brocketing ,,, pe.le.0.5 ------ evap'
       stop
  999  write(*,*) ' error ; ipe-pressure -  evap.', ipe,pe,wfle(nvole+1),
     * wout,wcheck
      stop
 1000  write(*,*) 'error ;  out of property range --  evap.',pe
       stop
  900  return
       end

c ***********************************************************************
c                               cond-subroutine
c ***********************************************************************
      subroutine cond(hcmout,wcap,wcom,tcmout)

      implicit real*8(a-h,o-z)
      parameter (nd=100)
      common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *    cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *    pi,iloop,itime ,time

      common /conden/ rhoc(nd),rhoc1(nd),hnc(nd),hnc1(nd),tnc(nd),
```

```
     *      tnc1(nd),wflc(nd),wflc1(nd),xxnc(nd),xxnc1(nd),pc,pc1,pc2,
     *      twc(nd),twc1(nd),htccon(nd),htcairc(nd),xcnd(nd),ipc,
     *      pc11,qrefcon(nd),qaircon(nd),rhoc0(nd),hc0(nd),xcond(nd)

      common /condspec/ cvvc,seclc,ncond,cvaci,cvaco,nvolc,totlc,
     *    dinc,doutc,cvacis ,cvacos,ncondens

      common /pliqspec/ cvapli,cvaplo,cvvpl,npctocp,seclpl,pldin,
     *      pldout,totlpl,cvaplis ,cvaplos

        logical bracket, bracket2

c ***************** Cond. boundary condition ***************************

         hin = hcmout
         win = wcom/ncondens
         wout= wcap/ncondens

         tnc(1) = tcmout
         wflc(1)=win
         hnc(1) = hin
         pcn1 = pc1

c ***********************************************************************
c       find initial guess for pressure
c ***********************************************************************
        if((itime.eq.1).and.(iloop.eq.1)) then
               pmax =   pc*1.1
               pmin =   pc*0.9
               ipc = 1
               bracket = .false.
                goto 10

        end if

              pcleft = pc1
           if(iloop.eq.1) pcleft = pc11

              ipc = 1
              bracket = .true.
              bracket2 = .false.
             goto 50

   10   continue
        pc=0.5*(pmax+pmin)

   50 continue

         call r22satp(2,pc,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)

            if(k.gt.0) goto 1000
              hl = hl*4180.0
              hg  = hg*4180.0
              hlg  = hg-hl
              tnsat = tsat
              xxnc(1) = (hnc(1)-hl)/hlg
              xcond(1) = xxnc(1)

              if(xxnc(1).gt.1.0) xxnc(1) = 1.0
              if(xxnc(1).lt.0.0) xxnc(1)  = 0.0
c ***********************************************************************
```

```
c             Solve mass & energy equations.
c ***********************************************************************

        do 120 i = 2,nvolc+1
        if(i.le.ncond+1) then

                cvvdt = cvvc/dt
                cvaconis = cvacis
                cvaconos = cvacos
                cvacono = cvaco
                cvaconi = cvaci
                dincon = dinc
                seclcon = seclc

         else
                     cvvdt = cvvpl/dt
                     cvaconis = cvaplis
                     cvaconos = cvaplos
                     cvacono = cvaplo
                     cvaconi = cvapli
                     dincon = pldin
                     seclcon = seclpl
        end if

        call htccond (tnc1(i),dincon, wflc1(i),xxnc1(i),htcon )
            htccon(i) = htcon
            htcac = 0.0
        if(i.le.ncond+1) call haircon (htcac,atpmcon)
            htcairc(i) = htcac
            finacon = atpmcon*seclcon

        qrefcon(i) = htccon(i)*cvaconis*(tnc1(i) - twc1(i))
        qaircon(i) = htcairc(i)*finacon*(twc1(i)- ta)

         aaa =  wflc(i- 1)*hnc(i- 1)
    *            + rhoc1(i)*hnc1(i)*cvvdt
    *            + cvvdt*((pc- pc1)*1.0d4)/9.8
    *            - qrefcon(i)

       bbb = (wflc(i- 1)+cvvdt*rhoc1(i))

         hnc(i) = aaa/bbb

c ************************************************************************
c                    Calculate T, Rho, Quality
c ************************************************************************

              xxnc(i) = (hnc(i)- hl)/hlg
              xcond(i) = xxnc(i)

c *************  Compute two- phase region T, rho  ***********************

             if ((xxnc(i).ge.0.0).and.(xxnc(i).le.1.0)) then
                   tnc(i) = tnsat
                           rhocover = vl+xxnc(i)*(vg- vl)
                           rhoc(i)  = 1.0 / rhocover

c *********** Find subcooled liquid T,rho,x  *************************

                        else if (xxnc(i).lt.0.0) then
```

```
                    if(hnc(i).gt.hlow)    goto 22

                    tnc(i) = tlow
                    rhoc(i) = 1.0/vlow
                    xxnc(i) = 0.0

                goto 23
   22 continue
              pmx=pmax0
              pmn=pmin0
              itr=0
   20 continue
             psubc = 0.5*(pmx+pmn)

      call r22satp(2,psubc,tcsat,pcsat,vlc,vgc,hlc,hgc,slc,sgc,kc)
               hlc =hlc*4180.0
            if(kc.gt.0) goto 910
               hcheck=dabs((hlc- hnc(i))/hnc(i))
               if(hcheck.lt.sepsil) goto 21
            if(itr.gt.200) goto 920

               if(hlc.gt.hnc(i)) pmx=psubc
            if(hlc.lt.hnc(i)) pmn=psubc
                itr=itr+1

        goto 20

   21 continue
            tnc(i)=tcsat
            xxnc(i)=0.0
            rhoc(i)=1.0/vlc

c ****************    Compute superheated vapor T, rho,x ***************

               else if (xxnc(i).gt.1.0) then
                 t =  ((hnc(i)- hg)/cpg)+tnsat
                 rhocover=( vg*((t+273.15)/(tnsat+273.15)))
                 rhoc(i) = (1.0 / rhocover)
                 xxnc(i) = 1.0
                 tnc(i) = t

                 end if

   23 continue

c *******************************************************************
c          Solve mass equation
c *******************************************************************

           wflc(i) = wflc(i- 1) -  cvvdt*(rhoc(i)- rhoc1(i))

c *********************** Calculate tube wall tempreature *************
        twc(i) = twc1(i)+(qrefcon(i)- qaircon(i))*dt /
     *          ( rhocu*cvacono*seclcon*cpcu)

  120 continue

c *******************************************************************
c          Check mass flow
c *******************************************************************
        wcheck =dabs((wflc(nvolc+1)- wout)/wout)
```

```
        pcheck = dabs(pc- pc0)

c ************************ bracketing ***********************************

        if(bracket) then
          if(wcheck.lt.pepsil) goto 51
            if(bracket2) then
                dwnew =wflc(nvolc+1) - wout
               if(pintv.lt.0.0) dwnew = -dwnew

        if(dwnew.lt.0.0) then
               pmax = pc
               pmin = pbase
              if(pintv.lt.0.0) pmin = pc
              if(pintv.lt.0.0) pmax = pbase
              bracket = .false.
        else
              if(npadd.gt.imax) goto 930
              npadd = npadd+1
              pc = pbase + pintv*npadd
              if((pc.lt.0.7).or.(pc.gt.38)) goto 940

        goto 50
        end if

   11           goto 10

            else if(wflc(nvolc+1).lt.wout) then

                if(pc.gt.pcleft) then
                  pbase = pc
                  npadd = 1
                  pintv = -0.1
                  pc = pbase + pintv * npadd
                  bracket2 = .true.
                  goto 50

                else
                  pbase = pc
                  npadd = 1
                  pintv = -0.1
                  pc = pbase + pintv * npadd
                  bracket2 = .true.
                  goto 50
                 end if

            else
                     npadd = 1
                     pbase = pc
                     pintv = 0.1
                     pc =  pbase + pintv * npadd
                     bracket2 = .true.

                     goto 50

              end if
        end if

c ***********************************************************************

      if(wcheck.lt.pepsil) goto 51
```

```
        if((pcheck.lt.eps).and.(ipc.gt.1)) goto 51

                 if(ipc.gt.imax)   goto 700

              if(wflc(nvolc+1).lt.wout) pmax=pc
                     if(wflc(nvolc+1).gt.wout) pmin=pc

              pc0 = pc
              pcn1 = pc
              ipc = ipc + 1
              goto 10

c *********************************************************************
   51 continue

        write(13,850)itime, pc,win, wflc(nvolc+1),wout, hnc(nvolc+1),
     *  rhoc(nvolc+1), xxnc(nvolc+1)

  850  format(1x,1i4,7d11.4)
  851  format(1x,3i4,2x,7d13.6)

       goto 900

  910 write(*,*) ' error sub-r22satp    k.gt.0 - cond'
      stop
  920 write(*,*) ' error, find subcooling  itr.gt.200 -cond'
      stop
  930 write(*,*) ' error, brocketing iter. gt. imax ---- cond'
      stop
  940 write(*,*) ' error, brocketing ,, pc.gt.38 ----cond'
      stop
  700 write(*,*) ' error ; pressure iteration --cond ',ipc, pc
      stop
 1000 write(*,*) 'error ;  out of property range -- cond',pc
      stop
  900 return
      end


c ********************************************************************
c               comp - subroutine
c ********************************************************************
      subroutine comp(tcmin,hcmin,pe,pc,vsuc,xcmin,hcmout,wcom,wcm)
c     s=speed (rpm)
c     d=displacement volume (m**3)
c     c=clearance rate
c     cp=specific heat (j/kg)
c     e=efficiency,
c     wcom=mass flow rate(kg/s)
c     wc=compress work (w)

        implicit real*8(a-h,o-z)
        parameter (nd=100)
        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *  cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *  pi,iloop,itime,time
        common /compre/ px,rover,tcmout,s,d,c,r,ncmtype

        px=pc/pe

        call  r22satp(2,pe,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
```

```
         hgcm = hg*4180
         hlcm = hl*4180

c ******** calculate discharge gas temperature(if polytropic compression) ****
        tcmout = (tcmin + 273.15) * px ** ( 1.0 - rover)
        tcmout = tcmout - 273.15

        call  r22satp(2,pc,tcsat,pcsat,vlc,vgc,hlc,hgc,slc,sgc,kc)
           hgco = hgc*4180
           hfco = hlc*4180

c ******* calculate discharge gas enthalpy ********************************
          hcmout = xcmin*(hgco + cpg* ( tcmout-tcsat ) )
        *          +(1-xcmin)*hfco

c ******* calculate clearance volumetric efficiency *************************
        if(ncmtype.eq.1) e = 1.0 - c * ( px ** rover-1)
c       if(ncmtype.eq.2) e = 1.0

        wcom = e * (s/60.0) * d / vsuc
        wcm = wcom * ( hcmout-hcmin )

  100 format(1x,2i3,11d12.5)
      return
      end

c *******************************************************************
c                    capillary - subroutine
c *******************************************************************
      subroutine capil(pe,pc,hcon,hext,wcap)
c
c     calculate refrigerant R-22 mass flow rate through capillary
c     tube, given capillary length and size
c
c     hcon = refrigerant enthalpy at capillary inlet, J/kg
c     wcap = refrigerant mass flow rate, kg/s
c     hext = refrigerant enthalpy at capillary exit, J/kg
c
      implicit real*8(a-h,o-z)
      parameter (nd=100)

        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *  cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *    pi,iloop,itime,time

        common /capillar/dcp,zcp,roufness,areac,rouf,ndelp,xcon

      dimension pout(nd),tout(nd),xout(nd),vout(nd),hout(nd),zout(nd)
      dimension fric(nd),reyn(nd)

        hin = hcon/4180.0
c ******************************************************************
c        A case of pc.lt.pe is not currently modeled
c ******************************************************************
      if(pc.le.pe) then
      wcap = 0.0
      hext = hcon
      goto 1000
      end if

      call r22satp(2,pc,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
```

```
      if(k.gt.0) goto 991
      tcon = tsat
      xcon = (hin-hl)/(hg-hl)

      if(xcon.ge.1.0) then
      tcon = (hin -hg)/cpg + tsat
      vcon = vg*(tcon+273.15)/(tsat+273.15)
        else if(xcon.ge.0.0) then
      tcon = tsat
      pboil = pc
      vcon = vl + xcon*(vg-vl)
           else
c ****************************************************************
c               Find flashing pressure
c ****************************************************************
        pmax = pc
        pmin = pmin0
        iter = 1

   10 pboil = 0.5*(pmax+pmin)

      call r22satp(2,pboil,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
      if(k.gt.0) goto 991
      if(dabs((hl-hin)/hin).lt.cepsil) goto 11

      if(iter.gt.200) goto 992
      if(hl.gt.hin) pmax = pboil
      if(hl.lt.hin) pmin = pboil
      iter = iter + 1
        goto 10
   11 tcon = tsat
      vcon = vl

      end if
c ****************************************************************
c           Compute capillary mass flow rate
c           Set bounds for rflow
c ****************************************************************

      rflmin = 0.0
      rflmax = areac * dsqrt ( (pc-pe)*9.8d4*2.*dcp/(0.015*zcp*vl) )
      rflowold = rflmax
      irfl = 1
   60 rflow = 0.5*(rflmin+rflmax)

      pout(1) = pc
      tout(1) = tcon
      xout(1) = xcon
      zout(1) = 0.0
      hout(1) = hin
      vout(1) = vcon

c ****************************************************************
c        Find capillary tube length given mass flow and delta p
c ****************************************************************

      delp = pc - pboil
      if(pboil.lt.pe) delp = pc - pe
      if(xout(1).ge.1.0) delp = pc - pe
      em = rflow
      gc = em / areac
```

```
      if(xout(1).ge.0.0 .and. xout(1).lt.1.0) goto 15
      if(xout(1).ge.1.0) goto 25

c ******************************************************************
c               Single phase liquid flow at inlet
c ******************************************************************

      call r22trsp(tcon,visl,visg,cpl,cpg,conkl,conkg,k)

      if(k.gt.0) goto 991
      reyn(2) = gc * dcp / visl

      if(reyn(2).gt.2300.0) then
      fric(2) = 0.0065 * (1. + 20000.*rouf + 1.d6/reyn(2))**0.333333
      else
      fric(2) = 64.0/reyn(2)
      end if
      aaa = 0.5 * fric(2) * vcon * gc ** 2. / dcp
      delz = delp * 9.8d4 / aaa
      zout(2) = delz
      pout(2) = pboil
      tout(2) = tcon
      xout(2) = 0.0
      hout(2) = hout(1)
      vout(2) = vout(1)
      goto 16
c ******************************************************************
c        Single phase vapor flow at inlet
c ******************************************************************
   25 continue

      call r22trsp(tcon,visl,visg,cpl,cpg,conkl,conkg,k)

      if(k.gt.0) goto 991
      reyn(2) = gc * dcp / visg

      if(reyn(2).gt.2300.0) then
      fric(2) = 0.0065 * (1. + 20000.*rouf + 1.d6/reyn(2))**0.333333
      else
      fric(2) = 64.0/reyn(2)
      end if
      aaa = 0.5 * fric(2) * vcon * gc ** 2. / dcp
      delz = delp * 9.8d4 / aaa

      zout(2) = delz
      pout(2) = pe
      tout(2) = tcon
      xout(2) = 1.0
      hout(2) = hout(1)
      vout(2) = vout(1)
      goto 16

   15 continue
      zout(2) = 0.0
      pout(2) = pboil
      tout(2) = tcon
      xout(2) = xcon
      hout(2) = hin
      vout(2) = vcon
```

```
      call r22trsp(tout(2),visl,visg,cpl,cpg,conkl,conkg,k)

      if(k.gt.0) goto 991
      visbar = (xcon*vg*visg + (1.-xcon)*vl*visl) / vout(2)
      reyn(2) = gc * dcp / visbar
      if(reyn(2).gt.2300.0) then
      fric(2) = 0.0065 * (1. + 20000.*rouf + 1.d6/reyn(2))**0.333333
      else
      fric(2) = 64.0/reyn(2)
      end if

   16 continue

c *****************************************************************
c                    Two-phase region
c *****************************************************************

      if(pboil.lt.pe) then
      zcal = zout(2)
      hext = hout(2)*4180.0
      goto 50
      end if

      delp = (pboil - pe) / ndelp
      do 20 i=3,ndelp+2
      pout(i) = pout(i-1) - delp

      call r22satp(2,pout(i),tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
        if(k.gt.0) goto 991
      tout(i) = tsat
      vfg = vg - vl
      hfg = hg - hl

c *****************************************************************
c                     Find quality
c *****************************************************************
c        xmax = (hout(i-1) - hl) / hfg
c        xmin = xout(i-1)
         xmax = 1.0
         xmin = 0.0
         xltold = xmin
         itmax = 200
         iter = 1
   30    xlt = 0.5*(xmax + xmin)

      hout(i) = hl + xlt * hfg
      vout(i) = vl + xlt * vfg
      xout(i) = xlt

      if((dabs(xlt-xltold)/(xltold+1.d-20)).lt.cepsil) goto 40

      if(iter.gt.itmax) goto 990

      fx = (hout(i-1)-hout(i))*4.187d3 -
     *      0.5 * gc**2. * ( vout(i)**2. - vout(i-1)**2. )
      if(fx) 32,40,34
   32 xmax = xlt
      goto 35
   34 xmin = xlt
   35 iter = iter+1
      xltold = xlt
```

```
      goto 30

   40 continue

         call r22trsp(tout(i),visl,visg,cpl,cpg,conkl,conkg,k)
            if(k.gt.0) goto 991

      visbar = (xlt*vg*visg + (1.-xlt)*vl*visl) / vout(i)
      reyn(i) = gc * dcp / visbar

      if(reyn(i).gt.2300.0) then
      fric(i) = 0.0065 * (1. + 20000.*rouf + 1.d6/reyn(i))**0.333333
      else
      fric(i) = 64.0/reyn(i)
      end if
      fricavg = 0.5 * (fric(i) + fric(i-1))
      vavg = 0.5 * (vout(i) + vout(i-1))
      delz = (delp * 9.8d4 - gc ** 2. * (vout(i)-vout(i-1)) )
     *       / (0.5 * fricavg * gc ** 2. * vavg/dcp)

      if(delz.lt.0.0) then
      iend = i-1
      goto 22
      else
      zout(i) = zout(i-1) + delz
      iend = i
        end if
   20 continue
   22 zcal = zout(iend)
      hext = hout(iend)*4180.0
   50 continue
        zcpcheck = dabs((zcal-zcp)/zcp)
        rflcheck = dabs((rflow - rflowold)/rflowold)

      if((zcpcheck.lt.cepsil) .or. (rflcheck.lt.cepsil)) then
      wcap = rflow

      goto 1000
      else

  888 format(3i4,6d12.5)
      if(irfl.gt.100) goto 993
      if(zcal.gt.zcp) rflmin = rflow
      if(zcal.lt.zcp) rflmax = rflow
      irfl = irfl + 1
      rflowold = rflow

        goto 60
      end if

  990 write(6,*) ' quality iteration failed-capil'
      stop
  991 write(6,*) ' property search out of range-capil '
      stop
  992 write(6,*) ' inlet flashing pressure search failed '
      stop
  993 write(6,*) ' mass flow search failed-capil '
      stop
 1000 return
      end
c ******************************************************************
```

```
c              Group of heat transfer coefficients
c
c **********************************************************************

c              Compute refrigerant heat transfer coe. in evap.
c **********************************************************************
      subroutine htcevap (tein,dein,wflein,xxnein,htce)

        implicit real*8 (a-h,o-z)

        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *    cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *    pi,iloop,itime,time

        wflein = wflein+1.0d-10
        ain = pi*dein*dein/4.
        gflow = dabs(wflein/ain)
        ef = 2.05*(gflow/300.)**(-0.32)

      call r22satp(1,tein,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
         hle = hl * 4180.
         hge = hg * 4180.
         hfg = hge-hle
         rhof = 1.0/vl
         rhog = 1.0/vg
         vf = vl

        call r22trsp(tein,visl,visg,cple,cpge,conkl,conkg,k)

        conkfe = conkl
        conkge = conkg

         prf = cple*visl/conkfe
         prg = cpge*visg/conkge
         prfg = prf + (1-xxnein)*(prg-prf)
         reyf = gflow*dein/visl
         reyg = gflow*dein /visg

c *************** Single phase liquid heat transfer coefficient ********
           if(xxnein.le.0.0) then
              htcef = 0.023* (reyf**0.8) * (prf**0.4) * conkfe/dein
              htce = htcef*ef

c *************** Two phase heat transfer coefficient ******************
         else if (xxnein.gt.0.0 .and. xxnein .lt.1.0) then
              hfe = 0.023*((reyf*(1-xxnein))**0.8)*(prfg**0.4)*conkfe/dein
              bo = qflux/(gflow*hfg)
              fr = (gflow*vf)**2 /(g*dein)
              e = 1+3000*bo**0.86+1.12*(xxnein/(1-xxnein))**0.75
     *               *(rhof/rhog)**0.41

                if (fr.lt.0.05)   e = e* fr**(0.1-2*fr)

                  htctp = e*hfe
                  htce = htctp*ef

c *************** Single phase vapor heat transfer coefficient *********
        else if (xxnein.ge.1.0) then

               htceg = 0.023 * reyg**0.8 *prg**0.4 *conkge/dein
               htce = htceg*ef
```

```
        end if
        return
      end

c
c ***********************************************************************
c          Compute refrigerant heat transfer coe. in cond.
c ***********************************************************************
c
      subroutine htccond (tcin,dcin,wflcin,xxncin,htcon)

      implicit real*8(a-h,o-z)

        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *     cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *     pi,iloop,itime,time

        wflcin = wflcin+1.0d-10

        ain = 3.1416*dcin*dcin/4.
        gflow = dabs(wflcin/ain)

      call r22satp(1,tcin,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
         hlc = hl * 4180.
         hgc = hg * 4180.
         hfg = hgc-hlc
         rhof = 1.0/vl
         rhog = 1.0/vg
         vf = vl

        call r22trsp(tcin,visl,visg,cplc,cpgc,conkl,conkg,k)

        conkfc = conkl
        conkgc = conkg
         prf = cplc*visl/conkfc
         prg = cpgc*visg/conkgc
         prfg = prf + (1-xxncin)*(prg-prf)
         reyf = gflow*dcin /visl
         reyg = gflow*dcin/visg

      ef = 1.7*(gflow / 300.)**(-0.21)

c **************** Single phase liquid heat transfer coefficient ********
       if (xxncin.le.0.0) then
              htcf = 0.023*reyf**0.8 *prf**0.3 *conkfc/dcin
              htcon =htcf*ef

c **************** Two phase heat transfer coefficient ******************
           else if (xxncin.gt.0.0 .and. xxncin.lt.1.0) then
              gflowe = gflow*((1-xxncin)+xxncin*(rhof/rhog)**0.5)
              reye = gflowe*dcin/visl
              htctp = 0.05*reye**0.8 * prfg**0.33*conkfc/dcin
              htcon = htctp * ef

c **************** Single phase vapor heat transfer coefficient *********
           else if (xxncin.ge.1.0) then
              htcg = 0.023*reyg**0.8*prg**0.3 * conkgc/dcin
              htcon = htcg*ef

        end if
```

```
      return
        end

c **********************************************************************
c          Compute air-side heat transfer coe. at evap.
c **********************************************************************
        subroutine haireva( htcae,atpmeva )

        implicit real*8(a-h,o-z)

        common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *    cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *    pi,iloop,itime,time
        common /evaspec/ cvve,cvaei,cvaeo,cvaeis,secle,nevapor,totle,nvole,
     *    dine,doute ,cvaeos,nevap

        common /htcaeva/ pitreva,pitseva,fteva,fpe,airvele,visae,
     *      rhoae,cpae,prae

c ********  Compute heat trnsfer area **********************************

        a1 = 2*pitreva*pitseva
        a2 = 2*pi*(doute + 2*fteva)**2 /4.
        a3 = pi*(doute + 2*fteva)*(fpe-fteva)
        a4 = 2*(pitreva+pitseva)*fteva

        af = a1-a2
        ao = a3+a4
        at = af+ao
        ac = (pitseva-doute)*(fpe-fteva)
        atpmeva = at/fpe

c ********* Compute air side heat transfer coefficient used to
c               Mc.Quisition's correlation    *****************************

        dh = 4*pitreva*ac/at
        s = (pitseva-doute)/pitseva
        ar = (4./pi)*(pitreva/dh)*(pitseva/doute)*s
        gc = airvele * rhoae

        reyd = gc*doute/visae
        reyl = gc*pitreva/visae
        reyc = gc*fpe/visae

        ajp =  reyd**(-0.4) * ar**(-0.15)
        ajs = 0.84 + 4.0d-5*reyc**1.25
        aj4 = 0.0014+0.2618*ajp*ajs

        if (reyl.gt.3000) then
            ajn=(1.-1280.*nevapor*reyl**(-1.2)) / (1.-5120.*reyl**(-1.2))

            else if (reyl.le.3000) then
               f = 2.24*reyd**(-0.0992) *(nevapor/2.)**(-0.031)
               ajn = 0.992*f**(0.607*(2-nevapor))

            end if

               aj = ajn*aj4

        htcae = 1.65*aj*gc*cpae*prae**(-2/3)
        return
```

```
      end

c
c ************************************************************************
c          Compute air-side heat transfer coe. at cond.
c ************************************************************************
c
      subroutine haircon( htcac,atpmcon )

      implicit real*8(a-h,o-z)

      common /rvalue/ta,dt,chaevap,chacond,imax,epsil,sepsil,pepsil,eps,
     *   cepsil,pmin0,pmax0,g,qflux,cpl,cpg,cpcu,rhocu,tlow,vlow,hlow,
     *   pi,iloop,itime,time

      common /condspec/ cvvc,seclc,ncond,cvaci,cvaco,nvolc,totlc,
     *   dinc,doutc,cvacs,cvacos ,ncondens

      common /htcacnd/ pitrcnd,pitscnd,ftcnd,fpc,airvelc,visac,
     *     rhoac,cpac,prac


c ********  Compute heat trnsfer area **********************************

      a1 = 2*pitrcnd*pitscnd
      a2 = 2*pi*(doutc + 2*ftcnd)**2 /4.
      a3 = pi*(doutc + 2*ftcnd)*(fpc-ftcnd)
      a4 = 2*(pitrcnd+pitscnd)*ftcnd

      af = a1-a2
      ao = a3+a4
      at = af+ao
      ac = (pitscnd-doutc)*(fpc-ftcnd)

    atpmcon = at/fpc

c ********* Compute air side heat transfer coefficient by using
c             Mc.Quisition's correlation    *****************************

      dh = 4*pitrcnd*ac/at
      s = (pitscnd-doutc)/pitscnd
      ar = (4./pi)*(pitrcnd/dh)*(pitscnd/doutc)*s

      gc = airvelc * rhoac

      reyd = gc*doutc/visac
      reyl = gc*pitrcnd/visac
      reyc = gc*fpc/visac

      ajp = reyd**(-0.4)*ar**(-0.15)
      ajs = 0.84 + 4.0d-5*reyc**1.25
      aj4 = 0.0014+0.2618*ajp*ajs

      if (reyl.gt.3000) then
      ajn=(1.-1280.*ncondens*reyl**(-1.2)) / (1.-5120.*reyl**(-1.2))

         else if (reyl.le.3000) then
            f = 2.24*reyd**(-0.0992) *(ncondens/2.)**(-0.031)
            ajn = 0.091*f**(0.607*(2-ncondens))

         end if
```

```
              aj = ajn*aj4

        htcac = 1.65*aj*gc*cpac*prac**(-2/3)

        return
        end

c *********************************************************************
c                  saturation property subroutine
c *********************************************************************
        subroutine r22satp(iop,x,tsat,psat,vl,vg,hl,hg,sl,sg,k)
c
c      input x = tsat if iop=1
c            x = psat if iop=2
c
c      R-22 refrigerant saturation properties
c      Linear interpolation of data stored every 10 C
c
      implicit real*8(a-h,o-z)
      parameter (np=8,nd=14)
c
c      Stored data set
      dimension array(np,nd),y(np)
c
c      Property and unit of stored data are:
c       np=1 tsat in C,
c          2 psat in kgf/cm2,
c          3 vl in l/kg,
c          4 vg in m3/kg,
c          5 hl in kcal/kg,
c          6 hfg in kcal/kg,
c          7 sl in kcal/kgK,

      data (array(1,i),i=1,nd) /
     *      -50.,-40.,-30.,-20., -10., 0., 10., 20., 30., 40.,
     *      50., 60.,70.,80./
      data (array(2,i),i=1,nd) /
     *      0.6582, 1.0734, 1.6715, 2.5014, 3.6173, 5.0774, 6.9434,
     *      9.2804, 12.156, 15.643, 19.815, 24.758,30.566,37.356/
      data (array(3,i),i=1,nd) /
     *      0.69677, 0.71098, 0.72624, 0.74274, 0.76059, 0.78035,
     *      0.80211, 0.82646, 0.85410, 0.88606, 0.92397, 0.97060,
     *      1.0313,1.1187/
      data (array(4,i),i=1,nd) /
     *      0.32330, 0.20480, 0.13524, 0.092487, 0.065128, 0.047001,
     *      0.034617, 0.025922,0.019666, 0.015060, 0.011594, 0.0089272,
     *      0.0068192, 0.0050858/
      data (array(5,i),i=1,nd) /
     *      86.68, 89.31, 91.94, 94.58, 97.26, 100.00, 102.81, 105.70,
     *      108.69, 111.81, 115.06, 118.50, 122.20, 126.34/
      data (array(6,i),i=1,nd) /
     *      57.16, 55.64, 54.07, 52.45, 50.74, 48.90, 46.91, 44.74,
     *      42.36, 39.70,36.72, 33.29, 29.22, 24.06/
      data (array(7,i),i=1,nd) /
     *      0.9465, 0.9580, 0.9690, 0.9796, 0.9899, 1.0000, 1.0100,
     *      1.0199, 1.0297, 1.0396, 1.0495, 1.0597, 1.0702, 1.0816/
      data (array(8,i),i=1,nd) /
     *      1.2027, 1.1966, 1.1914, 1.1868, 1.1827, 1.1790, 1.1756,
     *      1.1725, 1.1694, 1.1664, 1.1632, 1.1596, 1.1554, 1.1497/
```

```
      in = 1
      if(iop.gt.1) in = 2
      do 10 i=1,nd-1
      if( x.ge.array(in,i) .and. x.le.array(in,i+1) ) goto 20
   10 continue
      goto 900
   20 id = i
      aaa = 1./(array(1,id+1)+273.15) - 1./(array(1,id)+273.15)
      aa = dlog(array(2,id+1)/array(2,id))/aaa
      bb = dlog(array(2,id)) - aa/(array(1,id)+273.15)
      if (iop.eq.1) y(2) = dexp( aa/(x+273.15) +bb)
      if (iop.eq.2) y(1) = aa/( dlog(x)-bb) - 273.15
      frac = (x - array(in,id))/(array(in,id+1) - array(in,id))
      do 30 j=3,np
      y(j) = array(j,id) + frac*(array(j,id+1) - array(j,id))
   30 continue

      tsat = y(1)
      if(iop.eq.1) tsat = x
      psat = y(2)
      if(iop.eq.2) psat = x
      vl   = y(3) * 1.d-3
      vg   = y(4)
      hl   = y(5)
      hg   = (y(5) + y(6))
      sl   = y(7)
      sg   = y(8)
      k = 0
      return
  900 continue
      k = 1
      return
      end

c ****************************************************************
c                        transport property
c ****************************************************************
      subroutine r22trsp(tin,visl,visg,cpl,cpg,conkl,conkg,k)
c
c     tin  = input temperature in C
c     visl = liquid viscosity in kg/s m
c     visg = vapor viscosity in kg/s m
c     k    = error signal if k=1
c
c     R-22 refrigerant transport properties
c     Linear interpolation of data stored every 20 F
c
      implicit real*8(a-h,o-z)
      parameter (np=7,nd=6)

c     Stored data set
      dimension array(np,nd),y(np)
c
c     Property and unit of stored data are:
c      np=1 temperature in F,
c         2 liquid viscosity in centipoise,
c         3 vapor viscosity in centipoise,
c         4 liquid cp in J/kgk
c         5 vapor cp in J/kgk
c         6 liquid conductivity in W/mk
c         7 vapor conductivity in W/mk
```

```
      data (array(1,i),i=1,nd) /
     *      -40., 0., 40., 80., 120., 160./
      data (array(2,i),i=1,nd) /
     *      0.328, 0.268, 0.226, 0.196, 0.173, 0.140/
      data (array(3,i),i=1,nd) /
     *      0.01, 0.011, 0.01192, 0.01287, 0.0138, 0.0147/
      data (array(4,i),i=1,nd) /
     *      1093., 1129., 1183., 1263., 1396., 1726. /
      data (array(5,i),i=1,nd) /
     *      608., 674., 762., 889., 1102., 1609. /
      data (array(6,i),i=1,nd) /
     *      0.1138, 0.1039, 0.0945, 0.0854, 0.0766, 0.0766 /
      data (array(7,i),i=1,nd) /
     *      0.00698, 0.00840, 0.00975, 0.01106, 0.01238, 0.01238 /

      in = 1
      t = tin * 1.8 + 32.

      do 10 i=1,nd-1
      if( t.ge.array(in,i) .and. t.le.array(in,i+1) ) goto 20
   10 continue
      goto 900
   20 id = i

      frac = (t - array(in,id)) / (array(in,id+1) - array(in,id))
      do 30 j=2,np
      y(j) = array(j,id) + frac*(array(j,id+1) - array(j,id))
   30 continue

      visl = y(2) * 1.d-3
      visg = y(3) * 1.d-3
      cpl = y(4)
      cpg = y(5)
      conkl = y(6)
      conkg = y(7)

      k = 0
      return
  900 continue
      k = 1
      return
      end
```