

방열기 및 냉각팬을 고려한 엔진룸 내부유동 해석

Numerical Simulation on Flows inside an Engine Room with Radiator and Cooling Fan Models

김사랑¹, 이승철¹, 이경현¹, 허남건¹
S. L. Kim, S. C. Lee, K. H. Lee, N. Hur

Recently, for the thermal system design in an engine room, the importance of the numerical analysis on the heat and fluid flow has been recognized. In the present study, the flow inside an engine room with complex geometry was analysed by use of TURBO-3D program being developed in KIST. Radiator and Cooling fan were simulated by porous media and momentum sources, and the result shows a good agreement with our expectation.

1. 서론

최근의 자동차 엔진의 고출력화에 따라 엔진에서 발생하는 열량이 높아지고, 자동차의 스타일과 공기항력의 감소를 위하여 차의 전반부가 낮아져 냉각공기 유입부의 면적이 점점 작아지며, 또한 밀집된 엔진룸의 형태로 인하여 냉각 공기의 유동이 통과하는 공간이 줄어들고 있어서 엔진룸 내의 열환경을 적절히 유지하기는 점점 어렵게 되고 있다[1]. 또한, 엔진냉각과 탑승부의 공기조화를 위하여 유입되는 유량은 거의 모두 운동량 소멸에 해당되며 자동차 공기항력의 10% 가까이 차지한다[2]. 그러므로 자동차 항력의 예측시에 이러한 영향도 반드시 고려되어야 한다. 엔진룸 내부의 유동통로는 일반적으로 매우 복잡하므로 반드시 3차원 계산 또는 실험에 의하여 연구가 진행되어야 한다. 최근에는 허 남건 등[3, 4], 류 명석과 이 은준[5] 및 조 장형과 장 성종[6] 등에 의한 연구가 발표된 바 있다.

2. 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 사용된 지배방정식은 비압축성 유체에 대한 정상상태의 Navier-Stokes 방정식으로 이를 직교좌표계 y 와 일반좌표계 x 와의 좌표변환 $y^j=y^j(x^j)$ 의 Jacobian J 를 구성하는 행렬 $\partial y^j/\partial x^j$ 의 cofactor β^i 를 사용하여 일반경계밀착좌표계에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

연속방정식:

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} (\rho u_m \beta^{mj}) = S_m \quad (1)$$

운동량 방정식:

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m u_i - T_{mi}) \beta^{mj}] = S_i^u + S_{i,rad} + S_{i,fan} \quad (2)$$

스칼라 방정식:

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m \phi - q_m) \beta^{mj}] = S_\phi \quad (3)$$

여기에서 u_i , ρ 및 S_i^u 는 각각 속도, 밀도 및 난류운동량생성항이며, $S_{i,rad}$ 와 $S_{i,fan}$ 은 방열기 및 팬의 존재에 의한 운동량 생성항이며, 자세한 설명은 이후에 방열기와 팬의 수치적인 모델링에서 논의하겠다. 그리고 사용된 다른 변수는 다음과 같다.

$$T_{mi} = -p \delta_{mi} + \frac{1}{J} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x^n} \beta_m^n + \frac{\partial u_m}{\partial x^j} \beta_i^j \right)$$

$$q_m = \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_n} \frac{1}{J} \beta_m^n$$

$$S_k = G - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$S_\epsilon = C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

식에서 μ 는 난류의 효과를 포함하는 유효점성계수, Γ_p 는 스칼라양의 확산계수를 나타낸다. S_k 와 S_ϵ 은 난류운동에너지와 난류소산률의 생성항을 나타내고 난류강도의 생성률은 $G = \tau_{ij} (\partial u_i / \partial y_j)$ 이다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였으며, 다음과 같은 난류계수들을 사용하였다.

$$C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.2, C_1=1.44, C_2=1.92 \quad (5)$$

본 연구에서 사용된 경계조건은 자동차의 앞쪽면은 입구, 자동차의 뒤쪽면은 출구, 자동차의 상, 좌, 우측면은 대칭면 그리고 열차의 아랫쪽면은 벽면 경계조건이 각각 사용되었다. 입구면의 유입속도는 20m/s로 균일하게 주었고, 난류강도는 유속의 7%로 간주하였다. 또한 벽면에서는 벽함수를 사용하였다.

3. 방열기와 팬의 수치적 모델링

본 연구에서는 KIST의 Turbo-3D 유동해석 패키지를 개선하여 유동장을 해석하였다. 방열기를 3차원 다공성 매질로 모델링하였고, 냉각팬을 모멘텀 소스로 모델링하였다.

3.1 방열기의 모델링

본 논문에서는 방열기로 인한 유동저항을 묘사하기 위해 방열기를 다공성 물질로 간주하여, 다공성 물질의 총압력강하 요인이 다공성물질의 전체 제어체적에 고르게 분산되어 있다는 분산압력 저항개념을 도입하였다. Vafai and Tien[7]은 Darcy[8]가 제안한 식인

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} U_D \quad (6)$$

가 가지고 있는 단점을 제거하고 확장하여,

$$\frac{dp}{dx} = -(\alpha_i + \beta_i \vec{u}) u_i \quad (7)$$

가 됨을 보였으며, 본 연구에서는 이를 이용하였다.

3.2 냉각팬의 모델링

자동차 엔진 내부와 같은 밀폐공간에서 엔진 냉각을 위한 연속적인 순환유동을 발생시키기 위해서는 유체를 강제 순환시키기 위한 팬이 필요하다. 실제적으로 팬 주위에서의 국소적인 유동특성은 팬의 회전속도와 팬의 날개 형상등의 기하학적 형태에 따라 상이하하며, 매우 복잡한 속도분포와 난동성분을 가진다. 본 연구에서는 유체유동을 발생시키는 팬을 수치적으로 모델링하기 위해 아직 정형화된 식으로 나타낸 처리방법이 개발되지 않았으나, 다공성 매질의 반대되는 개념으로 모멘텀을 크게해 주는 소스라고 가정하여 처리할 수 있다고 생각하여 다음과 같이 가정하였다.

$$\frac{dp}{dx} = s_m u_i \quad (8)$$

4. 수치해석 방법

본 논문에서는 대류항의 계산에 있어, 현재 가장 널리 쓰이고 있으며 안전성이 뛰어난 상류 차분법(upwind differencing scheme)을 사용하였다. 압력장을 풀기 위해서는 연속방정식으로부터 압력을 계산할 수 있는 방정식을 유도하여 속도와 압력을 연관시켜 계산하는 Algorithm이 필요하며, 본 연구에서는 그 형태가 간단하고 가장 많이 사용되는 SIMPLE Algorithm[9]을 사용하였다. 또한 비엇물림격자(Non-staggered mesh, Collocated mesh)사용시 발생하는 압력의 decoupling 방지를 위하여 Rhie & Chow의 운동량 보간법[10]을 사용하였다. 최종적인 이산화방정식의 해를 구하기 위한 solver로는 속도 및 스칼라량 계산에는 SIP(Strongly Implicit Procedure)[11]를 사용하였고, 압력 계산에는 MCGM(Modified Conjugate Gradient Method)[12]을 사용하였다. 수치해석에 대한 상세한 내용은 참고 문헌[13]을 참조하기 바란다.

5. 결과 및 검토

본 연구실에서 개발하고 있는 TURBO-3D를 이용하여 자동차 엔진룸내부 유동해석에 대한 수치계산을 수행하였다. Fig. 1은 본 논문에서 사용한 계산격자를 나타낸 그림이다. 격자의 갯수는 각 방향에 대해서 130 x 70 x 48 이고 총 436,000개의 격자를 사용하였다. 이중 엔진룸에 사용된 격자수는 74,000개이다. 그림에서 보듯이 자동차 주위와 벽근처에 격자를 밀집시켰다. Fig. 2는 엔진룸 내부형상을 나타낸 그림이다.

계산은 본 연구실에서 보유하고 있는 IRIS INDIGO2 Workstation(Main memory 96MByte)을 사용하

였다. 계산시간은 매 iteration마다 4분이 소요되었고, 수렴판정조건으로는 입구에서의 운동량으로 정규화한 각 cell에서의 운동량 유수의 합과 연속방정식에서의 유수의 합이 모두 10^{-3} 보다 작아질때로 정하였다.

방열기와 냉각팬의 처리에 대한 검증을 위하여 Table. 1의 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 3은 각 조건에 따른 엔진룸 내부의 속도벡터를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 Fig. 3(a)와 같은 방열기와 냉각팬이 없는 경우, 엔진의 좌측 상단근처에 큰 재순환 영역이 생기는 것을 볼 수 있다. 이로인해 엔진 주위의 속도분포가 고르지 못함을 보여준다. 그러나 Fig. 3(b)와 같이 방열기가 존재함으로써 방열기를 지나가는 속도는 크게 줄어들지만, 엔진 좌측 상단의 재순환 영역이 앞쪽으로 당겨지고 그 크기 또한 적어져서 엔진주위의 속도분포는 방열기가 없을때 보다 고르게 분포됨을 알 수 있다. Fig. 3(c)는 방열기와 냉각팬이 존재할 경우로서, 방열기를 지나온 유동의 속도는 냉각팬을 지나면서 증가하는 것을 볼 수 있고, 방열기만 있는 Fig. 3(b)보다 전체적인 속도분포는 유사하나, 속도벡터의 크기가 다소 커짐을 알 수 있다. Fig. 4는 각 조건에 대한 엔진룸 내부의 압력분포를 나타낸 그림이다. 방열기가 존재함으로써 방열판을 지나면서 압력이 감소되는 것을 볼 수 있고, 냉각팬이 존재하므로 냉각팬을 지나면서 압력이 증가됨을 볼 수 있다. Fig. 5는 각 조건에 따른 엔진룸 내부의 난류에너지 분포를 보여준다. 압력분포와 유사한 분포를 보여준다.

4. 결론

본 KIST에서 개발한 TURBO-3D 프로그램을 복잡한 형상을 가진 엔진룸 내부 유동해석에 적용할 수 있었다. 엔진룸 내부유동을 해석하는데 있어서, 방열판 및 냉각팬의 영향을 고려하여 3차원 엔진룸 유동해석을 수행하였으며, 방열기 및 냉각팬을 다공성 매질 및 모델링 소스로 모사할 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 1995년도 선도기술개발사업의 일환인 차세대자동차 저공해 공통기반기술중 하나인 엔진룸 내부유동해석 기술개발과제의 일부로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 사의를 표한다.

참고문헌

- [1] Williams, J., "An Automotive Front-End Design Approach for Improved Aerodynamics and Cooling," SAE Paper 850281, 1985.
- [2] Garrone, A. and M. Masoero, "Car Underside, Upperbody and Engine Cooling System Interactions and Their Contributions to Aerodynamic Drag," SAE Paper 860212, 1986.
- [3] 허남건, 김광호, 조장형, 조원국, 윤성영, "자동차 공기역학 수치해석 기술 연구," 한국과학기술연구원 보고서 BSI397-4577-2, pp. 35-46, 1992.
- [4] 허남건, 김사랑, 조원국, 이경현, 안이기, 이승철, 엔진룸 내부유동 해석기술 개발(I), 한국과학기술연구원 보고서, BSI1575-5337-2, 1994.
- [5] 류명석, 이은준, "엔진룸내 3차원 열유동에 관한 수치적 연구", 한국자동차공학회, 추계학술대회, pp. 229-234, 1994.
- [6] 조장형, 강성종, "3차원 엔진룸내 냉각유동해석 기술연구", 한국자동차공학회, 추계학술대회, pp. 353-359, 1994.
- [7] Vafai, K. and Tien, C. -L., "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media," Int. J. Heat Mass Transfer, 24, 195-203, 1981.
- [8] Darcy, H., Les Fontaines Publiques de la ville de Dijon, Dalmont, Paris, 1856.
- [9] Patankar S. V., (1980) Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington DC, pp.120-125.
- [10] Rhie, C. M. and Chow, W. L.,(1983) "Numerical Study of the Turbulent Flow past an Airfoil with Trailing Edge Separation," AIAA, vol. 21, pp. 1525-1535.
- [11] Stone, H. L., (1968) "Iterative Solution of Implicitt Approximations of Multidimensional Partial Differential Equations," SIAM J. Numer. Anal. vol. 5, No. 3, pp. 530-558.
- [12] Charn-Jung Kim and Sung Tack Ro, (1995) " An Efficient and Robust Matrix Solver for The Pressure Correction Equations in Two-and Three-Dimensional Fluid Flow Problem", Numer. Heat Tran., Part B, Vol. 27, pp. 355-369.
- [13] 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, (1994) "일반 비직교좌표계를 사용하는 3차원 범용 유동해석 프로그램의개발", 대한기계학회논문집, 제18권, 제12호, pp. 3345-3356.

Table. 1 Conditions for numerical simulation

Case	3-dimension		
Porous Media(α_i)	0	0.01	0.01
Momentum Source(s_{mi})	0	0	0.001
U_{in}	20 m/s		
T_u	7 %		
Total Mesh Size	130 × 70 × 48 = 436,000 Cells		
Engine Room Mesh Size	74,000 Cells		
Elapsed Time / Iteration	4 min (Indigo2)		

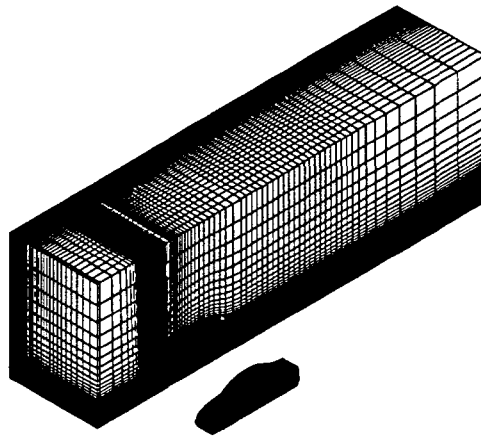


Fig. 1 Computational mesh

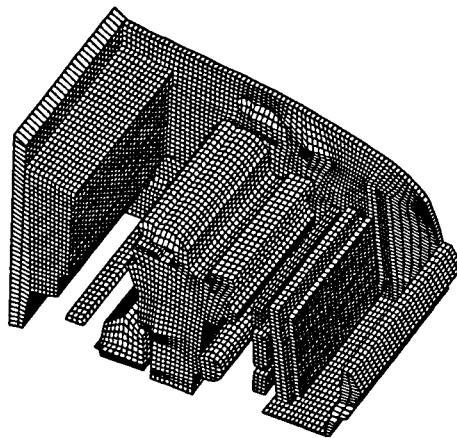
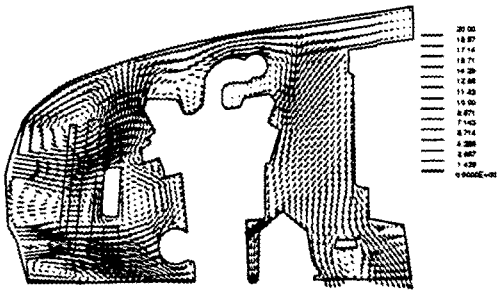
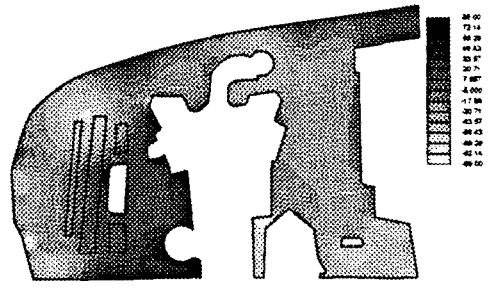


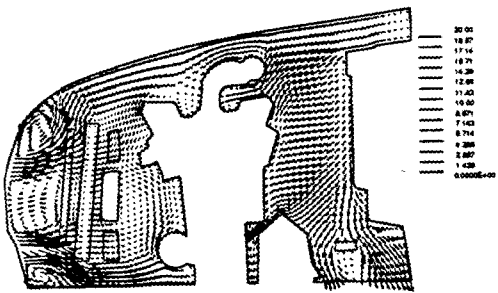
Fig. 2 Solid model of engine room



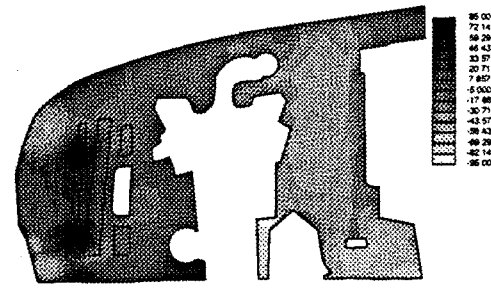
(a) ($\alpha=0, S_{mi}=0$)



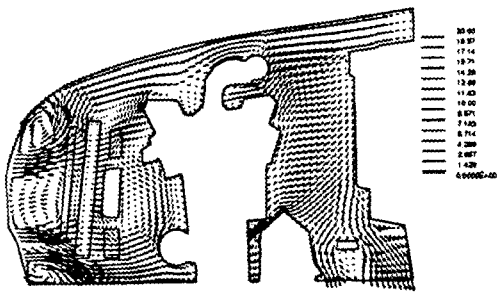
(a) ($\alpha=0, S_{mi}=0$)



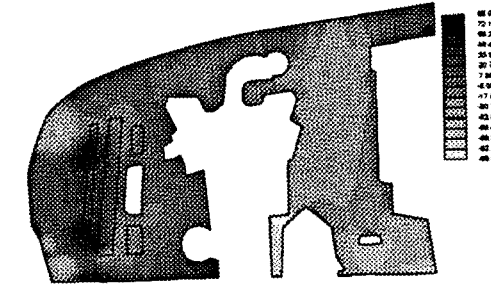
(b) ($\alpha=0.01, S_{mi}=0$)



(b) ($\alpha=0.01, S_{mi}=0$)



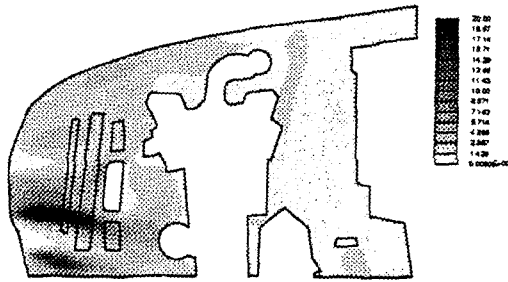
(c) ($\alpha=0.01, S_{mi}=0.001$)



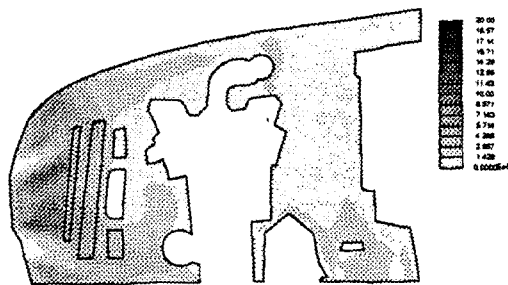
(c) ($\alpha=0.01, S_{mi}=0.001$)

Fig. 3 Velocity vectors of each case

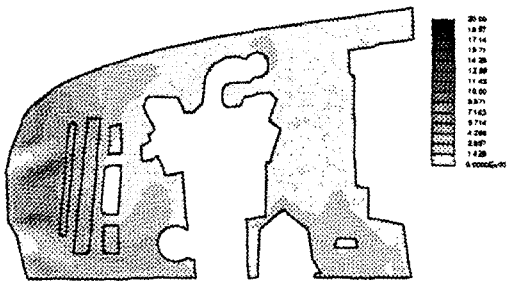
Fig. 4 Pressure contours of each case



(a) ($\sigma=0, S_m=0$)



(b) ($\sigma=0.01, S_m=0$)



(c) ($\sigma=0.01, S_m=0.001$)

Fig. 5 Kinetic energy contours of each case