

# 車輛用 디젤엔진의 過給化 趨勢

張樂英\* · 李東仁

<大宇重工業(株) 技術研究所 \*常務理事>

## 1. 머리 말

엔진의 出力 증가를 위한 터어보 過給은 世界 第2次 大戰 이후 급속한 터어보 技術의 발달과 함께 주로 船舶用, 機關車用 등의 中·抵速 大型 엔진을 중심으로 널리 보급되어 왔다. 그림 1을 보면 大型엔진들의 平均 有效壓은 1950年 頃 10bar 이하의 수준이었으나, 엔진의 급속한 出力 증가 추세에 따라 30年 동안에 20bar 이상으로 증가되었다. 한편 점차 강화되는 騒音 및 排出가스, 燃費 및 차량 總重量當 出力 등의 規制로 인하여 차량용 엔진에 있어서도 터어보 過給이 大型 트럭용 엔진으로부터 小型 乘用車 用 엔진에 이르기까지 폭넓게 적용되고 있다.

터어보 過給의 개념은 1905年 스위스 技術者 Alfred Büchi가 고안하여 1925年 頃 디젤엔진

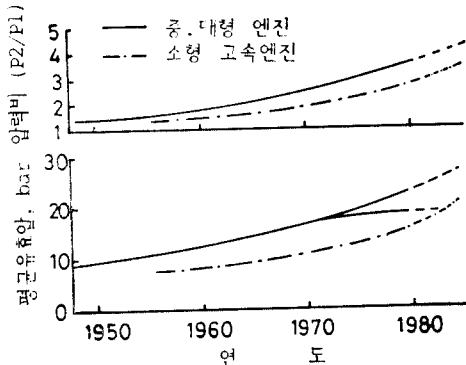


그림 1 4행정 디젤엔진의 평균유효압력과 과급압력 증가추이

의 過給에 성공하였으나, 性能이 우수한 小型 터어보 過給機의 개발문제 때문에 주로 船舶用 등의 大型 디젤엔진에 적용되어 왔다. 그러나 戰後, 航空機用 제트엔진의 발달과 함께 小型 터어보 過給機의 개발이 큰 진전을 보임으로써, 차량용 디젤엔진의 터어보 過給이 실용화되기 시작하였고, 1970年代의 石油 波動 등의 영향으로 엔진의 出力 증가 및 燃料 經濟性이 크게 부각되어, 트럭용 디젤엔진을 중심으로 터어보 過給 엔진이 급속히 증가되어서, 1980年代에 이르러서는 每年 200萬臺 이상의 터어보 過給 엔진이 생산되고 있다.

이러한 世界的인 터어보 過給 엔진의 증가추세에 발맞추어 國內에서도 엔진의 過給化에 대한 關心이 고조되어 일부 차량 製造業體들을 중심으로 터어보 過給엔진의 개발이 시도되고 있는바, 필자들은 지금까지의 터어보 過給 엔진에 대한 技術적 경험을 토대로 터어보 過給 엔진의 原理 및 터어보 過給 엔진의 特徵과 함께, 世界적인 터어보 過給機 生産業體와 有名엔진 製造業體들의 過給化 傾向 등을 살펴 봄으로써, 國內의 터어보 過給 技術 발전에 조금이나마 도움이 되고자 한다.

## 2. 過給의 原理와 過給機 構造

### 2.1. 過給의 原理

디젤엔진의 出力은 單位 時間當 燃料 噴射

량과 엔진의 效率에 따라서 결정된다. 그러나, 燃料를 완전히 燃燒시켜 燃料가 갖고있는 에너지를 有效한 機械的인 일(엔진 出力)로 바꾸기 위하여서는 燃料量에 따라 필요한 충분한 空氣量이 실린더내로 공급되어야 한다. 따라서 만일 실린더내로 吸入되는 空氣를 미리 壓縮시킴으로써 密度를 증가시켜 공급할 수 있다면 그만큼 空氣量이 증가되어 더 많은 燃料를 燃燒시킬 수 있기 때문에 엔진의 出力을 증가시킬 수 있다. 이와 같이 大氣보다 높은 密度의 空氣를 엔진의 실린더내에 공급시키는 것을 過給(supercharging)이라 말하며, 그 주된 목적은 주어진 一定量의 排氣量을 갖는 엔진의 出力을 증가시키는 것으로, 이와 함께 엔진의 效率 向上, 排出가스 및 騒音 減少 效果도 얻을 수 있다.

空氣의 密度를 증가시켜 주는 壓縮機(compressor)에는 여러 종류가 있으나, 엔진의 過給에는 小型 壓縮機로부터 많은 流量의 空氣의 공급이 가능한 體積 移動形(positive displacement type)과 流動形(flow type, rotordynamic compressor)이 주로 이용되고 있다. 일반적으로 體積移動形은 流動形에 비하여 回轉 速度가 크게 제한되고 따라서 그 크기가 훨씬 크다. 이들 壓縮機는 엔진으로부터 나오는 出力을 이용하여 機械的으로 구동시킬 수 있으나(mechanically supercharging) 流動形의 경우는 엔진의 排氣가스가 갖고 있는 에너지를 이용하여 터어빈을 구동시키고 이로부터 얻어지는 出力을 이용하여 壓縮機를 구동시키는 터어보 過給(turbocharging)에 적합하다.

실린더에 공급되는 吸入空氣의 密度 증가는 周邊 空氣의 密度, 壓縮機에서의 壓力比 및 壓縮機 效率, 그리고 吸氣多岐管(intake manifold, 이하 吸氣管) 등에서의 加熱 또는 中間冷却器 등에서의 冷却 등에 따라 결정된다. 4行程 엔진에 있어서 吸入되는 空氣 流量  $\dot{m}_a$ 는 空氣 密度와 엔진 排氣量의 함수이며 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{m}_c = (N/2) \cdot \rho_m \cdot V_{sw} \cdot \eta_{vol} \quad (1)$$

여기서,  $N$ : 엔진 回轉 速度

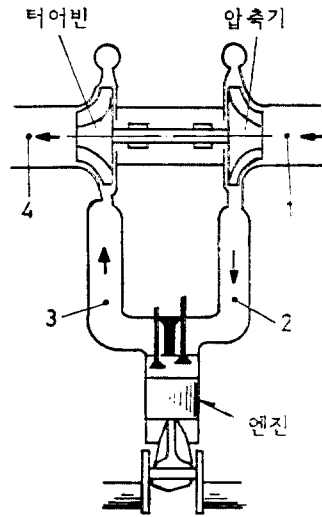


그림 2 엔진과급의 개념도

$\rho_m$ : 吸氣管에서의 空氣 密度

$V_{sw}$ : 엔진排氣量(swept volume)

$\eta_{vol}$ : 體積效率(volumetric efficiency)

따라서, 吸入空氣 密度  $\rho_m$ 이 증가되면 空氣流量  $\dot{m}_a$ 가 증가되며,  $\rho_m$ 의 변화는 다음과 같이 구할 수 있다. 그림 2의 경우에서,

$$T_2 = T_1 [(P_2/P_1)^{(\gamma_a - 1)/\gamma_a} - 1] / \eta_c + T_1 \quad (2)$$

여기서,  $\eta_c$ : 壓縮機 效率

$\gamma_a$ : 空氣의 比熱比(specific heat ratio)

空氣를 理想 氣體로 가정하면,

$$\rho_m = \rho_2 = P_2 / (R \cdot T_2) \text{가 되고,}$$

여기에 식 (2)를 대입하여 정리하면,

$$\rho_m = \rho_1 \cdot (P_2/P_1) / [(P_2/P_1)^{(\gamma_a - 1)/\gamma_a} - 1] / \eta_c + 1 \quad (3)$$

의 관계를 얻을 수 있다. 따라서 壓縮機에서 空氣를 壓縮시킬 경우 空氣의 密度는 증가되며 그에 따라서 엔진에 공급되는 吸入空氣量  $\dot{m}_a$ 가 증가됨을 알 수 있다. 만일 效率 70%인 壓縮機에서 空氣가 2氣壓으로 壓縮되어 엔진에 공급된다면, 그때의 空氣 密度는 식 (3)에 의하여 주위 空氣보다 52%가량 증가됨으로써, 엔진의 強度문제 등이 없다면 燃料를 50%가량 더 태울 수 있으므로, 出力을 50%정도 증가시킬 수 있을 것이다. 그러나 실제의 경우에 있어서는 엔진의

強度 및 煤煙문제 등에 의하여 出力증가는 제한을 받으며 이에 대하여는 5항에서 상세히 언급될 것이다.

### 2.2. 터어보 過給機의 構造

일반적으로 차량용 엔진의 過給에는 엔진의 出力을 일부 소모시키는 機械驅動式 過給機 (supercharger) 보다는 大氣로 방출되는 排氣가스 에너지를 이용하는 터어보 過給機 (turbo-charger)가 주로 이용되고있다. 따라서 필자들은 機械過給(mechaical supercharging)에 대하여는 언급하지 않고 터어보 過給의 경우만을 살펴보고자 한다.

현재 엔진 過給용으로 생산되는 터어보 過給機는 그 종류가 많지만 기본적인 構造는 거의 같아서 壓縮機, 터어빈 및 軸으로 구성되는 回轉體(rotor assembly)와 回轉軸을 지지하는 베어링 系統 그리고 壓縮機, 터어빈 및 베어링 系統을 둘러싸는 3個의 하우징(housing) 등으로 구성되며, 최근에 생산되는 터어보 過給機는 部品數 20個 내외의 간단한 構造를 갖고 있다(그림 3, 4).

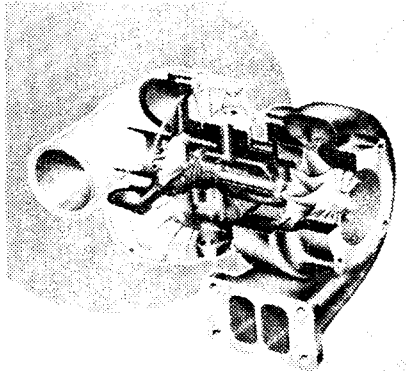
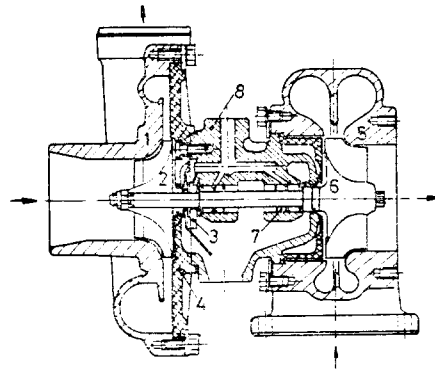


그림 3 터어보 과급기의 구조

엔진으로부터 방출되는 排氣가스는 排氣多岐管(eyhaust manifold, 이하 排氣管)을 통하여 터어빈 하우징내로 유입되어 터어빈 날개(blade)에 직접 에너지를 가하여 터어빈을 回轉시켜 軸出力을 발생시킨 후 터어빈 出口를 거쳐 大氣로 방출된다. 이때 얻어진 軸出力은 같은 軸의 반대편에 위치한 壓縮機를 구동시켜 주위의 空氣



- 1. 압축기 하우징      2. 압축기 휠
- 3. 트러스트 베어링    4. 압축기 뒷판(back plate)
- 5. 터어빈 하우징      6. 터어빈휠 및 회전축
- 7. 베어링              8. 베어링 하우징

그림 4 터어보 과급기의 단면도

를 壓縮하여 엔진의 吸氣管으로 보냄으로써 엔진 실린더내로 高密度의 空氣를 공급시킨다. 壓縮機와 터어빈에는 많은 종류가 있으나 터어보 過給機에는 주로 一段 遠心式 壓縮機(1-stage centrifugal compressor)와 一段 軸流 또는 遠心式 터어빈(1-stage axial flow or radial flow turbine)이 사용되고 있다. 이중 軸流터어빈은 주로 船舶用 등의 中速 大型엔진의 過給에 적합하며 차량용의 高速 小型엔진에는 주로 遠心式 터어빈이 이용된다.

일반적으로 터어보 過給機는 60,000rpm 이상의 高速으로 回轉하며 특히 乘用車用 엔진에 사용되는 것은 150,000~200,000rpm 까지 이르고 있다. 따라서 摩擦을 極小化시키고 故障이 잘 일어나지 않도록, 回轉體를 지지해 주는 베어링 系統의 설계가 대단히 중요하다. 차량용 터어보 過給機의 베어링은 일반적으로 壓縮機와 터어빈의 두 回轉體 사이에 위치하며, 1~2개의 完全浮動式 베어링(full-floating bearing)과 1개의 트러스트 베어링(thrust bearing)을 이용하여 베어링 摩擦 損失을 極小化시키고 아울러 製造原價를 낮추도록 하고 있다. 최근 美國의 Garrett社에서는 過給機와 엔진 潤滑系統과의 간섭을 줄여서 過給機 장착을 보다 용이하게 해주며, 베어링 摩擦을 대폭 감소시킨 空氣 베어링(air bearing)을 터어보 過給機에 적용시키고 있으나

아직은 기존 오일베어링에 비하여 비싸고 過給機의 慣性質量을 증가시킴으로써 應答性(response)을 악화시키게 되는 단점 때문에 보편화 되지는 못하고 있다. 터어보 過給機의 潤滑은 엔진오일을 이용한 強制 給油方式이 사용되며 軸의 兩端에는 시일(seal)이 설치되어 베어링의 潤滑油가 壓縮機와 터어빈으로 유출되거나 壓縮空氣 및 터어빈의 排氣가스가 베어링 하우징으로 유입되는 것을 방지해 준다.

壓縮機 및 터어빈의 휠(wheel)들은 高速回轉으로 인한 매우 큰 遠心應力 및 각 날개들의 共鳴 振動 應力(resonant vibration stress)에 견딜 수 있도록 設計, 製作되어야 한다. 일반적으로 壓縮機의 휠은 알루미늄 합금을 精密鑄造하여 (investment casting) 만들며, 壓縮機 하우징은 알루미늄을 重力 다이캐스팅(gravity die-casting) 하여 제작한다. 壓縮機 휠의 날개(impeller blade)는 周速 300~450m/s 정도의 高速으로 回轉되므로 應力 및 製造技術 등 때문에 直線形(purely radial type)이 주로 사용되어 왔으나 최근에는 材質 향상 및 製造技術 발달로 效率이 좋고 流動(flow) 조절이 용이한 後方 灣曲形(backswipt blade)이 주종을 이루고 있다. 터어빈 휠의 경우는 壓縮機와 同一한 高速으로 回轉하며 또한 高溫의 排氣가스와 접촉하기 때문에 設計, 製作에 더욱 주의하여야 한다. 디젤엔진의 경우 터어빈 入口에서의 排氣가스 溫度가 최고 650~750°C 정도이고 가솔린엔진의 경우 1000°C 까지 이르지만 실제로 터어빈 휠에서 高應力 영역의 溫度는 이보다 훨씬 낮아진다. 휠 材質로는 니켈합금 등의 高溫 耐크리프강(high temperature creep resistant steel)이 주로 사용되며 製作은 精密鑄造를 이용한다. 터어빈 하우징 역시 650°C 이상의 高溫에서 變形이 없는 球狀 黑鉛 鑄鐵(spheroidal graphite cast iron)을 沙鑄造 또는 셸鑄造(sand or shell mold casting)하여 만들고, 특히 터어빈 휠이 破損될 경우 그 部品들이 밖으로 噴出되거나 터어빈 하우징이 破損되지 않도록 設計, 製作되어야 한다. 최근에는 세라믹(ceramics) 材料를 이용한 터어빈이 개발되어

이미 실용화되고 있으며, 이것은 기존의 合金보다 高溫에서 작동 가능하고 훨씬 가볍기 때문에 터어보 過給엔진의 주요 단점인 應答性 및 加速性を 개선시키고 터어보 過給機의 效率을 더욱 향상시켰다. 세라믹 터어보 過給機는 휠의 成型 및 機械加工이 技術적으로 매우 어렵고 回轉軸과의 連結 문제와 脆性 및 價格 등 앞으로 해결하여야 할 문제점들이 많이 있지만, 조만간 차량용 터어보 過給機의 주종을 이룰 것으로 전망되고 있다. 터어빈의 휠은 回轉軸의 한쪽 끝에 摩擦熔接(friction welding) 또는 電子빔熔接(electron beam welding) 등에 의하여 連結되고, 그 반대편 끝에 壓縮機 휠이 自動締結 볼트에 의하여 조여진다.

터어빈 하우징은 일반적으로 入口 形狀이 四角形으로 되어 있으며, 그 入口 및 내부의 가스 통로가 그림 3, 4에서 볼 수 있듯이 두개로 나뉘어져 있다. 6기통 엔진의 경우 2개의 排氣管이 각각 1, 2, 3기통과 4, 5, 6기통을 담당하고 각 排氣管을 지나서 排氣가스는 터어빈내의 서로 다른 통로를 지나서 터어빈을 구동시킨다. 그러나 入口 및 내부통로가 하나로 된 터어빈 하우징도 사용되며 그것은 주로 乘用車用 엔진에서 볼 수 있다. 또한 壓縮機 및 터어빈 하우징은 각각 자유로이 회전 가능하도록 설계되어서, 壓縮機 出口 및 터어빈 入口를 편리한 각도로 위치시킬 수 있도록 되어 있어서 엔진에 장착이 용이하며, 固定나사 또는 V-clamp 등에 의하여 過給機 몸체에 연결된다.

### 3. 터어보 過給機 製造業體 現況

현재 터어보 過給機를 생산하고 있는 業體는 全世界的으로 약 30여개 있으며 그 중 美國의 Garrett社를 비롯하여 Schwitzer(美國), KKK(獨逸), Holset(英國), IHI(日本) 등 약 20여개 業體가 차량용 터어보 過給機를 생산하고 있고, 현재 國內에서도 釜山에 위치한 삼정사에서 차량용 터어보 過給機를 일부 생산중에 있다(표 1). 차량용 엔진의 過給에는 앞서 말한 바와 같이

표 1 세계의 차량용 터보 과급기 生産業體 現況

( '84.3. 現在 )

會社	國名	備考	會社	國名	備考
Garrett	美國	○	IHI	日本	○
Schwitzer	美國	○	Mitsubishi	日本	○
Roto-Master	美國	○	Nissan	日本	*Garrett
Rajay	美國	○	Garrett	日本	*Garrett
Cummins	美國	○	Toyota	日本	○
Warner-Ishi	日本	*IHI	Hitachi	日本	○
Holset	英國	○	Alfa-Romeo	이태리	○
KKK	西獨	○	Garrett	브라질	*Garrett

(註) ; 備考欄의 ○는 自體開發, \*는 技術提携 生産表示

터보 과급기 이외의 방법도 이용되고 있으며, Bendix 社의 경우 機械적으로 구동되는 과급기 (mechanical supercharger)를 생산하여 乘用車用 과급기로 판매하고 있고, 스위스의 BBC(Brown Boveri Co.)에서는 터보 과급기는 船舶用 등의 大型 과급기만 생산하고 차량용으로는 排氣가스의 壓縮波動을 이용한 과급기 (pressure-wave supercharger)를 'Comprex'라는 이름으로 시판 중에 있다.

터보 과급기의 市場規模는 1984 年에 全世界의 約 187 萬臺(이중 乘用車用이 120 萬臺)로 추정되며, 이중 Garrett 社가 50~60%의 높은 市場 占有率을 보이고 있고, Schwitzer 社 및 KKK 가 각각 10% 내외로 그 뒤를 따르고 있다 (그림 5). 日本의 경우를 보면 1983 年에 乘用車用으로 總 32 萬臺가 판매되었고, 그중 Garrett 社가 46%, IHI 가 26%를 차지하였다(그림 6).

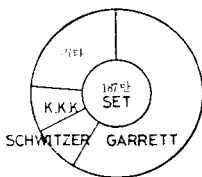


그림 5 세계의 터보 과급기 시장 점유율(1984년)

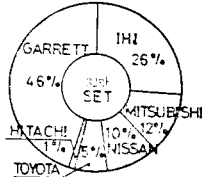


그림 6 일본 승용차용 터보 과급기 시장 점유율(1983년)

터보 과급기의 市場規模는 엔진 터보 과급기의 급격한 증가 추세에 따라 계속 증가되어

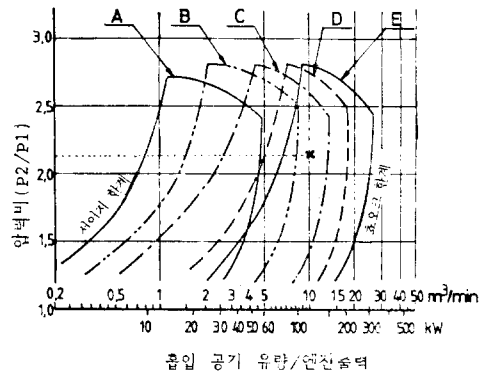


그림 7 터보 과급기 기종별 공기유량과 압력비 범위

1990 年頃에는 그 수요가 500 萬臺에 이를 것으로 예측되고 있다.

그림 7은 外國이 한 터보 과급기 製造業體에서 생산되고 있는 주요 機種에 대하여 壓縮機의 空氣流量과 壓縮機 前後의 吸入空氣의 壓力比(그림 2에서, P/P)의 적용범위를 나타내고 있다. A, B, C, D, E는 크기에 의해 구분되는 각각 다른 機種을 표시하며, 각 機種들은 性能特性이 상이한 여러개의 壓縮機 및 터보인들로 구성되어 있다. 일반적으로 각 터보 과급기 업체마다 그림 7과 같은 壓縮機 性能 曲線을 카탈로그 등에 발표하고 있으며, 주어진 엔진에 적합한 터보 과급기를 選定하고자 하는 경우, 이 그림을 이용하여 적정 機種을 선택하게 된다 (5.2항 '터보 과급기와 엔진의 選定' 참조). 최근 개발되는 터보 과급기 엔진은 壓力比가 2.0

~2.5 정도이며, 디젤엔진의 경우 單位 出力 時間當 必要空氣量이 약 6kg/kW·h 가량 된다. 만일 개발하고자 하는 過給엔진의 目標出力이 120kW 라고 하면 吸入空氣量은 720kg/h 즉 10m/min 정도가 필요하고, 過給 壓力比를 2.2로 하고자 하는 경우 그림 7에서는 C와 D機種이 가능하지만 C의 경우 폐쇄한계(choke limit)에 너무 가까고 또한 作動點이 低效率 범위에 치우치게 되므로 高效率 범위에서 작동 가능한 D機種이 적합하다.

1984年 현재 國內에서 생산되고 있는 터어보 過給엔진은 大宇重工業에서 생산되는 D2156MT 엔진 단 1機種 뿐이며 이 엔진에는 KKK社의 K28機種의 過給機가 장착되어 10~11톤급 トラック용 엔진으로 주로 사용되고 있다.

#### 4. 터어보 過給 엔진의 特徵

排氣가스의 에너지를 이용하여 터어보 過給機를 작동시킴으로써 吸入空氣를 過給시켜 주는 터어보 過給 엔진은 다음과 같은 장점을 가지고 있다.

첫째로, 엔진의 排氣量 또는 回轉 速度를 증가시키지 않고서도 주어진 엔진의 出力을 증가시킬 수 있다. 일반적으로 터어보 過給에 의하여 엔진 出力은 15~30% 증가되며(그림 8), 엔진의 強度 등을 보완시키는 경우 50~100%까지도 出力증가가 가능하다. 이와 함께 出力증가시 무게 증가가 작기 때문에 차량용 터어보 過給機의 무게는 4~10kg 같은 出力의 自然吸入式 엔진(naturally aspirated engine)에 비하여 엔진 무게가 작아지고, 특히 엔진의 부피는 훨씬 더 작아지기 때문에 차량에 탑재시키기가 용이하며, 單位出力當 엔진 價格면에서도 경쟁력을 갖게 된다.

둘째로는, 大氣로 방출되어 폐기되던 排氣가스 에너지를 過給에 이용함과 아울러 吸入 空氣量 증가에 따라 燃燒 조건이 개선되어 熱效率이 증가됨으로써 燃料消費率이 3~5% 감소된다. 다만 低負荷 또는 低速 범위에서는 그 효과가

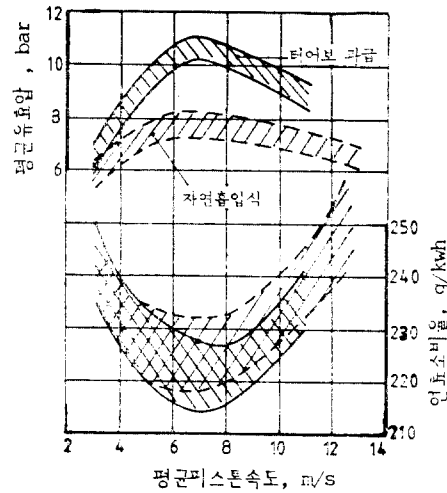


그림 8 차량용 디젤엔진의 평균유효압 및 연료소비율(직접분사식, 0.9~1.1l/cyl)

작아지며, 심한 경우 오히려 燃費가 악화될 수도 있다.

세째로는, 엔진의 토오크 特性의 개선, 특히 torque back-up의 증가를 들 수 있다. 이것은 그림 8에 잘 나타나 있으며, 일반적으로 自然吸入式 엔진의 경우 torque back-up이 10~20% 범위내에 있으나 터어보 過給엔진의 경우 15~30% 범위이며, 大型 トラック용 터어보 過給 엔진의 경우 30~35%까지 증가됨으로써, 주로 高速, 高負荷에서 운전되는 차량의 運轉性을 향상시킬 수 있다.

네째, 自然吸入式 엔진은 高度 上昇時 空氣密度 감소에 따른 吸入空氣量 부족때문에 出力이 현저히 감소되는데 비하여, 터어보 過給 엔진의 경우는 出力 감소가 매우 작다. 그것은 高度 上昇時의 吸入空氣量 감소로 空燃比(空氣重量/燃料重量)가 감소되고 따라서 排氣가스 溫度가 증가됨과 동시에 그림 13), 大氣壓力 감소로 인한 터어빈에서의 壓力膨脹比(그림 2에서  $P_3/P_4$ )가 높아져서 터어빈 出力 및 回轉速度가 증가되어, 壓縮機에서의 이용 가능한 壓縮일이 많아짐으로써 大氣 密度 감소에 따른 吸入空氣量 부족을 일부 보상해 주기 때문이다. 일반적으로 自然吸入式 엔진은 1000m 上昇時마다 出

## ■ 展 望

력이 10%씩 감소되지만, 터보 과급 엔진의 경우 배기가스 온도가 너무 높아지지만 많은다면 출력은 약 1~2%씩 감소된다.

다섯째, 터보 과급 엔진은 自然吸入式 엔진에 비하여 실린더내 가스의 壓力 上昇率이 완만하기 때문에 燃燒 騒音이 감소될 뿐 아니라, 터보 터빈이 배기가스에 대한 消音器(muffler) 역할을 하기 때문에 엔진 騒音이 크게 감소되어 自然吸入式 엔진보다 약 2~3dB(A) 정도 낮게 된다.

여섯째, 실린더내에 과급에 의하여 충분한 空氣가 공급되어 空燃比가 대체적으로 自然吸入式 엔진보다 높기 때문에, 燃料의 보다 더 완전한 燃燒가 가능해짐으로써 煤煙 濃度 뿐만 아니라 炭化水素(THC), 一酸化炭素(CO) 등의 排氣가스 濃度 개선에도 매우 효과적이다.

이상으로 터보 과급 엔진의 주요 장점들을 살펴보고 다음에는 문제점 및 그에 대한 대책들을 살펴보고자 한다. 터보 과급 엔진의 가장 중요한 문제점으로는 低速에서의 不良한 토오크 特性을 들 수 있다. 이것은 터보 과급기가 排氣가스 에너지를 이용하여 구동되기 때문에 低速에서는 터보 출력이 작아지고, 이에 따라 壓縮일이 감소하여 엔진에 공급되는 吸入 空氣량이 부족하게 됨으로써, 低速에서의 토오크는 同一한 定格出力을 갖는 自然吸入式 엔진에 비하여 크게 떨어질 수밖에 없다.

이와 같은 低速 토오크의 不足은 터보 과급기의 慣性質量과 함께 터보 과급의 또 다른 문제점인 瞬間應答性(transient response) 不良의 원인이 된다. 應答성의 문제는 주로 엔진을 空運轉(idling) 또는 低速運轉에서 高速으로 엔진을 加速시키는 경우에 일어난다. 이로 인하여 터보 과급 엔진의 初期加速性이 떨어지며 無負荷 急加速 煤煙이 상당히 증가되고 따라서 運轉條件의 변화가 심한 용도의 차량에 터보 과급을 적용시키코자 하는 경우에는 특별한 技術이 필요하게 된다.

최근에는 터보 과급 엔진의 低速토오크 不足 및 應答성이 느린 特性은 폐쇄구(waste-gate),

可變翼 터보 과급機(variable geometry turbo-charger) 및 複合 과급(combined charging) 등의 방법으로 개선되고 있으며, 이미 폐쇄구는 乘用車用 엔진으로부터 中型 트럭용 엔진 범위까지의 터보 과급에 적용되고 있다. 폐쇄구는 터보 과급엔진의 低速 性能을 향상시키기 위하여 低速에서 충분한 과급을 시키는 경우에 高速 범위에서 발생하는 過渡한 과급(overboosting) 및 터보 과급기의 過速(overspeeding) 문제를 해결하기 위하여 터빈 入口에 장착되는 by-pass 밸브를 말한다(그림 9). 폐쇄구는 일반적으로 壓縮機 出口에서의 吸入空氣 壓力을 이용하여 작동되며, 그 壓力이 일정수준 이상이 되면 밸브가 열려서 排氣가스의 일부를 터빈을 거치지 않고 직접 大氣로 방출시킴으로써 터빈의 출력을 일정 수준으로 유지시켜서 과급기의 過速 및 吸入空氣의 過度한 壓縮을 방지하게 된다.

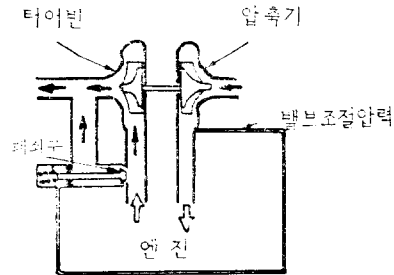


그림 9 폐쇄구 개념도

可變翼 터보 과급機(variable geometry turbocharger)는 터빈과 壓縮機의 案内翼(guide vane)들의 角度를 엔진의 速度 및 負荷에 따라 적절히 조절시켜 주는 과급기이다. 低速 및 低負荷時에는 터빈 및 壓縮機의 有效面積을 작게하여 터빈과 壓縮機의 效率를 향상시킴으로써 엔진의 低速 性能 향상을 도모하고 高速 및 高負荷時에는 有效面積을 크게하여 과급기의 效率를 저하시킴으로써, 運轉條件의 변화가 심한 버스 및 乘用車用 엔진의 과급에 매우 효과적이지만, 裝置 및 構造가 복잡하여 아직은 技術的으로 신뢰성 있는 과급機 製作이 어렵고 따라서 價格이 비싸지기 때문에 주로 高出力을 필요로 하는 엔진에만 적용되고 있다.

複合 過給은 터어보 過給에 慣性 過給을 이용한 것이다. 慣性 過給(inertia charging)은 엔진의 吸氣管內에서 發生되는 脈動에 의한 動的 효과를 이용하여 吸氣管의 길이, 부피 등을 적절히 선택함으로써 低速에서 吸氣밸브가 닫힐때의 吸氣壓力를 증가시켜, 실린더내로 더 많은 吸入空氣가 충전되도록 하는 방법이다. 이 방법은 헝가리 사람 Cser 에 의하여 개발된 이래 최근들어서 많은 트럭용 터어보 過給 엔진에 적용되고 있다. 그림 10에서 볼 수 있듯이 慣性 過給에 의하여 吸氣管을 低速 영역에서 同調시킴으로써 體積效率가 크게 향상되고 이로 인하여 低速 토크가 크게 증가된다. 高速 범위에선 體積效率가 일부 악화되지만 대부분의 터어보 過給 엔진이 이 부분에서는 吸入空氣量에 충분한 여유가 있기 때문에 出力 감소 등이 일어나지 않는다.

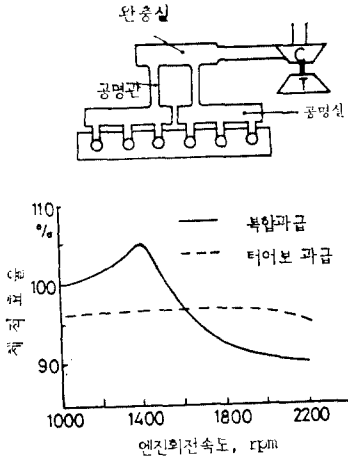


그림 10 Cser의 관성과급을 이용한 복합과급 및 그 효과

### 5. 엔진의 터어보 過給時 考慮 事項

최근의 엔진 新機種 開發時 設計 경향은 터어보 過給 및 給氣 冷却 등에 의한 出力증가를 미리 고려하여 엔진 주요 부품이 충분한 強度를 갖도록 設計하여, 自然吸入式 엔진을 기본으로 터어보 過給 엔진의 開發이 용이하도록 할 뿐만 아니라 各 機種間의 部品 互換性 및 生産性 향상 등을 도모하고 있다. 그러나 이미 開發된 自

然吸入式 엔진의 경우에는 엔진의 주요 部品이 터어보 過給時 機械的, 熱的 負荷에 대하여 충분한 強度를 갖고 있지 못하며, 또한 過給을 고려하여 충분한 強度를 갖도록 設計된 경우에 있어서도 過給 엔진 性能의 最適化를 위하여는 吸排氣 系統, 밸브 開閉時期, 燃料噴射 系統 및 冷却 系統 등에 대한 技術的 검토가 필요하다.

일반적으로 엔진의 터어보 過給時 出力증가 정도는 熱力學的으로는 吸入空氣量 증가에 대하여 燃燒 가능한 燃料增加量 만큼 가능하지만, 실제로 증가 가능한 出力은 이보다 훨씬 작으며 이는 다음과 같은 요소들에 의하여 엔진의 出力증가가 제한되기 때문이다(그림 11). 低速 범위에서는 터어보 過給機의 터어빈이 低效率 범위에서 작동됨으로써 吸入空氣量이 부족하게 되어 出力을 어느 정도 이상으로 증가시키면 煤煙이 過多 排出되어 出力증가가 제한된다(煤煙 限界出力). 그러나 엔진의 回轉速度가 증가됨에 따라 터어보 過給機가 엔진에 충분한 空氣를 공급시켜줌으로써 煤煙이 점차 감소되어 出力을 상당히 증가시킬 수 있게 된다. 最高토크점 부근에서는 平均有效壓力이 매우 높아지고 出力증가에 따른 실린더 暴發壓의 증가는 機械的 負荷를 더욱 증가시킴으로써 아직은 煤煙濃度에 여유가 많을지라도 엔진 주요 部品이 許容應力 限界值에 도달하여 出力증가가 제한된다. 엔진 速度가 더욱 증가되어 定格速度 부근에 이르게 되면 機械的 負荷보다도 熱負荷의 증가에 따른 실린더내의 溫度 上昇이 더욱 문제가 되고 이로 인한 주요 部品の 熱應力 증가가 出力을 제한시

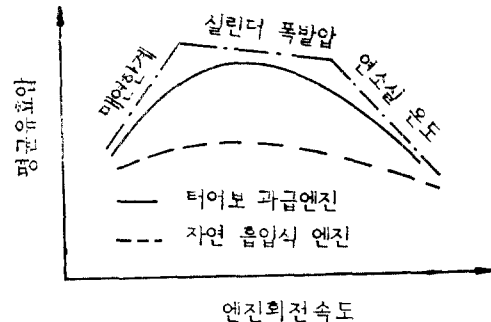


그림 11 터어보 과급 엔진의 출력한계



키는 요인이 된다. 이외에도 始動時의 白煙 瞬間應答性 및 燃料噴射 系統에서의 문제점 등도 엔진의 出力을 제한시키는 요인이 될 수 있다.

본 항에서는 이와같은 過給時 負荷의 증가에 따라 엔진 주요 部品들의 設計時 고려하여야 할 사항들을 部品別로 살펴보고, 엔진의 最適 性能을 위한 적정 터보 過給機의 選定에 대하여 고찰하여 보기로 한다.

### 5.1. 엔진의 設計의 側面

실린더 헤드는 터보 過給時 熱負荷의 증가가 가장 문제가 되는 部品이며 특히 밸브 브리지(valve bridge) 부위 등의 高溫部는 적절히 冷却시키지 못하는 경우 熱應力에 의한 均열이 발생되기 쉽다. 엔진의 熱負荷 증가를 막기 위하여서는 放熱器 및 冷却水의 容量을 증가시켜야 하며, 실린더 헤드의 高溫部의 均열이 계속 일어나는 경우에는 헤드 내부의 冷却水 통로를 개조시키거나 밸브 브리지 등의 高溫部의 두께를 감소시킴으로써 冷却이 잘 이루어지도록 하여야 한다. 헤드내의 흡입포트(intake port)의 形狀은 엔진의 性能 특히 실린더내 空氣의 旋回速度(swirl)에 큰 영향을 미치며 밸브 시이트(valve seat)와 함께 空氣의 吸入性能에 영향을 주게 된다. 일반적으로 過給 엔진의 旋回速度는 自然吸入式 보다 조금 작도록 하는 것이 유리한 것으로 알려져 있으며 밸브 시이트의 直徑 또한 吸入밸브 直徑과 함께, 吸入空氣가 터보 過給機에 의해 강제로 공급되기 때문에 自然吸入式 엔진의 경우에 비해 작게 設計되고 있다. 排氣밸브의 경우도 실린더 헤드와 마찬가지로 高溫, 高密度의 排氣가스와 접촉되기 때문에 적정 壽命을 유지하기 위하여서 밸브면에 stellite 材質의 사용이 요구된다.

燃料噴射 系統은 증가되는 燃料 流量을 엔진의 運轉條件에 따라 충분히 공급 조절할 수 있어야 한다. 따라서 噴射 펌프의 경우 플런저(plunger) 直徑을 적절히 증가시켜야 하며, 노즐의 경우도 噴射孔의 直徑 및 噴射 角度 등이 最適 燃燒에 적합하도록 선택되어야 한다.

피스톤은 機械的 負荷 및 熱負荷 증가가 모두 문제가 될 수 있다. 피스톤과 피스톤 핀, 링 등은 過給時 증가되는 最高 실린더 暴發壓力에 의한 機械的 應力 및 熱負荷 증가로 인한 熱應力에 충분히 견딜 수 있도록 設計되어야 한다. 일반적으로 過給時 증가되는 暴發壓은 엔진의 壓縮比를 작게 함으로서 억제시킬 수 있다. 엔진의 壓縮比는 피스톤의 行程을 줄임으로써 작게 할 수도 있으나, 이 경우 엔진의 개조 범위가 너무 커지기 때문에 일반적으로는 피스톤 上部의 燃燒室 容積을 증가시키거나 第一壓縮링의 위치를 낮춤으로써 실린더 間隙 體積을 크게 하는 방법이 널리 적용되고 있다. 또한 실린더내 暴發壓의 증가는 blow-by gas 및 오일 消費量의 증가를 일으킬 수 있으며 이를 방지하기 위한 적절한 링의 設計가 요구된다. 피스톤의 過度한 熱負荷는 피스톤의 熱膨脹을 증가시키기 때문에 실린더 라이너와 피스톤 사이의 間隙을 증가시킬 필요가 있으며, 오일제트(oil jet)를 이용하거나 피스톤 내부에 冷媒를 순환시킴으로써 熱負荷의 증가를 억제시키기도 한다.

피스톤 핀은 커넥팅로드(connecting rod), 크랭크軸 및 베어링 등의 部品과 함께 機械的 負荷를 가장 많이 받는 部品이며, 이들 部品은 증가되는 最高 실린더 暴發壓에 의한 壓力에 지탱될 수 있도록 強度가 보장되어야 한다. 피스톤 핀의 경우는 일반적으로 피스톤과의 接觸面積을 증가시킴으로써 壓力 증가를 방지할 수 있다. 커넥팅로드는 피스톤의 往復運動을 크랭크軸의 回轉 運動으로 바꾸어 주는 部品으로서 壓縮應力, 引張應力 및 굽힘應力이 함께 작용되며 또한 應力集中에 의한 破損이 일어나기 쉽다. 특히 應力이 集中되는 부분들을 세밀히 검토하여 應力集中에 의한 破損이 일어나지 않도록 強度를 보장시켜야 한다. 크랭크軸 또한 暴發壓의 증가에 따른 굽힘 應力の 증가로 破損이 일어나기 쉬우며, 특히 크랭크 웨브(web) 부위 및 저어널(journal) 부위에 대한 強度 검토가 필요하다. 이들 부위의 強度 보강은 크롬鍍金 또는 高周波熱處理나 tuftriding에 의한 表面硬化가 널

리 이용되고 있다.

실린더 헤드 가스켓 및 헤드締結 볼트도 실린더 暴發壓의 증가에 의한 應力 증가가 치명적이며 따라서 強度보강에 유념하여야 한다. 일반적으로 헤드 볼트의 경우 실린더 暴發壓에 의한 應力에 대하여 安全係數가 2.5~3.0 이상이 되도록 하여야 한다.

밸브 開閉時期는 吸入空氣의 體積效率 뿐만 아니라 터빈에서의 排氣에너지 利用率에도 많은 영향을 준다. 일반적으로 過給時에는 밸브 중첩(valve overlap) 시간을 길게 하는 것이 消氣(scavenging)의 면에서 유리하며 이 경우 吸入空氣는 壓縮되어 공급되기 때문에 體積效率를 크게 해칠 염려는 없다. 그러나 중첩기간이 너무 길어지면 燃燒效率이 크게 떨어지게 된다. 排氣밸브는 일찍 열도록 하는 것이 유리하며 吸氣밸브를 일찍 닫는 경우에는 始動性의 악화없이도 壓縮比 감소 효과를 얻을 수 있어서 暴發壓의 감소에 좋은 방법이 될 수 있다. 이와 같은 밸브 開閉時期의 변화는 캠의 曲面形狀을 개조시킴으로써 얻어진다.

### 5.2. 터보 過給機의 選定

터보 過給機의 選定(matching)이란 주어진 엔진에 적합한 터보 過給機를 選定하는 작업을 의미하는 것으로 터보 過給 엔진의 開發時 가장 중요한 일 중의 한 부분이다.

일반적으로 적정 터보 過給機 機種은 터보 過給機 製作者가 엔진 設計者 또는 엔진 製造業體로부터 過給機 選定에 필요한 기본 자료 즉 엔진 形式, 必要空氣量, 吸入空氣 密度(또는 壓力) 및 溫度 등을 제시받아서 選定하며, 엔진 製造業體는 選定된 터보 過給機 標準 샘플을 過給機 製作者로부터 공급받아서 엔진 動力計上에서 試驗을 통하여 最適 作動點을 결정하고, 최종 過給機 사양을 확정하게 된다.

터보 過給機의 크기는 기본적으로는 엔진이 필요로 하는 空氣의 量에 따라서 결정되며 必要空氣量  $\dot{m}_a$  는

$$\dot{m}_a = \text{出力(kW)} \times \text{燃料消費率(g/kW}\cdot\text{h)} \times \text{空燃}$$

比, g/h

(4)

로 주어질 수 있고, 이 값을 앞의 제 2 항에서 살펴본 식 (1), (3)에 대입시키면 壓縮機에서의 空氣 壓力比  $P_2/P_1$  으로부터 제 3 항에서 이미 언급한바대로 기본 터보 過給機 크기가 결정되며, 적정 壓縮機 사양은 엔진 速度 및 負荷에 따른 必要空氣量 및 壓力比의 作動線을 壓縮機性能 曲線(그림 12)에 중첩시켜서 각 作動點들이 서어지선(surge line) 및 초오크 한계(choke limit)와 충분한 여유를 갖고 또한 高效率 범위내에서 작동되도록 選定된다. 트럭용 터보 過給 엔진의 경우에 있어서는 주로 最大出力 및 最高 토오크 점을 중심으로하여 壓縮機 사양이 검토되며 그림 12의 경우에서 볼 수 있듯이 全負荷 作動線(A-B)이 가급적 高效率 범위내에 들도록 하여야 하고 특히 最大 토오크점 B가 서어지 선에 너무 근접되지 않는 壓縮機를 선택하는 것이 중요하다. 이와 함께 A'(定格速度 無負荷點)가 초오크 한계와 충분한 여유를 갖도록 주의하여야 한다. 또한 만일 터보 過給 엔진이 高山 지대 등 大氣壓이 매우 낮은 지역에서 運轉되는 경우에는 大氣壓의 감소로 인하여 터보 過給機의 回轉數가 증가되고 吸入空氣量과 壓力比  $P_2/P_1$  의 증가로 全負荷 作動線 A''-B''로 올라가기 때문에 특히 B''점에 주의를 기울여야 한다.

터보 壓縮機의 사양이 결정되면 터빈은 壓縮機가 필요한 空氣量을 적정 壓力까지 壓縮

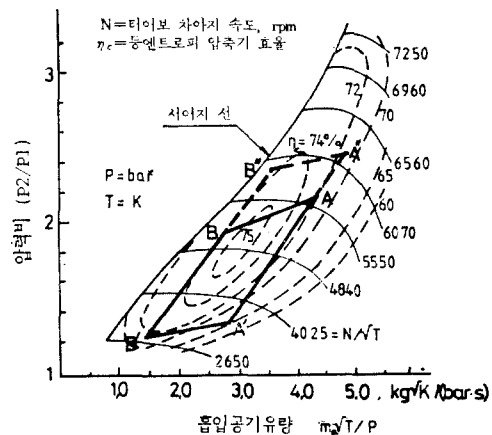


그림 12 터보 과급 압축기 성능곡선

시키는데 필요한 에너지를 排氣가스로부터 얻어 낼 수 있도록 選定되어야 한다. 壓縮機가 필요로 하는 에너지  $\dot{W}_c$ 는 그림 2에 있어서,

$$\begin{aligned} \dot{W}_c &= \dot{m}_a \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \\ &= \dot{m}_a \cdot C_p \cdot T_1 \cdot [(P_2/P_1)^{(r_a-1)/r_a} \\ &\quad - 1] / \eta_c \end{aligned} \quad (5)$$

가 되고 이 에너지는 터어빈으로부터 공급되어야 한다. 壓縮機와 터어빈 사이의 機械傳達效率를  $\eta_m$ 이라 하면, 터어빈의 出力  $\dot{W}_t$ 는

$$\dot{W}_t = \dot{W}_c / \eta_m \quad (6)$$

이어야 하며 터어빈의 效率를  $\eta_t$ , 엔진의 燃料流量을  $\dot{m}_f$ , 排氣가스의 比熱比를  $r_e$ 라 하면

$$\begin{aligned} \dot{W}_t &= (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) \\ &= (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \\ &\quad [1 - (P_4/P_3)^{(r_e-1)/r_e}] \cdot \eta_t \end{aligned} \quad (7)$$

의 관계가 성립된다. ( $C_p$ 는 定壓 比熱을, 添字 1과 3은 그림 2에서의 위치를 뜻함).

주어진 터어빈의 特性曲線은 壓縮機의 경우와 마찬가지로 排氣가스의 流量  $\dot{m}_e (= \dot{m}_a + \dot{m}_f)$ 와 터어빈에서의 壓力膨脹比  $P_3/P_4$ 에 의하여 표시되며 그림 13과 같이 나타난다. 대개의 터어빈 特性曲線에는 效率가 표시되는 않으나 小型 乘用車用의 경우 70~75%, 大型 트럭용의 경우 75~80% 정도이고, 따라서 식 (5)~(7) 및 그림 13의 터어빈 特性曲線을 이용하여 적정 터어빈을 選定할 수 있다. 만약 터어빈 出力이 過多(혹은 不足)하여 壓縮機에서의 壓縮일이 過多(혹은 不足)할 경우에는 터어빈 하우징을 교체시킴으로써 적정 터어빈 特性을 얻어낼 수가 있다. 즉 同一 壓縮機로부터 吸入空氣量을 증가시키거나 過給壓力을 높이고자 하는 경우 작은 터어빈 하우징으로 교체시킴, 吸入空氣量이 너무 많거나 過給壓力이 높은 경우는 터어빈 하우징을 크게 함으로써 적정 吸入空氣量 및 過給壓力을 얻을 수 있다.

이와 같이 하여 적정 터어보 過給機가 選定된 후에는 반드시 엔진 動力計上에서 試驗을 통하여 그 適合性 여부가 확인되어야 하며, 일반적으로 최종 터어보 過給機 사양은 이때에야 비로소 결정되어진다. 터어보 過給機 選定 試驗時에

는 壓縮機 사양, 터어빈 사양 및 터어빈 하우징 사양에 대한 試驗뿐만 아니라, 엔진의 最適性能을 위한 吸排氣管의 開發 作業도 함께 수행되어야 하며, 이와 함께 적정 燃料噴射 펌프 開發 試驗도 진행되는 것이 바람직하다.

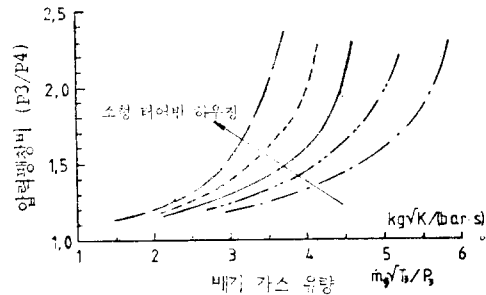


그림 13 터어보 성능 곡선

## 6. 디젤엔진의 터어보 過給化 傾向

최근 高速道路網의 발달 등으로 인한 차량 速度의 증가 및 트럭 등에 있어서는 輸送效率 향상을 위한 차량 總重量(gross vehicle weight)의 증가 추세 등은 엔진의 出力을 더욱 증가시키도록 요구하고 있다(그림 1 참조). 엔진의 出力 증가 방법에는 지금까지 살펴본 過給(supercharging) 이외에도 몇가지 다른 방법들이 시도되어 왔다. 그중 엔진의 실린더 內徑(bore) 또는 行程(stroke)을 크게 하거나 엔진 기통수를 늘림으로써 엔진 排氣量을 증가시키는 방법이 있으나 이 경우 엔진의 強度, 熱負荷, 重量 및 부피 증가 등이 문제가 될 수 있고, 또한 回轉速度를 상승시킴으로써 엔진 出力을 증가시키는 방법은 振動 및 冷却 系統에서의 문제점 때문에 적용에 한계가 있다. 따라서 최근에는 터어보 過給 技術의 발달과 함께 엔진의 出力 증가에는 거의 대부분 터어보 過給의 방법이 채택되고 있는 추세이다.

특히 최근들어 점점 強化되는 排氣 公害 및 騒音의 規制로 인하여 터어보 過給 엔진은 더욱 유리한 위치에 서게 되었고, 1970年代의 石油波動 이후 터어보 過給 엔진이 갖는 燃料 消費率에서의 장점은 小型 乘用車用 엔진에 까지도

## 車輛用 디젤엔진의 過給化 趨勢

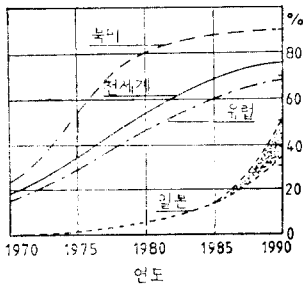


그림 14 대형트럭의 터보 과급 디젤엔진 장착추이(차량 총중량 15톤이상)

터보 過給을 확장시키고 있다.

그림 14는 大型트럭의 터보 過給 디젤엔진 장착 추세를 보여주고 있다. 全世界적으로 1970년에는 18%에 불과하던 것이 1977년에는 42%로 증가되었고 그 경향은 계속되어 1990년에는 北美 지역의 경우 약 400萬臺로 예상되는 차량 需要중 90% 이상, 그리고 全世界적으로는 약 900萬臺중 75% 이상이 터보 過給 디젤엔진을 탑재할 것으로 예측된다. 乘用車의 경우는 1980년의 乘用車 市場 規模 2,600萬臺중 디젤 乘用車가 약 200萬臺이던 것이 1990年頃에는 10~15%로 증가가 예상되고, 유럽과 日本의 경우 디젤 乘用車의 약 45% 이상이 터보 過給 엔진을 사용할 것으로 예상되며, 가솔린 엔진의 터보化 역시 급격히 증가하고 있는 추세를 고려하면, 1990年頃에는 300~500萬臺 가량의 터보 過給 乘用車가 생산 판매될 것이다(표 2).

Volvo 社의 경우는 트럭용 엔진에 1953年 터보 過給을 처음 적용시킨 이후 현재는 거의 全機種의 트럭용 엔진에 터보 過給을 실시하고 있으며 더욱 出力과 燃費를 향상시키고 排氣公害 規制의 強化에 대응하기 위하여 中間冷却器를 추가로 장착시킨 엔진을 開發하여 1992年頃에는 거의 모든 트럭용 엔진 機種을 給氣冷却 터보 過給엔진으로 생산할 예정이다(그림 16). 이와 같은 추세에 따라 각 엔진 製造業體들도 新엔진 開發時 自然吸入 엔진만을 계획하여 엔진을 設計開發하는 경우는 드물며 開發初期부터 터보 過給 및 給氣 冷却엔진 개념까지 設計함

표 2 엔진 및 터보 過給機 市場 規模 (1984, 1988年)

地域	엔진區分	年度	엔진 (千臺)	터보 過給 (千臺)	터보 過給率 (%)
北美	商用디젤	1984	453	327	72
		1988	612	490	80
	乘用車用	1984	8,700	188	2
		1988	9,000	343	4
西유럽	商用디젤	1984	1,606	322	20
		1988	1,722	441	26
	乘用車用	1984	10,442	439	4
		1988	10,951	779	7
日本	商用디젤	1984	630	84	7
		1988	750	215	13
	乘用車用	1984	7,500	511	7
		1988	7,600	985	13
合計	商用디젤	1984	2,689	733	27
		1988	3,804	1,146	37
	乘用車用	1984	26,642	1,138	4.3
		1988	27,551	2,107	7.6

註: (1) 商用디젤: 시판 디젤엔진(on-and off-road)  
(2) 乘用車用: 승용차엔진(included diesel cars)

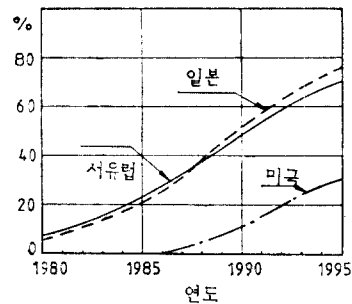


그림 15 승용차용 디젤엔진의 터보 과급화 추이

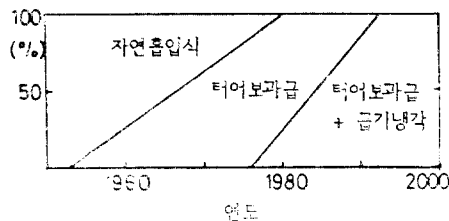


그림 16 Volvo 사의 트럭용 엔진 변화 추이

표 3 主要 엔진 生産業體의 엔진 機種 展開의 例

業 體	엔진 모델	기통수	內徑 mm	行程 mm	排氣量 l	吸入方法	出力 kW/rpm	
Cummins	6C8.3	6	114	135	8.3	NA	125/2500	
	6CT8.3					TC	160/2500	
	6CTA8.3					TI	187/2500	
	3B2.9	3	102	120	2.9	NA	*42/2500	
	4B3.9	4				3.9	TC	78/2800
	4BT3.9				TI		91/2800	
	4BTA3.9				6	5.9	NA	90/2800
	6B5.9	TC					119/2800	
	6BT5.9	TI					139/2800	
	6BTA5.9							
MAN	D2156ME	6	125	155	11.4	NA	177/2200	
	D2156MTE					TC	206/2200	
	D2566MK					TI	230/2200	
VM	HR392H	3	92	90	1.79	NA	38/4200	
	HR492H	4				2.39	NA	53/4200
	HR492HT						TC	75/4200
	HR492HT/I	6			3.59	TI	84/4200	
	HR692H					NA	79/4200	
	HR692HT					TC	113/4200	
	HR692HT/I					TI	126/4200	

註 ; (1) \* : 産業用

(2) NA : 自然吸入式, TC : 터어보 過給, TI : 터어보 過給 給氣冷却

으로써 한 엔진 機種으로부터 폭넓은 범위의 出力을 얻을 수 있도록함과 아울러 지속적인 出力향상이 가능하도록 하고 있다(표 3).

美國 Cummins 社의 경우 최근 新機種 엔진으로 B 및 C 系列 엔진을 開發하였는데, 표 3에서 볼 수 있듯이 C 種機의 경우 실린더 內徑 및 行程이 114×135mm 인 엔진을 自然吸入式과 터어보 過給 및 給氣冷却 엔진으로 구성함으로써 125kW 에서 187kW 까지 出力 범위를 담당하도록 하였고, B 機種의 경우는 위의 機種 전개

개념에 더하여 기통수를 3, 4, 6 으로 변화시킴으로써 出力범위를 더욱 넓혀서 42-139kW 를 담당하도록 하였으며 B, C 系列 모두 5기통 엔진 생산이 가능하도록 設計함으로써 그 용도를 더욱 넓히고 있다.

이와 같이 自然吸入 터어보 過給 및 給氣冷却 과 함께 엔진 기통수를 3기통에서 4, 5, 6기통 등으로 확장시킬 경우 小型, 中型 및 大型의 크기가 다른 3機種의 엔진만으로 20馬力에서 400馬力 이상의 出力범위까지의 엔진 기종 전개가

가능하며, 서로 다른機種間에도 部品共用化 또는 생산 라인의 공동 이용이 가능하도록 엔진 크기 등 기본 설계를 함으로써 新機種 엔진개발 시 原價 節減, 設備投資의 極小化 및 生産性 향상 등을 기하고 있다.

## 7. 맺음 말

주어진 엔진의 排氣量을 증가시키지 않고, 단지 터보 過給機단을 장착시킴으로써 吸入空氣 密度를 증가시켜 엔진의 出力 증가를 얻을 수 있는 터보 過給은 比出力(엔진 單位重量 또는 單位體積當 定格出力)의 증가, 燃料經濟性 향상 및 騒音, 排氣가스 감소 등의 많은 장점 때문에 大型 트럭용 엔진을 중심으로 하여 최근에는 乘用車用 엔진에 이르기까지 터보 過給이 폭넓게 적용되고 있으며 터보 過給 차량이 급속히 증가되고 있다. 한편 터보 過給 엔진의 주요 문제점이었던 低速 토크 문제 및 瞬間應答性 문제 등은 터보 過給機 技術 발달과 함께 폐쇄구(waste-gate), 慣性過給, 電子制御 및 세라믹 터보 過給機 등이 개발됨에 따라 대폭 개선되었다. 또한 엔진의 高出力化, 小型化 및 輕量化를 향한 全世界의 움직임은 앞으로도 계속하여 터보 過給 엔진을 大型 트럭용에서부터 乘用車에 이르기까지 보편화되어 갈 것으로 예측된다.

우리나라의 터보 過給化 실태를 보면, 과거 國內의 터보 過給 技術이 많이 낙후되어 있었으며, 運轉技士 및 차량 整備技士들이 터보 過給 엔진 장착 차량에 대한 경험이 부족하였던 것이 지금까지의 國內에서의 터보 過給 엔진의 보급에 대한 장애 요인이 되어 왔다. 이와 함께 애프터 서비스 및 部品 공급 체계 등이 미비하였고, 특히 트럭 등의 過續 運轉 등 각종 무리한 運轉條件 및 언덕이 많고 屈曲이 심하며, 非鋪裝 道路들이 많은 國內의 道路 사정들로 말미암아 과거 國內에서는 터보 過給 엔진의 많은 장점을 충분히 활용하지 못하고 있었던 것이 사실이다.

그러나 앞서 살펴본 바와 같이 터보 過給

엔진은 自然吸入式 엔진에 비해 많은 장점을 갖고 있고, 또한 世界的인 터보 過給 엔진의 증가 추세를 미루어 볼때 國內에서도 가까운 장래에 터보 過給 엔진의 폭넓은 적용의 시기가 도래할 것으로 전망된다. 특히 최근 國內 自動車 産業의 技術發展 추세 및 運輸業體의 전반적인 수준 향상의 현실을 고려하면 우리나라에서도 터보 過給 엔진을 도입 활용하는데 필요한 모든 기술적 여건은 충분히 무르익었다고 관측된다. 이러한 추세를 감안한다면, 國內의 차량 製造業體, 엔진 製造業體 및 燃料噴射 펌프와 터보 過給機 등의 自動車 部品 製造業體들은 해당 事業分野에서 엔진의 터보 過給化와 관련된 技術 및 事業 體制를 단계적으로 구축하여 감이 필요하다고 판단되며, 아울러 運輸業體에서는 터보 過給 엔진의 적절한 整備 방법을 도입하고 터보 過給 엔진 장착 차량의 올바른 運轉 指針을 도입 정착시키는 등 터보 過給 엔진 시대의 도래에 대한 적절한 준비를 하여 나감에 필요할 것으로 본다.

## 參 考 文 獻

- (1) N. Watson and M.S. Janota, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, Macmillan, 1982
- (2) K. Zinner, *Supercharging of Internal Combustion Engines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1978
- (3) 稻葉 興作, 過給機의知識, 成山堂 書店, 1968
- (4) N. Watson, "Introduction to Supercharging", Lecture 1 of Short Course on Turbocharging, Imperial College, London, 1984
- (5) S.D. Haddad and N. Watson, *Principles and Performance in Diesel Engineering*, Ellis Horwood Ltd, 1984
- (6) G. Holzhausen, "Mechanical Design of Turbochargers", Lecture 3 of Short Course on Turbocharging, Imperial College, London, 1984
- (7) IHI Catalogue, "RH Series IHI TURBO"
- (8) Garrett Catalogue, "Garrett Turbo-Charger Systems"
- (9) KKK Catalogue, "Turbolader"
- (10) IHI-Turbo 名人でも *The World*, IHI Publ.

## ■ 展 望

- cation, 1984
- (11) 秋田 宏, 岡崎 洋一郎, “三菱 TC05, TC06 形ターボチャージャー,” 内燃機関 17巻, 14號 1978
- (12) C.H. Such, “Turbocharged Truck Engine Survey”, RICARDO, 1980
- (13) C.H. Such, “Survey of Diesel Engines used in Medium Truck”, RICARDO, 1982
- (14) J.H. Kruithof, “Design Aspects, Economics and Environmental Impact of Turbocharged Truck Diesel Engines”, The Transport Engineer May 1977
- (15) 洪重錫, “車輛用 디젤엔진의 터보 過給化” 자동차공학회지, 5권 2호, 1983
- (16) N. Watson, “Turbochargers for the 1980s-Current Trends and Future Prospects”, SAE Paper 790063, 1979
- (17) N. Watson, et al, “Turbocharging; What does the Future Hold?”, Automotive Engineering, Vol. 87, No. 6, 1979.
- (18) M. Scott, “Supercharging High Speed Diesel Engines”, High Speed Diesel Report, JAN-FEB 1982
- (19) N. Watson, et al, “Turbocharger System Options for Vehicle Engines”, I. Mech. E. Conference Turbochargers and Turbocharging, Paper C61/78, 1978
- (20) S.G. Berenyi and C.J. Raffa, “Variable Area Turbocharger for High Output Diesel Engines”, SAE Paper 790064, 1979
- (21) G. Cser, “Some Results of Combined Charging Application”, I. Mech. E. Paper C64/78, 1978
- (22) D.I. Lee, et al, “An Application of a Combined Charging System on a Turbocharged Diesel Engine”, SAE Paper 840352, 1984
- (23) H.C. Brands, “Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engine”, SAE Paper 790069, 1979
- (24) J.A. Hardy, “What Determines the Output of a Turbocharged Diesel Engine”, Garrett Corporation, 1977
- (25) R.C. McIntosh, “Turbocharging a 6-Cylinder Diesel for Various Ratings and Applications”, SAE Paper 810341, 1981
- (26) H.W. Barnes-Moss, et al, “The Design and Development of Heavy-Duty, Off-Highway Diesel Engine Family”, SAE Paper 770775, 1977
- (27) R.R. Sekar, “Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling”, SAE Paper 820503, 1982
- (28) G. Holtzhausen, et al, “Integral Air-to-Air Intercooling: A New Way to Improve Fuel Economy Gaseous Emissions and Increase Output”, ASME Pub. 76-DGP-12, 1976
- (29) B. Walsham, “Turbocharger Matching”, Lecture 7 of Short Course on Turbocharging, Imperial College, London, 1984
- (30) G. Winkler, “Matching-Turbocharger and Engine Graphically”, I Mech, E. Paper C47/82, 1982
- (31) G. Marion and M. Biadault, “Recent Evolution in Turbocharging Diesel Engines for Truck Applications”, I. Mech. E. Paper C60/78, 1978
- (32) 岡崎 洋一郎, “ターボチャージャー技術の話題”, 自動車工学, 1978
- (33) P. Berg and S. Udd, “Truck Engine Charge Air Cooling-Experience, Trends and Developments”, SAE Paper 831199, 1983
- (34) R. Wilson, “Cummins B Series Ready for Production”, Diesel Progress North America, May 1983
- (35) Cummins Catalogue, “New Series B, C Engine”
- (36) MAN Catalogue, “Four-Stroke Diesel Engines for Industrial Applications, 32-452kW”, 1982
- (37) R.A. Harmon, R.P. Larsen, “Ceramic Turbochargers Boost Engine Performance”, Mechanical-Engineering, Oct. 1984

