Transactions of KSAE, Vol. 15, No. 4, pp.108-114 (2007)

Copyright © 2007 KSAE
1225-6382/2007/088-15

2륜 자동차용 촉매변환기내 배기맥동압력이 유동균일도에 미치는 영향

이 중 섭[1] · 정 한 식[2] · 정 효 민[2] · 이 철 재[*3] · 배 태 열[4]

경상대학교 친환경냉열기술연구사업팀[1] · 경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소[2]
동명대학교 자동차공학과[3] · 창원전문대학 특수장비과[4]

Effects of Flow Uniformity on Exhaust Pulsation Pressure in Catalytic Converter for Motorcycle

Chungseub Yi[1] · Hanshik Chung[2] · Hyomin Jeong[3] · Cheoljae Lee[*3] · Taeyeol Bae[4]

[1]*Eco-Friendly Heat & Cold Energy Mechanical Research Team, Gyeongsang National University 445, Inpyeong-dong, Tongyoung-si, Gyeongnam 650-160, Korea*
[2]*Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University 445, Inpyeong-dong, Tongyoung-si, Gyeongnam 650-160, Korea*
[3]*Department of Automobile Engineering, Tongmyong University, Busan 608-711, Korea*
[4]*Department of Military Armored Equipment, Changwon College, Gyeongnam 641-771, Korea*
(Received 29 November 2006 / Accepted 14 February 2007)

Abstract : This research represents the catalytic converter for application in the motorcycle. We have to consider about catalytic converter for reducing exhaust gas strength regarding the displacement volume enlargement. The catalytic converter has been widely used to satisfy the regulations of pollutant emissions from automobiles. Recently, all catalytic converter researches are about automobile. Study about motorcycle catalytic converter has not been conducted yet. In this study, flow uniformity and pressure distribution were simulated in the monolithic inlet of catalytic converter for motorcycle. Exhaust pulsation pressure was set as transient condition about. It was found that flow uniformity shown in base model (0.85) was lower than megaphone model (0.98).

Key words : Motocycle(2륜 자동차), Catalytic converter(촉매변환기), Flow uniformity(유동균일도)

Nomenclature

P : pressure, Pa
ΔP : different pressure, Pa
Θ : diffuser angle, °
Φ : engine speed, rpm
$\dot{m}$: mass flux, kg/s
γ : uniformity
TDC : top dead center
BDC : bottom dead center
CA : crank angle, deg

1. 서 론

현재까지 일반 자동차에 대한 촉매변환기의 개발 및 연구는 급속도록 발전해왔다. 이에 반해 2륜 자동차의 경우 촉매변환기에 관한 연구는 아주 미흡한 실정이다. 최근 선진국을 중심으로 환경문제에 대한 규제가 강화되고 있다. 특히, EC(european community)등은 자국 내로 수입되는 모든 차량에 대한 촉매변환기의 설치가 의무화되어 있다. 따라

*Corresponding author, E-mail: lcj01179@hotmail.com

서 과거와 같이 엔진의 출력향상 뿐만 아니라 배기가스 배출물 규제를 만족시키기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 유럽, 대만, 일본, 미국 등에서는 2륜 자동차에도 일반 자동차와 같이 공해저감장치를 부착하여 생산하고 있고, 단계적으로 배출허용기준 및 측정방법을 강화하고 있으며, 구미와 대만은 배기량의 크기에 관계없이 동일한 허용기준을 적용하고 있다. 현재까지 국내에서 생산되는 2륜 자동차의 배기량은 125 cc 이하가 주를 이루고 있으며, 앞으로 큰 배기량의 2륜 자동차 생산이 증가할 것으로 판단되고 있다. 따라서 배기량의 증가로 인해 배출되는 배기가스의 농도를 낮추기 위해 필연적으로 촉매변환기에 대한 인식전환이 필요한 시점에 와 있다. 촉매변환기의 설치적용은 생산단가가 상승하므로 제조사의 부담일 수밖에 없다. 또한 비교적 적은 배기량의 2륜 자동차일 경우 엔진특성상 출력하락으로 이어지기 때문이다. 또한 기계식 기화기로 이론공연비를 만족시키기는 매우 어려워 연료분사식 또는 2차 공기분사기를 설치하여 강력한 환경규제로 인해 배출물 규제에 만족시켜야 되는 시점에 이르렀다. 그러나 환경규제의 측면에서 보면, 가장 능동적으로 배출물을 저감시킬 수 있는 것은 현재까지 촉매변환기 밖에 없다고 판단된다. 그러나 앞서 설명한 촉매변환기에 대한 연구는 일반 자동차에 대한 연구결과이며, 2륜 자동차에 적용을 위한 촉매변환기 연구는 전무한 상태이다. 초기의 촉매변환기는 배출물의 저감을 위한 부가적인 형태의 장치로 개발되었으므로 배기시스템은 한정된 공간 내에 설치해야 한다. 또한 촉매변환기로 인해 배압을 최소화시키기 위해서 길이가 짧은 모델이 선호되다가 변환성능을 향상시키기 위해서 배기가스의 체류기간을 증가시키기 위한 방법으로 적절한 크기의 부피가 보장되어야 한다. 따라서 촉매변환기 단면은 불가피하게 배기관 단면에 비해 크게 설계되어야 했고, 이로 인해 모노리스 전단부에 확대관(diffuser)이 설치되어야 했다.[1,2] 또한 Fu[3]등과 Shuai[4]등은 실험 및 수치해석을 통하여 모노리스 확대부가 모노리스 중심선과 오프셋이 된 촉매변환기의 경우 최적 기울기각은 45°~60° 임을 확인하였다. 또한 본 연구에 대한 선행된 연구 결과[5,6]에서 배기유동이 정상상태일 경우에 국한하여 2륜 자동차에 적합한 촉매변환기 확대관의 최적형상을 제시한바 있다. 따라서 본 연구는 배기맥동압력에 대한 비정상상태일 경우에 대한 촉매변환기 담체 입구 면에서 압력분포와 유동균일도를 예측하는데 목적이 있다.

2. 배기압력실험

2.1 배기압력 측정방법

본 연구에 사용된 엔진은 125 cc이며, 배기관 입구에서 약 700 mm 지점에서의 배기압력을 측정하였다. 배기압력을 직접 측정함으로써 촉매변환기 입구에 주어질 경계조건을 맥동압력으로 설정하기 위해서이다. 따라서 Fig. 1과 같이 실험장치를 구성하였고, Table 1과 같은 측정장비를 사용하여 맥동압력의 측정은 Table 2와 같은 제원을 갖는 엔진을 사용하였다.

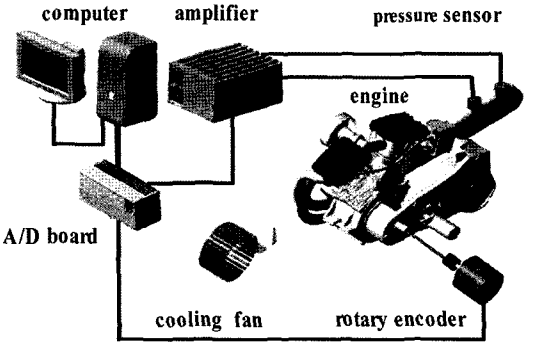

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental instruments for present experiment

Equipments names	Types	Manufactures
Pressure sensor	4045A	Kistler Ins.,
Amplifier	5738	Kistler Ins.,
Cooling adapter	Z511	Kistler Ins.,.
Rotary encoder	E6C2-CWZ3E	*Omron*
A/D board	PCI 6013	National Instruments
Software	Lab-view6.1	National Instruments

2.2 배기압력측정 결과

수치해석상에 경계조건으로 부여하게 될 맥동압력을 Fig. 2와 같이 측정할 수 있었다. 크랭크각도가

Table 2 Specifications of experimental engine model

Engine type	4-stroke, single cylinder
Engine displacement (cc)	124.1
Bore(mm)/Stroke(mm)	56.5 / 49.5
Cooling type	Air cooling
Intake valve open(°)	BTDC 10
Intake valve close(°)	ABDC 30
Exhaust valve open(°)	BBDC 41
Exhaust valve close(°)	ATDC 1
Compression ratio	9.5 : 1
Max. torque	1.0 kg-m/7000 rpm
Max. power	11 Ps/9000 rpm

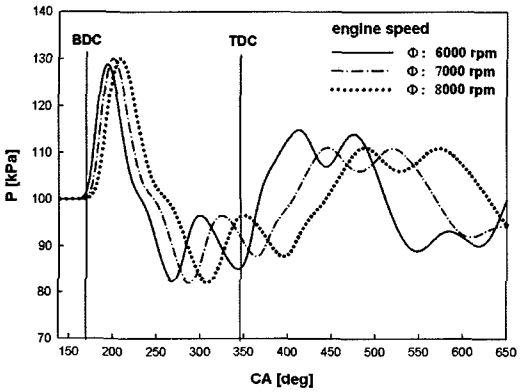

Fig. 2 Exhaust pressure in the exhaust pipe

약 147°에서 배기밸브가 열리기 시작하고, 342°에서 배기밸브가 완전히 열리게 된다. 또한 538°에서 배기밸브는 닫히게 된다. 이때 밸브 오버랩은 344~540°사이 구간에서 이루어진다. 이때 연소실 내부는 흡기와 배기가 동시에 진행하게 되고, 흡기밸브가 열리기 시작되는 구간에서는 연소실 내의 잔존 배기가스를 새로운 혼합기가 밀어내어 순간적인 압력상승이 발생한다. 또한 측정위치가 배기밸브에서 약 700 mm 후방지점이므로 압축성 효과에 의해 위상차가 발생함을 알 수 있었다.

2.3 촉매담체 압력특성

본 연구에서는 단면적 22 cm^2, 길이 10 cm의 400 cpsi 세라믹 담체(monolith)형 촉매변환기가 사용되었고, 이 촉매변환기는 다공성 물질로 상사되어 모델링되고 있으며, 담체에 의한 배압의 증가를 구현하기 위해서 일반적으로 다음 식 (1)과 같은 압력증가 항이 사용되고 있다.[7-9]

$$-K_i u_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} \tag{1}$$

$$K_i = \alpha_i |\vec{v}| + \beta \tag{2}$$

여기서 $\xi_i (i=1, 2, 3)$ 유동 방향을 나타내며, K_i는 투과율, u_i는 ξ_i에서의 면적속도를 나타낸다. 투과율 K_i는 식 (2)와 같은 형태의 면적속도 크기의 함수로 나타낼 수 있으며, 수치해석 시 다공성물질로 가정하여 촉매담체를 모델링하기 위해 투과계수의 설정이 필요한데 이때 α(143.92)와 β(1196.5)가 필요하다. 촉매담체의 직경 D=60mm, 길이 L=100mm인 촉매담체에 대한 차압실험을 KS-B 6311의 규정에 의거하여 구할 수 있었다.

3. 수치해석 방법

3.1 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서는 촉매변환기 내에 흐르는 유동을 범용 CFD 코드인 STAR-CD ver.3.24를 사용하여 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하며, 촉매담체 부분은 압력강하 값에 의해 해석을 수행하였다. 촉매변환기에서의 속도분포 및 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속방정식과 운동량 방정식이 사용되었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증받은 표준 k-ε 난류모델을 사용하였다. 또한 대류항은 상류도식법을 사용하였으며, 압축성을 고려하였기 때문에 점성항은 중심차분법을 사용하였다. 외기와의 열전달 문제는 고려하지 않았기 때문에 벽면은 모두 단열조건으로 설정하였다.

Fig. 3은 경계조건은 입구의 경우 실험에서 획득한 맥동압력을 설정하였고, 출구의 경우 대기압 조건으로 설정되었는데 이때 배기미관에서 토출되는 배기압력을 고려하여 배기관 직경의 약 8배로 확장하여 배기미관에 직접적인 대기압력이 걸리지 않도록 고려하였다. 이러한 수치해석적 조건을 부여하여 계산모델을 선행연구[5-7]를 통해 선정하였으며, 격자수는 약 35만개가 소요되었다.

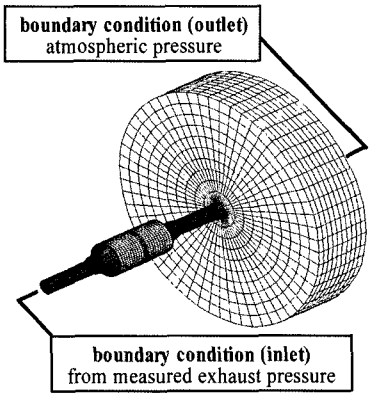

Fig. 3 Boundary conditions on catalytic converter

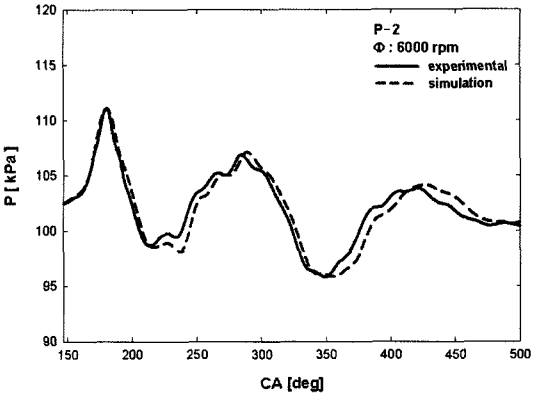

Fig. 5 Comparison of experimental and simulation result

3.2 수치해석 검증

촉매변환기에 대한 비정상상태 수치해석방법에 관한 검증방법에는 여러 가지가 있을 수 있으나 본 연구에서는 실험을 통해 실험결과와 수치해석결과를 비교하여 검증하는 방법을 채택하였다. Fig. 4와 같은 수평 배기관을 엔진에 설치하여 실험을 통해 P-1과 P-2에 대한 압력을 측정하였고, 다시 P-1을 수치해석하여 P-2에 대한 맥동압력을 비교 검증하였다. 실험 시 엔진의 부하는 무부하로 실시하였으며, 6000 rpm일 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 이때 실험실의 온도는 약20°C였으며, 습도는 약45%였다.

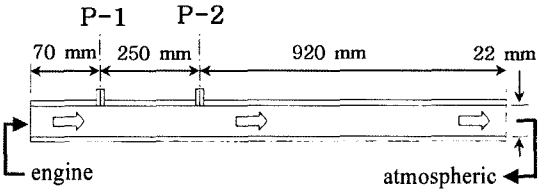

Fig. 4 Schematic diagram of verification model for numerical analysis

Fig. 5는 P-2지점에서의 배기압력 실험결과와 수치해석 결과를 나타내고 있다. 전반적으로 결과값이 유사한 형태로 진행됨을 알 수 있었다. 특히 배기밸브가 열리는 시점인 ABDC 33°(CA=147°)에서 BBDC 60°(CA=206°)까지는 실험값과 매우 유사함을 알 수 있었었고, 이후부터 실험과 수치해석에 다소 차이가 발생함을 알 수 있었다. 이러한 원인은 수치해석 시 출구조건을 대기압력으로 일정하게 주어졌기 때문에 변동되는 압력성분을 감안하지 못한 원인으로 판단된다. 즉, 실제의 경우 출구조건을 부여한 면에서 압력은 항상 일정하지 않기 때문이다.

3.3 수치해석 모델

본 연구는 확대관의 각도변화가 유동균일도에 미치는 영향을 관찰하기 위해 유동이 유입되는 확대관의 형상을 일반적으로 사용되는 촉매변환기 를 기본모델로 하고, 확대관의 내부각도를 4°와 5°일 경우에 대하여 3가지 모델에 대한 기하학적 변수를 추가하여 수치해석을 수행하였다. 해석에 사용된 경계조건은 앞서 실험한 맥동압력과 동일한 조건이며, Fig. 6에서 해석모델에 대한 기하학적 변수를 나타내고 있다. 일반 자동차의 경우 차체의 하부에 설치되거나 엔진 옆에 설치되는데 이 때에는 공간적 제약을 많이 받게 됨으로 촉매변환기의 형상에 대

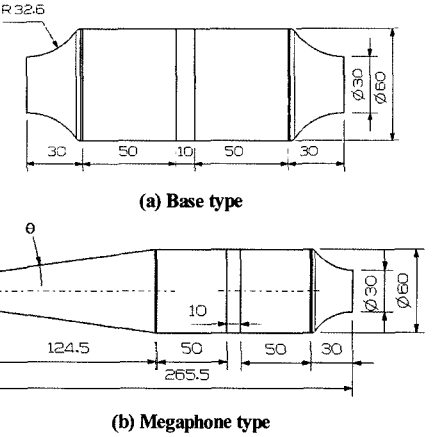

Fig. 6 Geometry of simulation models

한 제약이 반드시 따르게 된다. 반면 2륜 자동차의 경우 일반 자동차와 비교할 경우 공간적인 제약에 다소 유리한 조건을 가지게 된다. 가장 대표적인 것은 2륜 자동차의 경우 배기계를 숨길 필요가 없을 뿐만 아니라 오히려 감성적 측면을 고려한 배기계 디자인이 2륜 자동차의 전반적인 이미지를 결정하기 때문이다. 따라서 본 연구에서 유동균일도를 최대화 시킬 수 있는 2륜 자동차 적용을 위한 촉매변환기 형상을 제안하고자 한다.

4. 수치해석 결과 및 고찰

배기가스의 압력을 경계조건으로 사용하여 수치해석하여 촉매담체 입구면을 지나는 질량유량과 유동균일도, 촉매담체 입출구에 대한 차압을 다음과 같이 획득할 수 있었다.

Fig. 7은 엔진회전수에 따른 촉매담체 입구면을 통과하는 질량유량을 예측한 것이다. CA가 약 200°를 지남에 따라 증가하기 시작하여 변화가 발생된다. CA가 147°에서 배기밸브가 열리기 시작하여 배기가스가 촉매담체까지 전파되기 까지 약 50°의 위상차가 발생함을 알 수 있었다.

Fig. 8은 촉매담체 입출구에 대한 압력차를 모델별로 나타내고 있다. base 모델의 경우 megaphone 모델에 비해 비교적 높은 압력차를 나타내고 있다. 그러나 megaphone 모델의 Θ가 4°와 5°의 경우 거의 유사한 압력분포를 나타내고 있었고, 압력차 또한 base 모델에 비해 상당히 낮은 분포를 보여주고 있다. base 모델과 megaphone 모델과 비교할 경우 6000 rpm에서 약 2000 Pa, 7000 rpm에서 약 2500 Pa 그리고 8000 rpm에서 약 3000 Pa 정도의 차이를 보이고 있다. 따라서 엔진회전수 증가에 따라 약 500 Pa 정도 차이가 발생함을 확인할 수 있었다. 따라서 배압의 증가를 억제하기 위해서는 megaphone 형태의 촉매변환기 형상을 갖추어야 될 것으로 사료된다. 또한 촉매담체 자체가 배압을 증가시키는 원인으로 작용하기 때문에 배기가스의 배출이 원활하지 못해 2차 압축파가 크게 증가함을 확인할 수 있었다.

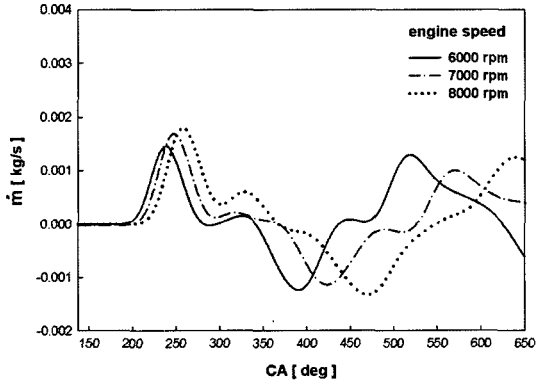

Fig. 7 Comparison of mass flux according to engine speed at catalytic converter

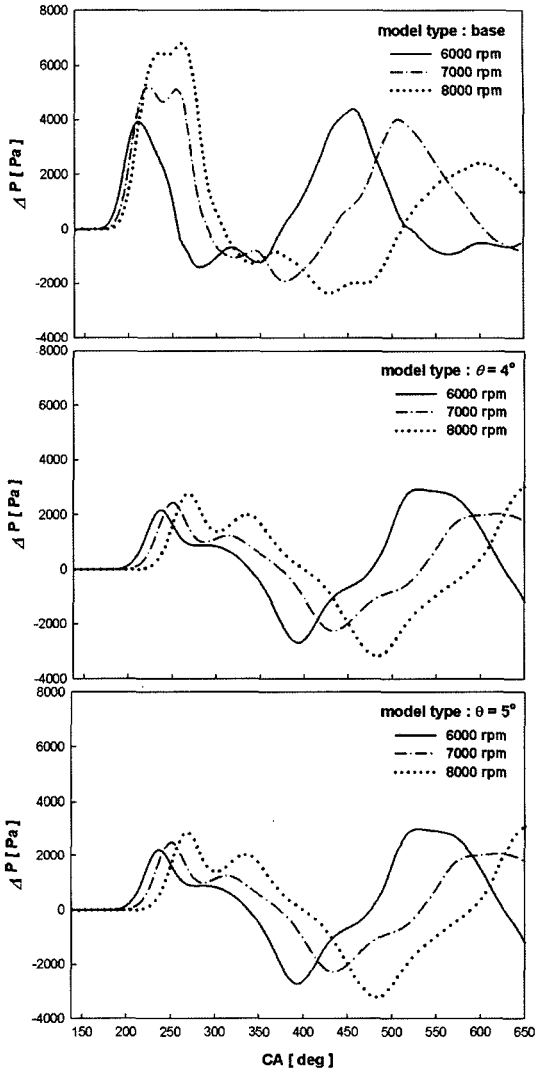

Fig. 8 Comparisons of pressure difference according to engine speed at monolith

Fig. 9는 촉매담체 입구면에서의 유동균일도를 나타내고 있다. 촉매변환기는 배기가스가 통과하는 담체 표면에서의 유속에 대한 균일성은 정화효율에 많은 영향을 미치게 되는 중요한 지표로서 일반적으로 균일도(uniformity)가 사용된다. 본 연구에서는 식 (3)과 같은 Weltens[10]가 제안한 균일도 지표를 설정하였다.

$$\gamma = 1 - \sum_{i=0}^{N} \frac{|v_i - \bar{v}|2\bar{v}S}{S_i} \tag{3}$$

여기서 S는 담체의 단면적, S_i와 v_i는 담체격자 i에서의 단면적과 국부유속을 나타내며, $\bar{v}$는 평균유속이다. 따라서 균일도의 단위는 무차원이 되며, 1(100 %)에 가까울수록 효과적으로 배기가스를 통과시킬 수 있게 된다. 즉, 담체의 활용성이 촉매 변환기의 성능을 좌우할 만큼 매우 중요한 설계인자가 된다.

base 모델의 경우 megaphone 모델과 비교할 경우 CA의 변화에 따라 유동균일도가 급격하게 변화하는 것을 확인할 수 있었고, megaphone 모델의 경우 다소 안정적임을 확인할 수 있었다. 또한 base 모델의 경우 유동균일도가 최하 0.5 부근까지 하강하였지만 megaphone 모델의 Θ=4°의 경우 0.9, Θ=5°의 경우 0.75 정도로 비교적 높은 유동균일도를 나타내고 있어 Θ가 낮을수록 유동균일도가 향상됨을 확인하였다. base 모델의 경우 촉매담체 가장자리 부근에서 유동재순환영역이 발생하여 촉매 중심부와의 속도 기울기가 크게 발생하였기 때문에 낮고 불안정한 유동균일도 분포가 발생하는 것으로 사료된다. 반면, 유동균일도가 높은 megaphone 모델의 경우 촉매 중심부와 가장자리에서의 속도 기울기가 거의 일정하기 때문에 높고 안정적인 유동균일도를 확보한 것으로 사료된다. 이는 앞선 선행연구의 결과에서 보다 자세히 기술되어 있다.[5,6]

Fig. 10은 위의 유동균일도를 평균한 것을 나타내고 있으며, base 모델의 경우 엔진회전수에 따라 약 0.85 정도 확보하였다. 반면 megaphone 모델의 경우 Θ=4°일 경우 약 0.98, Θ=5°일 경우 약 0.97 정도의 유동균일도를 확보할 수 있었다. 따라서 배압 상승을 억제하면서 유동균일도를 향상시키기 위해서 기존

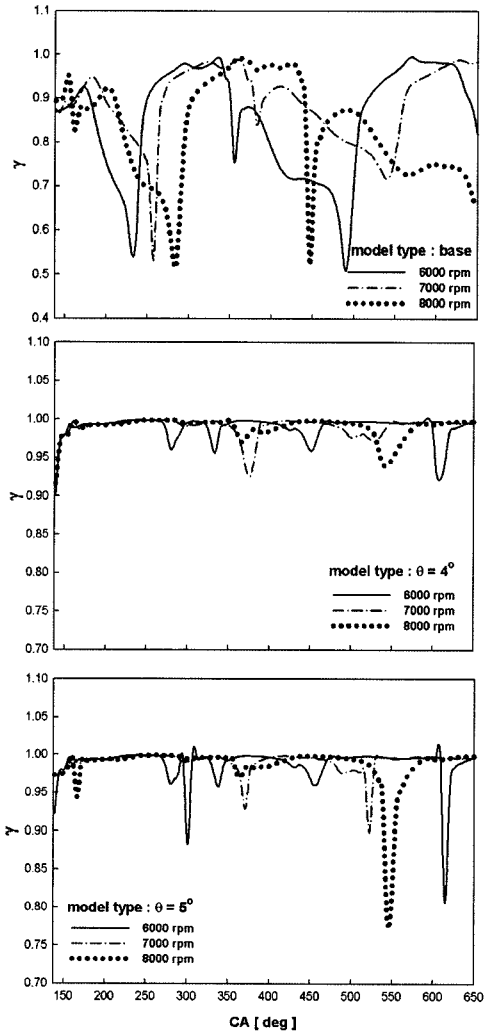

Fig. 9 Comparisons of flow uniformity according to engine speed at monolith inlet

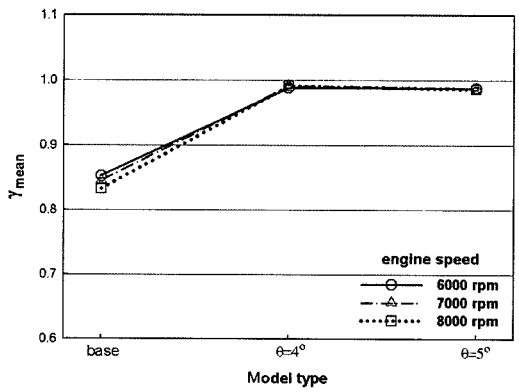

Fig. 10 Comparison of mean flow uniformity according to engine speed at monolith inlet

의 base 모델을 탈피하여 megaphone 모델로 촉매변환기 확대관의 형상을 변경하는 것이 보다 효율적일 것으로 사료된다.

5. 결 론

2륜 자동차에 적용하기 위해 촉매변환기내 유동균일도와 차압에 관한 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 촉매담체 입구면을 통과하는 질량유량은 5000 rpm에서는 CA=193°, 6000 rpm에서는 CA=203°, 7000 rpm에서 CA=209°에서부터 증가하였고, 최대 유량은 6000 rpm에서 0.00145 kg/s, 7000 rpm에서 0.00164 kg/s 그리고 8000 rpm에서 0.00182 kg/s 로 나타났다.
2) 촉매담체 입출구 압력차는 megaphone 모델의 Θ=4°가 가장 낮게 발생하였고, base 모델의 경우 상대적으로 높게 나타났다. 또한 엔진회전수 증가에 따라 megaphone 모델에 비해 base 모델의 압력상승은 큰 폭으로 상승하였다. 따라서 단기통 2륜자동차의 경우 base 모델은 megaphone 모델에 비해 높은 배압에 의한 배기효율이 저하되기 때문에 부적합한 모델로 판단된다.
3) 촉매담체의 효율성을 판단하는 지표중의 하나인 유동균일도의 경우 base 모델의 경우 megaphone 모델에 비해 낮게 나타났으며, 평균할 경우 base 모델은 0.85, megaphone 모델 중 Θ=4°에서 0.98, Θ=5°에서 0.97이 확보됨에 따라 내구성을 감안할 경우 megaphone 모델과 유사한 형태의 확대관으로 변경할 경우 보다 효과적일 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지역혁신인력양성사업과 2단계 BK21의 지원으로 이루어졌으며, 연구에 많은 도움을 주신 대림자동차공업(주)의 R&D센터 관계자 여러분들께 감사드립니다.

References

1) R. M. Heck and R. J. Farrauto, "Automobile Exhaust Catalysts," Applied Catalysis A, General 221, pp.443-457, 2001.
2) V. K. Chakravarthy, J. C. Conklin, C. S. Daw and E. F. D'Azevedo, "Multi-Dimensional Simulations of Cold-Start Transients in a Catalytic Converter Under Steady Inflow Conditions," Applied Catalysis, A: General 241, pp.289-306, 2003
3) X. Fu, D. W. Lambert, G. S. Mclaren, D. R. Treacy and P. M. Then, "3D Computational and Experimental Fluid Dynamics Analysis for the Automotive Catalytic Converter," Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division, FED-Vol. 247, 1998.
4) S. Shijin, J. Wang and R. Zhuang, "Numerical Simulation and Optimum Design of Automotive Catalytic Converters," FISITA Congress, Paper No. F2000H205, Seoul, Korea, 2000.
5) C. Yi, J. Suh, H. Chung, H. Jeong and Jaeyoung Bae, "Exhaust Gas Temperature Characteristics of Catalytic Converter Shape for Motorcycle," Transactions of KSAE, Vol.14, No.5, pp.138-144, 2006.
6) C. Yi, H. Chung, H. Jeong, J. Suh and C. Lee, "A Study on the Geometry Decision of Catalytic Converter for Motorcycle," Transactions of KSAE, Vol.14, No.6, pp.137-142, 2003.
7) D. W. Wendland and W. R. Mattes, "Visualization of Automotive Catalytic Converter Internal Flow," SAE 861554, 1986.
8) D. W. Wendland, W. R. Mattes and R. L. Sorrel, "Effect of Header Truncation on Monolith Converter Emission-Control Performance," SAE 922340, 1992.
9) D. W. Wendland, J. Kreucher and E. Andersen, "Reducing Catalytic Converter Pressure Loss with Enhanced inlet-Header Diffusion," SAE 952398, 1995.
10) H. Weltens, H. Bressler, F. Terres, H. Neumaier and D. Rammoser, "Optimisation of Catalytic Converter Gas Flow Distribution by CFD Prediction," SAE 930780, 1993.