

## 오벌형 자동차 촉매 컨버터의 고온 열적 거동 예측에 관한 연구

### Study on Prediction of High Temperature Thermal Behavior of Automotive Catalytic Converters with Oval Type

허형석\*, 원종필\*, 이규현\*  
Hyungseok Heo, Jongphil Won, Kyuhyun Lee

#### ABSTRACT

Considering the high temperature durability, the most important issue is to accurately predict the maximum operating temperature of the shell, mat and substrate. This temperature prediction then defines the material selections for the mat, shell and cones, and allows an assessment to be made as to the necessity of heat shielding. In this papers, The commercial code FLUENT was utilized to simulate automotive oval type catalytic converters, with the objective of predicting thermal behavior under steady-state, high-load conditions. Specialized computational models are used to account for effects of heat and mass transfer in the monolith, conjugate heat transfer in the various converter materials, and radiation heat transfer.

주요기술용어 : Oval type converter system(오벌형 컨버터 시스템), Inlet cone angle(입구 콘 각도), Air gap(에어 갭), Outlet cone angle(출구 콘 각도), Gap bulk density(갭 체적 밀도)

#### Nomenclature

$A_f$  : open cross sectional area[ $m^2$ ]  
 $A_p$  : total area of the monolith[ $m^2$ ]  
 $C$  : a coefficient which has been tabulated for various Reynolds-number ranges and for various  $D/t$  [-]  
 $D/t$  : the ratio of monolith diameter to monolith length [-]  
 $C_2$  : inertial resistance factor[ $m^{-1}$ ]  
 $T$  : temperature[K]  
 $\rho_f$  : fluid density[ $kg/m^3$ ]

$h_f$  : fluid enthalpy[J/kg]  
 $k_{eff}$  : effective thermal conductivity of the medium[W/m · K]  
 $\phi$  : porosity of the medium [%]  
 $k_f$  : thermal conductivity of fluid[W/m · K]  
 $k_s$  : thermal conductivity of solid[W/m · K]

#### 1. 서론

가솔린 기관에 사용되는 촉매 컨버터의 설계에 있어서 두 가지의 중요한 사항으로써 촉매 컨버터의 성능과 고온 내구성을 들 수 있다. 촉매 컨버터의 성능은 실질적으로 담체 내에서의 유동 분포에 영향을 받는다는 사실은 잘 알려져 있

\* 회원, 자동차부품연구원

다.<sup>1)</sup> 촉매 컨버터 내부의 균일한 유동 분포는 배기가스의 전환효율을 증가시키고, 압력강하를 감소시켜 엔진의 성능을 증가시킨다.

또한 컨버터의 고온 내구성을 고려함에 있어서 가장 중요한 점은 Shell, Mat 및 Monolith에서의 최대 운전 온도를 정확히 예측하는 것이다. 촉매 컨버터 내부의 유동은 Porous Media 유동과 다양한 물성치를 갖는 재료들 사이에서의 열전달 뿐만 아니라 고온에서의 복사 열전달이 복합되어 있어서 이러한 영향을 다루기 위해서는 구체화된 수치 해석 방법이 요구된다. 본 연구에서는 Oval 형 촉매 컨버터의 정확한 온도 예측을 위하여 복합 열전달 메커니즘을 구성하여 CFD를 통한 온도 예측을 수행하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 컨버터의 기본형상과 재료 물성치

본 연구에 적용된 Oval형 자동차용 촉매 컨버터의 기본 설계 형상과 세라믹 담체(400 cpsi)의 기본 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 담체와 Shell 사이에는 4mm의 갭이 존재하며, 이 갭은 Mat로 채워져 있다. 입·출구의 콘은 두 개의 벽 사이에 6mm의 에어 갭으로 설계되었다. 담체의 기본 형상 특징과 재료의 물성치를 Table 1에 나타내었으며 Shell, 에어 갭 및 Mat의 재료 물성치를 Table 2에 나타내었다.

배기가스의 물성치인 밀도나 열전도율, 정압비열, 점성 계수 등은 일반적으로 가솔린 엔진의 배기가스 중에 가장 많이 포함되어있는 N<sub>2</sub>와 CO<sub>2</sub>의 질량분율을 각각 86%와 14%로 가정하여 온도에 대한 Polynomial 식으로 구하여 적용하였다.

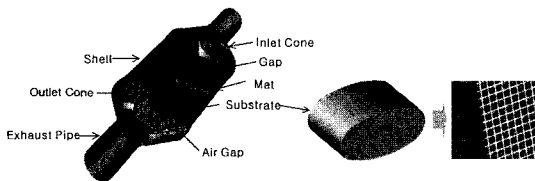


Fig. 1 Oval turnquet converter system

Table 1 The geometric and material properties of the substrate

Material	Cordierite ceramic
Cell density	400 cpsi
Wall thickness	0.17 mm
Solid fraction	25 %
Material density	1.7 g/cm <sup>3</sup>
Bulk density	0.28 g/cm <sup>3</sup>
Material porosity	35 %
Open frontal area	75 %
Geometric surface area	27 cm <sup>2</sup> /cm <sup>3</sup>
Specific heat	1050 J/kg · K
Thermal conductivity	3 W/m · K

Table 2 The material properties of the shell, mat and air gap

Items	Shell	Mat	AirGap
Material	SUS -409	Interam -100	Air
Density(kg/m <sup>3</sup> )	7800	993	1.205
Specific heat (J/kg · K)	724	1110	1092.3
Thermal conductivity (W/m · K)	27.2	0.194	0.05396
Thickness(mm)	1.5	4	6

### 2.2 Porous Media

촉매 컨버터에서의 유동과 열전달 지배 방정식은 Monolith와 Monolith 외부 영역에 적용한 방정식으로 나눌 수 있다. Monolith에서의 유동은 컨버터 축을 따르는 단일방향(여기서는 Cartesian coordinates에서의 z축으로 정의)으로 가정하여 다음과 같이 압력과 저항력 사이의 관계를 이용하는 Porous Media로 모델링하였다.<sup>2)</sup>

$$\frac{\Delta p}{\Delta z} = \left(\frac{1}{2} \rho v^2\right) C_2 \quad (1)$$

$$C_2 = \frac{1}{C^2} \frac{(A_p/A_f)^2 - 1}{t} \quad (2)$$

Porous Media 영역에서의 열전달을 해석하기 위하여 다음 식과 같이 Conduction flux에 유효 열전도율을 이용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_f u_i h_f) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{eff}) \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$-\frac{\partial}{\partial x_i} \sum_j h_j J_j + \frac{Dp}{Dt} + \tau_{ik} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \quad (3)$$

Porous Media에서의 유효 열전도율,  $k_{eff}$ 는 다음 식과 같이 유체와 고체의 전도율의 체적 평균값으로 계산하였다.

$$k_{eff} = \phi k_f + (1 - \phi)k_s \quad (4)$$

### 2.3 수치해석 모델 및 경계조건

본 논문에서 촉매 컨버터 내부에서의 열유동 해석을 위해 적용된 촉매 컨버터 모델은 Fig. 1의 모델을 기본으로 하여 에어 갭, 두 Monolith 사이의 Mid-bed 영역 및 Mat의 구조 형상에 따라 총 6가지의 모델에 대해서 해석을 수행하였다. 각 모델에 대한 기본 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 수 각각치 해석을 위한 격자는 총 6가지 모델에 대해서 1/4 Symmetry 형상으로 하여 육면체 격자로 구성하였다. Fig. 3은 Model 4의 격자 생성 모델을 나타낸 것으로 총 격자 수는 약 30만 개다.

촉매 컨버터 내부의 난류유동 해석을 위한 지배 방정식으로 표준  $\chi-\epsilon$  난류모델을 이용하였

다.<sup>1,3)</sup> CFD 해석을 위한 경계조건을 Table 3에 나타내었다. Fig. 2의 각 모델에 대해 중부하(Medium) 및 고부하(High)의 2가지 Case에 대해서 해석을 수행하였다. 입구 속도와 입구 온도는 본 연구의 해석 결과와 실험 검증 관계에서 비교할 대상인 After Burner Tester의 시험 조건으로 하였다.

촉매 컨버터 내부의 열유동 해석 결과를 설명하기 위한 몇 가지 표기법을 Fig. 4에 나타내었다. 온도 예측 결과는 촉매 컨버터 입구 콘의 시작위치 ( $z/L=0$ )에서 출구 콘의 끝단부 ( $z/L=1$ )까지의 유동방향(z-축)을 따라 나타내었다. 배기가스 온도는 촉매 컨버터 중심부(Center Line: CL)에서의 온도를 나타내었고, Shell의 온도는

Table 3 CFD boundary conditions

Inlet	M(Medium)	H(High)
Velocity(m/s)	51	85
Temperature(°C)	750	950
Turbulence	5% turbulence intensity 5mm length scale	
Ambient wall		
Heat transfer coefficient(W/m <sup>2</sup> · K)	20	20
Emissivity	0.3	0.3
Temperature(°C)	303.15	303.15

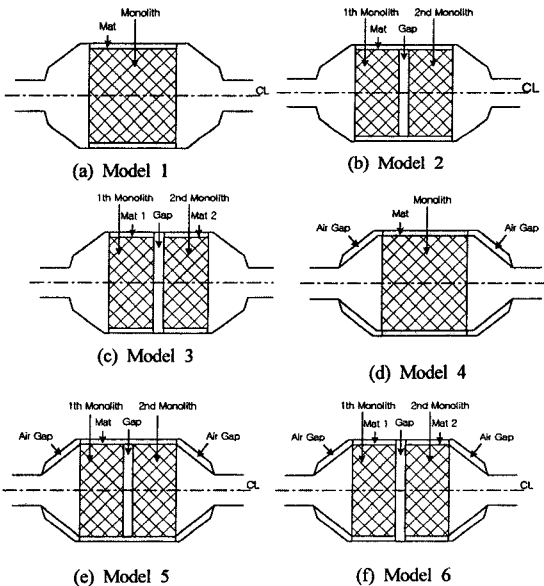


Fig. 2 The basic models of the converter for thermal flow analysis

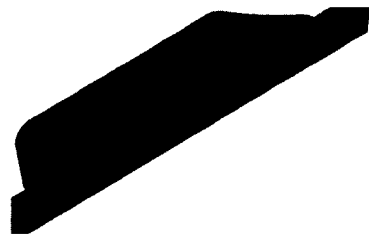


Fig. 3 CFD Computational grids

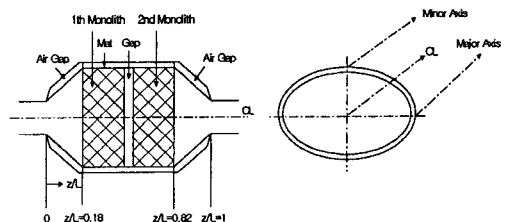


Fig. 4 Plotting locations

Oval형 단면의 장반경 측에서의 유동방향(Major Axis)과 단반경 측에서의 유동방향(Minor Axis)으로의 온도를 나타내었다.

### 3. 수치해석 결과 및 고찰

Fig. 5~10은 Fig. 2에 나타낸 Model 1~3에 대한 온도 예측 결과를 나타낸 것이다. 이 결과들에서 볼 수 있듯이 Shell의 온도는 배기가스 온도보다 상당히 낮으며, 특히 Minor Axis보다는 Major Axis에서의 Shell 온도가 낮게 나타나고 있다. 이는 Fig. 11에 나타낸 Symmetry 단면에서의 속도 벡터에서 알 수 있듯이 축매 컨버터의 형상 특성상 축매 컨버터 중심부(Center Line: CL)에서의 유동 분포가 장반경 방향(x축)보다는 단반경 방향(y축)으로의 유동이 비교적 외곽 Shell까지 균

일하게 분포되어 있기 때문이다.

또한 입구 콘부의 Shell 온도는 Major Axis과 Minor Axis에 대해서는 차이가 크게 나타나고 출구 콘부에서는 두 축방향의 온도가 많이 근접하

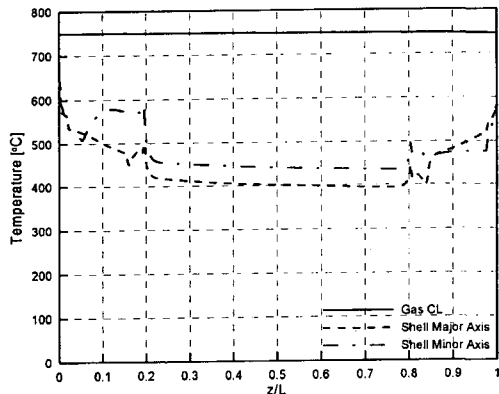


Fig. 5 Temp. profiles(Mode-1, M)

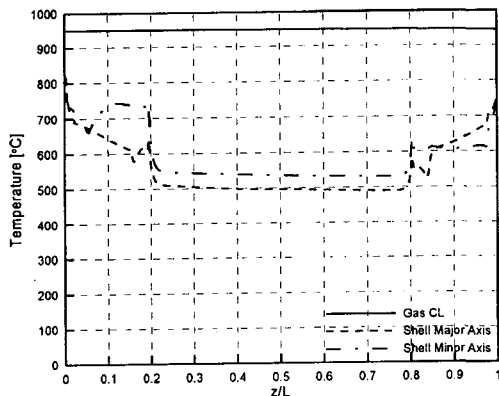


Fig. 6 Temp. profiles(Mode-1, H)

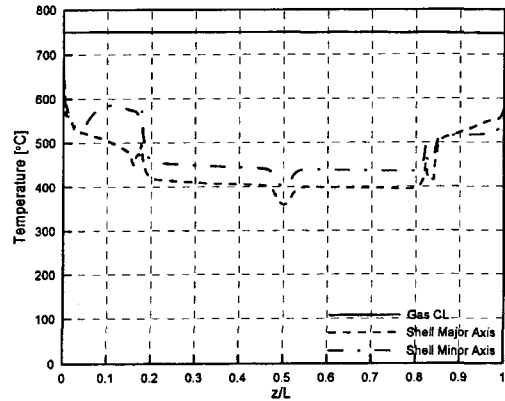


Fig. 7 Temp. profiles(Model-2, M)

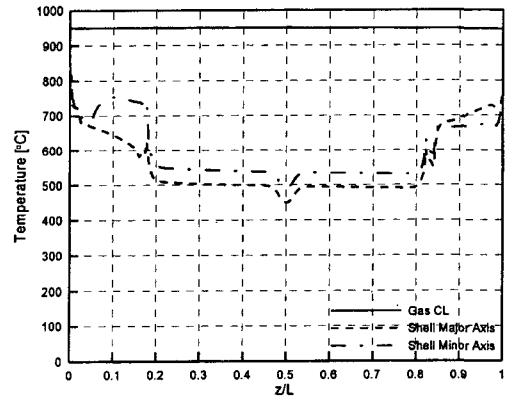


Fig. 8 Temp. profiles(Model-2, H)

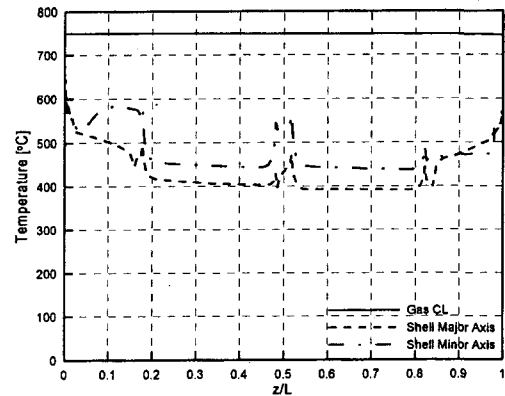


Fig. 9 Temp. profiles(Model-3, M)

고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 11의 속도분포에서 나타난 바와 같이 입구 콘부에서 단반경 방향(y축) 보다는 장반경 방향(x축)으로의 단면이 급 확대되어 장반경 방향(x축)으로의 심한 재순환 영역이 존재하고 이에 비해 출구 콘부에서는 재순환 영역이 거의 발생하지 않기 때문이다.

Fig. 7과 Fig. 8의 Model 2에 대한 외곽 Shell에서의 온도분포를 보면 두 Monolith 사이의 mid-bed 영역에서의 Shell 온도가 Monolith 영역의 Shell 온도보다 감소하는데 이는 배기가스 보다는 Monolith의 열전도율이 좋기 때문이다. 또한 Fig. 9~10의 Model 3에 대한 온도분포를 보면 Monolith 영역에서는 Mat에 의한 단열효과로 외곽 Shell 온도가 낮게 나타나고 Mat로 싸여지지 않은 mid-bed 영역에서의 Shell의 온도는 급격히 상승하고 있음을 알 수 있다.

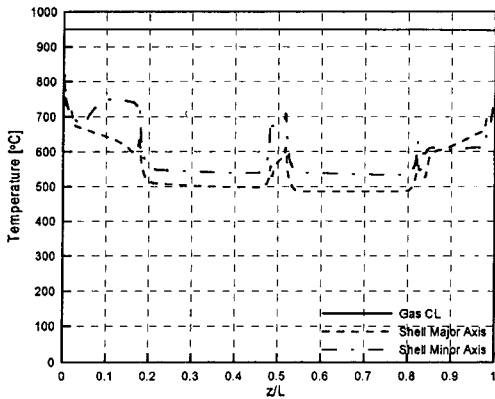


Fig. 10 Temp. profiles(Model-3, H)

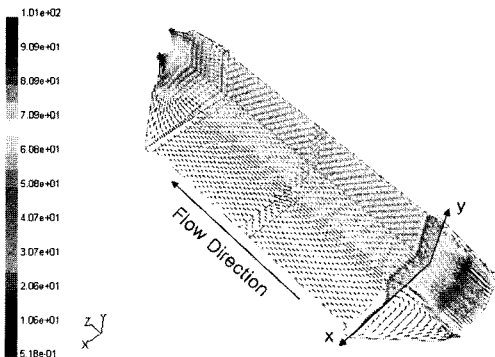


Fig. 11 Velocity vector of the cross-sectional area (Model-3, H)

Fig. 12~14에 Model 1~3에 대한 컨버터 외곽 Shell의 전체 온도분포를 나타내었다. 전체적으로 Major Axis 보다는 Minor Axis에서의 Shell의 온도가 높고 유동방향으로의 온도 감소를 보여 주고 있다. 또한 Mid-bed 영역에서의 온도 분포는 Mat의 유, 무와 Monolith Gap의 유, 무에 따라

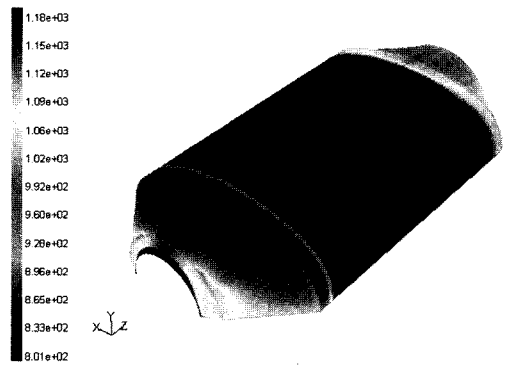


Fig. 12 Temp. contours of shell(Model-1, H)

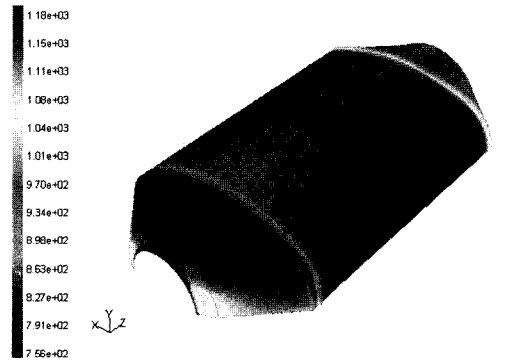


Fig. 13 Temp. contours of shell(Model-2, H)

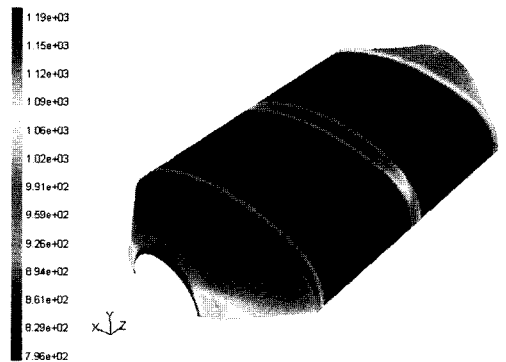


Fig. 14 Temp. contours of shell(Model-3, H)

온도 분포가 상당한 차이를 보여주고 있다. Fig. 15~20은 Fig. 2에 나타낸 Model 4~6에 대한 온도 예측 결과를 나타낸 것이다. Model 4~6은 Model 1~3의 형상에서 입구와 출구 콘을 Dual Cone으로 하여 그 사이에 6mm의 에어 갭을 둔 경우이다. 따라서 온도 예측 결과도 대부분의 영역에서 Model 1~3과 유사하나 입·출구 콘부의

Shell의 온도 기울기는 많이 다르다. 즉 Model 1~3에서는 콘 부의 shell 온도가 유동방향을 따라 Monolith 부분의 shell 온도까지 강하하는데 비해 Model 4~6에서의 콘 부의 Shell 온도는 입구 콘 도입부에서부터 Monolith 영역의 Shell 온도보다 250℃~300℃ 정도 이하까지 급강하고 있다. 이는 Inner Cone과 Outer Cone 사이에 예

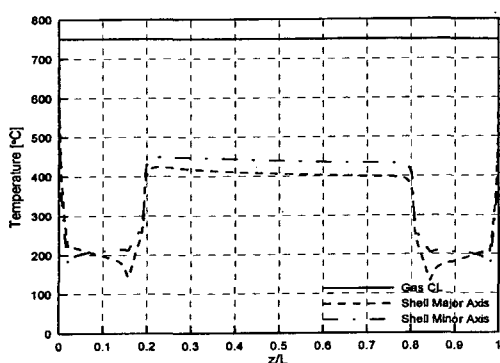


Fig. 15 Temp. profiles(Model-4, M)

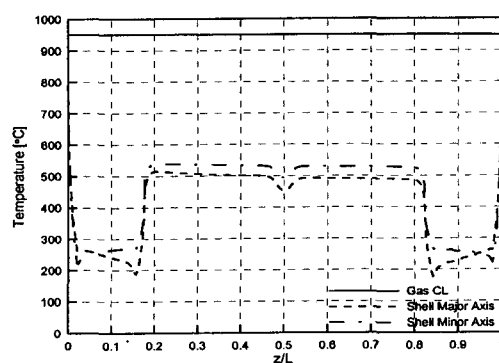


Fig. 18 Temp. profiles(Model-5, H)

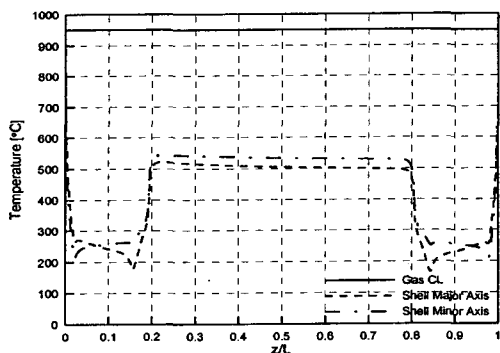


Fig. 16 Temp. profiles(Model-4, H)

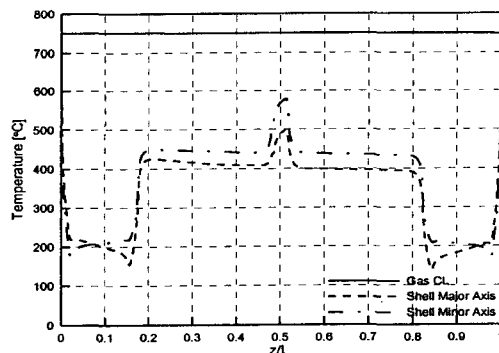


Fig. 19 Temp. profiles(Model-6, M)

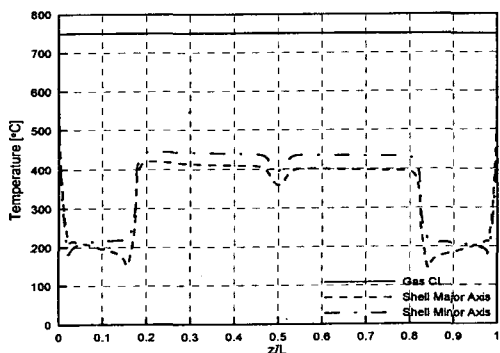


Fig. 17 Temp. profiles(Model-5, M)

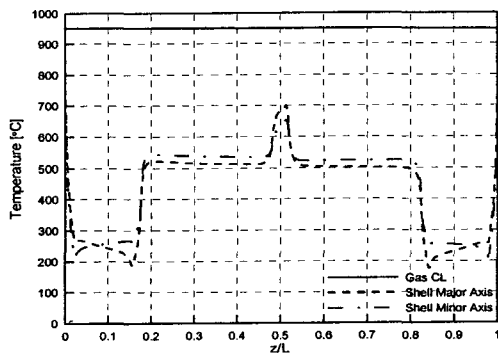


Fig. 20 Temp. profiles(Model-6, H)

어갯을 돕으로써 보온 단열 효과를 가져와 초기 냉시동시 배기가스의 열손실을 감소시키려는 설계 목적에 부합된 결과로 볼 수 있다.

Fig. 21~23은 Model 4~6에 대한 컨버터 외곽 Shell의 전체 온도분포를 나타낸 것이다. 전체적으로 Major Axis 보다는 Minor Axis에서의 Shell의 온도가 높고 유동 방향으로의 온도 감소를 보

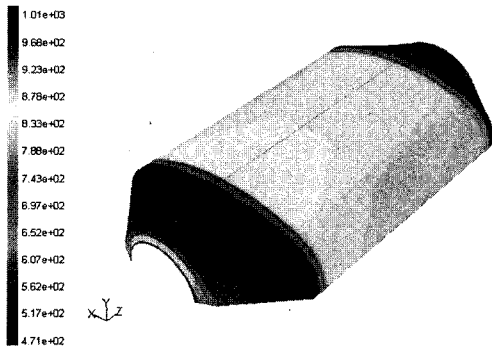


Fig. 21 Temp. contours of shell(Model-4, H)

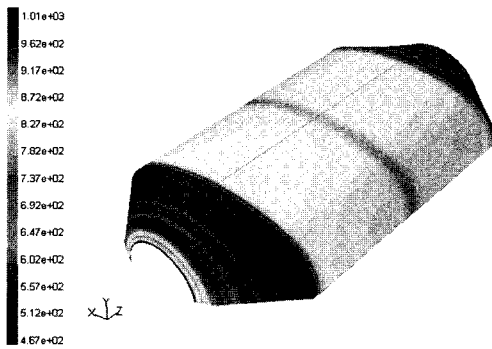


Fig. 22 Temp. contours of shell(Model-5, H)

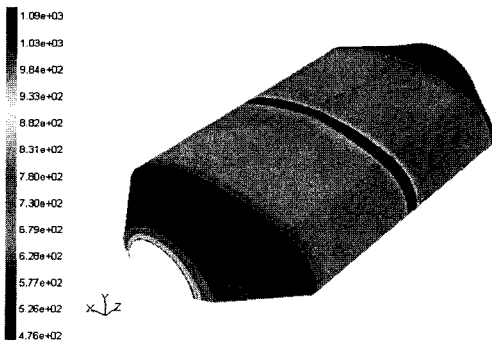


Fig. 23 Temp. contours of shell(Model-6, H)

여주고 있다. 또한 Monolith와 Mat의 배열에 따라 Mid-bed 영역에서 온도 분포가 상당한 차이를 보이고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

촉매 컨버터의 고온 내구성을 고려함에 있어서 가장 중요한 사항은 Shell, Mat 및 Monolith에서의 최대 운전 온도를 정확히 예측하는 것이다. 본 연구에서는 Oval형 자동차 촉매 컨버터의 설계에 있어서 중요한 고려사항인 촉매 컨버터의 고온 열적 거동을 CFD 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 촉매 컨버터 입구 콘부에서 Minor Axis 보다는 단면이 급확대 되는 Major Axis에서 심한 재순환 영역이 나타나며, 입구 콘에 비해 출구 콘부에서는 비교적 균일한 속도 분포를 보였다.

2) Single Cone의 경우가 Dual Cone 보다 Major Axis과 Minor Axis에 대한 Cone 외곽 Shell에서의 온도 차이가 크게 나타났으며, 이는 특히 출구 Cone부 보다는 입구 Cone부에서 큰 차이를 보였다.

3) Dual Cone 형상의 경우 우수한 단열 효과로 인해 Single Cone 형상에 비해 Cone의 외곽 Shell 온도가 현저히 낮게 나타났다.

4) Mid-bed 영역에서의 설계 변수에 따라 외곽 Shell 부의 온도 분포에서 상당한 변화를 가져왔다.

5) 외곽 Shell의 온도 분포는 전체적으로 장반경 축에 비해 단반경 축에서의 온도가 30℃ 이상 높게 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부와 과학기술부에서 시행한 G7 차세대자동차기술개발사업에 의해 연구 수행된 내용 중 일부분으로 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- 1) W. Taylor III, "CFD Prediction and Experi-

- mental Validation of High Temperature Thermal Behavior in Catalytic Converters," SAE 1999-01-0454, 1999.
- 2) R. H. Perry, "Perry's Chemical Engineers' Handbook," Sixth Edition, 1984.
  - 3) C. Chung, S. Rajadurai, L. Geer, "CFD Investigation of Thermal Fluid Flow and Conversion of the Catalytic Converter," SAE 1999-01-0462, 1999.
  - 4) N. Srun AP, "Exhaust Heat Exchange in a Pipe of an Internal Combustion Engine EGR Cooler and Passenger Compartment Heating Applications," FISITA 2000.
  - 5) David, K. S. Chen, "A Numerical Model for Thermal Problems in Exhaust Systems," SAE931070, 1993.
  - 6) S. Shi-jin, "Study on Flow Characteristics of Automotive Catalytic Converters with Various Configurations," SAE 2000-01-0208, 2000.
  - 7) Young and Findlayson, "Mathematical Modeling of the Monolith Catalytic Converter-Part 1: Development of Model and Application of Orthogonal Collocation," AICHE Journal, pp. 22-331, 1976.
  - 8) S. Meisner, S. C. Sorenson, "Computer Simulation of Intake and Exhaust Manifold Flow and Heat Transfer," SAE 860242, 1986.
  - 9) P R S White, M S A Leaney, "Prediction of Local Heat Transfer Coefficients in the Exhaust Down Pipe during Engine Warm-up," IMechE C543/066/99, 1999.
  - 10) Y. Zhang, K. Phaneuf, R. Hanson, N. Showalter, "Computer Modeling on Exhaust System Heat Transfer," SAE 920262, 1992.