

터보過給 가솔린기관의 熱傳達에 관한 研究

(A Study on the Heat Transfer of the Turbocharged Gasoline Engine)

최영돈*, 홍진관**
Y. D. Choi, J. K. Hong

ABSTRACT

Heat transfer experiment is carried out during the performance test of the 4-cylinder 4-stroke cycle turbo-charged gasoline engine.

Cycle simulation employing the measured pressure in cylinder, the cooling water temperature and flow rate and others is carried out in order to calculate the gas temperature in cylinder. In this simulation combustion process was simulated by Annand's two zone model and suction, compression, and other processes are calculated completely. From this simulation, we can obtain not only the heat transfer coefficient but also the flame speed, turbulent burning velocity, flame factor and the boiling condition of cooling passage. The results are investigated with engine speed, equivalence ratio and spark advance.

記號說明

T_{fi}, T_{fo}	: 냉각수의 기관 입출구 온도	T_g	: 연소실 가스온도
m_b	: 냉각수의 沸騰率	Q_{at}	: 기관외벽에서 공기로의 열손실율
ρ_f	: 물의 밀도	T_{wf}	: 외벽면 온도
U	: 물의 평균속도	h_{fo}	: 대류 열전달계수
V	: 실린더의 행정체적	m	: 혼합기의 질량
C_{pf}	: 물의 比熱	P	: 기관 실린더 內部壓力
r_o, r_f	: 실린더의 외, 내반경	m_g	: 실린더내의 잔류가스량
H_{fg}	: 물의 潛熱	D	: 실린더 내경
ρ_a	: 공기의 밀도	C_v	: 정적비열
T_{sat}	: 물의 포화온도	A'	: 냉각수유로의 단면적
Q	: 실린더 내벽면에서의 전열량	\dot{Q}_p	: 피스톤을 통해 Oil로의 열손실율
		R	: 가스상수
		α	: 크랭크 각도

* 高麗大學校 機械工學科

** 高麗大學校 大學院

$\phi h'$: 외벽면 기준 열유속
T_{wg}	: 연소실 내벽의 평균온도
T_{wscb}	: 아비등구역에서 외벽면온도
ϕ	: 당 량 비
Z	: 순간소기효율
ma'	: 실린더내의 新氣量의 소기량
pw	: 냉각수 유로의 압력
K	: 가스의 비열비
C_p	: 정압비열
e	: 내부에너지
G	: 질량유량
At	: 흡기관 단면적
α_g	: 실린더 내벽의 열전달계수
ϕh	: 내벽면 기준 열유속
ψ	: 비등유체와 기포 및 벽면의 성질에 의해 정해지는 파라미터
Z_{nb}	: 비등이 시작되는 냉각수 유로길이
Z_{fdb}	: 완전확립비등이 일어나는 냉각수 유로길이
Z_{sc}	: 포화비등이 일어나는 냉각수 유로 길이
Z_{dxa}	: 피스톤이 하사점에 있을때 피스톤의 상단과 일치하는 냉각수 유로위치와 냉각수유입 기준점과의 거리
$(\Delta T_{sub})_i$: 단상 대류영역에서 냉각수유로의 입구온도와 포화온도와의 차
$\Delta T_{sub}(Z_{nb})$: 비등이 시작되는 점에서 포화온도와 냉각수 유입온도의 차
$\Delta T_{sub}(Z_{fdb})$: 완전확립비등이 일어나는 점에서 포화온도와 냉각수온도의 차
$\Delta(T_{sat})_{onb}$: 비등이 시작되는 점에서의 외벽면온도와 포화온도의 차
ϕ_{onb}	: 비등이 시작되는 내벽면 기준 열유속

<하 첨 자>

m	: 미연혼합물
p	: 기연생성물
i	: 유입성분
o	: 외기 혹은 유출성분
oi	: 외기유입성분

1. 序 論

터보과급機關은 排氣量 또는 회전속도의 증가없이 기관의 出力을 크게 증가시킬 수 있으며 馬力當 기관의 증량과 부피가 작아져 小形化, 輕量化를 가능케 하며 燃料消費率이 개선될 수 있어서 중·저속기관을 중심으로 널리 보급되어 왔으나 최근에는 승용차용 가솔린機關도 터보과급하는 방향으로 가고 있어서 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 국외에서는 이미 많은 차량이 터보과급 가솔린기관을 탑재하였으며 계속해서 생산과 판매시장의 규모가 확대되고 있으나 국내에서는 그렇지 못하다. 따라서 국내 자동차회사에서도 터보과급 가솔린기관을 독자적으로 개발하려고 노력하고 있으나 蓄積된 기초자료의 부족, 경험부족, 學術的 解析能力의 不足 등으로 개발의 진전에 큰 지장을 받아왔다. 특히 터보과급 가솔린기관에서는 燃燒室內의 압력과 온도가 높아짐에 따라 배기밸브 부근에서 조기점화현상이 발생하여 定常運轉을 어렵게하는 問題와 터보과급에 따른 연소가스의 온도가 상승하고 엔진블럭의 온도가 상승하여 熱應力에 의한 영구변형이 일어나 연소가스가 피스톤링과 실린더 벽 사이로 누출되는 문제가 있다. 이와같은 문제들을 해결하기 위하여 기관구조체의 熱傳達을 명확히 糾明하는 것이 중요하다.

본 연구의 目的은 현재 국내에서 사용하고 있는 가솔린기관을 過給化 시켰을때 기관실린더 내벽의 열전달계수를 측정하는 방법을 규명하고 과거에⁽¹⁾ 제시된 關係式들의 적용성 여부를 타진하고 기관 해석에 필요한 새로운 관계식을 도출하는데 있다. 본 연구에서는 국내시판용 기관을 過給化시켜 그 性能試驗에서 측정된 크랭크각의 변화에 따른 압력변화값, 냉각수유량 및 온도측정값, 냉각수의 沸騰率, 오일 팬으로 傳熱量, 기관 주위공기로의 傳熱量, 과급기의 터빈과 압축기의 입, 출구온도, 압력 등을 측정하였고 이를 이용 燃燒過程을 해석하였다. 연소과정의 해석은 Annand⁽²⁾ 2 영역모델을 사용하였고 냉각수유동은 等價二

重同心円管으로 간주하였다.

이 해석결과 내외벽 열전달계수 뿐만아니라 화염속도, 연소속도, 화염계수 등도 구해낼수 있었고 이들 特性들은 기관회전속도와 當量比, 點火進角, 過給壓力에 따른 변화와 비등이론에 의한 외벽의 비등상태 등을 考察해 보았다.

2. 터보과급 가솔린기관의 熱傳達과 流動特性

2.1 기관 실린더의 열전달과정 해석

기관 시뮬레이션에서 가장 중요한 實驗常數의 하나는 실린더 내벽면의 열전달계수(α_g)를 적절히 設定하는 것이다.

α_g 는 직접 측정하기 어렵기 때문에 본 연구에서는 냉각수 유동의 열전달해석과 기관구조체의 熱傳導解析 그리고 기관성능 실험에서 측정된 크랭크각의 변화에 따른 압력변화값을 사용한 기관성능 시뮬레이션을 통해서 반실험적으로 이 값을 推定하였다.

Fig. 1에서 실린더 外壁 주위를 흐르는 냉각수에서의 熱傳達은 실린더내의 연소상태에 따라서 단상대류 열전달, 아비등 열전달, 포화비등 열전달이 일어날 수 있다.

기관의 냉각수유도 입구에서 냉각수가 T_{fi} 의 온도로 유입되어 벽면에서 일정한 열을 받으면 단상대류 열전달이 일어나고 벽면에서 전열량이 증가하면 沸騰이 시작되고, 온도가 더 증가하면 포화비등이 시작된다. 비등이론⁽³⁾에 의해서 Z_{nb} , Z_{fdb} , Z_{sc} , $\Delta T_{sub}(Z_{nb})$,

$\Delta T_{sub}(Z)_{fdb}$, $\Delta(T_{sat})_{onb}$ 등을 구해보면 냉각수유동이 어떤 비등구역에 있는가를 알 수 있다.

$$Z_{nb} = \frac{GCpfD}{4} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{\phi h} + \frac{\Delta(T_{sat})_{onb}}{\phi h} - \frac{1}{hfo} \right) \dots\dots\dots (1)$$

$$Z_{fdb} = \frac{GCpfD}{4} \left(\frac{\Delta T_{sub}}{\phi h} - \frac{1}{5hfo} \right) \dots\dots\dots (2)$$

$$Z_{sc} = \frac{GCpfD}{4\phi h} (T_{sat} - T_{fi}) \dots\dots\dots (3)$$

$$\Delta T_{sub}(Z_{nb}) = \frac{4\phi h}{GCpfD} (Z_{sc} - Z_{nb}) \dots\dots\dots (4)$$

$$\Delta T_{sub}(Z_{fdb}) = \left(\frac{\phi h}{1.4hfo} \right) - \phi \left(\frac{\phi h}{1.4} \right)^n \dots\dots\dots (5)$$

$$\Delta(T_{sat})_{onb} = 0.556 \left(\frac{\phi_{onb}}{1082 P_w^{1.156}} \right)^{0.0463} P_w^{0.0234} \dots\dots\dots (6)$$

부분아비등 구역에서 외벽면온도(T_{wscb})를 아비등이론을 적용하면 아래식(7)이 되며 완전확립구역의 외벽면온도는 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{wscb} = T_{sat} + \frac{20}{Z_{fdb} - Z_{dxa}} e^{-P_w/62}$$

$$f(Z) = \frac{\rho f UCpf A'}{hfo \phi h \pi D}$$

$$f(Z) = \left(\phi h - hfo (T_{sat} - T_{fi}) + \frac{hfo \phi h \pi D}{\rho f UCpf A'} Z_{fdb} \right)^{1.25} - \left(\phi h - hfo (T_{sat} - T_{fi}) + \frac{hfo \phi h \pi D}{\rho f UCpf A'} Z_{dxa} \right)^{1.25} \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{wf} = T_{wscb}$$

$$T_{wf} = T_{sat} + 25 \phi h^{0.25} e^{-P_w/62} \dots\dots\dots (8)$$

여기서 hfo 는 대류열전달계수⁽⁴⁾이며 내벽면온도(T_{wg})는 실린더의 熱傳導解析에서 구한다.

기관 성능실험에 의한 측정값과 연소해석으로부터 연소실 가스온도(T_g)를 구하면 내벽면열전달계수(α_g)는 아래의 식과 같이 적분하

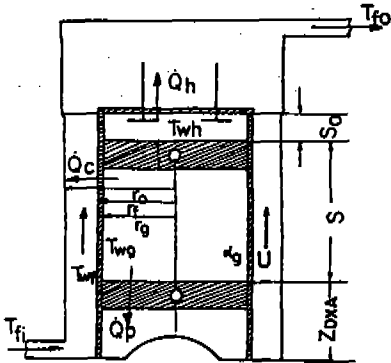


Fig. 1 Schematic diagram of engine cylinder

여 구할 수 있다. 이식에서 $m_i C_{pi}(T_{o2}-T_{o1})$ 은 압축기 입구에서의 엔탈피 차이이며 $m_o C_{po}(T_{o3}-T_{o4})$ 는 터빈 입출구에서의 엔탈피 차이이다.

$$\alpha_g = \frac{\rho f U C_{pf} A' (T_{fo} - T_{fi}) + \dot{m} b H_{fg} + \dot{Q}_p + \dot{Q}_{at} + m_i C_{pi} (T_{o2} - T_{o1}) - m_o C_{po} (T_{o3} - T_{o4})}{\int_0^{\alpha^*} \int_A (T_g - T_{wg}) dA d\alpha} \dots\dots\dots (9)$$

이 식을 적분하려면 실린더 내부의 가스온도(T_g)를 알아야 한다. 이 가스온도는 실험에서 측정된 압력을 사용하여 기관사이클을 시뮬레이션(기관성능 진단해석법)해서 구하였다. 위식에서 A 는 기연가스, 미연가스와 접촉하는 실린더 내벽면의 면적을 나타낸다.

2.2 기관사이클의 시뮬레이션

일단 압력이 알려지면 기관 시뮬레이션의 식이 간단해지는데 본 해석에서 사용한 시뮬레이션 방법은 다음과 같다.

(1) 배기過程

이 기간은 배기밸브가 열리고 피스톤이 조금 하강했다가 다시 상승하여 흡기밸브가 열리는 지점까지이다. 이 과정에서 열역학 제 1 법칙과 狀態方程式을 사용하여 정리하면 그 결과는

$$\frac{1}{PV} \frac{dQ}{d\alpha} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\alpha} = \frac{K-1}{K} \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{1}{R} \frac{dC_v}{d\alpha} \quad (10)$$

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{T}{PV} \frac{K-1}{K} \frac{dQ}{d\alpha} + \frac{T}{P} \frac{K-1}{K} \frac{dP}{d\alpha} - \frac{T}{R} \frac{K-1}{K} \frac{dC_v}{d\alpha} \dots\dots\dots (11)$$

에서 가스온도를 구할 수 있다.

(2) 흡入過程

이 기간은 배기밸브가 닫히는 시점부터 흡기밸브가 닫히는 시점까지인데 그 결과식은

$$\frac{C_{po}}{C_p} \frac{T_{oi}}{T} \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} = \frac{R}{PVC_p} \frac{dQ}{d\alpha} - \left(1 - \frac{C_{po} T_{oi}}{C_p T}\right) \frac{1}{P} \frac{dP}{d\alpha} - \frac{1}{C_p} \frac{dC_v}{V d\alpha} \dots\dots\dots (12)$$

이며 이식을 적분하여 사이클 실린더 내부가 스온도를 구할 수 있다.

(3) 동력 사이클

이 기간은 가스의 交換이 없는 기간이며 壓縮過程에서 압력이 알려져 있으므로 가스의 온도를 狀態方程式 $PV = mRT$ 에서 구할 수 있

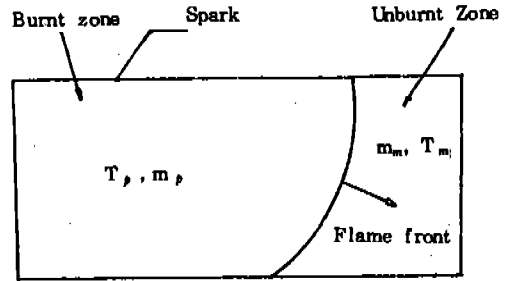


Fig. 2 System with two zones

으며 燃燒過程은 Fig. 2와 같이 연소실 내부가 기연가스 영역과 미연가스 영역으로 구분되는 2영역모델을 사용하였는데 열역학 제 1 법칙과 기연, 미연가스의 狀態 방정식으로부터 미연가스, 기연가스 온도구배 $\frac{dT_m}{d\alpha}, \frac{dT_p}{d\alpha}$ 및 기연가스 질량구배 $\frac{dm_p}{d\alpha}$ 에 관한 식을 아래와 같은 식으로 유도할 수 있다.

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = \frac{V_m}{m_m C_{pm}} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{1}{m_m C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\alpha} \dots (13)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = \frac{P}{m_p R_p} \frac{dV}{d\alpha} - \left(\frac{R_p T_p}{P} - \frac{R_m T_m}{P} \right) \frac{dm_p}{d\alpha} - \frac{R_m T_m}{P C_{pm}} \frac{dP}{d\alpha} - \frac{R_m}{P C_{pm}} \frac{dQ_m}{d\alpha} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\alpha} \dots\dots\dots (14)$$

$$\frac{dm_p}{d\alpha} = \left\{ \frac{dP}{d\alpha} \left(\frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_m}{C_{pm}} V_m - \frac{C_{vm}}{C_{pm}} V_m - \frac{C_{vp}}{R_p} V \right) - \left(1 + \frac{C_{vp}}{R_p} \right) P \frac{dV}{d\alpha} - \left(\frac{C_{vm}}{C_{pm}} \frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_m}{C_{pm}} \right) \frac{dQ}{d\alpha} \right\} / \left[e_p - e_m - C_{vp} \left(T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right] \quad (15)$$

윗식에서 $\frac{dP}{d\alpha}$ 는 이미 실험에 의한 측정값으로 알 수 있으므로 $\frac{dm_p}{d\alpha}$ 를 구할 수 있고 그 결과를 (13), (14)식에 대입 $d\alpha$ 에 대해 적분하면 기연가스 온도(T_p)와 미연가스온도(T_m)를 구할 수 있고, (15)식을 적분하여 기연가스 질량(m_p)을 구하고 기연가스 체적(V_p)을 구하

여 그 체적에 해당하는 火炎半徑(r_f)을 구하였다. 구해진 火炎半徑(r_f)에 대해서 Annand⁽⁶⁾의 방법에 의하여 火炎傳播面積과 火염이 실린더 내벽과 접하는 면적을 구하였으며 이 값들을 內壁面熱傳達係數를 구하는 적분에 사용하였다.

그리고 2영역 팽창과정이 끝나면 기연가스의 단일영역 팽창에 대하여 계산하였다.

(4) 소기과정

이 과정은 가스 교환과정으로 배기밸브와 흡기밸브가 함께 열려있는 기간이며 이 과정에 대한 결과식은 아래와 같다.

$$\frac{R}{PVC_v} \frac{dQ}{d\alpha} = \frac{1}{C_v} \frac{dC_v}{d\alpha} + \left(1 + \frac{R}{C_v}\right) \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha}$$

$$- \frac{R}{C_v P} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{R}{PVC_v} (C_p T - C_{p_o} T_{oi}) \frac{dm_i}{d\alpha}$$

..... (16)

$$\frac{dm_i}{d\alpha} = \rho a v A t$$

..... (17)

$$\frac{dm_i}{m} = \frac{dZ}{1-Z}$$

..... (18)

$$ma' = mZ$$

..... (19)

$$mg = m - ma'$$

..... (20)

여기서 실린더내로 유입되는 연료공기 혼합물은 식(17)에서 구하고 식(18)에서 순간소기효

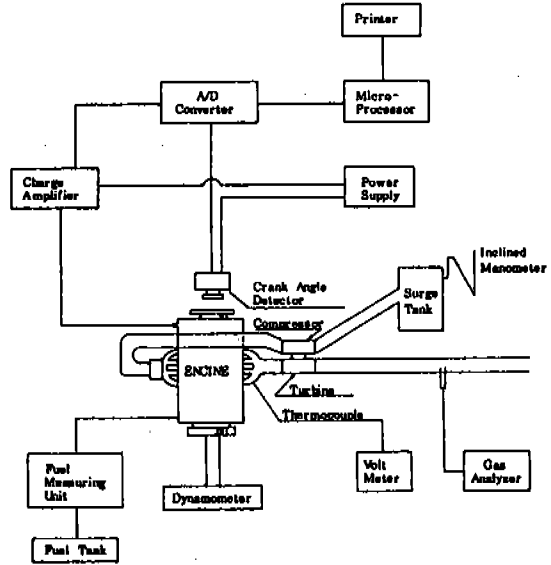
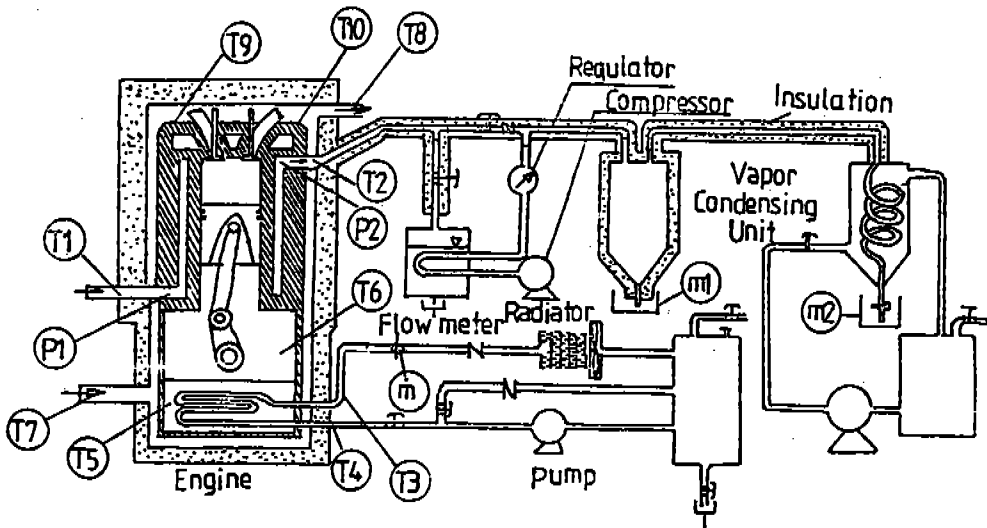


Fig. 3 Testing Apparatus



- (T1) - (T10) Temperature measurement points
- (P1) - (P2) Pressure measurement points
- (m1) - (m2) Cooling water flow rate, Vapor condensing rate measurement points
- (m) Water flow rate measurement point

Fig. 4 Experimental apparatus for measuring the heat transfer coefficient of inner cylinder wall

을⁽⁶⁾(Z)을 구한 후 식(19)에서 실린더내에 들어온 신기량을 구하고 잔류가스량(mg)는 식(20)에서 구할 수 있으며 각 특성의 성질은 잔류가스량과 신기량에 대해서 질량평균하여 구하였다.

위의 각 사이클에 대한 질량은 온도가 구해진 후 상태방정식에서 구하였으며 신기가스의 유입속도(v)는 캐브레타에서 측정된 壓力降下에서 구한 抵抗係數(K')와 管路摩擦損失을 고려한 베르누이방정식에서 구한 값을 사용하였다.

2.3 熱傳達係數 測定을 위한 機關性能實驗

본 연구에서는 식(9)에서 熱傳達係數를 계산하기 위해서 아래 Fig.3의 기관성능 실험장치에 Fig.4의 열전달 실험장치를 부착하여 실린더내의 압력변화, 冷却水沸騰率, 피스톤에서 윤활유로의 熱損失, 기관외벽면에서 외부공기로의 열손실 터빈, 압축기에서의 온도와 압력 및 기관각부의 냉각수 온도분포 및 벽면 온도 분포 등을 측정하였다.

3. 과급기관의 시뮬레이션 結果

Fig.5는 기관회전속도 2500rpm, 당량비 1.001인 경우 기연가스와 미연가스의 온도를 계산한 것인데 과거의 해석⁽⁷⁾결과와 유사하

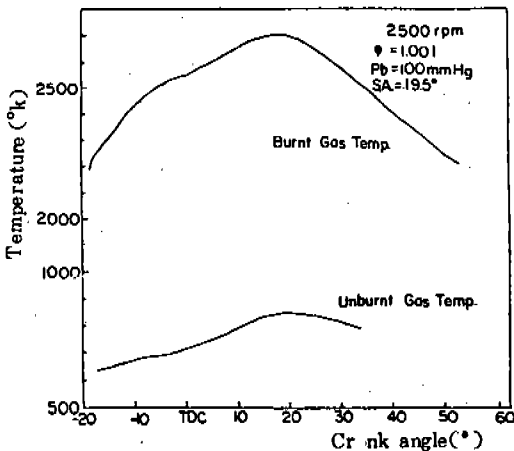


Fig. 5 Gas temperature with respect to crank angle

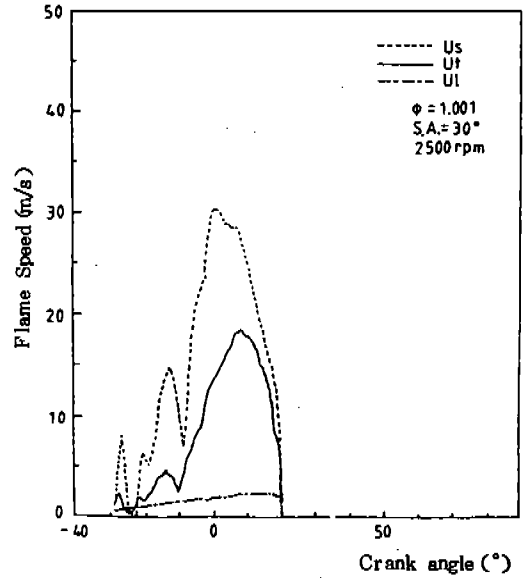


Fig. 6 Flame speed and laminar, turbulent burning velocity with respect to crank angle

며 최고의 압력값을 갖는 상사점후 20° 정도에서 최대값을 갖는 것을 알 수 있다. Fig.5 이후의 그림에서 S.A.은 SPARK ADVANCE의 약자로서 점화진각을 나타낸다.

Fig.6은 機關回轉速度 = 2500 rpm, 당량비 = 1.001에서의 기관성능 진단해석법에 의한 해석결과인데 Us는 화염전파속도 Ut는 난류 화염속도 Ul은 Kuehl⁽⁸⁾의 식으로 계산한 층류화염속도인데 그 경향은 무과급기관과 같으며 무과급기관에 비해 화염전파속도의 초기변동이 큼을 알 수 있다. 또한 Us의 최대점이 Ut의 최대점보다 앞서 나타나는데 이것은 화염의 팽창속도 증가가 난류 생성에 의한 화염 성장보다 초기에 다소 크다는 것을 의미하는데 이와같은 경향은 Lancaster⁽⁹⁾ 등이 원관형 연소실에서 지적한 것과 같은 경향을 보인다.

Fig.7은 크랭크각에 따른 화염반경의 변화를 나타낸 것인데 기관회전속도에 따라 화염 반경에 큰 변화가 없는 것을 알 수 있는데 이것은 기관회전속도에 따라 火炎傳播速度가 비례해서 증가하기 때문이다. 또한 기관회전속도가 증가할수록 초기 화염반경 성장시 변화가 다소 심함을 보여주고 있는데 이것은 큰

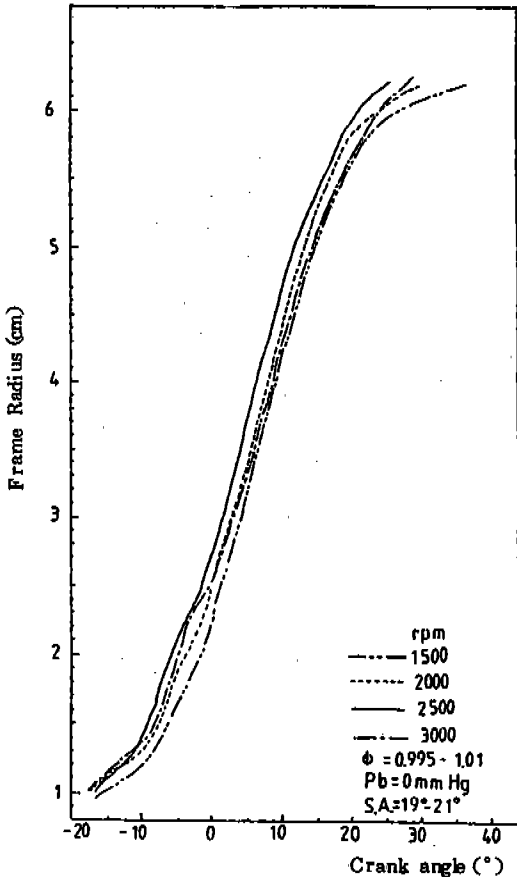


Fig. 7 Flame radius with respect to engine speed

기관회전속도에서 피스톤 운동으로 생성된 난류가 증가하여 화염성장에 영향을 더 많이 미치기 때문으로 생각된다.

Fig. 8 은 크랭크각에 따른 화염반경의 변화인데 당량비가 클수록 화염반경의 성장이 빠름을 알 수 있고 당량비가 1.210 인 경우 화염성장이 제일 빠름을 알 수 있는데 당량비 1.2 부근에서 연료와 공기의 혼합상태가 양호하여 연소반응속도를 최대로 하기 때문으로 판단된다.

Fig. 9 는 당량비 변화에 따른 과급기관에서의 난류연소속도인데 당량비가 1.2 부근에서 화염성장이 빨라 연소시간이 짧으며 당량비가 작은 0.8 부근에서는 당량비 1.2 에 비해서 화염성장이 느리므로 연소시간이 다소 길어짐을 알 수 있다. 또한 당량비가 작아질수록 그 최

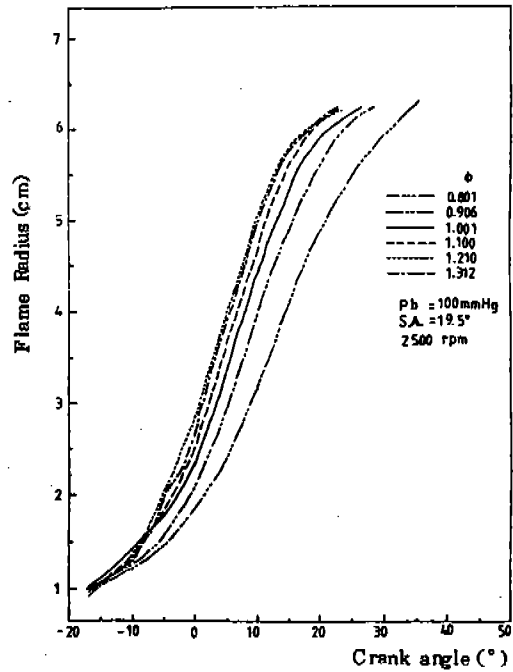


Fig. 8 Flame radius with respect to equivalence ratio ϕ

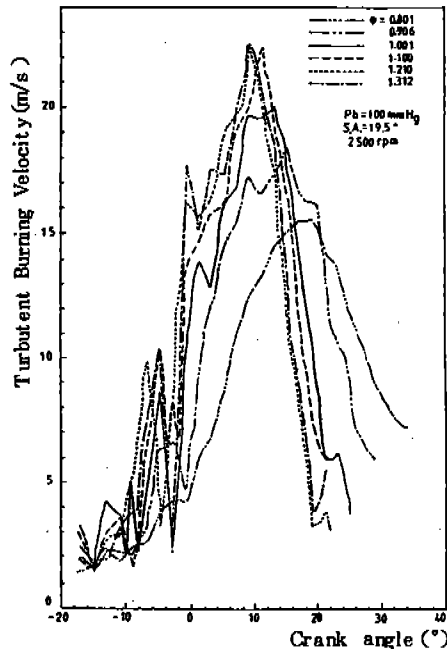


Fig. 9 Turbulent burning velocity with respect to equivalence ratio ϕ

대값도 작아지며 연소초기의 변동 또한 크지 않으며 동일한 점화진각에서 연소종료가 늦은

것을 알 수 있고 당량비가 클수록 초기 연소시 변동도 커지고 동일한 점화진각에서 그 최대값도 크게되며 연소종료가 빨라짐을 알 수 있는데 이것은 큰 당량비의 경우 연소실내로 유입된 많은 연료와 상대적으로 부족한 흡입 공기가 혼합된 상태에서 점화되어 연료의 확산이 처음부터 전개된 초기 연소시 연소실내로 유입된 연소가용 공기량이 없어질때 까지 연소가 빠르게 진행되어 그 최대값도 크게 될 것으로 판단되며 당량비가 작을 경우는 연소실내로 유입된 연료량보다 유입된 공기량이 상대적으로 많아서 연료의 확산이 연소실내에 완전히 전개되지 못한 연소 초기에는 연소가 급격히 이루어지지 못하고 서서히 연소가 진행되다가 연소가 진행도중에 연료가 연소실내에 확산되면서 연소가 연소실내에서 전면적으로 진행되기 때문에 연소종료가 늦어진 것으로 추측된다.

Fig. 10은 당량비 1.0 부근에서 기관회전속도의 증가에 따른 난류연소속도의 변화인데 기관회전속도가 증가할수록 난류연소속도도 커지고 연소 초기의 변동도 큼을 알 수 있는데 기관회전속도가 증가할수록 난류연소속도

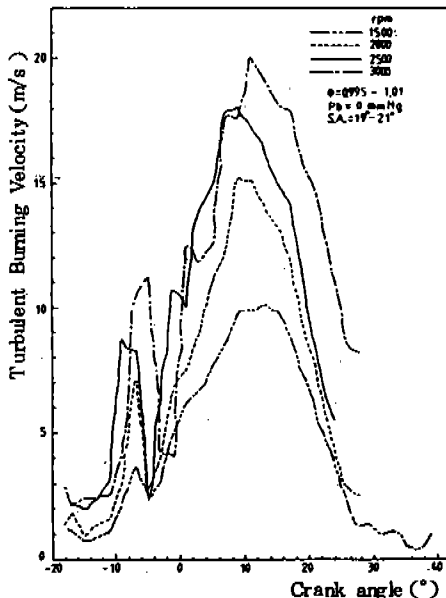


Fig. 10 Turbulent burning velocity with respect to engine speed

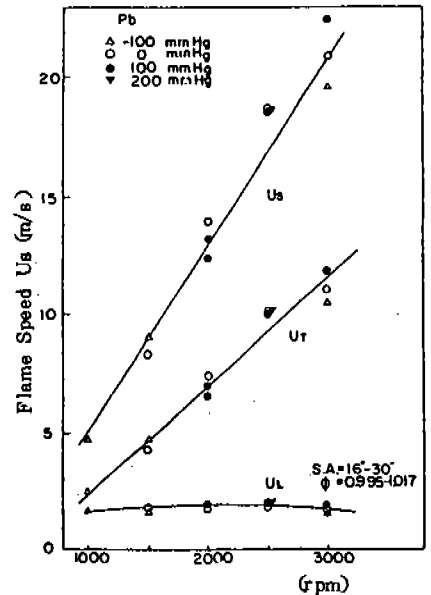


Fig. 11 Flame speed and laminar, turbulent burning velocity with respect to engine speed

가 커지는 것은 기관회전속도의 증가에 따른 피스톤운동의 증가로 연소실내의 난류생성이 증가하여 난류화염의 확산을 증가시키기 때문으로 생각된다.

Fig. 11은 기관회전속도에 따른 U_s , U_t , U_l 의 평균값을 나타낸 것인데 기관회전속도가 증가함에 따라 난류화염속도가 선형적으로 증가하고 있는데 이것은 Fig. 10에서와 같이 피스톤운동의 증가로 인한 연소실내의 난류생성이 증가하여 난류화염속도가 증가하는 것으로 생각되며 G. G Lucas⁽¹⁰⁾와 E. H. Jamss, lee⁽¹¹⁾와 Kim⁽¹²⁾이 이온 프로브로 측정한 실험값과 그 경향이 일치한다.

Fig. 12는 당량비에 따른 U_s , U_t , U_l 의 평균값을 나타낸 것으로 당량비가 1.1 부근에서 난류연소속도와 화염속도가 큼을 알 수 있는데 이것은 당량비가 1.1 부근에서 공기연료 혼합상태가 양호하여 기연가스의 온도와 압력이 최대값을 갖게되며 온도와 압력의 함수와 반응속도가 최대가 되어 연소실내의 난류확산에 도움을 주기 때문이며 이 결과는 G. G Lucas, et al, N. A. Heinein,⁽¹³⁾ W.B.Kim⁽¹²⁾의 실험결과와 T. Singh⁽¹⁴⁾의 계산결과와 그 경향이 일

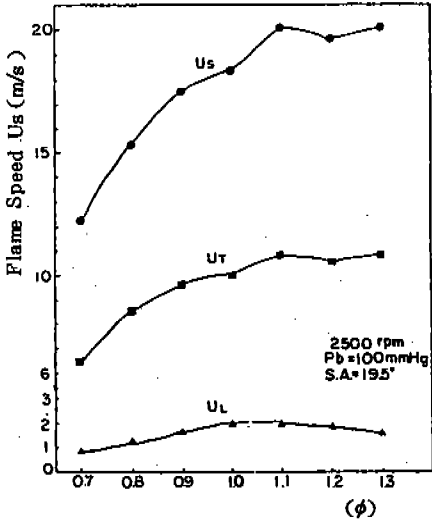


Fig. 12 Flame speed and laminar, turbulent burning velocity with respect to equivalence ratio ϕ

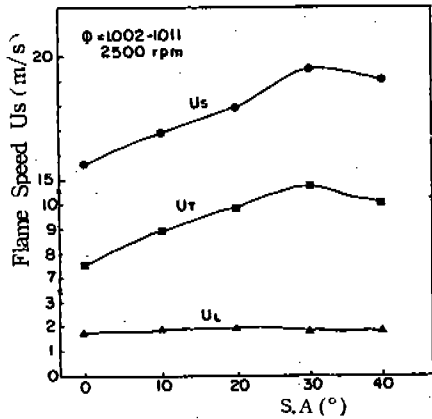


Fig. 13 Flame speed and laminar, turbulent burning velocity with respect to spark advance

치한다.

Fig. 13은 점화진각에 따른 U_s , U_t , U_l 의 평균값을 나타낸 것인데 점화진각이 30° 일때 U_t 와 U_s 의 값이 최대임을 알 수 있는데 G. G. Lucas⁽¹⁰⁾에 의하면 점화진각에 대한 화염 진행시간은 점화진각이 30° 부근에서 최소임을 보여주고 있어 그 경향이 일치함을 알 수 있다.

Fig. 14는 기관회전속도 2500 rpm에서 당량비 변화에 따른 화염계수의 변화를 나타내고 있는데 당량비가 큰 쪽에서 초기에 화염계수

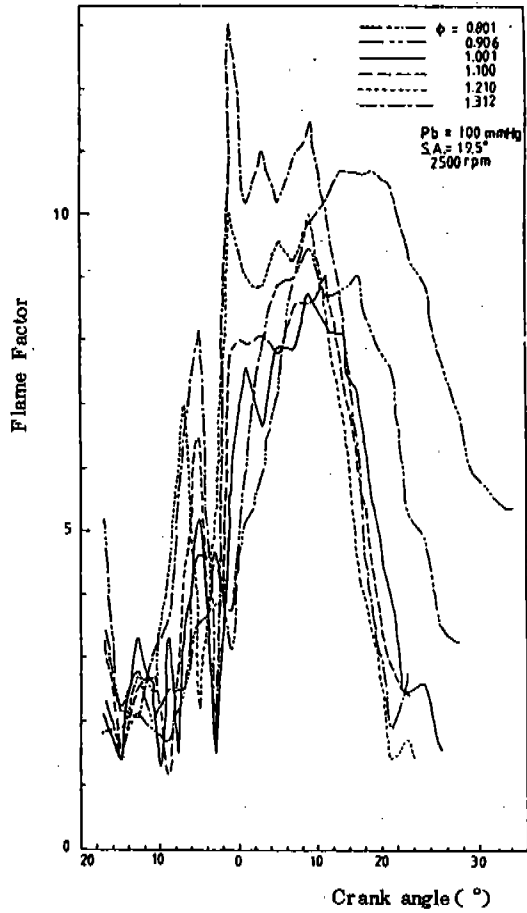


Fig. 14 Flame factor with respects to equivalence ratio ϕ

의 변화가 심하고 당량비가 작은 경우 초기화염계수의 변동이 큰 경우보다 다소 줄어들음을 알 수 있으며 당량비가 큰 경우 그 최대값이 연소 초기에 나타나고, 변동도 심하며 작은 경우는 반대현상이 일어남을 알 수 있는데 이것은 Fig. 9에서 설명한 난류연소속도와 경향이 유사하며 당량비가 큰 값인 1.3일때와 작은 값인 0.8인 경우 공기연료 혼합상태에 의해서 연소시 반응속도의 감소로 인한 총류연소속도가 감소하여 혼합상태가 양호한 당량비 1.1인 경우에 비해서 상대적으로 화염계수값이 증가되었음을 알 수 있다.

Fig. 15은 국산용 1238cc 가솔린기관에 대한 기관성능 진단해석결과와 국산용 1600cc 가솔린기관을 과급시켰을때 화염계수 변화모

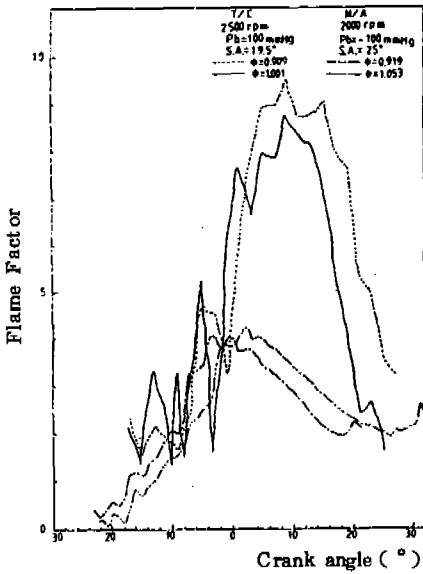


Fig. 15 Flame factor with respect to T/C and N/A engine

양을 당량비 0.9~1.0에 대하여 비교한 것인데 무과급기관의 경우 초기의 화염계수 증가가 점진적으로 이루어지고 그 변동 또한 작으며 末期에는 火炎係數가 어느 정도의 값에서 연소가 끝남을 알 수 있으나 과급기관인 경우의 해석에서는 무과급에 비해 초기에 화염계수의變動幅이 크고 그 증가도 급속히 이루어지고 最高值에 도달하였다가 연소말기에 화염계수가 급격히 하강하여 연소가 끝나고 있음을 보여 주는데 초기에 화염계수가 크다는 것은 초기에 난류화염속도가 증가하고 질량 연소율이 증가하게 되어 상사점에서 피스톤이 하강할 때 많은 驅動力을 발생하게 하여 기관의 出力增加에 기여할 것으로 생각되며 또한 무과급기관의 경우 연소기간 말기에 화염계수가 다소 증가하다가 연소가 종료되는 것은 성장된 화염이 연소실 벽이나 피스톤 상단면에 부딪쳐 壁面火炎接觸面積(Flame Wetted Area)은 증가하게 되고 火炎面(Surface of Flame)은 상대적으로 감소하게 되어 난류화염속도가 다소 커지기 때문이라 생각된다. 이와같은 관점에서 보면 과급기관의 화염계수는 그 형태로 보아 무과급기관에 비해 壁面火炎接觸面積이 감

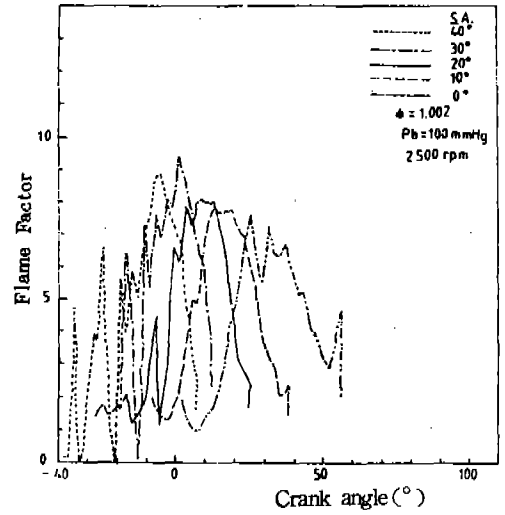


Fig. 16 Flame factor with respect to spark advance

소하게 되어 연소기간중 傳熱 溫度差가 다소 큰 시점에서 傳熱面積을 감소시키는 역할을 하게 되므로 기관의 열효율이 上昇하는데 기여하리라 예측할 수 있다.

Fig. 16은 點火進角의 변화에 따른 화염계수의 해석결과를 나타낸 것인데 점화진각이 전진할수록 初期火炎係數의 변동이 심하여 燃燒狀態가 불안정함을 알 수 있으며 실제 피스톤이 유효한 구동일을 할 수 없는 상사점전에 연소의 상당부분이 진행되어 증가된 연소실내의 내부에너지가 後續되는 피스톤의 하강운동으로 인해 발생된 난류에 의해 벽면으로의 熱傳達을 증가시키는 것으로 생각된다. 또한 點火進角이 後退할 때 觀察할 수 있는 特異한 해석 결과는 Fig. 15에서 설명한 燃燒終了時의 화염계수 上昇現象인데 이역시 화염면이 내벽면과 接觸하여 火炎面은 감소하게 되고 壁面火炎接觸面積은 상대적으로 증가하게 되어 벽면으로 熱傳達을 증가시켜 유효한 구동일을 감소시킬 것으로 생각된다.

Fig. 17는 기관회전속도에 따른 화염계수의 火炎面에 대한 加重平均値를 나타내고 있는데 기관회전속도가 증가함에 따라 화염계수가 증가함을 보여주고 있으며 어떤 기관회전속도이 상에서 화염계수가 緩慢하게 증가함을 보여주고 있는데 R. G. Abdel-Gayed, D. Bradley⁽¹⁵⁾

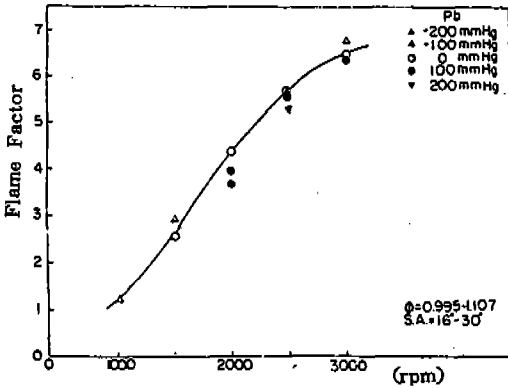


Fig. 17 Flame factor with respect to engine speed

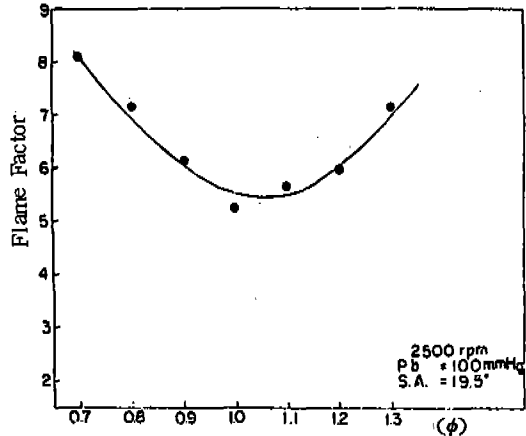


Fig. 18 Flame factor with respect to equivalence ratio ϕ

와 J. N. Mattavi, E. G. Groff⁽¹⁶⁾ 등에 의하면 화염계수는 亂流強度에 비례하고 기관회전속도에 따른 亂流強度는 기관회전속도가 증가함에 따라 증가하나 어떤 기관회전속도 이상에서는 완만하게 증가함을 보여주고 있어 이와 같은 경향임을 알 수 있다.

Fig. 18은 당량비에 따른 화염계수의 변화를 보여주고 있는데 당량비 1.0~1.1 부근에서 화염계수의 값이 최소가 됨을 보여주고 있는데 이것은 Fig. 12에서 설명한 것과 같이 당량비 1.1 부근에서 연소에 의한 반응속도인 총류연소속도가 최대가 되기 때문이며 그보다 크거나 작은 당량비에서 총류연소속도가 상대적으로 감소하므로 화염계수가 증가하게 되어 화염계수를 최소로 하는 당량비의 값이 존재함을 보여주는 것으로 무과급기관의⁽⁷⁾ 경우와 일치하는 경향임을 알 수 있다.

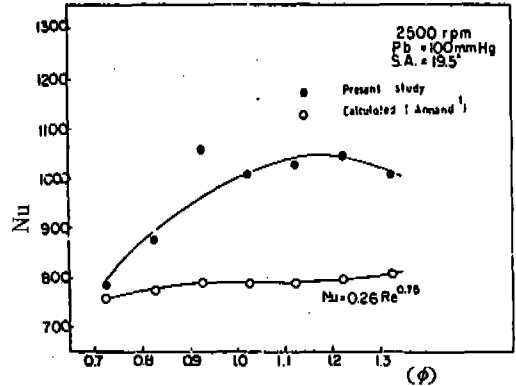


Fig. 19 Nu number with respect to equivalence ratio ϕ

Table 1은 Fig. 17, Fig. 18의 화염계수 값을 기관회전속도와 당량비의 函數로 나타낸 것을 기존의 연구⁽¹⁰⁾⁽¹⁷⁾ 결과와 비교한 것이다. 여기서 $f(\phi)$ 는 당량비가 1.0에서 1.0의 값

Table 1 Comparison of the Flame Factor

Research Worker	The Expression of Flame factor (ff =)	Test Engine
Lucas and James (9)	$1 + 0.197 \times 10^{-2} N$	Renault 664
Phillips and Orman (12)	$1 + 0.2 \times 10^{-2} N$	Ricardo E6
Hoggetts (9)	$1 + 0.17 \times 10^{-2} N$	Ford Zodiac Mark III
Present Study	$(1 + 0.1793 \times 10^{-2} N - 0.70094 \times 10^{-6} N^2$ $+ 0.8124 \times 10^{-8} N^3 - 0.30929 \times 10^{-11} N^4$ $+ 0.38888 \times 10^{-15} N^5) \times f(\phi)$ $f(\phi) = 1 - 0.45005(\phi - 1) + 13.782(\phi - 1)^2$ $- 28.837(\phi - 1)^3 - 84.149(\phi - 1)^4 + 325.14$ $(\phi - 1)^6$	국내시판용 (1600 cc) (T/C)

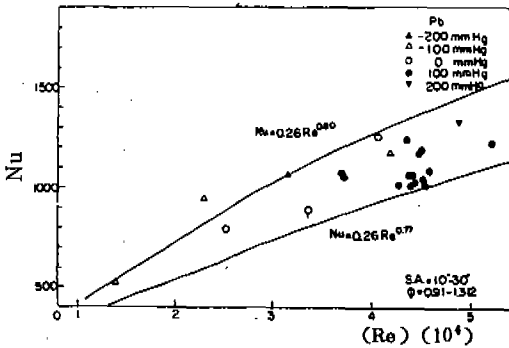


Fig. 20 Nu number with respect to Re number

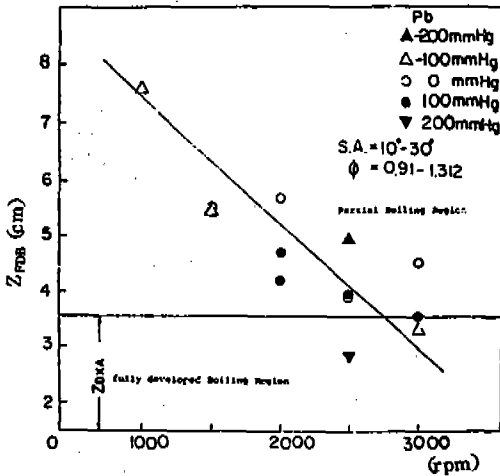


Fig. 21 Zfdb with respect to engine speed

을 갖는 당량비 ϕ 에 대한 다항식이다.

Fig. 19는 당량비에 대한 Nu수의 변화를 나타낸 것인데 당량비 1.1~1.2 부근에서 Nu수가 최대로 됨을 알 수 있는데 이것은 당량비 1.1~1.2 부근에서 혼합물의 반응속도 증가로 인하여 난류강도가 증가되고 기연가스 온도의 증가로 인한 가스 물성치의 변화에 의한 것으로 판단되며 그 경향은⁽⁷⁾ 무과급기관과 일치한다.

Fig. 20은 열전달계수의 Re수에 따른 변화를 보여주고 있는데 이 해석결과에 의하면 열전달계수는 Annand의 관계식에서의 標準常數⁽⁸⁾ ($a=0.26, b=0.75$)보다 다소 큰($a=0.26, b=0.77\sim 0.80$)으로 나타났다. 또한 과급압력 변화에 따른 열전달계수를 보면 과급압력이 낮을때 열전달계수가 약간 더 큰 경향임을 알 수 있는데 이것은 과급압력이 낮아 무과급특

성이 강할때 연소된 내부에너지의 많은 량을 열전달로 손실할 가능성이 많은 것을 의미하며 과급압력이 다소 높은 경우($P_b=100\text{mmHg}$) 열전달계수가 상대적으로 낮아져 기관의 출력증가에 기여할 것으로 생각된다. 그러나 과급압력을 과다하게 높게하는 것은 노킹현상과 같은 이상연소를 발생시키므로 많은 주의가 요구된다.

Fig. 21은 냉각수 유로의 沸騰熱傳達 해석과 실험에서 측정된 냉각수 온도, 유량 등으로부터 계산한 터보과급기관의 기관회전속도 변화에 따른 완전발달된 아비등이 일어나는 위치(Z_{fdb})를 나타낸 것으로 기관회전속도 2750 rpm 정도에서 완전 확립된 아비등이 Z_{dxa} 보다 아래에서 일어남을 알 수 있다. 완전 확립된 아비등이 Z_{dxa} 보다 아래에서 일어나면 氣泡가 냉각수유로에 누적될 가능성이 있어서 위험하다. 특히 터보과급기관인 경우 과급압력의 증가로 인한 노킹 등의 이상연소가 일어날 위험성이 높고 이상연소가 발생할 경우 기관출력이 급격히 감소하고 실린더 벽체로 전열량이 급격히 증가하게 되는데 본해석을 위한 실험 중에 노킹 등의 이상연소가 일어날 경우 출력이 급격히 감소하며 비등증기의 응축량이 정상운전시에 비해 3~4배 정도 증가하는 현상을 여러번 경험한 바 있다. 특히 이상연소 발생시 냉각수유로에 생성된 기포로 인하여 냉각수가 원활히 흐르지 못하면 기포 생성부의 온도가 급격히 상승하게 되어 기관파단의 원인이 되므로 터보과급기관인 경우 냉각수 유동속도가 무과급기관 보다 크게 되도록 냉각수 펌프의 용량을 늘이거나 냉각수의 최고 上限溫度를 낮출 필요가 있음을 알 수 있다.

4. 結 論

국내 시판용 가솔린기관을 과급화하여 性能實驗을 한 결과를 이용하여 열전달계수를 측정하는 기관성능 진단해석을 한 결과 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 열전달계수는 Annand 관계식의 표준상수값($b=0.75$)에 거의 벗어나지 않으며 과급

압력의 변화에 따라 크게 변하지는 않으나 과급압력이 낮을때 다소 증가하는 경향이 있으며 당량비의 변화에 대해서는 열전달계수를 최대로 하는 당량비의 값이 存在한다.

2) 화염계수는 연소시작 후 最大値에 도달했다가 감소하였으며 큰 당량비인 경우 연소초기에 변동이 심하고, 연소시간도 짧으며 연소초반부에 최대값이 발생함을 알 수 있으나, 작은 당량비인 경우는 그 경향이 반대가 됨을 알 수 있다.

3) 화염계수의 火災面積加重平均값은 기관 회전속도의 증가에 따라서 증가한다.

4) 화염계수의 화염면적가중평균값은 당량비에 따라서 변화하는데 화염계수의 화염면적가중평균값을 최소로 하는 당량비의 값이 존재한다.

5) 터보과급기관 실린더 외벽쪽의 냉각수 열전달은 대개의 경우 부분 아비등 영역이며 기관회전수와 과급압력의 증가에 따라 완전확립 비등열전달로 발달됨을 알 수 있고 완전확립 비등이 일어날 경우는 부분적으로 냉각수 유로에 기포가 누적되어 위험하므로 과급기관의 경우 냉각수 유동속도를 무과급기관에 비해 크게 하거나 냉각수의 最高上限溫度를 낮추어야 함을 알 수 있다.

後 記

이 연구는 '86- 한국과학재단 特殊目的基礎研究費로 수행된 것이며 後援에 감사를 표한다.

參 考 文 獻

1. W.J.D. Annand, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines Proc. Instn Mech Engrs vol 177 No.974-990, 1963.
2. R.S. Benson, W.J.D. Annand, P.C. Baruah, "A simulation model including intake and exhaust system for a single cylinders 4-stroke cycle S.I engine, "Int. J. Mech. Sci. vol 17(2), pp.97, 1975.
3. John. G. Collier "Convective boiling and condensation, 2ED McGraw-Hill, pp.144-160, 1972.
4. Gnielinski, V. Forsch-Ing-Wesen 44, Nr.1 (1978)
5. W.J.D. Annand, "Geometry of spherical flame propagation in a disc-shaped combustion chamber", J. Mech. Eng. Sci. vol 12, pp.146, 1970.
6. R.S. Benson, N.D. Whitehouse "Internal combustion engines" Pergamon Press, 1979.
7. 홍진관, 최영돈, "4사이클 스파크 點火機關 실린더 내벽의 熱傳達係數 추정"; 한국자동차공학회 강연 초록집(춘계 학술대회, 6월), pp. 14~21. 1987.
8. D.K. Kuehl, "Laminar burning velocities of Propane air mixture", 8th international symposium and combustion, pp.510, 1962.
9. D.R. Lancaster, R.B. Krieger, S.C. Sorenson, and W.L. Hull, "Effect of turbulence on spark ignition engine combustion", SAE trans, vol 85 Paper No.670931, pp.3065-3083, 1967.
10. G.G. Lucas, E.H. James, "A computer simulation of a spark ignition engine", SAE 730063, 1973.
11. 최영돈, 유병철, 손명환, 이성열, "터보과급 가솔린기관의 성능 및 排氣組成豫測을 위한 연구, 1차 중간보고서, 제 4세부과제, pp. 258~259. 한국과학재단, 1986.
12. 김원배, "스파크 점화기관의 난류화염속도에 미치는 난류강도 영향에 관한 연구"; 성균관대, 박사학위논문, 1988.
13. N.A. Heinein, T. Singh, J. Rozanski, and P. Husak, "Flame speeds, performance, and emissions with Methanol-Indolene blends." 4th international symposium on automotive propulsion systems, Washington, D.C., April, 1977.
14. Trilochan Singh, Kosol Surakomol. "Mathematical modeling of combustion pro-

- cess in a spark ignition engine" SAE 790354, 1979.
15. R.G. Abdel Gayed and D. Bradely, "Dependence of turbulent burning velocity on turbulent Reynolds number and ratio of laminar burning velocity to R.M.S turbulent velocity", symposium (international) on combustion, The combustion institute, Pittsburgh, Pennsylvania, pp.1725-1735, 1976.
 16. Engine improvements through combustion modeling J.N. Mattavi, E.G. Groff, J. Lienesch, F.A. Matenkunas and R.N. Noyes, combustion modeling in reciprocating engine, Plenum Press, pp.537-579, 1980.
 17. R.A. Phillips and P.L. Orman, "Simulation of combustion in gasoline engine using A digital computer", Advance in automobile engineering vol.4, Pergamon Press, Oxford, 1966.