

박용대형저속기관의 열손실에 관한 연구

김 성 태* · 남 정 길* · 최 재 성**

A Study on Heat Loss of Low Speed Large Marine Diesel Engines

S. T. Kim* · J. G. Nam* · J. S. Choi**

〈 목 차 〉

Abstract	4. 열전달 계수의 실험식들에 대한 비교 검토
1. 서론	5. 대형 저속기관의 연소실 온도분포
2. 실린더내에서의 열전달	6. 결론
3. 연소실벽 열전달 계수에 관한 실험식	* 참고문헌

Abstract

In this study it is reviewed how to induce thermo-dynamically and mathematically the heat transfer coefficient formulas studied & reported for small high-speed internal combustion engines mainly. And using these formulas it is ensure to fit the calculation value with obtained combustion pressure data through experiment from low speed large marine diesel engine. Also it is analyzed that the measured temperatures of cylinder head, liner and piston crown those of the heat transferred wall area in combustion chamber with load variation. Accordingly, the characteristic of heat transfer has been grasped by analyzing variously a heat loss through combustion chamber wall which influence on confidence & economical efficiency belongs to basic items for internal combustion engines.

* 한국해양대학교 대학원

** 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수

1. 서 론

내연기관의 실린더 내 연소가스 온도는 2,500 K 정도이며, 연소실 벽면에 있어서 재질의 최대 허용 온도는 여러 가지 이유로 이 보다 훨씬 낮은 온도로 제한된다. 이러한 조건으로는 연소기간 중 연소실 벽면에서 열유속이 $10 \text{ MW}/\text{m}^2$ 이상으로 되어야 하며, 실린더 헤드, 실린더 및 피스톤은 냉각되지 않으면 안된다. 그렇지만, 다른 기간 중에는 기본적으로 열유속이 0에 가깝다. 또한, 열유속은 기본적으로 연소실 위치에 따라 다르며, 일반적으로 빠르게 움직이는 고온의 연소가스에 접촉하는 연소실 영역은 열유속이 가장 크다. 높은 열유속의 영역에 있어서 열응력은 피로 파괴의 원인이 되는 레벨 이하로 유지되어야 하며(주철의 경우 400°C , 알루미늄 합금의 경우 300°C), 연소실 벽의 가스측 표면 온도는 윤활유막의 파괴를 방지하기 위하여 약 180°C 이하로 유지되어야 한다.¹⁾

열전달은 기관의 성능, 효율 및 오염물 배출에 영향을 미친다. 연소실 벽으로의 열전달이 크면 클수록 연소가스의 평균 온도 및 압력은 낮아지고, 사이클당 일량도 감소한다. 이와 같이 비출력과 효율은 기관 열전달의 크기에 의하여 영향을 받는다. 따라서, 기관에서의 열전달 문제를 해결하는 것은 설계 업무 중에서 매우 중요하다.

현재까지 연소에 있어서의 열전달의 실험적, 이론적인 해석이 행하여지고 많은 보고서에 여러 가지의 연소실 내 열전달을 식들이 제안되어오고 있다. 그러나, 연소실 내면의 열전달은 행정, 실린더 내 위치, 또는 기관 형식에 따라 열방출의 상태가 다를 뿐만 아니라 영향을 미치는 인자가 많기 때문에 전부를 포함한 계산식을 논리적으로 산출하는 것은 상당한 어려움이 있다. 따라서, 순실험적으로 혹은 상사법칙(相似法則)의 적용 등에 의하여 열전달을 식을 구하고자 하는 노력이 있어 왔다. 그리고, 이 모든 식들은 각 순간에 대한 열전달율을 압력 $P[\text{kg}/\text{cm}^2]$, 가스온도 $T[\text{K}]$, 평균 피스톤속도 $C_m[\text{m}/\text{s}]$ 와 같은 3개의 변수로 나타내고 있고, 그 외의 중요하지 않은 인자는 정수로 나타내는 방법을 취하고 있다.¹⁾

본 연구에서는 주로 소형 · 고속 기관을 대상으로 하여 연구 · 보고^{2)·3)}된 열전달 식들이 열역학적으로나 실험적으로 어떻게 유도되었는지를 검토하였고, 대형 저속기관에 관한 연구가 거의 없는 점을 고려하여, 2행정 박용기관으로부터 실험을 통하여 얻은 연소압력 데이터 값과 위의 검토된 열전달율들을 열발생량 산출에 관한 식들에 적용하여 계산한 결과치로써 그것들의 상관 관계를 검증하여 보았다. 또한, M 기관 제조자의 대형 저속기관에 배기 배출물을 줄일 목적으로 개량된 분사 노즐 A, B & C 형을 적용하고, 그 각각에 있어서 부하를 50%, 75% & 100%로 변형시켰을 때 연소실의 전열벽면인 실린더 헤드, 라이너 그리고 피스톤 크라운 부위의 온도를 측정된 자료를 수집 · 분석하여, 이들 벽면온도가

내연기관의 신뢰성과 경제성에 대하여 대기 오염원의 원인 물질인 NO_x와 HC 등의 배기 배출물 형성에 미치는 영향을 파악하였다.

2. 실린더내에서의 열전달

Fig. 1은 연소실 벽을 통하여 실린더 내의 가스로부터 냉각수로 열이 전달되는 전과정을 나타낸 것이다.

벽으로의 열유속은 일반적으로 대류와 복사성분을 가지고 있다. 열유속은 벽을 통하여 전도되고 벽으로부터 냉각수로 대류된다. $a_{c,g}$ 는 열전달율 [$kcal/m^2 \cdot h \cdot K$], T_g 및 $T_{w,g}$ 또는 $T_{w,c}$ 은 각각 가스온도의 순수 평균치 및 벽면온도 [K]를 나타낸다.

실린더 내에서 열전달은 압력, 온도 및 속도가 변동하는 상태에서 일어나고 더욱이 연소실의 표면적이 사이클중 변화하기 때문에 열유속은 흡입과정에서는 약간 (-)에서부터 팽창과정 초기에는 수 MW/m² 정도로 커진다. 또한, 가스 온도와 가스 속도는 연소실 내에서 상당히 변동하며, 열유속 분포는 불균일하다. 그러나 일반적으로 열전달 과정은 준정상 상태로 가정하여도 대부분의 계산 목적에는 충분하다고 보고되고 있다.

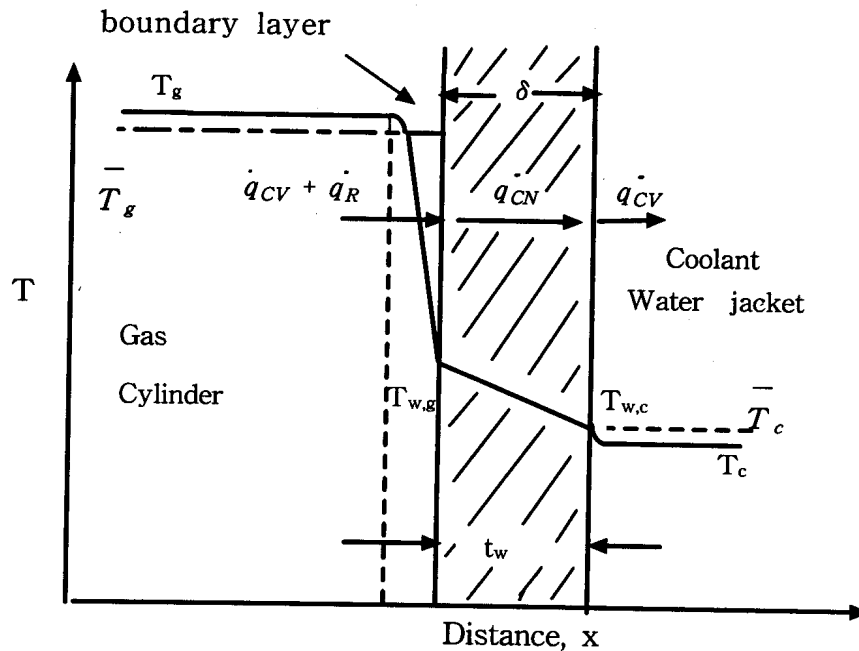


Fig. 1 Schematic of temperature distribution and heat flow across the combustion chamber wall

그림에 보이는 것처럼 벽을 통한 1차원 정상 열흐름에 있어서 열유속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{가스측: } \dot{q}_{CV} + \dot{q}_R = \alpha_{c,g} (T_g - T_{w,g}) \quad (1)$$

$$\text{벽 측: } \dot{q}_{CN} = \frac{k}{t_w} (T_{w,g} - T_{w,c}) \quad (2)$$

$$\text{냉각수측: } \dot{q}_{CV} = \alpha_{c,c} (T_{w,c} - T_c) \quad (3)$$

따라서, 가스측 열전달율 $\alpha_{c,g}$ 와 냉각수측 열전달율 $\alpha_{c,c}$ 를 알고 있다면, 온도 T_g , $T_{w,g}$, $T_{w,c}$ 및 T_c 는 각각 연계된다.

또한, 같은 Fig. 1에서 전열 면적성분과 그 벽면을 중심으로 나타나는 온도구배를 고려하면, 순간 전열량 Q_i 는

$$Q_i = \frac{A_g(T_g - T_c)}{\frac{1}{\alpha_{c,c} \cdot A_w/A_g} + \frac{t_w}{k} + \frac{1}{\alpha_{c,g}}} \quad (4)$$

로 된다. 여기서, A_g 는 가스측의 전열면적이고 A_w 는 냉각수측의 전열면적이다. 냉각수측에서의 열저항과 실린더 벽에 있어서 전도에 의한 열저항은 가스측에 비하여 매우 작기 때문에 가스측 만을 고려하면 된다. 즉,

$$\frac{1}{\alpha_{c,c} \cdot A_w/A_g} + \frac{t_w}{k} + \frac{1}{\alpha_{c,g}} \approx \frac{1}{\alpha_{c,g}} \quad (5)$$

이다. 따라서, 순간 전열량 Q_i 는 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$Q_i = \alpha_{c,g} A_g (T_g - T_{w,c}) = \alpha_{c,g} A_g (T_g - T_c) \quad (\because T_{w,c} \approx T_c) \quad (6)$$

3. 연소실벽 열전달 계수에 관한 실험식

열전달율 α 에 관하여는 많은 연구자들에 따라 다음과 같이 여러 가지의 표현법과 고찰 방법이 있다.

(1) Nusselt, Eichelberg, Pflaum, 후지다(藤田)의 실험식

내연기관의 열전달은 현상이 복잡하고, 영향을 미치는 인자가 많기 때문에 논리적으로 도출하는 것은 매우 곤란하다. 그래서, 각 순간에 대한 열전달율을 압력 P [kg/cm^2], 가스 온도 T [K], 평균 피스톤 속도 Cm [m/s]의 3개의 변수로 표시하고, 그 외의 중요하지

않은 인자는 정수로 보는 방법이 주류이었다. 예를 들면, 1923년에는 Nusselt⁴⁾에 의하여, 다음으로 1939년에는 Eichelberg⁵⁾에 의하여 부여된 경험식이 그 것이다. Nusselt는 구형 볼베를 물에 담그어 고온가스의 냉각경계부 열량을 측정하는 방법으로 열전달율을 구하였다. 그리고 중간 생성물이나 연소 반응물로부터 전달되는 복사 열전달 이론을 고려하고, 4행정 가솔린 기관으로부터의 실험결과에 따른 피스톤 속도를 수정하여, 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 0.99(P^2 T)^{1/3} (1 + 1.24Cm) + 0.362 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (7)$$

Eichelberg는 Sulzer사 2행정 디젤기관(D x S = 600 x 1060mm, N = 100 rpm)을 이용하여 피스톤, 실린더, 헤드의 각 온도를 측정하고, 온도변화로부터 열량을 구하여 식(8)을 제안하였고, Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 다른 연구자에 의하여 그 타당성이 입증되었다.

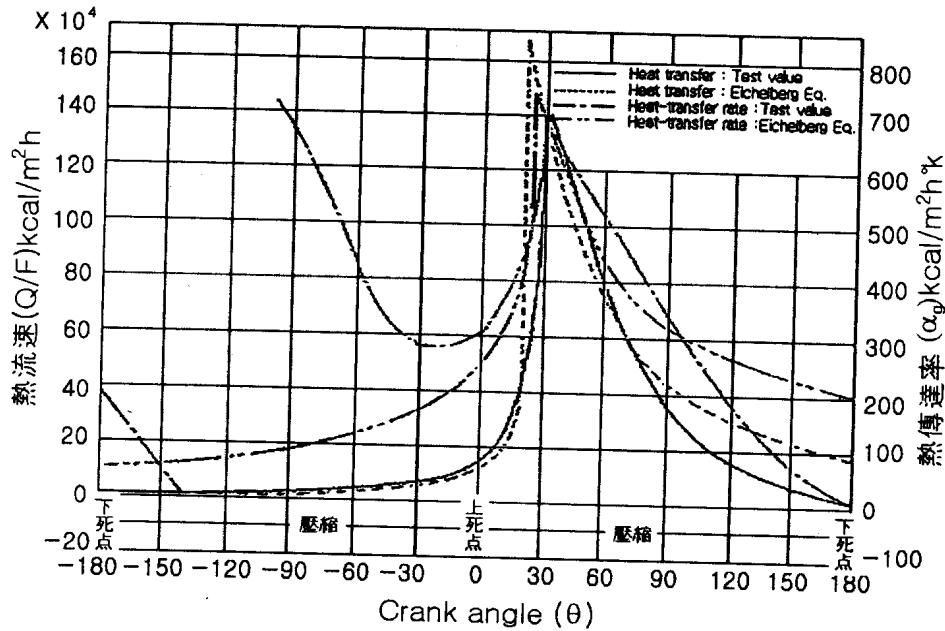


Fig. 2 Comparison of heat transfer & heat-transfer rate by test value and by Eichelberg Equations, respectively

열전달율이 압축과정에서 차이가 나는 것은 가스온도와 벽온이 교차하기 때문에 계산상의 문제에 의한 것으로 열유속은 잘 일치한다.

$$\alpha = 2.1(PT)^{1/2} Cm^{1/3} \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (8)$$

Pflaum⁶⁾은 Eichelberg의 협력자 중 한사람이지만, 1962년 Eichlberg의 실험식을 수정할 목적으로, 고과급 디젤기관(Bore x Stroke = 150 x 190mm, N = 1000rpm.)을 이용하여 실험을 실시하고, 그 결과 다음식을 제안하고 있다.

$$\alpha = K_{D,K} K_B (PT)^{1/2} f(Cm) \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (9)$$

단, 첨자의 D, K, B는 헤드, 피스톤, 실린더에 대한 값으로, f(Cm)는 평균 피스톤 속도의 함수이다. 또 $K_{D,K}$ 와 K_B 는 다음 식으로 표시되는 값이다.

$$K_{D,K} = 1.10 + 0.366 \frac{P_e - P_o}{P_o}, \quad K_B = 0.36 + 0.12 \frac{P_e - P_o}{P_o}$$

여기서, P_e 는 과급압 [kg/cm^2], P_o 는 대기압 [kg/cm^2]이다.

후지다(藤田)는 Eichelberg식의 계수만을 바꾸어서 위치의 차이가 나는 것을 나타내 보여, 미쓰비시 UE형 디젤기관에 적용하였다. 즉, 어떤 기준 개소의 열전달율 α_0 를

$$\alpha_0 = K_0 (PT)^{1/2} Cm^{1/3} \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (10)$$

로 정의하고, 각 계수의 α 치와의 관계를 계수비 K/K_0 로 표시하였다.

(2) Sitkei, Annand, Woschni의 실험식

Nusselt 및 Eichelberg의 식은 경험식이지만, 이에 대하여 관내 강제대류의 열전달 식이 내연기관에도 응용 가능하다고 생각했던 것은 Taylor가 처음으로 알려져 있다. 표제의 3명은 현대의 내연기관 열전달 연구자들 이지만, 3명 모두 관내 강제대류의 이론을 취하고 있다. Sitkei⁷⁾는 1962년에 디젤기관에 관하여, 다음 식을 제안하였다.

$$\alpha = 0.04(1+b) \frac{P^{0.7} Cm^{0.7}}{T^{0.2} d_e^{0.3}} + \sum \epsilon_c \sigma_s \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (11)$$

여기서, $d_e = 4V/F = 2Dh/(D+2h)$, V는 실린더 용적, F는 연소실 전열면적, h는 피스톤 두부로부터의 실린더 공간 높이, D는 실린더 내경을 나타낸다. b는 직접분사식 연소실에서는 0.00 ~ 0.03, Bowl in piston 연소실에서는 0.05 ~ 0.10, 와연소실에서는 0.15 ~ 0.25, 예연소실에서는 0.25 ~ 0.35의 값을 취한다. 또, (11)식 우변 제2항은 연소중에 발생한 soot에 의한 복사와 CO_2 , H_2O 에 의한 가스 복사에 관한 것이다.

그리고, 대부분의 연구자는 대표치수로서, 실린더 내경을 채택하고, 정수로 취하여지고 있는 것에 관계 없이, Sitkei는 변수 d_e 를 취하고 있다. 그 이유는 연소실 공간은 크랭크 각에 따라 절대적으로 변화하고 있기 때문으로 설명하고 있다.

Annand⁸⁾는 종래의 실험식을 상세히 검토하여 1963년에 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 0.49 \frac{\lambda}{D} R_e^{0.7} + 0.91 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \quad [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (12)$$

Woschni⁹⁾는 연소에 의한 영향을 고려하여 1967년 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 110 D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} [C_{w1} C_m + C_{w2} \frac{VT_2}{P_2 V_2} (P - P_m)]^{0.8} [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (13)$$

여기서, 각 정수 C_w 의 값은 흡배기기간에는 $C_{w1} = 6.18$, $C_{w2} = 0$, 압축팽창기간에는, $C_{w1} = 2.28$, $C_{w2} = 3.24 \times 10^{-3}$, $m/s \cdot K$ 이다. 그리고, T, P의 하첨자 m은 Motoring시, 2는 연소 직전의 시기를 나타낸다.

(3) 오구리(小栗), 이시키(一色) · 니시와키(西脇)의 연구

1958년 오구리(小栗)는 소형 가솔린 기관의 실험을 행하고, Eichelberg의 실험식은 가솔린 기관에서도, 그의 주요부분이 바르게 표시하고 있다는 것을 확인하였다.

이시키(一色) · 니시와키(西脇)¹⁰⁾는 열전달 기구해석을 위하여, 종래의 관내류에 대한 유동 모델을 대신하여 아코디언 모델이라고 칭하는 연소 행정시에 연소파에 따라 전열거리가 변화하는 유니크한 메카니즘을 제창하였다. 이 새로운 발상의 주요 부분은 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 압축, 팽창, 연소 등에 의한 가스 분자가 모든 전열면에 수직한 방향으로 운동한다고 가정한 것으로, 그 때의 연소는 Fig. 3(b)와 같이, 연소파가 벽에 수직으로 전진하고, 그 다음 Fig. 3(c)와 같이 벽면상에서 연소 방열을 일으킨다는 과정을 말한다. 이와 같은 모델과 메카니즘을 가정한 것에 따르면, 스웰(Swirl)이 없는 전열면에도 압축과 조용한 연소에 의해서도 큰 열부하가 발생한다고 설명하고 있다. 이 이론에서는 가솔린 기관과 같이, 전진하는 연소파가 발생하고 있을 때는 Fig. 4와 같이, 열전달을 4개의 기간으로 나누어 생각하고 있다.

디젤기관에서는 연소파 대신 분사에 따라서 연료가 전영역에서 동시에 연소한다고 생각할 수 있다. 이 경우, Fig. 4의 제2기에 해당하는것으로 Fig. 5과 같이 된다. 이 이론에는 복사에 의한 열전달은 포함되어 있지 않다.

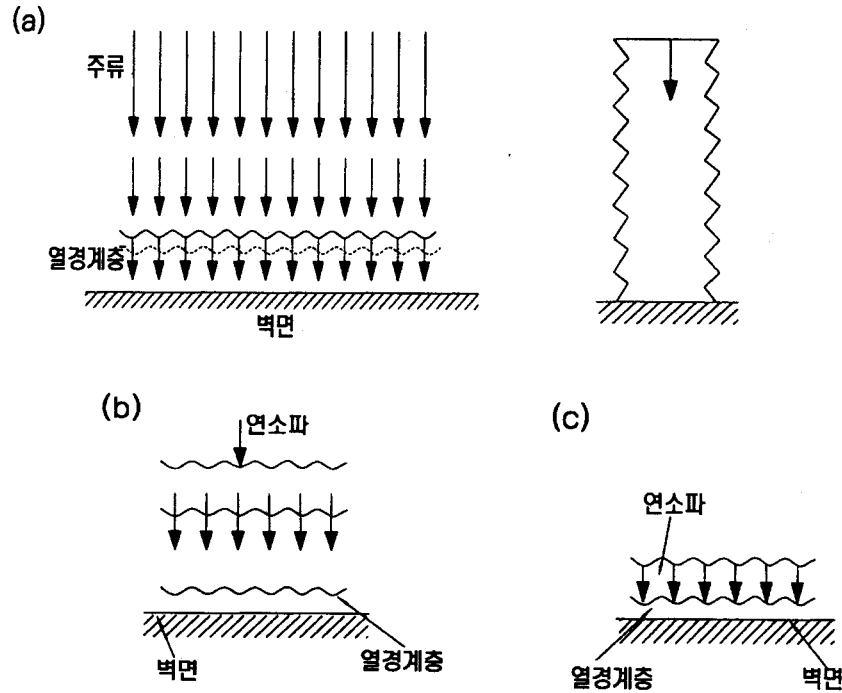


Fig. 3 Accordion Model during compression, expansion & combustion and Combustion Model on chamber wall

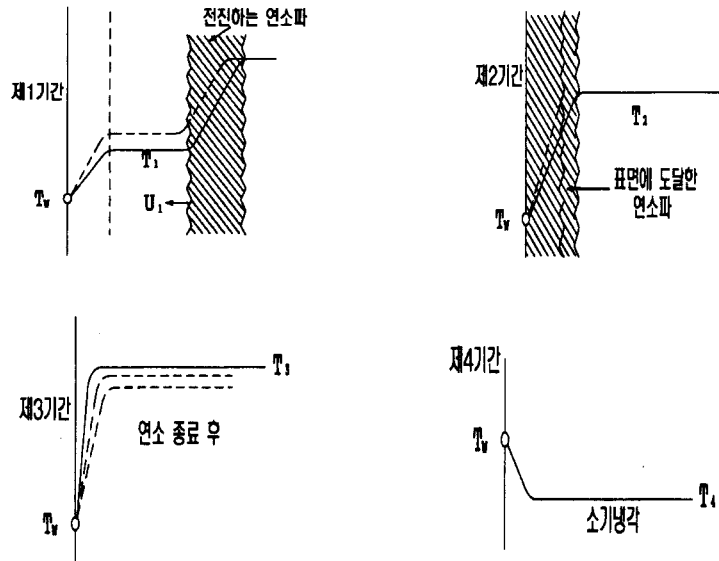


Fig. 4 Four periods of the combustion wave propagation on Spark-ignition engine

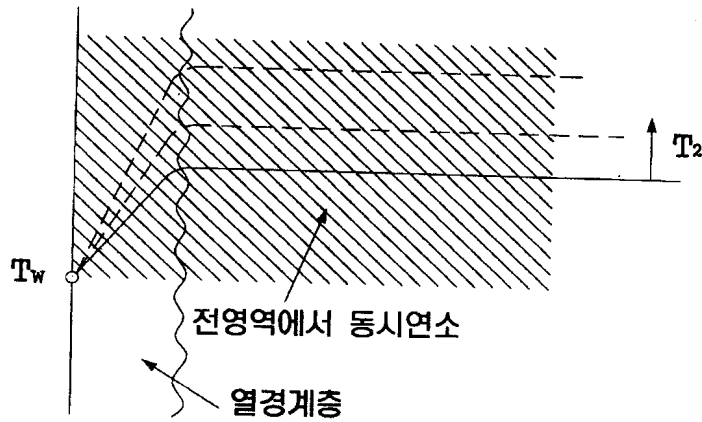


Fig. 5 The second period for Diesel engine

4. 열전달 계수의 실험식들에 대한 비교 검토

이상에서 언급한 열전달계수에 관한 식들은 각각 실험을 통하여 제안된 것들이지만 적용기관에 따라 각각 다른 결과를 나타내고 있어서 이들의 선택에 주의가 요구된다. 여기에서는 실제 선박의 주기관에서 측정된 자료들에 의하여 각 실험식들을 적용하여 그 결과를 비교 분석함으로써 대형저속 2행정 기관에 적용할 수 있는 실험식에 관하여 고찰해 보고자 한다.

대상선박은 한국해양대학교 실습선 한나라호 이며, Table 1에 주기관의 사양을 나타낸다. Fig. 6은 주기관운전중 측정된 실린더 내 압력의 변화를 부하에 따라 나타낸 것이다.

Table 1 Specification of the Main engine

Article	Description	Remarks
Type	MAN B&W 6L35MC	Cylinder Nos.: 6
Output	4560 bhp * 200 rpm * 16.8 kt	MCR
	3400 bhp * 189.5 rpm * 15 kt	NCR(MCR * 0.85)
Bore	350 ϕ mm	
Stroke	1050 mm	
Comp. Ratio	15.6	

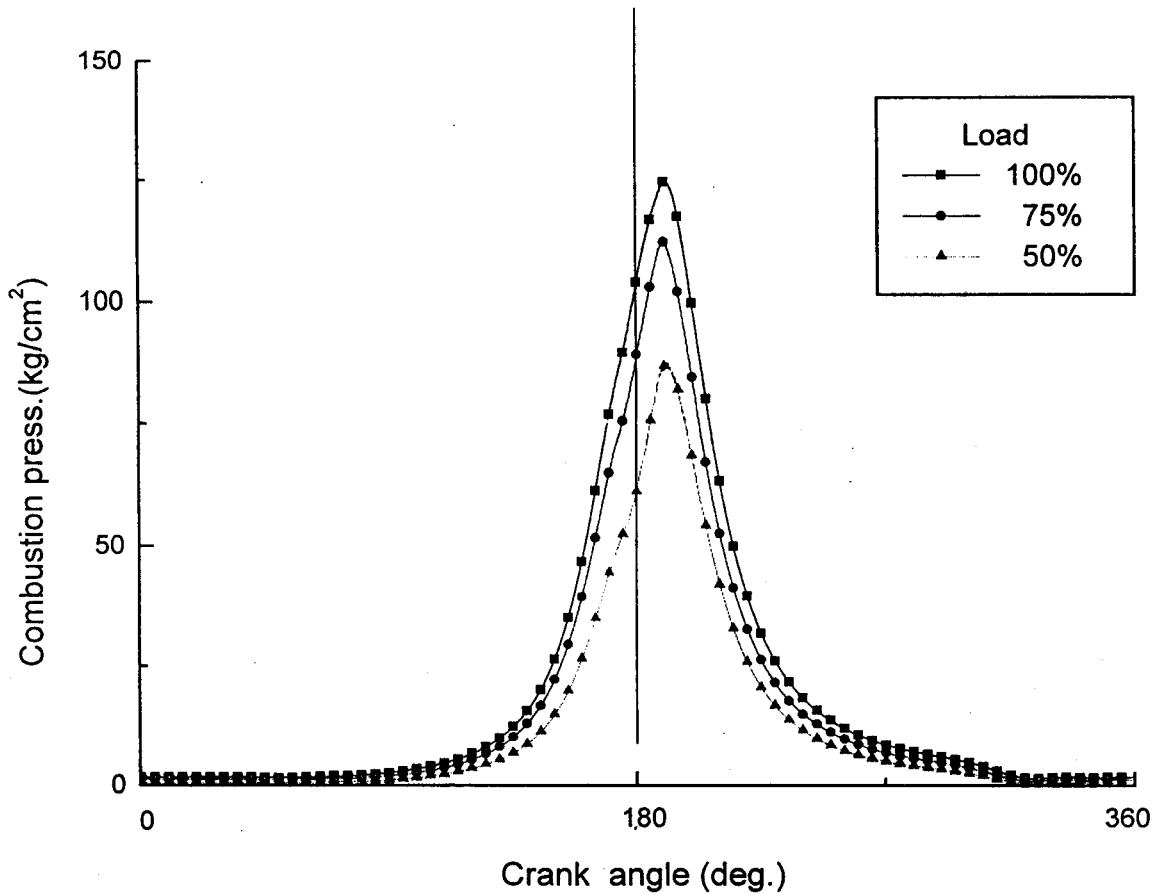


Fig. 6 Comparison of combustion pressure from part Load to full Load

Fig. 7은 100 % 부하에서의 압력선도로부터 구한 열발생율 곡선을 나타낸 것으로 회전 속도 변동의 유무에 따라 비교하여 나타낸 것이다. 실린더내 압력은 회전속도로부터 계산 되는 크랭크각 1°에 해당되는 시간간격으로 Sampling 하였기 때문에 회전속도의 변동을 고려하여 크랭크각도를 수정하였다. 그림으로부터 회전속도의 변동을 고려할 필요가 있음을 알 수 있으며, 회전속도의 변동폭을 측정하지 못하였기 때문에 그림으로부터 10%의 속도 변동율이 존재하는 것으로 가정하였다. 차후 이에 대한 구체적 검토가 필요한 것으로 생각된다.

Fig. 8은 이와 같은 방법으로 구한 열발생율 곡선을 부하에 따라 나타낸 것으로 부하 증가에 따라 열발생율의 최대값 및 그 위치가 크게 됨을 알 수 있다.

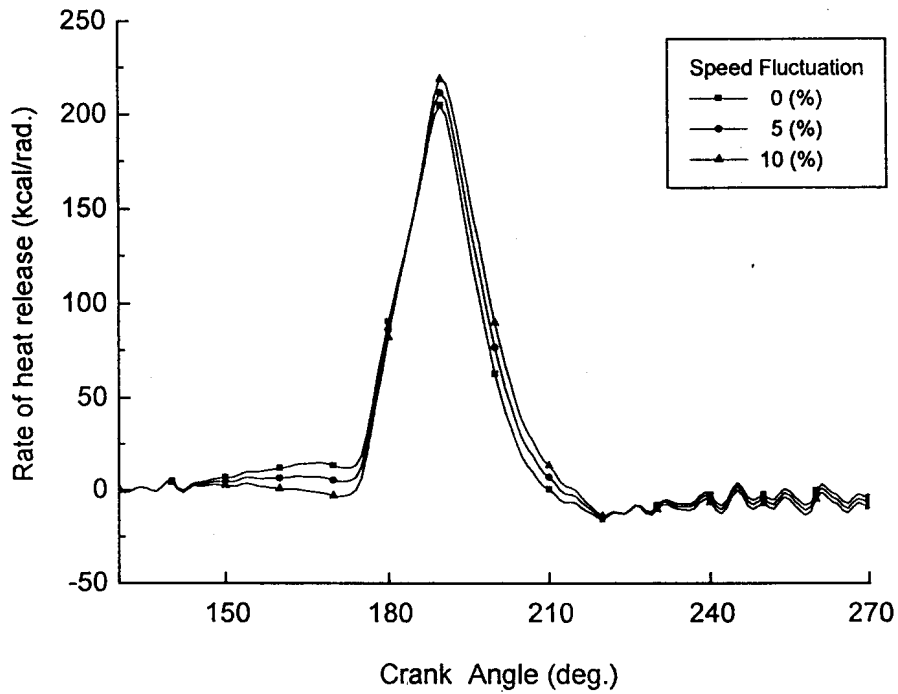


Fig. 7 Comparison of rate of heat release by speed fluctuations

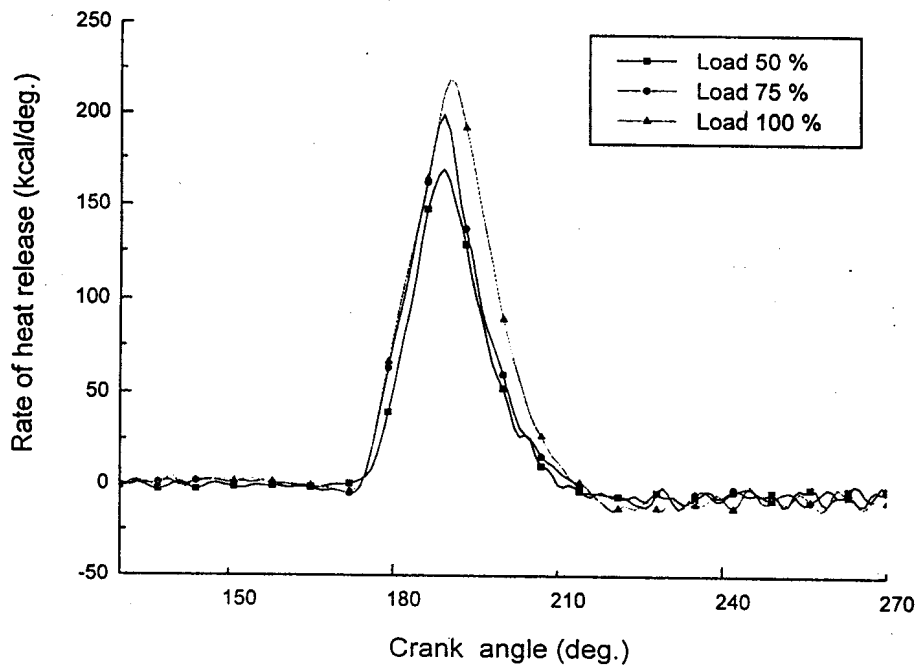


Fig. 8 Rate of heat release from part Load to full Load

Fig. 9는 부하에 따라 앞에서 언급한 실험식들을 이용하여 계산한 순간 열전달량을 크랭

크 각도에 대하여 나타낸 것이다. Nusselt가 제안한 실험식을 제외하고는 형태에 있어서는 같은 경향을 나타내고 있으나 실험식에 따라 그 차이를 알 수 있으며 이 차이는 부하가 적을수록 적게 나타남을 알 수 있다. 또한 Woschni의 실험식이 가장 큰 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Pflaum, Annand 그리고 Eichlberg의 식들은 절대값에 있어서도 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Table 2는 100% 부하시 압축초기(흡입포트 닫힘시기)에서부터 배기시작(배기밸브 열림시기)까지의 기간 동안에 일어나는 열전달량을 실험식별로 구하여 열손실 비율을 구한 것이다.

Table 2 The comparison of heat loss to various prediction equations(The calculated crank angle:IC 49 - EO 300)

Eq.	Annand	Eichelberg	Pflaum	Sitkei	Nusselt	Woschini
$\frac{Q_w}{Q_{HA}}$ (%)	10.0	7.3	10.2	4.2	12.1	12.6

계산결과는 Fig. 9에서 예측되는 바와 경향이 일치함을 알 수 있다. Nusselt 식은 전체 값으로는 Woschni 식과 비슷한 값을 구하는 것이 그 특징이라 할 수 있다.

계산결과의 값들은 대체로 일반적으로 알려진 열손실 비율과 비교하여 비슷한 결과를 보여주고 있다. 본 계산에서는 실린더벽의 정확한 온도를 이용하지 않았기 때문에 정량적 판단 및 분석은 곤란하지만, 연소실 벽온도의 영향이 같게 나타날 것을 고려하면 대체적으로 이 결과를 이용하면 실험식들의 비교분석은 가능한 것으로 생각된다. 즉, 대형 저속기관의 열전달율을 구하는데 있어서, 열손실 형태가 다른 Nusselt 식, 계산결과의 절대값에서 큰 차이를 나타낸 Sitkei 식 그리고 계산에 모터링시의 운전조건을 고려하여야 하기 때문에 불편한 Woschni 식 들을 제외한 Annand 식, Eichelberg 식 및 Pflaum의 식을 이용하는 것이 바람직할 것으로 생각되며, 복사항을 분리하여 고려하고 있는 Annand 식이 편리할 것으로 판단된다. 그러나 복사 계수에 대한 정량적 검토가 필요하다고 생각되며 이를 위하여는 좀더 많은 실험 데이터의 축적이 필요하다고 생각된다.

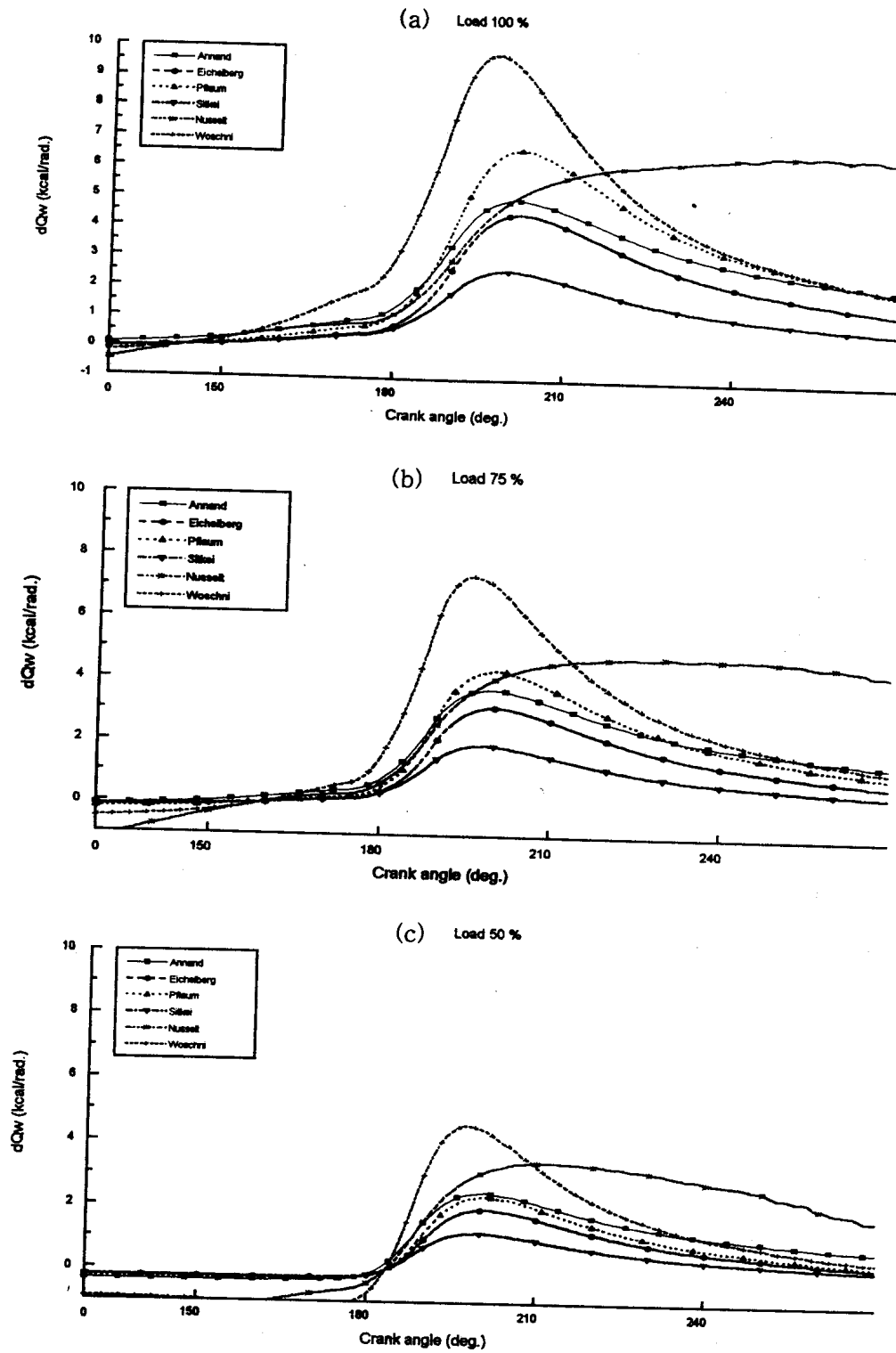
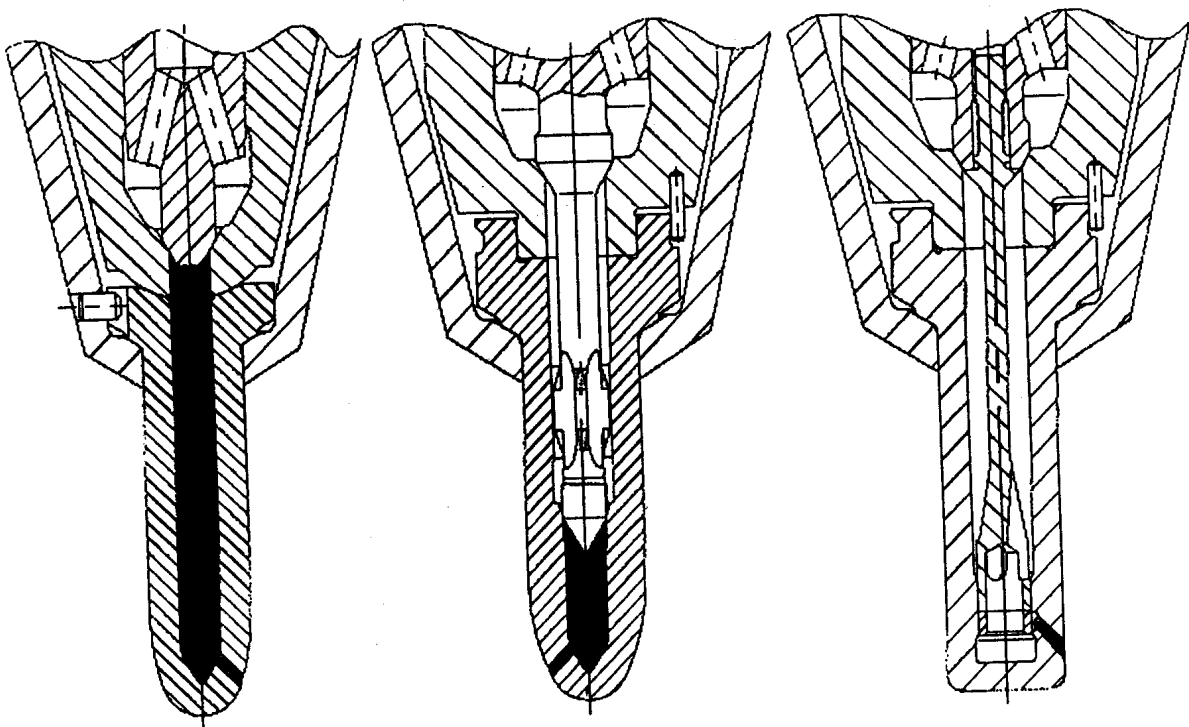


Fig. 9 Comparison of heat loss rate with various prediction equations

5. 대형 저속기관의 연소실 온도분포

연소실 벽온도는 연소가스의 온도에 의하여 영향을 받기 때문에 연소에 크게 영향을 미치는 분사노즐의 형태에 따라서도 다르게 나타날 것으로 생각된다. 따라서, Fig. 10과 같은 노즐의 형태(노즐공 직경 및 수)가 다른 경우의 연소실벽 온도분포에 대하여 고찰하고자 한다.



Type A(Standard) Type B(Mini Sac) Type C(Slide)

Fig. 10 Cross sections of Fuel-valve nozzle tips

Table 3은 실험기관의 사양을 Table 4는 실험에 사용된 분사 노즐의 특징을 나타낸 것이다. Fig. 11은 대형 저속기관의 일반적인 연소실 도면 및 온도 측정위치를 나타낸 것으로써, 실린더 헤드는 배기밸브를 제외한 벽온이 실린더 라이너에 비교하여 최대 약 20° C 정도 높다. 따라서, 그림과 같은 형식의 기관에 있어서는 실린더 헤드의 온도는 배기밸브의 실측치로 하여도 무방하다고 생각된다.

Table 3 Specification of the used Low Speed Large Diesel Engine for the Test

Article	Description	Remarks
Type	MAN B&W 12K80MC-S	Cylinder Nos.: 12
Output * rpm	55052 bhp * 102.9	Standard Type
Bore	800 Ø mm	
Stroke	2300 mm	
Mean Eff. Press.	17.37 kg/cm ²	

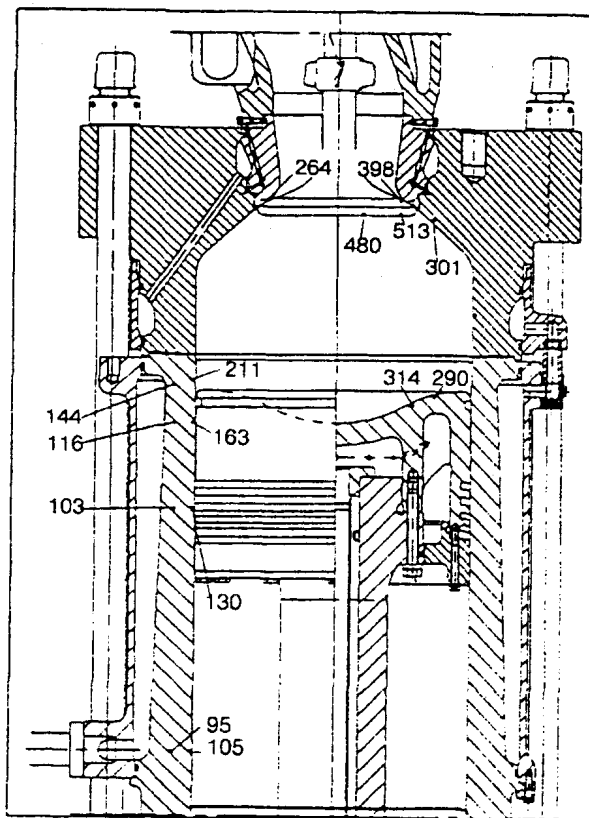


Fig. 11 A typical component temperatures(° C)
at 100% Load of a DI Diesel engine(Bore 500 Ø mm)

Table. 4 The Characteristic of the amended Atomizer

Nominal Classification	No. of hole & its dia.(mm)	Remarks
A	6 * \varnothing 1.65	Reference
B	6 * \varnothing 1.65	Mini-sac(HC와 CO저감용)
C	6 * \varnothing 1.65	De-NO _x Atomizer

Fig. 12는 분사노즐 A, B & C Type을 각각 적용하였을 때, 피스톤크라운 표면에서의 온도를 기관의 부하를 50%, 75% & 100%로 변화시켰을 때 측정된 값을 나타낸 것으로 횡축은 피스톤 중심으로부터의 거리를 나타낸다.

부하에 따라 위치별로 약 200° C ~ 100° C 정도의 온도차를 보이지만 온도분포는 비슷한 형태를 보이고 있다. 반경 250 mm 부근까지 온도의 변화가 적은 것은 연료분사에 의한 화염구조와도 관계가 있는 것으로 생각된다.

Fig. 13은 실린더 중심에 위치하고 있는 배기밸브 헤드에 대하여 피스톤 크라운과 같은 방법으로 측정된 온도분포를 나타내고 있다. 알려진 바와 같이 밸브 중심에서의 온도가 연소실 벽온중 가장 높게 나타나고 있음을 알 수 있으며 반경방향의 온도저하는 최대 50° C 정도를 나타내고 있다.

피스톤 크라운 표면온도는 분사밸브의 종류에 따라 큰 차이는 없으나 배기밸브의 헤드의 온도에는 크게 영향을 미치며 De-NO_x용 노즐로 개발된 C 노즐의 경우 배기밸브 헤드의 온도가 가장 낮게 나타나 NO_x 저감 효과가 있음을 알 수 있다. 피스톤 크라운 표면온도는 피스톤 냉각에 의하여 영향을 적게 받지만, 배기밸브의 냉각은 충분하지 못하기 때문에 배기밸브의 표면온도가 높은 것은 물론, 연소온도의 영향이 크게 나타나기 때문으로 판단된다. 이로부터 배기밸브의 냉각에 관한 연구가 요구된다고 생각된다.

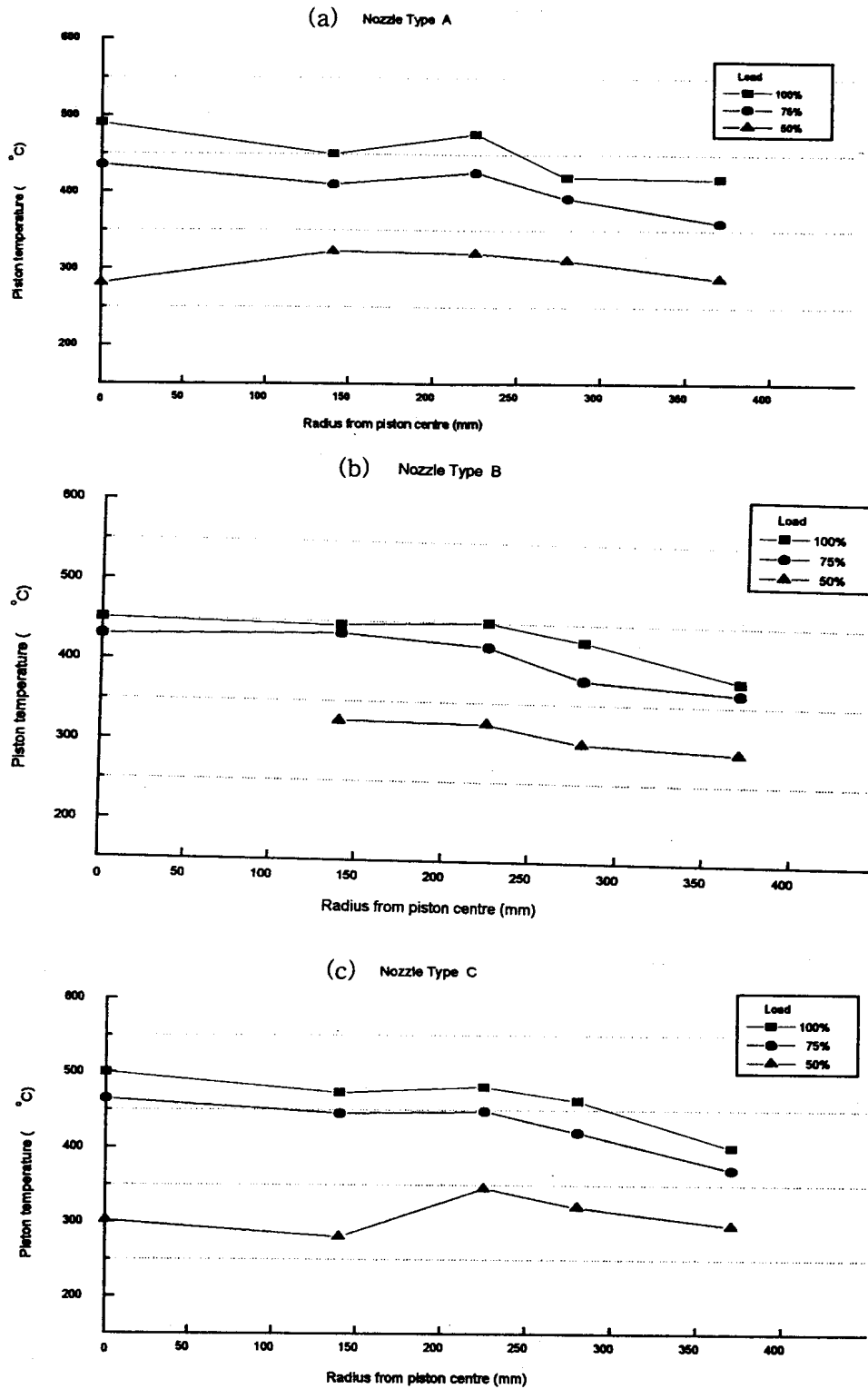


Fig. 12 Distribution of measured temperatures for piston crown

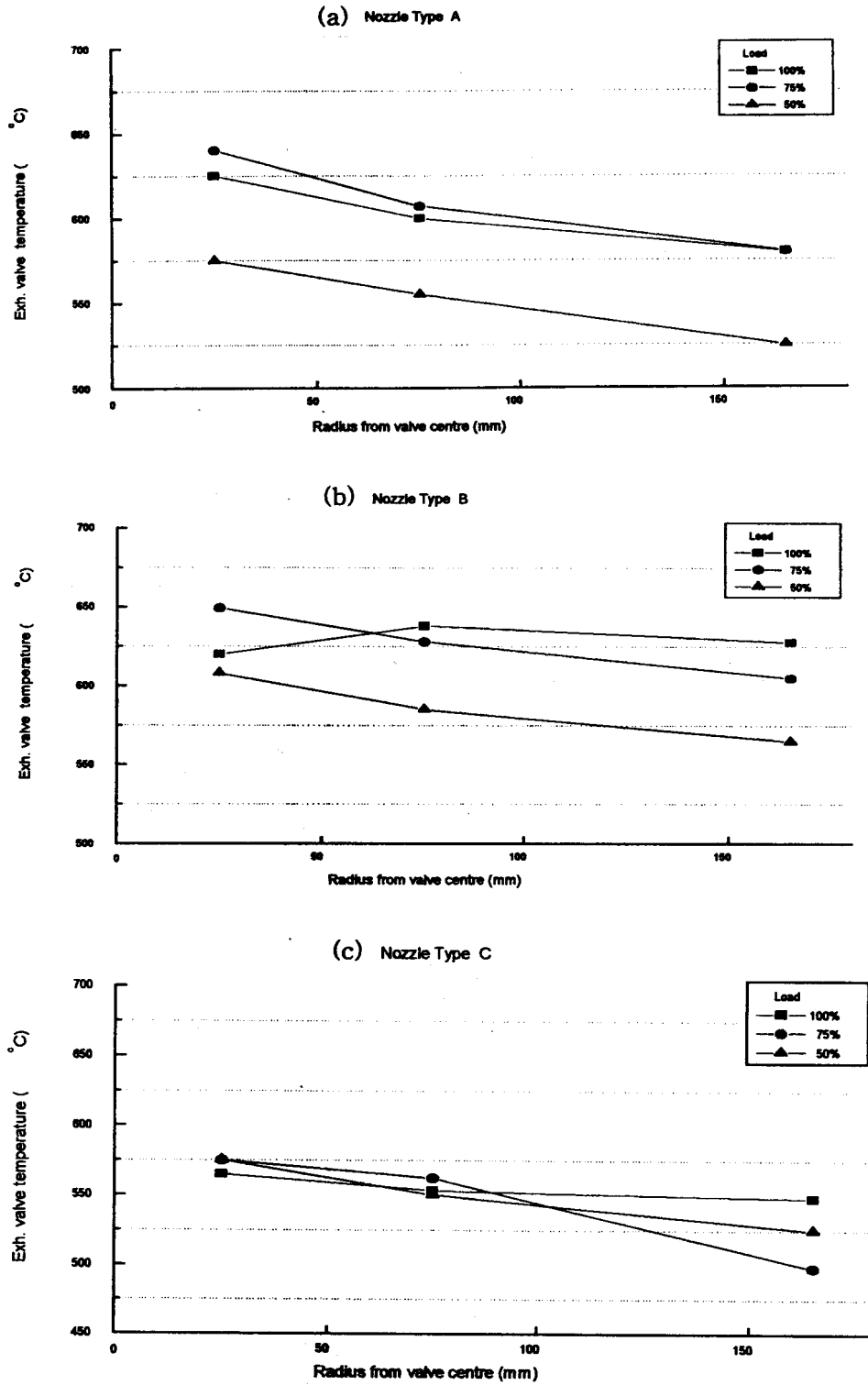


Fig. 13 Distribution of measured temperatures for exhaust valve

Fig. 14와 15는 노즐의 종류에 따른 NOx와 HC의 배출 특성을 나타낸 것이다. 배기밸브 온도와 NOx 배출특성을 비교해 볼 때 배기밸브의 온도가 제일 높은 C type 노즐의 경우 NOx 배출농도도 높게 나타나고 있어 이를 뒷받침하고 있다.

Fig. 16은 실린더 라이너 상부온도를 위와 같은 방법으로 측정하여 원주방향으로 정리하여 나타낸 것이다.

부하가 증가할수록 라이너 온도가 상승하는 경향을 공통적으로 나타내고 있으며 100 % 부하시 선미측의 온도가 다른 위치에 비하여 높게 나타나고 있다. 이는 냉각시스템과 관련이 있는 것으로 파악된다.

Fig. 17은 실린더 라이너의 축방향에 따른 온도분포를 나타낸다. 그림으로부터 부하의 증가에 따라 소기 공(Port)에 가까울수록 감소하는 경향을 나타내고 있다.

위치별 부하에 따른 온도차는 상부 80° C에서 하부 50° C정도로 나타났다. 또한 노즐 종류에는 별관계가 없는 것을 보인다.

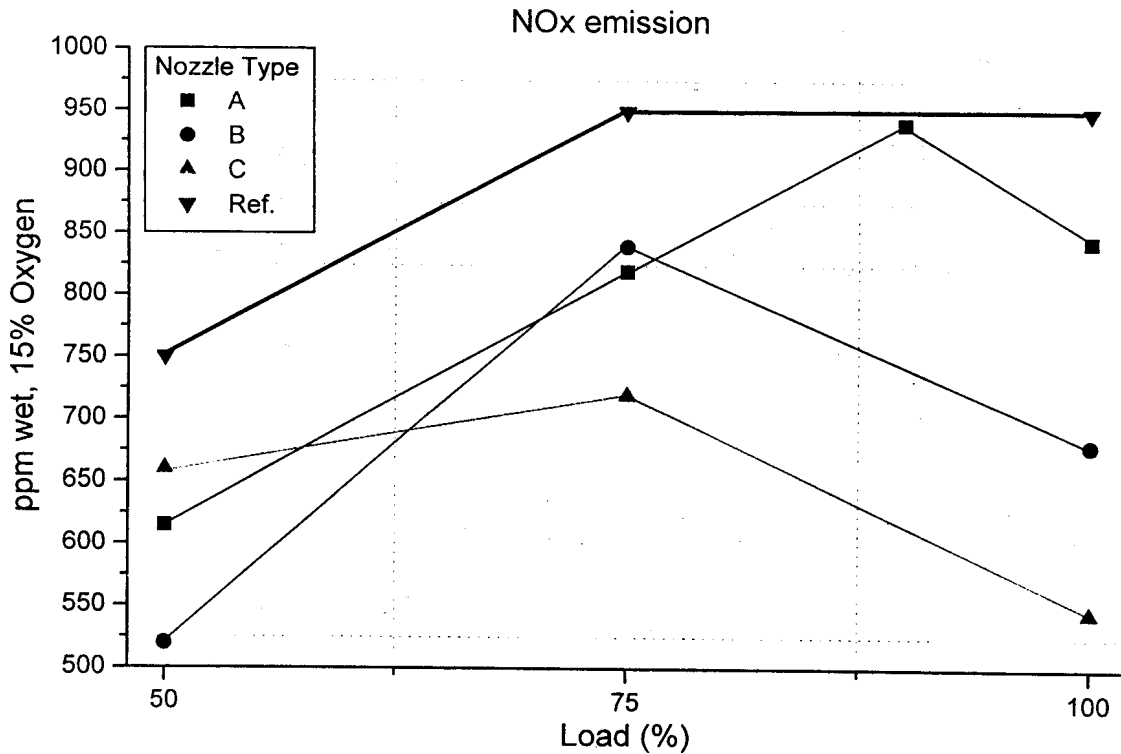


Fig. 14 NOx measured value with various Nozzle Tips

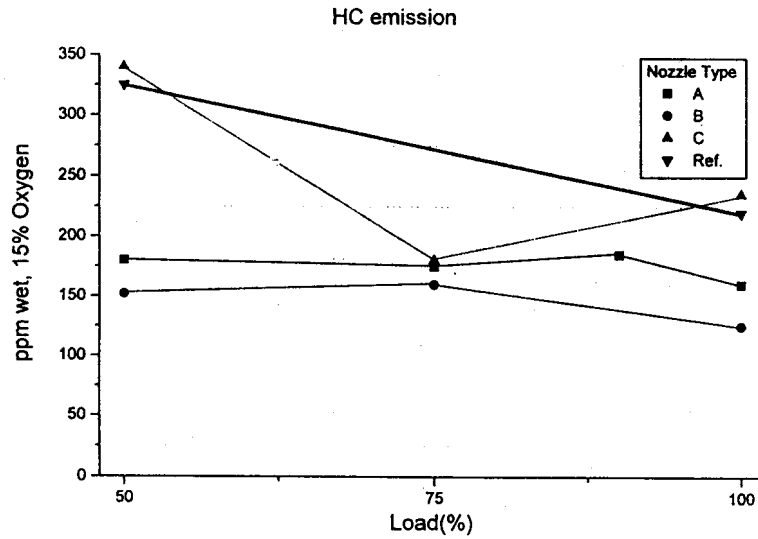


Fig. 15 HC measured value with various Nozzle Tips

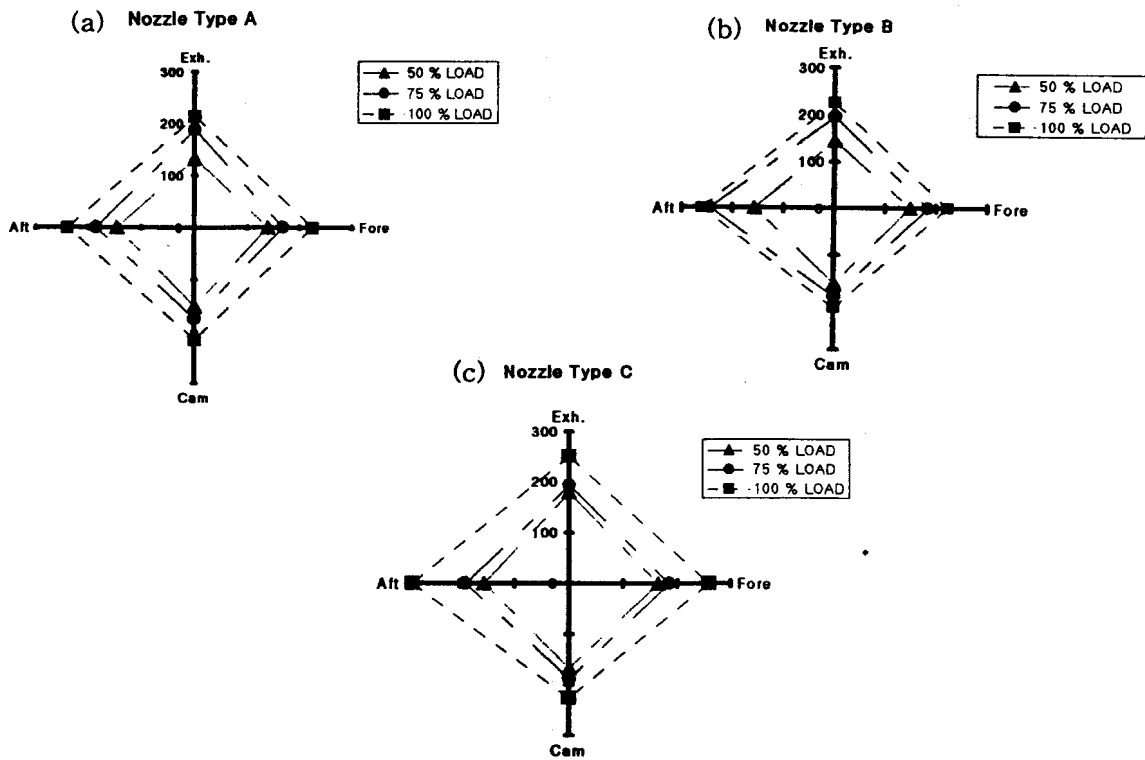


Fig. 16 Distribution of measured temperatures for top liner

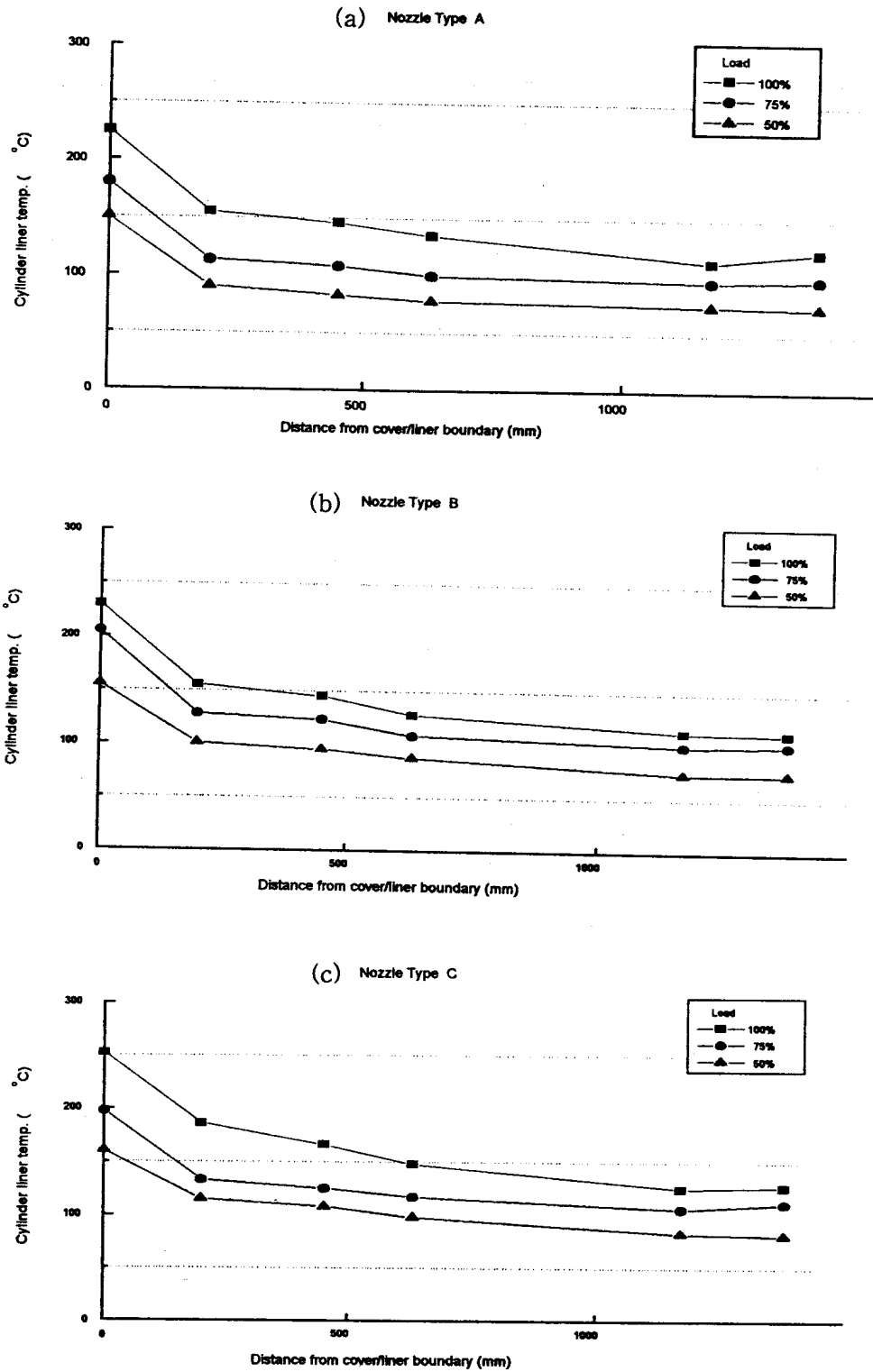


Fig. 17 Distribution of measured temperatures for liner

6. 결 론

내연기관의 열손실량 산출을 위하여 기존의 열전달계수에 관한 실험식을 고찰하고, 2행정 대형저속기관에서 실측한 압력 데이터를 사용하여 각실험식들에 의하여 계산된 열손실값들을 비교분석하였다. 또한, 실제 기관의 연소실 전열면의 온도를 측정된 결과를 고찰하였다.

이상의 연구결과로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 대형저속기관의 열전달을 구하는데 있어서는 Annand식 Eichelberg식 및 Pflaum의 식이 타당한 것으로 판단되었다.
- (2) 배기밸브 헤드의 표면온도가 연소가스 온도를 가장 민감하게 나타내고 있는 점을 고려하면, NO_x 저감 대책용 노즐의 경우에 이를 확인할 수 있었다. 그러나 NO_x 저감 대책용 노즐의 경우 부하에 따른 배기밸브 온도는 큰 차이가 없었다.
- (3) 부하에 따라 피스톤 크라운 표면온도는 약 100° C 정도, 배기밸브의 경우 약 50° C정도 그리고 라이너의 경우 상부에서 약 100° C, 부에서 약 50° C정도 차이가 있었다.
- (4) 위치별로는 피스톤 크라운 표면온도는 부하가 50%인 경우를 제외하고는 정중앙부가 그 곳으로부터 약 370mm 떨어진 위치의 온도보다 약 50° C 정도 높게 나타나고 있으며, 배기밸브의 경우 중앙으로부터 멀어질수록 측정온도가 약 25° C - 50° C 정도 낮아졌다. 그리고 실린더 라이너의 경우, 길이방향으로 측정한 온도분포에서는 라이너 상부에서 하부로 내려올수록 온도가 점점 낮아져 약 100° C 정도 차이가 있었고, 원주방향으로 측정한 온도분포에서는 약 50° C 정도 선미측 상부온도가 상승하였다.
- (5) 저속기관의 경우 실린더압력은 정확한 크랭크각에서 측정하여야 하며, 부득이 일정 시간간격으로 측정할 경우는 속도변동을 고려하여야 할 것으로 생각된다.

参 考 文 献

- 1) John B. Heywood, 「internal Combustion Engine Fundamentals」, McGRAW-HILL internal Editions, Automotive Technology Series, pp. 668 - 670, 1988
- 2) 星滿, “內燃機關の放熱量について”, 日本機械學會, 第551回 講演會 教材(內燃機關設計のための基礎), 東京, 1982. 11.
- 3) 한성빈, 외2인, “스파크점화기관의 열유속 및 열전달계수에 관한 실험적 연구”, 대한 기계학회 논문집(B) 제21권 제11호, pp. 1466-1474, 1475-1484, 1997
- 4) 吉田正一, 針谷安男, 「Recent Research on Heat Transfer in internal Combustion Engine」, 自動車 技術, pp. 404 - 412, 昭和55年.
- 5) 平尾, 自動車 エンジンの 排氣淨化, 昭和55年 (特定研究 「自動車 の排氣淨化に關する基礎研究」), pp. 179 - 183, 221 - 224.
- 6) Uyehara, O.A. and Myers, P.S., SAE Trans., 78(1969), 1717.
- 7) 全孝重, 「內燃機關講義」, 一中社, pp. 63-64, 1997.
- 8) Colin R. Ferguson, 「internal Combustion Engines, Applied Thermosciences」, JOHN WILEY & SONS, pp. 80 - 89, 1986.
- 9) W. Nusselt, Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine VDI-Forschungsheft 264, 1923
- 10) G. Eichelberg, Some New investigations on old Combustion Engine Problems, Engineering 1939.
- 11) W. Pflaum, Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung, MTZ, 22-3.
- 12) G. Sitkei, Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges in Motor, Konstruktion, 14-2, 1962-2.
- 13) W. J. D. Annand, Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating internal Combustion Engines, instn. Mech. Engrs. 177-36, 1963.
- 14) G. Woschni, A Universally Applicable Equation for the instantaneous Heat transfer coefficient in the internal Combustion Engine, SAE 670931, 1967.
- 15) 一色・西脇, アコーディオンモデルによる內燃機關の内部熱傳達の 解明, 內燃機關14卷, 1975, 7.

