

車輛用 디젤 엔진의 터어보過給化 (Turbocharging of Automotive Diesel Engine)

洪 重 錫*
J. S. HONG

1. 序 論

디젤 엔진의 性能을 向上시키고 유해한 배기가스를 감소시키기 위한 하나의 수단으로 트럭용 엔진이나 off-high way용 디젤 엔진의 過給化는 급격한 증가추세를 나타내고 있다. 1970년대의 2차에 걸친 오일쇼크의 영향으로 승용차의 경우 小型化 輕量化 되면서 燃燒效率이 높은 小型 디젤 엔진을 점차 적용하는 경향이 두드러지게 나타나게 되었고 소형 고속 디젤 엔진의 터어보 過給化의 必要性도 크게 되었다. 뿐만 아니라 가솔린 엔진에서도 터어보 차저를 적용하고자 하는 경향이 일어나 많은 車輛 maker에서나 엔진maker에서 터어보 차저에 대한 연구에 박차를 가하고 있다. 이 터어보 차저의 개념은 1905年 Dr. Bushi에 의해 考案되었으나 1940年代에만 해도 매우 복잡하고, 비효율적으로만 보였던 小型 터어보 차저는 그동안 놀라운 속도로 發展을 거듭하여 이제는 트럭용 디젤 엔진의 경우 無過給 엔진과 마찬가지로 過給 엔진은 一般化 되었으며, 엔진의 초기 설계시부터 過給 엔진 出力을 고려하여 市場要求에 適合한 無過給 및 過給엔진의 出力을 決定하기에 이르렀다. 現在 이 터어보 차저는 100ps의 엔진으로부터 50,000ps의 디젤 엔진에 이르기까지 全出力 범위를 만족시키고 있으며 1980년대에도 계속적으로 확대 적용되어질 것으로 보인다.

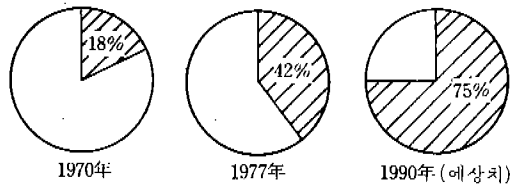


그림 1. 터어보過給 엔진을 장착한 트럭의 비율

車輛總重量이 15ton이상인 트럭中에서 터어보 過給 엔진을 장착한 트럭의 비율은 그림1과 같이 1970년에 18%에 불과하던 것이 1977년에는 42%에 이르고 있으며, 英國의 Ricardo社에서는 1990년에 75%에 이를것으로 추정하고 있다. 이와같이 터어보 過給엔진의 사용이 증가되는 理由는 그림2와 같이 車輛用엔진 出力이 점차 高出力化하는데 이에 맞추기 위해 기존엔진에 터어

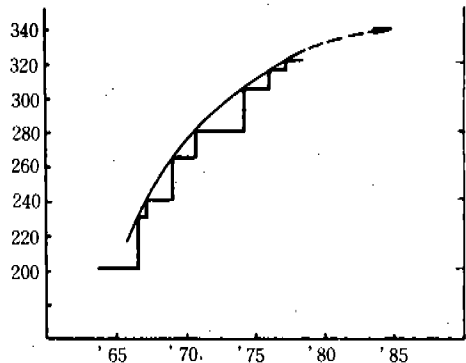


그림 2. 日本의 G.V. W20 TON級 트럭의 엔진 出力 추이

*非會員 : 大宇重工業

보 차저를 장착하여 出力을 증대시키고자 하는 경향과 터어보 차저의 낮은 연료소비율, 배기량에 대한 高出力과 적은 부피, 점차 강화되어 지는 排氣가스 規制 및 騒音規制를 만족시키고 고도에 따른 出力감소를 적게할 수 있어 고산지대에 적합하기 때문이다.

2. 터어보 過給엔진의 特徵

2.1 出力特性

無過給 엔진의 吸入 空氣量은 엔진의 回轉數에 比例하는 반면 터어보 過給엔진은 엔진 回轉數의 供給에 比例하게 되므로 高速에서 엔진 出力은 급격히 상승하게 된다. 일반적으로 約15~20% 以上の 出力 증대를 이루는 것이 보통이다. 아래표는 1979年度 トラック용 엔진의 BMEP (Brake Mean Effective Pressure)를 나타낸 것이다.

表 1. 1979年度 トラック용 엔진의 平均 BMEP

(단위 : kg/cm²)

	最大回轉力回轉數	定格出力回轉數
無過給 엔진	8.4	7.3
터어보過給엔진	11.2	9.4

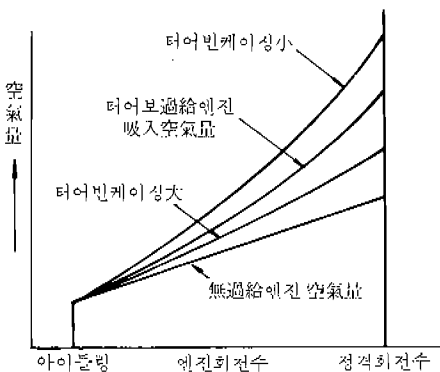


그림 3. 엔진회전수에 따른 吸入空氣量

다음장에서 설명하겠지만 저속에서의 고회전력을 얻기 위해서는 저속에서의 壓縮機의 boost 壓力을 높여야 하는데 이를 위하여 comprocx, variable geometry turbocarger 등이 개발되고 있

으며, torque back-up

$$\left(\frac{\text{최대회전력} - \text{최대출력에서의 회전력}}{\text{최대출력에서의 회전력}} \right)$$

을 크게하기 위하여, 高速에서의 出力을 감소시키기도 한다. 表 1에서 보듯이 無過給 엔진에서의 torque back-up은 15%인데 반해 터어보 過給엔진의 torque back up은 19%로 向上되었다. 연료소모율을 줄이기 위하여 엔진 회전수 영역은 줄이고, 차량의 운전성을 좋게 하기 위하여 torque back-up은 크게 하는 경향이 1980년대 트럭엔진의 중요한 경향이 될 것이다.

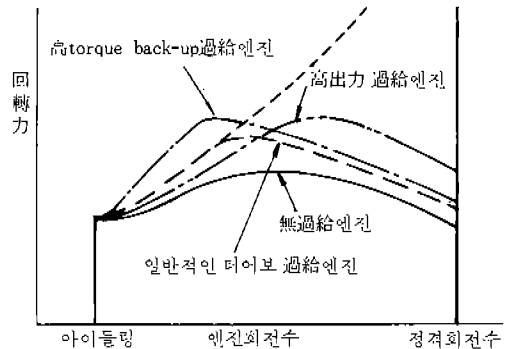


그림 4. 엔진회전수에 따른 회전력

MACK トラック용 엔진에서 torque back up 이 54%에 이르는 엔진도 있으나 一般的으로 35%를 넘지 않는 것으로 보인다.

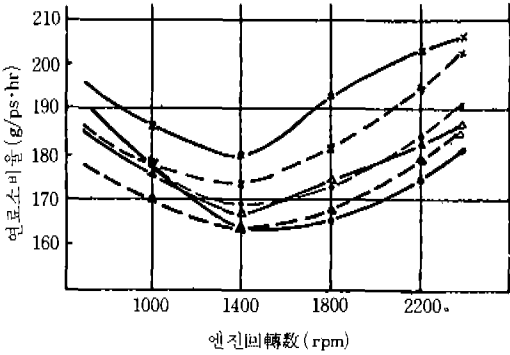
또한 車輛의 운전성과 관련한 최대출력 回轉數에 대한 最大 回轉力 回轉數의 비율은 無過給엔진이나 터어보 過給엔진에서나 55~70% 수준으로 큰 差異가 없다.

2.2 燃料消費率

燃料消費率은 高負荷의 경우 터어보 過給엔진이 無過給 엔진보다 양호한 것으로 나타난다. 엔진의 저속에서는 燃料消費率이 같거나 다소 불리한 반면 高回轉에서는 상당히 양호한 것으로 나타난다.

그러나 部分負荷의 경우에는 그림 5에서 보는 바와 같이 터어보 過給엔진이 無過給 엔진에 비해 不利한 것으로 나타난다.

負荷가 더 증대될 경우 無過給 엔진의 燃料消



터어보過給엔진
 ×—× BMEP 4kg/cm²
 △—△ " 6kg/cm²
 ●—● " 7.5kg/cm²
 無過給엔진
 ×—× BMEP 4kg/cm²
 △—△ " 6kg/cm²
 ●—● " 7.5kg/cm²

시험엔진
 Bore : 128mm
 Stroke : 145mm
 CYL數 : 6
 燃燒方式 : D.I

그림 5. 연료소비율 곡선도

費率은 급격히 증가하는 반면 터어보 過給엔진의 燃料消費率은 더 向上하게 된다. 따라서 高負荷에서 主로 作動하는 用途의 엔진의 경우에는 터어보 過給엔진이 燃料消費率 側面에서 더 有利하며 低負荷나 部分負荷에서 主로 作動되는 엔진의 경우에는 無過給 엔진이 더 有利하다. 즉 G. V. W가 15ton 以上되는 장거리 主營용 차량의 엔진에는 터어보 過給엔진이 有利하며 中·小型 트럭 및 市内走行 bus엔진의 경우에는 無過給엔진이 燃料經濟性面에서 有利하다.

2.3 騒音

터어보 過給엔진은 一般的으로 無過給 엔진보다 騒音側面에서 매우 양호한 것으로 알려져 있다. 엔진에서 發生되는 騒音은 실린더內徑과 엔진의 回轉數에 의해 主 영향을 받는데 4stroke 엔진의 騒音은 다음 式에 依해 豫想할 수 있다.

○ASME prediction(엔진 表面으로부터 3ft 의 거리에서의 騒音豫상)

(1) 4stroke 無過給디젤엔진

$$d\beta(A) = 30 \log_{10} N + 50 \log_{10} B - 31.5$$

(2) 4stroke 터어보 過給디젤엔진

$$d\beta(A) = 40 \log_{10} N + 50 \log_{10} B - 66.5$$

단, N; 엔진회轉數 (rpm) B; 실린더內徑 (inch)

○Ricardo prediction(엔진表面으로부터 1m 거리

에서의 騒音豫상)

(1) 4stroke D, I 無過給 디젤엔진

$$d\beta(A) = 30 \log_{10} N + 50 \log_{10} B - 48.5$$

(2) 4stroke D, I 過給디젤엔진

$$d\beta(A) = 40 \log_{10} N + 50 \log_{10} B - 66$$

단, N; 엔진회轉數 (rps) B; 실린더內徑 (mm)

위의 式에 따라 실린더 內徑 100mm, 엔진回轉數 2,000 rpm을 基準으로 過給 및 無過給 엔진의 騒音을 比較해 보면 아래 表 2와 같다.

表 2. 騒音 比較豫상치

區 分	無過給엔진	터어보과급엔진	비 고
ASME 豫상치	97.3	95.3	△ 2.0
Ricardo 豫상치	97.2	94.9	△ 2.3

또 실제로 측정한 엔진의 騒音을 比較해도 그 結果가 위의 豫상과 거의 일치함을 알 수 있다.

表 3. 騒音 實測值 (단위 dβ(A))

엔 진	무과급엔진	터어보과급엔진	비 고
A 엔진	92	90.5	△ 1.5
B 엔진	93	91.5	△ 1.5
C 엔진	101.1	98.5	△ 2.6

위의 豫상 公式이나 엔진의 騒音實測值에서 볼 수 있듯이 騒音수준은 터어보 過給엔진이 無過給 엔진보다 2~3 dβ(A) 差를 示할 수 있고 騒音을 줄일 目的으로 過給엔진의 回轉數를 100 rpm 減일때 보통 0.5~1.0 dβ(A)를 減소시킬 수 있다.

2.4 重量·부피 및 cost

無過給엔진과 터어보過給엔진이 同-한 排氣量을 가질때, 터어보 過給엔진은 無過給 엔진보다 20%정도의 出力증대를 이룰 수 있어 馬力當 重量은 가벼워 질 것으로 보이나, 구조의 강도 보강 등으로 因하여 무게의 증가와 터어보 차저의 무게 등으로 因하여 馬力當 重量은 無過給 엔진과 大同小異하다. 그러나 엔진의 부피는 매우 compact하게 되어 단위 부피당 出力은 터어보 過給엔진이 無過給엔진보다 훨씬 커진다.

엔진제조가격은 엔진의 형태, 터보 차저의 가격 제작회사의 재무구조나 생산대수 등 복합적인 요인에 의해 결정되기 때문에 단순한 비교는 어려우나 터보 차저 過給엔진의 馬力當 價格은 無過給엔진과 같거나 다소 싸게 될 수 있을 것이다.

表 4. 단위부피當 出力 比較
(단위: PS/m³)

區 分	無過給엔진	터보 過給엔진	비 고
In-line	174	216	+24%
VEE- 엔진	205	248	+21%

2.5 高度에 따른 出力 補償

엔진의 出力은 高度가 높아짐에 따라 出力이 저하되는데 無過給엔진의 경우 고도 2,000m에서의 出力低下는 27%인데 반해 터보 過給엔진은 5%의 出力低下가 일어나 엔진 出力감소량이 크게 준다.

또 고산지대에서는 空氣의 密度가 낮아 吸入되는 空氣量이 크게 줄기 때문에 無過給엔진의 경우에는 매연이 매우 중요한 문제로 대두된다.

그러나 過給엔진의 경우 充分한 空氣量을 엔진에 供給하기 때문에 매연이 크게 감소한다. 高山지대에서 운행하는 차량이나 高山地帶와 平地를 왕복 운행하는 車輛의 경우 터보 過給엔진의 使用은 필연적인 것으로 보인다. 그러나 無負荷急加速時의 매연문제는 해결되어야 할 문제이다.

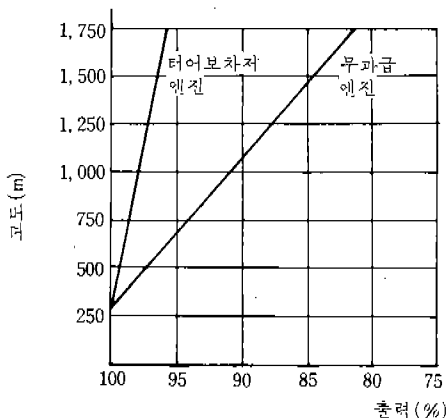


그림 6. 고도에 따른 出力比較

2.6 排氣가스와 煤煙

터보 엔진의 경우 充分한 量의 空氣를 吸入하므로 完全燃燒가 일어나 매연이 크게 줄고 排氣가스의 量도 줄어든다. 특히 HC와 CO등 不完全燃燒에서 나오는 排氣가스는 현저히 줄어든다. 또한 燃料噴射時期를 늦춤으로써 성능에 別 영향 없이도 NOx를 낮출 수 있다. NOx, CO, HC 등 인체에 유해한 排氣가스는 排氣가스 規制法에 의해 美國과 日本에서는 이미 規制받고 있고 우리나라에서도 1983년 7월 1일부터 D.I 디이젤 엔진의 경우 NOx는 1,000ppm, CO는 980ppm, HC는 670ppm으로 규제 받게 될 것이다. 또한 煤煙도 50% (Bosch 5.0)의 現행規制를 계속 받게 될 것이기 때문에 이 排氣가스 規制에 對應하는 方法으로 터보 차저의 적용을 研究해 볼직하다.

그러나 저속에서 압축기의 저압력기 때문에 엔진의 순간 응답성이 저하되어 無負荷急加速時에는 매연이 크게 증가한다. 더구나 우리나라와 日本의 경우 이 무부하 급가속시의 매연을 規制하고 있기 때문에 터보 過給엔진의 開發 및 적용에 커다란 어려움이 있다. 定速時 매연은 그림 7에서 볼 수 있듯이 터보 過給엔진에서는 매우 양호하며 고속에서의 매연이 特別 좋아졌음을 알 수 있다.

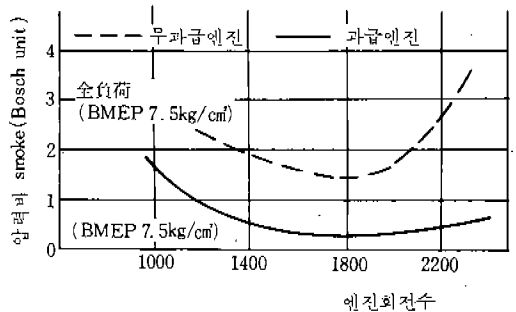


그림 7. 엔진회전수에 대한 매연比較

3. 壓縮機

3.1 壓縮機의 特性

그림 8은 터보 차저 엔진의 代表的인 壓縮機의 性能曲線圖를 나타낸 것이다. 그림에서는

흡入 空氣量에 對한 壓縮機의 總壓力比를 나타낸 것이다. 점선으로 나타낸 선은 압축기의 효율 곡선이며 실선은 壓縮機의 回轉數를 나타내고 굵은실선은 엔진回轉數에 따른 흡入空氣量과 總壓力比를 나타낸다.

엔진과 壓縮機를 최적으로 組合하기 위해서는 엔진의 최대出力點과 最大回轉力點 그리고 荷重이 걸리는 最低회轉數點을 연결한선 - 그림 8에서의 굵은선 - 이 그림 특성도 상에서 效率가 가장 좋게되도록 壓縮機를 選定하여야 한다.

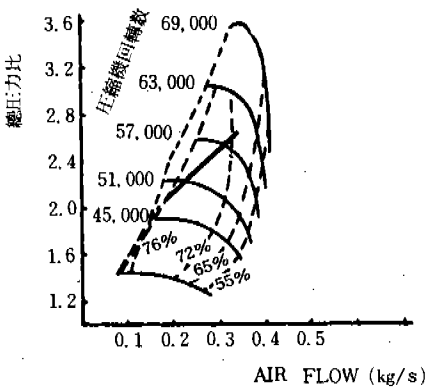
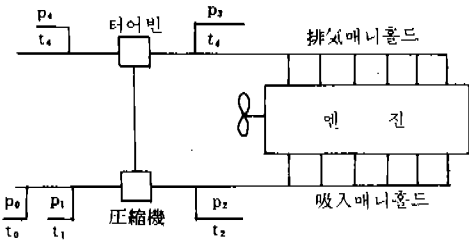


그림 8. 壓縮機와 엔진 특성도

3.2 壓縮機의 選定

앞에서 언급한 바와 같이 엔진의 최대 출력회轉數, 最低회轉력 回轉數, 負荷가 걸려있는 상태에서의 最低回轉數에서 壓縮機前後의 壓力比를 求하여 이 3 회轉數에서의 흡入空氣量과 壓力比



- P₀, t₀ : 大氣의 압력 및 온도
- P₁, t₁ : 壓縮機入口의 압력 및 온도
- P₂, t₂ : 壓縮機出口의 압력 및 온도
- P₃, t₃ : 터어빈入口의 압력 및 온도
- P₄, t₄ : 터어빈出口의 압력 및 온도

그림 9. 壓力 및 溫度測定位置

를 壓縮機特性曲線圖上에 plotting하여 最大의 效率를 갖도록 最適의 壓縮機를 選定하면 된다. 즉 壓縮機入口에서의 空氣壓을 P₁, 出口에서의 空氣壓을 P₂, 大氣에서의 溫度를 T₀; (t₀+273°), 壓縮機入口에서의 空氣比重을 ρ₁, 出口에서의 空氣比重을 ρ₂, 가스定數를 R₀, 연료 1kg에 필요한 空氣의 重量을 m_{Lmin}, 예상되는 연료소비율을 b_e, 배기량을 V_H, 유효출력을 N_e, 最大回轉數를 n_m, 傳達效率를 λ, 흡入空氣量의 比를 λ_v 라고 하면 흡入空氣重量 m_L은

$$m_L = N_e \cdot b_e \cdot \lambda_v \cdot m_{Lmin}$$

흡入空氣量 Q 는

$$Q = \frac{V_H \cdot n_m \cdot \lambda}{i}$$

단, i는 2cycle인 경우 1

4 cycle인 경우 2

壓縮機의 效率를 η_{isv} 라고 하면

壓縮機 入口의 壓力比 π_v 는

$$\pi_v = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left[1 + \frac{1}{\eta_{isv}} \left\{ \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{k-1} - 1 \right\} \right]$$

$$\left\{ \begin{aligned} \text{여기에서 } \rho_1 &= \frac{P_1}{R_0 \cdot T_0} \\ \rho_2 &= \frac{m_L \cdot i}{V_H \cdot n_m \cdot \lambda} \end{aligned} \right.$$

위와 같은 方法으로 最低출력회轉數, 最低회轉력회轉數, 負荷가 걸리는 最低回轉數에 대한 m_L과 總壓力比 π_v를 求하고, 求한 3點을 이용하여 最大의 效率를 갖는 壓縮機를 選定하면 된다.

3.3 壓縮機 選定時 考慮되어야 할 사항

壓縮機 選定時에는 다음과 같은 사항은 반드시 고려하여 壓縮機를 選定하여야 한다.

첫째, 壓縮機 設計 및 選定時 엔진의 흡입空氣量은 壓縮機의 最大許容量과 surge line 사이에 있어야 한다. 엔진의 使用범위가 넓어 이 surge line과 만나게 될 경우 過大한 騒音이 發生할 뿐 아니라 회轉력이 급격히 떨어지게 된다.

최대출력시 最大회轉力시 最高의 壓縮機 效率를 가지면서 最低회轉力시 surge line과 만나지 않기 위해서는 一般적으로 最低회轉力의 엔진 회轉數

를 최대 출력시 엔진회전수의 60%로 잡는다.

둘째, 燃焼特性上 최대출력시 회전수에서 회전수가 줄어들면 回轉力은 증가하지만, 壓縮機의 吸入 空氣量은 엔진수의 회전수의 제곱에 비례하므로 엔진회전수가 떨어지면 급격히 감소하게 된다. 따라서 저속에서의 回轉力이 크게 떨어져 엔진의 主要特性인 torque back up이 줄어들게 되는데 이 torque back up이 줄어들지 않도록 잘 조합하여야 한다. 이점에 대하여서는 다음 장의 엔진과 터보 차저의 최적화 설계에서 더 자세히 설명하기로 한다.

세째, 고도에 따른 압축기의 性能變化를 고려하여야 한다. 고도가 높아지면 大氣圧이 낮아지므로 壓縮機의 總圧力比와 속도가 증가되게 되고, 엔진의 作動범위도 크게 되는데 특히 저속에서 surge line과 더 가까워 되기 때문에 壓縮機 選定時 사용되는 최고 高度에서 surge line과 엔진 作動 범위에 대한 검토를 하여야 한다.

4. 터빈

4.1 터빈의 특성

터보차저의 터빈과 터빈 케이싱의 특성을 나타내면 그림10과 같이된다. ---선은 정속상태에서의 엔진 성능선이다.

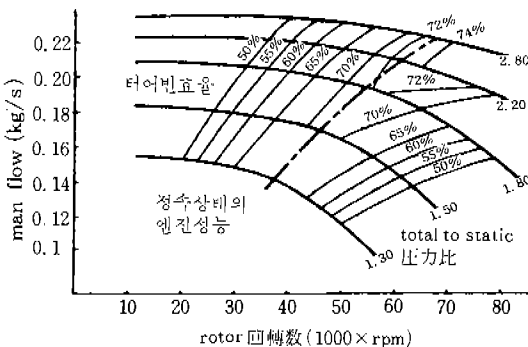


그림10. 터빈과 엔진의 관련 특성도

그림11은 터빈의 흡입질량과 터빈 圧力比 (total to static) 관계도이다. 터빈 swallowing capacity라고 불리는 이 曲線은 定해진 壓縮機와 터빈 케이싱. 터빈 노즐면적에서의 터

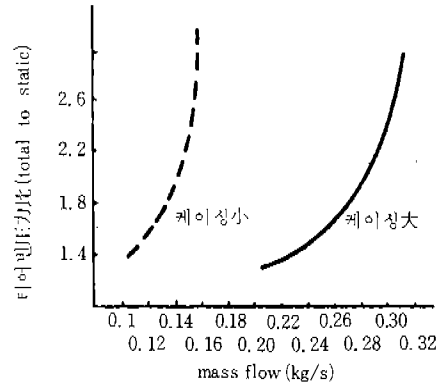


그림11. 터빈 흡입용량

빈의 흡입질량과 圧力比를 나타낸 것이다.

그림11은 그림10에서 吸入 空氣量과 圧力比의 관계를 뽑아낸 것으로 이 swallowing capacity 곡선 위에서 볼 수 있듯이 터빈의 圧力比 (total to static)는 터빈의 吸入 空氣量에 대해 단순 비례하지 않는다. 즉 터빈이 저속으로 돌 때에는 터빈의 吸入 空氣量이 커짐에 따라 圧力比는 서서히 증가하나, 어느 일정한 속도에 이르르면 吸入 空氣量에 대한 圧力比 상승은 급격하게 증가하게 된다. 터빈의 이 특성은 터보 차저의 성능 특성상 중대한 의미를 갖게 된다. 즉 터보 차저가 고속에서는 充分한 성능을 발휘하지만 저속에서는 이 swallowing capacity line에 따라 터빈의 圧力比가 급격하게 떨어지게 되고 따라서 壓縮機에 의해 엔진에 供給되는 空氣의 量도 급격히 떨어지게 되기 때문이다.

또 그림11에서 보듯이 터빈 케이싱이 큰 터보 차저는 터빈 케이싱이 작은 터보 차저보다 터빈의 圧力比가 낮게 되고 따라서 터빈의 회전수도 감소되고 壓縮機에 의해 吸入되는 공기의 量도 줄어들게 된다. 동일한 壓縮機를 사용하여 더 많은 空氣를 吸入하기를 원할 때에는 터빈 케이싱을 작게 하여 (터빈 날개와 터빈 케이싱간의 간극을 작게 하여) 압축기의 過給 圧力을 높게 하여야 하며 너무 과도한 空氣가 吸入될 때와 터보 차저의 작동범위가 너무 넓어 壓縮機의 surge line과 만나게 될 때에는 터빈 케이싱을 크게 하여 壓縮機의 總 圧力比와 吸入 空氣量을 줄일 수 있다.

4.2 터어빈의 選定方法

터어빈 選定은 壓縮機 選定方法과 마찬가지로 최대출력회전수, 최대회전력회전수, 負荷가 걸려 있을 때의 最小回轉數에서의 $m_{rv}\sqrt{T_3}/P_{stot}$ 의 값과 P_{stot}/P_{st} 의 값을 求하여 터어빈 특성 곡선상에 plotting하여 가장 적절한 터어빈을 選定하면 된다 (부호는 그림9 참조).

즉, $\pi_v = \frac{P_2}{P_1}$ π_v 는 壓縮機에서 求해지므로

$$P_2 = \pi_v \cdot P_1$$

$$\tau = \frac{T_1}{T_3 \cdot \eta_v \cdot \eta_r \cdot \eta_m}$$

(η_v : 壓縮機效率 η_r : 터어빈效率

η_m : 機械效率, T_1, T_2 는 절대온도)

τ 값으로부터 diagram에서 $\frac{\Delta p}{\Delta P_2}$ 를 求하여 Δp 를 계산한다.

$$P_{stot} = P_2 - \Delta p$$

$$P_{stot} = P_0 - (P_0 - P_1)$$

($P_0 - P_1$)는 back pressure P_{stot} 과 P_{stot} 은 각각 전체 壓力과 정압을 나타낸다.

위식으로부터 $\frac{P_{stot}}{P_{stot}}$ 와 吸入되는 空氣量 $m_{treat} = \frac{m_r \cdot \sqrt{T_3}}{P_{stot}}$ 을 터어빈 특성 곡선상에 plotting 하여 最適의 터어빈을 選擇하면 된다.

위와 같은 方法으로 選定한 터어빈을 실제로 시험해 보게되면 이론상 계산에 의해 選定한 터어보 차저의 예상과는 다르게 나올 수 있다. 즉

그림 12에서 A線과 같은 성능을 目標로 터어보 차저를 選定하였더라도 B線이나 C線과 같이 되었을 때, 터어빈 特性에서 說明한 바와같이 케이싱의 크기를 조절함으로써 A곡선에 맞출 수 있다. 즉 B線과 같은 성능曲線을 얻었을 경우에는 터어빈의 케이싱을 크게하여 터어빈날개와 케이싱의 간극을 크게 함으로써 압축비를 낮출 수 있고, C線과 같은 성능 곡선을 얻었을 경우에는 터어빈의 케이싱을 작게하여 압축비를 높일 수 있어 목표선 A에 맞출 수 있다.

5. 터어보 차저 엔진의 最適化 設計

앞장에서는 최고폭발壓力 등 기계적 制限要因 등을 감안하지 않고 必要한 出力에 맞추어 空氣量을 決定해 놓고 계산한 理論的인 選定方法에 불과하다. 그러나 실제로 터어보 차저를 엔진에 적용시킬때 고려하여야 할 사항으로는 엔진의 性能, 즉 최대출력, 최대회전력, 최대회전력 對 最大 出力時의 回轉力의 比, 최대출력 회전수에 대한 最大 回轉力 回轉數의 比, 煤煙, 排氣가스 규제, 순간 응답성 등과 터어보 차저의 特性, 터어보 차저의 사용 회전수 영역, surge line, 터어보 차저의 효율, 엔진의 구조적인 강도, 즉 허용 최대 폭발壓力 등이 있다. 따라서 이와 같이 많은 고려사항을 감안하여 最適의 터어보 차저를 選定하여 엔진과 조합한다는 것은 매우 어려운 문제인 것이다.

5.1 터어보 차저의 엔진의 성능곡선 결정

터어보 차저엔진의 성능 곡선을 결정하는데에는 주로 최대허용폭발壓力, 空燃比, 排氣가스의 온도를 감안하여 결정하게 된다. 無過給 엔진의 경우에는 기관 出力은 大部分 매연의 한계에 의해 決定되지만 터어보 차저엔진은 매연은 크게 양호하기 때문에 최대폭발壓力의 허용치에 따라 결정되는 경우가 많다. 그러나 최대폭발壓力 허용치는 엔진의 피스톤, 피스톤핀, 커넥팅로드, 메인 베어링, 크랭크샤프트 등의 기계적 강도에 따라 한정되므로 터어보 엔진 설계시에는 먼저 最大폭발壓力을 고려하여야 한다. 그림 13은 排氣

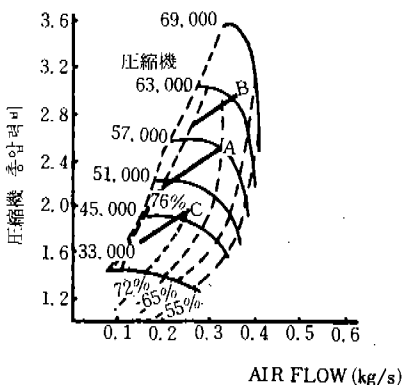


그림12. 엔진의 압축기 효율

가스의 등온도선과 최대폭발 등압력선을 엔진회轉數와 回轉力 싸포에 나타낸 것이다. 排氣가스의 온도는 空燃比 및 배연과 깊은 관계가 있으므로 排氣가스溫도와 回轉力과의 관계를 알아 보기로 한다. 그림 13에서 등온도 곡선①은 ㉑rpm을 넘을때 까지는 最大回轉力이 c를 크게 넘지 않고 있으나 ㉑rpm을 넘어서면 回轉力이 급격히 증가하게 된다. 그러나 어느정도의 회轉數⑤에 이르면 다시 回轉力은 급격히 떨어지게 된다. 회轉力이 급격히 증가하는 회轉數④는 터어빈 날개와 케이싱 형상에 따라 결정되어진다. ㉑rpm을 넘어서면 回轉力이 급격히 증가하는 理由는 그림11에 나타난 것과 같이 터어빈의 정압에 대한 총압의 비는 터어빈 유량에 단순 비례 하지 않기 때문에 저속에서는 엔진의 排氣量이 커지더라도 압력비는 크게 커지지 않으나 ㉑회轉數에 다다르면 압력비는 엔진排氣量이 커짐에 따라 급격히 증가하기 때문이다. 엔진의 배연 한계를 만족시키기 위해서는 空燃比가 定해치므로 연소되어 나오는 배기가스의 온도도 일정 온도 이하로 定해지게 된다. 따라서 엔진의 성능곡선은 배기가스 등온도 곡선에 의해 결정하면 된다.

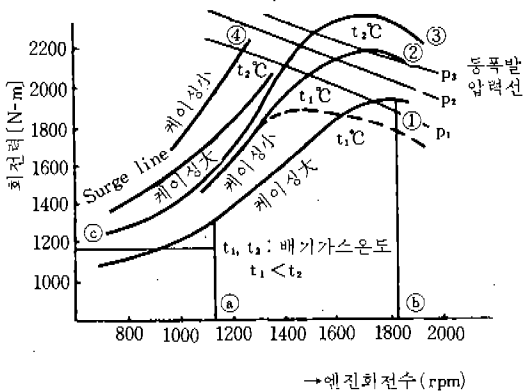


그림 13. 터어보 차저 엔진 성능 특성도

그림 13에서 엔진회轉數가 ⑤를 넘으면 엔진回轉力은 급격히 떨어지게 된다. 그 理由는 엔진의 燃燒特性上 엔진回轉數가 증가하게 되면 크랭크 각도로부터 이용가능한 에너지는 감소하게 된다. 또 압축기의 효율도 압력비와 회轉數 증가에 따라

점차 떨어지게 되고, 마찰저항도 커지므로 엔진의 回轉力은 떨어지게 된다. 그림 13에서 배기가스 온도가 $t_1^{\circ}\text{C}$ 이하이고 최대폭발 壓力이 $P_1 \text{ kg/cm}^2$ 이하이면서 torque back up을 최대한으로 크게 하기 위해서는 등온도 곡선이 surge line을 넘지 않는 범위내에서 터어빈의 케이싱을 작게 하여 저속에서의 吸入空氣量을 크게하여 엔진回轉力을 크게하고 고속에서는 동폭발압력선 P_1 을 만족시켜야 하기 때문에 단위 吸入空氣量에 대한 연료 분사량을 줄여(空燃比는 크게 한다) 배기가스 온도를 낮추도록 하여야 한다. 따라서 터어보 차저의 엔진에서 torque back up을 크게 하려면 최대出力에서의 出力을 감소시켜야만 가능하다.

즉 터어보 차저 壓縮機는 저속에서는 boost 壓力이 낮고 고속에서는 over-boost 壓力이 되므로 이를 조절하기 위하여 여러가지 수단이 사용되고 있다. 먼저 저속에서의 boost 壓力을 높이기 위하여 吸入空氣量이 많은 터어보 차저를 使用하고 고속에서는 over-boost 壓力이 생기지 않도록 waste gate를 쓰는 方法과 터어빈 케이싱의 단면적에 따라 boost 壓力이 크게 바뀌므로, 저속에서는 케이싱 단면적을 작게하고 고속에서는 케이싱 단면적을 크게하는 variable geometry 터어보 차저, complex pws, tuned inlet manifold, divided casing 등이 있다.

또 boost 壓에 따라 연료의 분사량을 조절하기 위하여 boost sensitive control을 사용하기도 하는데 低速에서 연료供給을 작게 하는 fuel back-cutting system (Bosch 社의 LDA)이 있고 또 高速에서 연료供給을 많게 하는 boost compensator 등이 있다.

5.2 순간 응답성

엔진의 정속상태의 성능과 마찬가지로 중요하게 고려되어야 할 사항으로 負荷와 回轉數에 對한 엔진의 순간 응답성이 있다. 이 순간 응답성은 두가지 경우가 있는데 그 하나는 회轉力을 크게 하기 위하여 엔진에 연료공급을 크게하여 엔진을 低速에서 高速으로 급속히 변화시키는 것과 발전기와 같이 일정한 속도에서 외부로부터 주어지는 負荷가 변동되는 경우가 있다.

이중 첫번째 경우 負荷를 걸기 위해서 먼저 많은 燃料을 분사하게되면 낮은 boost 壓力에서 燃料만 많이 분사되므로 매연이 크게 발생하게 되며, boost 壓力이 높아지고, 엔진이 高速으로 회전되기 위해서는 많은 時間을 要하게 되는데 이것을 순간응답성이라 한다. 터보 차저의 큰 결함중의 하나인 순간응답성은 터빈 케이싱을 작게하면 응답성이 좋아지고 터빈 케이싱이 커지면 응답성은 더 나빠진다. 순간응답성은 터보 차저의 회전부의 관성력과 터빈의 여유 토 오르크에 의해 응답성이 좌우된다.

특히 한국에서는 무부하 급가속 매연을 規制하고 있는데 터보 차저 엔진의 경우 급가속시 연료의 분사량과 吸入 空氣量과의 시간적 unbalance로 인하여 매연이 많이 나오게 되므로 이에 대한 연구가 더욱 必要할 것이다.

5.3 高度에 따른 性能變化

高山地域과 平地에서 모두 터보 차저가 만족한 성능을 갖기 위해서는 壓縮機의 surge line과의 간섭을 고려하여야 한다. 高度가 높은 곳에서는 大氣壓이 낮아지므로 터빈의 회전수는 더 빨라지게 되고 壓縮機의 吸入 空氣量도 더 많아지게 된다. 또 작동범위도 크게 되어 저속에서는 surge line과 더 가깝게 되므로 이점을 고려하여 surge line과의 간섭을 피하도록 壓縮機를 선정하여야 한다. 또 터빈의 재질에 대한 점

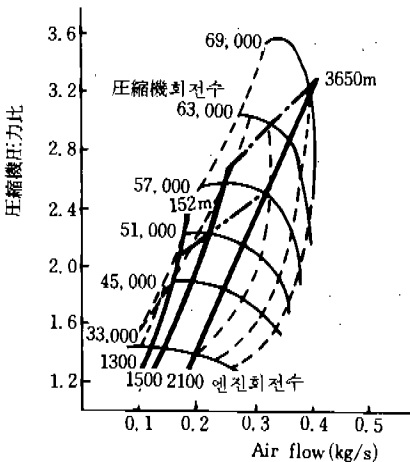


그림14. 엔진 회전수 및 고도에 따른 壓縮機특성

토도 함께 이루어져야 하는데 내열성이 있는 재질의 적용을 신중히 검토하여야 할 것이다.

6. 터보 차저의 개선

터보 차저의 단점인 저속에서의 낮은 boost 壓力을 크게하고, 압력비를 증대시키며 壓縮機의 作動 범위를 크게 하기 위하여 많은 研究를 거듭하고 있다. 現在에는 넓은 작동범위를 가지면서도 압축비가 4.0까지 이루고 압축기 효율이 78%이르는 터보 차저도 開發되었다. 그러나 터보 차저의 회전속도가 크랭크샤프트의 속도에 영향을 받지 않기 때문에 始動時나 加速時의 터보 차저의 지연응답은 큰 문제로 대두되었다. 이에 대한 연구도 꾸준히 이루어져 그림15와 같이 크게 개선된 과급기가 개발되었다. 그러면 터보 차저의 성능을 向上시키기 위한 方案이나 엔진의 出力을 높이는 방법과 기타의 과급方式에 대하여 기술하기로 한다.

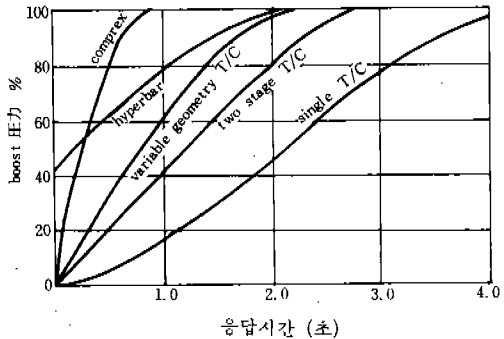


그림15. 과급기의 순간응답성 비교

6.1 分離型 터빈 케이싱 터보 차저

터빈 케이싱의 형상이 엔진성능에 크게 영향을 미치는데 그림16은 6기통 직렬형 엔진에서 분리형 터빈케이싱 터보 차저와 일반 터보 차저와의 성능을 비교한 것이다. ---선은 일반 터보 차저를 사용한 엔진의 성능 곡선이며 -·-선은 분리형 터빈케이싱 터보 차저를 사용한 엔진의 성능곡선이다. 분리형 터빈 케이싱이란 터빈날개 가까이까지 터빈 케이싱

의 入口가 두개의 通路로 區分되어 있는것을 말하는 것으로, 6기통 엔진의 경우 1, 2, 3번기통에서 나오는 배기와 4, 5, 6번기통에서 나오는 排氣가 각각 이분리된 各通路를 통하여 터어빈날개를 돌려주는 方式을 말한다. 그림16에서 --- 선은 ---- 선을 좌측으로 平行 이동시킨것과 같이 되어 있음을 알 수 있다. 즉 --- 선은 ----- 보다 회전력이 크며 특히 저속에서 高回轉力을 얻기 위하여서는 더 효율적인 것으로 판단된다. 이처럼 變하는 이유는 터어보 차저가 배기가스의 blow down pulse 를 효율적으로 이용할 수 있어 터어빈 날개에 더 많은 에너지를 공급할 수 있기 때문이다.

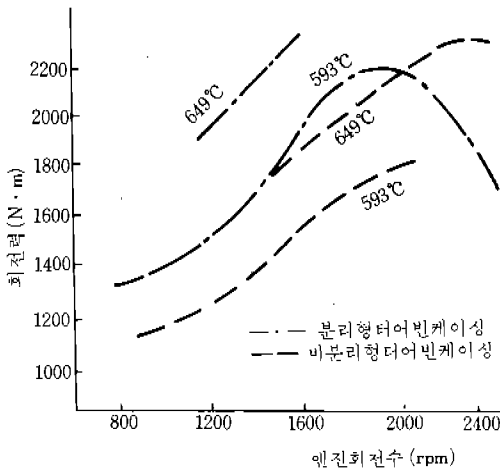


그림16. 케이스 형상에 따른 엔진의 성능변화 비교

6.2 After cooler

터어보 차저를 통해 過給되는 空氣를 냉각기에서 냉각시켜 실린더내로 들어오는 空氣의 量을 증가 시킴으로써 더 많은 연료를 연소시킬수 있도록 하여, 高出力을 얻어내거나, 냉각기에 의해 냉각된 過給 空氣로 엔진의 熱負荷를 줄이고 空燃比를 높여 規制가 強化된 排氣가스 規制를 만족시키면서 연료소비율을 向上시키는데 after cooler (또는 inter cooler)를 使用한다. 一般的으로는 高出力을 얻기 위하여 after cooler를 사용하는데 高出力을 얻을 뿐아니라 연료소비율도 3~5% 向上된다. 또 torque back up 을 높이는데

에도 効果的이다.

터어보 차저 엔진의 경우 연료분사시기를 늦추게 되면 연소온도가 올라가게 되는데 이 after cooler를 사용하게 되면 연소온도의 증가 없이도 연료 분사시기를 늦출 수 있기 때문에 최대 회전력 및 최대 출력시의 최대폭발壓력을 다소 낮출 수 있다. 그러나 연료분사시기 지연은 열부하 문제를 유발시키는 경향이 있다. Mack 에서는 after cooler를 使用하면서 연료 噴射時期를 지연 시킴으로써 최대폭발壓력의 변경없이도 BMEP를 13.7kg/cm² (터어보 차저 엔진)에서 16.5kg/cm² (after cooler)로 크게한 바 있다.

Ricardo 에서 조사한 1979년도 터어보 차저엔진과 after cooled 엔진의 BMEP는 표 5와 같다.

표 5. 1979년도 세계엔진의 평균 BMEP (단위 kg/cm²)

區 分	터 어 보 차저엔진	after cool 엔진	비 고
最大回轉力時	11.2	13.6	21.4%증가
最大出力時	9.4	11.3	20.2%증가

또한 單位 부피당 出力을 無過給엔진과 터어보 過給엔진 및 after cooler 엔진을 비교해보면 after cooled 엔진이 매우 양호함을 알 수 있다. 4stroke 엔진의 단위부피당 出力의 평균값이 無過給엔진은 174ps/m³, 터어보 과급엔진은 216ps/m³인데 비해 after cooler 엔진은 276ps/m³로 단위 부피당 出力은 월등하다. After cooler 엔진은 根本的으로는 터어보 차저와 동일하나, 단지 냉각시켜 더 많은 空氣를 吸入시킬 수 있다는 점만이 다른 것이다. After cooler 엔진은 B

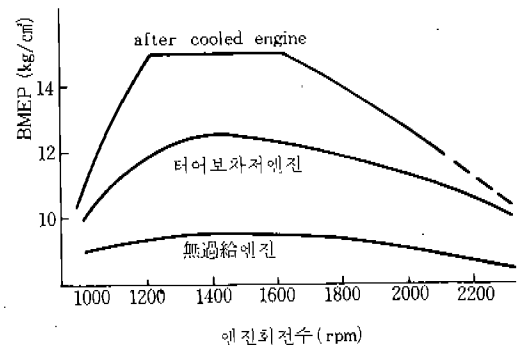


그림17. After cooled 엔진의 BEMP

MEP의 증가, torque back up 증가, emission 감소, 연료소비율의 向上 등의 효과가 있으나 터어보 차저의 단점인 순간 응답성에 대한 근본적인 해결은 얻지 못한다.

6.3 Variable geometry turbocharger

앞에서 터어빈의 特性을 설명하는 과정에서 터어빈 케이싱의 size의 영향에 對하여 간단히 언급한 바와 같이 터어빈케이싱을 크게 하면 터어빈 날개와 케이싱간의 간극이 커지므로 吸氣側의 過給壓力이 떨어지고 吸入되는 空氣量도 크게 감소한다. 반면에 터어빈 케이싱을 작게하면 간극은 작아지고 吸氣의 過給壓力은 증대한다. 따라서 空燃比를 一定하게 하여 많은 燃料를 분사하게 되면 엔진의 回轉力도 증가하게 된다. 즉 低速에서의 boost 壓力을 크게하고 高速에서의 over boost 壓力을 피하고 應答性을 向上시키기 위하여 開發된 것이 variable geometry turbocharger로서, 터어빈케이싱에 可變 吸入 guide

를 설치하여 저속에서는 케이싱 단면적을 작게 하고 고속에서는 단면적을 크게 함으로써 소기의 목적을 달성하고자 하는 것이다. 그림 18은 이 variable geometry 터어보 차저의 성능을 나타낸 것으로 저속에서의 回轉力을 크게할 수 있고 연비를 좋게 할뿐 아니라 순간 응답성도 向上 되었음을 알 수 있다. 그러나 이 터어보 차저에 시 해결하여야 할 문제로 size와 무게, 가격 및 구조의 복잡성 등이 있다.

6.4 Comprex 과급기 (Pressure Wave Supercharging, PWS)

지난 20여년간 많은 研究를 거듭한 결과 comprex 과급기는 많은 디젤 엔진에서 성공적인 성과를 거둔바 있다. 이 comprex 과급기는 크랭크 샤프트로 부터 벨트로 驅動되는 multicelled rotor로 이루어져 있으며 엔진 속도의 3~4배 정도로 回轉된다. 이와 같이 벨트에 의해 驅動되므로 gas flow의 영향을 받지 않고 직접적인 pulse exchange에 의해 뛰어난 순간 응답성을 갖는다. 低速에서 壓縮機 效率이 뛰어나므로 低速 boost 壓力이 높고 연료 소비율도 양호하다. 또한 開發 初期에 문제가 되었던 고주파 騒音도 最近에 開發된 double-celled rotor로 해결 되었으나 아직도 소음기를 필요로 하고 있다. 그러나 터어보 차저엔진에 비해 comprex엔진은 무겁고, 부피가 크고 부수적인 기계적 驅動장치가 必要할

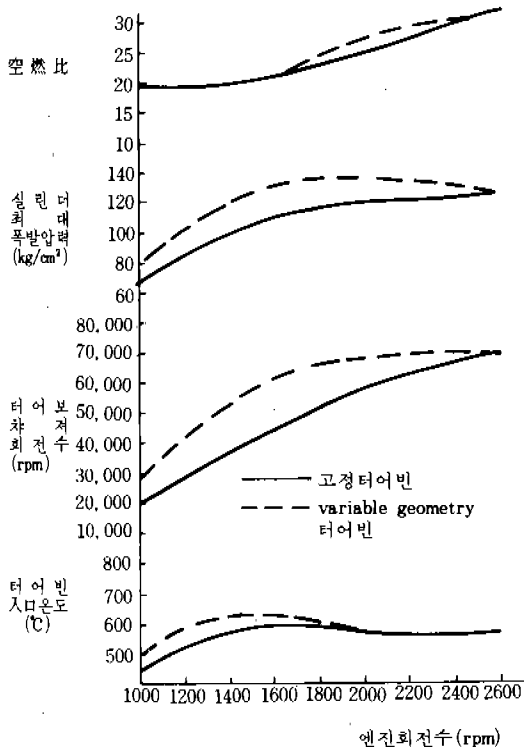


그림 18. Variable geometry 터어보차저와 고정 터어보차저의 성능비교

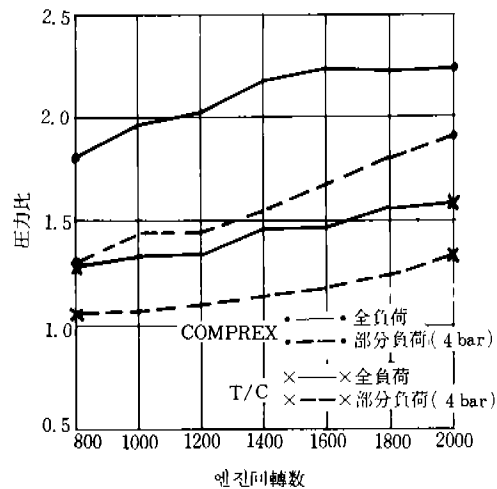


그림 19. 정속상태의 壓力比 비교

뿐만 아니라 設計 自體도 매우 까다롭고 가격이 비싼 단점이 있다.

그림 19는 정속상태에서의 壓縮機의 壓力比를 나타낸 것이며, 그림20은 급가속시의 壓力比를 나타낸 것이다. 급가속시의 boost 壓力比를 보면 터보차저의 순간 응답시간은 3초정도인데 반해 complex의 순간 응답시간은 0.5초 정도로 응답시간이 짧음을 알 수 있다. 따라서 無負荷 急加速 매연시험시 매연이 크게 감소된다.

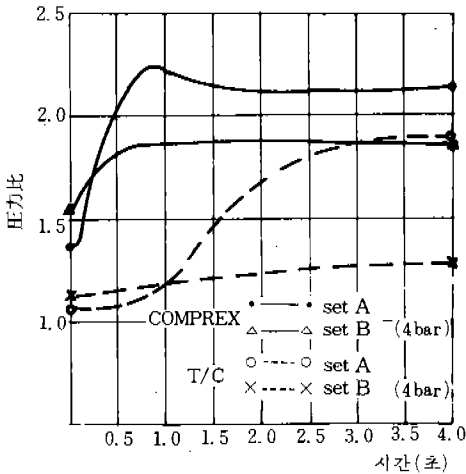


그림20. 급가속시의 압력비 비교

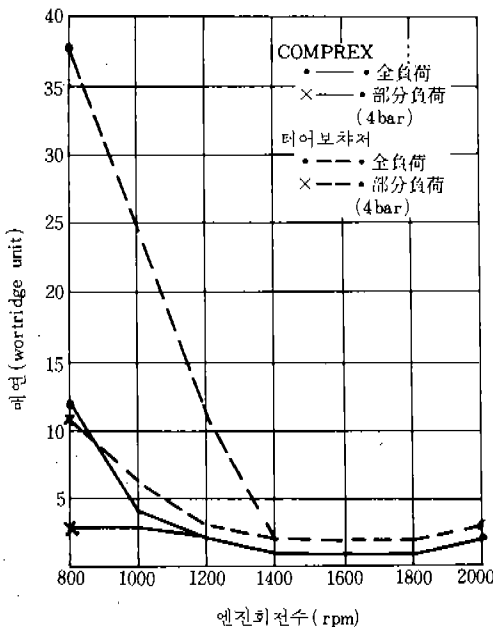


그림21. 정속에서의 매연비교

또 그림19에서 저속에서의 complex의 壓力比가 크기 때문에 그림21과 같이 엔진의 저속 운전시 매연 역시 크게 감소된다.

6.5 Tuned induction system

Tuned induction이란 엔진의 실린더내에 新氣를 供給할 때 動力學的인 에너지를 最大限 크게 이용하여 공기의 충전효율을 크게 向上시키는 것을 말한다. 이 system을 이용한 가장 一般的인 것은 오르간 파이프원리를 이용한 ram induction이다. 각각의 실린더에 吸氣 파이프를 사용하여 어떤 일정한 엔진 회전수에서 최대의 충전 효율을 얻어낼 수 있다. 즉 tuned induction system은 boost 壓力이 공기가 실린더에 吸入될 때의 주파수와 타이밍에 맞춰 공명되도록 하여, 흡기 밸브가 열려있는 동안 광명계의 固有주파수와 공명을 일으키도록 하여야 한다.

이 system은 일반적으로 엔진의 최대 回轉力 回轉數에서 엔진의 吸氣 성능이 最大가 되도록 設計 되어진다. 이렇게 할 때 충전효율은 約12% 정도 向上되며, 터보차저의 응답시간도 짧게 된다. 따라서 燃焼效率도 向上시키고 매연도 감소시킬 수 있다. 공명 주파수는 음속과 전체system의 기하학적 형상으로 부터 공명 주파수를 求할 수 있다.

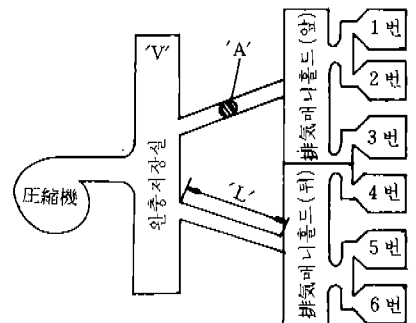


그림22. Tuned induction system

$$f = \frac{C}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{L \cdot V}}$$

f : 공명 주파수
C : 음속

A : 공명 파이프의 단면적
L : 공명 파이프의 길이
V : 완충저장실 부피

그림23은 터어보·차저 엔진과 tuned induction system엔진의 성능을 비교한 것이다. Tuned induction system엔진은 저속에서는 체적효율이 나 空燃비가 크게 向上되고 연료 소비율도 向上되었음을 알 수 있다.

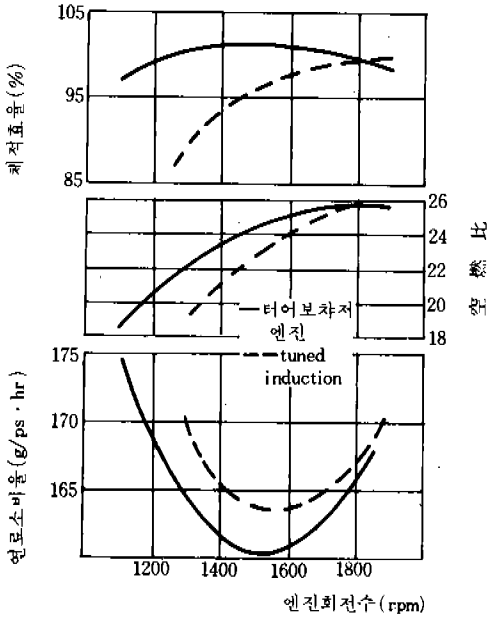


그림23. 엔진성능 비교

그러나 최대회전력을 얻기 위해 system을 설계하였을 경우 엔진의 회전수가 크게 되면 체적효율이 점차 떨어지게 된다. 또 어느 일정 회전수가 이상이 되면 터어보 차저 엔진보다도 효율이 떨어져 출력도 감소된다. 따라서 이 tuned induction system의 회전수 사용 가능 범위는 한정 받게 되기 때문에 고회전 엔진에서의 적용은 불가능하다.

6.6 二段터어보 차저

2개의 터어보 차저를 연속으로 사용하여 단일 터어보 차저보다 더 넓은 범위에서 효율적인 壓縮機 作動을 얻기 위한 것으로, 최대 回轉力을 더 크게 할 수 있고 全 負荷에서의 연료 소비율도 다소 向上시킬 수 있으며, 순간 응답성도 크게 向上시킬 수 있다. 또한 廉産 터어보 차저를 사용할 수 있는 장점도 있다. 그러나 터어보 차저를 2個 사용함으로써 비싸지고 부피도 커지는

단점이 있다.

최근에는 단일 터어보 차저에서 압력비가 4.0에 이르는 것도 開發되고 있기 때문에 主로 高出力에서 연속적으로 사용되는 조대형 트럭에 사용되고 있다. 單一 터어보 차저의 경우 after-cooler를 使用하여 BMEP가 18kg/cm²까지 얻을 수 있지만 二段 터어보 차저의 경우 25kg/cm²까지도 얻을 수 있다.

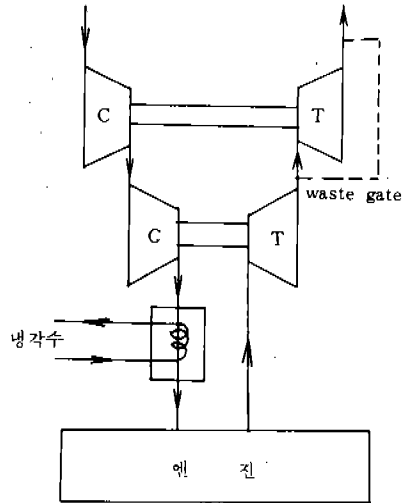


그림24. 二段터어보차저

6.7 Hyperbar

Hyperbar system은 배기 매니폴드와 터어빈 사이에 추가 연소장치를 설치한 고압 터어보 차저이다. 이 hyperbar 터어보 차저 엔진은 저압축 엔진에서 높은 B. M. E. P 른 얻을 수 있고, 이상적인 성능곡선을 구할 수 있으며 그림 15에서와 같이 complex 다음으로 순간 응답성이 向

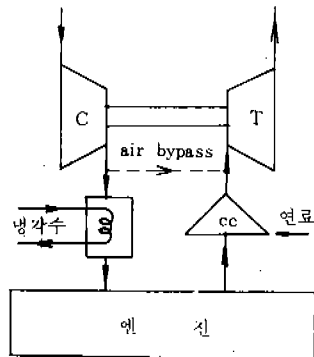


그림25. Hyperbar 터어보차저

上되지만 구조가 복잡하고 연료 소비율이 커져 경제성 면에서 열세에 있다.

6·8 Turbo compound

Cummins에서 開發한 단열 turbocompound의 개념은 piston이나 터어빈 등에 열전도율이 낮은 특수재질을 사용함으로써 전도에 의한 열손실을 줄이고 배기가스 온도를 낮게하여, 높아진 排氣가스의 에너지를 再活用하여 엔진의 열효율을 높이는 것이다. Kamo와 Bryzik은 그의 저서 'adiabatic turbocompound engine performance prediction'에서 부품의 내구성과 신뢰성만 보장된다면 연료소비율을 현재보다 23% 개선할 수 있다고 장담하고 있으나 1980년대에 실용화 하기는 힘들 것으로 보인다.

7 結 論

總車輛 重量이 15ton이 넘는 대형 트럭의 경우 1970년도에 18%에 불과하던 터어보 차저엔진의 비율은 점차 증가하여 1977년에 42%에 달하였고 1990년도에는 75%까지 증가할 것으로 예상된다.

또한 현재 터어보 차저엔진의 BMEP는 11.2 kg/cm², after cooled엔진은 13.6kg/cm²에 이르나 앞으로는 after cooled엔진의 BMEP는 13~17kg/cm²로 증대할 것이다. 그러나 터어보 차저엔진의 최대의 단점은 저속에서의 낮은 boost压力和 고속에서의 over boost 压力을 갖는다는 것이나, 현재까지는 뚜렷한 해결책을 찾지 못하고 있는 실정이다. 따라서 1980년대에는 현재 사용되고 있는 터어보 차저나 이를 개선한 고성능 터어보 차저를 부착한 엔진이나 after cooled엔진이 주로 사용될 것으로 보인다. 앞으로 터어보 차저가 대형트럭용 엔진에 더욱 확대 사용되고 또 소형 디젤 엔진이나 가솔린 엔진에서도 이용되기 위해서는

- (1) 저속에서의 boost 压力 증대
- (2) 압력비의 증대
- (3) 壓縮機 使用 flow range의 확대
- (4) 小型 터어보 차저의 개발 등이 수반되어야

하며 이외에도 배기가스의 效率인 에너지전달, 콤푸레샤 효율의 증대, 騒音의 감소, 저렴한 터어보 차저 및 after cooler의 開發, 터어보 차저의 小型化 등이 이루어져야 할 것이다.

參 考 文 獻

- 1) C. H. Such, 'Turbocharged Truck Engine Survey', 1980.
- 2) E. Jenny, Pressure Charging—still a Fascinating Task for Engineers.
- 3) F. J. Wallace and C. A. Aldis, 'Complex Supercharging Versus Turbocharging of a Large Truck Diesel Engine.'
- 4) N. Watson, 'Resonant Intake and Variable Geometry Turbocharging Systems for a V8 Diesel Engine.'
- 5) E. Jenny and B. Zumstein, 'Pressure Wave Supercharging of Passenger Car Diesel Engines'.
- 6) G. I. Alexander, J. R. Nichols, S. K. Sinha and D. E. Winterbone, 'Optimization of the Design of An Exhaust Manifold System for Improved Turbocharger Performance'.
- 7) R. G. Freese and D. R. Nightingale, 'A Practical and Theoretical Investigation into the Application of Mechanical Superchargers to Diesel Cars'.
- 8) Partick F. Flynn, 'Turbocharging Four-cycle Diesel Engines', SAE 790314.
- 9) N. Watson, 'Turbochargers for the 1980 s—Current Trends and Future Prospect!' SAE 790063.
- 10) S. G. Berenyi and C. J. Raffa, 'Variable Area Turbocharger for High Output Diesel Engines', SAE 790064.
- 11) Keith G. Rochford, 'Series Turbocharging—A Requirement for High Specific Output', SAE 790067.
- 12) M. C. Brands, 'Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engine', SAE 790069.