

# 연소실 대류 및 복사 열전달 해석

## Convective and Radiative Heat Transfer in IC Engines

허 강 열  
Kang Yul Huh



허 강 열  
• 1957년 1월생  
• 내연기관 유동장, 연소, Spray 및 열전달 현상 해석 연구  
• 정회원, 포항공과대학 기계공학과

### 1. 머리말

내연기관의 작동유체와 실린더 헤드, 라이너, 피스톤 등의 주변 구조물과의 열전달은 기관 운전조건 및 성능의 중요결정 요인 중의 하나이다. 구조물로 전달된 에너지는 냉각 계통에 의해 외부로 방출되므로 기관의 열효율을 감소시키며 실린더 라이너 및 오일막의 온도에 의해 기관의 윤활과 마찰손실에 영향을 미친다. 또한 연소실과 배기 계통의 온도에 따른 NO<sub>x</sub>, CO와 탄화수소 등의 배기가스 배출량, 흡기계통의 체적효율, 연료혼합기의 온도와 실린더간 분포, 열응력에 의한 구조물 변형과 피로파괴, 냉각수 계통의 위치와 크기, 냉각 팬과 펌프의 용량, 가솔린 기관의 노킹과 디젤 기관의 착화 지연 등을 결정하는 요인이 된다. 최근에는 단일 디젤기관 개발에서의 필요성으로 인해 고온 작동시의 열전달에 대한 실험측정과 관련 물리현상에 대해 많은 연구 노력이 진행되고 있다.

내연기관의 열전달은 구조물에 따라 흡기계통, 연소실, 배기계통으로 나누어지고, 열전달 기구에 따라 전도, 대류, 복사로 나누어지며, 여기서는 그중 가장 핵심이 되는 연소실 내에서의 대류 및 복사 열전달 현상에 관하여 논하고자 한다. 연소실 열전달의 정량적 해석을 위해서는 흡기계통과 피스톤 운동에 의한 3차원 압축성 난류 유동장과 점화, 착화 및 연소 진행과정, 이들의 복합적 상호 작용에 대한 이해가 선행되어야 한다. 연소실 벽에서의 전체 열유속은 대류와 복사 열유속의 합으로서 시간과 공간에 대한 변화가 크고, 연소실 압력에 비해 정상상태의 운전조건에서도 사이클간 변화가 크기 때문에 정확한 정량적 해석이 어렵다. 여기서는 현재까지 제시된 연소실 열전달의 정량적 모델과 문제점, 앞으로의 연구 진행방향에 대해 소개하고자 한다.

### 2. 무차원 열전달 해석모델

무차원 열전달 해석모델은 연소실을 한 개 혹은 수 개의 영역으로 나누어 각각의 영역을 균일한 온도와 압력을 지닌 열역학적 시스템으로 보고, 각 영역과 구조물 간의 열전달을 실험식으로 묘사하는 방법이다. 상이한 열전달 특성을 지닌 영역의 갯수에 따라 single-zone, two-zone, multi-zone model로 구분

되며 3 차원 해석에서와 같이 유동장에 대한 Navier-Stokes 식을 풀지 않고 적절한 실험식에 의해 열전달 계수를 나타내므로 사용하기가 쉽고 계산시간이 적은 반면, 열유속의 공간상 분포와 구조물의 형상이 미치는 영향 등에 대한 고려가 결여되어 있으므로 정확도가 낮다.

열유속을 구하기 위한 실험식은 일반적으로 열전달 계수와 온도 차의 곱으로 나타내며 이때의 온도차는 주어진 영역에 대한 평균온도와 구조물 벽면 온도에 의해 정의된다. 이들 실험식은 무차원화 된 형태와 직접적인 형태로 분류되며 열전달을 결정짓는 변수들이 다양하고 현상 자체가 복잡적이기 때문에 실제로 어느편이 더 정확하다고 얘기하기는 어렵다. 표 1 에는 현재까지 제시된 실험식들이 정리되어 있으며 이들의 결과치는 같은 조건에 대해서 2~3 배까지 차이가 나기도 한다. Nusselt 등의 식은 원래 시간에 대한 평균 열유속을 구하기 위한 것이지만 여기에 기관의 순간 조건을 대입하여 순간 열유속을 구하기 위해서도 쓴다. Cycle 분석이나 heat release 계산 등에는 Woschni 와 Annand 의 실험식이 널리 쓰이고 있다. 열전달에 관계된 주요 무차원 변수로서는 Reynolds number ( $\rho v B / \mu$ ), Prandtl number ( $c_p \mu / k$ ), dimensionless pressure ( $P/P_0$ ) 등이 있으며 swirl 이 있는 경우에는 평균 속도가 중심으로부터의 거리에 의해 결정되므로 local Reynolds number ( $r^2 \omega / \nu$ )를 정의하여 위치에 따른 열전달 계수를 계산한다.

연소실을 열전달 특성에 따라 두 개 이상의 영역으로 나눌 경우에는 각 영역의 위치, 체적, 열전달 면적 등이 시간에 따라 정확히 주어져야 한다. 가솔린 엔진의 경우 기연소와 미연소 영역<sup>2,3)</sup>으로 구분하여 각 영역의 평균온도 및 열전달 계수를 독립적으로 계산한다. 또한 기연소 영역을 경계층과 중심부로 세분화<sup>4)</sup> 경우 경계층 두께의 시간에 따른 변화가 별도로 정의되어야 하며 경계층에서의 온도분포는 선형 혹은 logarithmic 함수 형태로 가정할 수 있다. 디젤 엔진에서는 가솔린 엔진에서와 같

은 뚜렷한 화염의 전파가 형성되지 않기 때문에 유동장의 특성에 따라 bowl, squish, core 영역으로 구분하고 열적 특성에 따라 경계층과 중심부로 구분하여 각 영역에 대해 독립적으로 열전달 계산이 수행된다.<sup>5)</sup> 또한 표 1 에서 주어진 실험식들의 발전된 형태로서 Navier-Stokes 식을 직접 풀지는 않지만 난류 수송 방정식 (e.g. k-e model)<sup>4,5)</sup>, swirl 에 대한 각운동량 보존식<sup>5)</sup> 등의 해를 구하여 열전달 계수와 연계시킬 수 있다. 구조물 벽에 수직

표 1 연소실 열전달에 대한 무차원 실험식

Nusselt	$h = h_c + h_r$ $h_c = 5.41 \times 10^{-3} (1 + 1.24 C_m) (p^2 T)^{1/3}, \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $h_r = \frac{4.21 \times 10^{-4} (T/100)^{-1} (T_w/100)^4}{(1/\epsilon_g + 1/\epsilon_w - 1) (T - T_w)}, \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ <p><math>\epsilon_g</math> and <math>\epsilon_w</math> are emissivities of gas and wall</p>
Eichelberg	$h = 7.67 \times 10^{-3} (C_m)^{1/3} (pT)^{1/2}, \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Annand	$q'' = a \frac{k}{D} Re^{0.7} (T - T_w) + b (T^4 - T_w^4), \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ <p>a is a constant (0.35-0.8) depending on charge motion                  b = <math>3.3 \times 10^{-12}</math> for diesel engines  <math>4.3 \times 10^{-12}</math> kW/m<sup>2</sup> K for SI engines                  Re = <math>C_m D / \nu</math></p>
Woschni	$h = 0.820 D^{-0.2} p^{0.8} W^{0.8} T^{-0.53} \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $W = \left[ C_1 \cdot C_m + C_2 \frac{V_s T_1}{V_1 (P - P_0)} \right]$ <p>For the gas exchange process; <math>C_1 = 6.18, C_2 = 0</math>                  For the compression process; <math>C_1 = 2.28, C_2 = 0</math>                  For the combustion and expansion process;  <math>C_1 = 2.28, C_2 = 3.24 \times 10^{-1}</math>  <math>p_0</math> is pressure in MPa obtained for motoring  <math>V_s</math> is the displacement volume in m<sup>3</sup></p>
Sikei	$h = 2.36 \times 10^{-4} (1+b) \frac{p^{0.7} C_m^{0.7}}{T^{0.2} d_e^{0.3}}, \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ <p>where <math>d_e</math> is an equivalent diameter; <math>d_e = 4V/A</math>                  b is a constant (0-0.35) depending on the type of combustion chamber</p>
Overbye et al.	$q'' = 0.36 [Pe(0.26p^* - 0.035) + 1000p^* - 200]$ <p>where <math>q'' = q'' L_0 / (k T_0)</math> dimensionless heat transfer,  <math>T_0</math> = gas temperature in the intake manifold,  <math>L_0</math> = stroke and <math>p_0 = p/p^*</math> = manifold pressure.</p>
LeFeuvre et al.	$q'' = a \frac{k}{r} Re^{0.8} Pr^{0.33} (T - T_w)$ <p>where r is a radius at the test point on the cylinder head and Re is a local Reynolds number defined as;  <math>Re = r^2 \omega / \nu</math></p>
Dent and Suliaman	$q'' = 0.023 \frac{k}{r} \left( \frac{r^2 \omega}{\nu} \right)^{0.8} (T - T_w)$

where,  
 $C_m$  is the mean-piston-speed, m/sec  
 p is the pressure, MPa  
 $V$  is cylinder volume  
 $A$  is heat absorbing area

방향으로 1 차원 Navier - Stokes 식과 에너지 보존식의 해를 직접 구하여 경계층에서의 온도 구배에 의한 열전달 계수를 구하는 방법도 있으나 난류의 영향이 결여되어 있다.<sup>6)</sup>

### 3. 3 차원 대류 열전달 해석모델

연소실 현상의 3 차원 수치 해석은 전술한 무차원 해석에 비해 공간상에서의 분포와 구조물의 기하학적 형상에 대한 자세하고 정확한 예측이 가능하다는 점에서 앞으로의 내연 기관 연구에 많은 가능성을 지니고 있다. 연소실 내의 질량, 운동량, 에너지 보존식 및 난류수송 방정식, 상태 방정식, spray 와 연소 모델, 열전달 모델 등을 모두 종합하여 이 식들을 동시에 만족시키는 수치해를 구하여 나간다. 3 차원 대류 열전달 모델은 이와 같은 3 차원 수치 해법의 일부분으로서 이해되어야 하며 전체적인 algorithm 이나 물리적 모델들과의 일관성을 유지하여야 한다. 수치 해법의 기본은 관심의 대상이 되는 현상의 시간과 공간에서의 변화를 판별할 수 있도록 충분히 작은 time step 과 grid size 에 의한 유한차분식의 해를 구하는데 있으므로 경계층에서의 급격한 속도 및 온도 분포를 직접 모사하기 위해서는 많은 수의 격자가 경계층에 배치되어야 한다. 이에 따른 과도한 계산 부하를 줄이기 위해 경계층의 보편적 특성으로서 속도 및 온도분포를 logarithmic profile 로 가정하여 wall shear stress 와 heat flux 를 구하는 wall function method<sup>7)</sup> 가 널리 쓰인다. 에너지 보존식의 일반적 형태는

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla \cdot (\rho c_p T \vec{v}) = \nabla \cdot [(k + k_t) \nabla T] + \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q} \quad (1)$$

로 주어지며 경계층에서는 벽에 수직 방향의 온도구배와 확산항이 수평방향에 비해 훨씬 크므로 이 식을 일차원 확산 형태로 정리하면,

$$\frac{d}{dy} \left[ (k + k_t) \frac{dT}{dy} \right] = S \quad (2)$$

로 나타낼 수 있다. 우변의 source 항은 다음과 같다.

$$S = \left( \frac{c_p}{R} - 1 \right) \frac{dp}{dt} + \frac{\rho c_p}{R} \nabla \cdot v - \dot{q} \quad (3)$$

여기서 화학 반응 열량, 압축/팽창에 의한 일 에너지 전달, 순간 변화율 등을 무시하면 source 항은 없어지므로, 이 식을 무차원화 하여 y 방향에 대해 적분하면 온도분포에 대한 다음과 같은 결과를 얻는다. 이는 wall function method 의 온도분포를 정의하는 식이 된다.

$$T^+ = Pr \cdot y^+ \text{ for } y^+ < 13.2 \quad (4)$$

$$T^+ = 13.2 Pr + 2.195 \ln y^+ - 5.66 \text{ for } y^+ \geq 13.2 \quad (5)$$

$$T^+ \equiv \frac{\rho c_p (T_0 - T) u^*}{q_0''} \quad (6)$$

$$y^+ \equiv \frac{y u^*}{\nu} \quad (7)$$

$$u^* \equiv \frac{\tau_0}{\rho} \quad (8)$$

Motoring 기관에 대한 열유속 측정 결과<sup>14)</sup> 에서 알려진 바와 같이 source 항 S 는 고속 피스톤 운동과 연소에 따른 압력 변화율이 클 경우 이의 대류 열유속에 대한 영향을 무시할 수 없다. 이상 기체의 상태 방정식과 velocity divergence 항에 대한 온도변화의 영향을 무시하고 압력 변화율 만으로 나타내면

$$S = - \frac{dp}{dt} \quad (9)$$

로 단순화시킬 수 있다. 경계층에서의 온도변화는 벽면온도의 영향을 주로 받으므로 압력 변화에 비해 무시될 수 있다. Source 항 S 를 포함한 무차원 식을 y 방향에 대해 적분하여 풀면 다음과 같은 형태의 modified wall function method<sup>8)</sup> 를 얻는다.

$$T^+ = Pr y^+ - 0.5 Pr (y^+)^2 \text{ for } y^+ < 13.2 \quad (10)$$

$$T^+ = 13.2Pr + 2.195 \ln y^+ - 5.66 \\ - S^+(87.12Pr + 2.195 y^+ - 28.98) \\ \text{for } y^+ > 13.2 \quad (11)$$

$$S^+ \equiv \frac{S\nu}{q_0^* u^*} \quad (12)$$

기존의 wall function method에 비해 비정상 상태의 압축성 기체에 대한 경계층의 압축/팽창, 일에 의한 에너지 전달, 경계층에서의 난류, 열전달, 연소의 상관관계, 온도분포 변화의 시간 정수 등을 고려하고 있다. 운동량 보존에 의한 속도분포는 source 항의 영향을 받지 않는 것으로 가정하였으며, 실제 열유속을 구하는데 있어서 온도분포에 비해 부차적인 영향을 미칠 것으로 판단된다. 이들 무차원 온도 분포식으로부터 벽면온도와 경계층을 이루는 격자점의 온도를 경계조건으로 하여 실제 온도분포와 대류 열유속을 구할 수 있다.

Wall function에 의한 방법 외에도 Morel 등에 의해 중심부와 경계층에 대한 해를 독립적으로 구하여 접합시키는 Boundary Layer Wall Model<sup>9)</sup>, 피스톤 운동에 대한 열유속 변화 곡선의 위상 차를 나타내기 위한 complex Nusselt number<sup>10)</sup> 방법 등도 쓰이고 있다.

#### 4. 3차원 복사 열전달 해석모델

연소실의 복사 열전달은 CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O 등의 연소가스와 soot 등의 연소 입자로부터의 복사 에너지의 합으로 이루어진다. 일반적으로 연소가스보다 soot에 의한 emissivity와 흡수계수(absorption coefficient)가 훨씬 크기 때문에 soot의 생성이 미미한 가솔린 기관의 복사 열유속은 대류 열유속에 비해 무시되며 디젤 기관에서는 복사 열유속이 전체 평균 열유속의 20~40%까지 차지한다.<sup>1)</sup> 따라서 복사 열전달의 3차원 해석에서는 soot의 생성과 소멸에 따른 soot의 농도변화를 예측할 수 있는 모델이 반드시 필요하다. 대기압 상태의 일반 연소 기기에 대해서는 soot와 다른 연소 혼합기를 단일 gray gas로 취급하기 위해 발표된 실험식<sup>11,12)</sup>들이 있지만 디젤 엔진의 경우

에는 실험 측정의 어려움 등으로 신빙성 있는 모델이 아직 없다.

연소실의 3차원 계산 격자에 Hottel의 zone method<sup>13)</sup>을 적용하여 복사 열유속을 구하기 위해 다음의 몇가지 가정을 한다. 첫째, 연소가스와 soot의 혼합기를 일정한 흡수 계수를 지닌 균일한 단일 기체로 처리한다. 둘째, 연소실 벽면은 black surface로 처리한다. 셋째, 복사에 의한 열전달은 연소가스 혹은 soot와 구조물 벽면 사이에서만 일어나며 유체 내부와 구조물 상호간의 복사 열전달은 무시한다. 첫번째 가정에서 흡수계수는 KL factor에 대한 실험 측정 데이터로부터 0.1-1.0cm<sup>-1</sup>의 범위 내에서 적절한 값을 정한다. 이로써 soot의 분포와 변화에 대한 모델과 계산이 필요 없으며 방출된 복사 에너지가 벽면에 도달하기까지의 불균일한 분포에 의한 영향도 무시한다. 둘째 가정은 벽면에 도달하는 복사 에너지는 반사되지 않고 모두 흡수되는 것을 의미한다. 셋째 가정은 작동유체에 대한 3차원 에너지 보존식에서 유체 상호간의 복사에 의한 에너지 교환이 무시되었음을 의미한다. 따라서 복사 열전달 계산은 구조물로의 직접적 열손실 이외에는 유체에 대한 에너지와 온도계산 과정에 아무런 영향을 미치지 않는다. Hottel<sup>13)</sup>에 따르면 체적요소  $dV_i$ 와 면적요소  $dA_j$  사이의 단위시간당 복사 열전달율은

$$Q_{dV_i \rightarrow dA_j} = 4K dV_i E \frac{dA_j \cos \theta}{4\pi r^2} \exp(-Kr) \quad (13)$$

로 나타내진다. 여기서  $K$ 는 흡수계수,  $E$ 는 유체의 emissive power로서  $\sigma T^4$ ,  $r$ 은 체적요소와 면적요소 간의 거리이다. 체적요소  $dV_i$ 와 면적요소  $dA_j$ 는 각각 유체내의 계산 격자와 벽면과의 경계를 이루는 격자 표면을 나타낸다. 따라서  $dA_j$ 에 대한 총복사 열전달율은 모든 체적요소에 대한 합으로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{dA_j} = \sum_i Q_{dV_i \rightarrow dA_j} \quad (14)$$

### 5. 실험방법

연소실 열유속의 실험 측정은 전체 열유속과 복사 열유속의 두가지로 구분된다. 전체 열유속은 벽면의 순간 온도와 구조물 내부 온도를 동시에 측정하여 이들 경계조건에 대한 일차원 열전도 방정식의 해를 구함으로써 얻어진다. 이는 순간 열유속으로서 대류와 복사 열전달을 포함한다. 복사 열유속은 표면 열전대 위에 창(window)을 설치하여 대류를 차단하고 복사열만을 통과시키는 방법을 쓰거나 두 개 이상의 단일 파장에 대한 빛의 강도를 측정하여 화염온도와 emissivity를 계산함으로써 복사 열유속을 유추해 낸다.

벽면의 순간온도를 측정하기 위해서는 열전대의 온도 측정부위의 열적 관성이 충분히 작아야 하며 대개 수 micron 정도의 피막을 열전대 표면에 부착시켜 1microsecond 정도의 반응시간을 가지도록 한다. Motoring 실험에서는 비교적 저온에서 S/N비가 좋은 thermistor<sup>14)</sup>를 사용할 수 있다. 열전대는 주로 iron/constantan의 J-type을 쓰지만 E-type(chromel/constantan)<sup>15)</sup>, K-type(alumel-chromel)<sup>16)</sup>, S-type(Pt/Pt-rh)<sup>16)</sup>이나 단열엔진의 경우 고온 측정을 위해 R-type(Pt/Pt-Rh)<sup>17)</sup>을 쓰기도 한다. 경계층에서 난류로 인한 와류의 형성으로 인해 벽면상의 온도 구배가 심할 경우 일차원 전도 방정식에 의한 오차를 보정해 주기 위해 +자형으로 5군데에서 순간온도를 측정하여 3차원 전도 방정식에 의해 순간 열유속을 구한다.<sup>18)</sup> 전부하의 직접 분사식 디젤 엔진에서 일차원 전도에 의한 오차가 60%까지 유발될 수 있음이 보고되었다.<sup>18)</sup> 미국 MEDTHERM사에서는 이와 같은 내연기관의 열유속 측정을 위한 열전대를 판매하고 있으며 이를 이용한 실험결과가 미국, 유럽 및 국내<sup>19)</sup>에서도 발표되고 있다.

복사 열유속 측정을 위해서는 전술한 바와 같이 대류 열전달을 차단하거나, two-color 이론에 따라 상이한 두 개 파장의 빛의 강도를 측정하여 이로부터 복사체의 온도와 KL factor(혹은 emissivity)를 구한다.<sup>20)</sup> KL

factor와 단일 파장의 emissivity는 다음의 관계를 갖는다.

$$\epsilon_\lambda = 1 - \exp\left(-\frac{KL}{\lambda^\alpha}\right) \quad (15)$$

K는 흡수계수로서 단위체적당 soot의 양에 의해 결정되며 L은 화염으로부터 sensor까지의 거리로서 연소실의 기하학적 특성을 나타낸다.  $\alpha$ 는 파장 영역에 대해 주어진 상수이다. 그림 1과 2에 일반적인 표면 열전대와 복사 열유속 측정을 위한 광학 sensor의 구조를 나타냈다.

### 6. 맺음말

연소 기체와 구조물 간의 대류 및 복사에 의한 열전달은 내연기관의 성능과 운전조건에 많은 영향을 미친다. 최근 단열 디젤 기관의 개발과 관련하여 미국, 유럽에서는 연소실 내의 열전달에 관한 관심이 고조되고 있으나 아직 기초적인 부분에 대해서도 의견이 일치되지 않고 있다. 무차원 열전달 해석의 한계를 극복하고 연소실 열전달에 대한 기초적 이해의 증진과 보다 정확한 정량적 해석을 가능케 하기 위해서는 유동장, 연소, 열전달의 3차원 해석에 의한 실험 데이터의 검증이 필수적인 것으로 판단된다.

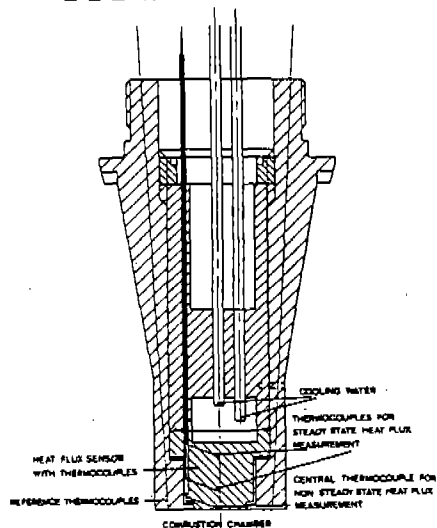


그림 1 표면 열전대의 구조

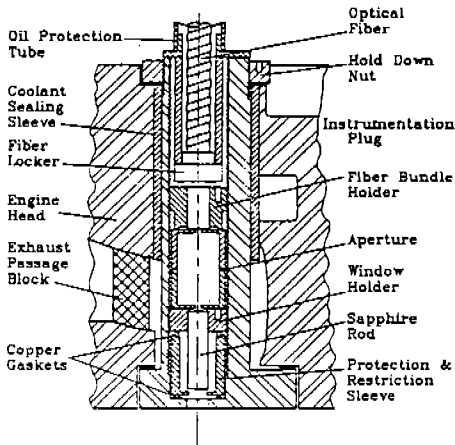


그림 2 광학 센서의 구조

## 참 고 문 헌

1. Borman, G. L. and Nishiwaki, K., "Internal combustion engine heat transfer," Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 13, 1987.
2. Krieger, R. B. and Borman, G. L., "The computation of apparent heat release for internal combustion engines," A.S.M.E. Pap. 66-WA/DGP4, 1966.
3. Borgnakke, C., Arpaci, V. S., and Tabaczynski, R. J., "A model for the instantaneous heat transfer and turbulence in a spark ignited engine," SAE 800287, 1980.
4. Poulos, S. G. and Heywood, J. B., "The effect of chamber geometry on spark-ignited engine combustion," SAE 830334, 1983.
5. Morel, T. and Keribar, R., A model for predicting spatially and time resolved convective heat transfer in bowl-in-piston combustion chambers," SAE 850204, 1985.
6. Oguri, T., "Theory of heat transfer in the working gases of internal combustion engines," Bull. J. S. M. E. 3, 11, 370-377, 1960.
7. Launder, B. E. and Spalding, D. B., Mathematical models of turbulence, Academic Press, New York, 1972.
8. Huh, K. Y., Chang I-Ping and Martin, J. K., "A comparison of boundary layer treatments for heat transfer in IC engines," SAE 900252, 1990.
9. Jennings, M. K. and Morel, T., "An improved near wall heat transfer model for multidimensional engine flow calculations," SAE 900251, 1990.
10. Kornhauser, A. A. and Smith, J. L., "Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion," Winter Annual Meeting of ASME, Miami Beach, Florida, Nov. 1985.
11. Smith, T. F., Shen, Z. F. and Friedman, J. N., "Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model," Trans ASME, Vol. 104, 602-608, 1982.
12. Johnston, T. R. and Beer, J. M., "Radiative heat transfer in furnaces: further development of the zone method of analysis," 14th Symp. (Int'l) on combust., The Combustion Institute, 639-649, 1973.
13. Hottel, H. C. and Sarofim, A. F., Radiative transfer, McGraw-Hill, 1967.
14. Dao, K., Uyehara, O. A. and Myers, P. S., "Heat transfer rates at gas-wall interfaces in a motored piston engine," SAE 730632, 1973.
15. Wiese, K. L., Bonne, M. A., Friedman, F. A. and Assanis, D. N., "Combustion and heat transfer studies in a direct-injection diesel engine," SAE 891902, 1989.
16. Assanis, D. N. and Badillo, E., "On heat transfer measurements in diesel engines using fast-response coaxial thermocouples," The 12th Annual Energy Sources Technology Conference and Exhibition, Houston, Texas, 1989.
17. Morel, T., Wahiduzzaman, S., Fort, E. F., Tree, D. R., DeWitt, D. P. and Kreider, K. G., "Heat transfer in a cooled and an insulated diesel engine," SAE 890572,

- 1989.
18. Lin, C. S. and Foster, D. E., "An analysis of ignition delay, heat transfer and combustion during dynamic load changes in a diesel engine," SAE 892054, 1989.
19. 고성능 가솔린 엔진용 배기가스 감소기술 개발(II), 한국기계연구소 연구보고서, 1990.
20. Yan, J. and Borman, G. L., Analysis and in-cylinder measurement of particulate radiant emissions and temperature in a direct injection diesel engine," SAE 881315, 1988.

## 세미나 안내

### 自動車排氣가스規制 및 對應技術開發

한국자동차부품종합기술연구소(KATECH)는 대폭 강화된 미국의 자동차 배출가스 규제기준을 관련 기술자들이 정확하게 이해하고 대응기술을 신속하게 개발하도록 지원하기 위하여 다음과 같이 해외 전문가를 모시고 세미나를 개최하오니 관심있는 여러분의 많은 참가를 바랍니다.

#### 다 음

일 시 : 1991년 9월 25일(수), 13:00

대 상 : 선착순예약자 200명

장 소 : 여의도 중소기업회관 2층

참가비 : 없음

(예약 및 문의 : 588-7630)

시 간	행 사 내 용
1:00-1:30	등 록
1:30-2:00	개회사 및 연구소 소개
2:00-2:45	미국의 자동차 배기가스 및 연비 규제현황 (연사: 이인우 차장, HATCI)
2:45-3:00	휴 식
3:00-3:45	연료 및 엔진의 청정화 기술 동향과 과제 (연사: 김영길 박사, 일본자동차연구소)
3:45-4:30	Performance of Noble Metal Catalysts for Automotive Emission Control ; Transient Response to Oscillatory Air-Fuel Ratio (연사: 조병권 박사, GM Research Lab.)
4:30-4:45	휴 식
4:45-5:30	배기가스 규제 강화에 따른 공연비 제어 개발 경향 (연사: 광세로, Ford Motor Co.)
5:30-6:15	종합 토론

主 催 : 韓國自動車部品綜合技術研究所

後 援 : 韓國自動車工學會, 韓國自動車工業協會, 韓國自動車工業協同組合