

A Numerical Simulation of a Multi-phase Flow mixed with Air and Water around an Automobile Tire

J. S. Woo*, H. W. Kim**
우 종 식, 김 향 우

ABSTRACT

A three-dimensional multi-phase flow is simulated around a smooth tire. This simulation is conducted by solving Navier-Stokes equation with a $k-\epsilon$ turbulent model. The numerical calculations are carried out by modeling a multi-phase free surface flow mixed with air and water at the inlet. The numerical solutions show an intuitively resonable behavior of water around a moving tire. The calculated pressure around the tire surface along the moving direction is presented. The moving velocities of the tire are chosen to be 30, 40, 60, and 70 km/h. The numerically simulated pressures around the tire are compared with existing experimental data. The comparison shows a new possible tool of analyzing a hydroplaning phenomenon for an automobile tire by means of a computational fluid dynamics.

Keywords : Multi-phase Flow(다층유동), Hydroplaning(수막현상), $k-\epsilon$ Turbulent Flow($k-\epsilon$ 난류 유동), Computational Fluid Dynamics(수치유체역학), Smooth Tire(패턴이 없는 타이어), Volumetric Ratio(체적비)

Nomenclature

$C, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$: Empirical turbulent model constants

ϵ : Turbulent dissipation rate[m²/s³]

g : Gravitational factor[m/s²]

k : Turbulent kinetic energy[m²/s²]

ρ : Density of the flow[kg/m³]

P : Shear production[N/m²]

p : Mean pressure[N/m²]

u_0 : Initial velocity of flow[m/s]

u_i : Mean velocity components for $i = 1, 2, 3$ [m/s]

u_i' : Fluctuating velocity component[m/s]

μ_{eff} : Effective viscosity[kg/ms]

* Research Specialist at Kumho Tire Co. LTD.
R&D Center, Kwangju Korea

** 정회원, 송원대학 자동차과

μ_T : Turbulent viscosity[kg/ms]

1. Introduction

A separation between an automobile tire and road surface due to water film occurs when there exists a greater hydrodynamic pressure of water than the tire's weight and load. This phenomenon is well known as 'hydroplaning' or 'aquaplaning'.¹⁻³⁾ The pressure of a water film can be calculated using a lubrication theory.⁴⁾ However, the computational fluid dynamics(CFD)⁵⁾ is another natural choice to simulate the flow of water and air around the moving tire. This CFD method can be used to calculate the flow field quantities around the tire. In this paper, a finite volume method using a CFD code, CFX⁶⁾, is employed to simulate a three-dimensional incompressible multi-phase turbulent flow around an arbitrary smooth tire. A multi-phase flow mixed with water and air is calculated by solving turbulent Navier-Stokes equations. This free surface flow is modeled so that the separation and interaction between water and air can be taken into account. The k- ϵ turbulent model is used to deal with a high speed moving tire. The schematic diagram of the model is shown in Fig.1.

The purpose of this multi-phase flow simulation is to calculate a realistic three-

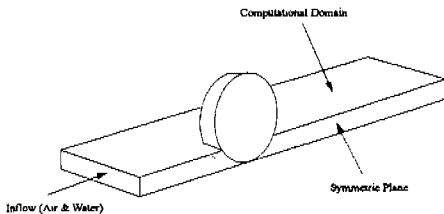


Fig.1 The schematic diagram of the tire and computational domain

dimensional pressure development at the leading surface of a smooth tire. This calculation of a pressure distribution around the tire can play an important role of understanding how a real situation on a wet road can be visualized and physically comprehended with the aid of a CFD method.

2. Governing Equations

The governing equations for the unsteady incompressible turbulent flow can be written as follows :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[-\overline{u_i u_j'} + \frac{\mu_{eff}}{\rho} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \right\} + g_j \quad (2)$$

Here, u_i and u_j ($i, j=1,2,3$) are the mean fluid velocities, g the gravity, and μ_{eff} the effective viscosity defined by

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (3)$$

where μ_T is the turbulent viscosity. The calculation assumes a k- ϵ model with

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

The transport equations for the turbulence kinetic energy k and the turbulence dissipation rate ϵ can be written as follows :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = P + g - \rho \epsilon \quad (5)$$

and

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) = C_1 \frac{\epsilon}{k} (P + C_3 g) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

where P is the shear production and g a gravitational factor.

3. Arbitrary Tire Profile

The size of a tire is arbitrarily selected for the calculation. The diameter and the width of an undeformed tire are 40 and 16cm, respectively. It is assumed that the deformation of a tire induces the footprint to be a rectangular shape with 16cm in width and 9cm in length. The computational domain in height is limited to be 10cm. The wall boundaries of a tire are treated as a rigid surface as well.

4. Grid Points

In order to simulate an external flow the far field boundary conditions are imposed at the outer boundaries. These far field boundary conditions are placed far away from the tire so that any reflection of the flow field at the outer boundaries is mathematically neglected.⁷⁾ The deformed shape of a tire is arbitrarily modeled. The outer nodes of the model are shown in Figs.2~3. As shown in Figs.2~3 finer grid points are generated near the tire surface where boundary layers are mainly present. This region of large gradients of the flow quantities must be resolved by clustering the grid near the surface of a tire. The governing equations are solved using a finite volume method.⁵⁾ The number of cells for a 3-D

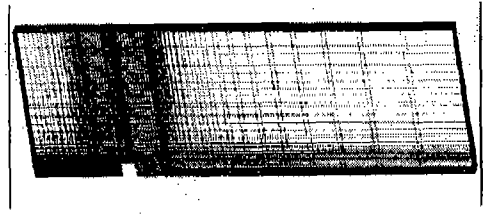


Fig.2 The node elements at the surface of the model geometry

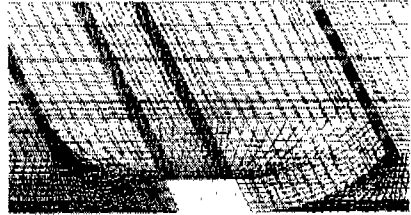


Fig.3 The enlarged model geometry of Fig.2

finite volume method is 29,376.

5. Boundary and Initial Conditions

In a present simulation, a tire is assumed to be stationary inducing that the inflows are entered at the same rate of velocity of an imaginary moving tire. Therefore, an in-flow boundary condition is applied at the normal surface of the inflow boundary as shown in Fig.4. The outer boundary condition is applied by assuming a conservation of mass. The whole physical domain of the problem can be generated by one half of whole domain due to symmetry. The slip condition is a good selection at the surface of symmetry as shown in Fig.4. Slip boundary conditions suggest the flow at the boundary is assumed to be inviscid(i.e., velocities u, v, or w is not zero). The wall boundary conditions (no-slip conditions) are applied at the surface of a tire. The rest of boundary conditions is summarized in Fig.4.

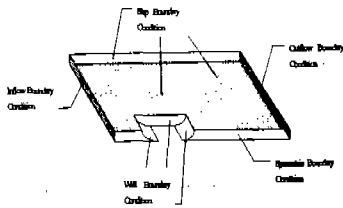


Fig.4 The boundaries for the different conditions

As an initial boundary condition three different speeds are selected : 30, 40, 60, and 70km/h. These initial conditions are corresponded to the moving tire velocities.

6. Results

Calculations are carried out at four different initial velocities at the inlet. Two distinct inflow conditions are given at the inlet as shown in Fig.5. A fully occupied region by water at the inlet is located between the ground and the height of 0.02 m. The rest of volume is occupied by air. The volumetric ratio per unit length is 1/4 as indicated in Fig.5. The numerical experience shows the volumetric ratio 1/4 is an optimal ratio for the problem in terms of CPU and convergence rate. Ratios less than 1/4 result in inaccurate interactions between two fluids whereas ratios more than 1/4 show very similar solutions. The model of a tire is assumed to be smooth, i.e., there is no groove at the surface of a tire.

The unsteady solutions are obtained at four different initial conditions at the inlet 30, 40, 60, and 70km/h. The convergent solutions are assumed at the tolerance of machine zero. Fig.6 shows the volumetric ratio of water and air on the road surface $y = 0.01m$ at $u_0 = 30km/h$. The ratio 1.0 in this

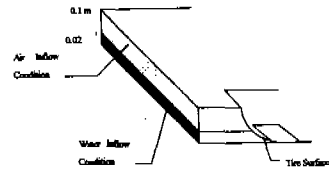


Fig.5 Two distinct inflow boundaries at the inlet regions

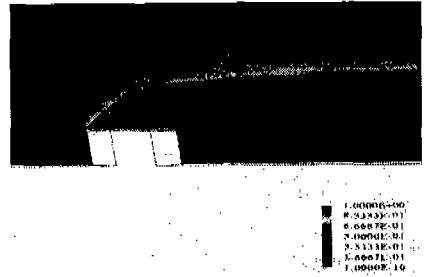


Fig.6 The volumetric ratio of water and air on the road surface $y=0.01m$ at $u_0=30km/h$

figure indicates that there is all water whereas the ratio 0.0 indicates there is no water but all air in this region. As shown in Fig.6 the region behind the trailing surface of a tire is filled with air. This observation from the numerical simulation does not violate one's experience and observation of driving on a wet road. From this figure it can be led that the pressure to hydroplane the tire is mainly caused by the frontal pressure acting on the surface of a tire.

Fig.7 indicates the volume fraction of water at the height $y=0.02m$. This height possesses the interface between water and air given as an initial condition at $t=0$. Fig.7 shows there is an accumulation of water at the leading surface of a tire creating the higher pressure near the surface. At the side of a tire for this height the bow shaped wave of water is formed similar to the

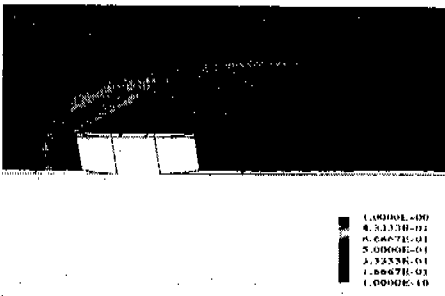


Fig.7 The volumetric ratio of water and air on the road surface $y=0.02\text{m}$ at $u_0=30\text{km/h}$

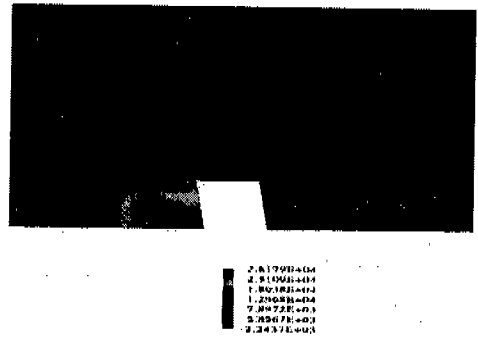


Fig.9 The pressure contour of water at the leading surface of a tire at $y=0$ and $u_0=30\text{km/h}$

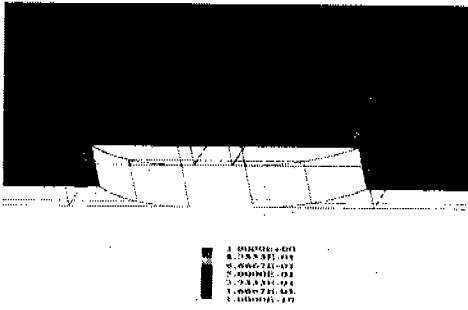


Fig.8 The volumetric ratio of water and air on the road surface $y=0.05\text{m}$ at $u_0=30\text{km/h}$

splash of water created by a moving automobile on a wet road. At the height $y=0.05\text{m}$ it is observed in Fig.8 that there exists mostly air in this region except some creation of water resistance in front of the frontal tire surface. The figures at $y=0.01$, $y=0.02$, and $y=0.05\text{m}$ show a similar fashion as the realistic behavior of water and air behind the moving tire on a wet road

The pressure contour of water at the leading surface of a tire is exhibited in Fig.9 showing the maximum pressure is observed at the center of the frontal tire surface along the symmetric line. Fig.10 shows the pressure along the symmetric line at four different velocities; 30, 40, and

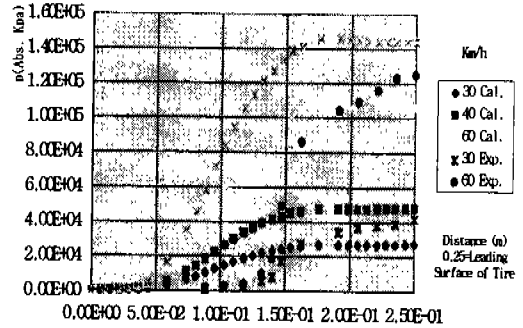


Fig.10 The pressure along the symmetric line at four different velocities; 30, 40, and 60km/h

60km/h. The calculated pressures are compared with experimental data from Groger.⁸⁾ However, the shape of a tire used in experiment is different from the one used for the present calculations. Strictly speaking, the comparison can only show a general similarity of the pressure pattern between the numerical calculations of the present study and the experimental data of the pressure. Another difference between two results is the height of the initial water region. The present study sets the height of water to be 2cm whereas the experimental data is obtained with a water height 0.8cm.

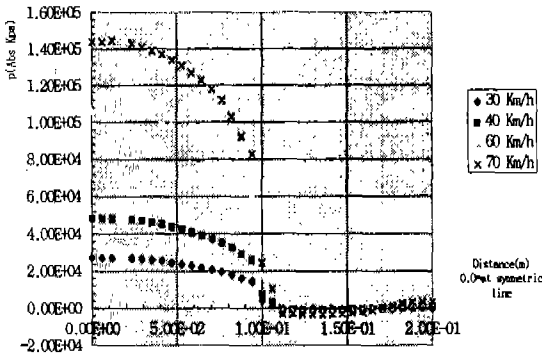


Fig.11 The lateral pressures of water along the tire surface at $y=0.0\text{m}$ and $u_0=30\text{km/h}$

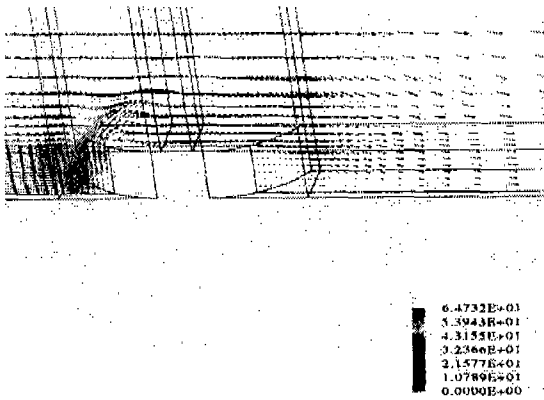


Fig.12 Velocity vectors of the flow at $u_0=30\text{km/h}$ and $y=0.02\text{m}$

The plots in Fig.10 for $u_0=30$ and 60km/h show that the calculated pressures with the thicker water height start to increase the pressure at the farther distance from the tire leading surface than the experimental pressure. Fig.11 represents the lateral pressures of water along the tire surface at $y=0.0\text{m}$ and $u_0=30\text{km/h}$. This Fig.suggests that as the speed of the tire increases the lateral pressure increases in a non-linear fashion. The pressure difference between 30 and 40km/h at the symmetric line is far less than the difference between 60 and

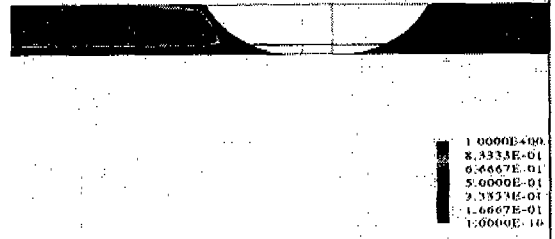


Fig.13 The lateral view of a volume fraction of water and air around the tire

70km/h .

The velocity vectors representing the direction and magnitude of the mixed flow of water and air at $y=0.02\text{m}$ and $u_0=30\text{km/h}$ are exhibited in Fig.12. The maximum velocities are located in front of a tire surface. The back flow or a vortex of the flow is observed behind the tire. From Fig.7, however, the vortex is generated and formed by air only. This plot also represents the development of higher velocities around the tire. The velocities range from zero at the tire surface to $64.7\text{m/s}(233\text{km/h})$ in front of a tire. Fig.13 shows the lateral view of a volume fraction of water and air around the tire. The fraction 1.0(labeled red in color) implies that water is fully concentrated at the frontal area of a tire. Water is seemed to climb up along the frontal surface of a tire as the steady velocity is reached; e.g. the case of Fig.12 represents the steady velocity at 30km/h .

The present results show the reliability of a CFD application for the prediction of the frontal pressure of water at the leading edge of a moving tire. In addition, the current results indicate a possible tool of visualizing the mixed flow of water and air around the tire on a wet pavement. The calculations involve two phases; water and

air. The convergence is reached at three thousand iterations. The CPU time for each simulation is taken about five hours on CRAYC90.

7. Conclusions

A three-dimensional unsteady turbulent flow is numerically simulated for the smooth tire on a wet road at the velocities 30, 40, 60, and 70km/h. At the inlet water and air are initially entered at the ratio of 1 to 4, respectively, to observe an interaction and flow behavior around a tire. This multi-phase free surface simulation is conducted to obtain the pressure distribution of water at the center of a tire.

The main purposes of the calculation are to visualize the flow behavior of water and air and to predict the pressure acting on the frontal surface of a tire. This prediction is intended to provide a numerical tool of evaluating the pressure to hydroplane the tire. The calculations are compared to experimental data obtained from a literature.⁹⁾ The comparison shows very good agreement despite the different shape of tire models. In further simulations, the existence of grooves on the tire surface will provide a more realistic situation of a water-and-air interaction for a moving tire. Moreover, the present study has not considered the deformation rate of the tire as the pressure is increased at the surface. The interaction between the pressure and the deformation of the tire must be studied to provide a better modeling of hydroplaning.

Acknowledgment

The presented calculations are conducted at KumHo Research and Development Center.

Reference

1. A. L. Browne, D. Whicker, and S. M. Rohde, "The Significance of Tread Element Flexibility to Thin Film Wet Traction", *Tire Science and Technology*, TSTCA, Vol. 3, No. 4, November pp. 215~234, 1975.
2. A.L. Browne, "Tire Deformation During Dynamic Hydroplaning", *Tire Science and Technology*, TSTCA, Vol. 3, No. 1, pp. 16~28, Feb. 1975.
3. S.M. Rohde, D. Whicker, and A.L. Browne, "Dynamic Analysis of Elastohydrodynamic Squeeze Films", To be published in *Journal of Lubrication Technology*.
4. Hermann Schlichting, "Boundary Layer Theory", Seventh-Edition, by McGraw-Hill, Inc, 1979.
5. D. Anderson, J.C. Tannehill, R.H. Pletcher, "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1984.
6. "CFX4.1 Flow Solver User Guide-Contents", Computational Fluid Dynamics Services, Building 8.19, Harwell Laboratory, Oxfordshire OX11 ORA United Kingdom.
7. J.S.Woo, "Development of Multi-domain Pseudospectral Techniques for Unsteady Two-dimensional Inviscid and Viscous Compressible Flows over Two-dimensional Bodies", Dissertation, The University of Connecticut Storrs, Connecticut, 1994.
8. H. Groger and M.Weis, "Calculation of the Three-dimensional Free Surface Flow around an automobile Tire", *Tire Science & Technology*, TSTGA, 24, 39~49, 1996.

6기통 가솔린 엔진에 장착된 촉매변환기 내의 3차원 비정상 유동특성 해석

Three Dimensional Unsteady Flow Characteristics inside the Catalytic Converter of 6 Cylinder Gasoline Engine

정 수 진*, 김 우 승**
S. J. Jeong, W. S. Kim

ABSTRACT

A theoretical study of three-dimensional unsteady compressible non-reacting flow inside double flow of monolith catalytic converter system attached to 6-cylinder engine was performed for the achievement of performance improvement, reduction of light-off time, and longer service life by improving the flow distribution of pulsating exhaust gases. The differences between unsteady and steady-state flow were evaluated through the numerical computations.

To obtain the boundary conditions to a numerical analysis, one dimensional non-steady gas dynamic calculation was also performed by using the method of characteristics in intake and exhaust system. Studies indicate that unsteady representation is necessary because pulsation of gas velocity may affect gas flow uniformity within the monolith. The simulation results also show that the level of flow maldistribution in the monolith heavily depends on curvature and angles of separation streamline of mixing pipe that homogenizes the exhaust gas from individual cylinders. It is also found that on dual flow converter systems, there is severe interactions of each pulsating exhaust gas flow and the length of mixing pipe and junction geometry influence greatly on the degree of flow distribution.

주요기술용어 : Catalytic Converter(촉매변환기), Unsteady Flow(비정상 유동), The method of Characteristics (특성곡선법)

* 정희원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 한양대학교 기계공학과

1. 서 론

최근 EC(European Community)등은 자국 내로 수입되는 모든 차량에 촉매변환기의 장착을 의무화하여 놓고 있으며 배기규제 또한 한층 강화하고 있는 추세이다. 따라서 소음 및 배기정화를 담당하고 있는 촉매변환기의 최적설계는 각 자동차 연구소에서 활발히 진행하고 있는 연구항목 중의 하나이다.

촉매변환기의 효과적인 작동은 촉매변환기 내 담체(substrate)를 통과하는 가스의 속도분포 및 열전달 등 많은 인자에 의해서 영향을 받고 있다. 이러한 인자들에 의해서 촉매의 저온활성화(light-off) 시간과 담체의 효과적인 사용정도가 결정되어 진다. 특히 최근들어 시내 주행패턴이 10분 이내로 짧아지는 추세를 보이고 있어 활성화 시간의 단축은 촉매변환기의 설계에 있어서 가장 중요한 요소로 등장하게 되었다. 활성화 시간의 단축은 촉매변환기의 입구 확대부(diffuser) 및 배기관의 형상에 많은 영향을 받고 있으며 담체 내를 통과하는 가스의 유속분포의 균일도 정도는 변환효율에 직접적인 영향이 있을 뿐만 아니라 급격한 온도구배를 억제시켜 수명연장에도 많은 영향을 미치는 것이 확인되었다.^{1,3,4)} 따라서 담체 내의 속도분포에 관련된 배기관의 직경 및 곡률 그리고 입구 확대부 등의 최적화를 위하여 많은 연구들이 수행되어져 왔다.^{2,5)} 특히 최근들어 컴퓨터의 발전에 발맞추어 진산 유체 역학 기법을 응용한 촉매 변환기 내부 유동에 관한 연구들이 더욱 활발히 이루어 지고 있다.^{2,4)}

그러나 지금까지의 연구는 대부분 촉매 변환기의 입구 확대부 형상 및 입구 배기관의 곡률 및 직경의 변화에 따른 유동특성 변동을 정상상태로 계산하거나 가스의 맥동효과를 무시한 것이었다. 이러한 단순화된 계산은 일반적으로 UBC(under body catalytic converter)형 촉매변환기의 경우에는 큰 오차없이 담체 내의 유속분포를 계산 할 수 있다고 보고되어 있다.⁶⁾ 그러나 6기통 엔진과 같은 다 실린더(multi-cylinder) 기관에 장착되는 double flow type의 촉매변환기의 경우, 촉매 변환기로 연결되어 있는 배기관이

많은 이음부로 구성되어 있으며 또한 각 실린더 간의 순차적 점화로 인한 복잡한 간섭으로 인하여 변환기 입구에서의 비정상적 속도 변동이 크다. 따라서 이러한 비정상적 유동특성을 해석에 반영하기 위해서는 촉매 변환기로 유입되는 가스의 시간에 따른 속도변동을 알아야 한다. 이러한 배기관 내의 속도 변동은 실린더의 빠른 속도와 고온 고압의 배기가스의 분출에 따른 압력파의 맥동현상에 기인한 것이다. 따라서 본 연구에서는 6기통 엔진에 장착된 double flow type의 촉매변환기와 이에 연결되어 있는 배기관 및 이음부를 3차원으로 모델링 하여 비정상 압축성 난류유동을 고려한 수치해석을 수행하여 배기관 내를 흐르는 가스의 간섭현상이 담체 표면의 유속 균일도에 미치는 영향을 파악하였다. 이 때 입구에서의 속도변동값을 경계조건으로 사용하기 위해서 특성곡선법^{7,10)}을 사용하였다.

본 연구의 목적은 촉매변환기 내의 가스의 비정상적인 유동특성을 해석함으로써 실운전 조건 하에서 발생하는 실린더 간의 간섭 및 이음부에서의 혼합 현상등이 담체 내의 속도 균일도에 미치는 영향등을 연구하는 것이다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

본 연구에서는 촉매변환기 내의 유동을 3차원 압축성 비정상 난류유동으로 계산하였으며 가스의 밀도 변화는 이상 기체 방정식으로부터 계산하였다. 난류모델은 아래 식 (1)-(3)과 같은 Chen¹¹⁾의 Extended k-ε 모델을 사용하였다. 이 모델은 소산을 방정식에 2차의 생성을 시간스케일(production rate time scale)을 첨가하여 급격한 변형율을 효과적으로 표현하여 난류 운동에너지의 급격한 생성과 소산이 수반되는 제트류와 같은 유동에 표준 k-ε 난류 모델보다 정확한 예측 성능을 보유한 것으로 알려져 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho k \bar{u}) = \nabla(\rho \sigma_k D \nabla k) - \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla(\rho \epsilon \bar{u}) = \nabla(\rho \sigma_\epsilon D \nabla \epsilon) + c_1 P \frac{\epsilon}{k} - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + c_3 \rho \epsilon \nabla \bar{u} + c_4 D \frac{P}{k} \quad (2)$$

여기서,

$$P = \rho D \left[2(\nabla \bar{u})^2 + (\nabla \bar{u} + \nabla \bar{u}^T)^2 - \frac{2}{3}(\nabla u)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla u \quad (3)$$

$D = c_\mu k^2 \epsilon + D_L$ 이며 D_L 은 층류점성계수, \bar{u} 는 평균 속도 벡터, 상첨자 T는 transpose를 의미하며, 소산율 방정식에 포함된 상수값은 아래 표 1과 같다.

Table 1 Values assigned to Chen's k- ϵ turbulence model coefficients

σ_k	σ_ϵ	C_1	C_2	C_3	C_4
1.33	0.869	1.15	1.9	-0.4	0.25

2.2 담체의 수학적 모델

해석 대상 촉매변환기의 담체는 듀얼타입으로 정사각형의 셀로 이루어져 있으며 400cps의 밀도와 0.15mm의 벽두께를 가지고 있다. 담체를 통과할 때 발생하는 압력 강하를 표현하기 위하여 본 연구에서는 담체를 아래의 식 (4)와 같이 국부유속에 대한 단위길이 당 압력손실로 표현되는 다공성 매체로 처리하였고 이를 통과하는 유동의 속도는 축방향으로 지배적이기 때문에 단면방향으로의 물질전달은 무시하였다.

$$\frac{\partial p}{\partial x_i} = -K_i u_i \quad (4)$$

$$K_i = (\alpha_i |\bar{v}| + \beta_i) u_i \quad (5)$$

담체의 항력은 속도에 무관하므로 $\alpha_i=0$ 이며

β_i 는 실험적으로 구하였다. 단면 방향의 α , β 값은 큰 값(10^5)을 입력하여 유동을 억제하였다. 본 연구의 모든 계산결과들은 담체 내에서의 화학반응을 무시하였으며 촉매변환기를 등온상태로 계산하였는데 실제로 화학반응이 속도에 미치는 영향은 10% 이내로 보고되어 있다.¹²⁾

촉매변환기에 있어서 배기관을 통과한 배기가스의 담체 표면에서의 속도분포의 균일도는 촉매변환기의 변환효율과 노화(aging)에 많은 영향을 미치므로 이의 지표(index)를 설정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 식 (6)과 같은 방법으로 균일도 지표를 설정하였다.

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\sqrt{(w_i - w_{mean})^2}}{w_{mean}} \quad (6)$$

γ = 균일도 지수

w_i = 국부 속도

w_{mean} = 평균유속

2.3 배기관 내의 비정상 유동해석

3차원 CFD 해석의 비정상적인 입구경계조건을 얻기 위하여 흡,배기관 내의 가스의 비정상 유동을 1차원 가변 엔트로피(non-homentropic) 유동으로 간주하여 이를 특성곡선법을 이용하여 계산하였다. 이 계산방법은 관 내의 압축성 비정상 유동을 공간 x와 시간 t의 평면 상에 위치한 사각형 격자에서 계산하며 기울기를 가지고 있는 특성곡선을 따라 $U \pm A$ 의 속도로 움직이는 특성변수(Riemann variable)[10]를 도입하여 계산한다. 연소 후의 배출되는 배기가스의 압력과 온도를 계산하기 위하여 Benson¹⁰⁾의 2영역 연소 모델(Two Zone Combustion Model)을 사용하여 연소 과정을 해석하였다. 흡·배기관 내의 유동을 압축성 1차원, 비정상 유동으로 간주하고 마찰, 열전달, 온도구배를 고려하면 아래의 3가지 편미분 방정식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (8)$$

여기서, $G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{A}{D}$

$$\begin{aligned} q\rho F = & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho F \left(\frac{e + u^2}{2} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u F \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

이때, $\frac{p}{\rho} = RT$, $q = \frac{2f}{D} \frac{k}{k-1} R|u|(T_w - T_g)$,

$$e = C_v T = \frac{P}{(k-1)\rho}$$

여기서 ρ , u , F , e , p , q , f 는 각각 밀도, 속도, 관의 단면적, 내부 에너지, 압력, 단위 시간당 열전달율, 마찰계수이다.

이때 시·공간의 평면에서의 특성곡선의 기울기는 아래와 같다.

$$\frac{dx}{dz} = U \pm A$$

여기서, Riemann 변수(λ)는 아래와 같다.

$$\lambda = U \mp \frac{k-1}{2} A$$

그리고, X, Z, U, A 는 각각 무차원 거리, 시간, 속도, 음속이며, 각각 $X = \frac{x}{x_{ref}}$, $Z = \frac{a_{ref} t}{x_{ref}}$,

$$U = \frac{u}{a_{ref}}, \quad A = \frac{a}{a_{ref}} \text{이다.}$$

한편 가변 엔트로피 유동에서는 Riemann 변수가 유체를 통과할 때 수정이 필요하다. 즉 시간의 증분에 따라 λ 가 변한다. 이것은 아래와 같은 방정식에 의해서 수정될 수 있다.

$$d\lambda = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dx} dz + A \frac{dA_A}{A_A}$$

$$\begin{aligned} & -\frac{k-1}{2} \frac{2fx_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[1 - (k-1) \frac{U}{A} \right] dz \\ & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qx_{ref}}{a_{ref}^2} \frac{1}{A} dz \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, A_A 는 엔트로피 수준이며 $A_A = \frac{a_a}{a_{ref}}$ 이다.

흡·배기계는 엔진의 복잡한 여러장치들과 연결되어 있으므로 특성곡선법을 사용하여 계산을 하기 위해서는 관 양단에 연결되어 있는 여러 장치들을 모델링하여야 한다. 본 연구에서는 실린더는 가스교환 과정 중에는 열역학적 개방계로 간주하였고, 흡·배기과정 중에는 특성곡선법으로부터 계산된 가스의 속도와 밀도로 부터 밸브를 통과하는 유량을 계산하여 흡·배기 과정 중의 실린더 내의 압력을 계산하며 압축, 연소, 팽창 과정에는 2영역 연소 모델을 사용하여 계산하였다. 또한 스톱을 바디는 단열압력강하가 일어나는 불연속점으로, 이음부는 정압모델을, 소음기는 급 확대, 축소 모델을 사용하였다.^{7,10)} 촉매변환기는 2개의 체적과 한 개의 관으로 모델링 하였다.

2.4 초기 조건, 경계조건 및 해석 알고리즘

초기조건은 시동초기 현상을 해석하기 위하여 가스가 정지해 있는 것으로 가정하였다. 작동유체는 600K의 공기이며 벽면은 단열조건을 주었으며 벽근처의 난류 상태량을 구하기 위하여 벽함수를 사용하였다. 출구조건으로는 압력경계조건을 사용하였으며 압력값은 실험적으로 구한 배압을 이용하였다. 계산은 1번 실린더의 EVO (Exhaust Valve Opening)를 기준으로 하였다. 상세한 해석조건 들은 Table 2에 나타내었다.

본 연구에서는 엔진의 흡·배기관 내의 비정상 유동을 특성곡선법을 사용하여 계산한 후 이로부터 얻은 시간에 따른 속도변동값을 CFD 해석의 입구 경계조건으로 사용하여 주 관심부분인 촉매변환기를 STAR-CD¹⁴⁾를 이용하여 3차원으로 해석하였다. Fig.1에 전체적인 계산의 흐름도를 나타내었다.

Table 2 Boundary conditions

Inlet boundary	시간에 따른 유입유속은 1-D Gas dynamic Simulation으로 부터 계산. 난류운동에너지k는 입구유속의 5%로 계산하였고, 소산율은 $\epsilon = 0.09^{3/4} K^{3/2} / l$ 의 관계로 부터 계산. 이때 l은 배기관의 직경임.
Outlet boundary	압력 경계 조건 $u^i, n=k, \epsilon, T=0$, 여기서 n은 $\frac{\partial}{\partial n}$
Solid wall boundary	$u^i=0$ K와 ϵ 는 벽함수를 이용하여 계산

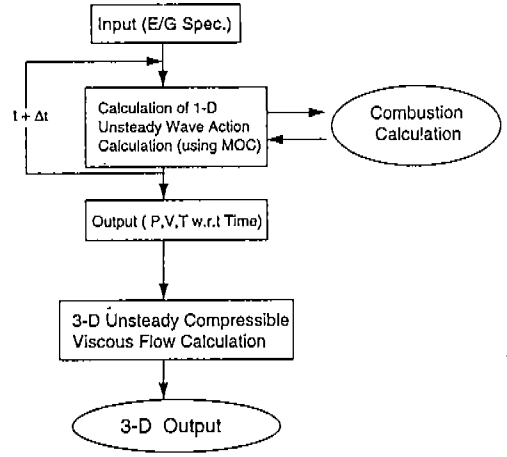


Fig.1 Calculation flow chart

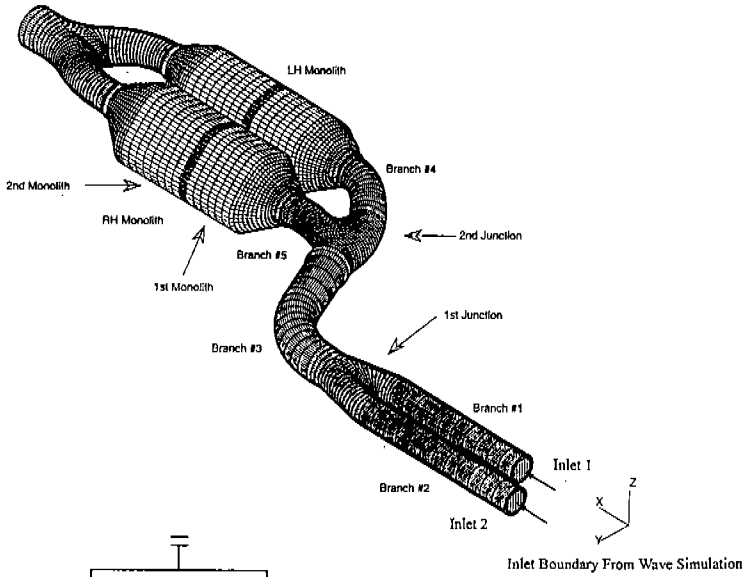


Fig.2 Computational grid of catalytic converter

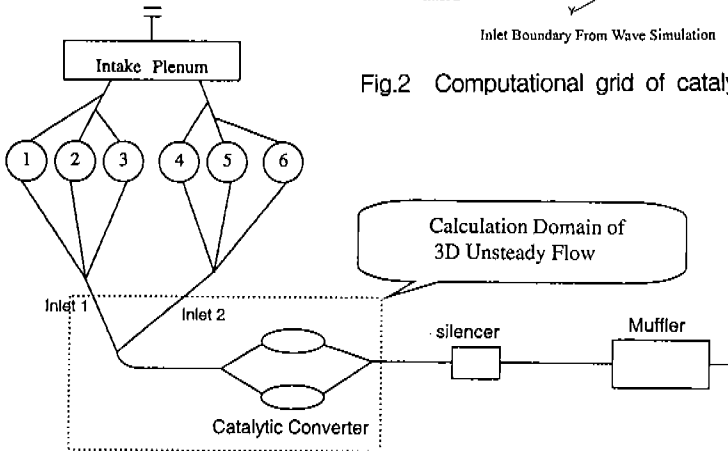


Fig.3 Schematic representation of a whole intake & exhaust system

Fig.2는 촉매변환기의 3차원 계산결과를 나타내며 흡·배기계의 간략도를 Fig.3에 각각 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 입구 배기관에서의 압력과 거동해석

본 연구에서 흡·배기관 내의 비정상 유동해석을 수행하기 위하여 사용한 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 全中豊¹⁵⁾ 등이 본 연구의 대상 엔진과 동일한 흡기관 형상에 대하여 실험적으로 구한 1번 실린더에 연결된 흡기 manifold에서의 압력파형을 WOT, 2,600, 2,800, 3,200rpm의 경우에 대해서 계산값과 비교하여 Fig.4(a) 나타내었다. 그림으로부터 본 연구에서 개발한 프로그램의 계산결과는 흡기관 내의 압력파의 산(peak)을 정확히 예측하고 있음을 볼 수 있다. Fig.4(b)는 Fig.3에 표시한 입구 배기관 1, 2에서의 압력파의 거동과 속도변동을 3,200rpm, WOT의 경우에 대해서 나타내었다. 그림에서 보듯이 배기관을 흐르는 가스의 속도 및 압력 변동은 각 실린더로부터 토출된 압축 가스의 팽창과 피스톤의 빠른 움직임으로 인한 압력파로 인하여 최대치와 최소치를 나타내는 파가 주기적으로 발생함을 볼 수 있다. 6기통 엔진과 같이 다 실린더 기관에서는 각 실린더 배기행정 중에 발생하는 이러한 압력파들은 이음부에서 서로 간섭하며 배기 manifold 하류로 전파되어 가며 결국 촉매변환기의 담체는 연속적으로 이러한 파와 접촉하게 된다. 또한 입구배기관 1, 2의 속도역시 각 실린더 및 이음부에서의 간섭과 배기관의 길이 차로 인하여 각 촉매 변환기로 유입되는 속도 및 압력 파형에 많은 상변위(phase shift)을 보인다. 이로 인하여 임의의 시간에 각 입구에서 속도 편차가 발생할 수 있다. 본 연구에서는 Fig.4(b)에 보인 압력파의 거동에 따른 속도변동을 입구조건으로 사용하여 각 실린더에서 주기적으로 배출되는 배출가스로 인한 배기관 내의 속도 및 압력변동이 담체 내의 유속 균일도에 미치는 영향을 연구하였다.

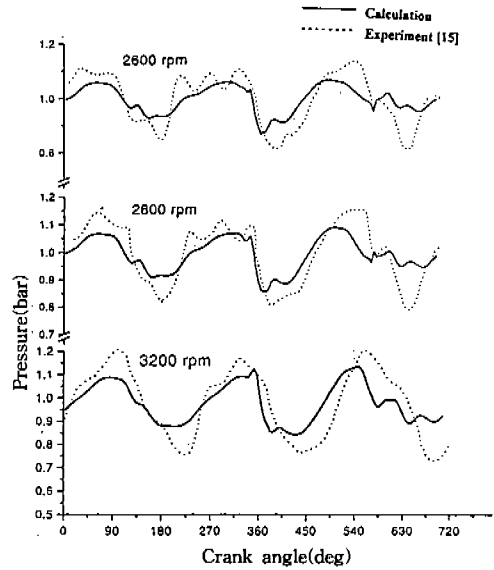


Fig.4(a) Pressure waves in the intake pipe

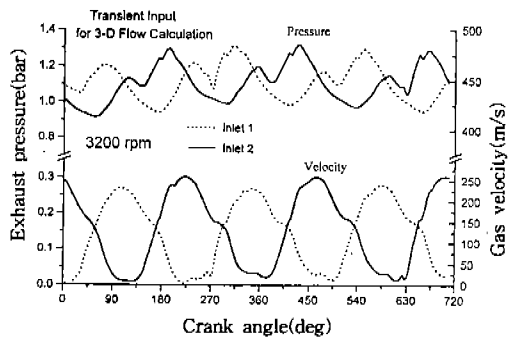
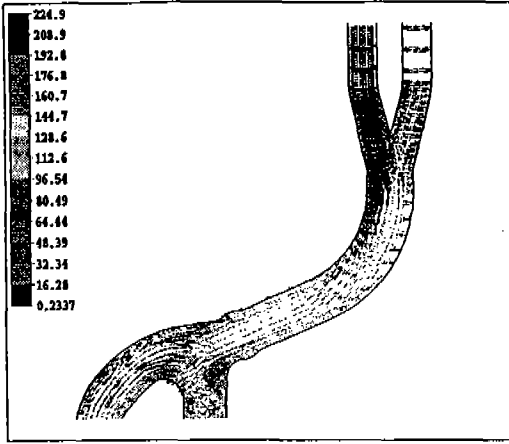


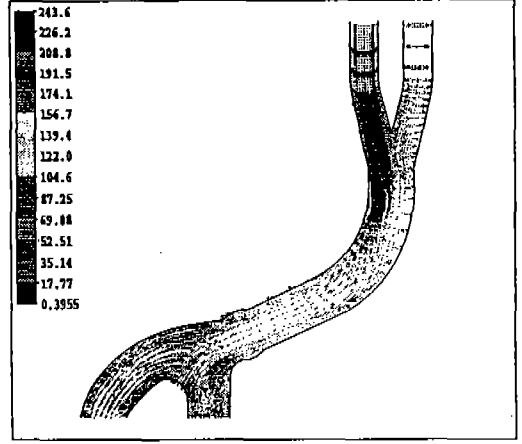
Fig.4(b) Pressure wave and gas velocity in the exhaust pipe connected to catalytic converter

3.2 촉매변환기 내의 비정상 유동해석

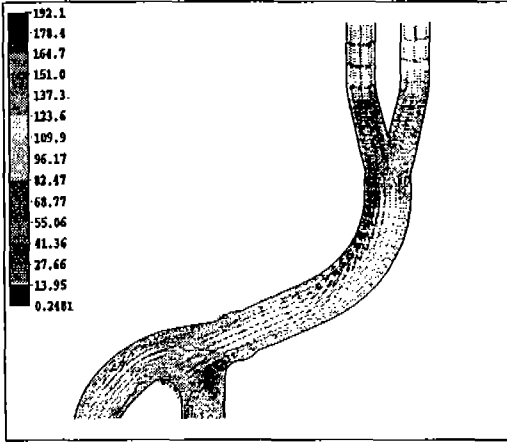
Fig.5(a-f)는 Fig.4의 속도변동을 입구 경계 조건으로 사용하여 3차원 비정상 압축성 유동해석을 수행하여 z축 중앙단면을 잘라서 1번 실린더 EVO를 기준으로 한 속도장을 나타내고 있다. 190°의 경우 2번 분지관으로 유입되는 강한 유동은 3번 분지관의 외측 벽면을 타고 가속되어 흐르면서 1번 분지관으로 유입되는 유동과 혼합된다. 이 혼합된 유동은 2번 이음부에서 각 촉매



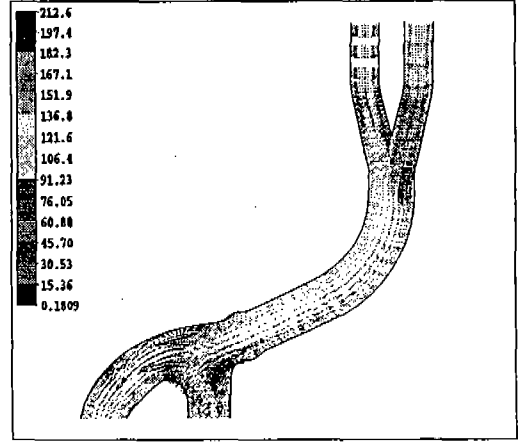
(a) 87.2deg



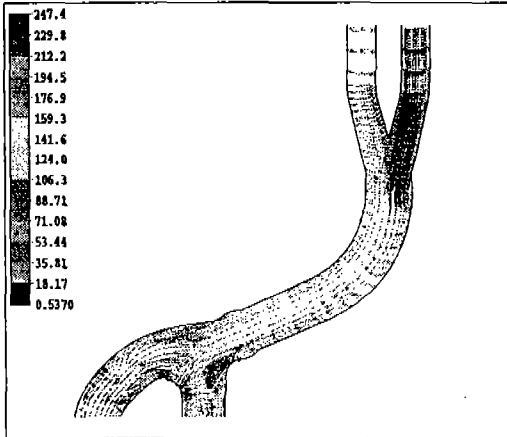
(b) 109.5deg



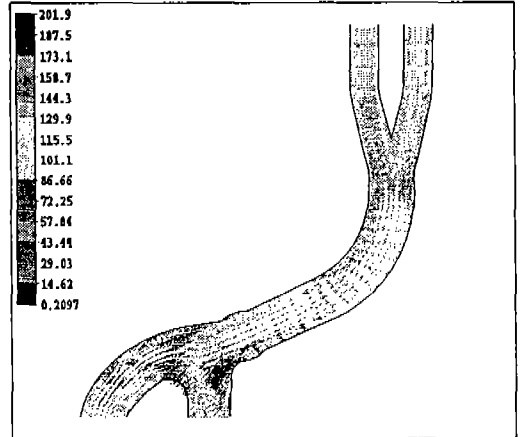
(c) 141.7deg



(d) 190deg

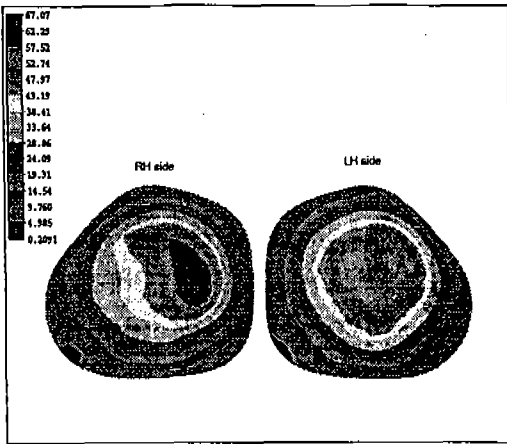


(e) 225deg

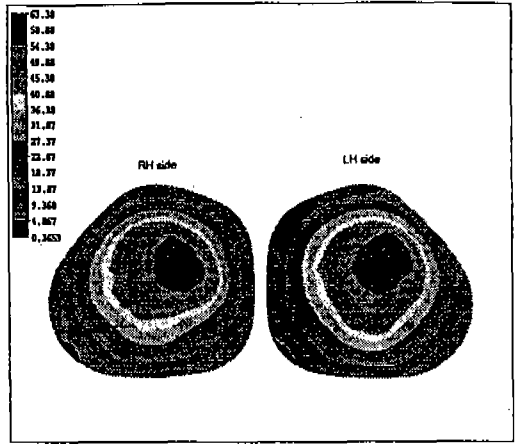


(f) 295deg

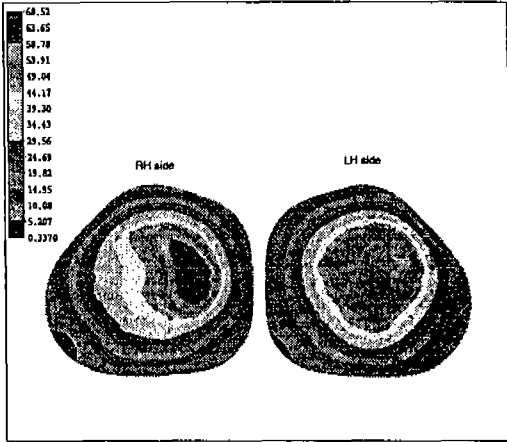
Fig.5 Predicted velocity vector plots with time variation



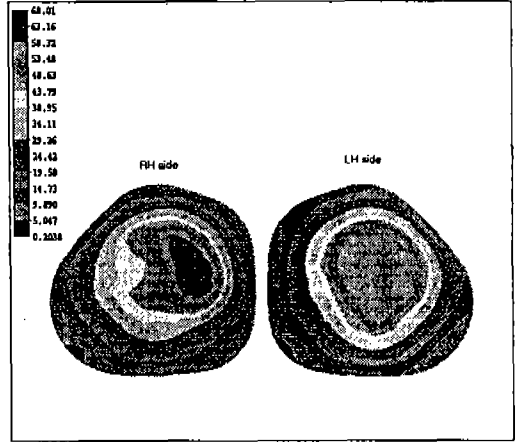
(a) 87.2deg



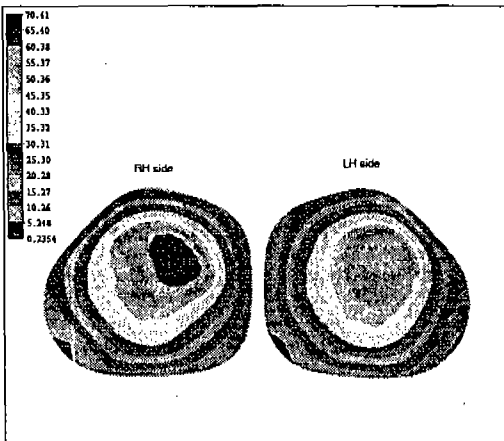
(b) 109.5deg



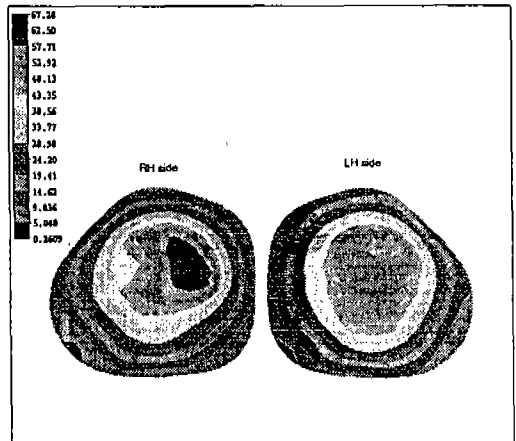
(c) 141.7deg



(d) 167.5deg



(e) 225deg



(f) 244deg

Fig.6 Predicted velocity distribution across the surface of first monolith

변환기로 유입되는데, 급격한 유선박리각을 지닌 5번 분지관으로 유입되는 유동은 입구에서 강하게 가속되고 있음을 볼 수 있다. 225°의 경우는 2번 분지관으로 부터 유입되는 강한 유동과 상대적으로 유속이 작은 1번 분지관으로 부터의 유동이 1번 이음부에서 상호 충돌하여 강한 간섭이 일어나고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 2번 분지관으로 부터의 강한 유속은 3번 분지관의 외측 곡률 부분으로 편중되어 흐르며 이는 4, 5번 분지관으로 분리되어 각 촉매변환기를 통과하게 된다. Fig.6(b-c)에서 보듯이 이러한 편중된 흐름은 속도 균일도를 저하시키는 원인이 된다.

Fig.6(a-f)는 좌측과 우측의 첫번째 담체표면에서의 속도분포를 크랭크각에 대하여 나타내었다. 그림에서 보듯이 배기관 및 이음부의 형상에 따라 축방향으로 편중된 유동으로 인하여 눈썹모양의 고속의 유동이 집중되어 있는 영역이 발생함을 확인할 수 있으며 이 속도집중 영역은 각 입구 배기관에서의 속도변동에 따른 이음부 및 곡률부분에서의 간섭 및 유속의 편중된 흐름으로 인하여 시간에 따라 크게 변하고 있음을 확인할 수 있다. 특히 우측의 유속분포는 입구관(5번 분지관)의 급격한 유선 박리각(Angle of streamline separation)으로 인하여 좌측 보다 속도분포의 변화량이 많음을 알 수 있다.

특히 87.2°의 경우, 1, 2번 분지관에서의 속도 차로 인한 3번 분지관 입구에서의 심한 간섭 현상은 결국 편중된 유속이 각 촉매변환기로 유입되어 Fig.6(a)에서 보듯이 각 담체표면에 분포하는 유속분포 양상이 서로 상이하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 109.5°에서 좌측 담체표면 위 상부에 국부적으로 높은 속도분포가 나타나는데 이는 1번 분지관을 통과하는 빠른 유동이 3번 분지관의 내측벽을 타고 흐르며 2번 분지관으로 부터의 유동과 충분히 혼합되며 4번 분지관의 곡률을 타고 촉매변환기로 유입되기 때문이다. 그러므로 이 경우 유동은 2번 분지관에서 각 촉매변환기로 타 경우에 비해 균일하게 분배되어진다. 그러므로 우측 담체 표면의 유속분포는 타 경우보다 속도집중 정도가 완화되어 분포되어짐을 볼 수 있다. Fig.7은 1번 실린더의 EVO

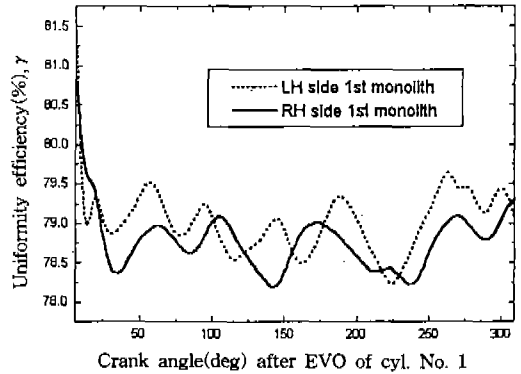


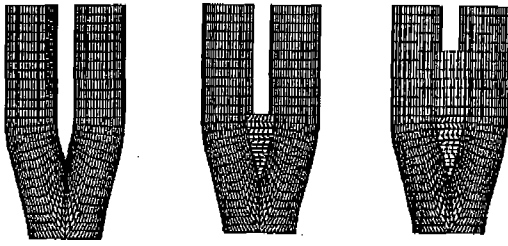
Fig.7 Pulsation of flow uniformity(γ) in the first exhaust pipe connected to catalytic converter

각을 기준으로 양쪽 담체표면에 분포하는 균일도(γ)를 나타낸 결과이다. 그림 Fig.7에서 보듯이 이 경우 우측의 균일도(γ)가 좌측 보다 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서 시간에 따른 각 입구속도의 편차 및 각 이음부에서의 간섭등으로 인하여 시간에 따른 균일도의 변동 특성이 각각 다르게 나타나고 있음을 알 수 있으며 전반적으로 입구 배기관의 곡률이 심한 RH측의 속도 균일도가 LH에 비해 낮게 나타나고 있다. 그러나 225°의 경우는 2번 분지관으로 부터의 빠른 유동이 3번 분지관 외측벽을 타고 가속되어 흐르며 5번 분지관 입구의 급격한 유선 박리각으로 인하여 급격히 외측벽으로 가속되어 짐을 볼 수 있다. 이러한 급격한 유속의 가속으로 인한 속도의 편중은 RH측 담체의 유속 균일도를 저하시킨다.

이러한 결과들로 부터 배기계에 이음부를 포함하고 있는 double flow형의 촉매변환기의 경우, 각 입구부로 부터의 속도의 균형과 혼합관(mixing pipe, 본 논문의 경우는 3번 분지관)에서의 가스의 균일한 혼합 여부는 담체를 통과하는 유속분포에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

3.3 이음부의 최적화

혼합관에 좀더 균일하게 혼합된 가스를 공급하기 위하여 1번 이음부를 Fig.8과 같이 변형시



Original Model (Model 1) Model 2 Model 3

Fig.8 Modified junction models

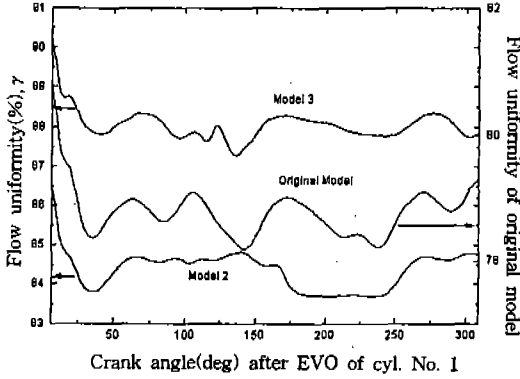


Fig.9 Flow uniformity with modified junctions (RH)

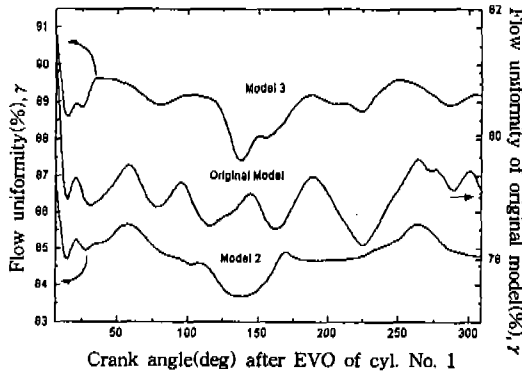
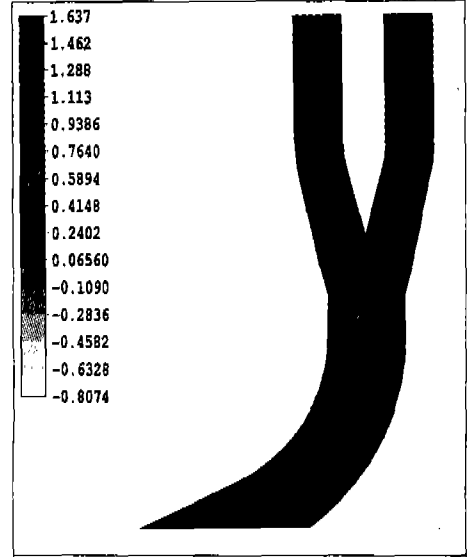


Fig.10 Flow uniformity with modified junctions (LH)

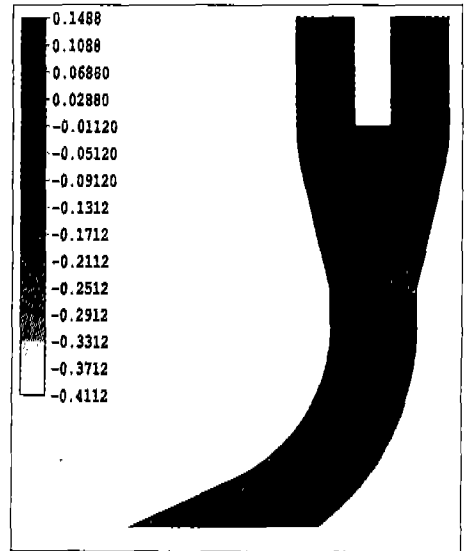
켜 각 경우의 비정상적인 균일도의 변동을 계산 하였다.

Fig.9, 10은 양쪽 담체에서의 시간에 따른 균 일도 변동을 각 모델에 대하여 나타내었다. 이들

그림에서 보듯이 혼합관 상류의 이음부의 체적 은 비정상적인 실제 운전조건 하에서는 담체내 의 균일도 및 이의 변동특성에 상당한 영향을 미치고 있음을 확인 할 수 있다. 이들 결과들로 부터 이음부의 체적이 크면 클 수록 양쪽 유입



(a) Original junction model



(b) Junction model 2

Fig.11 Pressure contours with and without modification $((p - p_{inlet})/\rho u_{in}^2)$