

## 냉장고 기계실 내부 열 유동 특성 해석(II)

· 한 병 윤\*, 김 재 열\*, 김 태 훈\*, 김 영 국\*, 이 연 원\*\*

### Characteristics of Heat Flow in a Machine Room of Refrigerator(II)

B.Y. Han\*, J.Y. Kim\*, T.H. Kim\*, Y.K. Kim\*, Y.W. Lee\*\*

**Abstract:** There is a growing concern about energy efficiency at the present time. Even refrigerators can not be omitted from this issue. So the factors have been searched to decrease the consumption of electric power in refrigerators.

It is possible to analyze the numerical data of the cover back machine and the change of condenser shape to find that they affect the consumption of electric power by improving the fluid flow of within the interior of the refrigerator.

As a result, the problems, fluid of the eddy and stationary of the existing refrigerator can be solved partly by the improved model.

**Key words:** Refrigerator(냉장고), Cooling fan(냉각팬), Numerical analysis(수치해석)  
Coefficient of performance(냉동성적계수)

#### 1. 서 론

냉동장치의 주요 구성기기인 압축기, 응축기, 팽창밸브(혹은 Capillary tube) 그리고 응축기를 냉각시키기 위한 냉각 팬이 냉장고 뒷면 기계실 내부에 위치하고 있고, 이를 Cover Back-MC이 기계소음, 기타 이 물질의 출입 등 내부와 차단할 목적으로 설치되어 있는 구조가 현재 일반적으로 가정용 냉장고 기계실에 가장 많이 사용되고 있다. 냉각 팬에 의한 냉장고 기계실의 내부 유동은 압축기가 냉매증기를 압축할 때 강제대류로 인해 Cover Back-MC의 각 토출구를 통해 빠져나간다. 이는 냉장고 기계실 내부 유동에 중요한 인자이다. 냉동성적계수 COP는 압축 일에 대한 냉동효과를 말하고 다음과 같이 계산한다.

$$COP = \frac{\text{냉동효과}}{\text{압축일량}} = \frac{Q_L}{AW} \quad (1)$$

이에 COP를 상승시킬 목적으로 p-h선도상에서 압축기 출구온도와 응축기의 응축온도를 하강시

켰을 경우 응축기에 의해 응축된 냉매 액은 팽창밸브를 통해 감압작용을 함으로써 증발기의 냉동효과  $\Delta h(\text{enthalpy})$ 와 성적계수의 증대 효과를 가져올 수 있고, 냉각 팬에 의한 대류 열전달에서 대류 열전달 계수  $h(\text{heat transfer coefficient})$ 는 냉장고 기계실의 내부온도와 냉각 팬 부위 Cover Back-MC의 토출구의 공기온도에 의해 좌우된다. 이에 각 주요 구성기기의 전면의 Cover Back-MC 토출구의 효율적인 차폐는 COP, 대류 열전달 계수에 그리고 냉장고 소비전력의 저감에 지대한 영향을 미침으로 냉장고 기계실 내부 유동과 유로에 주요한 인자가 된다.

따라서 본 연구의 목적은 Cover Back-MC의 토출구 차폐와 응축기 형상 변경을 통해 냉장고 기계실 내부 유로를 최적화하고자 한다.

#### 2. 수치해석

##### 2.1 지배방정식 및 수치해법

본 연구에서는 수치계산을 위하여 기계실 내부 유체 유동형태는 3차원 정상상태, 비압축성, 난류

\* 부경대학교 대학원

\*\* 부경대학교 기계공학부

냉장고 기계실 내부 열 유동 특성 해석(II)

유동이고, 작동 유체의 물성치들은 일정하게 유지된다는 가정을 하였다. 그리고 예측성능이 우수하고 광범위하게 이용되어지고 있는 표준 k-ε 난류 모델을 사용하였고, 비압축성 정상상태 3차원 난류유동의 지배 방정식은 연속방정식, 운동방정식, 난류운동에너지방정식, 난류운동에너지 소산율방정식으로 구성되었고 다음의 식(2)~(6)과 같다. 그리고, 계수들은 다음과 같이 정의하였다.

$$\frac{\partial U_j}{\partial X_j} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial X_j} \right) + \frac{\partial}{\partial X_j} \left( -\overline{\rho u_j \phi} \right) \quad (4)$$

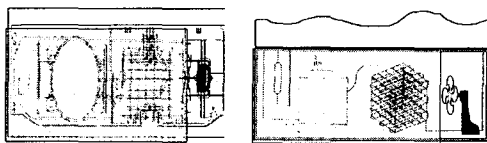
$$\frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu}{\sigma} \right) \frac{\partial k}{\partial X_i} \right] + \mu \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_i \epsilon)}{\partial X_i} &= \frac{\partial}{\partial X_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu}{\sigma} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_i} \right] \\ &+ C_1 \mu \frac{\epsilon}{k} \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

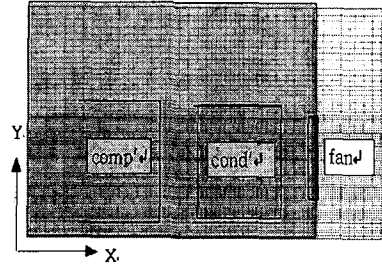
그리고, 계수들은 다음과 같이 정의하였다.

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \\ C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92$$

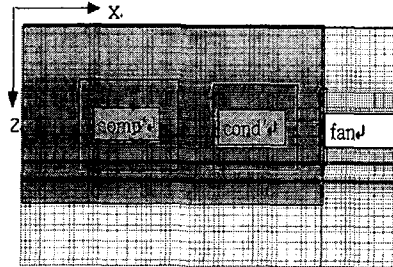
본 연구에서는 PHOENICS V.3.3을 이용하여 수치해석을 수행하였다. PHOENICS는 유한 체적법(finite volume method)에 근간을 둔 Navier - Stokes 방정식 풀이용 상용 프로그램이며 엇갈림(staggered) 격자 방식을 채용하고 있다.



(a) CFD domain in a room of refrigerator



(b) x-y plane



(c) x-z plane

전산해석영역

Fig. 1 CFD domain and 169×125×106 grid system

2,239,250(169×125×106) 개의 격자를 채택하였다.

2.2 경계 조건

출구 조건은 대기압 조건으로 설정하고, 입구 조건으로는 LDV(laser doppler velocimeter)를 이용하여 측정된 냉각 팬의 축방향, 회전방향, 반경방향 속도 성분을 직교 좌표계의 X,Y,Z 성분으로 변환하여 적용하였고, 이의 속도 성분을 적용하여 수치 계산을 수행한 결과 냉각 팬의 속도는 최대 6.11(m/s)을 보였는데 이는 각 방향 속도성분들의 벡터 합성에 의한 결과로 계산을 수행한 후 냉각 팬의 속도로 나타내었다.

$$V(\text{axial}) = -3.5E-0.1 + 11.5434X + 880.559X^2 - 145232X^3 \quad (7)$$

$$V(\text{theta}) = 0.488366 - 38.6426X + 4474.09X^2 - 64420.1X^3 \quad (8)$$

$$V(\text{radial}) = 0.668578 - 29.5547X - 1775.73X^2 + 45170.3X^3 \quad (9)$$

3. 계산 결과 및 고찰

3.1 現 냉장고 유동 패턴

아래 fig. 2, 3와 Table 1에서 같이 기존의 Cover Back-MC를 채용한 모델에 대한 유동 패턴을 분석해 보면 다음과 같다.

압축기 좌측부에서 토출구를 통해 나가지 못하는 유동 벡터들이 압축기 상부로 상승하여 응축기 상부 방향으로 역류가 발생하고, 압축기 상부 표면에서는 응축기 방향으로 역류하며 압축기 최상부 위치로 올라갈수록 유동 벡터들은 압축기 좌측 상부 토출구를 통하여 유출되고 있다. 그리고 압축기·응축기 사이 공간에서의 유동 패턴은 응축기를 지나온 유동 벡터들이 압축기 우측 표면과 충돌하여 응축기 상부 방향으로의 역류와 물받이 부분에서 와류가 발생하여 결과적으로 응축기 입구 라인 온도를 상승시키는 요인이라 생각된다.

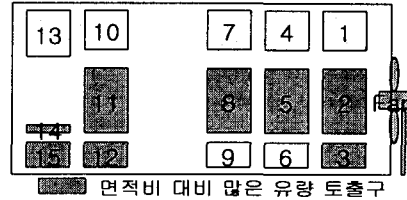
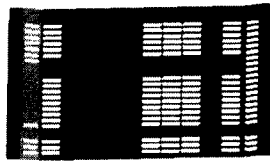


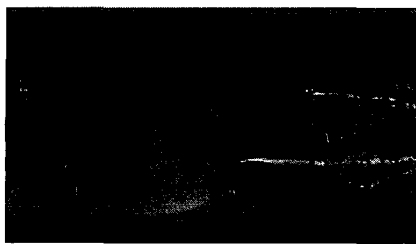
Fig. 3 Mass flowrates of unit area

Table 1 Mass flowrates of unit area

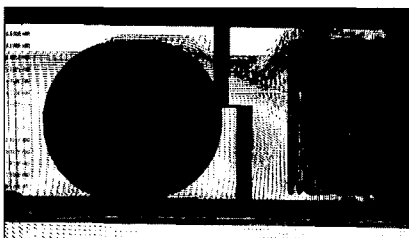
	토출구 번호	질량유량비 (%)	면적비 (%)	단위면적당 질량유량비
응축기 / 냉각공기 / 토출영역	1	4.4	7.2	0.60
	2	18.1	10.9	1.70
	3	4.5	3.6	1.25
	4	3.7	7.2	0.51
	5	12.5	10.9	1.15
	6	2.1	3.6	0.58
	7	2.6	7.2	0.36
	8	15.2	10.9	1.39
	9	1.3	3.6	0.36
압축기 / 냉각공기 / 토출영역	10	6.3	7.2	0.88
	11	11.6	10.9	1.06
	12	6.3	3.6	1.75
	13	5.5	8.4	0.65
	14	2.2	1.2	1.83
	15	3.7	3.6	1.03



(a) Form of original Cover Back-MC



(b) Front view



(c) Top view

Fig. 2 Original Cover Back-MC and flow pattern in a machine room of Refrigerator

3.2 변경모델 선정

압축기 좌측 부 유동 역류에 대한 좌측 토출구 확보할 필요성이 있고(Table 1에서 토출구번호 11, 12, 14 질량유량비가 큼), 압축기 상부유동 역류에 대한 상부토출구 그리고 압축기와 응축기 사이 공간에서의 벽면 충돌에 의한 와류 및 유동 역류에 대한 토출구 확보 필요하고, 응축기 부위로부터 압축기부 위까지 내부 유동의 흐름을 위해 (토출구 번호 2, 3, 5 질량 유량비) 토출구를 차단해야 된다는 결론을 얻었다. 따라서 Fig. 4와 같은 변경모델을 선정하였다.

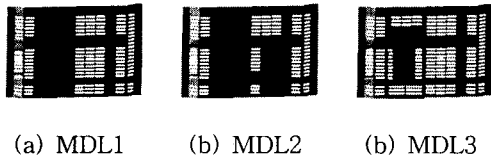


Fig. 4 Forms of the modified Cover Back-MCs

3.3 변경모델 수치해석

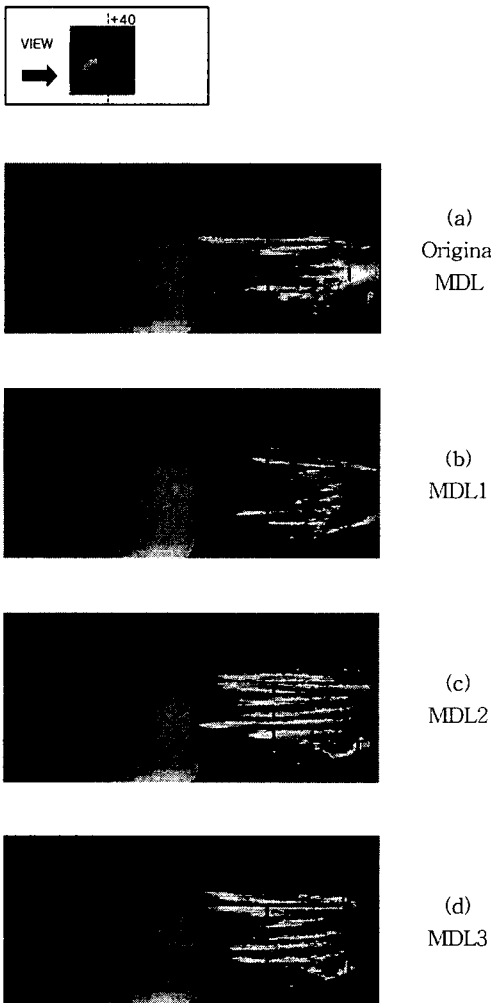


Fig. 5 Front views at +40mm position from center

Figure. 5는 냉각팬을 중심으로 해서 Cover Back-MC쪽으로 +40mm의 수직 단면 속도장을 나타낸 것이다. (c)는 응축기 토출구를 막은 영향에 의해서

유동벡터들이 압축기 상부로 지나가는 것을 볼 수 있고, (d)는 압축기 부위 토출구를 생성함에 따라 압축기 상부, 하부로 유동벡터들이 지나가는 것을 볼 수 있고, 압축기 응축기 사이 공간에서 발생했던 와류와 압축기 상부에서 정체된 벡터들이 압축기부 토출로 인해서 유동벡터들의 원활한 흐름을 볼 수가 있다.

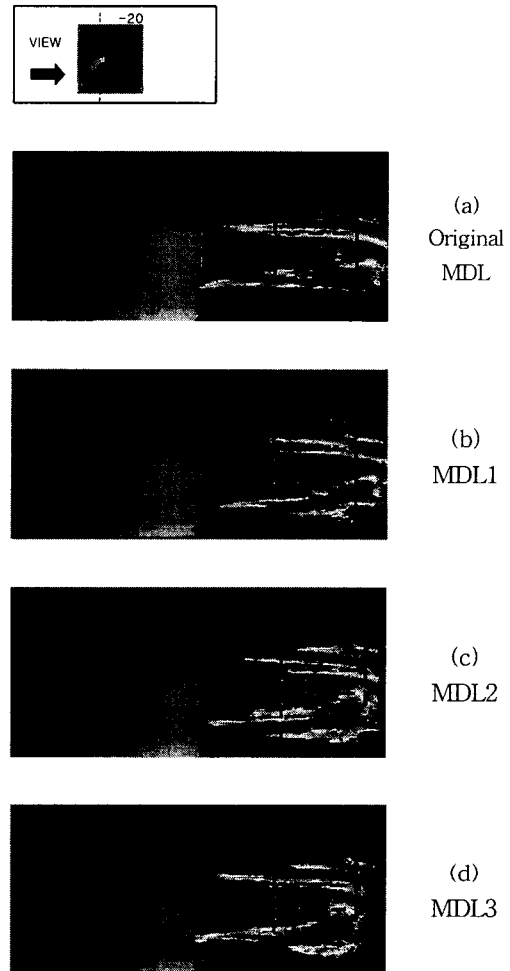
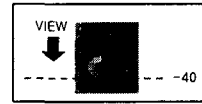
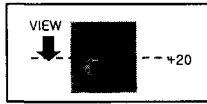


Fig. 6 Front views at -20mm position from center

Figure. 6은 냉각팬 중심을 기준으로 해서 Cover Back-MC쪽으로 -20mm 수직 단면의 속도장을 나타낸다. 압축기 좌측부의 토출구를 확보한 (b), (c), (d)의 변경 Cover Back-MC를 채용한 모델의 유동벡터들이 압축기 좌측부로 진행하는 것을 볼 수 있다.



(a)  
Original  
MDL



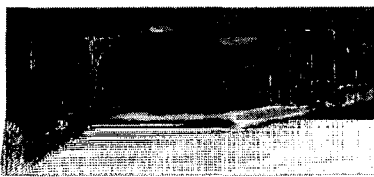
(a)  
Original  
MDL



(b)  
MDL1



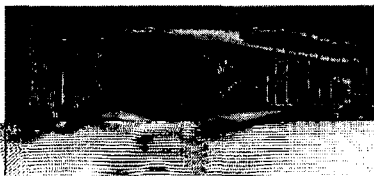
(b)  
MDL1



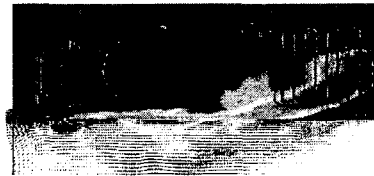
(c)  
MDL2



(c)  
MDL2



(d)  
MDL3



(d)  
MDL3

Fig. 7 Top views at +20mm position from center

Fig. 8 Top views at -40mm position from center

Figure. 7은 냉각팬 중심을 기준으로 해서 Cover Back-MC쪽으로 +20mm 수평 단면의 속도장을 나타낸다. (b), (c), (d)에서 압축기 좌측부로 유동벡터들이 토출되는 것을 볼 수 있고, (c)는 응축기쪽 토출부를 막은 것은 유동벡터들이 토출되지 못하고 압축기 쪽으로 진행되는 것을 볼 수 있고, (d)는 압축기 우측 상부로 토출되는 것을 볼 수 있다. Figure. 8은 냉각팬 중심을 기준으로 해서 CoverBack-MC쪽으로 -40mm 수평 단면의 속도

장을 Back-MC쪽으로 -40mm 수평 단면의 속도장을 나타낸다. Figure. 7도 마찬가지로 압축기 좌측부로 유동벡터들이 토출되는 것을 볼 수 있고, (d)의 경우 압축기 하부쪽을 토출구를 생성한 경우 유동벡터들이 토출되는 것을 볼 수 있다. 그리고 Figure. 7, 8의 수평단면은 좌우 대칭이 아닌 축대칭이기 때문에 냉각팬 수평 중심으로 +는 기계실 안쪽으로 -는 Cover Back -MC쪽으로 유동벡터들의 흐름을 볼 수가 있다.

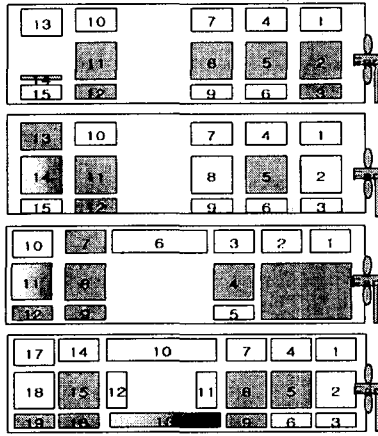


Fig. 9 Mass flowrates of the Original and modified Cover Back-MCs

Table 2 Mass flowrates of the Original and modified Cover Back-MCs

토출구	기준 모델	MDL1	MDL2	MDL3
1	0.60	0.73	0.22	0.28
2	1.70	0.33	0.22	0.47
3	1.25	0.37	0.22	0.28
4	0.51	0.72	1.53	0.28
5	1.15	1.47	0.93	1.23
6	0.58	0.65	0.97	0.55
7	0.36	0.65	1.45	0.28
8	1.39	0.90	1.47	2.31
9	0.36	0.94	1.59	1.18
10	0.88	0.82	0.91	0.33
11	1.36	0.55	1.06	0.54
12	1.75	2.08	1.29	0.54
13	0.65	1.09		2.03
14	1.83	1.03		0.97
15	1.03	0.27		2.05
16				2.37
17				0.89
18				0.89
19				1.82

Figure. 9와 Table 2는 기존 Cover Back-MC와 변경 Cover Back-MC에 대한 질량유량비를 비교한 것이다. MDL1, 2 Cover Back-MC은 압축기 좌측부 토출구를 생성한 부위의 질량유량비가 높음을 볼 수 있고, MDL3 Cover Back-MC은 압축기 기부에서 질량유량비가 높음을 볼 수가 있다.

### 3.4 응축기 형상변경



(a)Original Condenser (b) Change of condenser shape

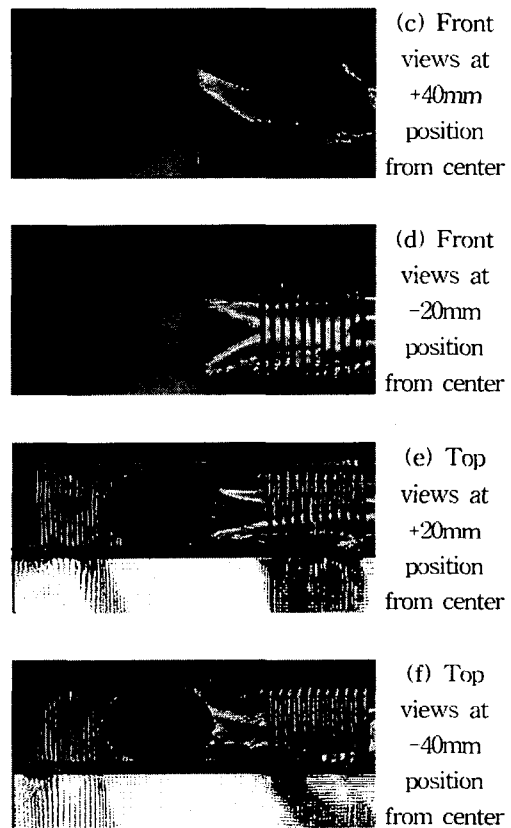


Fig. 10 Computational Results of a modified condenser

냉장고 기계실 내부 최적화를 위해 응축기 형상을 변경시켜 보았다. 육면체 형태의 기존응축기의 형상은 냉각 팬에서 불어오는 내부 유동이 응축기의 형상에 의해서 압축기 쪽으로의 흐름을 방해하는 것을 볼 수 있다. 이는 팬의 중심부에서 blade tip 쪽으로 점점 더 속도가 빨라지는 특성을 이용해서 변경(Circular-type) 응축기를 생각해 보았다. 그 결과 Fig. 10에서 보는 바와 같이 중심부에서는 압축기까지 기존 모델의 응축기에 비해 응축기를 통과한 유동벡터의 크기가 크고 흐름에 방해받지 않음을 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

Cover Back-MC 토출부 차폐와 응축기 형상 변경을 통해 냉장고 기계실 내부 유로 최적화시킴으로 열 유동의 특성을 파악하였고, 냉장고 소비 전력 저감을 위해 내부유동이 냉장고 기계실에 미치는 영향에 대한 연구를 하면서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Cover Back-MC 토출구 생성  
Figure. 9와 Table 2의 기존 및 변경 Cover Back-MC의 질량유량비를 통해서 압축기 부주위에 토출구를 생성한 모델에 대해 그 토출구의 질량유량비가 높음을 알 수 있다. 이는 응축기와 압축기를 거친 기계실 내부 유동이 Fig. 4에서와 같이 정체되거나 역류되지 않고 압축기부를 통해 빠져 나감을 볼 수 있다. 이는 압축기(shell)부 온도 저감 효과를 가져오고, 압축기의 일을 줄이는 효과를 가져올 수 있다.
- 2) 응축기 형상 변경  
Figure. 5, 6, 7, 8, 10의 기존 및 변경 Cover Back-MC 그리고 응축기 형상 변경을 통해 기존 응축기와 변경 응축기를 비교해 보면 응축기부 유동과 응축기를 지나온 유동벡터들이 압축기·응축기 사이공간과 압축기 상부에 정체 또는 역류되지 않는 것을 볼 수 있다.

#### 참고문헌

[1] 김재열 외 6인 “냉장고 기계실 내부 열 유동 특성 해석”, 한국동력기계공학회 추계학술대

회논문집 pp.99~104, 2001  
 [2] 유상신, 정민기, 차경욱 “냉동공학 및 공기조화” 동명사 pp.37~74, 2001  
 [3] 윤정인 외 17인 “냉동설비공학” 태훈출판사 pp.53~170, 1997  
 [4] 윤제호, 박승상, 류호열, “냉장고 성능평가 기술”, 공기조화 냉동공학회, 제23권, 제2호, pp.85~96, 1994  
 [5] 오민정, 이재현, 오명도, “냉장고 내부의 냉기 유동특성에 관한 3차원 해석(I)”, 空氣調和·冷凍工學 論文集 第7卷, 第3號, pp.382~395, 1995  
 [6] 송규석외 4인, “전자냉동 김치독의 열유동 및 성능 특성”, 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제7호, pp. 928~936, 1999  
 [7] 엄윤섭, 부정숙, 윤인철, “냉장고의 냉동실 내 냉기 덕트 내부의 유동해석”, 韓國船舶機關學會誌, 第24卷, 第4號, pp.509~514, 2000  
 [8] 이영환외 6인, “냉동실 결빙 메카니즘 정량화 및 착사량 최소화에 관한 연구”, 한국동력기계공학회 춘계학술대회논문집 pp.64~70, 2001