

|||||||
 論 文
 |||||

냉동냉장고의 실내위치에 따른 에너지 소비량의 변화에 관한 연구

남 평 우,* 이 재 현,* 박 만 흥,** 김 석 현***

Consideration of Energy Consumption with Respect
 to the Position of Refrigerator in a Room

Pyung Woo Nam,* Jae Heon Lee,* Man Heung Park,** Suk Hyun Kim***

ABSTRACT

The paper discusses the problem of the reduction in Coefficient of Performance (COP) in a refrigerator due to the inadequate position or some flow obstacles such as shelves in a room. The propriety of the present numerical method has been proved by experiments using the flow visualization technique.

The COP are calculated from the temperature rise of the condenser whose temperature indicates the condensing temperature of refrigerant. The temperature rise is predicted by the theory of the steady two-dimensional laminar natural convection.

In a room size of 2m x 2m the COP are decreased by 0.3 when the gap between the wall and condenser are decreased from 10cm to 2cm. While the COP are decreased by 0.55 as the shelf length increases from 0 to 75cm.

* 정회원, 한양대학교 공과대학
 ** 정회원, 한양대학교 대학원
 *** 정회원, 국민대학교 공과대학

기 호 설 명

- A : 밀폐공간의 x 방향 길이
- B : 밀폐공간의 y 방향 길이
- b : 생성항 (식 11)
- D_w : 좌측벽 두께 (식 12)
- G : 방열기와 좌측벽 사이 간격
- g : 중력가속도
- h : 열전달계수
- k : 열전도계수
- L : 특성길이 (냉장고 본체 길이)
- ℓ : 방열기 폭
- p : 압력
- Pr : Prandtl 수
- \dot{q} : 방열기의 발열량
- Ra : Rayleigh 수
- S : 선반높이
- T : 온도
- ΔT^* : 특성온도차이
- ΔT_{max}^* : 방열기의 최대상승온도
- t : 시간
- u : x 방향 속도
- v : y 방향 속도
- x : x 좌표
- x_d : 벽면에 가장 인접한 격자점까지 거리 (식 10)
- y : y 좌표
- α : 열확산 계수
- β : 열팽창 계수
- ν : 동점성 계수
- ρ : 밀도
- ϕ : 일반적인 종속 변수 (속도 또는 온도)

상 첨 자

- * : 유차원 값

하 첨 자

- o : 기준 값
- a : 공기
- c : 방열기
- nb : 격자점 p 에 이웃하는 격자점
- p : 격자점
- w : 벽면

1. 서 론

대부분의 소형 냉동냉장고의 방열기코일은 냉장고 후면에 일정한 간격을 두고 수직으로 배치되어 있으며 자연대류 열전달에 의하여 냉각된다. 이러한 자연대류 열전달이 어떤 이유에서든지 억제되는 경우, 방열기의 온도가 상승되어 이의 내부를 유동하는 냉매온도가 상승되며 이에 따라 냉동기의 성적계수가 저하될 수 있다.

실제의 실내에서 방열기의 온도변화에 영향을 줄 수 있는 파라미터는 실내공간의 크기, 방열기의 크기, 냉장고 본체의 크기, 유동차폐물의 크기, 실내벽면의 온도조건, 외기의 온도조건 및 실내기류의 조건등 많이 있을 수 있다. 실내에 위치하는 냉장고에서 자연대류 열전달이 억제될 수 있는 큰 요인은 두가지가 생각될 수 있다.

첫째, 유용한 실내공간의 확보를 위하여 방열기가 벽에 과도히 근접하는 경우이며, 둘째는 냉장고의 수직 상부에 선반등의 유동차폐물이 존재하여 자연대류유동을 방해하는 경우이다. 실제 실내에서 물리적인 기구는 여러가지 변수들에 의하여 복합적인 영향을 받기 때문에 실험적인 방법에 의하여 각 변수의 영향을 하나하나 조사한다는 것은 대단히 어려운 일이다. 우선적으로 중요한 상기 두가지 큰 요인(방열기의 위치, 유동차폐물의 크기)의 영향을 주로 검토하기 위하여서는 비록 몇가지 가정이 적용되긴 하지만 이론적인 연구방법이 더욱 편리할 것이다.

방열기로 부터의 자연대류 열전달현상이 주로

논의될 본 연구의 학문적인 분류는 일반적으로 “밀폐공간내에서의 자연대류” 분야에 포함될 수 있다. 이 분야에 관한 연구는 참고문헌(1)에 개관되어 있다.

본 연구는 상기 분야내에서도 더욱 세분되는 분야인 “유동차폐물이 존재하는 밀폐공간내에서의 자연대류”에 속할 수 있다. 이에 관한 연구는 1970년 이후에 시작되었으며 최근 전자장비의 냉각 혹은 복잡한 구조물 주위의 열전달 현상을 규명하기 위하여 연구자들의 관심이 커지고 있다. (2-10)

본 연구는 소형냉동냉장고가 실내에 위치할 때 냉동기의 성적계수저하를 방지하기 위한 방열기의 효과적인 위치 선택에 관한 연구의 첫단계로서 우선 3차원적인 실내를 2차원적인 밀폐공간으로 가정하고 방열기 표면으로 부터의 공기의 정상 2차원 층류 자연대류 유동 및 열전달을 수치적으로 해석하고 이 해석방법의 타당성을 유동의 가시화 방법에 의하여 증명한다.

본 연구에서 채택된 방열기, 냉장고 본체, 유동차폐물, 실내공기등으로 구성된 밀폐공간의 한 예를 Fig.1(a)에 나타내었다. Fig.1(b)에서 숫자로 지시한 것은 이론계산 조건으로 고정된 것이며 방열기와 좌측벽 사이의 간격, G, 및 유동차폐물의 높이, S,가 여러가지로 변경된다. 좌측벽을 제외한 3개의 벽은 외기온도, T_o , 로 고정되며 좌측벽면의 바깥쪽은 T_o 의 외기와 일정 열전달계수 ($h=10W/m^2K$)의 대류경계조건을 갖는다. Fig.1(b)에서 보는 바와 같이 실내의 크기는 $2m \times 2m$ 이며 방열기와 가까운 위치의 좌측 수직벽은 실제의 벽면조건에 근사시키기 위하여 두께 5 cm, 벽의 열전도율 $0.2W/mK$, 벽 바깥의 대류 열전달계수 $10W/m^2K$ 의 제원을 갖는 벽면으로 정하였다. 나머지 3개의 벽면은 기준온도로 일정하게 유지된다고 가정한다. 아울러 냉장고 본체 및 선반은 단열재로 만들어 졌다고 가정한다. 냉장고 본체 크기는 가로 \times 세로= $0.3m \times 1.0m$ 이며 방열기의 크기는 가로 \times 세로= $0.01m \times 1.0m$ 이다.

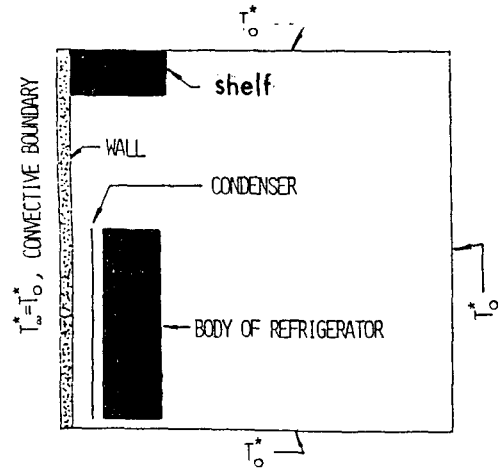


Fig. 1 (a) Constitution of room for present investigation

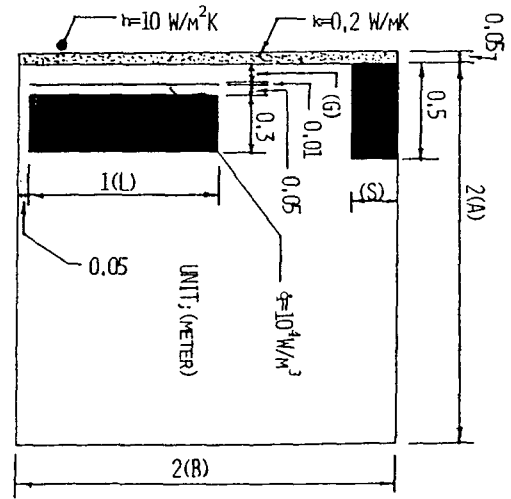


Fig. 1 (b) Dimension of room and inner bodies

0.01 m \times 1.0 m이다. 방열기는 냉장고 본체와 0.05 m 떨어져서 수직으로 위치한다. 또한 구리의 열물성치를 갖는 방열기에서의 열 방출량은 100 (W/m) (제 3의 방향으로의 단위길이)로 고정하였으며 이는 방열기 자체의 내부방열량이 10^4 (W/m³) 되게 함으로써 이루어진다. 이러한 방열량은 R-12를 사용하는 가정용 냉동 냉동기의 냉매유량이 0.5 kg/min 인 경우에 표준냉동

사이클(증발온도 -15°C , 응축온도 30°C)에서 정지와 운전시간의 비율이 20:1이며 운전시간 중의 열량이 정지시간을 포함한 시간동안에 방열된다고 가정하여 산출하였다.

이론 계산과정에서는 냉장고 상부에 유동 차폐물인 선반의 크기에 따른 유동 및 온도분포의 영향을 알기위하여 방열기와 좌측벽 사이의 간격 G가 0.1m인 경우에 선반의 높이 S를 4가지로 0, 0.25, 0.5, 0.75m로 각각 변화시켰다.

또한 G의 영향을 알기 위하여 G를 7가지 즉 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.07 및 0.1m로 각각 변화시켜 계산을 수행하였다.

서로 다른 온도경계조건을 가진 고전적인 밀폐공간에서는 특성온도를 양벽의 온도차이, 특성길이를 양벽의 길이로 선택한 Rayleigh 수에 의하여 일반적인 자연대류특성을 논의할 수 있으나 본 연구에서 채택되는 밀폐공간에서는 이러한 Rayleigh 수의 정의가 불가능하므로 특성길이로서는 방열기의 세로길이 ($l=0.01\text{m}$)를 폭으로 하는 내부발열이 있는 공기층에서 1차원 열전도에 의하여서 가능한 최대온도를 선택하였다. 또한 각 물질의 열물성치는 300K의 것을 사용한다. 본 이론연구에서의 Rayleigh 수는 6.046×10^6 으로 고정하여 여러가지 Parameter를 변화시켜서 수치계산을 하였고 이론연구의 타당성을 확인하기 위한 실험은 $\dot{q} = 2.315 \times 10^4 \text{W/m}^2$ ($Ra = 2.687 \times 10^4$) 및 $\dot{q} = 1.181 \times 10^5 \text{W/m}^2$ ($Ra = 1.371 \times 10^5$)의 두 경우에 대하여 비교 검토하였다.

2. 이론적 연구

2.1 기본 방정식

Boussinesq Approximation을 이용한 일반적인 무차원 기본방정식은 아래와 같으며 정상상태의 해는 비정상상태의 해가 긴시간 후에 수렴

하는 경우로 채택하였다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (C_1 \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (C_1 \frac{\partial u}{\partial y}) \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} (C_1 \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (C_1 \frac{\partial v}{\partial y}) + C_2 T \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = C_3 (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}) + C_4 \dots\dots\dots (4)$$

상기 무차원 방정식에 사용된 상수 C_1, C_2, C_3 및 C_4 는 각각 물질구간 공기, 방열기(condenser), 유동차폐물 혹은 냉장고 본체 (shelf or body of refri.) 등에서 구별되며 Table 1에 그 값을 나타내었다. 또한 무차원화를 위한 무차원 변수 및 무차원수는 아래와 같다. 여기서 “*”는 유차원량을 나타낸다.

$$\left. \begin{aligned} x &= x^*/L, \quad y = y^*/L, \quad u = u^*/(\nu/L) \\ v &= v^*/(\nu/L), \quad P = (P^* + \rho_g^* g y^*) L^2 / (\rho_0^* \nu^2), \quad t = t^* \nu / L^2, \quad T = (T^* - T_0^*) / \Delta T^* \\ \Delta T^* &= \dot{q} \ell^2 / (16 k_a), \\ R_a &= g \beta L^3 \Delta T^* / (\alpha \nu), \quad Pr = \nu / \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

밀폐공간의 경계조건은 좌측벽을 제외한 3개의 벽은 외기온도, T_0 로 고정되고 좌측벽면의 바깥쪽은 T_∞ 의 외기와 일정열전달계수의 대류경계조건을 가지며 기본 방정식 (1) - (4)에 관한 무차원 초기조건 및 경계조건은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} u = v = T &= 0 \\ \text{at } t &= 0 \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u = v &= 0 \\ \text{at } x &= 0, A/L \text{ and } y = 0, B/L \dots (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T &= 0 \\ \text{at } x &= A/L \text{ and } y = 0, B/L \dots\dots (8) \end{aligned}$$

외부가 대류열전달 경계조건인 좌측벽면에서 온도경계조건은 아래와 같다.

$$T = \frac{HT \cdot TF + GXY \cdot T(2)}{HT + GXY}$$

at $x=0$ (9)

$$\left. \begin{aligned} HT &= 1 / (D_w / k_w + 1 / h) \\ TF &= (T_w^* - T_0^*) / \Delta T^* \\ GXY &= k_a / x_d \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

여기에서 D_w, k_w, x_d 및 $T(2)$ 는 각각 좌측벽면의 두께, 벽면의 열전도율, 벽면에 가장 인접한 격자점까지의 거리 및 상기 격자점에서의 무차원 온도를 나타내며 채용된 특성온도차인 ΔT^* 는 방열기가 자연대류 유체의 물성치를 가지면서 내부발열량 \dot{q} (W/m^3)가 존재할때 1차원 열전도에 의해 가능한 최고온도와 벽면온도 T_0^* 의 온도차이를 선택하였다.

(Table 1) Constants in governing equations

	air	condenser	shelf or body of refri.
C_1	1	$\infty (1. E 30)$	$\infty (1. E 30)$
C_2	Ra / Pr	0	0
C_3	$1 / Pr$	$(k_w / k_a) / Pr$	$0 (1. E -30)$
C_4	0	$\frac{\dot{q} L^2}{(\Delta T^* k_a \cdot Pr)}$	0

2.2 수치해석 방법

상기 기본방정식들은 제어체적형성 (Control volume formulation) (11) 방법에 의하여 차분화된다. 이 방법은 하나의 작은 제어체적을 기본요소로 하여 각각의 방정식이 적용되므로 본 문제에서와 같이 계산 영역내에 서로 다른 물질이 공존하는 경우에 특히 유용하다. 최종적으로 차분화된 방정식은 관심있는 격자점 (하나의 작은 Control volume 내부에 위치) p 에서 다음과 같은 일반식으로 표시 가능하다.

$$A_p \phi_p = \sum A_{nb} \phi_{nb} + b \dots\dots\dots (11)$$

여기에서 ϕ 는 속도 혹은 온도를 나타내며 첨자 nb 는 격자점 p 에 이웃하는 격자점에서의 합을 의미하며 본 연구와 같은 2차원인 경우에는 4개의 이웃 격자점의 합이 된다. 속도 및 온도를 변수로 하는 3개의 차분방정식을 SIMPLE(11) 방법을 채용하여 풀이되며 under-relaxation 반복법에 의하여 긴시간 후의 정상상태결과로 수렴된다.

격자점의 배열은 31×21 혹은 33×21 로 선택되었으며 유동 및 열전달 현상의 변화가 급격하리라고 예측되는 부분의 격자점은 다른 곳에 비하여 더욱 조밀하게 위치하게 하였다. Fig. 2에는 본 연구에서 기준조건으로 사용된, 즉 Fig. 1의 G로 표시된 폭이 10cm 일때의 계산에 채용된 31×19 개의 제어체적의 분포를 나타내며 하나의 작은 제어체적의 기하학적인 중심에 격자점이 존재하며 외부 경계면에 위치한 제어체적에는 경계조건의 명시를 위하여 1개씩의 격자점이 추가로 지정된다.

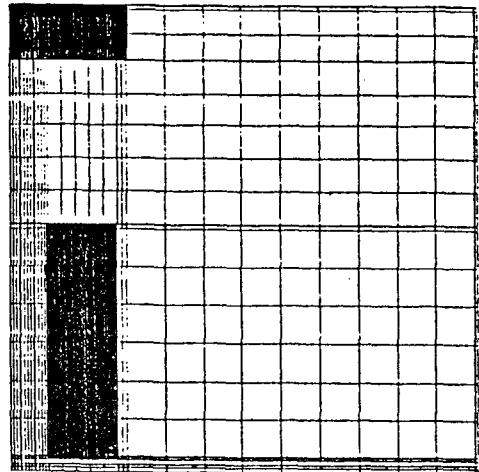


Fig. 2 Subdivision of Calculation domain

해의 수렴성은 관심있는 물리량(속도, 온도)의 수치값 변화가 유효숫자 3개 이내에서 변화되지 않고 또한 전체적인 열균형이 98% 이내로 일치되는 경우에 충분히 수렴되었다고 간주하였다.

3. 실험

이론적인 방법의 검증을 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 3에 보는 바와 같다. 실험밀폐공간의 크기는 x , y 및 z 방향으로 $142 \times 130 \times 365$ mm로써 4개 벽면의 바깥쪽에는 일정온도의 물이 순환되는 10mm 지름의 구리파이프를 적절

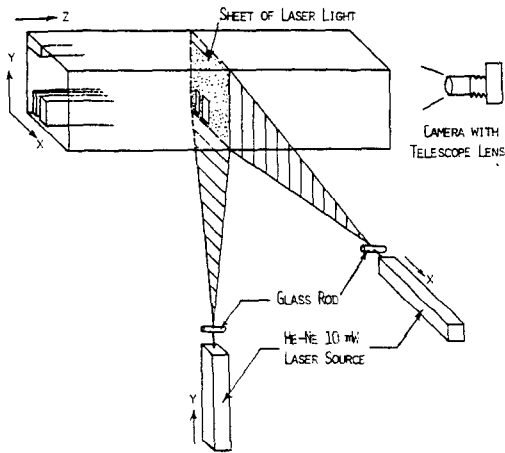


Fig. 3 Schematic diagram of the flow visualization experiment

히 배열하여 모든 벽면이 동일온도로 유지되도록 하였다. 벽면에서 일정한 온도를 알아보기 위해 각면에 각각 0.3mm 지름의 c-c 열전대 2개씩 연결하여 온도계로 온도를 조사하였다.

이론계산에서는 좌측벽의 온도조건을 대류조건으로 하였지만 실험에서는 이러한 조건의 설정이 어려웠으므로 좌측벽의 온도도 나머지 3개벽면의 온도와 같이 등온으로 설정하였다. 실험 밀폐공간내에는 냉동기의 방열기에 해당되는 발열체, 냉동기 본체에 해당되는 절연물, 선반에 해당되는 절연물을 위치하게 하였다. 발열체는 $9 \times 40 \times 365$ mm로써 2mm 두께의 알루미늄판 사이에 지름 0.2mm의 니크롬선을 배열하고 (저항 20Ω) 석고를 채워넣어서 제작하였다. 아울러 발열체의 온도 상승을 알기 위하여 2조의 c-c 열전대를 삽입하였다. 발열체에 인접된 절연물은 우레탄 폼(상업용으로 아이소핑크임)으로 만들었으며 크기는 $25 \times 40 \times 365$ mm이다. 밀폐공간의 윗부분에 부착된 절연물도 같은 재료이며 크기는 $40 \times 25 \times 365$ mm이다. z 방향의 중앙위치의 x 방향 한쪽벽과 y 방향 한쪽벽에 폭 5mm의 좁

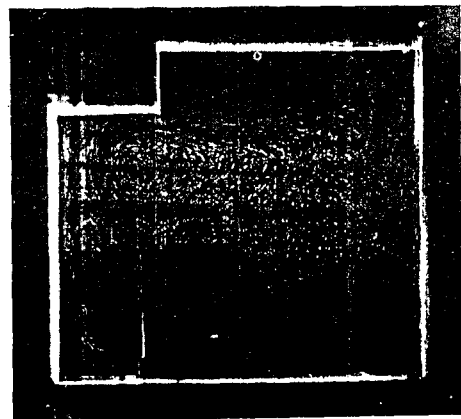
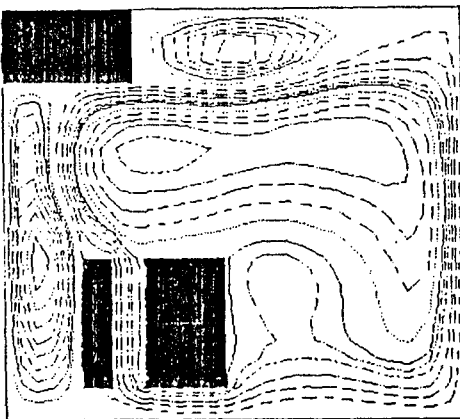


Fig. 4 Comparison of numerical stream lines (left) and experimental stream lines (right), room; $0.142\text{m} \times 0.13\text{m}$, shelf; $0.04\text{m} \times 0.025\text{m}$, refrigerator body; $0.025\text{m} \times 0.04\text{m}$, \dot{q} ; $2.315 \times 10^4 \text{W/m}^3$

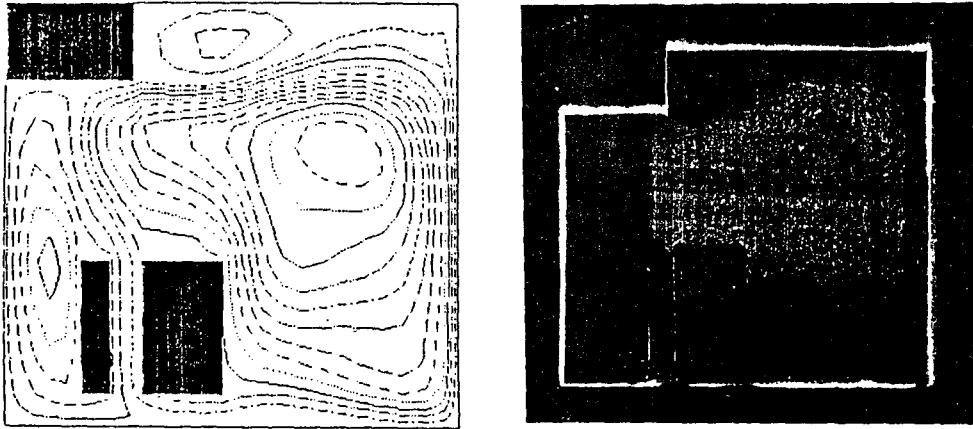


Fig. 5 Comparison of numerical stream lines (left) and experimental stream lines (right), Sizes ; same as Fig. 4, \dot{q} ; $1.181 \times 10^5 \text{ W/m}^3$

은 플렉시 그라스 창을 설치하여 유동의 가시화를 위한 광선이 도입하게 하였다. 2개의 10 mW He-Ne 레이저 광원으로 부터의 광선은 지름 5mm의 유리봉에 의하여 5mm 두께의 슬릿광선으로 변하며 이 광선들이 밀폐공간 내부로 도입되어 밝은 평면(Sheet of Laser Light)을 형성한다. 이 밝은 평면 주위에 공기와 밀도가 거의 비슷한 부유물로서 Zinc Stearate 분말을 확산시켜 망원렌즈가 부착된 카메라를 이용하여 이 분말의 궤적을 촬영하였다. 사용된 필름은 ASA 100, 35mm이며 조르게는 8, 노출시간은 8초~20초로 하였다.

발열체에 7.9-15.9V 정도의 교류 전원을 인가하고 동시에 밀폐공간 벽면에 순환수를 공급하여 3-4 시간 후에 벽면온도 및 발열체의 온도를 측정하여 정상상태에 도달하였음을 확인한 후에 부유물을 투입하고 사진을 촬영하였다.

Fig. 4 및 Fig. 5 에는 각각 $\dot{q} = 2.315 \times 10^4$ 와 $\dot{q} = 1.181 \times 10^5 \text{ W/m}^3$ 인 경우에 이론 계산 결과인 유선의 분포와 실험에서의 유선의 분포를 비교한 것이다. 전체유동의 형태가 상당히 잘 일치한다. 특히 Fig. 4 의 낮은 발열량의 경

우 발열체에서 부터 상승하는 공기가 왼쪽 벽면으로 상당히 이동되며 Fig.5 의 높은 발열량의 경우에는 이러한 이동이 둔화됨을 실험 및 이론 계산에서 확인할 수 있으며 이는 발열체에서 상승하는 공기의 수직속도가 \dot{q} 의 증가에 따라 증가됨을 고려하면 물리적인 예측과도 부합된다. 또한 실험에서 발열체 온도상승은 이론 계산에서의 발열체 온도상승의 98% 이내에서 일치하였다. 위의 비교에서 이론과 실험이 비교적 잘 일치되었으므로 본 연구에서 사용된 이론 연구과정의 타당성을 입증할 수 있었다.

4. 이론해석 결과 및 검토

실험에 의하여 이론 수치해석의 타당성이 입증되었으므로 유동, 온도분포 및 발열체의 온도상승등의 파라미터에 대하여 수치해석결과를 제시하고 검토하였다.

4.1 왼쪽 벽면과 방열기 사이 간격 변화의 영향

Fig.6 에는 선반의 크기가 $0.5 \times 0.25\text{m}$ 로 고

정되었을 때 방열기와 좌측벽면의 간격 G 가 변화함에 따른 실내의 구성(제 1 열)과 유선(제 2 열) 및 온도분포(제 3 열)의 변화를 보여준다. 여기서는 계산된 $G=0.01, 0.03, 0.05, 0.07$ m 인 경우를 보였다. G 값의 변화에 따라 방열기

주위에서의 상승하는 유동과 선반 우측에 생기는 2차 유동의 존재는 공통적이지만 실내 중앙 부분의 주유동(main flow)의 형태에는 각각의 G 마다 독특하게 나타난다. 이는 유동의 강도가 가장 낮은 냉장고 본체의 우측구역에서의 유

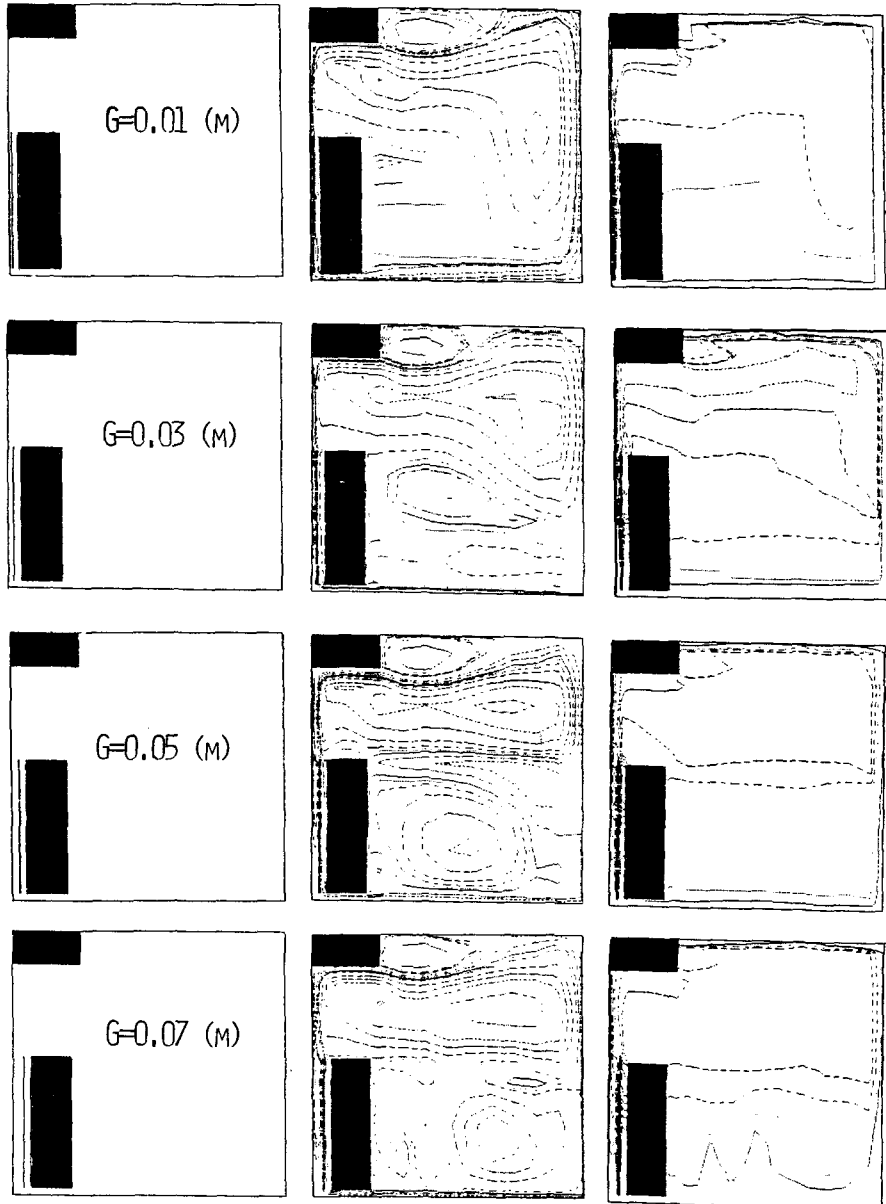


Fig. 6 Numerical stream lines(2nd row) and isotherms (3rd row) among various G , $Ra = 6.046 \times 10^6$, $S = 0.25$ cm

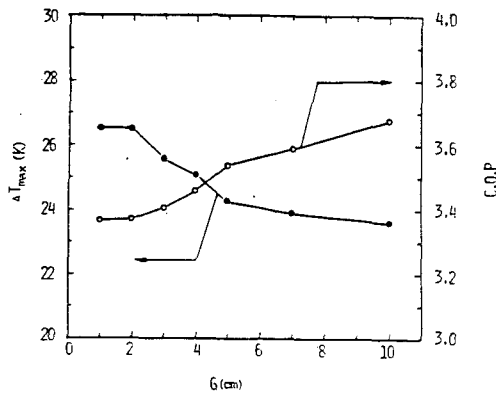


Fig. 7 Influences of gap(G) between condenser and neighbour wall on the temperature rise of condenser (ΔT_{max}) and on the Coefficient of Performance (COP)

동이 불안정함으로 인하여 생기는 현상으로 이 구역에서의 온도분포에서 보는 바와 같이 수평 온도구배가 아주 작거나(냉장고 본체 좌측면의 상하온도차이는 방열기 온도상승의 0.5% 정도임) 온도분포가 성층화 된것과 연관이 된다. 실내공간 전체에 걸쳐서 본 연구에서는 층류 유동의 가정을 사용하였지만 유동이 불안정하게 나타나는 냉장고 본체의 우측구역에서는 실제로 난류유동영역이 될 수 있다. 그러므로 실내공간 일부분의 유동형태에서는 본 연구의 결과와 정확하게 일치되지 않을 수 있다. 그러나 Emara and Kulacki(12)는 밀폐공간의 수치연구에서 평균 열전달계수에 관한 한 난류유동 영역이든 층류유동 영역이든 유동형태의 상세한 변화에 의하여 크게 영향을 받지 않는다는 결과를 발표하였다. 이 결과에 따라 본 연구에서는 방열기의 온도상승에 주로 관심을 두었으며 일부구역에서의 난류유동영역의 존재 가능성이 방열기 부근의 온도분포에는 큰 영향을 주지 않는다고 판단하였다.

제 3 열의 온도분포에서는 모든 G의 경우에 방열기에 인접한 구역에 방열기의 최대상승온도 ΔT_{max} 부터 $(2/3) \times \Delta T_{max}$ 까지의 등온선이 밀집되어 있으며 여타 대부분 구역에서의 온도상

승은 $0 - (1/3) \times \Delta T_{max}$ 사이이다. 본 연구에서의 주목적의 하나인 방열기의 최대상승온도 ΔT_{max} 는 G의 증가에 따라 Fig.7과 같이 감소되며 이에 따라 증가하는 냉동기 성적계수(COP)를 함께 표시하였다. 여기에서 방열기의 최대상승온도 ΔT_{max} 는 수치계산시 방열기에서 자연대류 열전달에 의해 발생하는 최대온도와 벽면온도와 의 차를 계산한 것이다. 실제로 성적계수를 계

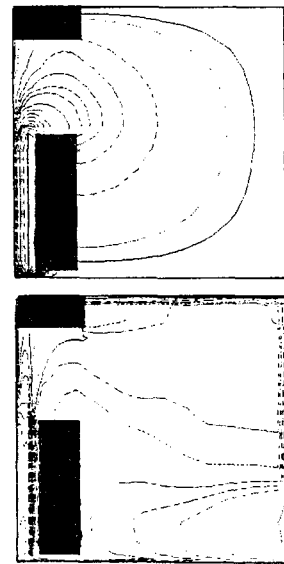


Fig. 8 Comparison of isotherms without natural convection (left) and with natural convection (right)

산할때는 냉매의 여러가지 복잡한 열역학적인 상태를 고려하여야 하지만 본 연구에서의 성적계수는 R-12를 냉매로 사용하는 냉동사이클에서 냉매 증발온도는 -15°C 로 고정하고 냉매의 응축온도가 T_0 (주위온도: 20°C) + ΔT_{max} 인 경우로 가정하여서 환산한 것이다. Fig.7에 보는 바와 같이 간격 G가 10cm에서 2cm로 좁아짐에 따라 방열기의 온도상승은 약 3°C 증가되며 성적계수는 약 0.3이 감소된다. 이는 동일한 방열량을 가지는 방열기가 위치하는 실내에서는 간격 G가 좁아짐에 따라 방열기의 좌측에서 상승되는 유동이 방해받고 이에 따라 방열기로부터의 열전달이 억제되므로 방열기 자체의 온도

가 상승할 수 밖에 없기 때문으로 판단된다. 방열기로 부터의 열전달은 거의 자연대류에 의해 주위벽면으로 이루어지며 만약 자연대류가 없다면 방열기에서의 ΔT_{max} 는 아주 커질 것이다.

Fig. 8 에는 $G=0.1m$, $S=0.25m$ 인 경우에 자연대류의 유무에 따르는 온도분포의 비교를 보

여준다. 자연대류가 존재하지 않는 경우 (a)에 ΔT_{max} 는 $338^{\circ}C$ 이며 자연대류의 영향에 의한 (b) ΔT_{max} 는 $23.6^{\circ}C$ 정도로 감소된다.

4.2 선반크기의 영향

Fig. 9 의 제 1 열에는 $G=0.1m$ 인 경우에 선

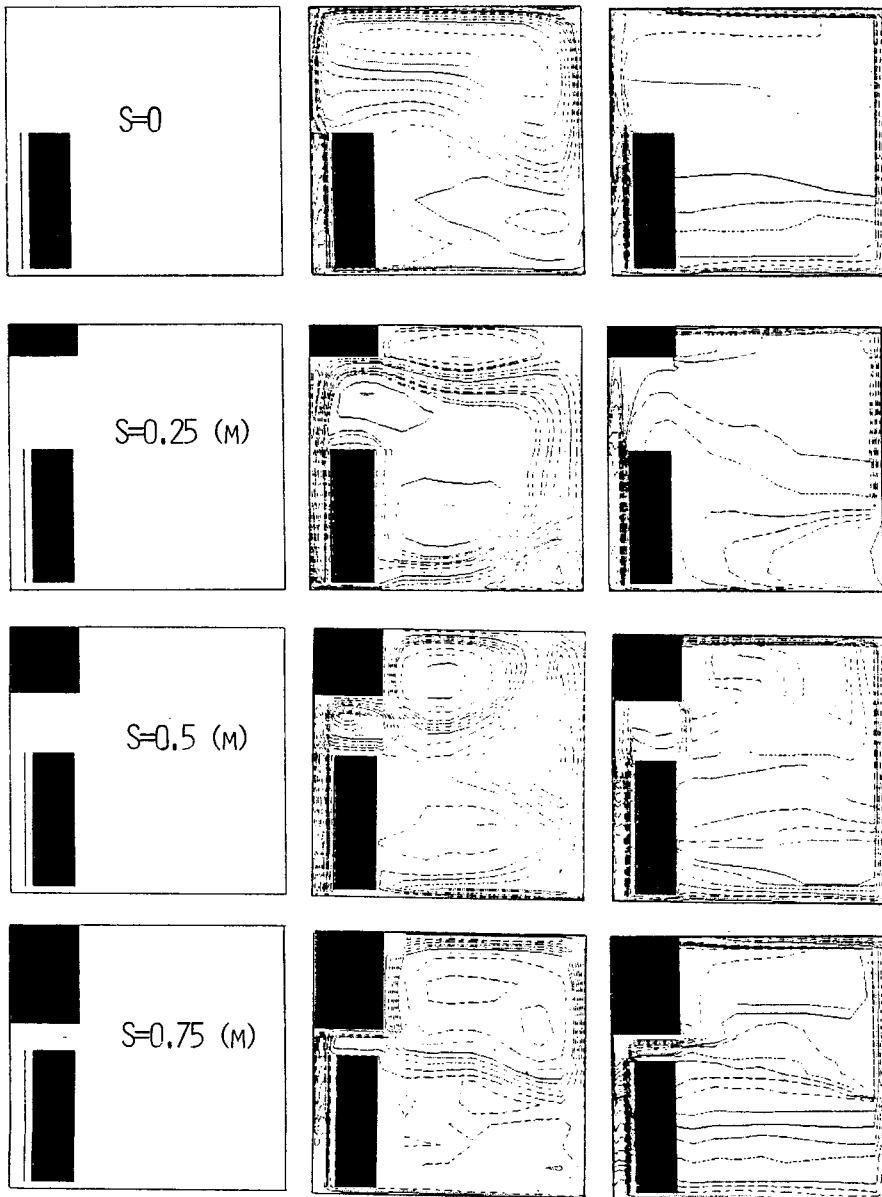


Fig. 9 Numerical stream lines (2nd row) and isotherms (3rd row) among various S , $Ra=6.046 \times 10^6$, $G=0.1m$

반이 없는 것과 선반의 높이 S 가 0.25, 0.5 및 0.75m인 경우에 실내공간의 구성을 보여준다. 제 2열 및 제 3열에는 각각의 경우에 수치계산된 유선의 분포와 등온선의 분포를 나타낸 것이다. $S \leq 0.25$ m에서는 방열기로 부터 상승하는 공기가 전체 밀폐공간을 순환하지만 $S \geq 0.5$ m에서는 이 공기가 선반 아래부분과 냉장고 본체 윗 부분 사이를 빠져 나가지 않는다. 등온선의 분포에서는 G 의 영향을 언급할 때와 마찬가지로 냉장고 본체 우측 공간에서의 온도분포는 대부분 성층화 되어 있으며 급격한 온도 구배는 방열기 주위에 국한되어 있다.

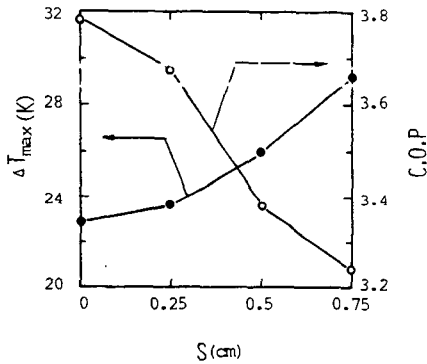


Fig. 10 Influences of shelf height on the temperature rise of condenser and on the Coefficient of Performance, $G=0.1$ m

Fig. 10에는 S 의 변화에 따르는 방열기의 온도상승 ΔT_{max} 와 COP의 변화를 나타내었다. $S=0$ 인 경우와 $S=0.75$ m인 경우를 비교해 보면 ΔT_{max} 는 약 6°C 상승하였으며 COP는 약 0.55 감소하였다. $S=0.25$ m인 경우와 $S=0.75$ m인 경우의 비교에서는 ΔT_{max} 는 약 5°C 상승하며 COP는 약 0.45 감소된다. 즉 $S=0.25$ m인 경우에, 간격 G 를 0.1m에서 0.01m로 좁혀서 유동 및 열전달을 억제하여 냉동장치의 COP를 감소시키는 것보다 $G=0.1$ m인 경우에 S 를 0.25m에서 0.75m로 크게 하면 COP가 더욱 감소된다고 할 수 있다.

5. 결 론

실내공간에 냉동 냉장고가 위치할때 냉장고 방열기의 벽면으로 부터의 거리 및 냉장고 상부에 있는 선반의 크기에 따른 실내공간의 유동 및 온도분포를 수치적인 방법으로 예측하였으며 이 방법의 타당성을 유동의 가시화에 의하여 검증하였다.

$2\text{m} \times 2\text{m}$ 의 2 차원 공간에 1m높이의 냉동 냉장고가 위치하는 수치 모델에서 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) 방열기와 인접 벽면사이의 간격이 10cm에서 2cm로 줄어들때 따라 냉동기의 성적계수는 약 0.3 감소된다.
- (2) 냉장고 위에 선반의 존재는 성적계수의 감소에 큰 요인이 되며 선반이 없을 때에 비하여 $0.5\text{m} \times 0.75\text{m}$ 의 선반이 있으면 성적계수는 약 0.55 감소된다.

References

1. K.E. Torrance and I. Catton, Natural Convection in Enclosures, ASME HTD-Vol. 8, 1980.
2. H.E. Janikowski, J. Ward and S.D. Probert, "Free Convection in Vertical, Air-Filled Rectangular Cavities Fitted with Baffles", Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf. Toronto. NC-13, pp. 257-262, 1978.
3. M.K. Exeter, N. Hay and J.J. Webster, "Finite Element Solutions for Free Convection Flow around an IMFBR Debris Tray", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.

-
- 25, No. 7, pp. 999-1011, 1982.
4. L.C. Chang, J.R. Lloyd and K.T. Yang, "A Finite Difference Study of Natural Convection in Complex Enclosures", Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf. München, NC-11, pp. 183-188, 1982.
 5. A. Bejan, "Natural Convection Heat Transfer in a Porous Layer with Internal Flow Obstructions", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 6, pp. 815-822, 1983.
 6. E.M. Sparrow and M. Charmchi, "Natural Convection Experiments in an Enclosure between Eccentric or Concentric Vertical Cylinders of Different Height and Diameter", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 1, pp. 133-143, 1983.
 7. E.M. Sparrow, P.C. Stryker and M.A. Ansari, "Natural Convection in Enclosures with Off-Center Innerbodies", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 1, pp. 49-56, 1984.
 8. C.P. Mao, A.C. Fernandez-Pello and J.A.C. Humphrey, "An Investigation of Steady Wall-Ceiling and Partial Enclosure Fires", ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, Feb., pp. 221-228, 1984.
 9. M.W. Nansteel and R. Greif, "An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two-and Three-Dimensional Partitions", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, pp. 561-571, 1984.
 10. J.H. Lee, "Natural Convection Heat Transfer and Flow Characteristics in a Square Enclosure with an Isolated Heat-Generating Innerbody", Trans. KSME, Vol. 8, No. 4, pp. 360-367, 1984.
 11. S.V. Patankar, Numerical Fluid Flow and Heat Transfer, McGraw-Hill, 1980.
 12. A.A. Emara and F.A. Kulacki, "A Numerical Investigation of Thermal Convection in a Heat-Generating Fluid Layer", ASME J. Heat Transfer, Vol. 102, August, pp. 531-537, 1980.
-