

냉장고 내부의 냉기 유동특성에 관한 3차원 해석(I)

3-Dimensional Calculation on Cold Air Flow Characteristics in a Refrigerator

오 민 정,* 이 재 현,** 오 명 도***

Min-Jung Oh, Jae-Heon Lee, Myung-Do Oh

Key words : Domestic Refrigerator(가정용 냉장고), Distributed Momentum Generation(분산운동량생성), $k-\bar{\epsilon}$ Turbulent Model($k-\bar{\epsilon}$ 난류모델), Cold Air Distribution(냉기분배), Distributed Pressure Resistance(분산압력저항)

Abstract

A numerical study has been performed on flow characteristics in a domestic refrigerator whose size is 540mm×1,530mm×680mm, considering existence of a fan and evaporator. The flow field has been simulated with the low Reynolds number $k-\bar{\epsilon}$ turbulent model and SIMPLE algorithm based on the finite volume method. The region of fan which makes driving force for cold air distribution was modeled as a region in which momentum sources are generated uniformly. The concept of the distributed pressure resistance was applied to describe the momentum loss from evaporator. The result showed that the rate of cold air distribution into freezing room and cold storage room was almost 7 : 3.

1. 서 론

사회가 발달되고 생활수준이 향상됨에 따라 편리한 생활과 쾌적한 환경에 대한 인간의 욕구는 점차 증가하고 있으며, 이에 따라 냉동 및 공기조화산업에 대한 필요성도 증가되고 있다. 이러한 필요성에 부합하여 가정용 냉장고(domestic refrigerator) 및 다양한 공조기기는 실용성 및 에너지절약의 관점에서 선택되고 있다. 따라서 가정용 냉동냉장고에서는 에너지 절약적인 측면에서 냉기의 적절한 분배와 원활한 순환에 대한 많은 연구가 수행되어야 할 것으로 사료된다.

냉기순환 및 분배는 냉기덕트의 위치, 크기 그리고 냉기순환용 팬의 소비동력 등에 의하여 변화되며 특히 냉장고를 설계할 때 냉기의 적절한 분배를 위한 최적의 덕트시스템(duct system) 선정은 상당히 어려운 기술로 지적되고 있다. 또한 냉장고에서 균일하고 적절한 냉기분배는 냉동실(freezing room, F. room) 및 냉장실(cold-storage room, refrigerating room, R. room)의 온도 변동폭을 감소시켜 식품의 신선도를 높여 준다는 측면에서 볼 때 냉기의 적절한 분배는 매우 중요하다고 할 수 있다. 이를 위해서는 냉장고 덕트시스템의 분배성과 냉동실 및 냉장실 내부의 온도특성에 대한 실험자료 및 이론 연구자료가 필수적이거나, 지금까지의 냉장고 덕트시스템의 설계정보는 주로 경험과 시행착오로부터 얻어지는 실정이다. 이로인해 냉장고

* 한양대학교 대학원(현재 대우전자(주))

** 정희원, 한양대학교 공과대학

*** 정희원, 생산기술 연구원

내부에서 효율적인 냉기분배(cold air distribution)를 위한 덕트시스템의 설계변경에 막대한 시간과 경비가 소요되고 있다.

현재까지 가정용 냉장고에 관한 연구는 原利동¹⁾에 의해서 수행되었으며, 그들은 냉장물품이 존재하는 냉동실 및 냉장실에서의 열 및 냉기 유동특성을 조사하기 위하여 각각의 영역에 대해 k- ϵ 난류모델을 적용한 수치계산을 수행하였다. 그러나 냉장고 내부의 전체영역에서 팬에 의한 냉기의 강제 순환유동에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 이러한 문제해결의 기초단계로서 G사의 460 l 급 냉장고를 참조하여 기하학적 형상을 단순화시킨 냉장고 내부의 순환유동에 관한 수치해석적 예측방법을 제시하고 아울러 팬소비동력에 따른 유동특성 및 냉기분배에 관한 고찰을 수행하였다.

2. 이론 모델 선정

가정용 냉장고 내부에서의 냉기순환 및 냉기분배에 관한 이해를 돕기 위하여 Fig.1에 냉장고의 개략도와 냉장고 내부에서의 냉기흐름을 도시하였다.

일반적으로 가정용 냉장고에서 증발기(evaporator)는 냉동실의 뒷부분에 위치하거나 냉동실과 냉장실의 사이에 위치하며, 여기에서는 전자의 경우를 도시하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 증발기는 냉장고의 상부 뒤쪽에 위치하며 증발기의 앞면에는 냉기를 순환시키기 위한 팬이 팬기판(fan base)에 부착되어진다. 또한 팬의 앞쪽에 존재하는 취출판(blowing plate)은 냉기를 냉동실과 냉장실로 적절히 분배하여 주는 역할을 한다. 증발기의 핀 표면을 통과하여 수직상승된 냉기는 팬에 의해서 강제순환을 하게 되며 팬의 앞면에 존재하는 취출판과 충돌한다. 충돌된 냉기는 취출판에 존재하는 냉기유출구를 통해 냉동실로 유입되며 여분의 냉기는 냉장실로 이어지는 냉기유로를 지난후 냉기유출구를 통해 냉장실로 유입된다. 이렇게 분배된 냉기는 그 역할을 마치고 다시 그림의 좌측에 존재하는 귀환덕트(return duct)로 흡입되어 연속적으로 순환하게 된다.

본 연구에서 해석모델로 채택한 가정용 냉장고의 기하학적 형상을 Fig.2에 도시하였다. 실제 냉장고에서는 압축기(compressor), 댐퍼, 식품을 지지하기 위한 선반 및 제빙실 등이 존재하나 여기서는

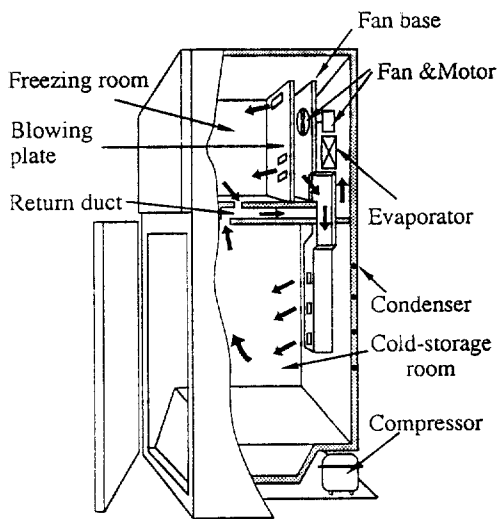


Fig.1 Overview of a domestic refrigerator and its air flow pattern.

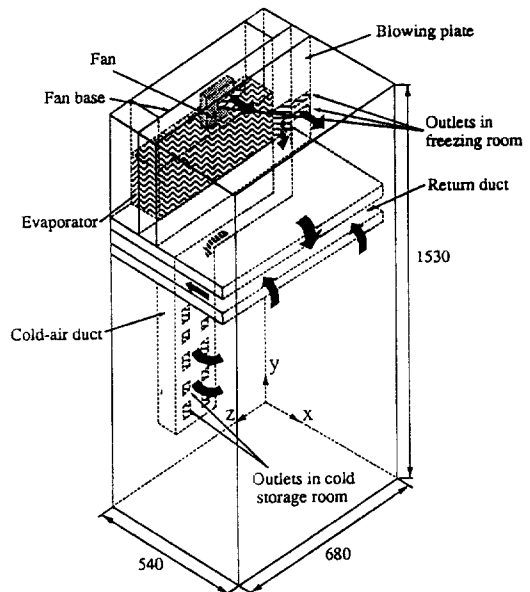


Fig.2 The projection drawing of computational model in present investigation, unit[mm]

수치해석의 편의상 이들을 생략하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 540mm×1,530mm×680mm의 크기를 갖는 냉장고 내의 상부에는 냉기순환용 팬과 증발기가 존재하며 냉동실 및 냉장실에는 각각 3개 및 10개의 냉기유출구가 존재한다. 또한 냉동실과 냉장실 사이에는 흡입된 냉기가 다시 순환될 수 있게 해주는 귀환덕트가 존재한다. 기준 좌표계는 그림의 후방 하부 모서리를 기준으로 하여 x, y, z축으로 정하였다.

Fig.3은 냉장고에 존재하는 13개의 냉기유출구의 크기를 나타내며 계산의 편의상 실제 냉장고의 냉동실에 존재하는 제빙용 냉기유출구는 생략하였다. 냉장실에 존재하는 1, 2, 5, 6, 9 및 10번 냉기유출구의 크기는 20mm×35mm이며 3, 4, 7 및 8번 냉기유출구의 크기는 20mm×15mm이다. 또한 냉동실에 존재하는 1번 및 2번 냉기유출구는 모두 30mm×20mm의 동일한 크기를 가지며 3번 냉기유출구는 100mm×20mm로 정하였다. 여기서 팬과 증발기는 각각 30mm×100mm×100mm 및 60mm×200mm×560mm의 부피를 차지한다.

Fig.4는 해석모델의 측면도를 나타낸다. 실제 냉장고에서 귀환덕트의 구조는 냉동실 및 냉장실에서 흡입된 냉기가 분리되어 흐르도록 분리판이 존재하

나 해석모델에서는 이를 제외하였으며 냉장실에 존재하는 냉기덕트의 크기는 실제보다 크게 정하였다.

3. 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서는 수치계산을 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

1. 유체의 유동형태는 3차원 정상상태, 비압축성, 난류유동이다.
2. 압축성에 의한 점성소산과 중력을 비롯한 체력의 효과는 무시된다.
3. 작동유체의 물성치들은 일정하게 유지된다.

등온 해석을 뜻하는 상기 가정 3에 의하여 온도가 서로 다른 냉장실과 냉동실이 별도로 존재하는 냉장고에서는 상당한 오차를 유발시킬 수 있을 것이다. 그러나 본 연구의 목적이 구체적인 정량적 자료의 도출보다는 유동 특성의 해석 방법의 제안 및 타당성 검토에 있으므로 본 연구에서는 위의 가정들을 도입하기로 한다.

이미 언급한 바와 같이 팬에 의한 유체의 교란으로 인하여 냉장고내에서의 유동은 매우 복잡한 거동을 보일 것이며 아래의 식(1)에서 계산된 Reyn-

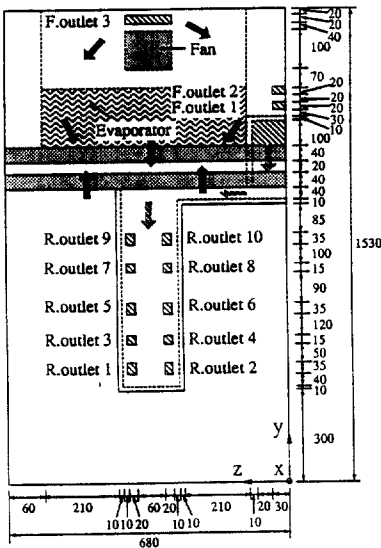


Fig.3 The front view of computational model in present investigation, unit[mm]

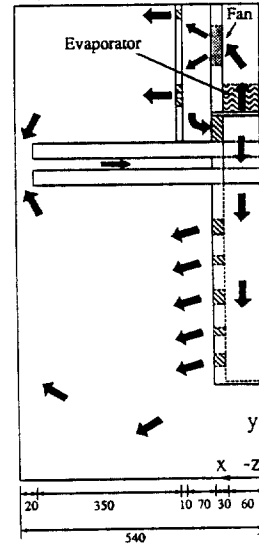


Fig.4 The side view of computational model in present investigation, unit[mm]

olds수는 10⁴을 초과하게 된다. 따라서 이러한 밀폐 공간내에서의 순환 유동은 난류 유동으로 간주하는 것이 타당하다.

$$Re = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} \quad (1)$$

여기서 u_m 는 팬을 통과하는 냉기의 평균속도, D_h 는 팬존재영역의 수력직경 그리고 ν 는 내부유체의 동점성계수를 나타낸다.

밀폐공간내에서의 유동해석을 수행하기 위하여 저-레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델 중 LS모델을 사용하였다.²⁾ 이 모델은 고정된 경계면을 수치적으로 처리할 때 벽면함수를 필요로 하지 않기 때문에 본 연구의 해석모델과 같이 복잡한 냉기유로와 유동장애물이 존재하는 공간내의 유동해석에 적합하다고 할 수 있다. 저-레이놀즈수 난류모델에 대한 연속방정식, 운동량방정식, 난류운동에너지방정식 그리고 난류운동에너지소산율방정식을 기술하면 다음과 같다.

연속방정식;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

운동량 방정식;

x 방향;

$$\begin{aligned} \rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = & \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial z} \right) + S_u + S_{fan} + S_{u, ext} & \end{aligned} \quad (3)$$

y 방향;

$$\begin{aligned} \rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = & \\ - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial z} \right) + S_v + S_{v, ext} & \end{aligned} \quad (4)$$

z 방향;

$$\begin{aligned} \rho \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = & \\ - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial z} \right) + S_w + S_{w, ext} & \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 μ 는 점성계수이며 식(3), (4) 및 (5)에서 나타난 난류운동량생성항은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} S_u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\rho k) & \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} S_v = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) & \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} S_w = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial w}{\partial y} \right) & \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_t \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\rho k) & \end{aligned} \quad (8)$$

위의 식들에서 나타난 난류점성계수 μ_t 는 다음과 같다.

$$\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \bar{\epsilon} \quad (9)$$

여기서 c_μ 는 아래식과 같다.

$$c_\mu = 0.09 \cdot \exp \left[\frac{-3.4}{(1 + R_i/50)^2} \right] \quad (10)$$

식(10)에서 R_i 는 난류 Reynolds수로서 다음과 같다.

$$R_i = \rho k^2 / \mu \bar{\epsilon} \quad (11)$$

식(3)에 나타난 S_{fan} 은 팬의 존재에 의한 운동량

생성항이며 팬이 존재하는 영역에서 모두 균일한 값을 가진다. 따라서 S_{fan} 은 팬이 존재하는 위치에서만 정의되면 다른 영역에서는 0이다. 마찬가지로 식(3), (4) 및 (5)에 나타난 $S_{v,eva}$, $S_{w,eva}$, 그리고 $S_{w,eva}$ 는 증발기 존재에 의한 운동량생성항이며 자세한 설명은 이후에 팬과 증발기의 수치해석적인 모델링에서 논의 될 것이다.

난류운동에너지 방정식;

$$\begin{aligned} \rho \left[u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} + w \frac{\partial k}{\partial z} \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right) \\ &+ G - \rho \bar{\epsilon} - D \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)에서 난류상수 $\sigma_k=1$ 이며 Reynolds 전단응력에 의한 난류에너지의 생성을 나타내는 G는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} G = \mu_t \left\{ \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

식 (12)에서 점성응력에 의해서 생성되는 난류 운동에너지를 나타내는 D는 다음과 같다.

$$D = 2\mu \left[\left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (14)$$

난류운동에너지 소산율방정식;

$$\begin{aligned} \rho \left[u \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial z} \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial x} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{\bar{\epsilon}}{k} \cdot (C_1 G - C_2 \rho \bar{\epsilon}) + E \end{aligned} \quad (15)$$

식(15)에 나타나는 난류상수 $\sigma_\epsilon=1.3$ 이며 E는 벽면 근처에서의 난류운동에너지를 실험치에 근접

시키기 위하여 부가된 항으로서 다음식과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned} E = \frac{2\mu\mu_t}{\rho} \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)^2 \right. \\ \left. + 2 \left\{ \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z \partial x} \right)^2 \right\} \right. \\ \left. + 2 \left\{ \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y \partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z \partial x} \right)^2 \right\} \right. \\ \left. + 2 \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z \partial x} \right)^2 \right\} \right. \end{aligned} \quad (16)$$

식(15)에서 $C_1=1.44$ 이며 C_2 는 아래와 같다.

$$C_2 = 1.92 [1 - 0.3 \cdot \exp(-R_t^2)] \quad (17)$$

이와 같은 난류모델에 사용되는 등방성 난류운동 에너지 소산율 $\bar{\epsilon}$ 는 벽면에서 경계조건을 간편하게 주기 위하여 표준 $k-\epsilon$ 난류모델에서 사용되는 소산율 ϵ 을 아래와 같은 관계식으로 대치한 것이다.

$$\bar{\epsilon} = \epsilon - D \quad (18)$$

실제 계산에 이용된 공기의 물성치는 273K에서의 값을 기준하였으며 밀도는 1.081kg/m^3 그리고 점성계수는 $1.721 \times 10^{-5}\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$ 이다. 경계조건으로서 모든 벽과 블럭표면에서의 속도, 운동량에너지 및 운동량에너지소산율은 0이며 이들은 다음의 식(19)와 같이 표시될 수 있다.

$$u = v = w = k = \bar{\epsilon} = 0 \quad (19)$$

4. 팬과 증발기의 수치해석적인 모델링

냉장고에 존재하는 냉기순환용 팬과 증발기를 묘사하기 위해서 몇가지의 가정을 도입하였으며 아래와 같이 모델링하였다.

4.1 팬의 수치해석적인 모델링

가정용 냉장고와 같은 밀폐공간내에서 연속적인

순환유동을 발생시키기 위해서는 유체를 강제순환시키기 위한 팬이 필요하다. 즉 팬모터는 팬을 회전시켜 전기적인 에너지를 기계적인 에너지로 변환시킴으로써 유체의 강제 순환을 일으킨다. 실제적으로 팬 주위에서의 국소적인 유동특성은 팬의 회전속도와 팬의 날개형상 등의 기하학적 형태에 따라 상이하며 매우 복잡한 속도분포와 난동성분을 가진다. 그러나 본 연구에서는 유체유동을 발생시키는 팬을 수치해석적으로 모델링하기 위해서 다음의 몇가지 가정을 도입하였다.

1. 압력상승을 유발하는 팬은 해당 영역에서 단위체적당 균일한 운동량이 발생하는 소위 분산운동량생성(distributed momentum generation) 가정에 의하여 묘사된다.
2. 팬영역에서의 운동량생성은 축방향(x-방향)의 속도성분을 증가시키는데 사용된다.
3. 팬의 형상과 소비동력 변화에 관계없이 모든 전기적에너지는 손실없이 기계적에너지로 변환되어 유체의 운동량만을 증가시키는데 사용된다.

본 연구의 실제계산에서 팬이 존재하는 영역은 x방향 속도성분만 존재하며, 팬의 영향을 고려하여 이 영역에서 난류동점성계수 μ_t 는 층류의 동점성계수 ν 의 100배의 크기로 가정하였다.³⁾ 팬 존재영역에서의 물리량의 상세한 조건은 다음과 같이 설정하였다.

$$\left. \begin{aligned} S_{fan} &= f(W) \\ v &= 0 \\ w &= 0 \\ k &= 0.005u^2 \\ \bar{\epsilon} &= c_\mu k^2 / 100\nu \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

식 (20)에서 여기서 팬존재영역에서의 운동량생성항 S_{fan} 과 팬소비동력 W 의 관계는 명시적으로 알려질 수 없다. 따라서 S_{fan} 의 크기는 이후에 논의될 운동량생성항의 결정에 의한 반복적인 계산방법을 통해 구해질 것이다. 팬존재영역에서의 속도 u 는 S_{fan} 의 크기가 결정된 후 지배방정식으로부터 구하여진다.

4.2 증발기의 수치해석적인 모델링

본 논문에서는 증발기로 인한 유동저항을 묘사하기 위해 증발기를 다공물질로 간주하여 다공물질의 총압력강하 요인이 다공물질의 전체 제어체적에 고르게 분산되어 있다는 분산압력저항개념(distributed pressure resistance)을 도입하였다. Raber⁴⁾에 따르면 공기유동저항에 수직인 다공물질에서의 압력강하량 ΔP 는 평균통과속도 u_m 에 선형적으로 비례한다는 Darcy법칙에 의하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = C_f \mu u_m \quad (21)$$

여기서 C_f 는 주어진 물질의 분산압력저항계수이며 본 연구에서는 냉장고 제조회사로부터의 실험값⁵⁾을 토대로 $5 \times 10^5 [m^{-1}]$ 으로 정하였다. 식(21)를 이용하여 다공물질에서의 단위두께당 압력강하인 압력구배 $\Delta P/t$ 는 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta P/t = C_f \mu u_m / t \quad (22)$$

위의 1차원적인 논의를 3차원 유동에 확장시키면 식(3), (4), (5)에서의 운동량생성항은 다공물질에서의 단위두께당 압력강하량을 나타내는 아래식과 같이 표현된다.

$$S_{u,eva} = (\Delta P/t_x)_{eva} = (C_f \mu u(x, y, z)/t_x)_{eva} \quad (23)$$

$$S_{v,eva} = (\Delta P/t_y)_{eva} = (C_f \mu v(x, y, z)/t_y)_{eva} \quad (24)$$

$$S_{w,eva} = (\Delta P/t_z)_{eva} = (C_f \mu w(x, y, z)/t_z)_{eva} \quad (25)$$

여기서 하첨자 eva 는 증발기를 의미하며 $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$, $w(x, y, z)$ 는 증발기 내부의 임의의 위치에서의 국소속도이다. 또한 t_x , t_y 및 t_z 는 각각 x , y 및 z 방향의 증발기 두께를 나타낸다.

5. 수치해석방법

본 연구에서는 유동장을 수치적으로 예측하기 위하여 수치계산 영역을 적절한 수의 제어체적으로 분할한 다음, 지배방정식을 제어체적에 관하여 적

분하는 유한체적법을 사용하였으며 유동장 해석에는 Patankar에 의하여 제안된 SIMPLE 알고리즘을 채용하였다⁶⁾. 또한 소비동력에 상응하는 운동량 생성량을 효과적으로 찾기 위하여 선형적 계산방법을 도입하였다.

5.1 제어체적의 분할

본 연구에서는 Fig.5에서 보이는 바와 같이 물리량들의 큰 구배가 존재하리라 예상되는 팬주위 및 벽근처 영역에 격자점을 좀더 조밀하게 배치시키기 위하여 비균일 직교격자망을 생성하였으며 계산영역을 총 30×80×38개의 제어체적으로 분할하였다.

5.2 팬영역 운동량생성량의 결정

팬영역에 부가되는 운동량생성량을 정확하고 효율적으로 찾는 방법은 수치해석의 계산시간을 감소시킨다는 측면에서 상당히 중요하며 본 연구에서는 다음과 같은 운동량 결정방법을 사용하였다.

팬소비동력 $W (= \Delta P \cdot Q_{fan})$ 는 냉기유로에서의 총압력강하량 ΔP 와 냉기유량 Q_{fan} 에 의하여 표현될 수 있으나 운동량생성량과 명시적인 관계를 갖지 않는다. 따라서 여기에서는 임의의 운동량생성량에 의한 ΔP 와 Q_{fan} 를 계산하고 이 계산에 따른 팬소비동력을 환산한 후 운동량생성량을 다시 조정하여 주어진 팬소비동력에 적절한 운동량생성량을 찾게 된다.

- 과정 1. 임의의 운동량생성량 $S_{fan,1}$ 을 가정한 후 지배방정식을 풀어 이에 상응하는 팬 소비동력 W_1 을 계산한다.
- 과정 2. 과정1과 마찬가지로 방법으로 임의의 운동량생성량 $S_{fan,2}$ 에 해당하는 팬 소비동력 W_2 을 구한다.
- 과정 3. 과정1과 2에서 계산된 $W_1, W_2, S_{fan,1}$ 그리고 $S_{fan,2}$ 을 아래에 주어진 식 (26)에 대입하여 주어진 소비동력 W 에 근접하는 새로운 운동량생성량 $S_{fan,3}$ 을 계산한다.

$$S_{fan,3} = \frac{S_{fan,2} - S_{fan,1}}{W_2 - W_1} \cdot (W - W_2) + S_{fan,2} \quad (26)$$

과정 4. 지배방정식을 풀어 운동량생성량 $S_{fan,3}$ 에 해당하는 팬소비동력 W_3 을 계산한다.

과정 5. 과정 2, 3 및 과정4에서 계산된 $W_2, W_3, S_{fan,2}$ 그리고 $S_{fan,3}$ 을 식 (26)에 적용하여 새로운 운동량생성량 $S_{fan,4}$ 를 구한다.

과정 6. 주어진 팬소비동력 W 에 해당하는 운동량생성량 S_{fan} 을 얻을 때까지 과정 5를 반복한다.

주어진 팬소비동력 W 에 해당하는 운동량생성량 S_{fan} 의 결정에 대한 판정기준은 식(27)에서의 ERR값이 0.5% 이하가 되었을 때 정확한 운동량생성량이 구하여졌다고 간주하였다.

$$ERR = \left| \frac{S_{fan, N+1} - S_{fan, N}}{S_{fan, N+1}} \right| \cdot 100 \quad (27)$$

실제 수치계산에서 식(26)에 의한 $S_{fan,3}$ 의 계산에서는 운동량생성량이 과도하게 예측되는 것을 방지하고 수치해석의 효율성과 안정성을 부여하기 위하여 하향이완방법을 사용하였다.

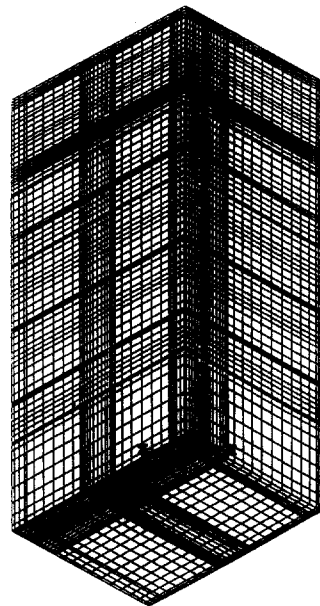


Fig.5 Illustration of grid system for present study.

5.3 수치해석의 수행

앞에서 분할한 각각의 제어체적에 대한 대수방정식들은 지배방정식을 이들 제어체적에 관하여 적분함으로써 얻어진다. 이때 공간에 대한 도식은 멱승도식을 사용하였으며, 이산화 방정식의 해는 선순법을 이용한 TDMA 방법에 의하여 얻어진다. 그리고 해의 수렴성을 위하여 반복계산시 하향이완계수를 u, v, w, p, k 및 $\bar{\epsilon}$ 에 대하여 0.3~0.6 정도로 사용하였다.

반복계산시 종속변수의 유효숫자 4자리내에서 값이 변하지 않고, 주어진 팬소비동력에 해당하는 운동량생성항의 변화량이 오차 한계식(식 (27)의 ERR)가 0.5%미만으로 되었을 때 수치해가 수렴된 것으로 간주하였다.

6. 결과 및 고찰

6.1 냉장고 모델 내부의 냉기유동특성

본 연구에서는 수치계산을 수행하기 위해 관심영역의 기하학적 형상을 고정시켰으며 팬의 전압효율

이 10%정도임을 감안하여 팬소비동력이 0.8W인 경우를 기준조건으로 정하였다. 또한 팬소비동력변화에 따른 냉기의 유동특성을 파악하기 위해 팬소비동력을 0.4W 및 1.2W로 변화시켰다. 팬소비동력이 0.8W인 경우의 수치계산 결과로부터 얻어진 속도벡터분포를 그림으로 나타내었다. 냉장고 내부에서 3차원 속도분포의 정성적인 경향을 파악하기 위하여 Fig.6~Fig.8까지는 x방향으로 각각 1.32cm, 7.92cm, 16.7cm인 y-z평면에서의 속도벡터분포를 도시하였으며 Fig.9는 y방향으로 각각 39.5cm 및 141cm인 x-z단면에서의 속도벡터분포를 나타내었다. 이어서 Fig.10과 Fig.11에는 z방향으로 각각 2.25cm, 30.5cm인 x-y 단면에서의 속도벡터분포를 도시하였다.

$x = 1.32\text{cm}$ 인 y-z평면에서의 속도벡터분포를 Fig.6에 나타내었다. 냉동실 및 냉장실로부터 흡입되어 귀환덕트를 지난 냉기는 팬에 의해서 수직 상승되며 증발기를 지난 팬전적의 영역에서는 팬의 영향으로 인하여 냉기의 유동방향이 급격하게 바뀐다. 우측에는 냉장실로 이어지는 냉기덕트를 따라 분배된 냉기가 흐르고 있음을 알 수 있다.

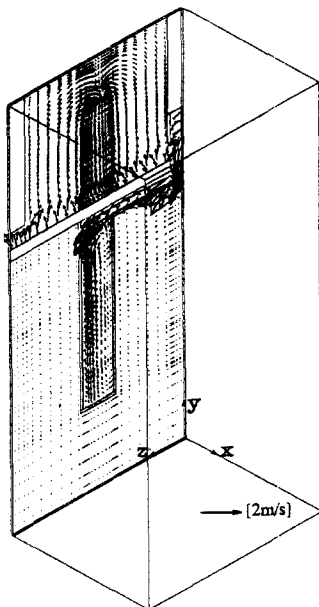


Fig.6 Distributions of velocity vectors in refrigerator at y-z plane of $x=1.32\text{cm}$.

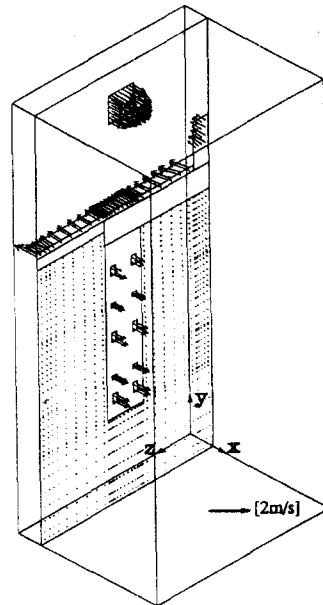


Fig.7 Distributions of velocity vectors in refrigerator at y-z plane of $x=7.92\text{cm}$.

냉기순환용 팬, 냉장실 냉기유출구 및 냉기덕트의 입구가 존재하는 $x=7.92\text{cm}$ 인 $y-z$ 단면에서의 속도분포를 Fig.7에 나타내었다. 해석모델의 냉동실 상부에 존재하는 냉기순환용 팬에 의하여 1.2CMM(m^3/min)정도의 냉기가 유출되고 있으며 냉장실의 경우 동일한 크기의 냉기유출구에서의 냉기유량을 비교해볼때 덕트의 하부에 존재하는 2번 냉기유출구에서는 10번 냉기유출구에 비해 1.4배 정도의 냉기가 유출된다. 이러한 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다. 냉장실로 분배된 냉기는 냉기덕트를 따라 흐르며 덕트의 끝부분에서 유동의 정체현상이 나타난다. 따라서 냉장실 상부유출구에서의 정압보다 하부유출구에서의 정압이 크게 나타나며 이러한 압력차이의 영향때문에 냉장실 상부유출구보다 하부유출구에서 더 많은 냉기가 유출된다. 이러한 결과로부터 볼 때 냉기유출구의 크기와 위치 선정 문제는 실제 냉장고의 냉기유출구 설계측면에서 상당히 중요하다고 할 수 있다.

취출판이 존재하는 $x=16.7\text{cm}$ 인 $y-z$ 단면에서의 속도분포를 Fig.8에 나타내었다. 팬에 의해 강제순환되는 냉기는 전면의 취출판에 충돌한 후 취출

판에 존재하는 3개의 냉기유출구를 통해 비교적 큰 속도를 가지고 유출되며 1번 냉기유출구에서는 최대속도인 4.5m/s의 속도로 냉기가 유출된다. 냉장실에서는 냉기유출구에서 유출된 냉기의 영향으로 인해 포물선형태의 속도 분포가 관찰된다.

1, 2번 냉기유출구가 존재하는 $y=35.9\text{cm}$ 인 $x-z$ 단면에서의 속도벡터 분포를 Fig.9의 하부에 나타내었다. 냉장실에 존재하는 1번 및 2번 냉기유출구에서 냉기유출속도는 1.3m/s 정도로 거의 비슷하며 유출된 냉기의 양쪽에는 2개의 재순환 영역이 존재한다. 냉기순환용 팬이 존재하는 $y=141\text{cm}$ 인 $x-z$ 단면에서의 유동특성을 Fig.9의 상부에 나타내었다. 팬존재영역의 후방에서는 팬에 의하여 냉기가 상승하고 있으며 팬의 전방에 존재하는 취출판에 충돌한 후 냉기가 양쪽으로 퍼져나감을 볼 수 있다. 팬기판과 취출구사이에서의 냉기유동 속도는 1번과 2번 냉기유출구의 영향으로 우측영역에서 크게 나타난다. 또한 냉동실의 3번 냉기유출구에서 유출되는 냉기의 영향으로 양쪽에 재순환영역이 존재하며 2번 냉기유출구에서 유출된 냉기가 벽에 충돌하여 냉동실 상부로 상승하기 때문에 우

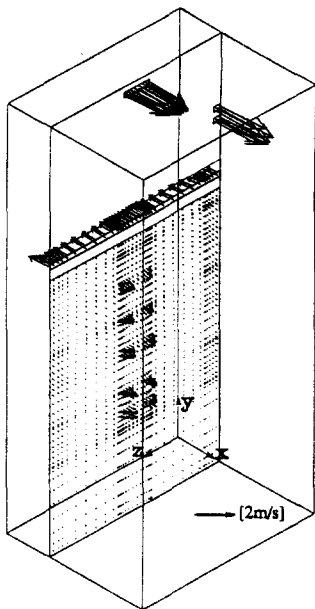


Fig.8 Distributions of velocity vectors in refrigerator at $y-z$ plane of $x=16.7\text{cm}$.

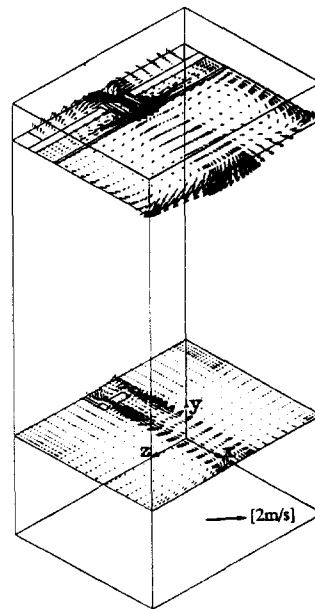


Fig.9 Distributions of velocity vectors in refrigerator at $x-z$ plane of $y=35.9\text{cm}$ and $y=141\text{cm}$

측에서의 재순환 영역이 더욱 크게 나타난다.

Fig.10은 $z=2.25\text{cm}$ 인 x - y 단면에서의 유동특성을 보여준다. 이 단면에는 냉기덕트, 취출판, 1번, 2번 냉기유출구 및 냉기흡입덕트가 존재한다. 냉기는 취출판에 의해서 냉동실 및 냉장실로 분배되며 냉장실로 이어지는 냉기덕트의 입구로 유입되는 것을 볼 수 있다. 냉동실에 존재하는 1번과 2번 냉기유출구에서는 총냉기유출량의 27% 정도에 해당하는 냉기가 유출된다. 유출된 냉기는 벽면에 충돌하여 상하로 퍼져 나가면서 냉기흡입구로 유입되며 취출판의 전면 상하로 재순환 영역이 형성되는 복잡한 유동형태가 관찰된다.

Fig.11는 팬존재영역, 냉장실에 존재하는 2, 4, 6, 8 및 10번 냉기유출구, 냉동실에 존재하는 3번 냉기유출구 및 냉기덕트가 존재하는 $z=30.5\text{cm}$ 인 x - y 단면에서의 유동특성을 보여준다. 팬에 의해 강제 유출되는 냉기가 취출판에 충돌한 후 취출판에 존재하는 3번 냉기유출구를 통해 총냉기유출량의 43% 정도에 해당하는 냉기가 유출된다. 이때 냉동실로 유출되지 못한 냉기는 냉장실 냉기유로를 따라 흐른후 2, 4, 6, 8 및 10번 냉기유출구를 통

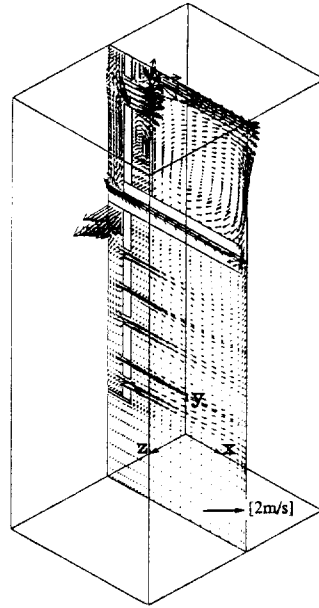


Fig.11 Distributions of velocity vectors in refrigerator at x - y plane of $z=30.5\text{cm}$

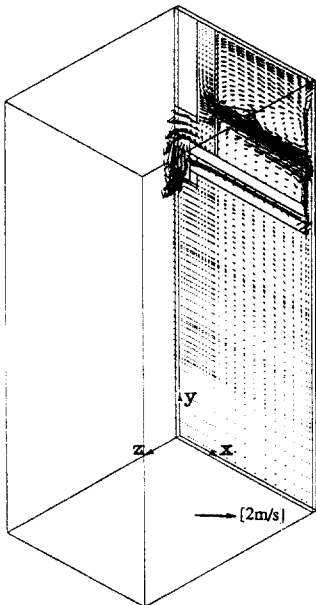


Fig.10 Distributions of velocity vectors in refrigerator at x - y plane of $z=2.25\text{cm}$

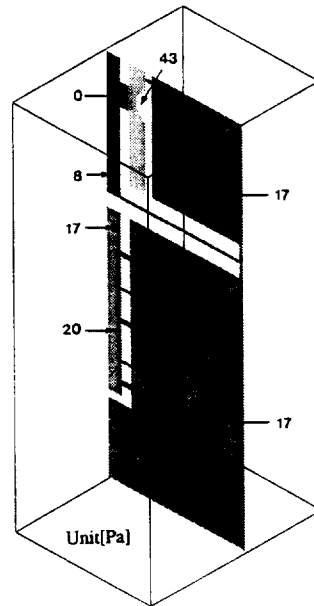


Fig.12 Distributions of velocity at x - y plane of $z=30.5\text{cm}$

Table 1 Flow rate from each outlet in reference condition

Room	Outlet		Flow rate, Q [m ³ /s] × 10 ³	Percent flow rate [%]	
	No.	area [mm ²]			
Freezing room	1	[30 × 20]	2.69	13.4	69.7
	2	[30 × 20]	2.66	13.4	
	3	[100 × 20]	8.57	42.9	
Refrigerating room	1	[20 × 35]	0.91	4.6	30.3
	2	[20 × 35]	0.91	4.6	
	3	[20 × 15]	0.35	1.8	
	4	[20 × 15]	0.38	1.8	
	5	[20 × 35]	0.80	4.0	
	6	[20 × 35]	0.83	4.1	
	7	[20 × 15]	0.28	1.4	
	8	[20 × 15]	0.31	1.6	
	9	[20 × 35]	0.66	3.3	
	10	[20 × 35]	0.65	3.2	

해 냉장실로 유출됨을 알 수 있다. 또한 냉기덕트의 상부보다 하부에 존재하는 냉기유출구에서 더 큰 속도가 관찰된다.

각 냉기유출구에서 유출되는 냉기유량 Q를 Table 1에 나타내었다. 냉동실에서 가장 큰 유출면적을 갖는 3번 유출구에서 냉기유출량은 최대가 되며 이는 총냉기순환량의 약 43% 정도를 차지한다. 냉동실에 존재하는 1번 유출구와 이보다 15% 큰 유출면적을 갖는 냉장실 1번 유출구에서의 냉기유출량을 비교할 때 냉동실 1번 유출구에서 유출되는 냉기유출량이 2.9배 정도 더 크다. 냉장실에 존재하는 10개의 유출구에서 유출되는 냉기의 유량은 냉기덕트의 최하부에 존재하는 1번과 2번 유출구에서 상대적으로 많은 양의 냉기가 유출되며 7번 유출구에서 적은 양의 냉기가 유출된다. 이때 냉동실 및 냉장실로의 유량배분비는 약 7 : 3 정도로 나타난다.

z=30.5cm인 x-y단면과 x=1.32cm인 y-z단면에서의 압력분포를 각각 Fig.12 및 Fig.13에 나타내었으며 그림의 압력값은 팬후방에서의 압력을 0으로 정하였을 때의 상대압력을 표시한다. Fig.12에서는 z=30.5cm인 팬전후, 취출판, 냉장실내부, 냉동실내부 귀환덕트 및 증발기에서의 압력분포를 보여준다. 팬에 의한 정압상승치는 40.2Pa이며 냉

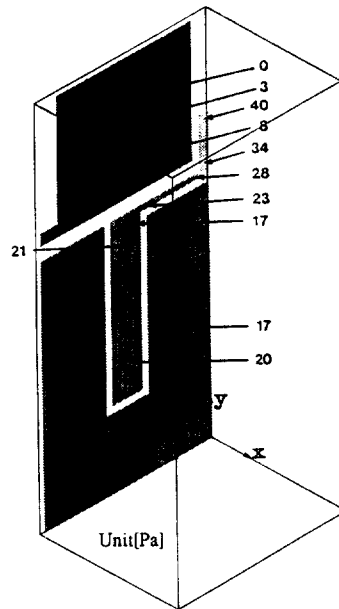


Fig.13 Distributions of velocity at y-z plane of x=1.32cm

기분배 역할을 하는 취출판에서의 압력은 유동의 정체로 인하여 최대압력인 43Pa 정도로 나타난다. 또한 냉기의 일부는 취출판의 냉기유출구를 통과하

여 냉동실로 유입되면서 압력이 급강하하여 17Pa 정도로 압력이 강해진다. 냉장실 유출구로 부터는 약 3Pa의 압력손실로서 냉장실 내부로 냉기가 유출되며 냉장실 내부에서의 압력은 17Pa로 거의 균일하게 유지된다. 냉동실 및 냉장실로부터 유입되어 귀환덕트를 통과하는 냉기는 유동면적의 감소로 인해 증발기 입구까지 8Pa정도의 비교적 큰 압력강하가 일어난다. 한편 증발기영역에서의 압력강하량은 5Pa정도이며 이는 총압력손실의 13% 정도를 차지한다.

$x=1.32\text{cm}$ 인 냉기덕트 내부에서의 압력분포를 Fig.13에 상세히 나타내었다. 냉기덕트에서의 압력손실은 크게 관로마찰손실, 냉기유로의 방향전환에 의한 손실, 관로의 급축소 및 급확대에 따른 손실 등으로 구성된다. 냉기덕트입구에서 유로의 급축소로 인한 압력강하는 크게 나타나지 않으나 냉기덕트입구에서 냉기가 수직하방으로 흐르면서 약 6Pa 정도의 관로마찰손실이 나타난다. 이후 냉기는 z방향으로 급격한 방향전환을 이루며 이로 인해 6Pa의 압력강하가 나타난다. 냉기는 다시 수평유로를 따라 흐르면서 5Pa의 압력강하를 보이며 냉기의 유동방향이 -y방향으로 꺾이면서 3Pa의 압력강하가 발생한다. 또한 냉기의 정압은 유동의 정체로 인해 수직하방의 관로를 따라 약간 증가하는 경향을 나타내며 냉기유출구를 통해 냉기가 유출될 때 유로의 급확대로 인해 3Pa의 압력강하가 나타난다.

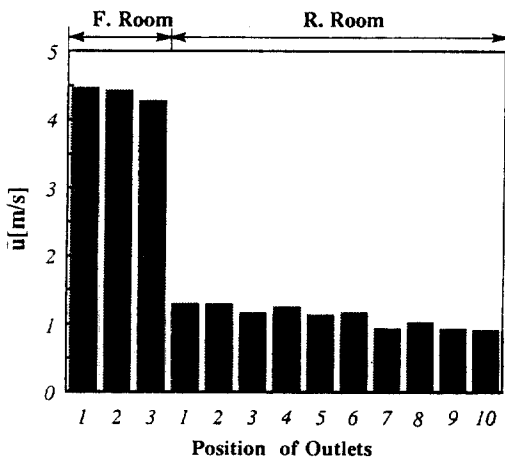


Fig.14 Velocity of cold air from each outlet at reference condition.

다. 이와같이 냉기덕트로부터는 총 23Pa의 압력손실이 발생된다.

6.2 팬소비동력 변화에 따르는 냉기분배특성

Fig.14는 기준조건에서의 각 냉기유출구에서 유출되는 냉기평균유출속도 \bar{u} 의 분포를 보여주며 평균유출속도 \bar{u} 는 아래식으로 정의된다.

$$\bar{u} = \int udA / \int dA \quad (28)$$

여기서 A는 유출구의 면적을 나타낸다.

냉동실에 존재하는 모든 냉기유출구에서 냉기는 4m/s이상의 속도로 유출되며 그중 1번 냉기유출구에서의 냉기유출속도가 가장 크게 나타난다. 냉장실의 냉기유출구에서는 냉기덕트 하부에 존재하는 냉기유출구에서 더욱 빠른 속도의 냉기가 유출되며 특히 3~8번 냉기유출구에서의 냉기유출속도를 비교해 볼때 냉기덕트의 우측에 존재하는 냉기유출구에서는 좌측냉기유출구보다 냉기의 속도가 크게 나타남을 알 수 있다.

소비동력 변화에 따른 냉기유출속도를 Fig.15에 나타내었으며 각 유출구에서 냉기유출속도의 변화 경향은 유사하기 때문에 냉동실에 존재하는 1번과 3번 냉기유출구 및 냉장실 1, 5 및 10번 냉기유출구에서의 냉기유출속도만을 표시하였다. 팬소비동력을 기준조건에서 0.4W로 50% 감소시켰을 때

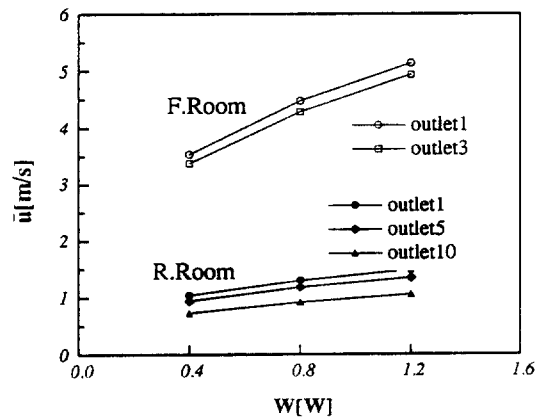


Fig.15 Velocity of cold air from each outlet at various fan power.

각 유출구에서 유출되는 냉기유출속도는 전체적으로 20% 정도 감소되며, 1.2W로 50% 증가시켰을 때의 냉기유출속도는 15% 정도 증가된다. 냉동실에 존재하는 1 및 3번 냉기유출구에서의 유출속도는 냉장실의 냉기유출구에 비하여 4배 정도로 상당히 크게 나타나며 이 비율은 팬소비동력에 거의 무관하다.

팬 소비동력 변화에 따른 냉동실과 냉장실로 분배되는 냉기유량 및 총 냉기유량의 변화를 Fig.16에 나타내었다. 팬소비동력을 기준조건에서 0.4W 및 1.2W로 변화시켰을 때 냉동실과 냉장실로 유입되는 냉기유량의 비율은 기준조건과 마찬가지로 7:3 정도로 나타난다. 냉장실보다 냉동실로 더욱 많은 냉기가 분배되는 이유는 냉동실로 통하는 냉

기순환경로의 유동저항이 냉장실보다 작기 때문이라 판단되며 냉기유출구의 크기 및 냉기유동경로가 변화될 경우에는 분배되는 유량비도 이에 따라 달라질 것으로 추측된다. 더구나 실제 사용되는 가정용 냉장고에는 냉동실 및 냉동실에 냉기량을 조절하기 위해 뎀퍼등이 부착되므로 냉기유출구의 크기 이외에 여러가지 영향을 고려해야 할 것이다. 또한 팬소비동력이 기준조건에서 0.4W로 50% 감소한 경우 총 냉기순환량은 20%가 감소되었으며 소비동력이 기준조건에서 1.2W로 50% 증가한 경우 냉기순환량은 15%가 증가하는 결과가 나타난다. 이러한 경향으로부터 팬소비동력 증가량에 비해 냉기순환량은 비교적 작은 증가만을 보인다. 따라서 에너지절약의 관점에서 볼 때 냉장고 냉기유량에 최적인 팬의 선정이 중요하다고 볼 수 있다.

Table 2 Comparison of present theoretical study and factory data

Specification	Present study	Factory data
Model	GR46-2AD	GR33-2AD
Capacity	460 ℓ	330 ℓ
Fan power	0.8W	8W
Fan efficiency	100%	10%
Fan speed	—	2,900rpm
Pressure rise	4.08mmAq	3.17mmAq
Flow rate	0.02m ³ /s	0.014m ³ /s

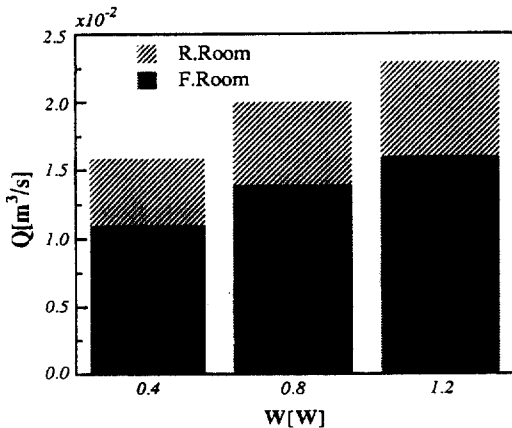


Fig.16 Flow rate distributions in each room of refrigerator at various fan power.

6.3 실제냉장고의 실험자료와의 비교

본 수치해석의 타당성을 검토하기 위하여 본 연구에서 채택한 기준모델(460 ℓ)과 유사한 크기(330 ℓ)의 실제냉장고에 관한 제조사의 실측자료⁵⁾와 본 연구에서의 수치해석결과를 비교하여 Table 2에 나타내었다. 냉장고 용량이 서로 다른 이유는 수치계산모델과 동일한 용량의 실제냉장고에 관한 제조사 실측자료가 부족하였기 때문이다. 표에서 보면 비록 비교된 냉장고의 용량이 다르지만 팬에 의한 정압상승치와 냉기풍량은 각각 20% 및 30% 정도의 차이를 보이나 크기 위수가 동일하다. 이로부터 이론계산모델의 용량이 실측대상 냉장고의 용량보다 25% 정도 더 큰 사실을 감안할 때 이론계산 결과치에 상당한 타당성을 부여할 수 있다고 본다.

7. 결 론

본 연구에서는 460 ℓ 급 냉장고 내부에서의 냉기순환유동특성을 수치적으로 예측하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 팬영역의 수치해석적 모델링 방법으로 사용한 분산운동량생성법은 냉장고 내부공간의 유동해석에 물리적으로 타당한 결과를 보여준다.
- 2) 냉기덕트의 최하부에 존재하는 냉기유출구에

서는 덕트 끝의 냉기정체로 인한 정압상승때문에 다른 냉기유출구에 비해 많은 양의 냉기가 유출된다.

- 3) 기준조건에서 냉동실에 존재하는 3번유출구에서 최대의 냉기가 유출되며 이는 총냉기순환량의 43%를 차지한다.
- 4) 기준조건에서 냉동실 및 냉장실로 분배되는 냉기유량은 약 7 : 3정도로 나타난다.
- 5) 기준조건에서 팬에 의한 정압상승은 약 40Pa이며 증발기에 의한 압력강하량은 약 5Pa이며 이는 총압력손실의 13% 정도를 차지한다.
- 6) 기준조건에서 냉장고 내부에서의 압력강하는 주로 냉기덕트, 귀환덕트, 증발기 및 취출판에 의해서 발생하며 그 중 냉기덕트와 취출판에 의한 압력손실이 가장 크며 그 크기는 23Pa정도이다.
- 7) 팬소비동력을 기준조건으로부터 0.4W 및 1.2W로 증감시킴에도 불구하고 냉동실 및 냉장실로 분배되는 냉기유량비는 기준조건에 비해 거의 변화하지 않는다.
- 8) 팬소비동력이 증가함에 따라 순환되는 총냉기유량은 증가하나 그 증가율은 감소한다. 따라서 에너지절약차원에서 냉장용량에 최적인 팬의 선정이 중요하다.

후 기

이 연구의 일부는 한국과학재단 지정 터보·동력

기계 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 原利, 山川, 紫川, 1989, "233G 家庭用冷蔵の熱流動解析", 日本機械學會シンポジウム講演論文集, pp. 107
2. Launder, B. E., and Sharma, B. I., 1974, "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow near a spinning Disc", *Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 1, pp. 131~138.
3. Parameswaran, S., Srinivasan, A., and Sun, R., 1992, "Numerical aerodynamic simulation of steady and transient flows around two-dimensional bluff bodies using the non-staggered grid system", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol.21, pp. 443~461.
4. Raber., R. R., 1982, "Pressure Drop Optimization and Dust Capacity Estimation for Deep-Pleated Industrial Air Filter Using Small Simple Data", *Proc. of 3rd World Filtration Congress*, pp. 508~511.
5. Private Communication, "Technical data for GR33-2AD", 1993, Goldstar Co., Ltd.
6. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.