자동차 배기 매니폴드에 있어서의 열응력과 유동해석에 관한 연구

조 재 웅¹⁾ · 한 문 식^{*2)}

공주대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 계명대학교 기계자동차공학과²⁾

Study on Thermal Stress and Flow Analysis at Exhaust Manifold of Car

Jaeung Cho¹⁾ · Moonsik Han^{*2)}

¹⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 5 June 2013 / Revised 12 August 2013 / Accepted 19 August 2013)

Abstract : This study investigates fluid flow and thermal stress at automotive exhaust manifolds as model 1 and 2. The maximum displacements happen at joint part connected with 4 pipes and upper middle of both parts in cases of model 1 and 2 respectively. At inner surface of the part connected with engine, maximum equivalent stresses of 991.85 and 698.96 MPa are shown in cases of model 1 and 2 respectively. As maximum velocities at the outlet at model 1 are shown at 19.46 and 14.61 m/s in cases of model 1 and 2 respectively, model 1 has more pressure drop than model 2. As result, model 2 has less pressure drop than 1. Model 2 has less deformation and stress than model 1. Model 2 has also less pressure drop than model 1. Therefore model 2 has more strength durability than model 1. This study result is applied with the design of safe automotive manifold and it can be useful to improve the durability by predicting prevention against the deformation due to exhaust gas.

Key words : Exhaust manifold(배기 매니폴드), Thermal stress analysis(열응력해석), Flow analysis(유동해석), Flow velocity(유동 속도차), Pressure drop(압력 강하), Strength durability(강도 내구성)

1. 서 론

자동차 엔진은 배기가스 규제 법규와 고유가에 따른 연비 향상을 만족하기 위해 고연비 고성능화가 진행되고 있다. 고온의 연소가스를 통과시키는 배기 매니폴드는 엔진성능, 유동, 열전달, 배기가스, 연비, 소음 등 다양한 분야의 설계가 요구되는 엔진 부품이다.¹⁻³⁾ 따라서 매니폴드의 열에 의한 변형 및 균열을 억제하기 위하여 설계 단계에서부터 적용 가능한 열변형 및 열응력 저감 수법을 이용하여, 개발 기간의 단축을 도모하는 것이 바람직하다. 또한 엔진의 성능 향상을 위해 기하학적모양인 러너의 적절한 형상설계가 필요하고 진동이나 열의 하중에

의한 결함이 발생하지 않도록 해야 한다.⁴⁾ 이러한 사항들을 설계에 적용하기 위해서는 유동해석, 구조해석 및 열응력 해석이 반드시 필요하게 된다. 본 연구에서는 상용되는 두 가지 모델의 배기 매니폴드들을 시뮬레이션하여 열응력과 유동형상을 ANSYS 프로그램으로 해석하였다. 따라서 그 연구 결과를 매니폴드에 활용한다면, 매니폴드를 효율적으로 설계 시에 열적인 내구성과 구조면에서 향상된 우수한 제품을 개발할 수 있을 것으로 사료가 된다.

2. 모델 및 해석

2.1 모델의 형상 및 재질

배기 매니폴드의 열응력 및 열적 특성을 파악하

*Corresponding author, E-mail: sheffhan@kmu.ac.kr

(a) Model 1

(b) Model 2

Fig. 1 Pictures of model 1 and 2

기 위해서는 실린더 헤드부의 열팽창으로 인한 구속 효과를 고려하여야 한다. 실제 모델을 단순화하여 해석 모델을 구성하였다. Fig. 1(a)와 Fig. 1(b)는 Model 1 및 Model 2로써 Model 1은 3000cc미만의 일자형이고 Model 2는 3000cc 이상의 V형 배기 매니폴드들로서 상용 차량에서 사용되는 실물의 사진들이다. Fig. 2(a)에서와 같이 1번 모형의 해석상 절점 수는 26761개이고 요소는 13681개이다. Fig. 2(b)에서와 같이 2번 모형의 해석상 절점 수는 29551개이고 요소는 15440개이다. 시험편의 재료로는 구상 혹은 주철 중에서 AISI 5000 series의 Steel로서 그 특성은 Table 1에 나타나 있다.

2.2 열응력 해석

차량이 정상적으로 주행할 때 매니폴드의 입구온도는 300°C, 입구압력은 3.5MPa, 매니폴드의 출구압력은 0.35MPa로서 압력비는 10이다. 본 연구에서는 대류 조건으로 매니폴드가 22°C의 상온 공기에

(a) Model 1

(b) Model 2

Fig. 2 Mesh configuration

Table 1 Material property

Young's modulus	2×10^5 MPa
Poisson's ratio	0.3
Density	7850 kg/m^3
Thermal expansion	1.2×10^{-5}
Tensile yield strength	1070 MPa
Compressive yield strength	1070 MPa
Tensile ultimate strength	1170 MPa

접촉함으로써 대류열전달계수를 $5 \times 10^{-4} \text{ W/mm}^2\text{°C}$ 로 정하였다. 매니폴드안의 평균온도는 135°C로 가정하고 해석을 수행한다. 모델의 열전도 경계조건은 Fig. 3과 같이 정상 상태에서의 매니폴드안의 평균 온도 조건으로서 135°C로 정하였다.

Fig. 4와 같이 정상 상태에서의 열전도로 인한 매니폴드의 온도 분포가 나타났다. 또한 모델의 열응력 해석의 경계조건은 열전도 해석의 결과 바탕으로 Fig. 5와 같이 매니폴드의 입구와 출구의 면을 고정시켰고 볼트가 있는 부분에서 볼트조건을 해주었고 입구의 압력을 3.5MPa 주었고 출구의 압력을 0.35MPa를 가하였다. Fig. 6, 7은 Model 1 및 2에 대한 각각의 열에 의한 전변형량과 등가 응력을 나타내는 그림들이다.

Fig. 3 Thermal constraint condition

Fig. 4 Contour of thermal temperature at steady state

Fig. 5 Constraint conditions of fixed support, pressure and frictionless support

Fig. 6 Contour of total deformation by thermal stress

Fig. 7 Contour of equivalent stress by thermal load

Fig. 6에서는 Model 1은 4개 입구를 합친 부분에서 0.19757mm로 가장 큰 변형을 나타냈다. Model 2는 부품양쪽의 가운데에서 0.18174mm로 가장 큰 변형을 나타냈다. 특히 자동차 매니폴드는 엔진과 촉매에 연결되어 있으며, 가혹한 운용조건과 주행 중 발생하는 복잡한 형태의 불규칙 변동 피로 하중이 누적됨과 동시에 엔진으로부터 방사되는 고온의 배기가스 및 운용 중 시시각각 변하는 환경적 요인이 복합적으로 작용하여 취약 부위로부터 최종 파손에 이르게 된다. 본 연구에서는 이러한 매니폴드의 내구성에 영향을 미치는 엔진 결합부분에 대한 열응력 해석을 검토하였다.⁵⁾ Fig. 7에서는 엔진과 결합하는 부분의 안쪽 면과 출구에서 Model 1는 991.85MPa로 응력이 가장 높게 작용되었고 Model 2는 698.96MPa로 응력이 가장 높게 작용되었다.

2.3 유동 해석

2.3.1 지배방정식

배기 매니폴드내의 유동특성을 파악하기 위해 정상 상태의 비압축성 3차원 Navier-stokes 방정식을 풀

었으며 유동장의 점성흐름을 지배하는 연속방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.^{6,7)}

$$\frac{\partial U_i k}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (U_i U_j + U'_i U'_j)}{\partial X_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + v \frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_j} \quad (2)$$

여기서, U_i : X_i 방향의 속도

U_j : X_j 방향의 속도

P : 압력

ρ : 밀도

v : 점도이다.

난류 모델은 높은 레이놀드수 영역의 난류유동장 해석에 가장 일반적으로 사용되는 표준 $k-\varepsilon$ 난류 모델을 채택하였다. $k-\varepsilon$ 모델의 난류 운동에너지 k 와 난류 운동 에너지 비산율, ε 에 대하여 식 (3)을 사용하였다. 식 (3)에 사용된 각각의 경험상수는 Table 2에 나타내었다.^{10,11)}

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_i k}{\partial X_i} &= \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial X_i} \right\} + G_s - \varepsilon \\ \frac{\partial U_i \varepsilon}{\partial X_i} &= \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_i} \right\} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_s - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} v_t &= C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \\ G_s &= v_t \left\{ \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right\} \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \text{ 이다.} \end{aligned}$$

Table 2 Empirical constants

σ_k	σ_ε	C_1	C_2	C_μ
1.0	1.2	1.44	1.92	0.09

2.3.2 유동 모델의 경계조건 및 해석 결과

차량이 정상 주행시(차속>5km/h) 평균 연료 소모량은 0.10L/km. 통상적으로 공연비가 15로 정한다. 본 연구에서 차량이 정상 주행상태에서 배기 매니폴드에 대해서 연구하니까 차량의 속도는 60km/h로 매니폴드의 유동해석을 한다.

그리고 1초당에 필요한 연료와 공기의 질량은 1.904×10^{-2} kg이다. 질량 보존의 법칙에 따라서 배기

가스질량은 똑같이 $1.904 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 이 나온다. 본 연구에서 쓰는 모델은 4기통가솔린엔진과 연결된 매니폴드이므로 각 관의 질량유량은 $4.76 \times 10^{-3} \text{ kg}$ 이 된다.^{8,9)}

모델의 경계조건은 Fig. 8과 같이 모델의 입구 부분을 Inlet으로 하여 Mass flow의 양으로서 설정하였으며, 출구 부분을 Outlet으로 하여 Environment Pressure를 설정하여 압력을 설정하여 주었다. 유동 해석의 경계조건들은 Table 3에 나타내었다.

Fig. 9는 Model 1과 2에 대한 배기의 유속의 크기와 방향으로 나타낸 Vector로서 그린 등고선들이다. Fig. 9와 같이 Model 1의 경우는 매니폴드의 출구에서 19.46 m/s 의 속도로 가장 높게 나타났으며, Model 2에서는 매니폴드의 출구에 14.61 m/s 의 속도로 가장 높게 나타났다. 굴절부분에서는 바깥쪽과 안쪽의 속도차가 크게 나고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 10은 Model 1과 2에 대한 배기의 흐름을 나타내는 압력이다. Model 1 및 2에 대한 각각의 최고압

Fig. 8 Flow constraint condition

Table 3 Constraint conditions of flow analysis

Unit system	SI (m-k-g-s)
Wall temperature	135°C
Inlet temperature	300°C
Outlet pressure	0.35 MPa
Gas	Air ideal gas
Mass flow	$4.76 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

(a) Model 1

(b) Model 2

Fig. 9 Contour of flow velocity vector

(a) Model 1

(b) Model 2

Fig. 10 Contour of flow pressure

력과 최저압력의 차이로서의 압력강하는 600Pa 및 400Pa로 나타났다. 따라서 Model 1의 입구와 출구의 속도 차는 19.46m/s로 나타났고 Model 2의 입구와 출구의 속도 차는 14.61m/s로 나타남으로서 Model 1에서의 유동 속도가 Model 2보다 더 빠른 것을 볼 수 있다. 유동 속도가 빨라지면 압력강하는 더 많아지는 것을 볼 수 있다. 본 연구 결과에서도 볼 수 있듯이, Model 1 및 2를 비교하였을 때 Model 2가 비교적 Model 1보다 응력과 변형량이 더 작고 출구와 입구에서의 속도 차이 및 압력 강화가 더 작게 일어나서 내구성면에서 더 우수하고 더 좋은 성능을 가진 것으로 사료된다. 서론에서 언급되었듯이 V자형 배기 매니폴드인 Model 2가 일자형인 Model 1보다 내구성면에서 우수한 것으로 사료되어 상용차량의 배기 매니폴드의 설계를 V자형으로 개발하면 유리할 것으로 보인다.

3. 결 론

본 연구에서는 자동차 배기 매니폴드의 형상에 따른 열응력과 유동해석을 통하여 다음과 같은 해석결과를 보았다.

- 1) Model 1은 4개 입구를 합친 부분에서 0.19757mm로 가장 큰 변형을 나타냈다. Model 2는 부품양 쪽의 가운데에서 0.18174mm로 가장 큰 변형을 나타냈다.
- 2) 열에 의한 등가 응력을 나타낸 그림으로 엔진과 결합하는 부분의 안쪽 면에서 Model 1은 991.85MPa로서 응력이 가장 높게 작용되었고, Model 2는 698.96MPa로 응력이 가장 높게 작용되었다.
- 3) 입구와 출구에서의 속도 차는 Model 1과 2 각각 19.46m/s 및 14.61m/s이 되고 그 압력 강하는 Model 1 및 2, 각각 600Pa 및 400Pa로 나타났다.
- 4) Model 1 및 2를 비교하였을 때 V자형인 Model 2가 일자형인 Model 1보다 응력과 변형량이 더 작고 출구와 입구에서의 속도 차이 및 압력 강화가 더 작게 일어나서 내구성면에서 더 우수하고 더 좋은 성능을 가진 것으로 사료된다.
- 5) 본 연구 결과를 매니폴드에 활용한다면, 매니폴

드를 효율적으로 설계 시에 열적인 내구성과 구조면에서 향상된 우수한 제품을 개발할 수 있을 것으로 사료가 된다.

References

- 1) K. Höschler, J. Bischof and W. Koschel, "Thermo-mechanical Analysis of an Automotive Diesel Engine Exhaust Manifold," European Structural Integrity Society, Vol.29, pp.299-308, 2002.
- 2) T. Shimizu and M. Ohtani, "Numerical Simulation of Heat Transfer and Fluid Flow Applied to Exhaust Manifold," JSAE Review, Vol.17, Issue 1, pp.17-23, 1996.
- 3) E. Dokumaci, "Prediction of Source Characteristics of Engine Exhaust Manifolds," Journal of Sound and Vibration, Vol.280, Issues 3-5, pp.925- 943, 2005.
- 4) B. L. Choi, H. Chang and K. H. Park, "Low Cycle Thermal Fatigue of the Engine Exhaust Manifold," Int. J. Automotive Technology, Vol.5, No.4, pp.297-302, 2004.
- 5) J. U. Cho and M. S. Han, "Thermal Stress Analysis on Exhaust System of Car," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.9, No.1, pp.42-48, 2010.
- 6) J. Y. Wang, "Theory of Flow Distribution in Manifolds," Chemical Engineering Journal, Vol.168, Issue 3, pp.1331-1345, 2011.
- 7) F. Lu, Y. H. Luo and S. M. Yang, "Analytical and Experimental Investigation of Flow Distribution in Manifolds for Heat Exchangers," Journal of Hydrodynamics, Ser. B, Vol.20, Issue 2, pp.179-185, 2008.
- 8) M. Ike, K. Akiyama, K. Ohtsuka and K. Itoh, "Development of Heat-resistant Cast Steel for Exhaust Manifolds," International Journal of Fatigue, Vol.14, Issues 3, p.64, 1992.
- 9) N. X. Lian and C. Davatzikos, "Morphological Appearance Manifolds for Group-wise Morphometric Analysis," Medical Image Analysis, Vol.15, Issue 6, pp.814-829, 2011.