

냉장고의 냉동실내 냉기 덕트 내부의 유동해석

엄운섭* · 부정숙** · 윤인철*

Numerical Analysis of Fluid Flow in Freezer Duct of Refrigerator

Y. S. Eom · J. S. Boo · I. C. Yoon

Key words : Refrigerator(냉장고), k- ϵ model(k- ϵ 난류모델), FDM(유한 차분법), Turbulent(난류), Noise(소음)

Abstract

A numerical study has been performed to design duct parameters in the freezer of a domestic refrigerator. The visualization results of FDM analysis using the standard k- ϵ model with inlet boundary conditions modelled in this paper show good agreements with the experimental ones in predicting overall flow characteristics. Dominant vortex flows are found in the left upper and right lower corners, while there exists large turbulent kinetic energy around the fan and right upper side of the fan. It, in turn, has effects on the performance and noise. It is recommended to locate the outlet far away from the fan in order to reduce the noise level.

1. 서 론

일반적으로 가정용 냉장고는 음식을 영하 18°C 이하로 보관하는 냉동실과 3~5°C의 음식을 저장하는 냉장실로 구성되어 있으며 팬에 의해서 순환되는 냉기는 냉기 덕트를 통하여 냉장실과 냉동실의 병렬 유로를 순환하게 된다. 냉기 덕트의 흡입구 및 토출구는 냉장실과 냉동실의 풍량 분배비에 직접적인 영향을 미치고, 이는 차례로 냉동/냉장실의 온도 성능에도 영향을 미치며 냉장/냉동실내의 공기에 포함된 습기가 토출구로 역류할 경우 덕트내

에 결빙현상이 발생하기도 하므로 그 설계에 있어서 신중함이 요구된다. 또한 팬이 설치된 위치에 따라 발생하는 강한 와도의 영향으로 복잡한 유동현상이 일어나서 소음이 발생하기도 한다. 따라서 이러한 덕트 내부의 유동장을 측정하여 성능을 향상시키고 소음을 저감하기 위한 연구들이 시도되고 있다. 김진권, 강신형⁽¹⁾ 등은 뒷판이 있는 프로펠라 팬에서 뒷판의 간격 영향에 의한 성능과 유동특성에 대하여 연구하였고 田中 章三⁽²⁾은 팬주위에 안내판을 설치하여 와를 제거하여 소음을 저감하였다. 공력소음은 Litghthill^(3,4)에 의해 이론적으로 연구

* LG전자(주) D.A. 사업본부 연구소(원고접수일 : 2000년 4월)

** 부산대학교 기계공학부 기계기술 연구소

되었으며 Curle⁵⁾에 의해서 고체벽면의 영향을 고려한 방정식의 해가 구해졌으며 차원해석에 의해 단극자, 쌍극자, 사극자 소음원의 소음파워는 각각의 유속의 4, 6, 8승에 비례하는 것으로 나타났다.^{6,7)} 본 연구에서는 소음에 영향을 주는 유속 및 난류 운동 에너지 분포를 구하기 위해 표준 k-ε 난류모델을 사용하여 3차원 유동 해석을 하였고 팬이 설치된 냉기 덕트의 입구에 팬을 대체한 입구 경계조건을 주기 위해 팬의 출구 속도를 축 방향과 반경 방향 속도로 나누어 실제 팬 출구 속도와 근사하게 가정된 방정식을 이용하였다. 또한 수조 중에서 가시화한 실험 결과와 비교하여 해석 결과를 검증하였다.

2. 수치 계산

2-1. 난류모델

Lauder and Spalding⁸⁾에 의해 해석되어 적용된 k-ε 모델의 기본방정식은 연속방정식, 운동량 방정식, 그리고 난류 운동에너지와 난류 에너지 감쇄율에 관한 두개의 전달방정식으로 구성되어 있다. 비압축성 정상유동에 대한 기본적인 연속방정식과 운동량방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \tag{1}$$

$$U_i \frac{\partial U_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right] \tag{2}$$

여기서 U_i, U_j 와 u_i, u_j 는 평균속도성분과 난류 섭동 성분을 의미하며 P 는 압력을 ρ 와 ν 는 유체의 밀도와 동 점성계수를 나타낸다.

식 (2)의 레이놀즈 응력은 일반적으로 부시네스크(Boussinesq)의 와 점성 가정에 의해 다음과 같이 모델링 된다.

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \tag{3}$$

2 방정식 모델은 와 점성계수를

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{4}$$

와 같이 정의하며 여기서 k 와 ϵ 은 다음과 같은 전달방정식의 해를 구함으로써 얻어진다.

$$\frac{dk}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial X_i} \left[u_i \left(\frac{u_i u_j}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \right] + P_k - \epsilon \tag{5}$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial X_i} (\epsilon' u_i) + C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} \tag{6}$$

식에서 P_k 는 평균유동에 의한 난류에너지의 생성률이다.

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \tag{7}$$

와 같이 된다.

2-2. 수치해석 방법

지배방정식의 수치해석은 유한 체적 법으로 해석하였고 격자의 발생은 곡선격자(body fitting) 좌표계를 사용하였으며 SIMPLE Algorithm⁹⁾을 적용하였다. 해석을 위하여 범용 패키지인 FLOW3D를 사용하여 계산하였으며 지배방정식을 해석하기 위한 각 항목별 차분화 scheme과 발

Table 1. Scheme and relaxation factor in governing equation

| | scheme | relaxation factor |
|--|--------------------|-------------------|
| Velocity | Hybrid | 0.65 |
| Pressure | Central Difference | 1.0 |
| Turbulent kinetic energy | Hybrid | 0.7 |
| Turbulent kinetic energy dissipation ratio | Hybrid | 0.7 |

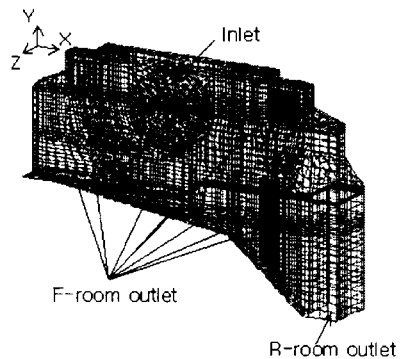


Fig. 1 Grid distribution

산을 방지하기 위한 Relaxation factor는 Table 1.에 주어진다.

Fig.1은 본 연구에서 계산을 위해 잡은 격자의 분포를 나타낸 것으로서 유동이 복잡한 팬 주위와 역류가 발생하기 쉬운 토출구 주변에서는 조밀한 격자배열을 하였으며 전체 요소의수는 17,536개로 하였다.

2-3. 경계조건

입구 경계 조건의 속도는 팬 중심에서 익형 끝단까지의 반경이 55mm이고 허브의 반경이 12.5mm인 프로펠라 팬에서 토출되는 공기의 평균 속도를 정은 열선 풍속계로 측정한 실험값을 기준으로 계산의 편의를 위하여 팬 이론에 따라 유도한 계산식을 사용하였다. Fig. 2는 축 방향 속도로 실험과 계산에 의한 속도 분포를 나타내며 실험값은 허브부에 역류가 있으며 중심에서 75%지점에 최대값을 가지나 계산식은 허브부에 역류가 없는 것으로 하여 프로펠라 팬의 중심에서 허브끝단인 12.4mm까지의 속도는 0이고 중심에서 75%지점인 41.25mm에서 최대값을 가지고 익형의 끝단에서의 속도가 0이 되는 가정으로부터 풍량 1.16m³/min 일 경우 속도분포를 구한 것이다.

Fig. 3은 반경 방향의 팬 토출 속도를 구하기 위한 정압 분포로서 중심에서 끝단까지 선형적으로 변한다고 가정하여 풍량 1.16m³/min 일 경우 팬 테스트에 의하여 계측된 팬 전단과 후단에 걸리는 팬 정압 22.55Pa로부터 구하였다. Fig. 4는 반경 방향 속도분포로 팬의 반경 방향 흡입 속도를 0으로 가정하여 팬 이론에 따라 구한 반경 방향 토출 속도 V_t는 다음 식으로 표현된다.

$$V_t = \frac{1}{\eta \cdot \rho \cdot u} (P_s + \frac{1}{2} \rho V_a^2)$$

여기서 P_s는 Fig. 3의 정압을 나타낸다.

냉동실 냉기 덕트를 해석하기 위한 경계조건을 Table 2.에 표시하였다.

여기서 r은 팬 중심에서의 거리를 나타내며 단위는 mm이고 P_f는 F-room의 압력을 P_r은 R-room의 압력을 나타낸다.

2-4. 해의 타당성 검증

격자의 수에 따른 해의 타당성을 검증하기 위하여 현재의 요소 개수 17,536개에 대하여 50%, 75%, 125%만큼 격자를 생성하여 계산을 수행하였다. Fig. 5의 (a)-(d)는 Z=12mm위치에서 팬의 중심을 통과하는 X축을 따라 요소 개수에 따른 유동성분들의 분포를 나타내는 것으로 각각 속도의

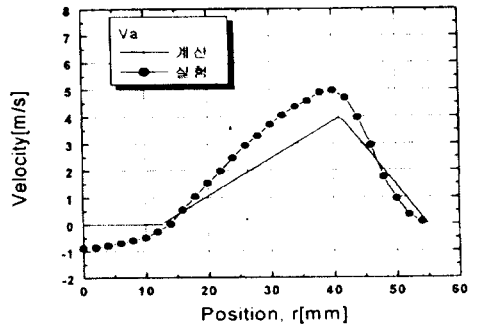


Fig. 2 Axial velocity distribution

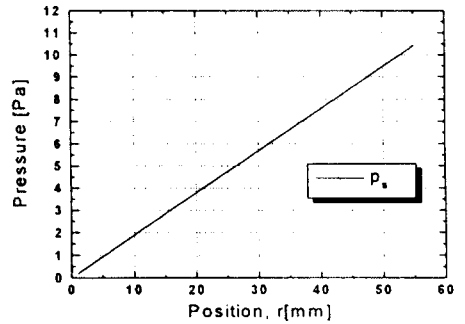


Fig. 3 Static pressure distribution

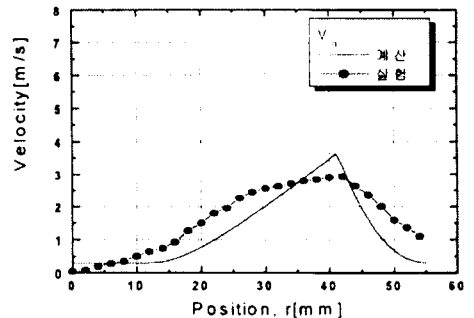


Fig. 4 Tangential velocity distribution

Table 2. Boundary conditions for the flow geom-etry

| | | Boundary condition | |
|---------|--|--|--------------------------|
| In let | Velocity | $V_a=0$ | $(0 < r < 12.4)$ |
| | | $V_a = 138.94 r - 1.737$ | $(12.4 \leq r < 41.25)$ |
| | | $V_a = -290.51 r + 15.978$ | $(41.24 \leq r \leq 55)$ |
| | Turbulent kinetic energy | $k = 1 \times 10^{-4}$ | |
| | Turbulent kinetic energy dissipation ratio | $\epsilon = 1 \times 10^{-4}$ | |
| Out let | Pressure | $P_r=0.0$ | |
| | | $P_r=1.43$ | |
| | Velocity | $\frac{\partial U}{\partial X} = 0$ | |
| | Turbulent kinetic energy | $\frac{\partial k}{\partial X} = 0$ | |
| | Turbulent kinetic energy dissipation ratio | $\frac{\partial \epsilon}{\partial X} = 0$ | |

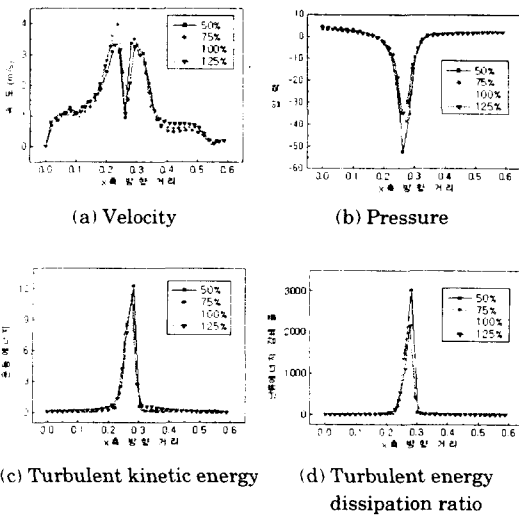


Fig. 5 Compare of parameters according to number of elements

크기, 압력, 난류 운동에너지 및 난류 에너지 소산율을 보여주고 있다. Fig. 5(a)와 같이 속도크기가 팬 중심의 좌측에서 진동함을 보이기는 하나, 격자의 수를 100%에서 25%증감시키더라도 Fig. 5의 네 개 변수 각각의 평균값들은 격자수가 100%인 17,536개일 때의 평균값의 2%이내에 있으므로 수렴된 것으로 볼 수 있다. 따라서 요소의 수 17,536개를 기준으로 해석을 수행한다.

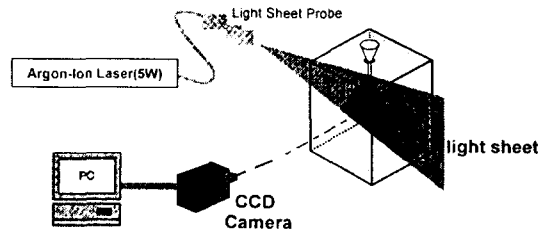


Fig. 6 Experimental apparatus of visualization

2-5. 가시화 실험 방법

냉기 덕트 내부의 유동을 가시화하기 위한 실험 장치를 Fig. 6에 나타내었다. 수조에 물과 비중이 일치하는 PSP입자를 투입한 후 5kW의 Ar-Ion 레이저를 사용한 레이저 시트를 냉기 덕트에 조명하여 CCD 카메라로 가시화 화상을 저장하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 7은 냉기 덕트의 Z방향으로 1/2지점인 Z=12mm에서의 속도분포를 나타낸 것으로 팬이 있는 지점의 우측 상단에 유동방향이 좌우로 나누어지고 있으며 팬 중심에서 멀어질수록 유로가 넓어지기 때문에 속도가 작아 지고 있다. 또한 좌측 상단에 작은 와가 발생하며 우측 하단에서는 큰 와가 발생하고 있어서 냉장실의 습도가 높을 경우 결

빙의 원인이 되고 있다.

최고속도는 약 5m/s로 팬 중심위치의 상단에서 발생하며 팬 주위의 유속은 4m/s로 넓게 분포하고 있어서 이곳이 주 소음원이 되므로 소음을 저감하기 위하여 냉동실의 토출구는 팬 주위를 벗어난 먼 곳에 두어야 한다. 전체적으로 속도는 좌측이 우측보다 높아 냉장실의 좌우 상단 토출구를 통하여 나오는 유량은 좌측이 우측보다 많이 나오므로 냉장실의 온도를 균일하게 하기 위하여 좌우 토출구를 통한 유량이 동등하도록 우측의 토출구 면적을 넓혀야 한다. Fig. 8은 냉장고 냉기 덕트의 가시화 실험 결과로 팬의 우측 상단 부분에 유동이 나누어지는 Fig.7의 해석 결과와 잘 일치하고 있다. Fig. 9는 유선의 분포를 나타낸 것이다. Fig.7에서와 마찬가지로 우측 하단에 큰 와를 보여주고 있다. 이것은 팬 상단에서 토출된 공기가 빠른 속

도로 우측 벽면을 따라 냉장실로 빠져나감에 따라 냉장실 출구 좌측 하단에서 공기가 유입되기 때문이다. 팬의 하단에서 유입된 공기는 상단 좌우 토출구를 통하여 빠져나가고 있다

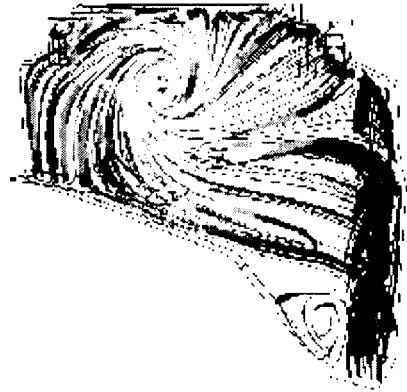


Fig. 9 Stream line at Z=12mm

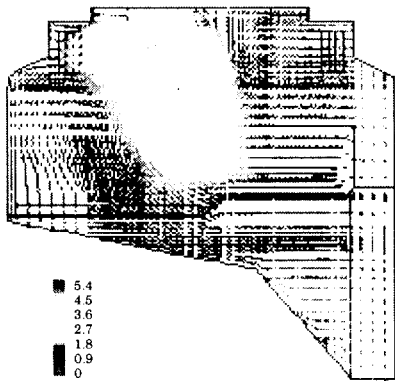


Fig. 7 Velocity vectors at Z=12mm

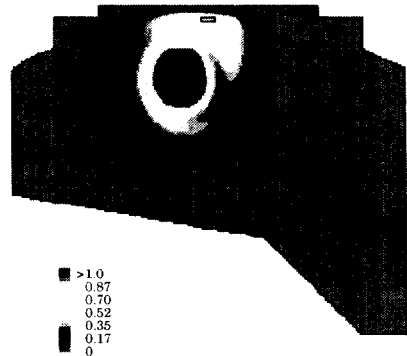


Fig. 10 Turbulent kinetic energy at Z=12mm

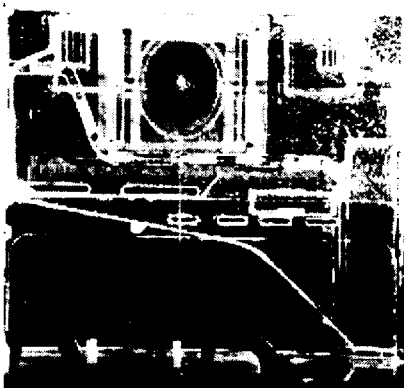


Fig. 8 Visualization of refrigerator

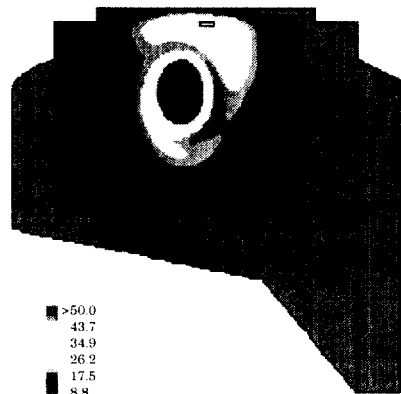


Fig. 11 Turbulent energy dissipation ratio at Z=12mm

Fig. 10은 난류 운동에너지를 나타내며 팬 주위에 가장 큰 에너지를 가지고 있으며 Fig.7 에서 속도의 방향이 바뀌는 팬 중심 우측 상단에 큰 난류 운동에너지가 발생하고 있다. 유동 소음은 주로 난류에 의해서 발생하므로 팬 우측 상단에 발생하는 난류 운동 에너지를 없애기 위해 팬은 상단부로부터 멀리 떨어진 곳에 설치하여야 하며 가능한 팬 중심과 우측상단에는 토출구를 만들지 않아야 한다.

Fig. 11은 난류 에너지 감쇄율을 나타내고 있으며 Fig. 10과 거의 유사한 분포를 보이고 있으며 난류 운동에너지가 크면 난류 에너지 감쇄율도 크게 되어 서로 비례하고 있다.

4. 결 론

냉장고 냉동실내 냉기 덕트 내부의 유속 분포를 구하기 위하여 표준 k-ε 난류 모델을 사용하고 유동장의 입구조건을 실제 프로펠라 팬의 유동과 근사하게 상사하여 해석한 결과를 수조에 의한 가시화 시험결과와 비교한 결과 잘 일치하였으며 해석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 냉기 덕트의 좌측 상단과 냉장실로 내려가는 우측 하단에 큰 와가 발생하고 있다.
- (2) 팬의 하단에서 흡입된 공기는 상부 토출구를 빠져나가고 상부에서 흡입된 공기는 하부 토출구 및 냉장실로 빠져나가고 있다.
- (3) 팬이 설치된 우측 상단부에서 유동이 좌우로 나누어지고 강한 난류 성분이 존재하므로 공기 토출구는 팬 주위 먼 곳에 위치하여야 한다.

참고문헌

1. 강신형, 김진권, 이승배, "뒷판이 있는 소형 프로펠러 팬의 성능 및 유동특성", 대한기계학회 논문집, 제20권, 제4호, pp. 1491~1500, 1996.
2. 田中 章三, "저소음화 대책법과 그의 적용례", 일본기계학회 관서지부 제 199회 강연회 교재, pp.41~50, 1993
3. M. J. Lighthill, "Sound Generated Aerodynamically, The Bakerian Lecture", pp. 146~182,

1961

4. M. J. Lighthill, "Jet Noise", AIAA, Vol. 1, No. 7, pp. 1507~1517, 1963.
5. N. Curle, "The Influence of Solid Boundaries Upon Aerodynamic Sound", Proceeding of Royal Society of London, Series A, 231, pp. 505~514, 1955.
6. H. S. Ribner, "The Generation of Sound by Turbulent Jets", Advances in Applied Mechanics, Academic Press, pp. 103~182, 1964.
7. Reyleigh, Lord, "The Theory of Sound", 2nd ed., MacMilla, 1945
8. Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Comp. Math. In App. Mech. And Eng., Vol. 3, pp. 269~289, 1896
9. Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill, pp. 126, 1980.
10. AEA Industrial Technology "FLOW3D User Manual Release3.2", 1992

저 자 소 개



嚴允燮 (嚴允燮)

1956년 10월생, 1983년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1983년~1984년 현대자동차(주) 근무. 1988년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1993년 부산대학교 대학원 기계공학과 수료(박사). 1988년~현재 LG전자(주) D. A 연구소



夫精淑 (夫精淑)

1944년 7월생, 1968년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1975년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1986년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1972년~현재 부산대학교 기계공학과 교수.



尹仁喆 (尹仁喆)

1971년 3월생, 1993년 한양대학교 기계공학과 졸업. 1995년 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1995년~현재 LG전자(주) D. A. 연구소