

4 - Cycle Diesel 機関의 燃料 消費率이 機関性能에 미치는 影響

高 長 權

Studies on Effects of Specific Fuel Consumption on Engine Performances of
4-cycle Diesel Engines

Go, Jang Gwon

Summary

Specific fuel consumption of diesel engine are basic particular on the descriptive performance of the engine and number of ratio on the economics of engine.

I made choice of NIIGATA 6 M 31 HS, 850 PS 4 cycle diesel Engine on experimental engine for specific fuel consumption of 4-cycle diesel engine analyse affecting on the performance of engine.

1. Actual fuel consumption was increase on straight line with indicated power.
2. When the constant conditional speed of revolution, if make the excess air factor increase with the decreasing of the fuel consumption, the specific fuel consumption was decreased.
3. The speed of revolution became faster, specific fuel consumption increase, because the cooling lose and the exhaust lose etc. increase. And low speed of revolution was just opposite to before.
4. Specific consumption was the lowest value at the highest point which the product of a mass of brake mean effective pressure and excess air factor.

1. 序 論

오늘날 世界 에너지 위기에 즈음하여 內燃機関 性能의 向上面에서 多角度로 研究가 進行되고 있다.

Diesel 機関의 燃料消費率은 機関性能을 論하는 경우에 基本的인 事項이며 機関의 經濟性을 比較하는 數值이다. 全(1976).

西島(1962), Maleev(1977)은 回轉速度와 平均有效壓力에 대해서 보고 하였고 安(1975)은 回轉速度의 增加와 더불어 분사량이 증가 한다고 보고 하였다.

Isao(1970,1974)는 燃費特性에 대해서 보고 한바 있고 A·B Newell(1955), 山根(1962)은 回轉速度에

대해서 燃料消費에 대해서 보고 하였다. 八田(1960)는 回轉速度와 燃料消費率, 回轉速度와 平均有效壓力 等に 대해서 보고 하였다. 4-cycle Diesel engine 의 燃料消費率이 機関性能에 미치는 影響을 究明하기 위하여 本大學 實習船의 機関 NIIGATA 6M 31 HS, 850 PS인 4-cycle Diesel Engine을 實驗 機関으로 使用 하였다.

各 回轉數를 5단계로 나누어 燃料消費量, 各種 壓力 및 溫度를 實測 하였으며 機関室의 溫度는 28~30 °C에서 實施 하였다. 各 回轉에 있어서의 最大壓力의 變化를 一層 明白히 하기 위해서 連續指壓度를 撮取 하였고 끝으로 空氣過剩率과 正味燃料消費率과의 關係를 究明하였다.

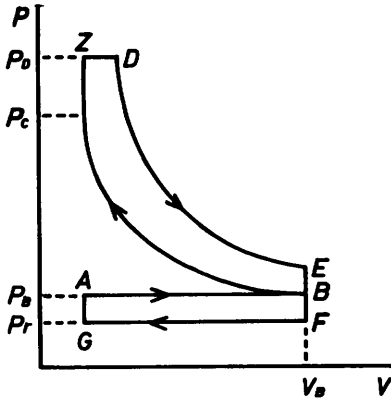


Fig.1. Standard cycle of 4-cycle diesel engine

記号

- G_{ao} : 1 cycle에 cylinder로 吸入하는 新氣量 kg
- G_r : 1 cycle에 残留 gas量 kg
- G_f : 1 cycle当의 燃料噴射量 kg
- P_B : Boost mmHg abs
- P_r : 背压 mmHg abs
- t : 吸入管温度 °C
- T_B : 壓縮初温 °K
- R_m : 新氣와 残留 gas와의 混合 gas의 氣體常数 kg · m / kg °K
- H_u : 燃料의 低位發熱量 Kcal / kg
- a_1, b_1, k_2 : 常数
- ϵ : 壓縮比 $\epsilon = V_B / V_C$
- n : 空氣過剩率
- η_e : 制動熱效率
- L_o : 燃料理論空氣量
- L_e : 正味일
- b_e : 燃料消費率
- P_{me} : 制動平均有效壓力 (kg / cm²)
- G_e : 機關에 공급되는 總 공기량
- λa : $\frac{G_e}{G_{ao}}$

fig.1에서 cycle의 制動平均有效壓力을 P_{me} (kg / cm²) 이라고 하면 1 cycle의 有效일 量은

$$AL_e = P_{me} \times 10^4 (V_B - V_C) / 426.9$$

$$= P_{me} \times 10^4 V_B (\epsilon - 1) / 426.9 \epsilon \dots\dots(1)$$

B點에 대한 gas 狀態式은

$$P_B \cdot V_B = 735.6 \times 10^{-4} (G_{ao} + G_r) R_m T_B \dots\dots(2)$$

(1), (2)式에서 V_B 를 消去하면

$$AL_e = 1.72 R_m P_{me} T_B (G_{ao} + G_r) (\epsilon - 1) / P_B \epsilon \dots\dots(3)$$

1 cycle에 供給되는 熱量은 $H_u G_f$ 임으로 制動熱效率 η_e 는

$$\eta_e = \frac{AL_e}{G_f H_u} = 1.72 \frac{R_m P_{me} T_B}{P_B} \frac{(G_{ao} + G_r) (\epsilon - 1)}{G_f H_u \epsilon} \dots\dots(4)$$

空氣過剩率 n 는 $n = \frac{\lambda a G_{ao}}{G_f L_o} \dots\dots(5)$

制動燃料消費率은

$$b_e = \frac{63.25}{\eta_e} \frac{10000}{H_u} g / HP - h \dots\dots(6)$$

式 (4)(5), (6) 에서

$$b_e = 12600 \frac{\lambda a P_B}{L_o P_{me} T_B} \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \frac{G_{ao}}{(G_{ao} + G_r)} \frac{1}{n} \dots\dots(7)$$

(7)式에서

$$\frac{G_{ao}}{G_{ao} + G_r} = 1 - k_1 \left(\frac{P_r}{P_B} \cdot \frac{1}{\epsilon} \right) \dots\dots(8)$$

壓縮初温 T_B 는

$$T_B = \frac{a_1 + b_1 t}{1 - C_1 \left(\frac{P_r}{P_B} \cdot \frac{1}{\epsilon} \right)} \dots\dots(9)$$

式(8), (9)를 式(7)에 代入하면

$$b_e = \frac{12600 \epsilon \lambda a P_B \left[1 - k_2 \left(\frac{P_r}{P_B} \cdot \frac{1}{\epsilon} \right) \right]}{L_o (\epsilon - 1) P_{me} (a_1 + b_1 t)} \frac{1}{n} g / HP - h \dots\dots(10)$$

$$= 907 \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \frac{\lambda a P_B \left[1 - k_2 \left(\frac{P_r}{P_B} \cdot \frac{1}{\epsilon} \right) \right]}{P_{me} (a_1 + b_1 t)} \frac{1}{n} g / HP - h \dots\dots(11)$$

上式에서 보는 바와 같이 空氣過剩率이 增加하면 b_e 는 減小하게 되고 $P_{me} = 0$ 이면 b_e 는 無限大가 된다. 式에서 a_1, b_1, k_2 는 實驗的으로 定해지는 常数이며 Valve 重合角이 작을때는 $\lambda a = 1$ 로 해도 무방하다.

II. 材 料 및 方 法

1. 材 料

本研究에 使用된 機関은 NIIGATA Diesel Engine, Model 6M31 HS로서 諸元은 Table 1 과 같다.

Table 1. Principal dimensions

No of cylinder	6
Shaft horse power	850 PS
Revolution	365 RPM
Bore	310 mm
Stroke	460 mm

燃料은 輕油를 使用했으며 그 組成은 다음과 같다.

C = 85.3% H = 13.6% S = 0.32%

O = 0.00% 比重 = 0.845 (15/4°C)

Cetane number = 54

低位發熱量 = 11,000 Kcal/kg

2. 實驗方法

本研究에 使用된 機関은 單動 4-cycle 直接 噴射式 Trunk Piston型 6 cylinder Diesel 機関이다.

始動 Valve의 열리는 時期은 上死点前 10°, 始動 Valve의 닫히는 時期은 上死点前 130°이고 燃料 Valve 噴射壓力은 250 kg/cm²로 하였다. 運轉中의 Cylinder cover 冷却水出口 溫度는 40~50°C이고 各筒의 許容溫度差는 2~3°C로 하였다.

潤滑油系에 있어서 主軸受 常用壓力은 1.6~2.0 kg/cm², 主軸受 起動時 壓力은 2.0~2.5 kg/cm², 推力軸 受 壓力은 0.6~1.2 kg/cm²이다.

燃料油系에 있어서 燃料 Valve 冷却油 pump 壓力은 1.5~2.5 kg/cm², 燃料 Valve 冷却油 出口 溫度는 45~50°C이다.

回轉速度를 150 rpm, 200 rpm, 250 rpm, 300 rpm 360 rpm의 단계로 變化 시키면서 負荷에서 各回轉速度에 대한 時間當 燃料消費量, 正味馬力, 各種 壓力 및 溫度 等의 關係를 調査 하였다.

이때의 機関室內의 溫度는 28~30°C로 유지되었다.

III. 結果 및 考察

各回轉速度에 대한 燃料消費量을 實測한 關係를 直角座標에 나타내면 Fig 2와 같다.

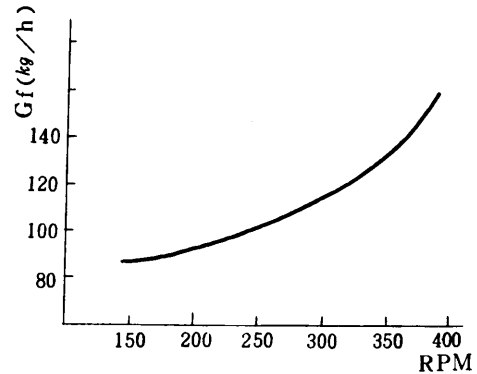


Fig. 2. Relationship between RPM and fuel consumption

Fig 2에서 보는 바와 같이 燃料消費量은 RPM의 增加와 더불어 서서히 增加하는데 RPM 300程度까지는 거의 直線的으로 增加하다가 RPM 300程度以上부터는 曲線的으로 增加하기 始作한다. 이와 같이 回轉이 빨라지면 燃料噴射量이 많아진다. 따라서 最高壓力이 높을때는 때때로 機関이 Knock를 일으켜서 燃料消費量이 增加하게 된다.

各回轉速度에 대한 各種 壓力 및 溫度로 實測한 것을 나타내면 Table 2와 같다.

Table 2에서 보는 바와 같이 各回轉速度에 따라 潤滑油와 冷却水의 壓力變化는 없으나 단지 Nozzle 冷却油의 壓力은 RPM 365와 RPM 150 사이에 약간의 차이가 있었다.

溫度의 變化는 RPM 300와 RPM 250 사이에 油冷却의 入口, 溫度와 出口溫度가 높고 冷却水 溫度는 回轉速度가 變化 하여도 各 Cylinder마다 거의 一定 값으로 유지 되어 큰 變化는 없었다. 排氣溫度는 各 Cylinder마다 回轉速度의 變함에 따라 많은 차이점이 나타났다. 터빈 冷却水와 空氣冷却器의 溫度는 回轉速度의 變化에 거의 無關하게 溫度가 一定으로 유지 되어 있다.

各回轉速度에 있어서의 最大壓力의 變化를 明白히 알기 위하여 連續指圧圖를 撮取 했고 各 Cylinder마다 最大壓力을 나타내는 關係를 圖示하면 Fig 3와 같다.

Table 2. Each kind pressure and temperature for RPM

		R P M	365	300	250	200	150	
Pressure kg/cm^2	L.O	Pump	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	
		Bearing	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	
		Thrust	0.85	0.84	0.83	0.82	0.80	
	C.W	Pump outlet	0.58	0.58	0.58	0.58	0.58	
		Eng inlet	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	
		Nozzle cool pr	1.35	1.31	1.30	1.27	1.21	
	Indegress $^{\circ}C$	L.O Cool	Inlet	30	33	32	30	29
			Out let	43	45	44	43	42
		Exhaust gas	1 st	36	36	35	33	33
			2 nd	34	33	32	31	31
3 rd			32	32	32	30	30	
4 th			30	30	29	30	28	
5 th			32	31	30	28	28	
6 th			30	30	29	30	30	
Cooling water		1 st	465	370	280	185	125	
		2 nd	460	365	275	180	120	
		3 rd	470	375	285	190	130	
		4 th	460	365	275	180	120	
		5 th	475	380	290	195	135	
		6 th	465	370	280	185	125	
		Thrust bearing	42	42	42	42	42	
Turbin C.W		1 st out let	34	34	34	34	32	
		2 nd out let	36	36	36	36	34	
Inter Cooler		Inles	30	30	30	28	28	
	Outlet	55	54	52	52	52		
Injection Valvl	Inlet	21	21	20	20	19		

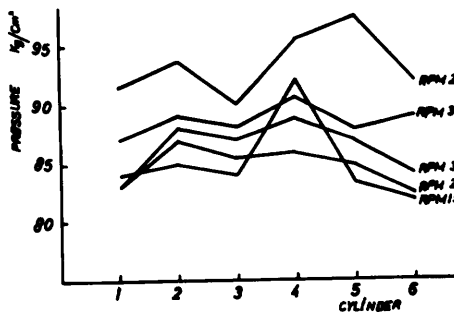


Fig. 3. Relationship between maximum pressure and each kind cylinder.

Fig 3에서 보논바와 같이 6-Cylinder 中 RPM 200 배를 除外하고 모두 4번째 Cylinder가 最大压力이 가장 높게 나타났고 RPM 200 배는 5번째 Cy-

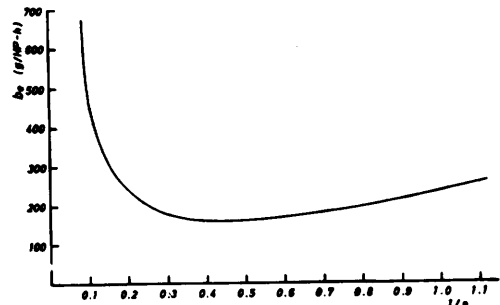


Fig. 4. Relationship between specific fuel consumption and $1/n$

linder가 最大压力이 가장 높게 나타 났다. 正味燃料消費率과 空氣通氣率 n 과의 關係를 나타내 면 Fig 4와 같다.

Fig 4에서 보는 바와 같이 Diesel 機關은 制動馬力の 넓은 範圍에 걸쳐 使用 할 수 있음으로 平坦한 曲線으로 되어 있고 b_e 는 $1/n$ 이 0.1에서 最大로 되었다가 0.4까지 차츰 감소 現象을 나타내었고 0.5부터는 $1/n$ 의 增加와 더불어 增加하고 있음을 나타내었으며 燃料消費率은 制動平均有效压力和 空氣過剩率과의 相乘積이 最大로 되는 點에서 最小値가 됨이 나타났다.

回轉速度가 빠를수록 冷却損失, 排除損失 등이 增加되어 燃料消費率은 增大하고 低速回轉 일때는 이와 反對이다. 따라서 回轉速度가 一定한 狀態에서는 燃料量을 減少시키고 空氣過剩率을 크게 하면 燃料消費率은 減少하는 現象이 나타났다.

IV. 摘 要

以上の 檢討 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 實燃料消費量은 圖示出力과 함께 直線的으로 增加한다.

2) 回轉速度가 一定한 狀態에서는 燃料의 量을 減少시키고 空氣過剩率을 크게 하면 燃料消費率은 減少한다.

3) 回轉이 빠를수록 冷却損失, 排氣損失 등이 增加하여 燃料消費率이 增大하고 低速回轉 일때는 이와 反對이다.

4) 燃料消費率은 制動平均有效压力和 空氣過剩率과의 相乘積이 最大로 되는 點에서 最少値가 된다.

謝 意

本研究는 文教部 學術研究助成費에 依하여 實施하였으므로 文教部 當局에 감사드리며 本研究를 하는데 本大學 實習船 機關員 들에게 감사하는 바입니다.

引 用 文 獻

A·B Newell (1955): Diesel engineering hand book. Diesel publication, Inc p. 116~118.

安秀吉 (1975): Diesel 機關의 燃燒에 依한 熱發生率 韓水誌. 8(3) p.154.

八田桂三·淺沼強 (1960): 內燃機關 핸드ブック 朝食書店 p.101~102

Isao kubota (1970): The characteristics of diesel engine smoke. Internal Combustion Engine Vol. 9. p. 17~20.

Isao kubota (1974): The characteristics of fuel consumption in diesel engine. Internal Combustion Engine, Vol. 13, p. 11~18.

全孝重 (1976): 船用內燃機關講義, 海寧圖書, p.82~83
西島清一郎 (1962): 船用機械工学 (第1分冊), 海文堂 p. 210~214.

V. L. Maleev (1965): Internal Combustion engines, p.262~268.

山根幸造 (1962): デイゼル 機關의 實際, 海文堂, p. 227