

배기가스 터빈과급 디젤기관의 성능해석에 관한 연구

안 진 근

A Study on the Performance Analysis of Diesel Engine Supercharged by Exhaust Gas Turbine

J. G. An

Key words : Excess Air Factor(공기과잉률), Admission Ratio(급기비), Total Efficiency of Turbine(터빈총합효율), Scavenging Pressure Ratio(소기압력비), Scavenging Temperature(소기온도), Mean Effective Pressure(평균유효압력), Specific Fuel Consumption(연료소비율)

Abstract

This study is theoretically examined the influences on the performance of diesel engine supercharged by exhaust gas turbine with the change of excess air factor, admission ratio, total efficiency of turbine and compressor, scavenging pressure ratio, and scavenging temperature. In this study, all calculations are carried out by computer, and the theoretical engine performance is compared with the actual engine performance which is offered from engine manufacturer. Following results are acquired by this study. The mean effective pressure is increased with decrease of excess air factor or increase of scavenging pressure ratio. As the admission ratio or total efficiency of turbine is increased, the mean effective pressure is increased but the specific fuel consumption is decreased. Mean calculation error compared with the actual engine performance is under 5 percents, therefore, this calculation method can be used in the design of diesel engine.

기호설명

B	: 1사이클당 연료공급량(kg)	C_{vg}	: 연소가스의 정적비열(kcal/kg $^{\circ}$ C)
C_m	: 평균 피스톤속도(m/s)	D	: 실린더 직경(m)
C_{pg}	: 연소가스의 정압비열(kcal/kg $^{\circ}$ C)	F_s	: 소기공 각도면적(deg · m 2)
C_{pl}	: 공기의 정압비열(kcal/kg $^{\circ}$ C)	g	: 중력가속도(9.8 m/s)
		G_a	: 1사이클당 소통공기의 중량(kg)
		G_e	: 1사이클당 배출연소가스의 중량(kg)

* 한국전력기술주식회사 (원고접수일 : 97년 3월)

- G_g : 1사이클당 전연소가스의 중량(kg)
- G_r : 1사이클당 잔류연소가스의 중량(kg)
- G_{ir} : 1사이클당 잔류된 새로운 공기의중량(kg)
- H_u : 연료의 저위발열량(kcal/kg)
- h_s : 피스톤하사점에서 소기공 상단까지의 거리(m)
- k_s : 공기의 비열비
- $k_{s,1}$: 온도 $T_0 \sim T_{s0}$ 사이의 공기의 비열비
- k_g : 연소가스의 비열비
- k_t : 배기가스의 비열비
- L_0 : 연소에 필요한 이론공기량(kg/kg)
- l_z : 급기비
- m_c : 압축지수
- m_e : 팽창지수
- n : 기관 회전수(rpm)
- P_0 : 대기압(kg/cm²)
- P_s : 소기압(kg/cm²)
- P_t : 배기압(kg/cm²)
- R_g : 연소가스의 기체상수(kg · m/kg K)
- R_s : 공기의 기체상수(kg · m/kg K)
- R_t : 배기가스의 기체상수(kg · m/kg K)
- R_z : 실린더내 가스의 기체상수(kg · m/kg K)
- S : 피스톤 행정(m)
- T_0 : 외부 공기온도(K)
- T_s : 소기온도(K)
- λ_s : 공기과잉률
- μ_s : 소기공의 유량계수
- ϵ : 압축비
- σ : 체적비
- δ : 연소에 의한 가스의 체적증가비
- η_{adi} : 압축기의 내부단열효율
- η_g : 선도계수
- η_m : 기계효율
- η_p : 공기의 순도
- η_r : 급기냉각기의 냉각도
- η_s : 소기효율
- η_T : 터어빈 · 압축기총합효율
- η_{Tr} : 급기효율
- φ_s : 소기압력비
- φ_t : 배기압력비
- ρ : 폭발도

1. 서 론

엔진의 출력증가를 위한 터빈과급은 세계 2차대전 이후 급속하게 터빈기술이 발달함에 따라 선박, 기관차, 자동차 등의 엔진에 널리 보급되었으며,¹⁾ 이와함께 배기가스 터빈과급 디젤기관에 관한 많은 연구가 진행되었다.^{3)~7)} 배기가스 터빈과급 2사이클 디젤기관의 설계와 과급성능에 관한 이론적인 연구가 더욱 활발히 전개된다면 이론적인 계산에 의해서 실제기관과 유사한 기관성능을 추정함으로써 기관의 설계에 많은 도움을 줄 수 있을 것이다.

배기가스 터빈과급 2사이클 디젤기관을 설계할 경우, 출력과 회전속도는 사용목적에 따라 결정되며, 기관의 성능은 터빈노즐면적, 터빈 및 압축기 효율, 급기냉각도, 공기과잉률, 급기비등 여러 인자에 의하여 영향을 받는다. 그런데 이들 설계요소를 포함한 운전변수간에는 일정한 관계식이 성립하며, 정상 운전상태의 경우 운전변수의 값들은 이들 관계식을 연립방정식으로 한 경우의 해에 해당된다고 볼 수 있다. 따라서 연립방정식을 구성하는 관계식의 수와 운전변수의 관계에 따라 임의의 운전변수가 결정되고 이로 인하여 설계요소의 수는 제한된다.

본 연구에서는 배기가스 터빈과급 2사이클 디젤기관의 운전변수간의 관계식을 유도하고 연료, 필요공기량, 비열 등 여러 특정값을 결정한 다음, 공기과잉률, 급기비, 터빈총합효율, 소기압력비, 소기온도 등이 기관의 성능에 미치는 영향을 컴퓨터의 계산에 의해 이론적으로 고찰하고, 그 결과를 실제기관의 값과 비교, 검토하였다.

2. 이론적 해석⁸⁾

2.1 기관의 압력-체적 선도

본 연구에서 채택한 기관의 압력-체적 선도는 Fig. 1에 표시한 복합사이클이며, 각각의 면적일은 다음과 같다.

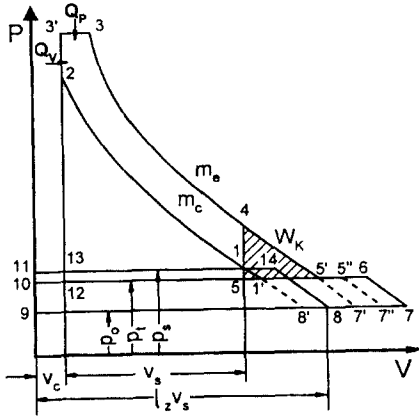


Fig. 1 Cycle of research engine

- 면적 (4-5'-5) : 배기배출일
- 면적 (6-7-9-10) : 터빈일
- 면적 (14-8-9-11) : 압축기일
- 면적 (1-8'-9-11) : 손실공기가 없을 경우의 압축기일
- 선분 (1-11) : 총진량
- 선분 (1-14) : 손실공기량

2.2 운전변수간의 관계식

본 연구에서 취급한 기관은 유니플로우(uniflow) 식 소기법을 이용하기 때문에 소기펌프를 사용하지 않으며, 계산을 용이하게 하기 위하여 다음과 같은 가정을 한다. 디젤기관의 사이클은 복합사이클이며, 터빈은 완전 정압형으로 하고 배기가스를 방출할때 배기가스의 운동에너지는 모두 열에너지로 전환되어 열낙차를 증가시킨다. 또 완전 정압터빈이므로 항상 소기압력이 배기압력보다 높다.

2.2.1 터빈일과 압축기일의 평형식

비열비 k, 기체상수 R인 기체가 상태1(P₁, V₁, T₁)에서 상태2(P₂, V₂, T₂)로 단열팽창(또는 압축)할때 행하여지는 터빈일과 공기를 압축할때 필요한 일 즉, 압축기의 일이 서로 같다면, 열평형식으로부터 배기온도(터빈입구의 온도, T_t)는 아래와 같이 유도된다.

$$T_t = \frac{\left(\frac{P_s}{P_o}\right)^{\frac{k_s-1}{k_s}} - 1}{\frac{k_s-1}{k_s}} \frac{T_o}{\eta_r} \frac{k_s}{k_s-1} \frac{k_t-1}{k_t} \times \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_t}\right)^{\frac{1}{k_t}} \frac{\lambda_s L_o}{\lambda_s L_o + \eta_r} \frac{R_s}{R_t} \right] \quad (1)$$

2.2.2 소기온도와 배기온도

압축기에 의해 공기압력을 P_o에서 P_s까지 상승시킬 경우의 온도를 T_{s'}, 단열압축했다고 가정할 경우의 소기온도를 T_{so'}, 냉각기로 냉각한 후의 소기온도를 T_s, 급기냉각기의 냉각도를 η_r이라고 각각 정의한다. 공기를 압축기로 압축하고 냉각기로 소기온도까지 냉각할 경우에 대한 소기온도(T_s)와 공기온도(T_o)의 관계식에 냉각도 η_r에 대한 정의를 고려하면, 소기온도(T_s)는 아래와 같다.

$$T_s = T_o \left\{ 1 + \frac{1 - \eta_r}{\eta_{adi}} \left(\phi_s^{\frac{k_s-1}{k_s}} - 1 \right) \right\} \quad (2)$$

배기중에는 실린더내의 압력이 일정하며, 그때의 압력을 배기압 P_t와 같은 것으로 생각하여 배기가스와 실린더 벽, 피스톤 헤드 등 이들사이에 열교환이 이루어지지 않는 것으로 한다면, 배기행정 또는 소·배기간의 열교환 과정에 관계없이 열교환에 의해서 소기가스가 얻은 열량과 배기가스가 잃은 열량이 같으므로 아래와 같은 열평형식이 성립된다.

$$C_{pg}(G_r(T_{5'} - T_r) + G_e(T_{5''} - T_r)) = C_{pl}(G_{tr}(T_r - T_s) + G_a(T_t - T_s))$$

이 관계식에 T_{5'}, T_{5''}, G_a, G_e, G_r, G_{tr} 등을 각각 구하여 대입, 정리하면 배기온도(T_t)는 아래와 같이 유도된다.

$$T_t = \frac{T_1}{\frac{C_{pg}}{C_{pl}} + \frac{(1-\eta_r)\lambda_s L_o}{\eta_r(1+\lambda_s L_o)}} \times \left[\frac{C_{pg}}{C_{pl}} \frac{\eta_s + \lambda_s L_o}{\eta_s(1+\lambda_s L_o)} \left(\frac{\rho \sigma^{m_r} \epsilon^{m_r - m_r}}{\delta k_g} + \frac{k_g - 1}{k_g} \frac{\phi_t}{\phi_s} \frac{1}{\delta} \right) - \left(\frac{\phi_t}{\phi_s} \right)^{\frac{k_s-1}{k_s}} \times \frac{\lambda_s L_o}{1 + \lambda_s L_o} \left\{ \frac{C_{pg}}{C_{pl}} \left(\frac{1}{\eta_s} - 1 \right) + 1 \right\} + \frac{T_s}{T_1} \frac{\lambda_s L_o}{\eta_r(1 + \lambda_s L_o)} \right] \quad (3)$$

2.2.3 체질비와 가스체적 증가비

1사이클당 공급되는 열량을 Q₁이라면, Q₁ = G_g(C_v(T₃ - T₂) + C_p(T₃ - T_{3'}))의 관계식이 성립한

다. 이식에 G_g, T_2, T_3, T_3' 등에 대한 관계식을 구하여 대입, 정리하면 체절비(σ)는 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{C_{t,g}}{C_{p,g}} \left\{ \frac{H_u \eta_s}{C_{v,g} (\eta_s + \lambda_s L_o)} \times \frac{\delta}{T_1 \rho \varepsilon^{m_s-1} + \frac{\delta}{\rho} - 1 + \frac{C_{p,g}}{C_{t,g}}} \right\} \quad (4)$$

잔류가스를 고려하지 않은 경우 연소에 의한 가스체적 증가비(δ_0)와 잔류가스를 고려한 경우 연소에 의한 가스체적 증가비(δ)를 구하면 각각 다음과 같다.

$$\delta_0 = \frac{\lambda_s L_o + 1}{\lambda_s L_o} \frac{R_g}{R_s} \quad (5)$$

$$\delta = \frac{\delta_0 (\lambda_s L_o + \eta_s)}{\lambda_s L_o (\delta_0 (1 - \eta_p) - \eta_p) + \eta_p} \quad (6)$$

2.2.4 소기종료온도, 압축초기온도 및 소기효율

소기가스가 실린더내에 유입되는 순간 잔류가스와 열교환이 이루어질 경우와 소기종료후에 열교환이 이루어질 경우에 대한 소기종료온도를 각각 구하고, 실제상태는 이 두경우를 절충한 상태에 있다고 보는 것이 타당하므로 이 두경우의 절충식을 아래와 같이 가정하여 이를 소기종료온도(T_1')로 한다. 아래의 절충식에서 Ω 는 위에서 언급한 두경우의 식을 절충하기 위해 사용된 계수이다.

$$T_1' = T_s \left\{ 1 + \Omega \frac{1 + \frac{T_s}{T_3'}}{e^{l_2} - 1 + \frac{T_s}{T_3'}} \right\} \quad (7)$$

급기가스가 공급되어 배기가스가 배출될 경우 실린더내에는 급기가스와 배기가스가 완전히 혼합되지는 못할 것이므로, 그 상태를 완전혼합과 완전분리의 극단적인 경우에 대하여 소기효율을 각각 구하고 최종적으로 이들 식의 절충식을 아래와 같이 가정하여 소기효율(η_s)로 한다. 아래의 절충식에서 Ψ 는 위에서 언급한 두경우의 식을 절충하기 위해 사용된 계수이다.

$$\eta_s = 1 - \Psi \frac{\frac{T_s}{T_3'}}{e^{l_2} - 1 + \frac{T_s}{T_3'}} \quad (8)$$

또한, 압축초기온도(T_1)는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$T_1 = \left(\frac{\varphi_s}{\varphi_t} \right)^{\frac{k_s+1}{k_s}} \times T_1' \quad (9)$$

2.2.5 급기비와 급기효율

급기비(l_2)와 급기효율(η_{tr})은 정의에 따라 각각 다음과 같이 유도된다.

$$l_2 = \frac{1}{45 C_m} K_s \frac{S}{D} \sqrt{R_s T_s} \frac{\varphi_s}{\varphi_t} \Psi_{st} \quad (10)$$

$$\eta_{tr} = \eta_s \frac{\varphi_s}{\varphi_t} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{R_s}{R_z} \frac{T_s}{T_1} \frac{1}{l_2} \quad (11)$$

단, $K_s = \frac{\mu_s F_s}{\pi D S}$

$$\Psi_{st} = \sqrt{2g \frac{k_s}{k_s - 1} \left\{ \left(\frac{\varphi_t}{\varphi_s} \right)^{\frac{2}{k_s}} - \left(\frac{\varphi_t}{\varphi_s} \right)^{\frac{k_s+1}{k_s}} \right\}}$$

2.2.6 이론열효율, 평균유효압력, 연료소비율

1사이클 동안의 공급열량 및 배출열량을 각각 Q_1, Q_2 라 하면,

$$Q_1 = B H_u$$

$$Q_2 = G_g C_{v,g} (T_4 - T_1) = (G_{tr} + G_r + B) C_{v,g} (T_4 - T_1)$$

이므로 이론열효율(η_{th})은

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1 + \frac{\lambda_s L_o}{\eta_s}}{H_u} C_{v,g} \times \left(\frac{\rho}{\delta} \sigma^m \delta^{m_s - m} - 1 \right) T_1 \quad (12)$$

이며, 도시평균 유효압력(P_i)은 아래와 같다.

$$P_i = 427 \frac{H_u}{R_z} \frac{\eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_s}{\lambda_s L_o} \frac{P_s}{T_1} \times \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - \alpha_s \right) \quad (13)$$

단, $\alpha_s = \frac{h_s}{S}$

정미평균 유효압력(P_e)은 기계효율을 η_m 이라하면 다음의 식으로 표시된다.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \quad (14)$$

1HP · h=632 kcal이므로 1시간 1마력당 연료 소비율(b_e)은 다음의 식에 의하여 표시된다.

$$b_e = \frac{632}{\eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m} \frac{1000}{H_u} \text{ [g/BHP/h]} \quad (15)$$

2.3 연료, 필요공기량, 가스의 조성 및 비열

2.3.1. 연료 및 필요공기량

성분이 탄소 86.1%, 수소 11.8%, 유황 2.1% 이고, 비중이 0.98%인 연료를 사용한다면, 저위발열량(H_u)은 다음과 같이 계산되고,

$$H_u = 8100C + 28600(h - \frac{o}{8}) + 2500S - 600(9h + \omega) = 9764.2 \text{ [kg/kg]}$$

연소에 필요한 최소산소량을 O_{min} 이라고 하면,

$$O_{min} = \frac{32}{12}C + \frac{16}{2}h + \frac{32}{32}S \text{ [kg/kg]}$$

이 되며, 이론공기량(L_o)은 다음과 같다.

$$L_o = \frac{O_{min}}{0.232} = 14.056 \text{ [kg/kg]}$$

따라서 필요공기량(L)은 다음과 같이 계산된다.

$$L = \lambda_s L_o = 14.056 \lambda_s \text{ [kg/kg]}$$

2.3.2 가스의 조성

연소가스에 포함된 SO_2 의 양은 매우 적으므로 그 양을 무시한 연소가스의 조성은 Table 1과 같다.

Table 1. Composition of combustion gas

Gas	Gas Const.	Molecular weight	Weight(kg/kg)	Weight composition
CO ₂	19.25	44	44C/12=3.157	(CO ₂) _g =3.157/ΣGg
H ₂ O	47.06	18	18h/2=1.062	(H ₂ O) _g =1.062/ΣGg
N ₂	30.26	28	0.768 × 14.056λ _s	(N ₂) _g =0.768 × 14.056 × λ _s /ΣGg
O ₂	26.49	32	0.232 × 14.056 × (λ _s -1)	(O ₂) _g =0.232 × 14.056 × (λ _s -1)/ΣGg

따라서 연소가스의 기체상수[Rg(kg · m/kg K)]는 다음과 같다.

$$R_g = 19.25 \times (CO_2)_g + 47.06 \times (H_2O)_g + 30.26 \times (N_2)_g + 26.49 \times (O_2)_g$$

소기효율이 η_s 일때 실린더내의 잔류가스 비율은 $(1 - \eta_s)$ 이지만, 이 가스중에는 전 사이클에서 연소에 사용되지 않았던 공기가 포함되어있기 때문에 이것을 고려하면, 실린더내의 이론적 잔류가스비율은 $(1 - \eta_p)$, 순공기 비율은 η_p , 즉 η_p 는 순도를 의미한다. 따라서 소기가스중의 CO₂, H₂O, N₂, O₂의 각각의 중량비율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (CO_2)_s &= (1 - \eta_p) \times (CO_2)_g \\ (H_2O)_s &= (1 - \eta_p) \times (H_2O)_g \\ (N_2)_s &= (1 - \eta_p) \times (N_2)_g + 0.768\eta_p \\ (O_2)_s &= (1 - \eta_p) \times (O_2)_g + 0.232\eta_p \end{aligned}$$

실린더를 빠져나간 공기량을 G_a 라고 하고, 배출된 연소량을 G_e 라고 하면, 배기가스의 전중량 G_t 는

$$G_t = G_a + G_e$$

이다. 배기가스중의 공기에는 빠져나간 공기 외에 연소가스에 포함된 과잉공기 G_a' 가 포함되어 있으므로 배기가스중에 포함된 전공기량(G_a'')은

$$G_a'' = G_a + G_a'$$

이다. 또 배기가스중에 포함된 순연소가스량을 G_{the} 라고 하면,

$$G_{the} = G_e - G_a'$$

이다. 그러므로 배기가스중의 N₂, O₂, CO₂, H₂O의 각각의 중량비율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (N_2)_t &= 0.79G_a'' + G_e' (N_2)_g \\ (O_2)_t &= 0.21G_a'' + G_e' (O_2)_g \\ (CO_2)_t &= G_e' (CO_2)_g \\ (H_2O)_t &= G_e' (H_2O)_g \end{aligned}$$

따라서 소기 및 배기가스의 기체상수를 각각 R_s , R_t 라고 하면 아래와 같이 나타난다.

$$R_g = 30.26(N_2)_g + 26.49(O_2)_g + 19.25(CO_2)_g + 47.06(H_2O)_g$$

$$R_g = 30.26(N_2)_l + 26.49(O_2)_l + 19.25(CO_2)_l + 47.06(H_2O)_l$$

2.3.3 비열

비열이 온도 및 압력의 함수로 잘 알려져 있지만, 일반적으로 압력의 영향은 작기 때문에 비열을 온도의 함수로 보고 다음과 같은 비열식을 도입하였다.⁹⁾ 1kg의 기체에 대한 비열식은

$$C_p = a_p + b(T/100) + c(T/100)^2 + d(100/T)$$

$$C_v = a_v + b(T/100) + c(T/100)^2 + d(100/T)$$

이때 a_p, a_v, b, c, d 등은 각종 기체에 대한 계수이다. 반이상기체의 1kg당 내부에너지 u 와 엔탈피 i 는 각각

$$du = C_v dT, di = C_p dT$$

이므로 평균비열은 다음식에 의해 계산된다.

$$|C_{vm}|_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_v dT = \frac{u}{T_2 - T_1}$$

$$|C_{pm}|_{T_1}^{T_2} = |C_{vm}|_{T_1}^{T_2} + AR$$

3. 계산방법 및 결과고찰

3.1 계산방법

운전변수간의 관계식에서 유도한 15개의 식을 이용해서 해를 구한다. 그런데 운전변수가 $T_t, T_1, T_1', T_5', \varphi_s, \varphi_t, \sigma, \rho, \delta, \lambda_s, l_2, \eta_s, \eta_{tr}, \eta_T, \eta_{th}, \eta_m, P_1, P_e$ 및 b_e 등 20개인데 비하여 식의 수는 15개이므로 이 연립방정식을 풀기 위해서 $\lambda_s, l_2, \eta_T, \eta_m, \rho$ 등을 설계요소로 하였다. 그러나 식 (2)에서 얻어지는 φ_s 는 식 (2) 중의 다른 인자가 모두 설계요소로 되어있고, 식 (10)에서 얻어지는 φ_t 는 φ_s 가 결정되면 구할 수 있다. 또 식 (5)의 δ_0 도 λ_s, L_0 가 설계요소이므로 연립방정식의 변수에서 제거할 수 있다. 따라서 본 연구에서 식의 계산에 이용되는 변수 및 식의 수는 각각 12개로 된다. 모든 변수를 T_1 의 함수로서 표시하고 최종적으로 식 (1)과 식 (3)

에 의한 T_t 를 각각 T_1 의 함수로 하여 2개의 T_t 가 일치하도록 T_1 을 결정하는 방법을 택했다. 각 식을 12개의 변수의 함수로 정리하면 다음과 같다.

$$T_t = f_1(\eta_{tr}) \tag{1'}$$

$$T_t = f_2(T_1, \eta_{tr}, \eta_s, \sigma, \delta) \tag{3'}$$

$$\sigma = f_3(\eta_s, T_1, \delta) \tag{4'}$$

$$\delta = f_4(\eta_s) \tag{6'}$$

$$T_1' = f_5(T_5') \tag{7'}$$

$$\eta_s = f_6(T_5') \tag{8'}$$

$$T_1 = f_7(T_5') \tag{9'}$$

$$\eta_{tr} = f_8(\eta_s, T_1) \tag{11'}$$

$$\eta_{th} = f_9(\eta_s, T_1, \sigma, \delta) \tag{12'}$$

$$P_1 = f_{10}(\eta_{th}, \eta_s, T_1) \tag{13'}$$

$$P_e = f_{11}(P_1) \tag{14'}$$

$$b_e = f_{12}(\eta_{th}) \tag{15'}$$

또한 본 연구에서 계산은 Fig. 2와 같은 절차에 따라 컴퓨터에 의해 수행되었다.

3.2 설계값의 결정

본 연구에서는 다음과 같은 설계값을 이용하여 계산하였다. $T_0 = 280$ K, $T_s = 305$ K, $S = 1800$ mm, $D = 840$ mm $n = 114$ rpm, $C_m = 6.84$ m/s, $P_0 = 1.033$ kg/cm², $\epsilon = 11.36$, $\lambda_s = 2.3$, $l_2 = 1.23$, $\alpha_s = 0.0956$ ($h_s = 172$ mm), $F_s = 14.2$ deg · m², $\rho = 1.15$, $\eta_g = 0.90$, $\eta_m = 0.901$, $\eta_r = 0.66$, $\eta_{adi} = 0.75$, $\eta_T = 0.5$, $\mu_s = 0.66$, $H_u = 9760.0$ kcal/kg, $L_0 = 14.056$ kg/kg, $m_c = 1.38$, $m_e = 1.30$, $\Omega = 0.75$, $\Phi = 0.50$ 위의 설계값들중 $\eta_T, \eta_{adi}, \eta_r, \mu_s$ 등은 실제 기관과 거의 같은 값으로 생각되며, 이들외의 값은 실제기관에서 사용되고 있는 수치이다.

3.3 계산결과 및 고찰

Fig. 3은 소기압력비와 정미평균 유효압력의 관계를 공기과잉률의 함수로 나타낸 것이다. 공기과잉률이 감소하고 소기압력비가 증가함에 따라 기관의 출력이 비례적으로 향상됨을 알 수 있다. 이것은 공기과잉율이 감소하면 α_s 값이 작아져 식 (13)의 도시평균 유효압력이 커지게 되며, 소기압력비가 증가하므로 기관의 출력이 향상된다.

Fig. 4는 급기비와 정미평균 유효압력의 관계를

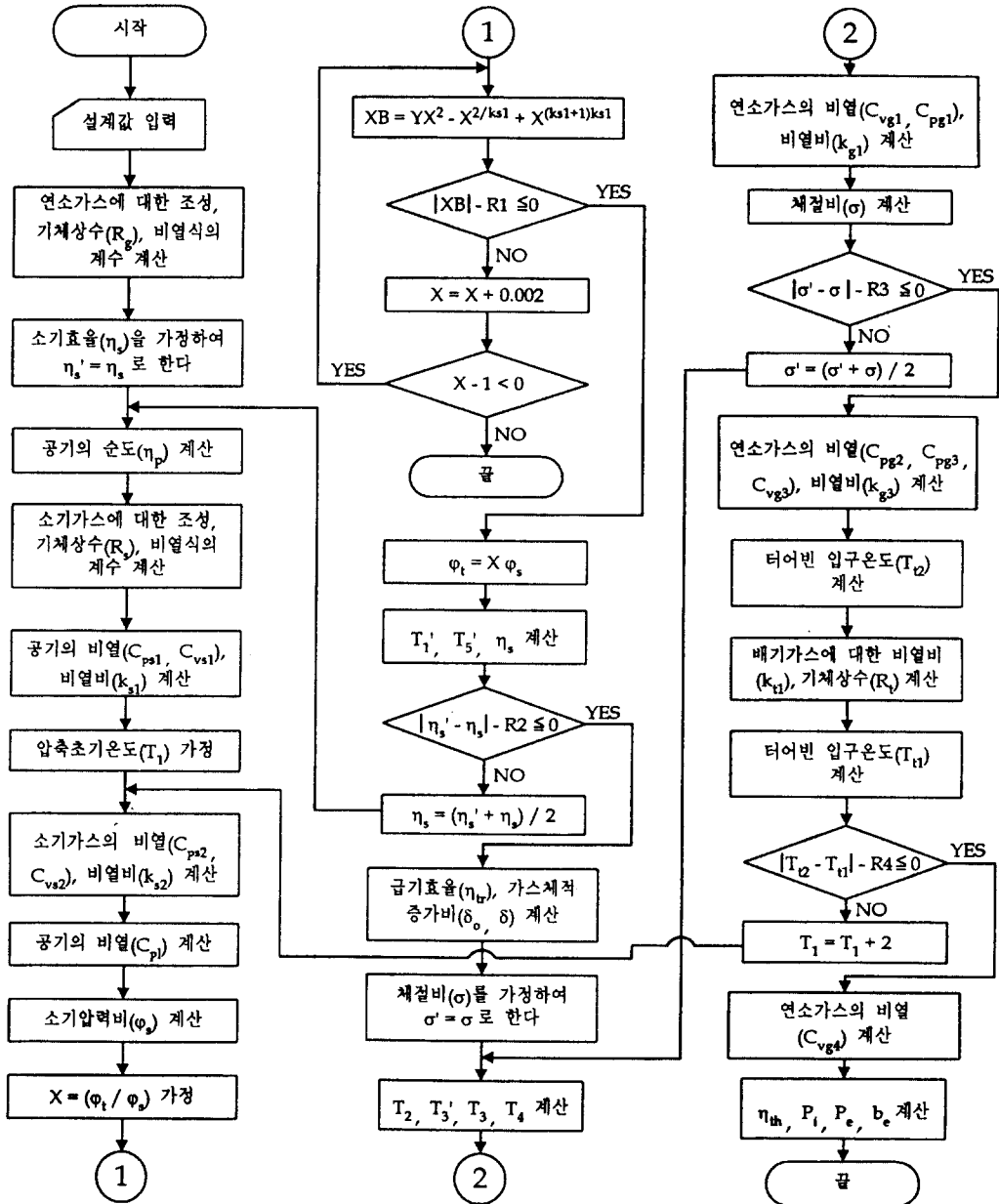


Fig. 2 Flow chart for the calculation process

소기압력비의 함수로 나타낸 것이다. 소기압력비와 급기비가 증가함에 따라 기관의 출력이 향상되는데, 이는 식 (8), (12) 및 (13)을 통하여 알 수 있다.

Fig. 5는 소기온도가 305 K일 때 급기비와 연료

소비율의 관계를 나타낸 것으로서 급기비가 증가함에 따라 연료소비율은 감소함을 알 수 있다. 이것은 디젤기관에서 회전수가 일정하면, 실린더내의 분사되는 연료소비량이 거의 일정하므로 연료소비율은 급기비가 상승할수록 감소하는 것들의

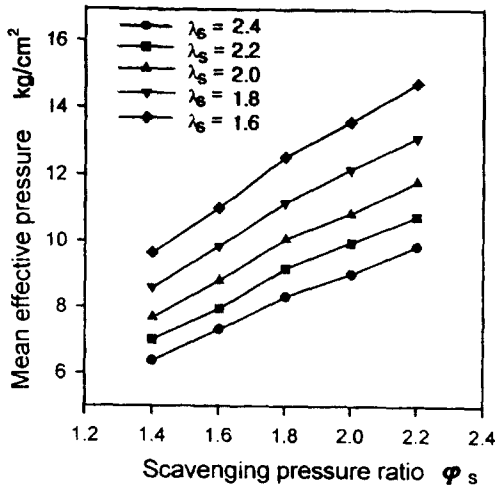


Fig. 3 Mean effective pressure vs. excess air factor according to the scavenging ratio

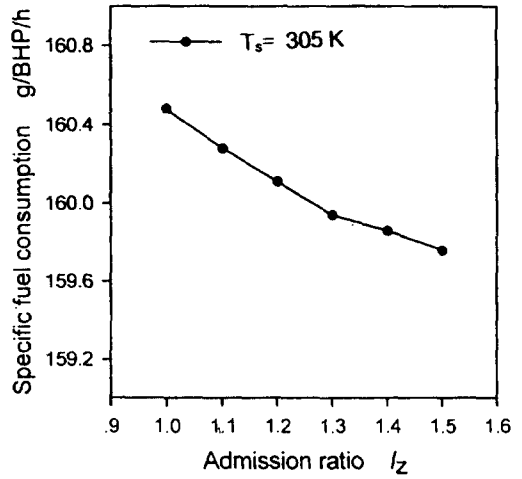


Fig. 5 Relation between specific fuel consumption and admission ratio

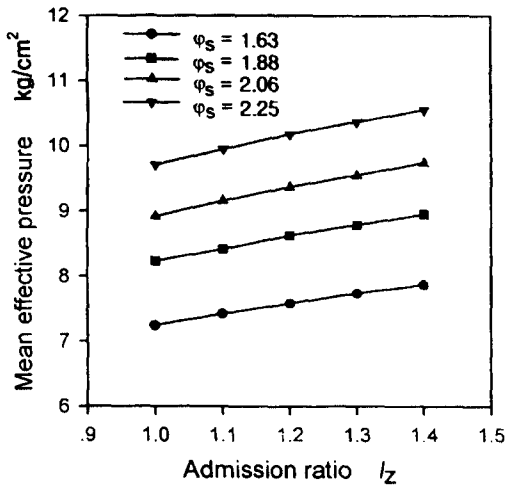


Fig. 4 Mean effective pressure vs. admission ratio according to the scavenging ratio

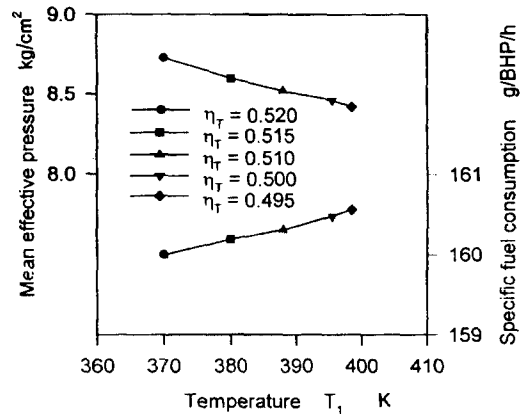


Fig. 6 Effect of mean effective pressure and specific fuel consumption on the total efficiency of turbine and compressor

미한다.

Fig. 6은 터빈총합효율이 정미평균 유효압력과 연료소비율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 터빈총합효율이 증가함에 따라 배기에너지 이용률이 커지므로 정미평균 유효압력이 증가하고, 연료소비율은 터빈총합효율이 커질수록 감소한다. 즉, 터빈총합효율을 증가시키므로써 기관의 출력을 향상시키는 동시에 연료소비율의 절감효과를 기대

할 수 있다. 이것은 식 (1), (3), (12), (13), (15) 등에서 알 수 있다.

Table 2는 본 연구에서 계산한 이론적인 계산값과 실제기관값을 나타낸다. Table 2에서 알 수 있는 바와같이 체질비, 도시평균 유효압력 및 정미평균 유효압력을 제외한 모든 운전변수가 실제기관의 값보다 크게 나타났다. 소기효율이 실제기관의 경우보다 큰 값으로 계산된 것은 계수 Q 때문이라

고 생각되며, 소기효율은 $T_{5'}$ 의 함수이고 $T_{5'}$ 는 계수 δ 의 영향을 받는다. 그러나 η_s 에 대한 계산치의 오차는 0.86%에 불과하다. 또 급기효율은 소기효율의 함수이므로 실제기관에 비하여 상당히 크게 계산되었다. 압축초기온도 및 터빈입구온도가 실제기관에 비하여 큰 것은 터빈총합효율의 영향을 크게 받기 때문이며, 이들에 대한 오차는 각각 0.54%, 7.73%이다. 기관의 성능을 연구할 때 보편적으로 사용되는 연료소비율과 정미평균 유효압력은 오차가 모두 3%미만으로 계산되었다. 이와 같이 연료 소비율과 정미평균 유효압력에 대한 계산오차가 작다는 것은, 이론적인 계산에 의한 기관성능 추정의 가능성을 보여주는 것이다. 본 연구에서 계산한 계산치들의 실제기관에 대한 평균계산 오차는 4.56%에 불과하다.

Table 2. Theoretical and Actual Values

Parameters	Theoretical Values	Actual Values*
T_1	370.0 K	368.0 K
$T_{1'}$	359.2 K	
T_t	740.1 K	687.0 K
$T_{5'}$	884.3 K	
δ	1.0290	1.0254
σ	1.75	1.80
η_s	0.938	0.930
η_{tr}	0.768	0.670
P_1	9.71 kg/cm ²	10.00 kg/cm ²
P_e	8.75 kg/cm ²	9.01 kg/cm ²
b_e	159.96 g/HP/h	158.00 g/HP/h
φ_s	1.877	1.748
φ_t	1.690	1.553

* From diesel engine manufacturer

4. 결 론

이상과 같이 이론적인 해석과 그에 따른 계산결과에 대한 고찰을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

공기과잉률이 감소하고 소기압력비가 증가함에 따라 정미평균 유효압력은 크게 향상된다. 급기비나 터빈총합효율을 증가시키므로써 정미평균 유효

효압력이 향상되고, 연료소비율은 감소한다. 정미평균 유효압력과 연료소비율에 대한 계산결과치의 오차는 각각 3% 미만이고, 전체 계산결과치의 평균오차는 5%에 불과하므로 이론적으로 기관의 성능을 추정하기에 양호한 계산치를 얻었다.

본 연구내용은 실제기관을 제작하여 시험하지 않고서도 이론적인 계산에 의해 시뮬레이션함으로써 기관의 성능을 추정할 수 있으므로 기관의 설계에 도움을 줄 수 있을 것이다. 본 계산은 전부하 정상운전상태에 대하여 진행된 것이지만 시동 및 저속운전상태의 경우에도 이 방법을 적용할 수 있다.

5. 참고문헌

- 1) 張樂英 外1人, "車輛用 디젤엔진의 過給化趨勢", 大韓機械學會誌, Vol. 25, No. 3, 1985, pp. 176 ~ 190.
- 2) 鈴木孝, "自動車過給機關의 現象と問題點", 內燃機關, Vol. 13, No. 152, 1974, pp.19~35.
- 3) R. S. Benson, etc., "Two Stage Turbocharging of Diesel Engine", SAE Trans., Vol. 83, Sec. 3, 1974, pp. 2749~2766.
- 4) 최영돈 외3인, "터보과급 가솔린기관의 성능 및 배기조성 예측을 위한 연구", 한국과학재단 연구 보고서(KOSEF 86-0305), 1990.
- 5) Swain E, "Turbocharging the Submarine Diesel-Engine", Mechatronis, Vol. 4, Iss. 4, 1994, pp. 349~367.
- 6) Benajes J, etc., "Modeling Study of the Scavenging Process in a Turbocharged Diesel-Engine with Modified Valve Operation", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C - Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 210, Iss. 4, 1996, pp. 383~393.
- 7) 林洋, "ハイパー-ディーゼル過給法の現状", 內燃機關, Vol. 18, No. 225, 1979, pp. 41~46.
- 8) 長尾不二夫, "內燃機關講義(上卷)", 養賢堂, 1985, pp. 15~162/418~426.
- 9) 谷下市松, "工業熱力學, 応用編", 裳華房, 1964, pp. 34~49.