

소형버스 냉각성능 향상 연구(I)

류 명 석*

현대자동차 상용연구소

Study for the Cooling Performance Improvement of a Mini Bus

Myungseok Lyu*

Commercial Vehicle R&D Center, Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Whasung-si,
Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 3 May 2004 / Accepted 11 December 2004)

Abstract : This study was initiated to evaluate the cooling performance of CAC (charged air cooler) and radiator in the engine room of a mini bus. So we had firstly to predict the mass flow rate coming from radiator grille and front bumper opening using computational fluid dynamics (CFD) simulation based on 3D configuration. And simulations were carried out for different cooling module layout and bumper opening hole size on same vehicle operating condition. Simulation results show that CAC cooling performance at reverse protecting plate-applying model was much efficient than that of the bumper opening hole size-increasing model in IMTD point of view. Part of the CFD simulation results was compared to with experimental data. It was confirmed that the CFD approach using STAR-CD based on pursuing no-compromise solution could provide design engineers with useful design information in the early design stage of vehicle development.

Key words : CFD(전산유체역학), TTD(Top Temperature Difference), IMTD(Intake Manifold Temperature Difference), Porous medium(다공성 물질), CAC(Charged Air Cooler)

Nomenclature

- x_i : 다공성 매질에서의 x, y, z 방향의 좌표
- K : 통기도(Permeability)
- u_i : 국부 유동 속도
- $|u|$: 겉보기 속도
- U : 평균 속도
- A_i : 국소 단위 면적(격자Cell)
- A : 평균 면적
- α, β : 상수

1. 서론

최근 전세계적으로 환경에 대한 관심이 커짐에 따라, 세계 유수 자동차 메이커들은 환경 친화적인 미래차량(Concept car)을 발표하고 있다. 한편 기존의 내연기관 엔진 탑재 차량도 국가별로 배기규제에 대한 강한 기준이(Euro III, IV, etc) 선정되어 있어, 고성능화 및 저 연비화를 추구하면서 상기 규제에 적합한 차량개발을 수행하고 있다.

본 연구는 Daimler Chrysler사의 고성능엔진 탑재 차량개발시 환경 배기규제를 만족하면서 우수한 연비 수준을 유지하기 위한 인터쿨러(Intercooler) 및 라디에이터(Radiator) 냉각 성능의 요구조건을 만족시키기 위해 시작되었다. 이를 위해서는 차량개발

*To whom correspondence should be addressed.
lyums@hyundai-motor.com

사시설계 단계에서 실제 냉각성능에 적합한 시스템을 구성할 수 있도록 엔진 룸 내 정확한 유동 정보를 주어진 시간 내에 얻어야 한다. 이는 자동차 완성차 업체 자체 성능 예측뿐만 아니라 단품 업체가 실차에서 반영될 정확한 냉각성능 목표를 요구하기 위해 제공되어야 할 데이터이다. 사실 차량 개발 시 엔진룸 내부 유동은 오랫동안 전면부 스타일링, 내부 Layout 설정, 열해 문제 등 여러 가지 목적으로 승용차에서 상용차에 이르기까지 광범위하게 연구되어 왔다.¹⁻⁵⁾ 특히 CFD의 격자생성기간의 단축으로 인하여 연구 목적의 발단에서 언급한 바와 같이 설계 및 품질개선 단계까지 적용 가능하게 되었다.

본 연구에서는 엔진 룸 격자 자동 생성 코드(ES-UHOOD)를 이용한 신속한 엔진 룸 모델링과 상용 열/유동 해석 코드(STAR-CD)를 이용한 이상(Two-Phase)열 교환기 모듈 해석을 이용하였다.^{6,7)}

이를 통하여 설계 초기 단계에서 신속하게 미니버스 엔진 룸 내 냉각 성능을 예측할 수 있는 해석 시스템을 검증하여 정립하였다. 또한 냉각 성능 개선을 위한 설계 변경 사항에 대한 열 및 유동 해석을 수행하였다.

2. 해석방법

2.1 해석 모델

2.1.1 엔진 룸

3차원 CAD 데이터를 전 처리기인 엔진룸 전용(ES-UHOOD)에서 엔진룸내 유동에 저항이 되는 차체 형상 및 엔진 룸 내부 구성 부품을 정리하였다. 자동 격자 생성 절차에 의해 엔진 룸 내부 및 외부 유동장을 구성하였다. 계산 외부 영역은 실제 풍동 조건과 유사하도록 Fig. 1에서 보는 바와 같이 차량 크기의 약 4~6 배 떨어지도록 지정하였다.

격자계는 95% 정도의 육면체 격자와 5%의 다면체로 구성된 잘린(Trimmed) 격자 구조이며, 구성 격자 수는 약 360만개 내외이다. 해석 결과에 중요한 영향을 미치는 라디에이터 그릴, 프런트 범퍼 홀, 열교환기 모듈, 냉각 팬 및 슈라우드 등은 국부 표면 세분화에 의해 상세하게 모델링 하였다. 엔진룸 해석은 차량 엔진룸 내 외부 해석과 냉각장치(라디에

이터, 인터쿨러)해석으로 나누어진다.

Fig. 2,3은 준비된 3차원 형상 데이터를 중심으로 구성된 격자계와 중앙 단면(Y=0)에서 자른 엔진 룸 내부 격자계를 보여주고 있다.

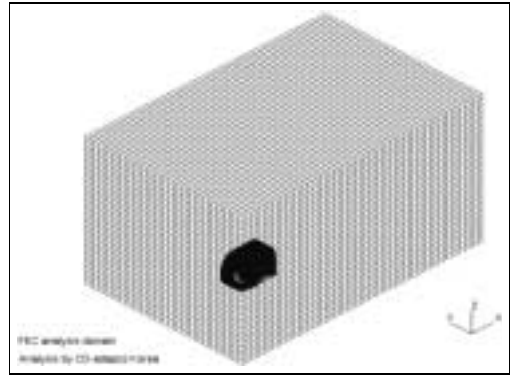


Fig. 1 Computational domain

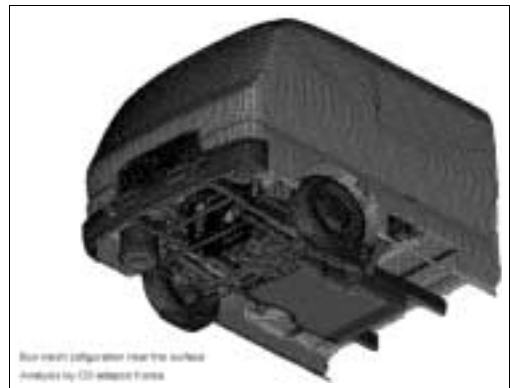


Fig. 2 Mesh configuration near the surface

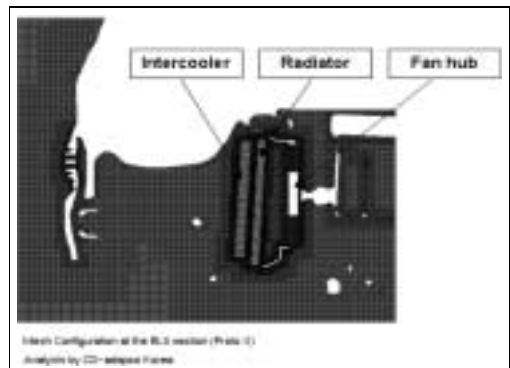


Fig. 3 Trimmed mesh structure at the middle section

2.1.2 열 교환기 모듈

Fig. 4는 본 해석에 적용될 기본 열 교환기 모듈 및 변경 모델에 대한 3차원 형상을 보여주고 있다.

열교환기 모듈은 전면부에 인터쿨러와 라디에이터로 구성되어 있으며, 변경 모델의 경우 인터쿨러와 라디에이터 사이에 역류 방지판이 설치되어 있는 구조이다. 인터쿨러는 두 개의 유동 영역이 존재

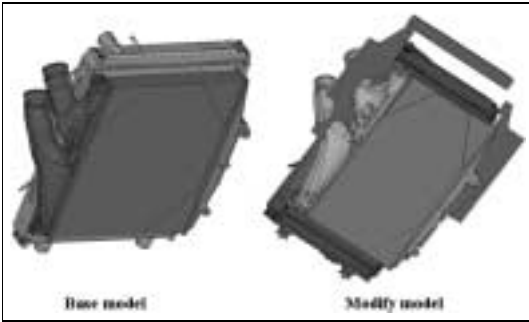


Fig. 4 3D Heat Exchanger configuration

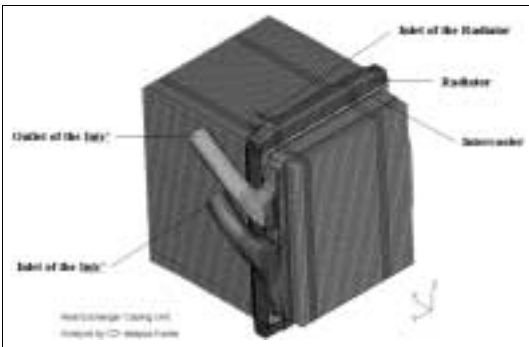


Fig. 5 Base model mesh configuration

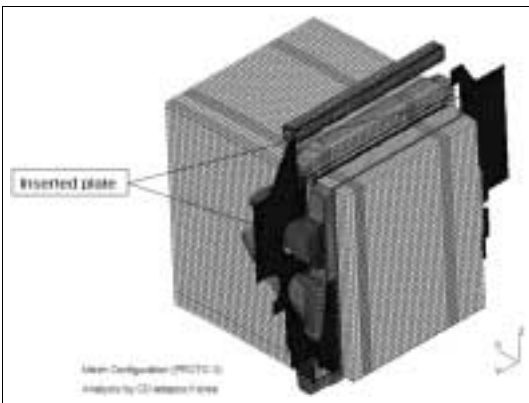


Fig. 6 Modified model mesh configuration

하는 U-type 형태로 좌측 하단부에서 유입된 충전 공기(Charged air)가 유동 경로를 따라 좌측 상단부의 출구로 배출되는 구조를 가지고 있다.

Fig. 5,6은 냉각 모듈 설계 변경 사항에 대한 조속한 해석과 열 교환기내 이상 유동 해석을 수행할 수 있도록 구성된 각 모델의 격자계를 보여 주고 있다. 기본 모델은 약 12만개의 육면체 격자, 설계 변경 모델은 약 30만개의 혼용 격자(육면체 + 사면체)로 구성되었다.

2.2 해석 조건

2.2.1 다공성 매질

상기 라디에이터와 인터쿨러는 냉각수와 충전 공기(charged air)가 순환하는 많은 튜브와 방열 핀으로 구성되어 있다. 본 해석에서는 단품 시험데이터를 근거로 한 다공성 매질(Porous medium)로 해석 모델을 단순화하였다. 다공성 매질의 특성 값은 라디에이터 및 인터쿨러 단품 시험에 의한 결과에 의 해 열 교환기를 통과할 때 생기는 압력 손실을 식(1)과 같은 관계식을 통하여 모델링하였다.

$$\frac{\delta p}{\delta x_i} = -K_i u_i$$

$$K_i = \alpha |\bar{u}| + \beta \tag{1}$$

2.2.2 해석흐름도

Fig. 7은 본 연구에 적용된 엔진룸 해석 및 열교환기 해석 과정을 보여주고 있다.

2.2.3 해석 조건

Fig. 8은 엔진 룸 및 이상(Two-phase) 열 교환기 모듈 해석을 위한 경계 조건을 보여주고 있다. 상세 경계 산 조건은 아래 Table 1에 나타내었다. 냉각 팬은 주어진 팬 성능 데이터를 기반으로 Star-CD 내의 사용자 프로그램(user subroutine)을 이용한 압력점프(pressure jump) 조건을 부여하였다. 난류 모델은 표준 k-e 모델, 차분법은 2차 정확도를 가지는 MARS을 사용하였다. 계산 시간은 병렬 처리 방식(2.4 GHz x 4 CPU : Linuxcluster)을 이용하여 약 24시간 정도 소요되었다.

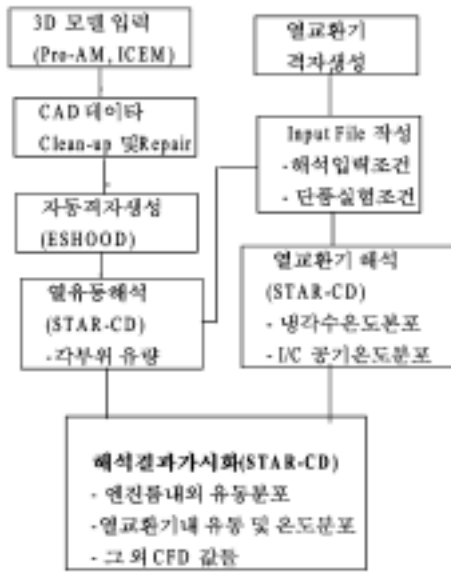


Fig. 7 CFD Flow

Table 1 Boundary condition

Item	Type	Conditions
Underhood simulation	Inlet	32 KPH
	Outlet	Zero gradient
	Vehicle	Slip wall
	Ground	No slip wall
	Far field	No slip wall
CAC (charged air side)	Inlet	0.2 kg/sec, 165 °C
	Outlet	Zero gradient
Radiator (coolant side)	Inlet	4.1 kg/sec
	Outlet	Zero gradient

2.3 해석 결과

해석은 기본 모델, 프런트 범퍼 홀 크기를 증가시킨 설계변경 I 모델과 설계변경 I 모델에 역류 방지판을 추가한 설변 II 모델 3가지 경우로 수행되었다. Fig. 9,10은 기본 모델(Base)과 설변 II(수정 II) 모델에 대하여 역류 방지판 기준으로 수평, 수직으로 자른 단면에서의 속도장을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 역류 방지판 설치로 인하여 열 교환기를 통과한 더운 공기가 역류하여 열 교환기 쪽으로 유입되는 유동을 차단하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 11,12는 각각 인터쿨러 내부에서의 충전 공기의 유동 분포와 라디에이터 내의 냉각수 유동 분포를 보여주고 있다. 주어진 각각의 형상과 다공성

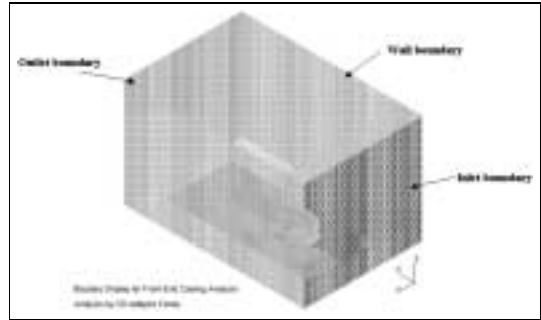


Fig. 8 (a) Boundary display for cooling analysis

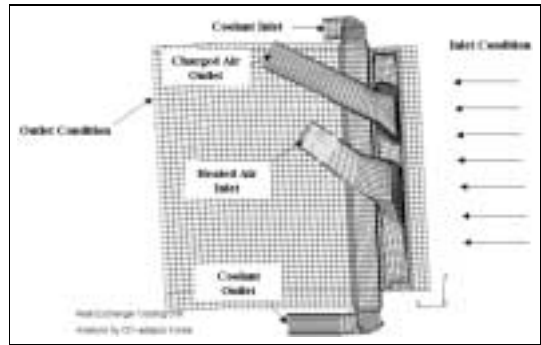


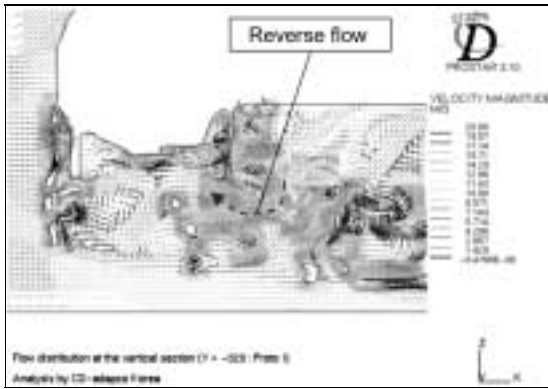
Fig. 8 (b) Boundary conditions for cooling analysis

모델링으로 인한 유동패턴이 잘 나타나고 있다. Fig. 13,14는 각각의 열 교환기 단품내에서 충전 공기와 냉각수의 온도 분포를 나타내고 있다. 주어진 경계 조건과 주변 공기와의 열 전달로 인한 온도 분포가 잘 나타나고 있다. 상기와 같이 Star-CD를 이용한 열/유동 해석을 통하여 엔진 룸 내로 유입되는 공기 유량, 유동 패턴 및 충전 공기와 냉각수의 열/유동 특성 등의 3차원 해석 데이터 뿐만 아니라 각각의 열 교환기 입/출구를 기준으로 텍스트 파일 형태의 온도, 방열량, 압력 강하 등을 자동으로 계산할 수 있었다. 해석 모델의 형태는 Table 2에 요약하였다.

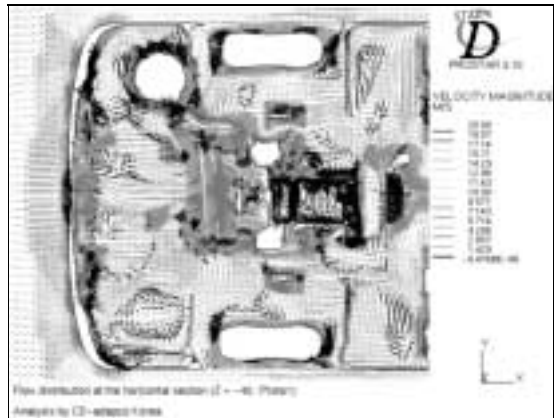
3. 결론

상기 해석 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

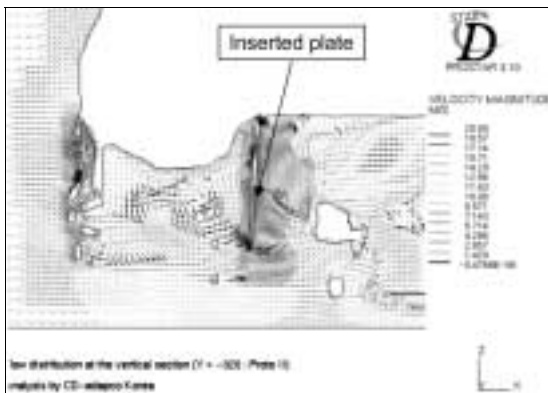
- 1) 프런트 범퍼 홀 크기를 증가시킨 수정모델 I, II로 유입되는 유량은 Base 대비 11.3 % 증가하였다.
- 2) 냉각모듈 주위의 역류 방지를 위한 판 설치가 엔



(a) Base model

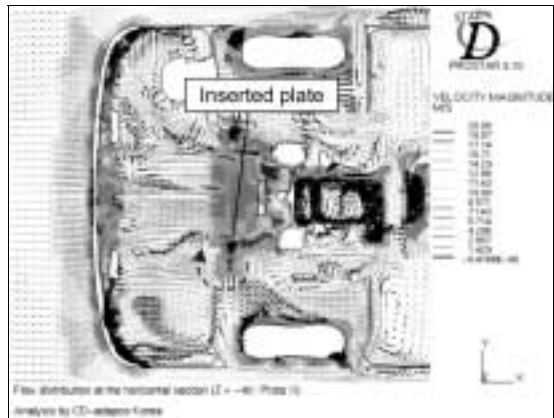


(a) Base model



(b) Modified ModelII (수정II 모델)

Fig. 9 Flow field at the vertical section



(b) Modify II model

Fig. 10 Flowfield at the horizontal section

진 룸으로 유입되는 공기 유량 증가로 인한 CAC 냉각 성능 개선 측면에서 더 유리한 것으로 예측되었다.

- 3) 엔진룸 전용 자동 격자 생성 코드와 열교환기 모듈 해석이 가능한 상용 코드를 이용하여 설계 초기 단계에서 신속하게 엔진룸 내의 유동 특성 및 냉각 성능을 예측할 수 있었다.
- 4) 열 교환기 모듈의 TTD, IMTD 기준으로 해석 데이터는 실험 데이터 비교 시 약 5% 이내의 정확도를 갖는다.

References

- 1) A. Tang, J. Bozeman, D. Turner and Suresh Vemuri, "CFRM Concept for Vehicle Thermal System," Transactions of SAE, 2002.

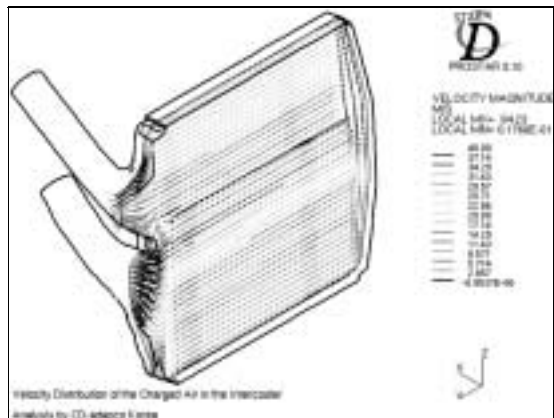


Fig. 11 Charged air flow field in CAC

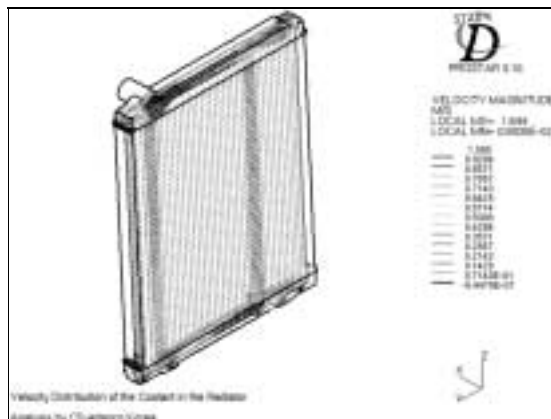


Fig. 12 Coolant flow field in radiator

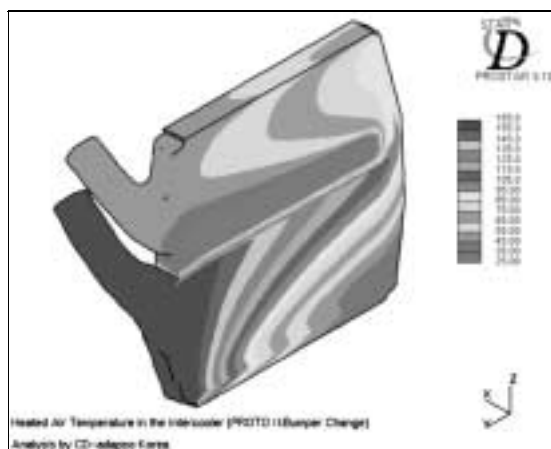


Fig. 13 Charged air temperature distribution in CAC

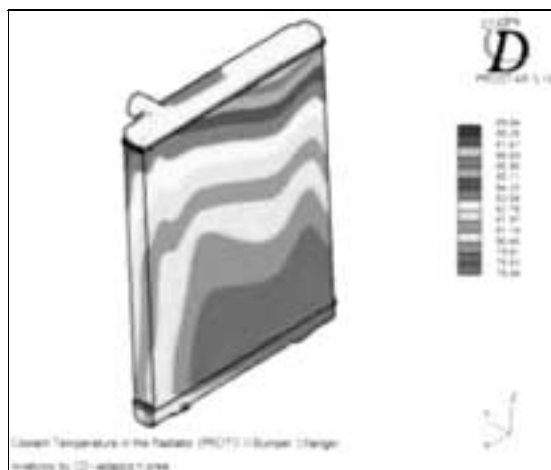


Fig. 14 Coolant temperature distribution in radiator

Table 2 CFD simulation case

6Cases	Front-end	Heat exchange module	Other parts
Base	Default	Default	Default
Modify I	Bump opening hole area increase	Default	Default
Modify II	Bump opening hole area increase	Inserted plate	Default

- 2) K .G. Mahmoud, E. Loibner, B. Wiesler “Simulation-based Vehicle Thermal Management System-Concept and Methology,” Transactions of SAE, 2003.
- 3) M. S. Lyu, Y. G. Ku, “Numerical and Experimental Study of Three Dimensional Flow in Engine Room,” Transactions of SAE 960270, 1996.
- 4) M. S. Lyu, E. J. Lee, “The Numerical Study of the Effect of Car Front Opening Area on the Mean Flow in Engine Room,” Transactions of KSAE, Vol.4, No.2, pp.158-165, 1996.
- 5) J.-S. Maeng, J.-Y. Youn and H.-G. Son, “Re-engineering of Bus Engine Room Structure for Preventing Thermal Damages,” Transactions of KSAE, Vol.8, No.3, pp.46-55, 2000.
- 6) ES-UHOOD Users Manuals, Version 1.0, CD-adapco LTD. United States, 2002.
- 7) STAR-CD Users Manuals, Version 3.15A, CD-adapco Korea LTD., Korea, 2003.