

열환경챔버의 냉방 시뮬레이션 프로그램 개발에 관한 연구

한도영*, 이한홍**, 류규현***

A Study on the Development of Cooling Simulation Program for Thermal Environmental Chamber

Do-young Han*, Han-Hong Lee**, Kyu-Hyun Ryu***

Abstract

The thermal environmental chamber has been using in maintaining weather condition, keeping thermal capacity under heating and cooling load fluctuation and for the performance testing of cooling system or air-conditioner on artificial environment. In order to make the various environmental conditions in the thermal environmental chamber, the proper cooling system is necessary to eliminate the heating load produced inside the chamber and to maintain the designed environmental condition. For this reason, the optimal design of cooling system and the prediction of performance is also required.

This paper describes the prediction of performance of cooling system in the thermal environmental chamber with the capacity of 37,000kcal/hr which is developed for the test of performance in heating mode of heat pump system. In the result, this paper is trying to develop simulation program on the base of mathematical models and which can be applied effectively to the optimal design of cooling system and prediction of performance to the inside and outside change of environmental load.

Key Words : Thermal environmental chamber(열환경챔버), Thermal capacity(열용량), Optimal design(최적 설계)

1. 서 론

열환경챔버는 실내의 환경조건을 자연 기후조건과 유사하게 재현할 수 있는 시스템이며, 기본적으로 온도와 습도에 대한 적절한 제어가 요구되며 부가적인 환경요인을 추가하여 더욱 실제 기후에 가까운 조건을 유지 할 수 있어야 한다. 또한 열환경챔버는 기후조건이 시시각각으로 변

하는 실제환경에서 피시험체의 특성을 시험하고, 측정자료의 분석을 통해 피시험체의 취성, 부식성, 공해 와 각종 기기의 성능, 인간 공학적인 면등의 특성을 규명하는데 도움이 되는 장치이다. 열환경챔버내 온도범위는 일반적으로 -100~80℃ 정도의 온도범위와 30~90% 정도의 습도범위를 유지할 수 있도록 제작되고¹⁾있으며 기존의 열환경챔버는 정상상태유지에 목적을 두고 제작되었기 때

* 국민대학교 기계·자동차 공학부
 ** 국민대학교 기계공학과 대학원
 *** 시립인천전문대학 기계설계학과

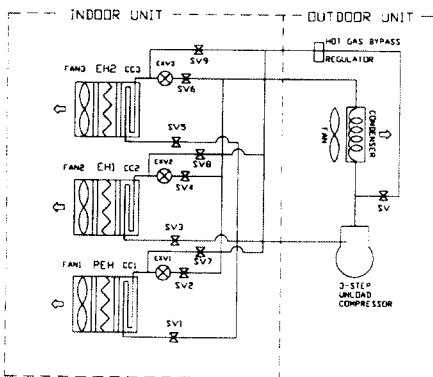
문에 피시험체로부터의 운전변화에 따른 부하변동에 동적으로 대응하지 못하는 단점을 가지고 있다. 따라서 시험 대상의 동특성을 파악하는데 시간과 많은 노력이 소요되고 있으며 시간에 따른 동적인 환경변화를 제공할 수 있는 열환경챔버의 개발이 필요하게 되었다.

본 논문에서는 동적인 환경을 제공할 수 있는 챔버의 제작을 위한 전 단계로 소요 냉방용량을 37,000kcal/hr로 선정하고 시스템을 제작하기 위해 먼저 정적 시뮬레이션 프로그램을 개발한 후 실내조건변화에 따른 성능분석을 통하여, 설계용량을 발휘할 수 있도록 냉방시스템의 각 부품의 사양을 변화시켜 시뮬레이션을 수행한 후 실제 열환경챔버의 제작에 사용하고자 한다.

2. 열환경챔버의 냉방시스템

Fig. 1에서 나타낸 것처럼 열환경챔버를 위한 냉방시스템은 압축기, 사방향밸브, 핀튜브식 열교환기, 모세관, 액분리기등으로 구성되어 있다. 압축기는 회전식 압축기가 사용되었으며, 냉매와 공기사이에서의 열교환은 핀-관 열교환기가 사용되었다. 챔버내에 위치한 핀-관 열교환기는 증발기의 역할을, 실외에 위치한 핀-관 열교환기는 실외공기와 열교환을 하며 응축기의 역할을 한다. 냉방시뮬레이션 프로그램을 사용하여 실제 제작한 열환경챔버의 실내기·실외기의 구성은 다음의 그림과 같이 구성하였다.

실내열교환기의 경우 냉방용량의 적절한 제어를 위해 3단으로 구성하여 용량변화에 유동적으로 대응하도록 하였으며 압축기는 Unload형 압축기를 사용하였다.



sv : 솔레노이드 밸브 fan : 송풍기
exv : 전자팽창밸브

Fig. 1 Schematic diagram of thermal environmental chamber

3. 수학적 모델

열환경챔버에서 정상상태의 냉방시스템으로부터 성능 예측을 할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해서는 열교환기, 냉매, 압축기, 팽창장치, 연결배관 등에 대한 수학적 모델들이 필요하며 각 구성요소에 대한 수학적 모델을 사용하여 시스템의 정상상태 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 이에 따른 계산과정은 Fig. 2에 표시하였다. 시스템에서 저압측과 고압측의 압력을 추정하고 흡입되는 공기 온도, 응축기 출구의 과냉도, 증발기 출구의 과열도를 설정하여 입력한 후, 각종 시스템사양에 관한 입력값을 사용함으로써 프로그램내에서 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기의 계산과정을 거쳐 과냉도, 냉매 질량을 계산한 후, 수렴과정을 통하여 계산된 값을 출력하게 된다.

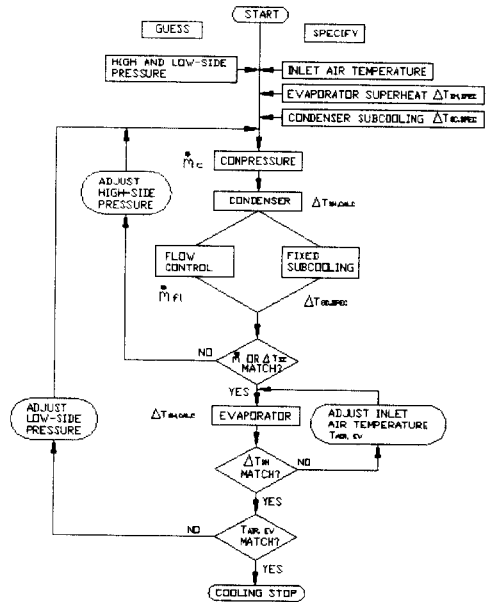


Fig. 2 Flow chart of cooling system simulation program for thermal environmental chamber

3.1 압축기

계산 방식으로는 압축기 제작자에 의해서 작성된 성능 곡선을 바탕으로 한 Map-based 모델⁽²⁾이 사용되었으며 계산 과정에 필요한 압축기 모터의 실제 동력값과 냉매의 실제 질량 유량은 다음과 같은 식(1)과 식(2)을 사용하였다.⁽³⁾

$$\dot{W}_{cm, actual} = \left[\frac{\dot{m}_{r, actual}}{\dot{m}_{r, map}} \right] \times \left[\frac{\Delta h_{isen, actual}}{\Delta h_{isen, map}} \right] \dot{W}_{cm, map} \quad (1)$$

여기서 \dot{W} : 압축기 모터 동력
 \dot{m} : 냉매 질량 유량
 Δh : 엔탈피 변화량

$$\dot{m}_{r, actual} = \left[1 + 0.75 \left(\frac{v_{map}}{v_{actual}} - 1 \right) \right] \dot{m}_{r, map} \quad (2)$$

여기서 v 는 비체적이다.
 압축기 흡입구와 출구에서의 엔탈피는 식(3)과 식(4)를 사용하였다.

$$h_{inlet, suction\ port} = 0.33 \frac{\dot{W}_{cm, map}}{\dot{m}_{r, map}} \quad (3)$$

$$h_{outlet} = \frac{\dot{W}_{r, actual} - \dot{Q}_{can}}{\dot{m}_{r, actual}} + h_{inlet} \quad (4)$$

여기서 \dot{Q}_{can} 은 압축기 헬에서의 열손실이다.

3.2 열교환기

열환경챔버내의 냉방시스템의 열교환기 계산 과정은 다음과 같다.⁽³⁾ 하나의 장치당 공기와 냉매의 질량유량과 형상계수를 계산한다. 이 때 ϵ -Ntu 방식을 사용하여 냉매와 공기측의 출구 온도와 열교환기의 크기를 계산한다. 냉매의 물성치를 계산하고 단상영역과 2상영역에서의 냉매측 열전달계수를 계산한 후 공기측 물성치와 공기측 압력강하를 계산한다. 공기측 열전달계수를 계산한 후 코일로 유입되는 공기의 온도가 입력값과 일치하는가를 점검한 후, 단상영역과 2상 영역의 코일 길이를 계산한다. 마지막으로 냉매의 과열 증기 영역, 2상 영역, 과냉 영역에 대한 압력강하를 계산한다.

냉방 시스템에 있어서 열교환기는 전체시스템의 성능에 영향을 미치는 비율이 상당히 크므로, 고밀도화와 소형화를 요구하는 냉방용공조기에서 가장 널리 사용되고 있는 핀-관 열교환기를 사용하였다. 핀-관 열교환기는 부착되는 위치 및 방법에 따라 연속 핀과 개별 핀으로 나누어지고, 관 배열은 정열배열과 엇갈림 배열로 구분된다. 일반적인 사용 Reynolds수의 범위(5m/s 이하)에서 엇갈림 배열이 정열배열보다 바이패스 되는 공기의 양을 줄일 수 있어 성능이 보다 우수하기 때문에 주로 사용되고 있다.

핀-관 열교환기의 열유동방식은 원형관내로 냉매가 흐르고 냉매가 흐르는 관의 외부에 슬릿(slot)핀이 부착되어 있어 공기가 흐르면서 열교환이 이루어질 수 있도록 구성된다.

3.2.1 열교환기의 면적

핀튜브 열교환기의 공기측 열전달 면적⁽⁴⁻¹¹⁾을 A_a 라고 한다면 다음 (5)식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A_a &= A_f + A_{tubes} \\ &= 2 \times L \times FP \times NR \times \left[ST \times WT - \pi Do^2 / 4 \right] \\ &\quad - NR \times \pi Do \times L_{ex} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 A_f 는 공기와 접촉하는 핀의 면적, A_{tubes} 는 공기와 접촉하는 관의 면적, L 은 배관수평 길이, FP 는 단위 길이당 핀 수, NR 은 냉매 관 수, ST 는 관의 수직길이, WT 는 관의 수평 길이, Do 는 관의 외경, L_{ex} 는 핀과 접촉하지 않은 수평 길이를 나타낸다.

핀튜브 열교환기의 자유 유동 전면 면적 $A_{free-flow}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A_{free-flow} &= A - A_{tubes}^* - A_f^* \\ A &= H \times L \\ A_{tubes}^* &= NV \times Do \times L_{ex} \\ A_f^* &= NF \times H \times \delta \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 A 는 유동 방향과 직각인 열교환기 면적, A_{tubes}^* 는 유동 방향과 직각인 관의 면적, A_f^* 는 유동 방향과 직각인 핀의 면적, NV 는 수평 관 수, NF 는 핀 수, δ 는 핀 두

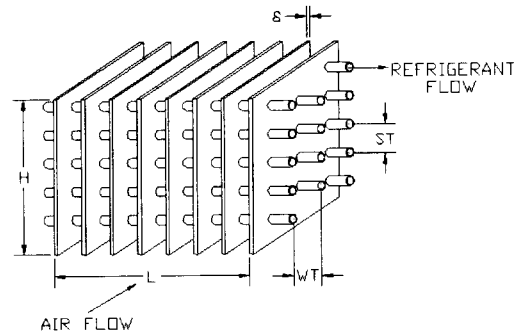


Fig. 3 Schematic diagram of heat exchanger

계를 나타내며 그 형상은 Fig.3과 같이 구성된다.

따라서 핀튜브 열교환기의 자유 유동 전면 면적에 대한 공기측 열전달 면적의 비(ratio) A_{min} 은 식(7)과 같이 구할 수 있다.

$$A_{min} = \frac{A_a}{A_{free-flow}} \quad (7)$$

3.2.2 열교환기의 열전달계수

열교환기의 능력을 해석하기 위해서는 공기측 및 냉매측의 열전달계수가 필요하다. 핀튜브 열교환기의 공기측 열전달계수^(9,12) h_a 는 식(8)과 같이 구할 수 있다.

$$h_a = (1.75 \times G_a \times c_{pa} \times Pr^{-2/3}) \times j \times \left[\frac{1 - 1,280 \times NT \times Re^{-1.2}}{1 - 5,120 \times Re^{-1.2}} \right] \quad (8)$$

$$j = 0.0014 + 0.2618 \times \left(\frac{1}{1 - F_a} \right)^{-0.15} \times \left(\frac{G_a \times Do}{\mu} \right)^{-0.4}$$

여기서 G_a 는 풍량, c_{pa} 는 공기비열, Pr 는 프란틀 수, NT 는 공기 유동방향의 관 수, Re 는 레이놀드 수, F_a 는 공기와 접촉하는 전체 면적에 대한 핀에 접촉하는 공기 면적 비율, Do 는 관 외경, μ 는 점성계수를 나타낸다.

핀튜브 열교환기의 냉매측 열전달계수⁽¹³⁾는 응축기 기상영역, 응축기 액상영역과 증발기 기상영역, 2상영역으로 구분하여 계산하여야 한다.

응축기 기상영역에서의 열전달계수 $h_{r,v}$ 는 식(9)과 같이 표현된다.

$$h_{r,v} = C_1 G_r c_{p,v} Pr^{-2/3} Re C_2 \quad (9)$$

$$C_1 = \begin{cases} 1.10647 & \text{for } Re < 3,500 \\ 3.5194 \times 10^{-7} & \text{for } 3,500 \leq Re < 6,000 \\ 0.01080 & \text{for } Re \geq 6,000 \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} -0.78992 & \text{for } Re < 3,500 \\ 1.03804 & \text{for } 3,500 \leq Re < 6,000 \\ -0.13750 & \text{for } Re \geq 6,000 \end{cases}$$

여기서 G_r 은 냉매유량, $c_{p,v}$ 는 냉매의 비열을 나타낸다.

응축기 액상영역과 증발기 기상영역에서의 열전달계수

$h_{r,v}$ 는 식(10)으로 표현된다.

$$h_{r,v} = 0.023 G_r c_{p,v} Pr^{(C-1)} Re^{-0.20} \quad (10)$$

여기서 G_r 은 냉매유량, $c_{p,v}$ 는 냉매의 비열을 나타내고, C 는 열교환기가 증발기로 사용될 경우에는 0.3, 응축기로 사용될 경우에는 0.4이다.

2상영역에서의 열전달계수 h_{tp} 는 식(11)로 표현된다.

$$h_{tp} = h_{ave} \left(1 + c_{p,v} \frac{T_{v,ds} - T_{sat,in}}{h_{fg}} \right)^{1/4} \quad (11)$$

여기서 h_{ave} 는 평균 열전달계수, $c_{p,v}$ 는 냉매의 비열, $T_{v,ds}$ 는 냉매의 응축이 시작되는 곳에서의 관의 온도, $T_{sat,in}$ 은 포화상태에서의 냉매온도, h_{fg} 는 잠열구간에서의 엔탈피를 나타낸다.

3.2.3 압력강하

핀튜브 열교환기의 냉매배관에서 압력강하⁽¹⁴⁾는 운동량 요소에 의한 압력강하, 마찰요소에 의한 압력강하, 리턴밴드에 의한 압력강하가 있다.

운동량요소에 의한 압력강하는 식(12)로 표현된다.

$$\Delta P_{v,mom} = \pm \frac{G_r^2 (v_o - v_i)}{(32.174)(3,600)^2 (144)} \quad (12)$$

여기서 Gr 는 냉매유량, v_o 은 열교환기 출구에서의 비체적, v_i 는 열교환기 입구에서의 비체적을 나타낸다.

마찰요소에 의한 압력강하는 식(13)으로 표현된다.

$$\Delta P_{v,frict} = \pm \frac{G_r^2 f (L/D) 2v_{ave}}{(32.174)(3,600)^2 (144)} \quad (13)$$

여기서 f 는 마찰계수, L 은 배관길이, D 는 배관내경, v_{ave} 는 평균 비체적을 나타낸다.

리턴밴드에 의한 압력강하는 식(14)를 사용하여 계산할

$$\Delta P_{v,rb} = \left\{ 0.4338 \left[1 + 116 \left(\frac{S_T}{D} \right)^{-4.52} \right] \left(\frac{S_T}{D} \right)^{0.84} \right\} \times \left\{ \frac{Re^{-0.17} G_r^2 N_{rb} v_{ave}}{2(32.174)(3,600)^2 (144)} \right\} \quad (14)$$

여기서 S_1 는 배관사이의 간격, N_{th} 리턴밴드수, v_{ave} 는 평균비체적을 나타낸다.

3.3 팽창장치

시스템 내의 팽창 장치 모델로는 모세관을 사용하였다. 질량유량을 계산하는 식은 다음과 같으며 이 식에서 유량계수는 ASHRAE handbook⁽¹³⁾의 자료를 사용하였다.

$$\dot{m}_r = \phi \times N_{cap} \times \dot{m}_{rs} \quad (15)$$

여기서 \dot{m}_r 는 실제질량 흐름율, \dot{m}_{rs} 는 표준 질량 흐름율, ϕ 는 유량계수, N_{cap} 는 수평상태의 모세관 수, P 는 입구압력이고 \dot{m}_{rs} , m_o , k 는 다음과 같이 쓰인다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{rs} &= m_o \left(\frac{P}{1500} \right)^k \\ m_o &= 356 + 0.641 \left| \frac{\Delta T - 31}{10} \right|^{3.56} \\ k &= 0.4035 + 0.4175e^{-0.04\Delta T} \end{aligned} \quad (16)$$

3.4 냉매 배관

배관의 압력 손실은 Darcy의 비압축성 유동 관계식⁽²⁾을 사용하여 계산하였다.

$$\Delta P = \frac{2f(L/D)G^2}{\rho_m} \quad (17)$$

여기서, f 는 Moody의 마찰 계수, L 은 등가배관길이, D 는 관경, ρ_m 는 평균 밀도이다.

4. 시스템 설계 및 시뮬레이션 분석

열환경챔버 제작을 위해 개발된 냉방시스템 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 시스템을 설계하고 실외온도와 실내온도의 변화에 따른 냉방용량과 COP를 분석하였다. 냉방시스템의 각 구성요소를 연결해 주는 배관의 관경 및 길이는 시스템에 미치는 영향이 크기 때문에 국내에서 생산되는 표준규격의 L형 동관 중에서 적절한 배관을 선정하여 배관에서의 냉매의 속도에 대하여 분석하였다. 또한 열교환기에 사용된 핀의 형상변화에 대해서도 시뮬레이션을 통하여 그 특성을 분석하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 실외공기의 조건을 상대습도 50%로

고정하고, 온도를 10~40℃ 변화시키면서, 실내공기조건은 상대습도 50%로 고정하고, 온도를 -15~30℃로 변화시키며 따른 냉방용량과 COP를 나타낸 것이다. 동일한 실외공기의 온도조건에서 실내공기의 온도가 증가하면 그림과 같이 증발기와 응축기에서의 열전달량이 증가하여 냉방용량과 성적계수가 증가함을 알 수 있다. 이는 사이클을 순환하는 냉매의 순환량이 증가하면서 열교환기를 통한 냉매와 공기사이의 열전달량이 증가하기 때문이다.

Fig. 6와 Fig. 7는 증발기 및 응축기에 설치된 핀의 종류 및 단위 인치당 설치된 핀의 수를 조정한 경우에 대한 냉방용량의 변화를 나타내고 있다. 단위인치당 설치되는 핀의 수가 동일한 경우에 루버핀을 사용한 경우가 가장 큰 냉방능력을 나타내고 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 냉동사이클의 압축기 전후의 관경 (흡입관경과 배출관경)을 변화시킨 경우의 속도분포를 나타낸다. 흡입관경은 32.12mm, 38.24mm, 50.42mm로 크기를 변화시키고, 배출관경의 경우는 16.91mm, 19.94mm, 26.04mm로 그 크기를 변화시킨 경우의 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 일반적으로 R-22를 냉매로 사용하는 냉방시스템의 경우 냉매의 속도는 흡입배관에서는 6~20m/s, 배출관에서는 10~17.5m/s, 액관에서는 0.5m/s가 추천되고 있다. 따라서 냉방시스템 시뮬레이션결과로부터 배출배관에서는 관경이 16.19~19.94mm가 적당하고, 흡입배관의 경우는 시뮬레이션에서 선택한 모든 영역에서 관경이 적당함을 알 수 있다.

시뮬레이션 프로그램을 사용하여 실외 공기온도를 40℃로 유지하고 실내온도를 18~38℃로 변화시킨 경우 냉방용량을 약 37,000Kcal/h의 용량을 갖는 열환경챔버를 설계하는 경우에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

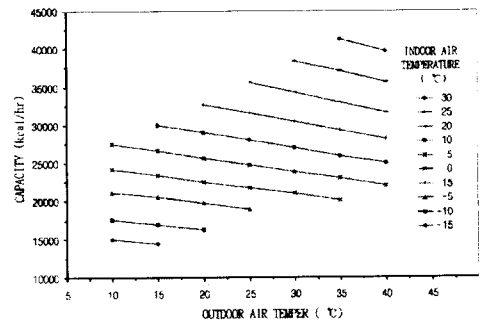


Fig. 4 Effect of indoor and outdoor temperature on cooling capacity

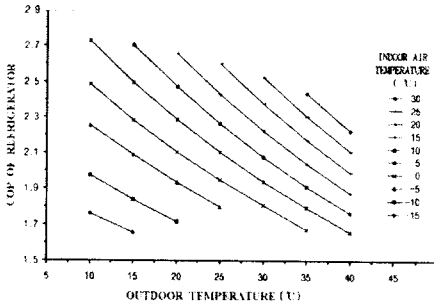


Fig. 5 Effect of indoor and outdoor temperature on cooling COP

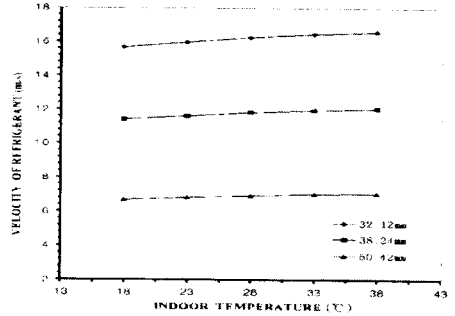


Fig. 8 Effect of suction tube diameter on refrigerant velocity

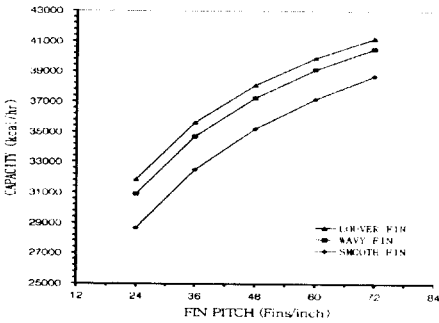


Fig. 6 Effect of indoor heat exchanger fin pitch on cooling capacity

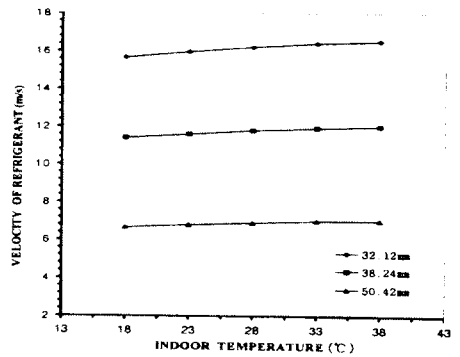


Fig. 9 Effect of discharge tube diameter on refrigerant velocity

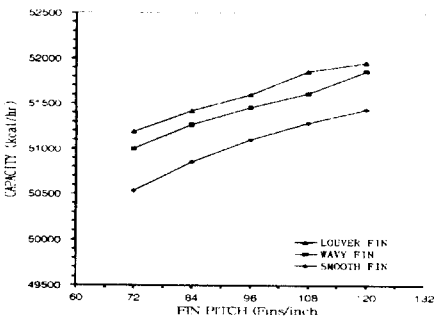


Fig. 7 Effect of outdoor heat exchanger fin pitch on condensing capacity

CASE 2의 경우가 가장 적정함을 알 수 있었다. 시뮬레이션을 통하여 가장 적정한 냉매가스의 속도 분포값은 흡입 배관의 경우 내경 38.24mm, 배출배관은 내경 16.91mm 및 액배관의 내경 13.84mm를 선택할 수 있었다.

위에서 선택한 배관을 사용하여 시뮬레이션을 수행한 경우 냉방용량과 COP변화의 분석결과는 다음과 같다. 실외온도 40℃로 고정하고 실내온도를 18~38℃범위로 변화시켰을 경우 냉방용량은 최소 24,525kcal/hr에서 최대

Table 1 Results of simulation

C A S E	Suction tube		Discharging tube		Power Consumption (kw)	Cooling Capacity (Kcal/h)	C O P
	Dia-meter (mm)	Ve-locity (m/s)	Dia-meter (mm)	Ve-locity (m/s)			
1	32.12	16.19	16.91	16.26	16.67	37.000	2.15
2	38.24	11.77	16.91	16.41	16.82	37.551	2.16
3	38.24	11.78	19.64	11.81	16.81	37.582	2.17
4	50.42	6.9	19.94	11.88	16.87	37.930	2.18

Table 1은 시뮬레이션을 통해 얻은 결과를 나타낸다.

네 가지의 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하여 비교한 결과 배관의 관경과 유속 및 압축기 소요동력과 실제 설계 시 관경의 증가로 발생가능한 경제적 비용을 고려하면

38,074 kcal/hr 까지 얻을 수 있었고, COP의 경우 시물레이션을 수행한 결과는 최소1.83에서 최대2.25를 나타내고 있었다.

5. 결과 및 고찰

본 연구 결과에 의하여 다음과 같은 결론에 도달하였다.

- (1) 응축기 역할을 하는 핀-관 열교환기를 실외기로 사용하고 증발기 역할을 하는 핀-관 열교환기를 실내기로 사용한 열환경챔버 제작을 위한 냉방 시스템 시물레이션 프로그램을 개발하였다.
- (2) 개발된 시물레이션 프로그램을 사용하여 실내온도 및 실외온도조건을 변화시키면서 열교환기의 핀 형상과 설치되는 핀 수, 냉매배관에 관경 변화에 따라 시스템에 대한 영향을 분석한 결과 가장 적절한 핀의 형상은 루버핀이고, 냉매가스의 속도분포값은 흡입배관의 경우 내경 38.24mm, 배출배관은 내경 16.91mm 및 액배관의 내경 13.84mm가 적절함을 제시할 수 있었다.
- (3) 시물레이션 프로그램을 이용하여 실외온도 40℃로 고정하고 실내온도를 18~38℃범위로 변화시켰을 경우 냉방용량은 최대 38,074 kcal/hr 까지 얻을 수 있었고, COP의 경우는 최소1.83에서 최대 2.25를 나타냈으며 필요설계 용량인 37,000kcal/hr 의 열환경챔버를 제작함에 개발된 시물레이션 프로그램을 사용할 수 있음을 보였다.

참 고 문 헌

- (1) 경남호, 서창석, 유현형, "대형환경챔버 이용기술", 공기조화 냉동공학 제23권, 제2호, 1994.

- (2) S. K. Fischer and C. K. Rice, "The Oak Ridge Heat Pump Model", ORNL/CON80/R1, 1983.
- (3) A. E. Dabiri and C. K. Rice, "A Compressor Simulation Method with Corrections for the Level of Suction Gas Superheat", ASHRAE Transactions, Vol.87, Part II, 1981.
- (4) W. M. Kays and A. L. London, "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, 1984.
- (5) F. C. McQuiston, "Finned Tube Heat Exchangers; State of the Art for the Air Side", ASHRAE Transactions, Vol. 87, Pt. 1, 1981.
- (6) F. C. McQuiston, "Correlation of Heat, Mass, and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tube", ASHRAE Transactions, Vol. 84, Part 1, 1978.
- (7) T. Yoshii, "Transient Testing Technique for Heat Exchanger Fin", Kcito, 47:531, pp.23~29, 1972.
- (8) T. Senshu, et al, "Surface Heat Transfer Coefficient of Fins Utilized in Air-Cooled Heat Exchangers", Rcito, 54:615, pp.11~17, 1979.
- (9) C. C. Hiller and L. R. Glicksman, "Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control-Analysis and Test", Vol. I and II, MIT Energy Report No. MIT-EL 76-001, 1976.
- (10) F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, University of California(Berkeley) Pub. Eng., Vol. 2, 1930.
- (11) W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett, eds., "Handbook of Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company, 1973.
- (12) H. Ito, "Pressure Losses in Smooth Pipe Bends", Journal of Basic Engineering, Transaction of the ASME, March, 1960.
- (13) "Equipment", ASHRAE Handbook, 1988.