

배기계 내구시험 중의 온도 변화 예측을 위한 연구

이 원 근*

현대자동차*

A Study on the Prediction of Temperature Change during the Thermal Fatigue Test of Exhaust Manifolds

Wongun Lee*

*Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Whasung-Si, Gyeonggi-do 445-706, Korea
(Received 29 May 2003 / Accepted 18 July 2003)

Abstract : Exhaust manifolds suffer from serious temperature variation during the thermal fatigue test. The spatial distribution of temperature changes at each moment. Because transient flow can not be simulated during the long period of temperature change, the simulation can not be performed by conjugate heat transfer analysis. In this study, a new procedure for transient thermal analysis is established by decoupling fluid-solid analysis. The procedure consists of (1) transient CFD calculation (2 cycles), (2) mapping heat transfer coefficient to the inner surface of solid mesh as a boundary condition of heat conduction analysis and (3) transient heat conduction analysis in the long period (30 min). The realistic temperature change can be predicted by this procedure.

Key words : Exhaust manifold(배기다기관), Thermal fatigue test(열피로시험), Conjugate heat transfer(복합열전달), Transient thermal behavior(비정상열거동)

Nomenclature

h : convection heat transfer coefficient
(W/m²K)
q : heat transfer per unit area (W/m²)
T : temperature (°C)
Q : heat transfer (W)
A : area (m²)
R : thermal resistance (m²K/W)
k : conduction heat transfer coefficient
(W/mK)

cell: in the finite volume element
w : at the wall
in : inlet
o : outer

1. 서론

배기 매니폴드는 차량의 시동 및 부하변화에 따른 급격한 온도변화에 노출되어 있으며, 반복되는 열응력 및 소성변형의 결과로 유발되는 열피로(thermal fatigue) 현상은 배기계에 크랙(crack)을 발생시킬 수 있다. 이러한 현상을 동등한 수준으로 재현하기 위하여, 엔진 개발 시에는 급격한 가열-냉각을 반복하여 동등한 열피로(thermal fatigue)를 유발하는 대상내구 표준을 개발하여 적용 중이다. 그런

Subscripts

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

데, 이 시험에는 오랜 시간이 필요하여 단시간에 여러 사양의 내구성을 비교하기가 힘들므로, 여러 회사에서는 열피로 시험을 모사할 수 있는 전산 응력 해석을 개발하여 시험 횟수를 줄이고 개발기간을 단축하는 데 적용하고 있다.¹⁻³⁾

배기계 내구시험 중에 배기 매니폴드에는 시간에 따라 변하는 열부하와 이에 따른 열응력이 작용하고, 열변형이 소성역까지 진전되어 열응력-변형 관계가 비선형성을 갖게 된다.^{2,3)} 이러한 온도변화를 해석하기 위해서는 비정상(unsteady) 상태의 열전달 해석을 통하여 시간에 따른 국부적인 온도분포 변화를 예측해야 한다.⁴⁾ 열응력을 유발하는 배기계 내구시험의 열부하 문제는 배기가스에 의한 대류열전달과 배기 매니폴드에서의 전도열전달이 결합된 형태의 복합열전달 (conjugate heat transfer) 문제인데, 전부하 정상상태의 온도는 전산해석으로 구할 수 있으나 한 cycle에 30 분이 소요되는 배기계 내구시험의 비정상 유동해석을 실제로 수행한다는 것은 불가능하다. 전도열전달 해석은 쉽게 수렴하나, 대류열전달 해석에는 매우 많은 시간(전도열전달의 수십 배 이상)이 필요하기 때문이다.

이를 해결하기 위하여, 본 연구에서는 대류열전달 해석을 통하여 전부하 조건의 열전달 조건을 구한 다음, 이를 경계조건으로 이용하여 30분 간의 전도열전달 해석을 실제로 수행함으로써 이러한 문제를 해결하고 실제와 더욱 유사한 온도 분포를 얻을 수 있는 프로세스를 개발하였다. 그 결과 유료가 동일한 여러 가지 형상의 배기계에 대하여 유동해석은 한 번만 수행하고 전도열전달 해석만 별도로 수행하여, 다양한 모델의 온도거동을 빠른 시간 안에 구해 낼 수 있게 되었다.

2. 해석 방법

2.1 배기계 내구 시험 조건의 모사

일반적인 배기계 내구시험은 전부하-최고속도 운전에 의한 가열(heat-up)과 정지(또는 idle)시 냉각(cool-down)의 반복으로 구성되며, 그 운전조건의 한 예는 아래와 같다.

이 구간동안 배기가스에 의한 열전달은 전부하 운전 중에 주로 이루어지며, 아이들 및 엔진 정지 구

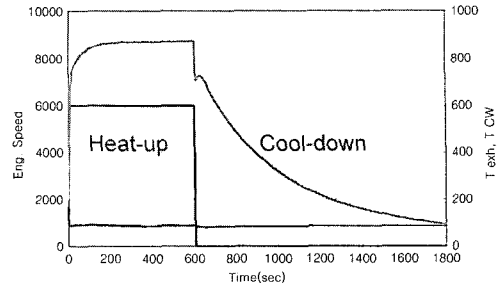


Fig. 1 An example of durability (thermal fatigue) test code

Table 1 Heat transfer conditions at the boundaries

열전달면	heat-up	cool-down
배기-안쪽	전부하 정상상태	단열
바깥쪽-외기	대류열전달	대류열전달
플랜지 부	전도열전달	전도열전달

간에는 열전달량이 미미하다. 반면 대기 중으로의 열손실과 엔진 헤드 면으로의 열전달은 전 기간 중에 이루어지고 있다. 따라서, 이 조건을 다음과 같이 단순화하여 생각할 수 있다.

따라서, 바깥쪽에서 외기로의 대류열전달 조건은 일정하게 놓고, 가열-냉각시의 안쪽에서의 열전달조건만 바꾸어주면서 고체부분의 온도분포를 구하면 배기계 내구시험 중의 비정상 온도분포를 모사해 낼 수 있다.

2.2 해석 방법의 정립

2.2.1 해석 프로세스의 요약

해석 프로세스를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 비정상 전산 열유동 해석을 통하여, 배기가스에서 배기 매니폴드로의 열전달계수를 얻는다.
- 2) 이 열전달계수를 금속면 격자의 안쪽면 셀(shell)에 매핑(mapping)한다.
- 3) 매핑된 값을 저장하고, 그 값을 이용하여 금속면 격자의 안쪽면 경계조건으로 대입한다.
- 4) 전부하 온도를 계산하고, 이를 만족하는 적절한 외기 경계조건을 찾는다.
- 5) 그 경계조건을 이용하여 heat-up process를 해석하고, 이어서 cool-down process를 해석한다. 초기 조건의 영향이 없어지고 반복된 값이 나오도록 2 cycle 정도 계산한다.

아래에 이 방법의 flow chart를 나타내었다.

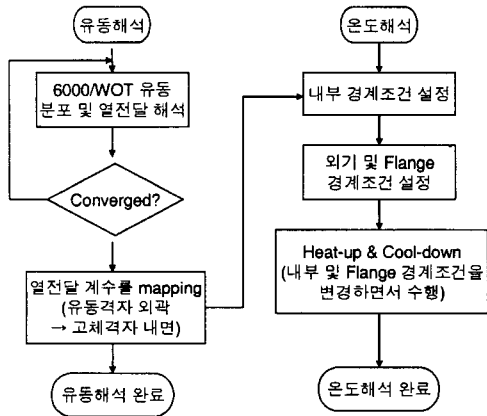


Fig. 2 Flow chart of current method

2.2.2 열전달 계수 관련 검토

이러한 방법이 가능하려면 열전달 계수가 위치에 따라 다르나 시간에 대해서는 일정해야 한다는 조건이 필요하다. 다시 말해서 일정한 유동구조 하에서는 열전달 계수가 일정하며, 벽면 온도나 가스 온도에 영향을 받지 않아야 한다. 이를 위하여 다음과 같은 검토를 하였다.

완전히 발달된 난류유동 구조 하에서는 벽함수(wall function)에 의한 경계조건을 적용할 수 있고, 단위면적당의 열전달량은 벽면과 벽면에 인접한 유체의 온도차에 비례하며, 이 비율은 온도차에 무관하다고 알려져 있다.⁵⁾ 따라서 다음과 같은 대류열전달 계수를 정의할 수 있다.

$$h_{tran} = \frac{q_w (W/m^2)}{T_{cell} - T_w} \quad (1)$$

그러나, 실제로는 내구시험 중에 벽면 온도와 인접한 유체 온도가 모두 변하므로 이 값을 사용할 수 없다. 그 대신에 입구 온도와 벽면 온도를 이용한 계수를 다음과 같이 정의하는 것이 유용하다.

$$h_{coef} = \frac{q_w (W/m^2)}{T_{in} - T_w} = h_{tran} \times \frac{T_{cell} - T_w}{T_{in} - T_w} \quad (2)$$

h_{coef} 는 벽면 온도가 균일하다면 h_{tran} 과 일정한 관계를 가지며, 벽면 온도와 무관해진다. 아래 그림 3에 위에서 정의한 온도 값을 설명하였다.

h_{coef} 는 엄밀하게는 벽면온도에 무관하지는 않지

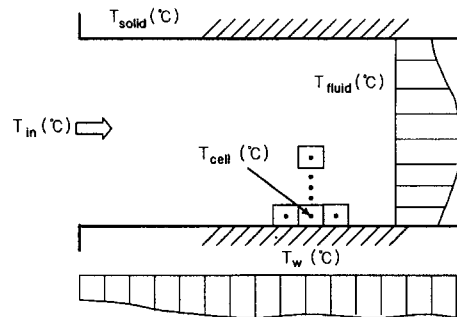


Fig. 3 Definition of Temperatures

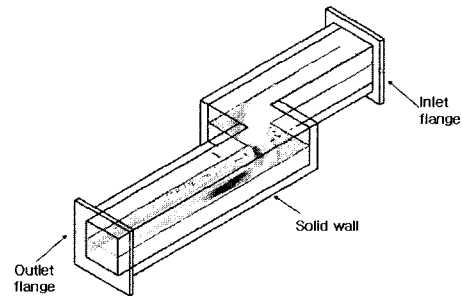


Fig. 4 Model for establishing calculation procedure

만, 만일 벽면 온도가 크게 변해도 h_{coef} 가 큰 차이가 없다면, h_{coef} 는 매우 유용한 값이 될 수 있다. 외기 조건을 몰라서 벽면 온도를 정할 수 없는 상태에서 임의로 온도를 가정하여 h_{coef} 를 구하고, 외기 조건을 바꾸어 주면 그에 맞는 고체면 온도가 나오기 때문이다. 또한, heat-up 과정과 같이 입구 가스온도는 큰 차이가 없으면서 고체 온도가 크게 변하는 조건에서, 초기에는 열전달량이 많다가 벽면온도가 상승하면서 열전달량이 줄어들면서 평형에 이르게 되는 과정을 모사할 수가 있다.

이를 확인하기 위해, 그림 4와 같이 굴곡부가 있는 사각 관내에 공기가 흐르는 간단한 모델에서, 유동을 한 번만 계산하고 그 내부의 열전달계수(h_{coef})를 이용하여 다양한 벽면 온도 경계조건을 주면서 온도 분포를 구하고, 이 결과와 여러 조건을 모두 복합열전달(conjugate heat transfer) 방법으로 해석한 결과를 비교하였다.

이 모델은 형상은 단순하지만 박리, 재부착이 있는 난류유동으로, 외부 벽면의 열 경계조건에 따라 온도 분포가 변한다. 입구 조건은 속도 50 m/s, 온도 1000 K로 설정하였다. 이러한 유동에 대해 일반적

Table 2 Boundary conditions of the test cases

Case #	경계조건 : $T_w(K) / h(W/m^2 K)$		
	Wall	In-flange	Out-flange
1	298 / 15	363 / 250	단열
2	298 / 150	363 / 250	단열
3	298 / 15	단열	363 / 250
4	800 / fix	-	-

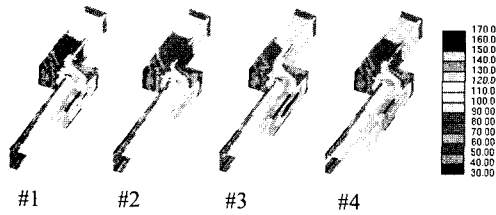


Fig. 5 Heat transfer coefficients on the fluid-solid boundaries(hcoef in W/m^2K)

인 외기 경계조건(#1)과, 외부 대류열전달계수를 매우 크게 한 경우(#2)와, 플랜지 (flange) 부분의 경계조건을 반대로 해서 온도분포를 매우 다르게 한(#3) 3가지 경우를 가정하고, 이를 복합열전달로 계산한 결과(#1~3)와 균일 온도 조건으로 유동에 의한 열전달계수(hcoef)를 구해서(#4) 이를 바탕으로 고체 부분의 열전도 해석을 수행한 결과(#5~7)를 비교하였다. 해석에는 상용 해석 코드인 Star-CD를 사용하였고 표준 k-ε 모델과 벽함수를 적용하였다. 온도 경계조건은 대류열전달계수와 멀리 떨어진 곳의 기준 온도를 설정하였는데($Q = hA(T_w - T_o)$), 아래에 경계조건을 정리한 표가 있다. #5~7의 외부 경계조건은 각각 #1~3과 같으며, 내부 경계조건은 #4에서 얻어진 값을 사용한다.

그 결과 열전달 계수(hcoef)는 그림 5와 같이 약간의 차이가 있으나 유동 구조가 유사하므로 대체로 유사한 값을 보인다. h_{tran} 과 달리 h_{coef} 는 엄밀하게 벽면온도에 무관함을 증명할 수 없으나, 해석 결과 벽면온도와 유체온도의 차이에 의한 영향은 크지 않은 것을 볼 수 있었다.

고체 부분의 온도해석 결과는 아래 그림 6, 7과 같다. #1과 #5, #2와 #6, #3과 #7의 결과에서 최대-최소 값은 각각 1% 이내의 차이를 보여서 본 방법은 복합열전달 해석과 같은 결과를 내는 것을 알 수 있었다.

계산 시간은 SGI의 Workstation Octane R10000에서 #1~3은 약 1700초, #4는 약 1400초, #5~7은 약 10

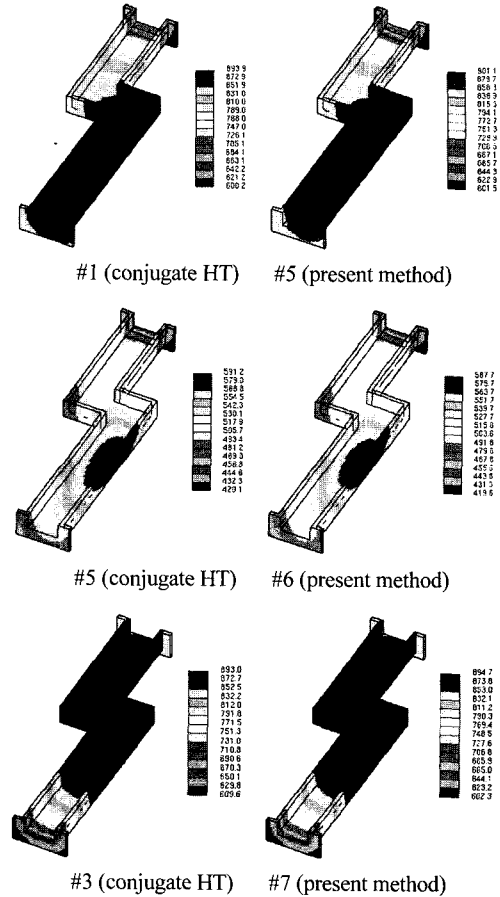


Fig. 6 Temperature distribution obtained by conjugate heat transfer and present method(temperatures in K)

초 정도로, 고체 부분의 열전달은 매우 빠르게 수렴한다. 그러므로 본 방법은 유동이 동일하고 외부 고체 형상이 다양하거나 경계조건을 다양하게 적용할 경우에 특히 유용함을 알 수 있다.

3. 적용 및 검증

3.1 해석 방법 정립 : 내구시험 (A)

해석 프로세스 정립을 위해 초기에 설정된 모델은 2.4 리터급 DOHC 엔진에 장착된 배기 매니폴드이다. 이 배기 매니폴드 출구에는 촉매변환기가 붙어 있다. 이 사양에 대해서는 600초 가열 및 1200초 냉각을 반복하는 내구시험(A) 중의 온도측정 결과와 비교하였다.

해석에 필요한 격자는 열응력해석에 사용되는 고

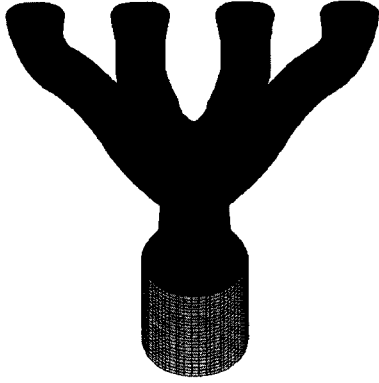


Fig. 7 Fluid mesh for heat transfer calculation

체 격자(solid mesh) 내부 벽면을 이용하여, 자동격자 형성 프로그램인 AVL 사의 FAME을 이용하여 유체 격자(fluid mesh)를 작성하고, 아래 그림 7과 같이 출구 측에 촉매 담체를 부착한 형태의 격자를 추가하였다.

이것은 촉매가 축방향의 유동만을 통과시키는 구조로 되어 있으므로, 촉매의 존재로 인해 매니폴드에서 나온 유동의 구조가 바뀌는 영향을 고려하기 위한 것이다. 유동 계산에서 촉매는 이방성의 다공질 물질로 처리하였다. 그 결과 촉매 부분에서는 아래와 같은 압력손실이 적용된다.

$$\frac{dP}{dx_i} = -(\alpha_i |\vec{v}| + \beta_i) u_i \quad (3)$$

계수로는 $\alpha=1.8$, $\beta=1800$ 의 값을 적용하였다.

경계조건으로는 이전의 엔진 개발 시 수행한 일차원 cycle simulation 해석결과를 바탕으로 배기량을 감안하여 조절한 값을 주었는데, 유동 조건은 그림 8과 같이 크랭크 각 당 변화하는 질량 유량 및 출구 압을 설정하였고, 온도 경계조건은 질량유속(mass flux) 평균온도가 측정값과 같아지도록 비정상 온도경계조건을 조절하였다.

$$\bar{T} = \int_0^{\tau} \dot{m} C_p T dt / \int_0^{\tau} \dot{m} C_p dt = T_{in} \quad (4)$$

그 결과는 그림 9와 같으며, 이러한 조건에 의해 구해진 h_{coef} 는 벽면 온도를 다르게 가정하여도 거의 같은 값이 얻어지는 것을 확인하였다.

벽면의 온도는 균일온도 조건으로 설정하였고,

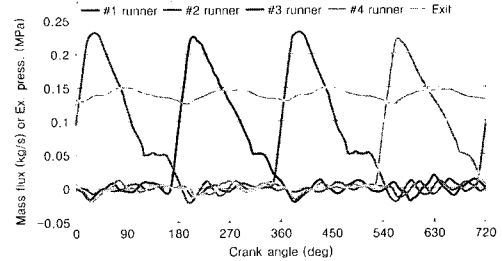


Fig. 8 Transient flow boundary conditions

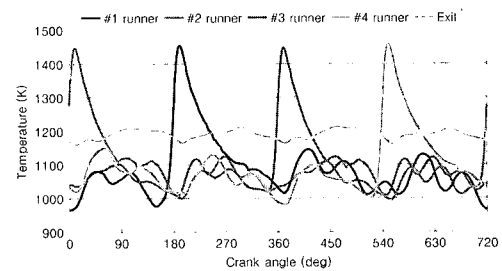


Fig. 9 Transient thermal boundary conditions

Jeong 등⁶⁾의 논문을 참조하여 밀도, 점성, 비열, 전도 열전달계수 등을 온도의 함수로 주었다.

$$\rho = \frac{PM_{gas}}{R_u T} \quad (5)$$

$$\mu = \left(\frac{T}{273.15} \right)^{3/2} \frac{273.15 + C_3}{T + C_3} \mu_0 \quad (6)$$

$$\mu_0 = 1.718 \times 10^{-5}, C_3 = 116$$

$$C_p = 1009.1248 + 0.21819 \times T \quad (7)$$

$$k = 2.269 \times 10^{-4} \times T^{0.832} \quad (8)$$

여기서 M_{gas} 는 배기가스의 분자량으로, 이론공연비에서 최대이고, CO_2 의 농도가 낮아지면 약간 감소하는데, 평균 29.5 정도이다. R_u 는 universal gas constant 로서 8314 J/kgK 이다.

이러한 조건 하에 2 cycle을 계산하고, 3번째 cycle에서 크랭크 각 15도 간격으로 열전달계수 h_{coef} 를 구해서 한 cycle 전체를 평균을 낸 결과를 그림 10과 같이 얻는다.

이와 같이 얻어진 열전달 계수를 고체온도 계산을 위한 격자면에 경계조건으로 설정하기 위해서는 고체면 격자의 안쪽면에서 격자면(shell)을 추출하

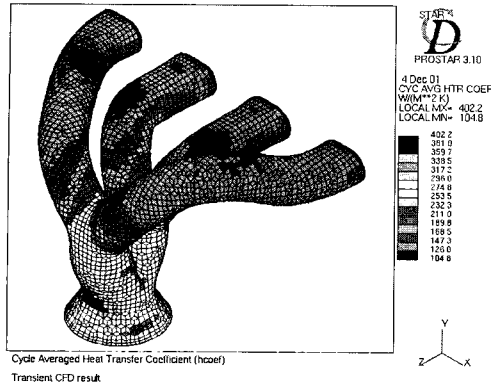


Fig. 10 Cycle averaged heat transfer coefficient

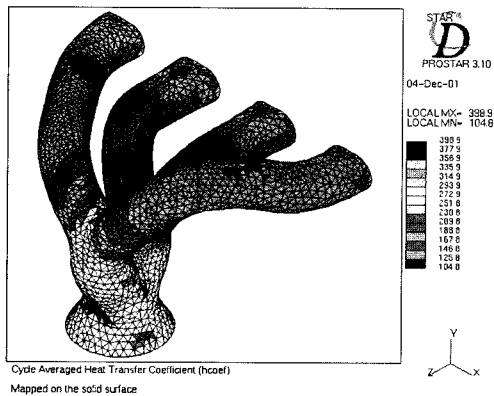


Fig. 11 heat transfer coefficient mapped on the inner surface of the solid mesh

고 그 면에 위의 결과를 매핑하여야 한다. 매핑한 결과를 그림 11에 나타내었다.

매핑한 값을 각 표면 요소(삼각형)에 대해 저장하고, 각 표면 요소를 하나의 경계조건으로 하는 열 경계조건을 설정한다. 그 결과, 안쪽 면에는 수천 개의 경계조건을 입력해야 하는데, 이를 위해 Star-CD의 입력문을 생성하는 포트란(Fortran) 프로그램을 작성하여 사용하였다.

본 해석에 적용된 온도 경계조건은 Star-CD에서 모두 다음과 같은 형태로 설정된다.

$$\frac{Q_w}{A} = h(T_w - T_o) = \frac{T_w - T_o}{R} \quad (9)$$

여기서 열저항(thermal resistance) R은

$$R = 1/h \text{ or } \Delta x/k \quad (10)$$

T_o 는 멀리 떨어진 곳의 일정한 온도로서, 냉각수

Table 3 Heat transfer conditions at the boundaries

경계면 위치	h	T_o ($^{\circ}$ C)
Runner 및 합류부 전체	20	25
Inlet flange (head 접촉면)	250	90
Inlet flange (bolt 접촉면)	500	90
Inlet flange (기타)	20	25
Outlet flange (촉매 연결부)	15	25
Outlet flange (기타)	20	25

온도 또는 대기온도로 설정한다. 안쪽 면에 대해서는 h_{coef} 의 정의에 따라 T_o 는 유입되는 배기가스의 온도가 된다. 냉각(cool-down) 시 안쪽 면은 단열조건을 설정하였다.

배기다기관의 플랜지(flange) 면은 head나 촉매변환기 쪽의 금속면과 연결되고, head는 냉각수로 열을 방출하고 촉매변환기는 대기로 열을 방출한다. 또한 볼트 체결 부분의 열전달도 달라진다. 따라서 열저항은 이를 감안하여 설정해 주어야 하며, 그 값을 h로 환산하면 부위별로 큰 차이를 보인다. 경계조건 설정값을 예를 들면 다음과 같다.

이 값들은 여러 가지 모델의 해석에서 거의 같은 값으로 적용될 수 있었다. 본 방법의 또 하나의 장점은 내부 유동 해석을 완료한 상태에서 이러한 외기 경계조건 등을 바꾸어 가면서 온도 분포를 맞출 수가 있다는 점이다.

3.2 해석 결과 : 내구시험 (A)

해석의 결과 얻어진 전부하 온도분포는 아래와 같으며, 측정값과 거의 유사한 분포를 보였다. 전부하 온도 분포는 시험에서는 약 10분 이상의 전부하

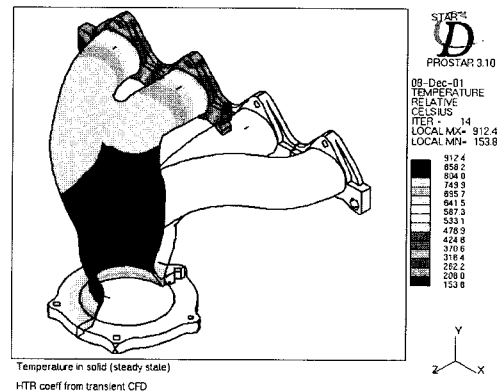


Fig. 12 Temperature distribution under full load condition (A)

배기계 내구시험 중의 온도 변화 예측을 위한 연구

운전 결과 얻어지는 평형 상태이고, 해석에서는 정상상태(steady state) 해석으로 얻어졌으며, 14회의

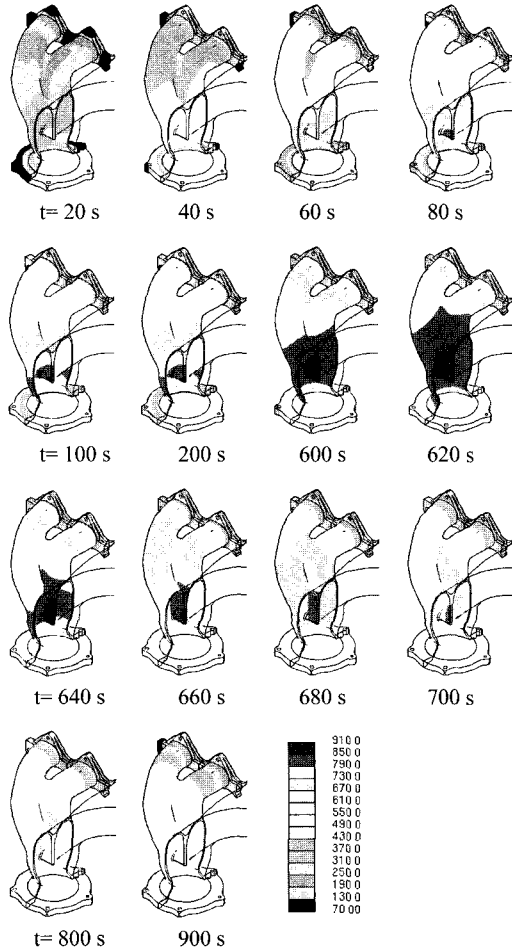


Fig. 13 Temperature distribution during thermal fatigue test (A)

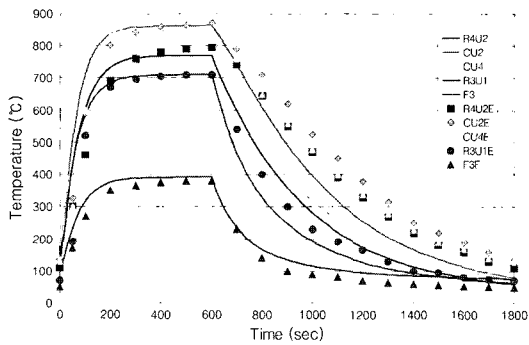


Fig. 14 Temperature evolution during the thermal fatigue test (A) (symbol: measurement, curve: calculation)

iteration으로 수렴하였다.

배기계 내구 시험 동안 온도분포의 변화는 아래 그림과 같다. 가열과 냉각 초기에 온도 변화가 크며, 가열시 합류부의 온도가 먼저 상승되었다가, 냉각할 때는 전체적으로 고르게 식는 것을 볼 수 있다.

주요 부위에서의 온도 변화의 거동은 아래와 같으며, 시험 값과 그 경향이 일치한다.

3.3 해석의 적용 : 내구시험 (B)

다음으로는 2.0 리터 급 DOHC 엔진의 배기계에 대하여, 내구시험(B) 중의 온도 변화를 해석하고 측정값⁷⁾과 비교하였다. 내구시험(B)는 전부하 운전과 냉각이 4회 반복되는 것을 한 사이클로 반복하는 내구 모드이다.

전부하 온도 값은 플랜지 면을 제외한 전 영역에서 4% 이내로 일치하였으며, 온도변화의 경향도 타당하게 예측되었다.

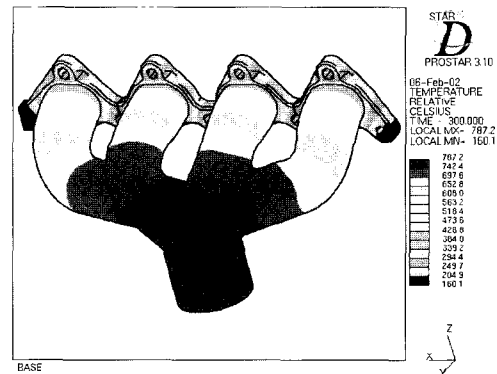


Fig. 15 Temperature distribution under full load condition (B)

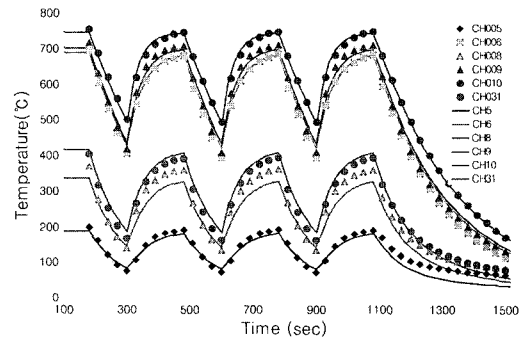


Fig. 16 Temperature evolution during the thermal fatigue test (B) (symbol: measurement, curve: calculation)

내구시험(B) 과정의 해석은 전체구간을 전부하(가열)-냉각의 8가지 구간으로 나누어, 각기 다른 경계조건을 할당한 뒤 이전 구간의 종료 조건을 다음 구간의 초기조건으로 이용하여 계산을 수행하였다. 그 결과 얻어진 주요 부위에서의 온도 거동은 시험값과 그 경향이 일치한다.

이로써 내구시험 기간 동안의 한 사이클 전체 구간에 걸쳐 온도분포를 구할 수가 있게 되었다. 이 방법을 이용하면 열응력 해석의 정확도를 높일 수 있을 것으로 기대된다.

4. 결론

배기 매니폴드 열피로 현상의 모사를 위하여, 비정상 열유동 해석에 의해 열전달계수를 구하고 이를 경계조건으로 시간에 따른 배기 매니폴드의 온도분포 변화를 예측할 수 있었다. 이 방법의 장점은 다음과 같다.

- 1) 오랜 시간이 소요되는 heat-up, cool-down 전체 과정을 해석할 수 있다.
- 2) 외기경계 조건을 다양하게 바꾸어 가며 온도장을 계산할 수 있다.
- 3) 배기다기관 개선모델을 구성하였을 때, 내부 유로가 변하지 않고 외형의 두께를 바꾸거나 리브(rib)를 대어 보강하는 등의 변화에 대해서는 유동계산 없이 온도를 구할 수 있다.

References

- 1) T. Shimamoto, K. Asano, Y. Shioya, S. Ando, "Development of the Stainless Cast-Steel Exhaust Manifold," SAE 930621, pp.39-47, 1993.
- 2) B. Choi, J. Park, H. Chang, K. Park, "Thermal Fatigue Characteristics of Engine Exhaust Manifold by CFD/FEM Analysis," 2002 KSAE Spring Conference Proceeding, pp.586-591, 2002.
- 3) Y. Watanabe, K. Shiratani, S. Iwanaga, K. Nishino, "Thermal Fatigue Life Prediction for Stainless Steel Exhaust Manifold," SAE 980841, pp.1-6, 1998.
- 4) K. Yoshizawa, K. Mori, S. Kimura, "Numerical Analysis of the Exhaust Gas Flow and Heat Transfer in a Close-Coupled Catalytic Converter System During Warm-Up," SAE 2001-01-0943, 2001.
- 5) Star-CD Version 3.10 Manual, 2000.
- 6) S. Jeong, W. Kim, "Three-Dimensional Numerical Study on the Use of Warm-up Catalyst to Improve Light-Off Performance," SAE 2000-01-0207, 2000.
- 7) W. Lee, S. Park, B. Han, W. Kim, "Development of a Procedure to Simulate Temperature Change during the Thermal Fatigue Test of Exhaust Manifolds," 2003 KSAE Spring Conference Proceeding, 2003.