

〈論 文〉

터보過給 가솔린機關의 熱傳達에 관한 實驗的 研究

崔 英 惇* · 洪 鎭 官**

(1989年 12月 7日 接受)

An Experimental Study on the Heat Transfer of the Turbocharged Gasoline Engine

Young Don Choi and Jin Kwan Hong

Key Words : Turbocharged Gasoline Engine(터보過給 가솔린機關), Operation Condition(運轉條件), Energy Balance of the Fuel Energy(에너지 소비내역), Overall Efficiency(總合效率)

Abstract

In this study, the performacne test and heat transfer experiment for a 4 cylinder and 4-cycle turbocharged gasoline engine were carried out in order to measure the heat transfer coefficient at the inner wall of the combustion chamber. From the result of heat transfer experiment, the energy balance of the fuel energy and the overall efficiency of the turbocharger were calculated, The variation of them was investigated as well with the engine operation conditions.

기 호 설 명

A' : 냉각수유로 단면적	\dot{Q}_{pr} : 연소실내에서 오일팬으로의 傳熱率
C_{pa} : 흡입혼합기 比熱	\dot{Q}_{t0} : 배기관에서 傳導에 의해 터빈에 유입되는 傳熱率
C_{pf} : 냉각수 比熱	\dot{Q}_{t1} : 터빈에서의 열손실 중 주위공기로 전달되는 傳熱率
C_p : 혼합기 比熱	\dot{Q}_{t2} : 터빈에서의 열손실 중 압축기로 전달되는 傳熱率
C_{pg} : 배출혼합기 比熱	\dot{Q}_e : 터빈에서 외부로의 傳熱率
H_{fg} : 냉각수 잠열	T : 혼합기 平均溫度
K : 미연혼합기 斷熱比熱比	T_{fi} : 냉각수 流入溫度
K_g : 기연혼합기 斷熱比熱比	T_{fo} : 냉각수 流出溫度
\dot{m}_a : 흡입 혼합기 질량유량	T_{wf} : 연소실 外壁面溫度
\dot{m}_b : 냉각수 沸騰率	T_{wg} : 연소실 內壁面溫度
\dot{m}_e : 배출 혼합기 질량유량	U : 냉각수 平均速度
P : 혼합기 壓力	V : 흡배기관에서의 혼합기 平均速度
\dot{Q}_{at} : 機關주위로 부터 외부공기로의 傳熱率	W_{ca} : 압축기 축일
\dot{Q}_c : 압축기 주위에서 외부공기로의 傳熱率	W_{ta} : 터빈 축일
\dot{Q}_m : 터빈과 압축기 연결관에서의 傳熱率	α_g : 내벽면 熱傳達係數

*正會員, 高麗大學校 工科大學 機械工學科

**正會員, 暎圓大學校 建築設備學科

- ρ : 혼합기 평균밀도
- ρ_f : 냉각수밀도
- η_m : 등가기계효율
- η_c : 압축기효율
- η_{TC} : 過給機 總給效率
- η_t : 터빈효율

하첨자

- e : 실험 측정값
- i : 유입성분
- o : 유출성분 혹은 정체상태

1. 序 論

機關이 터보過給化 되면 연소실내의 壓力과 온도 가 상승하여, 배기밸브 부근에서의 열점에 의한 表面點火現象이 발생하여 정상운전이 어려울 뿐만 아니라 영구변형이 일어나 연소가스가 피스톤링과 벽 사이로 누출되어 출력의 감소가 일어나는 등 많은 문제가 발생하여 機關 本體의 熱傳達到 現象을 명확히 규명하는 것이 더욱 중요하다. 機關의 熱傳達到 現象을 규명하는데 가장 중요한 것은 機關의 내벽면 熱傳達到 係數를 설정하는 것이다. 내벽면 熱傳達到 係數는 직접 측정이 어렵기 때문에 냉각수 유동의 단상대류 및 沸騰 熱傳達到 現象 해석과 機關 구조체의 熱傳導解析 및 機關性能實驗에서 측정된 크랭크 각의 변화에 따른 壓力 변화값을 이용한 機關 성능 시뮬레이션⁽¹⁾ 함으로써 추정할 수 있다. 機關 성능 시뮬레이션으로 내벽면 熱傳達到 係數를 측정하려면 機關性能實驗과 機關 本體의 熱傳達到 量에 대한 測定實驗이 필요하다.

본 실험은 機關의 내벽면 熱傳達到 係數 측정에 직접 사용되는 熱傳達到 量을 측정하기 위해서 풍동실험, 냉각수 傳熱量 및 沸騰率 測定實驗, 오일팬으로의 傳熱量 測定實驗등의 熱傳達到 量 測定實驗과 過給機에서 압축기와 터빈의 입출구 엔탈피 변화를 측정하고 이를 종합하여 機關에 소요된 단위 연료 발열량에 대한 에너지 소비내역과 過給機의 시스템 효율등을 산정하고 이들을 機關 運轉條件의 변화에 따라 고찰하였다.

2. 實 驗

내벽면 熱傳達到 係數는 식 (1)과 같이⁽²⁾ 구할 수

있다.

$$\begin{aligned}
 \alpha_g = & (\rho_f U C_{p_f} A' (T_{fo} - T_{fi}) + \dot{m}_b H_{fg} \\
 & + \dot{Q}_b' + \dot{Q}_{at} + \dot{m}_a C_{p_a} (T_{o2} - T_{o1}) \\
 & - \dot{m}_e C_{p_g} (T_{o3} - T_{o1}) - \dot{m}_e G_g (T_{o3} - T_{o4})) / \\
 & \left[\int_0^{4\pi} \int_A (T_g - T_{wg}) dA da \right] \quad (1)
 \end{aligned}$$

이 식으로부터 내벽면 熱傳達到 係數 산정에 필요한 자료를 얻기 위하여 Fig. 1과 같은 熱傳達到 실험장치를 제작하고 性能實驗과⁽³⁾ 동시에 아래와 같은 熱傳達到 實驗을 행하였다.

- (1) 연소실 外壁面溫度 測定實驗
- (2) 풍동 실험(\dot{Q}_{at} 를 측정)
- (3) 냉각수 熱傳達到 量 및 沸騰量과 오일팬으로의 傳熱量 測定實驗

($\rho_f U C_{p_f} A' (T_{fo} - T_{fi}), \dot{m}_b H_{fg}, \dot{Q}_b'$ 를 측정)

- (4) 過給機에서 압축기와 터빈의 입출구 엔탈피 차 및 효율 測定實驗

Table 1과 2는 실험대상으로 삼은 自然吸氣式 機關과 터보過給機의 제원을 표시한다.

Table 1 Specification of test engine

Item	Specification
Type	4-cyl-in line-OHC water cooled
Displacement volume	1597cc
Bore×Stroke	76.9×86mm
Connecting rod length	153.7mm
Compression ratio	8.5
Max. output	100ps/6300rpm
Max. torque	14kg-m/4000rpm
Caburettor	Stromberg 2-venturi Downdraft

Table 2 Specification of turbocharger

Item	Specification
Manufacturer	Garrett
Model	T-2, air cooled, waste gated
Weight	4.2kg
Rotor polar moment of inertia	1.593 E-5 kg-m ²
Compressor	0.48 A/R, 50Trim
Turbine	0.47 A/R, 50Trim

2.1 沸騰量, 냉각수傳熱量 및 오일팬으로의 傳熱量 測定實驗

Fig. 1은 내벽면 熱傳達係數를 구하는데 필요한 냉각수傳熱量($\rho_f UC_{p,f} A' (T_{fo} - T_{fi})$)과 沸騰傳熱量($\dot{m}_b H_{fg}$) 및 오일팬으로의 傳熱量(\dot{Q}'_p) 測定實驗 장치의 개략도이다. 그림중의 점 T_1 에서 T_{10} 까지는 냉각수 입출구 온도, 機關주위로의 공기의 입출구 온도, 오일팬 입출구 온도, 연소실 外壁面溫度 및 냉각수 온도, 실린더헤드와 블럭의 外壁面溫度 측정위치를 개략적으로 나타낸다. \dot{m}_{w1} , \dot{m}_{w2} 는 냉각수 측정량 및 沸騰量을 나타내고 있다. 냉각수유량은 3000cc의 용기를 사용하여 시간을 측정 계산하였고 냉각수 입출구 온도는 냉각펌프 유입 전과 機關에서 배출되는 냉각수 토출관에 熱傳帶를 심어 평균온도를 측정하였다. 오일팬으로의 傳熱量은 機關의 오일팬 내부에 동관코일을 설치하고 코일내부로 물을 순환시켜 오일팬으로 전달되는 傳電對을 측정하였다. 코일내부로 흐르는 물의 순환량을 조정하기 위해서 바이패스 라인을 설치하였으며, 물의 유량측정은 부표식 유량계(variable area flowmeter)를 사용하였고 코일 내부 순환유체의 입출구 온도를 data logger로 측정하여 傳熱量(\dot{Q}'_p)을 계산하였다.

沸騰量은 Fig. 2와 같은 沸騰蒸氣 凝縮裝置를 제작하여 냉각수에 포함된 沸騰蒸氣를 응축하였는데 엔진에서 유출되는 냉각수에서 沸騰蒸氣를 포집하고 관찰하기 위해서 냉각수 정체탱크(cooling water station tank)는 투명 유리로 제작하고 외부로의 열손실을 최소로 하기 위하여 단열재(glass wool)로 정체탱크 주위를 단열시켰으며 단열재에 길이방향의 홈을 내어 투명유리로 제작된 정체탱크 속의 냉각수면을 외부에서 관찰할 수 있게 제작하였다. 또한 냉각수 배출관과 沸騰蒸氣가 통과하는 관은 모두 단열시켰다. 沸騰蒸氣 응축량을 측정하기 위해서 압축기로 공기를 압축, 공기가 통과하는 코일을 배출 냉각수 탱크(cooling water drain tank) 속으로 통과시켜 압축공기온도와 냉각수 온도와의 온도차이를 줄이고 조절기(regulator)로 沸騰蒸氣 이송용 압축공기를 냉각수 정체탱크로 이송시켜 沸騰蒸氣가 沸騰凝縮裝置로 이송되게 하였다. 沸騰蒸氣 凝縮裝置와 沸騰蒸氣가 통과하는 내부의 응축코일은 투명유리로 일체가 되게 제작하였으며, 효과적인 응축을 위하여 沸騰蒸氣가 통과하는 응축코일 외관에는 응축용 냉각수 순환펌프를 이용하여

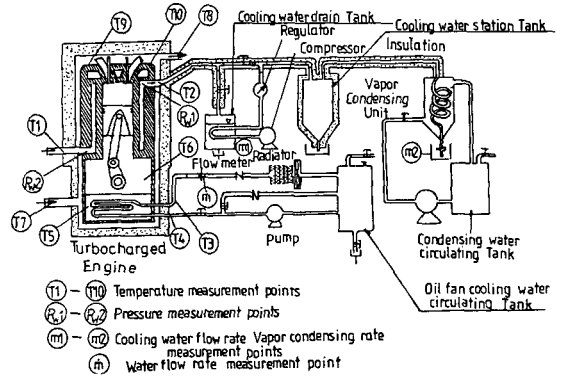


Fig. 1 Experimental apparatus for measuring the heat transfer characteristics of the turbocharged gasoline engine

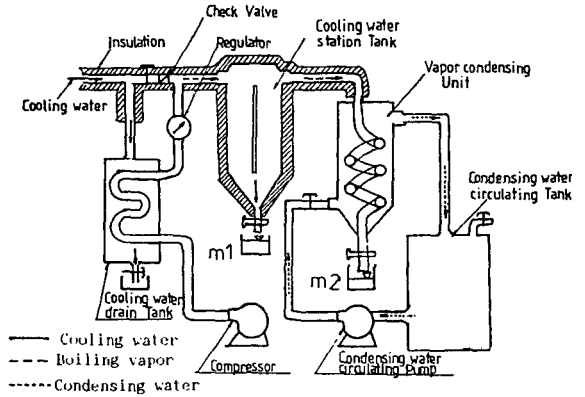


Fig. 2 The schematic diagram of condensing unit of vapor generated in cooling passage

폐회로로 계속 순환시켰다. 沸騰蒸氣 응축시 沸騰蒸氣를 이송하기 위한 유입 압축공기를 조절하는 조절기의 壓力과 유량 조절기준은 냉각수정체탱크를 통해 배출되는 냉각수에 육안으로 沸騰蒸氣가 관찰되지 않는 상태로 하였다. 이와 같이 측정된 냉각수량과 응축량을 같은 運轉條件에서 5회 이상 측정하여 그 평균값을 사용하였다. 機關의 운전상태가 정상상태가 되면 냉각수량과 沸騰量이 대개 일정한 값이 됨을 실험에서 확인하였고 추가로 沸騰蒸氣가 갑자기 증가할 때는 항상 機關의 출력이 감소하는 現象이 수반되었는데, 沸騰蒸氣 증가는 출력감소와 밀접한 관계가 있음을 관찰할 수 있었다.

2.2 연소실 外壁面溫度 測定實驗

沸騰理論을 적용하여 예측한 실린더 外壁面溫度

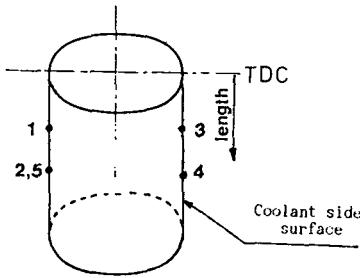


Fig. 3 The location of the temperature probe in cylinder block

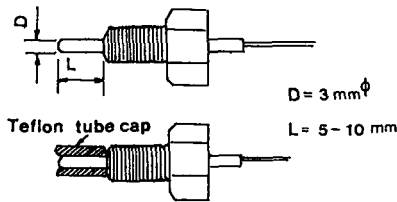


Fig. 4 The specification of the temperature probe

의 정확성을 검증하기 위해 Fig. 3에 보는 바와 같이 실린더블럭 외벽에 5개의 熱電對를 설치하여 運轉條件에 따른 연소실 外壁面溫度를 측정하였다. Fig. 4에는 본 실험에서 사용한 熱電對를 보인다. 熱電對는 熱電對 나사부와 동일한 탭으로 機關의벽에 나사를 내어 나사박음으로 고정하였으며 연소실 외벽에서 熱電對가 벽면과 접촉할 경우 주위의 냉각수에 노출되므로 이를 방지하기 위해서 실린더 외벽면에 熱電對 프로우브 크기보다 약간 큰 드릴로 1mm정도의 깊이로 자리내기를 한 후 프로우브 끝에 테프론 관으로 캡을 씌워 냉각수에 노출되지 않도록 熱電對를 설치하였으며, 캡을 씌우지 않아서 냉각수에 노출되는 熱電對와 함께 外壁面溫度를 運轉條件에 따라 측정하였다. 熱電對線은 알루미늄-크롬웰 熱電對이며 data logger에 연결하여 外壁面溫度를 측정하였다.

2.3 풍동실험

내벽면 熱傳達係數 측정시 機關 외벽 주위에서 공기로의 傳熱量(\dot{Q}_{at})을 측정하기 위해서 풍동실험을 행하였다. 풍동실험 장치는 Fig. 5와 같이 구성되는데 機關 주위에 1.5m×1.5m×1.5m의 풍동을 설치하고 내경 108mm의 PVC관으로 송풍기와 연결하여 機關주위의 공기를 외부로 배출시켜 배출시 공기유량 및 공기 입출구 온도를 熱電對로 측정

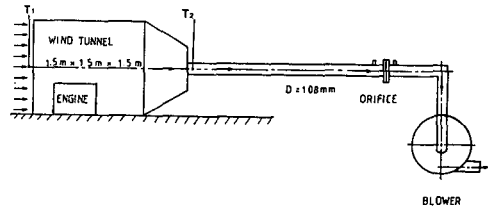


Fig. 5 Wind tunnel for measuring the heat transfer rate from the engine to air

하였다. 공기의 유량은 ASME D-1/2 D탭 오리피스와 U자 마노미터로써 측정하였고 오리피스는 실험전 피토 튜브로써 보정하였다. 機關의 運轉條件에 따른 공기의 유량과 온도를 측정함으로써 機關 주위에서 공기로의 傳熱量(\dot{Q}_{at})를 식 (2)에서 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_{at} = \dot{m}_a C_{pa} \Delta T \quad (2)$$

여기서 \dot{m}_a 는 풍동을 통해 나가는 공기의 유량이고, C_{pa} 는 공기의 比熱이며, ΔT 는 熱電對로 측정 한 풍동 양단의 입출구온도 차이이다.

2.4 過給機의 효율 測定實驗

Fig. 6은 단순 터보過給界를 나타낸다. 여기서 T_{01} , P_{01} 과 T_{02} , P_{02} 는 각각 압축기 입출구의 정체온도와 壓力이며, T_{03} , P_{03} 와 T_{04} , P_{04} 는 터빈 입출구의 정체온도와 壓力이며 W_{ca} 와 W_{ta} 는 각각 압축기 축일과 터빈 축일이다. Fig. 6, 7에서 점선으로 유동방향을 표시한 \dot{m}_a 와 \dot{m}_e 는 각각 압축기와 터빈 입구의 혼합기 및 연소가스 유량이다. Benson과 Whitehouse는⁽⁴⁾ 터빈효율 및 압축기의 효율과 過給機의 등가기계효율을 각각 식 (3)~(6)으로 정의하였다.

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{04})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{03} (P_{04}/P_{03})^{((K_g-1)/K_g)})} \quad (3)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{01} (P_{02}/P_{01})^{((K-1)/K)} - T_{01})}{\dot{m}_a C_{pa} (T_{02} - T_{01})} \quad (4)$$

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{02} - T_{01})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{04})} \quad (5)$$

$$\eta_{TC} = \eta_t \eta_c \eta_m = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{01} (P_{02}/P_{01})^{((K-1)/K)} - T_{01})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{03} (P_{04}/P_{03})^{((K_g-1)/K_g)})} \quad (6)$$

그러나 이식은 過給機에서 외부로의 熱傳達이 없는 경우에 대한 효율의 정의이고 熱傳達이 있을 때는 오차가 크게 되는데 Fig. 7은 過給機에서 熱傳達이 일어날 때 Benson과 Whitehouse가 정의한

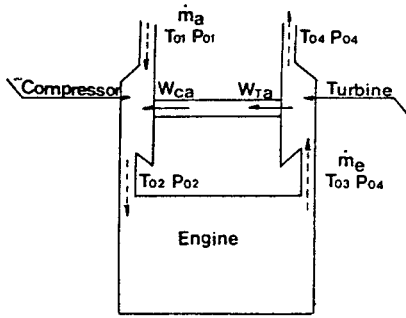


Fig. 6 Simple turbocharger system without heat transfer

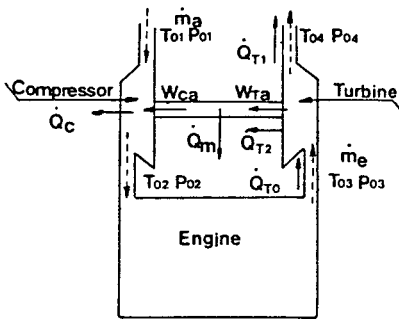


Fig. 7 Simple turbocharger system with heat transfer

熱傳達이 없는 경우의 η_c , η_t , η_m 에 대한 변화를 분석하기 위한 그림이다. Fig. 7에서 실선으로 표시한 \dot{Q}_{t0} , \dot{Q}_{t1} , \dot{Q}_{t2} 는 각각 배기관에서 傳導로 인해 터빈에 유입되는 열과 터빈에서의 열손실 중 주위공기로의 傳熱率, 터빈에서의 열손실 중 압축기로의 傳熱率이며 \dot{Q}_m 과 \dot{Q}_c 는 각각 압축기와 터빈의 연결관에서의 傳熱率 및 압축기 주위에서 외부로의 傳熱率을 나타낸다.

압축기 축일(W_{ca})과 터빈 축일(W_{ta})은 식(7), (8)로 표시할 수 있다.

$$W_{ca} = \dot{Q}_c + \dot{m}_a C_{pa} (T_{02} - T_{01}) \quad (7)$$

$$W_{ta} + \dot{Q}_t = \dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{04}) \quad (8)$$

식 (7), (8)을 식 (5)에 대입하면, 등가기계효율 (η_m)은 식 (9)와 같이 표시할 수 있다. 여기서 정의한 등가기계효율(η_m)은 물리적 의미의 기계효율 (W_{ca}/W_{ta})과는 다르며 열전달이 없는 경우에는 물리적 의미의 기계효율 (W_{ca}/W_{ta})과 같은 값이 된다.

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{02} - T_{01})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{04})} = \frac{W_{ca} - \dot{Q}_c}{W_{ta} + \dot{Q}_t} \quad (9)$$

식 (9)에서 터빈에서 傳熱率 (\dot{Q}_t)은 주위공기로의 傳熱率 (\dot{Q}_{t1})과 압축기로의 傳熱率 (\dot{Q}_{t2})로 나눌 수 있다. 실제 실험시는 機關의 배기관으로부터 직접 터빈으로 傳導되는 傳熱率 (\dot{Q}_{t0})이 있으므로 측정되는 등가기계효율(η_{me})은 전체 過給機 시스템을 압축기, 터빈 및 기계장치로 분리하였을 때 압축기와 터빈을 제외한 기계장치의 효율을 위의 전열률을 고려한 열역학 제1법칙을 적용하여 정의할 수 있으며 식 (10)과 같이 표시할 수 있다.

$$\eta_{me} = \frac{W_{ca} - \dot{Q}_c + \dot{Q}_{t2}}{W_{ta} + \dot{Q}_{t1} + \dot{Q}_{t2} - \dot{Q}_{t0}} \quad (10)$$

마찬가지로 실제 실험 시 압축기의 터빈에서의 열 전달량 \dot{Q}_{t0} , \dot{Q}_{t1} , \dot{Q}_{t2} 를 고려하고 압축기와 터빈에 열역학 제1법칙을 적용하여 정의한 압축기효율 (η_{ce})과 터빈효율(η_{te})은 熱傳達이 없는 경우의 식 (3), (4)가 아닌 식 (11)과 식 (12)가 된다.

$$\eta_{ce} = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{01} (P_{02}/P_{01})^{((K-1)/K)} - T_{01})}{W_{ca} - \dot{Q}_c + \dot{Q}_{t2}} \quad (11)$$

$$\eta_{te} = \frac{W_{ta} + \dot{Q}_{t1} + \dot{Q}_{t2} - \dot{Q}_{t0}}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{03} (P_{04}/P_{03})^{((K-1)/K)})} \quad (12)$$

熱傳達이 있는 경우는 식 (10)~(12)로부터 등가기계효율, 압축기효율, 터빈효율을 구해야 한다. 그러나 배기관에서 傳導로 인하여 터빈으로 유입되는 열(\dot{Q}_{t0})과 터빈에서 주위공기로의 열손실(\dot{Q}_{t1}) 및 터빈에서 압축기로의 열손실(\dot{Q}_{t2})를 실제 실험에서 정확히 측정할 수 없으므로 식 (10)~(12)로 표시되는 정확한 효율을 얻는 것은 불가능하다. 그러나 식 (10), (11), (12)의 곱으로 표시되는 전체 過給機의 효율은 아래의 식 (13)에서 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \eta_{tc} \eta_{ce} \eta_{te} &= \frac{W_{ca} - \dot{Q}_c + \dot{Q}_{t2}}{W_{t0} + \dot{Q}_{t1} + \dot{Q}_{t2} + \dot{Q}_{t0}} \\ &\times \frac{W_{ta} + \dot{Q}_{t1} + \dot{Q}_{t2} - \dot{Q}_{t0}}{(\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{03} (P_{04}/P_{03})^{((K-1)/K)}))^{((K-1)/K)}} \\ &\times \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{01} (P_{02}/P_{01})^{((K-1)/K)} - T_{01})}{W_{ca} - \dot{Q}_c + \dot{Q}_{t2}} \\ &\times \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{01} (P_{02}/P_{01})^{((K-1)/K)} - T_{01})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{03} (P_{04}/P_{03})^{((K-1)/K)})} \quad (13) \end{aligned}$$

식 (13)은 熱傳達이 없는 경우 전체 過給機의 효율(η_{rc}) 식 (6)과 같으므로 熱傳達이 있는 경우와 없는 경우 모두 식 (14)에 의해서 전체 過給機의 효율을 구할 수 있다. 본 실험에서는 η_t , η_c , η_m 및 η_{rc} 를 계산하기 위해서 압축기 압출구의 온도와 壓力(T_1 , T_2 , P_1 , P_2)과 가스터빈의 입출구 온도

壓力(T_3, T_4, P_3, P_4)을 측정하고 압축기의 유입 공기량과(\dot{m}_a) 연료소비율을 측정하여 배기가스 배출유량(\dot{m}_e)를 계산하고 이를 효율측정에 사용하였다. 실험에서 측정된 온도와 壓力은 식 (15), (16)을 이용하여 정체상태의 값으로 변환하였다.

$$\eta_{TC} = \eta_{TC_e} = \eta_m \eta_t \eta_c = \eta_{me} \eta_t \eta_{ce}$$

$$= \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{o1} (P_{o2}/P_{o1})^{((K-1)/K)} - T_{o1})}{\dot{m}_e C_{pg} (T_{o3} - T_{o3} (P_{o4}/P_{o3})^{((K_g-1)/K_g)})} \quad (14)$$

$$T_o = T \left(1 + \frac{V^2}{2C_p} \right) \quad (15)$$

$$P_o = P + 1/2 \rho V^2 \quad (16)$$

여기서 V 는 측정 유량값에서 산정한 흡배기관 평균속도이며 ρ, C_p, K, K_g 는 각각 機關 사이클 해석에서 구한 흡배과정의 가스밀도, 가스比熱, 미연 및 기연 혼합기 斷熱 比熱比이다. 過給機에 열전달이 있는 경우 흡배기관 작동유체의 比熱比는 Polytropic과정의 값에 가까와지나 열전달로 인한 比熱比의 변화는 고려하지 않고 본 연구에서는 Isentropic과정에서의 흡배기관과정의 比熱比를 그대로 사용하였다. 식 (14)에서는 등가기계효율 $\eta_m \cong 1$ 로 가정하고 $\eta_t \cong \eta_c$ 로 가정할 경우

$$\eta_{TC} = \eta_{TC_e} = \eta_t^2 \cong \eta_c^2$$

$$\eta_t \cong \eta_c \cong \sqrt{\eta_{TC_e}} \quad (17)$$

이 되며 이 식에서 熱傳達이 있는 경우 압축기효율(η_c)와 터빈효율(η_t)의 개략적인 근사값을 구할 수 있다. 정확한 압축기효율(η_c)과 터빈효율(η_t)을 얻기 위해서는 고온가스(배기가스)로 過給機를 구동치 말고 상온의 고압가스로 구동하여 실험을 수행하여야 위의 경우와 같이 온도차로 인한 傳熱量 $\dot{Q}_t, \dot{Q}_c, \dot{Q}_{t0}, \dot{Q}_{t1}$ 및 \dot{Q}_{t2} 의 영향이 없는 순수한 壓力에너지 변화로 인한 압축기와 터빈효율을 구할 수 있다.

3. 實驗結果 및 考察

3.1 터보過給機의 효율측정 결과

본 研究에서는 터보過給 가솔린 機關의 연소실 내벽면 熱傳達係數 산정에 필요한 過給機의 압축기와 터빈의 입출구 엔탈피 차를 측정하여 이를 연소실 내의 熱傳達過程解析에 이용하고 過給機의 터빈과 압축기효율 및 過給機의 總合效率(system efficiency)을 산정하여 터보過給 가솔린機關의 研究에 기초자료로 이용하고자 運轉條件에 따른 터보過給機의 효율을 측정하였다.

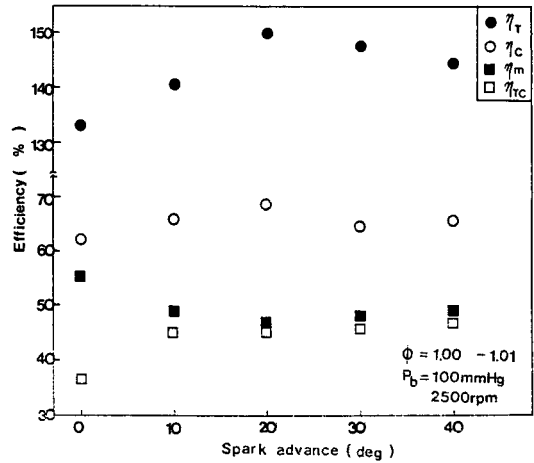


Fig. 8 Efficiency of turbocharger with respect to spark advance

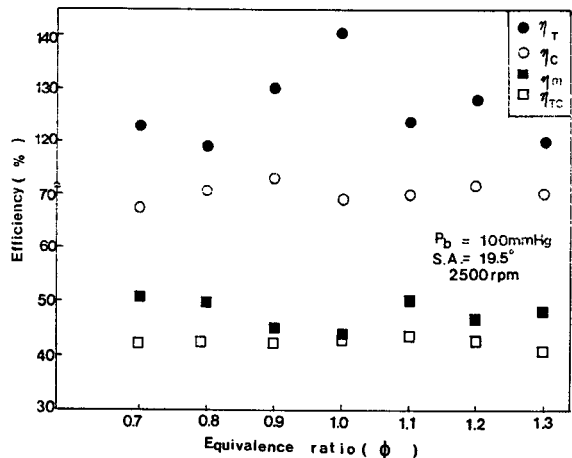


Fig. 9 Efficiency of turbocharger with respect to equivalence ratio

Fig. 8, Fig. 9는 측정된 過給機 입출구의 온도 壓力을 2장의 식 (3), (4), (5), (6)에 대입하여 계산한 過給機의 터빈효율(η_t), 압축기효율(η_c), 등가기계효율(η_m)과 過給機의 總合效率(η_{TC})을 點火進角과 當量比의 변화에 따라 도시한 것이다. 앞서 설명한 바와 같이 배기관에서 傳導로 인해 터빈에 유입되는 열량(\dot{Q}_{t0})과 터빈에서의 열손실중 주위 공기로 전열되는 량(\dot{Q}_{t1}), 터빈에서의 열손실중 압축기로의 傳熱量(\dot{Q}_{t2})의 영향으로 인하여 터빈효율이 1보다 큰 값이 산정되었는데 이것은 식 (3), (4), (5)가 터빈효율, 압축기효율, 등가기계효율을 나타내는 식으로 부적당하기 때문이다. 그

러나 總合效率 속에서 傳熱量이 포함되지 않으므로 Fig. 8과 Fig. 9에서 η_{TC} 만이 정확한 값이라고 할 수 있다. 특히 본 실험에서 사용한 過給機는 공냉식으로서 運轉條件에 따른 過給機의 적열로부터 보호하기 위해서 強制對流에 의하여 냉각을 시켰는데 이때 터빈에서 공기로의 傳熱量(\dot{Q}_{t1})이 증대된 것으로 생각되며 압축기로의 傳熱量(\dot{Q}_{t2}) 역시 過給機의 압축기와 터빈의 연결 축으로 전달된 것으로 판단된다.

Fig. 10~Fig. 13은 總合效率의 측정값을 나타내는데 앞서 설명한 熱傳達로 인한 過給機의 터빈과 압축기의 정확한 효율측정이 불가능하나 熱傳達이 있는 경우와 없는 경우 모두 總合效率의 값은 불변이므로 이 값은 측정에 오류가 적다고 생각된다. Fig. 10은 機關回轉速度의 변화에 따른 過給機 總合效率를 산정한 것으로 機關回轉速度 2,500rpm에서 過給機의 總合效率가 최대임을 알 수 있다.

Fig. 11은 當量比의 변화에 따른 總合效率를 도시한 것인데 공기연료 혼합상태가 양호할 때의 當量比 1.1부근에서 總合效率가 최대가 되는데 이것은 이론혼합비 보다 약간 농후한 혼합비 ($A/F=13.3\sim 14$)인 경우 화염온도가 가장 높기 때문에 過給機의 總合效率가 다소 증가한 것으로 판단된다.

Fig. 12는 點火進角의 변화에 따른 過給機의 總合效率 변화인데 點火時期가 앞당겨질 경우 상대적

으로 빨리 점화되어 연소된 연소가스가 피스톤이 유효한 구동일을 할 수 있는 상사점 후반부의 크랭크 각에서 유효한 일을 하지 못하고 후속되는 피스톤의 하강운동으로 인해서 연소실 내의 유효한 내부 에너지가 일부는 냉각수로 배출되고 나머지 많은 부분은 過給機의 구동에 사용된 것으로 판단되어 點火時期가 앞당겨 질수록 MBT가 발생하는 點火進角 20부근에 비해서 過給機의 總合效率가 다소 증가되는 경향으로 나타난 것으로 생각된다. 그

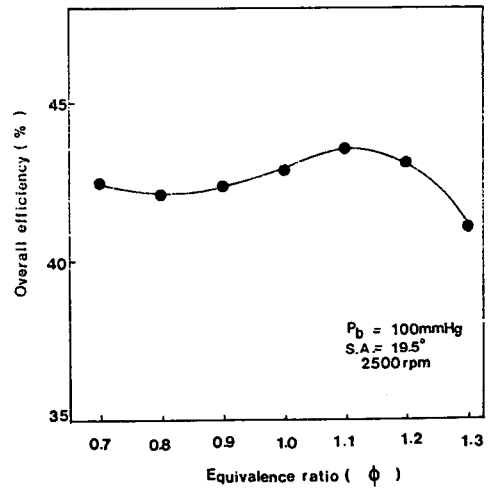


Fig. 11 Overall efficiency of the turbocharger with respect to equivalence ratio

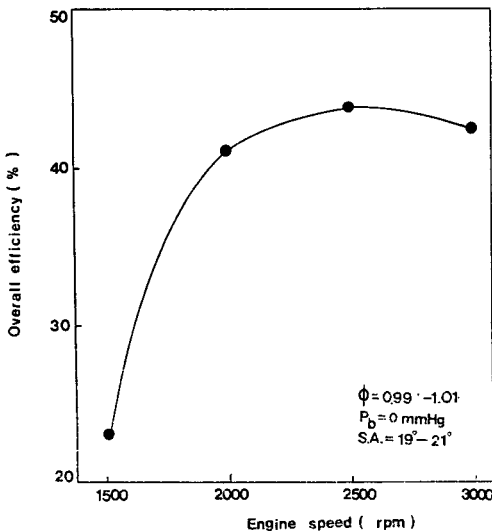


Fig. 10 Overall efficiency of the turbocharger with respect to engine speed

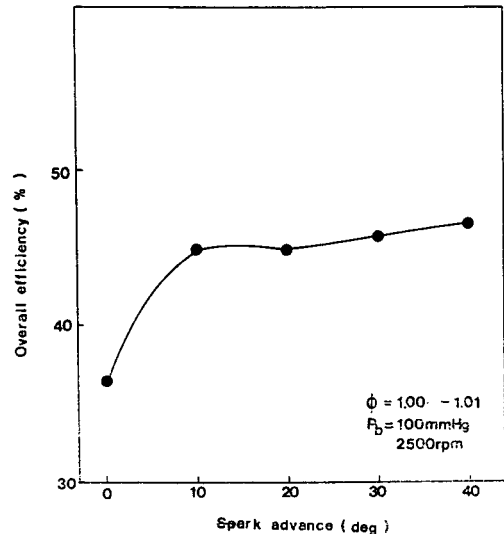


Fig. 12 Overall efficiency of the turbocharger with respect to spark advance

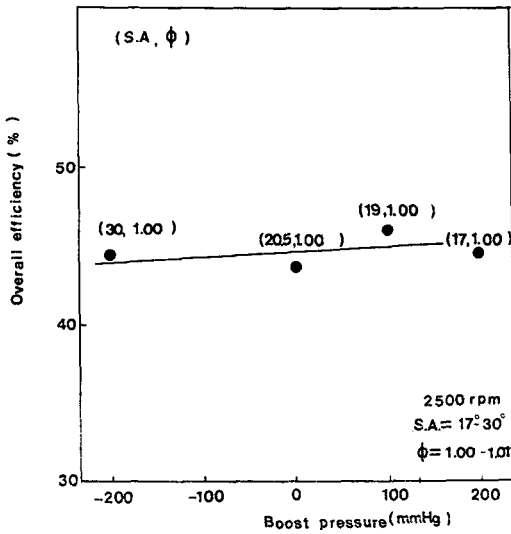


Fig. 13 Overall efficiency of the turbocharger with respect to boost pressure

러나 點火進角이 후퇴할 경우 過給機의 總合效率이 낮게 감소하였는데 이때는 후연소로 인해 배기관과 過給機 전체에서 격심한 赤熱現象이 일어나서 후연 소된 배기가스에 포함된 유효에너지가 효과적인 過給機의 구동에 이용되지 못하고 높은 전열 온도차로 인해서 過給機의 터빈유입 전반부의 배기관을 통과하면서 많은 부분이 외부로 손실되기 때문으로 추측된다.

Fig. 13은 過給壓力의 변화에 따른 過給機 總合效率의 변화를 산정한 것인데 過給壓力이 증가할수록 過給機의 總合效率이 완만하게 증가함을 알 수 있다.

3.2 연소실 外壁面溫度 測定實驗 결과

沸騰理論으로⁽⁵⁾ 예측한 外壁面溫度의 정확성을 검증하기 위해서 연소실 外壁面溫度를 측정하는 실험을 수행하고 그 결과를 運轉條件에 따라 고찰하였다. Fig. 14~17은 각각 機關回轉速度 및 當量比, 點火進角, 過給壓力의 변화에 따른 연소실 外壁面溫度 測定實驗 결과와 측정된 外壁面溫度와 경향을 비교하기 위해서 非直交座標變換에 의한 2차원 熱傳導解析으로 구한 內壁面溫度 변화를 같이 도시한 것인데 이 그림들에서 #1, 2, 3, 4는 Fig. 3의 위치 #1, 2, 3, 4에서의 노출형 프로우브로 측정된 연소실 外壁面溫度이며 #5는 밀폐형 프로우브로 측정된 연소실 外壁面溫度이고 T_{wg} 는 최와 홍⁽¹⁾,

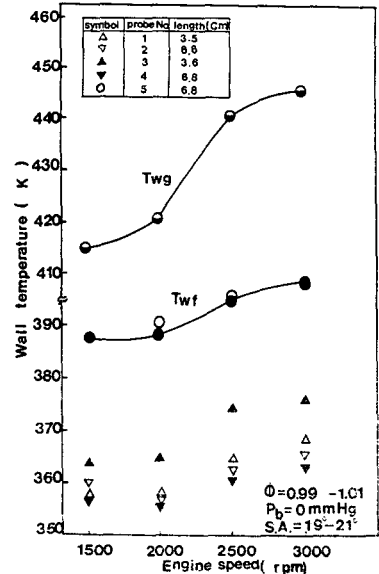


Fig. 14 Wall temperature of inner and outer surface of the cylinder block with respect to engine speed

- (● — calculated by boiling theory)
- (○ — calculated by 2-D conduction analysis)

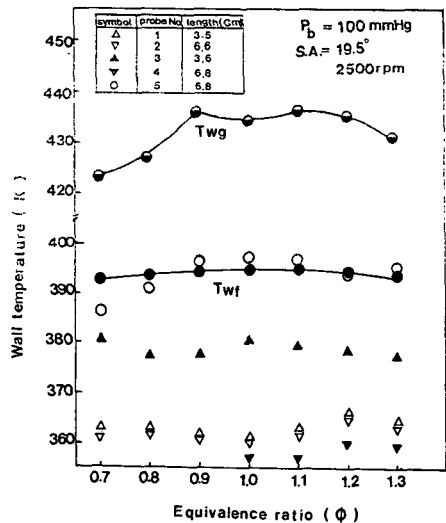


Fig. 15 Wall temperature of inner and outer surface of the cylinder block with respect to equivalence ratio

- (● — calculated by boiling theory)
- (○ — calculated by 2-D conduction analysis)

홍이⁽²⁾ 沸騰理論으로 예측한 연소실 外壁面溫度이며 T_{wg} 는 非直交座標, 變換에 의해 해석한⁽⁶⁾ 연소실 內壁面溫度를 도시한 것이다. 모든 경우에 밀폐

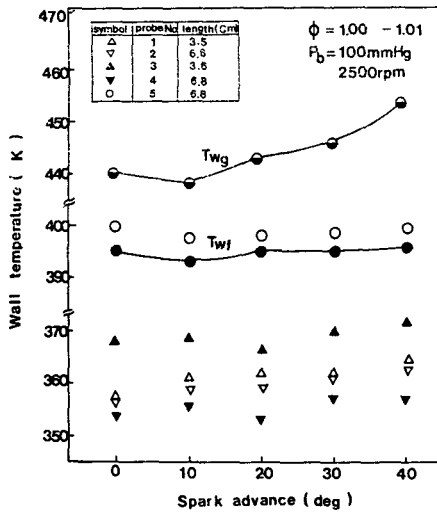


Fig. 16 Wall temperature of inner and outer surface of the cylinder block with respect to spark advance

- (● — calculated by boiling theory)
- (○ — calculated by 2-D conduction analysis)

형 프로우브로 측정된 온도는 沸騰理論으로 예측한 온도와 잘 일치하나 노출형 프로우브로 측정된 온도는 沸騰理論으로 예측한 온도보다 20~30K 정도 낮음을 알 수 있는데 이것은 실린더 연소실 외벽 표면의 스케일의 저항, 프로우브와 외벽면 사이의 냉각수에 의한 냉각 때문으로 판단된다. 또한 노출형의 경우라도 화염접촉이 먼저 이루어지는 상부 # 1, 3이 하부 #2, 4보다 높은 온도임을 알 수 있다. 또한 Fig. 14에서 機關回轉速度的 증가에 따라 연소실 내부와 外壁面溫度가 높아지는데 이것은 機關回轉速度 증가에 따라 단위시간당 폭발회수가 증가함으로 인하여 고온의 화염과 벽면과의 접촉회수가 증가하기 때문으로 생각된다.

Fig. 15는 當量比의 변화에 따른 연소실 내외벽면 온도의 변화인데 當量比가 1.0부근에서 연소실 벽면온도가 제일 높음을 알 수 있는데 이것은 공기 연료 혼합이 양호하여 반응속도의 증가로 인해 연소가스의 온도가 상승했기 때문이다.

Fig. 16은 點火進角의 변화에 따른 연소실 벽면 온도의 변화인데 실험치보다 沸騰理論에 의한 예측치가 다소 낮은 온도임을 알 수 있고 內壁面溫度는 點火進角의 증가에 따라 증가하는데 이것은 點火進角이 커져서 일찍 연소된 화염이 피스톤이 유용한 일을 할 수 있는 위치에서 유용한 일을 하지 못하

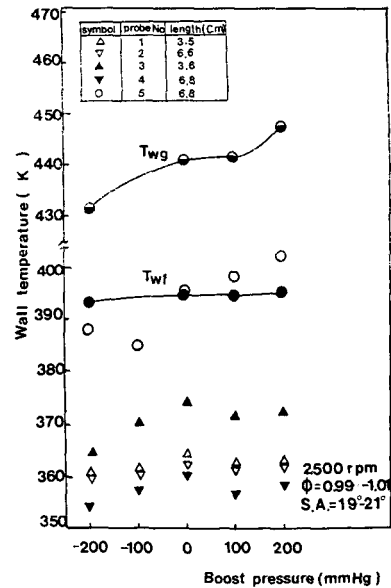


Fig. 17 Wall temperature of inner and outer surface of the cylinder block with respect to boost pressure

- (● — calculated by boiling theory)
- (○ — calculated by 2-D conduction analysis)

고 연소실내의 내부에너지가 벽면에서의 熱傳達로 손실되기 때문으로 판단된다.

Fig. 17은 過給壓力의 변화에 따른 연소실 벽면 온도의 변화를 도시한 것인데 過給壓力의 증가에 따라 연소실 外壁面溫度의 계산치가 실험치보다 증가폭이 완만하며 內壁面溫度는 過給壓力의 증가에 따라 증가하는데 이로 미루어 過給壓力의 증가에 따라 內壁面溫度가 상승하여 열부하가 크게 증가할 소지가 있음을 예측할 수 있다.

3.3 에너지 소비내역 산출 결과

본 研究에서는 터보過給 가솔린機關의 熱傳達特性을 종합적으로 고려하기 위해서 터보過給 가솔린機關의 性能實驗과 동시에 機關 각부의 傳熱量 測定實驗을 행하고 이를 종합하여 소비된 연료량에 대한 비율을 산정하여 에너지 소비내역을 정확히 파악하였다. 이 에너지 소비내역의 산출결과는 機關 설계시 機關의 효율을 증대시키기 위하여 개선해야 할 부분에 대한 기초개념을 결정하는데 도움을 줄 것으로 판단된다. 따라서 터보過給 가솔린機關의 에너지 소비내역에 대한 산출결과를 運轉條件에 따라 고찰하고자 한다.

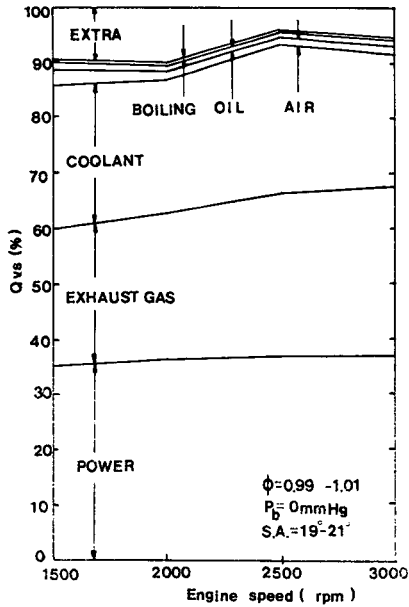


Fig. 18 Energy balance of the engine with respect to engine speed

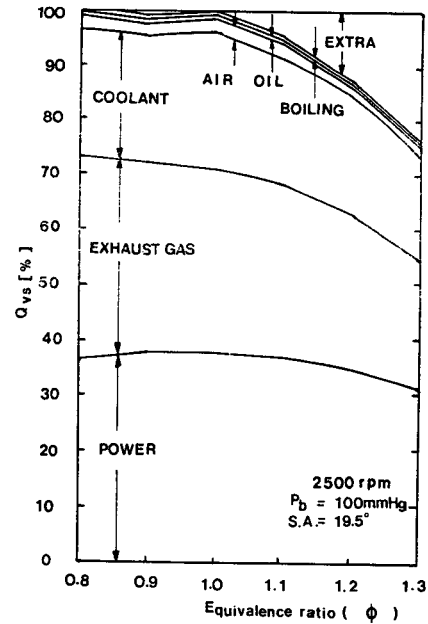


Fig. 19 Energy balance of the engine with respect to equivalence ratio

Fig. 18~21은 機關의 熱傳達實驗에서 측정된 各 傳熱量들의 소비된 燃料량에 해당하는 發열량에 대한 비율을 산정하여 運轉條件의 변화에 따라 도시한 것인데 그림에서 EXHAUST GAS는 전체 소비 燃料 發열량 중 배기가스로서의 傳熱量 비율을 의미하며 마찬가지로 COOLANT는 냉각수로서의 傳熱量 비율, AIR는 機關 本체에서 機關 주위공기로서의 傳熱量 비율, OIL은 오일팬으로의 傳熱量 비율, BOILING은 沸騰으로 소모된 열량 비율, POWER는 性能實驗에서 측정된 동력을 전체 소비 燃料 發열량에 대한 비율로 표시한 것이며 EXTRA는 기타 손실로서 불완전연소에 의한 손실과 측정오차를 표시한다. 전체 燃料소모량에 대한 發열량 중 沸騰으로 소모된 열량비율(BOILING)과 주위공기로서의 傳熱量 비율(AIR) 및 오일로의 傳熱量 비율(OIL)은 대개 運轉條件에 따라 각각 0.2~0.3%와 2~3% 및 0.7~1% 정도로 그 변동폭이 작으나 배기가스 손실량(EXHAUST GAS), 냉각수 傳熱量(COOLANT), 기타손실(EXTRA) 및 출력비율(Power)은 運轉條件에 따라 많은 변화가 있음을 알 수 있다.

Fig. 18은 機關回轉速度的 변화에 따른 各 양들의 비율을 표시하고 있는데 機關回轉速度的 증가에

따라 배기손실은 약 26%에서 30%정도로 증가하고 있으며 주위공기로서의 傳熱量은 2.8%에서 2%로 감소하고 있다. 출력비율은 機關回轉速度가 2500rpm 일때 최대값을 갖는데 이것은 燃料소비량이 機關回轉速度的 증가에 따라 상승하여 단위 燃料소비량에 해당하는 출력비율이 機關回轉速度的 증가에 따라 같은 비율로 증가하지 않음을 의미하며 본 실험의 경우 2500rpm에서 연비가 상대적으로 제일 양호해짐을 알 수 있다.

Fig. 19는 當量比 변화에 따른 에너지 소비내역을 나타내고 있는데 當量比가 증가할수록 공기로서의 열손실과 배기손실은 각각 2.8%에서 1.5%로 38%에서 22%로 감소하며 기타 손실이 급격히 증가한다. 이것은 혼합기가 농후한 공기 燃料비가 되어 불완전 연소가 많이 일어나서 연소되지 않고 배출되는 燃料량이 상대적으로 많아진 것을 의미하며 當量比의 증가에 따라 전체 소비 燃料 發열량에 대한 출력의 비율도 급격히 감소한다. 이것은 출력은 當量比가 1.1부근에서 제일 크며 當量比의 증가에 따라 조금 감소하나 상대적으로 燃料소비량이 급격히 증가하므로 전체 燃料소비량에 해당하는 發열량에 대한 출력비율의 감소가 급격히 이뤄지기 때문으로 판단된다.

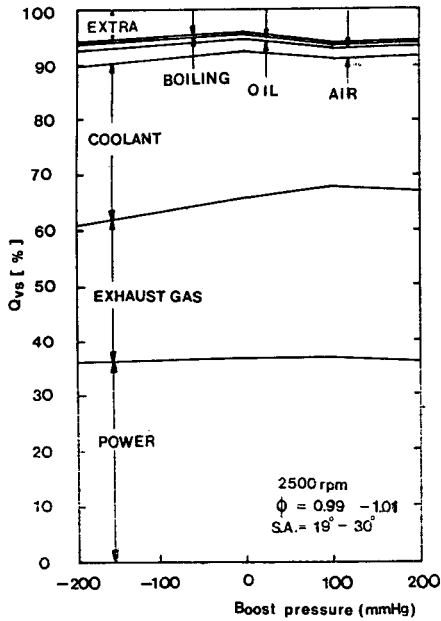


Fig. 20 Energy balance of the engine with respect to boost pressure

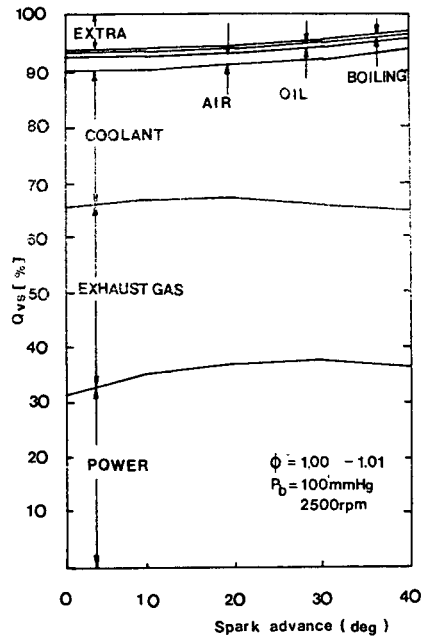


Fig. 21 Energy balance of the engine with respect to spark advance

Fig. 20은 過給壓력의 증가에 따른 에너지 소비 내역을 표시하고 있는데 過給壓력의 증가에 따라 배기가스손실은 26%에서 31%정도로 증가하는 경향이며 출력비율의 증가는 크게 증가하지 않고 過給壓력이 100mmHg일때 최대값을 갖는데 이것은 過給壓력의 증가에 따라 圖示 平均有効壓力은 크게 증가하나 그에 비례하여 연료소비량이 증가하기 때문에 전체 연료소비량에 해당하는 발열량에 대한 출력비용은 過給壓력의 증가에 따라 같은 비율로 증가하지 않기 때문으로 판단된다.

Fig. 21에서 點火進角의 변화에 대한 에너지 소비내역은 點火進角이 30일 때 출력비율이 가장 큰 값을 가지며 點火進角의 전진에 따라 배기손실이 감소하고 點火進角이 후퇴할 때 배기손실이 증가함을 보여주는데 이것은 點火時期가 늦어져 연소실내에서 후 연소된 연소가스가 배기관을 통해서 배출되는 양이 상대적으로 많다는 것을 의미하며 點火進角이 전진하거나 후퇴하는 경우에 냉각수로의 손실비율이 點火進角이 10~20인 경우에 비해서 증가되는데 이것은 Fig. 22에서 연소실내의 火炎係數의 변화모양으로 그 이유가 설명될 수 있다. 여기서 사용한 火炎係數(flame factor)는 Kuehl이 실험으로⁽⁷⁾ 구한 層流燃焼速度(laminar burning velocity)

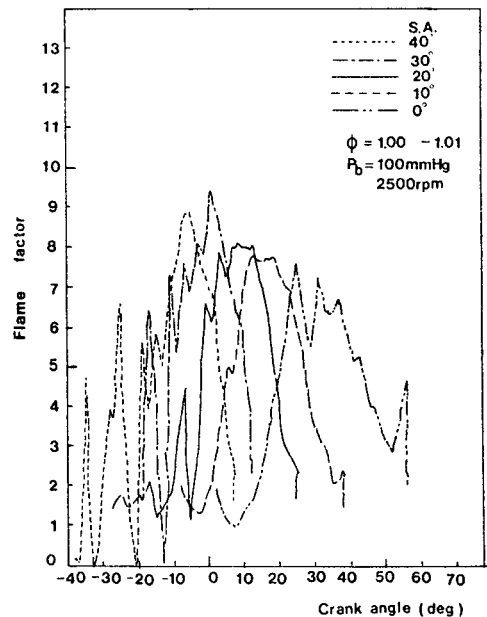


Fig. 22 Flame factor with respect to crank angle for values of spark advance

에 대한 亂流燃焼速度(turbulent burning velocity)의 비로서⁽⁸⁾ 정의된다.

Fig. 22는 기관 성능 시뮬레이션에서⁽¹⁾ 구한 點

火進角의 변화에 따른 연소실내의 火炎係數의 변화를 표시한다. 點火進角이 전진할수록 초기 火炎係數의 변동이 심하여 연소상태가 불안정함을 보여주고 있는데 실제 피스톤이 유효한 구동일을 할 수 없는 상사점전에 연소의 상당부분이 진행되어 증가된 연소실내의 내부에너지가 후속되는 피스톤의 하강운동으로 인해 발생한 난류에 의해서 벽면으로 熱傳達을 증가시켜 냉각수로의 傳熱量 비율이 크게 된것으로 판단된다. Fig. 21에서 點火進角이 40부근에서 냉각수로의 傳熱量비가 29.2%로 點火進角이 10~20부근의 23%보다 커지는 것도 이러한 이유 때문으로 판단된다. 또한 點火進角이 후퇴되어 0부근일 때는 Fig. 22에서 연소종료시 火炎係數가 상승하는 現象을 볼 수 있는데 이것은 화염면이 내벽면과 접촉하여 화염면(Surface of flame)은 감소하고 壁面火炎接觸面積(Flame wetted area)은 상대적으로 증가하게 되어 벽면으로의 熱傳達이 용이하게 되는데 이 역시 Fig. 21에서 點火進角이 0인 경우 냉각수로의 손실비율이 24.82%로 點火進角이 10~20인 경우 23%에 비해서 전체 소비연료 발열량 중 냉각수로의 傳熱量이 증가함을 보여주고 있어 Fig. 22의 연소실내의 火炎係數 변화와 Fig. 21의 열전달량 測定實驗 결과가 잘 일치됨을 보여주고 있다.

4. 結 論

OHC의 벨브구동형을 갖는 직렬 4기통, 배기량 1600cc의 自然吸氣式機關을 터보過給化 시켜 내벽면 熱傳達係數를 산정하기 위한 熱傳達實驗을 수행한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 機關本體와 냉각수 유로 사이에서 沸騰熱傳達過程을 해석하여 예측한 연소실 外壁面溫度의 정확성을 검토하기 위해서 밀폐형 프로우브로 측정된 연소실 外壁面溫度는 沸騰理論에 의해서 예측한 外壁面溫度와 잘 일치한다.

(2) 터보過給機關에서 過給機의 압축기 및 터빈의 정확한 효율을 측정하기 위해서는 고온의 배기 가스로 過給機를 구동하는 것은 부적당하여 상온의

고압가스로 구동하여 過給機의 性能實驗을 행하여야 함을 알 수 있다.

(3) 熱傳達 실험에서 측정된 에너지 소비내역에 의하면 沸騰損失과 오일로의 傳熱量 및 주위공기로의 傳熱量은 機關의 運轉條件에 따라 크게 변화하지 않으나 냉각수로의 傳熱量 및 機關출력, 배기가스 손실 등은 運轉條件에 따라 크게 변화함을 알 수 있다.

後 記

이 실험은 86-한국과학재단 特殊目的基礎研究비로 수행된 것이며 후원에 감사를 표한다.

참 고 문 헌

- (1) 최영돈, 홍진관, 1988, "터보過給 가솔린機關의 熱傳達에 관한 研究", 한국자동차공학회지, 제10권, 제5호, pp.69~82
- (2) 홍진관 1988, "터보過給 가솔린機關의 熱傳達에 관한 研究", 고려대학교 박사학위논문
- (3) 윤건식 1988, "4기통 4사이클 터보過給 가솔린機關의 배기조성 예측에 관한 研究", 고려대학교 박사학위논문
- (4) Benson, RS, Whitehouse, N.D., 1979, "Internal Combustion Engine", Vol.1, Pergamon Press, Oxford, England.
- (5) Collier, J.G. 1972, "Convective Boiling and Condensation", 2nd Ed., Mcgraw-Hill, pp.144~160.
- (6) 이진휘, 홍진관, 최영돈, 1988, "가솔린엔진의 실린더블럭, 內壁面溫度에 흰이 미치는 영향에 관한 해석", 대한기계학회, 추계학술대회, pp.213~217.
- (7) Kuehl, D.K. 1962, "Laminar Burning Velocity of Propane air Mixture", 8th International Symposium and Combustion, p.510.
- (8) Mattavi, J.N., Groff, E.G., Linesch, L., Matekunas, F.A., and Noyes, R.N., 1980, "Engine Improvement Through Combustion Modelling, Combustion Modelling in Reciprocating Engine", Plenum Press, pp.537~579.