

버스 엔진 룸 내 캐버티에서의 3차원 유동해석

Numerical Analysis of the Three Dimensional Flow in a Cavity of the Bus Engine Room

윤준용*, 맹주성**, 강승규***, 황용서****
Joonyong Yoon, Joosung Maeng, Seungkyu Kang, Yongseo Hwang

ABSTRACT

Numerical analysis of the three dimensional flow in a bus engine room is carried out through this study. The radiator and the fan modeling are carried out to simulate the flow in an engine room, and the results are focused on the flow in the cavity located in front of the radiator. The numerical simulation results are compared with the experimental data. The results show good agreement between the simulation and the experiment. To improve the cooling performance in the bus engine room, the flow inside the cavity is inspected in detail. The complex flow features are found in this region, and the suggestions are made to improve the radiators cooling performance.

주요기술용어 : Radiator(라디에이터), Fan(팬), Bus engine room(버스 엔진룸), Cavity flow(캐버티 유동)

1. 서론

엔진의 출력을 높이기 위한 노력은 엔진의 크기를 증가시키며, 더 많은 열을 방출시키게 된다. 또한 엔진 룸 내부에 여러 장치들이 추가되어 빈공간이 적어지게 되면 엔진 룸 내부 공기의 순환이 원활하지 못하게 되고, 이렇게 정체된 부위에서는 공기온도의 지속적인 상승으로 이어지기도 한다. 이런 부위에서 열에 약한 부품은 치명적인 손상을 입기도 하는 데, 이를 열해 현상이라 부른다. 이런 문제점들을 해결하기 위해서 엔진룸 내부의 유동해석에 대한 많은 연구들이 이루어지고

있다. 그러나 현재까지의 연구는 대부분 승용차의 엔진 룸 유동 해석⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾이 대부분이었으며, 버스에 대한 연구⁽⁸⁾는 최근에 시작되었다. 버스의 경우에는 승용차와는 달리 엔진룸이 차량의 후위에 위치하고 있기 때문에 냉각공기의 유입 및 유출이 승용차에 비하여 원활하지 못하다. 특히 라디에이터의 방향과 냉각 공기의 유입방향이 승용차에서와 달리 경사각을 이루고 있으므로 라디에이터의 냉각 성능이 제대로 발휘되고 있다고 볼 수 없다. 뿐만 아니라 라디에이터를 통과하는 공기의 균일도(uniformity)는 라디에이터의 냉각 성능에 큰 영향을 미친다고 보고되고 있다⁽¹⁾. 그러나 버스 엔진룸의 경우 측면에서 공기가 강하게 유입되므로 라디에이터의 한쪽 면에 치우쳐서 공기가 통과하는 경향이 있다. 이처럼 큰 입사각을 가진 공기가 불균일한 분포로 라디에이터를 통과하게 되면 라디에이터가 제 성능을 발휘하지 못

* 정회원, 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 기계공학과

*** 한양대학교 대학원

**** 현대자동차 상용연구소

하여 불필요하게 큰 라디에이터의 사용으로 연결되어 경제적 손실을 야기 시킬 수 있다. 따라서 라디에이터로 유입되는 냉각 공기의 방향과 균일도를 개선시켜 라디에이터의 냉각성능을 향상시킬 수 있는 연구가 필요하다.

엔진룸 내부의 유동장을 해석하기 위해서는 먼저 라디에이터와 팬에 대한 적절한 모델링이 선행되어야 한다. 먼저 라디에이터의 경우를 살펴보면, 라디에이터는 효율적인 냉각을 위해서 냉각수가 지나는 튜브를 방열성이 좋은 구리관이거나, 알루미늄 합금으로 된 핀이 둘러싸고 있는데, 외부로부터 유입된 공기가 이 핀을 통과하면서 냉각수를 냉각시키게 된다. 이와 같은 구조로 인하여 라디에이터를 다공성 물질로 간주하여 유동을 해석하는 시도가 이루어지고 있다. 다공성 물질을 통과할 때의 유동해석 방법은 1856년 Darcy의 연구에 의한 것으로, 운동량 저항을 고려하여 이를 모델링 하였다. 그러나 Darcy 이론은 레이놀즈수가 작은 액체 유동에서만 실제 유동과 근사하였고, 레이놀즈수가 큰 유동에서는 다른 분포를 보였다. 이것은 Darcy 이론이 유체의 점성만을 고려하고 있기 때문으로, 높은 레이놀즈수 유동에서는 점성뿐만 아니라 관성의 지배를 받게 되는 새로운 모델의 필요성이 대두되었다. 그래서 1979년에 Macdonald 등은 관성 항까지 포함하는 새로운 운동량 저항 모델을 제안하였다⁽⁹⁾. 이와 같은 운동량 저항 모델을 도입하여 Lyu⁽¹¹⁾ 등은 라디에이터를 점성항만을 고려한 형태로 모델링 하였고, Ono⁽²⁾ 등은 점성 항을 무시하고 관성항만을 고려하여 모델링 하였으며, 유정열등⁽³⁾과 조장형등⁽⁴⁾은 점성항과 관성항을 모두 고려한 식으로 모델링 하였다. 그리고 닛산 자동차의 Shimonosono 등⁽⁵⁾은 운동량 저항 모델을 쓰지 않고 라디에이터를 경계조건으로 처리하여 해석하기도 하였다.

냉각 팬의 경우를 살펴보면, 냉각 팬은 보통 4-6개의 날개가 있는 축류 팬을 사용하고 있으며, 날개의 수나 비틀림 각도, 팬의 지름, 회전속도 등에 따라 유체의 방향과 송풍량이 결정된다.

이러한 특성을 고려하여 팬을 통과하는 유체를 모델링 하거나⁽⁵⁾, 팬의 위치에 해당하는 각 Cell에 X, Y, Z 방향의 Momentum Source를 주고 해석하는 방법⁽⁴⁾, 또는 압력차로 발생하는 힘의 방향과 유체의 방향을 일치시켜 모델링하는 방법 등이 시도되고 있다⁽⁶⁾. 그러나 아직까지 라디에이터와 팬을 정확하게 모델링하는 것은 매우 어렵다.

국내에서의 엔진룸에 대한 연구는 유정열등⁽³⁾이 엔진룸을 2차원으로 모델링하여 해석한 바 있으나, 엔진룸 내부 유동이 완전한 3차원 유동 형태이기 때문에 2차원 해석으로는 신뢰할 만한 결과를 예측하기 어려웠다. 또 류명석등⁽¹⁾은 팬을 생략하고 라디에이터만을 고려하여 유동을 해석한 바 있다. 하지만, 팬에 의해서 엔진룸 내부의 유동패턴이 완전히 다르게 분포되기 때문에 팬의 영향을 무시할 수 없다. 그리고 조장형등⁽⁴⁾은 라디에이터와 냉각 팬을 동시에 고려하여 승용차 엔진룸을 해석한 바 있다.

본 연구는 상용 CFD-ACEA 코드를 이용하여 라디에이터와 축류 팬을 포함하는 버스 엔진 룸 내부의 3차원 유동 해석을 수행하였다. 특히 라디에이터의 냉각성능 개선을 위하여 라디에이터로 유입되는 캐버티 내부에서의 유동장 해석에 초점을 맞추었고 실험결과와도 비교하였다. 캐버티 내부에서 복잡하게 형성되는 유동특성을 관찰하고 냉각효율을 증진시킬 수 있는 방안도 제시하였다.

2. 지배방정식

해석을 위한 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식(Navier-Stokes 방정식):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \rho f_i \quad (2)$$

Navier-Stokes 방정식은 비 선형성과 경계조건
의 복잡성이 결부되어 정확한 해석 해를 얻기
가 불가능하다. 그러므로 근사적으로 해를 구하
거나 수치적으로 해를 구하는 방법들이 시도되고
있다. 대부분의 공학 문제에서는 평균적인 값을
요구하므로 Navier-Stokes 방정식을 평균한 방
정식을 사용한다. 본 연구에 사용된 CFD-
ACEA 코드는 Favre Density Averaging 방
정식을 사용한다. 이에 의해 평균화된 N-S방정식
은 레이놀즈 응력이라고 불리는 $-\overline{\rho u_i u_j}$ 의
미지항을 추가적으로 포함하게 된다. 이 FANS
방정식을 종결시키기 위하여 모델링이 필요하다.
본 연구에서는 최근 난류모델로 가장 널리 사용
되고 있는 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였다. 이 모델
은 속도와 길이 척도를 추정하기 위하여 난류운
동에너지와 소산율의 수송을 지배하는 다음과 같
은 k 와 ε 에 관한 두개의 미분방정식을 도입한
다.

난류운동에너지 방정식:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

난류에너지 소산율 방정식:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon_2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

3. CFD 모델링

3.1 라디에이터 모델링

본 연구에서는 라디에이터를 다공성 물질로 간
주하고, CFD-ACEA의 운동량 저항 모델을 사
용하여 해석하였다. 유체가 공기이고, 버스가
80km/h로 주행한다고 가정하여 충분히 큰 레이
놀즈수 유동이므로 관성 항을 고려한 다음과 같
은 운동량 저항의 영향을 고려하여 라디에이터를
통과하는 유동을 모델링 하였다⁽¹²⁾.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{c_1 \rho u}{2\beta} + \frac{c_2 \rho u^2}{2\beta^2} \quad (5)$$

(β : $\frac{\text{flow area}}{\text{total area}}$, c_1, c_2 : constant)

여기서 상수 c_1, c_2 는 라디에이터 제조업체로
부터 제공된 라디에이터의 풍량과 압력강하 데이
터로부터 산출하였고 Table 1과 같다.

Table 1 Radiator 실험데이터

유 속	압력강하	c_1	c_2
2m/s	78.45Pa	627	110
8m/s	558.92Pa		

Fig.1은 라디에이터 모델의 타당성을 평가하기
위한 격자구성을 나타낸다. 격자 수는 $39 \times 28 \times$
 24 로 하였으며, 라디에이터 전후에 격자를 밀집
시켰다. 라디에이터는 실제 모델과 같은 크기의
 $60 \times 70\text{cm}$ 로 하였다. 계산을 위한 경계조건으로
입구에서 20 m/s의 균일한 유동이 들어온다고
가정하였고, 출구는 대기압 상태라고 가정하였다.
벽에 대해서는 점착조건을 주었다. Fig.2는 계산
영역에 대한 등압분포를 나타낸 것이고, Fig.3은
라디에이터 중심 축을 따른 압력계수 분포를 나
타낸다. 압력계수는 입구속도를 기준으로 하여
다음과 같이 정의하였다.

$$C_p = \frac{P - P_{exit}}{1/2 \rho u_i^2} \quad (6)$$

(u_i : inlet velocity, P_{exit} : outlet pressure)

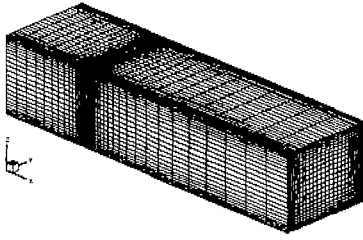


Fig.1 Grid configuration for a radiator evaluation

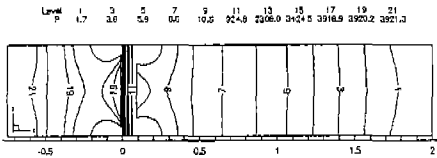


Fig.2 Pressure contours at the center plane (y=15plane)

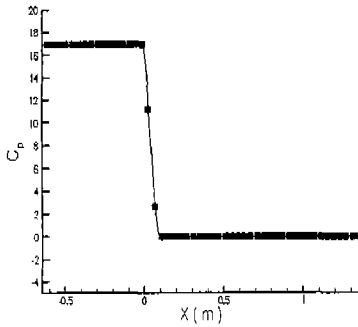


Fig.3 Pressure coefficient distribution through the radiator

3.2 팬 모델링

CFD-ACEA에서는 팬 모델을 매우 단순화하여 계산을 수행한다. 즉, 팬 내부의 유동장은 계산하지 않고, 단지 팬으로 유입되는 유체에 팬의 특성을 고려하여 팬 출구에서 유체의 3차원

속도벡터를 환산한다⁽¹²⁾. 본 연구가 팬에서의 정확한 유동을 해석하는 것이 아니고 캐버티 내부의 전체적인 유동 패턴과 팬을 통과한 후의 3차원 유동장을 연구하고자 하는 것이므로 팬 모델의 이러한 단순화 방법은 효과적이라 생각된다. Fig.4는 본 연구에 사용된 팬의 형상을 보여주고 있다. 팬의 Blade수가 6개, 지름이 60cm이며, 회전속도가 2600 rpm, Blade 곡률 반경이 0.3m, 그리고 Blade가 Flow방향과 30°의 각을 이루고 있는 축류 팬이다.

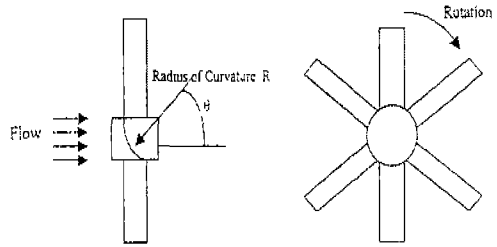


Fig.4 Schematic diagram for the fan model

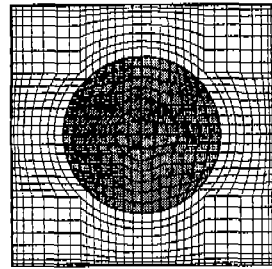


Fig.5 Grid generation of the fan



Fig.6 Grid configuration of the whole domain

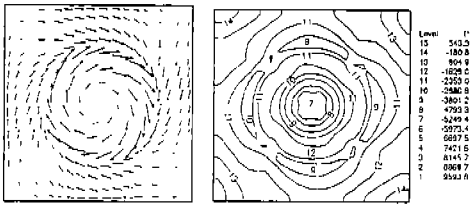


Fig. 7 Rear view of the fan flow for velocity vectors and pressure contours

Fig.5와 Fig.6은 팬의 성능을 평가하기 위한 격자계를 보여주고 있다. 입구는 팬으로부터 전방으로 팬 지름의 10배 되는 곳에 위치시켰으며, 출구는 팬 지름의 30배 되는 후방에 위치한다. 전체 Domain에 사용된 격자수는 $83 \times 32 \times 32$ 개이다. Fig.7은 팬을 통과한 직후 속도 Vector와 압력분포를 나타내고 있다. 속도와 압력이 상하, 좌우로 대칭을 이루며 회전하는 유동을 잘 보여주고 있다. 팬 후방에서의 압력분포가 블레이드의 갭수에 의한 영향을 나타내지 못하고 있는데, 이것은 팬과 벽면 사이의 Clearance가 작기 때문인 것으로 생각된다.

3.3 엔진룸 모델링

Fig.8은 버스 엔진룸 계산모델의 경계면 들을 묘사한 것이다. 라디에이터 왼쪽으로 입구가 있고 공동과 엔진룸 사이에는 벽(Partition)이 존재한다. Domain1과 Domain2 사이에는 접촉면(interface)이 존재하고 Fan 뒷부분 바닥(Bottom Outlet1)과 엔진룸의 바닥 일부분(Bottom Outlet2)이 개방되어 있으며, 뒷부분으로 작은 배출구(Back Outlet)가 있다. 입구(Inlet)에서는 실험⁽¹³⁾을 통하여 얻어진 속도 값을 경계조건으로 사용하였고, 엔진룸 바닥의 개방된 면(Bottom Outlet2)과 뒷부분에 있는 배출구(Back Outlet)에 대해서는 대기압 조건을 주었다. Fan 뒷부분의 개방된 출구(Bottom Outlet1)는 Fan의 영향 때문에 강한 회전 유동이 존재하

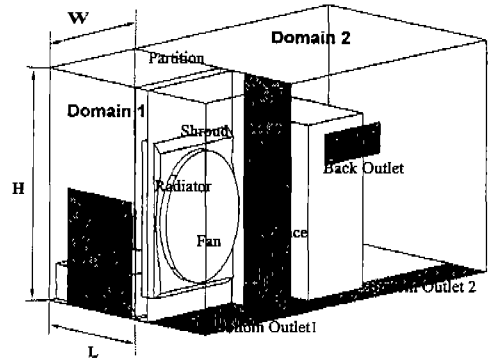


Fig. 8 Coordinate and boundary conditions for the engine room simulation

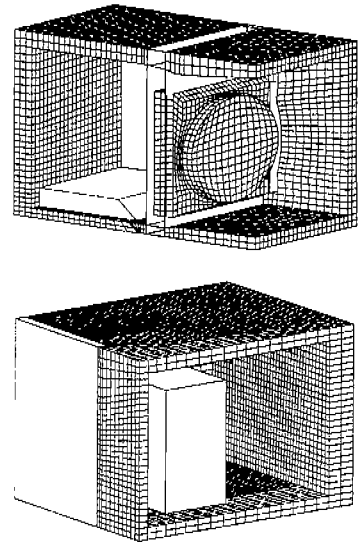


Fig.9 Grid configuration of the computational domains. (a) domain 1 ; (b) domain 2

여 단순한 출구조건 보다는 측정된 3차원 속도벡터 값을 경계조건으로 주어 계산결과 신뢰도를 높였다. 벽에 대해서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다. Fig.9는 엔진룸에 대한 격자구성을 나타낸다. Fig.9(a)는 Domain1에 대한 격자구성으로서, Domain1에서는 유동변화가 심하므로 격자를 밀집하여 $42 \times 24 \times 29$ 개의 격자로 구성하였다. Fig.9(b)는 Domain2의 격자구성으

로 이 부분에서는 유동 형태가 심하게 변하지 않을 것으로 예상되어 성긴 격자를 사용하였다. Domain2에 사용된 격자 수는 $42 \times 19 \times 29$ 개이다. 전체 계산영역에 사용된 격자 점의 수는 52,374개이다.

4. 해석결과

본 연구에 사용된 유동해석 상용 코드인 CFD-ACEA는 유한 체적법의 해석방법을 사용하며, 압력 및 속도 보정을 위해서 SIMPLEC 알고리즘을 사용한다. 대류항을 이산화 시키는데 있어서는 3차의 정확도를 가지는 OSHER의 방법을 사용하였다. 본 연구는 버스가 80km/h로 달리는 상태에서 엔진룸 내부의 유동장을 해석하였다. 이 때 엔진룸 내부로 유입되는 냉각 공기의 평균유속 ($\bar{u}_i = 8.4m/s$)과 입구높이를 기준으로 한 레이놀즈 수는 1.9×10^5 로 엔진룸 내부의 유동은 완전난류 유동이다. 계산결과와의 정성적 및 정량적 비교를 위하여 맹주성과 윤준용등⁽¹³⁾의 실험결과를 사용하였다. Fig.10은 라디에이터 전면에서의 속도 벡터 분포를 보여주고 있다. 계산과 실험이 정성적으로 잘 일치하고 있으며, 라디에이터 아래 면과 윗면에 커다란 와류(vortex)가 형성되는 것을 볼 수 있다. 이것은 유입구로부터 유입된 외부공기가 바로 라디에이터로 향하지 못하고, 입구 반대편 벽에 부딪히면서 캐버티 내부에서 회전을 일으키며 라디에이터로 유입되는 것을 의미한다. 상대적으로 W-속도 성분의 증가는 라디에이터로 향하는 U-속도 성분의 저하를 가져오게 되며 라디에이터를 통과하는 유량을 저하시키는 작용을 하게 된다. Fig.11과 Fig.12는 라디에이터에서 표면에 수직 방향의 속도 성분인 U-속도의 분포를 보여주고 있다. Fig.12에서 계산에 의한 유속분포와 실험에 의한 유속분포가 오차를 보이고 있는데, 이것은 CFD 계산 시 라디에이터의 면적에 대해서 공기가 통과할 수 있는 면적을 정확하게 알 수가 없어서 투과율을 대략적으로 환산하였기 때문인 것으로 생각된다.

유속이 유입구가 있는 쪽에서는 7-9m/s로 강하게 분포하지만 유입구의 반대편에서는 2-3m/s의 약한 유속이 분포하는 것을 볼 수 있다. 그리고 유입구의 중심부에 해당하는 $z=0.5H$ 단면에서는 강한 유속이 존재하지만 중심부에서 멀어질수록 유속이 약해지는 것을 볼 수 있다. 라디에이터 표면에서의 이런 비균일한 속도분포는 라디에이터의 냉각성능을 저하시키는 요인이 된다.

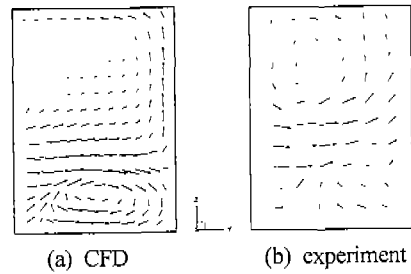


Fig.10 Projected velocity vectors in front of the radiator at $x=0.95L$ plane

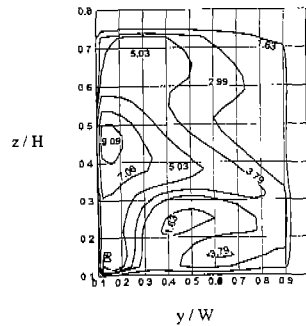


Fig.11 U-velocity contours [m/s] on the surface of the radiator

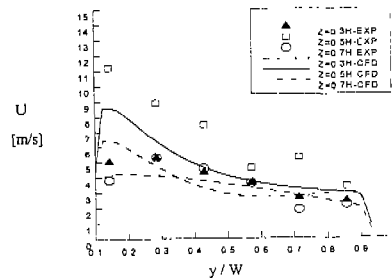


Fig. 12 U-velocity profiles through the radiator

Fig.13(a)는 유입구의 중심 단면 ($z = 0.5H$)을 기준으로 하여 캐버티 내부에서의 전체 유동패턴을 보여주는 실험 데이터이다. 이 실험 데이터에 의하면 유입구의 뒷부분에서는 미소의 유량이 유출되고 있는 것을 볼 수 있다. 그러므로 CFD 계산에서 입구조건을 일정한 유속벡터로 주는 것은 많은 오차를 발생시킬 수 있다. 본 연구에서는 이러한 오차를 줄이기 위해 입구조건으로 실험에 의해서 측정된 데이터를 주었다. 입구조건에 의한 개선으로 실험 결과와 CFD 계산 결과가 정성적으로 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig.13(b)을 보면 입구에서 유입된 공기가 큰 각을 가지고 라디에이터로 향하는 것을 볼 수 있다. 이것은 V-속도 성분의 증가를 의미하며, 상대적으로 U-속도 성분의 크기를 저하시켜 라디에이터를 통과하는 유량을 감소시킨다. 또한 라디에이터를 통과하는 공기의 저항이 적을수록, 즉 유입되는 공기의 입사각이 작을수록 라디에이터가 좋은 성능을 낼 수 있는데, 이렇게 큰 각을 가지고 라디에이터로 유입되는 공기는 큰 저항을 받게 되어 라디에이터 앞에서 압력을 상승시킨다. Fig.14의 압력분포를 보면, 라디에이터 전방에서 높은 압력을 보이고 있는데, 이로 인하여 유입된 외부 공기 중 일부는 라디에이터를 향하지 못하고 뒤쪽으로 향하고 있는 것을 Fig.13에서 확인할 수 있다. 그러므로 라디에이터의 성능을 향상시키기 위해서는 라디에이터로 유입되는 공기의 입사각을 작게 하여야 한다. Fig. 15는 팬의 중심 ($Y=0.5W$)과 팬 블레이드 중심($Y=0.30W$), 그리고 팬의 끝단($Y= 0.15 W$)을 각각 축으로 한 x 방향으로의 압력계수 분포이다. 압력계수식은 식 (6)에서 u_i 를 입구에서의 평균유속으로 하고, P_{exit} 는 Back Outlet에서의 압력값을 사용하였다. Fig.15로부터 라디에이터 앞쪽에서의 역 압력구배를 확인 할 수 있으며, 라디에이터에 의해서 커다란 압력강하가 있는 후에, 팬에 의해 어느 정도 압력이 회복되는 것을 볼 수 있다. Fig.16은 전체 엔진룸 계산 영역에 대한 압력분포를, 그리

고 Fig.17은 속도벡터를 보여주고 있다. 캐버티 내부의 활발한 유동장에 비해 엔진쪽 공간에서는 유동장이 아주 미약한 것을 볼 수 있다. 이것은 엔진 쪽 공간의 유동장의 정체를 의미하며 원활하지 못한 유동장은 이 부분에서 발생하는 뜨거운 공기를 효율적으로 순환시키지 못하므로 엔진룸 전체의 온도 상승을 가져오게 된다. 이를 방지하기 위하여 엔진 쪽 공간의 유동을 원활히 할 수 있는 방안이 연구되어야 한다.

5. 결론

본 연구는 버스 엔진룸 내에서 라디에이터와 팬을 포함하는 캐버티 내부의 유동장을 상용 유동해석 코드인 CFD-ACEA를 이용하여 해석하였다. 라디에이터를 운동량 저항 모델을 사용하여 모델링 하였으며, 팬의 회전효과를 고려하여 유동장을 해석하였다. CFD 결과를 실험결과와 비교하여 계산결과의 신뢰성을 검증하였다. 본 연구에 의한 캐버티 내부의 유동해석 결과를 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 연구대상 버스의 엔진룸 구조는 라디에이터로 입사되는 공기의 입사각이 너무 크기 때문에 라디에이터 전면에서 공기의 저항이 증가하고 이로 인해서 캐버티 내부에는 역 압력구배가 형성되어 공기가 라디에이터로 원활히 향하지 못한다. 이것은 라디에이터를 통과하는 유량을 저하시켜 결국 라디에이터의 냉각성능을 저하시키게 된다.

2) 라디에이터 전면의 유입구쪽 중앙단면에서는 강한 유속이 존재하는 반면에 라디에이터 아래쪽, 위쪽 그리고 입구 반대쪽 단면에서는 아주 약한 유속이 존재한다. 이것은 라디에이터 전면에서의 균일도가 낮은 것을 의미하며 이로 인해서 라디에이터 전면에서 효율적인 열전달이 이루어지지 못하여 냉각수의 냉각이 제대로 이루어지고 있지 못할 것이다.

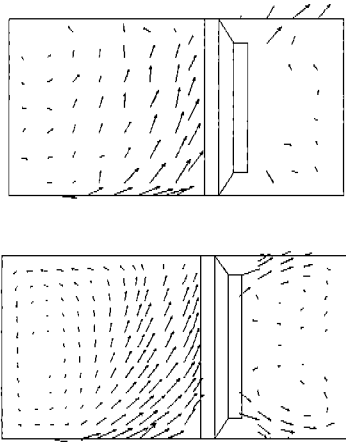


Fig.13 Projected velocity vectors in the cavity at $z = 0.5H$. (a) experiment ; (b) CFD

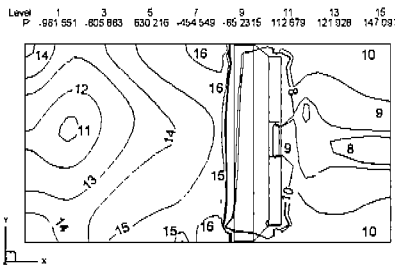


Fig.14 Pressure distribution in the cavity at $z = 0.5H$ plane

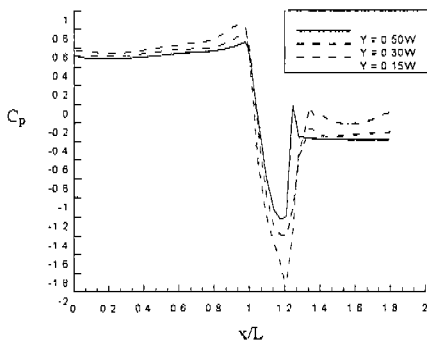


Fig.15 Pressure coefficient distribution in the cavity

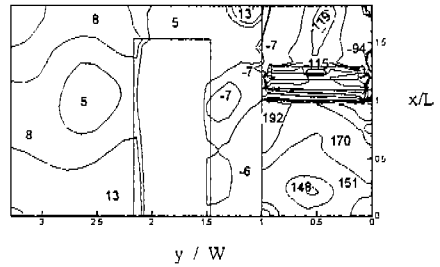


Fig.16 Pressure [Pa] distribution in the whole computational domains at $z=0.5H$ plane

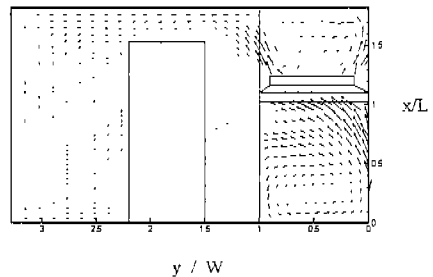


Fig.17 Velocity vectors in the whole computational domains at $z=0.5H$ plane

3) 유입구로 유입된 공기가 반대편 벽에 부딪히면서 V 와 W 속도 성분이 증가하게 되어 캐버티 내부에서 Y, Z 방향으로 커다란 와류를 형성한다. 결국 V, W 속도 성분의 증가는 상대적으로 U 속도 성분의 감소를 의미하므로 라디에이터로 향하는 공기의 유속이 감소하는 현상이 나타난다.

4) 라디에이터의 냉각성능을 향상시킬 수 있는 방안으로서 유입구의 위치를 변경하여 라디에이터로 입사되는 냉각공기의 입사각을 줄여 주고, 라디에이터 전면에서의 유속분포를 균일하게 분포시키는 방법이 연구되어야 한다.

참고문헌

1. Lyu, M. S. and Ku, Y. G., "Numerical and experimental Study of Three Dimensional Flow in Engine Room ", SAE Paper 960270, 1996.
2. Ono, Kenji et al., "Simultaneous Computation of the External Flow around a Car Body and the Internal Flow Through its Engine Compartment", SAE Paper 920342, 1992.
3. 유정열, 윤홍열, 이훈구, "엔진룸 내의 열유체 유동의 2차원 수치시뮬레이션 ", 한국자동차공학회지, Vol.14, No.6, pp.99-104, 1992.
4. 조장형, 강성중, "3차원 엔진룸내 냉각유동해석 기술연구", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp353-359, 1994.
5. Shimonosono, Hitoshi et al., "Optimization of the Heat Flow Distribution in the Engine Compartment", SAE Paper 930883, 1993.
6. Katoh, Nobuhiro et al., "Numerical Simulation on the Three Dimensional Flow and Heat Transfer in the Engine Compartment", SAE Paper 910306, 1991.
7. Cogotti, A. and Berneburg, H., "Engine Compartment Airflow Investigations Using a Laser-Doppler-Velocimeter", SAE Paper 910308, 1991.
8. Hoshino, Hiroaki et. al., "CFD Analysis of Flow in Engine Compartment of Large Urban Bus", JSAE Technical Paper No.9739778, 1997.
9. Kaviany, M., *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Springer-Verlag New York, Inc., pp.17-118, 1995.
10. Wallis and Allan, R., *Axial Flow Fans and Ducts*, John Wiley & Sons. Inc., pp.345-389, 1983.
11. Tadashi Mizuno and Koichiro Kikuchi, "Characteristics of Axial Flow Fan with Diagonal Flow Hub", SAE Paper 900085, 1990.
12. "CFD-ACE User Manual", Version 4.0, CFDRC, 1998.
13. 맹주성, 윤준용, et. al., "버스 엔진룸 내의 열해현상 방지를 위한 연구", HYCFEL9705, 한양대학교, 1998.