

4 氣筒 4 사이클 터보過給 가솔린 機關의 性能 및 排氣組成 豫測에 關한 研究 (第 2 報)

Study on the Prediction of Performance and Emission in a 4-Cylinder
4-Stroke Cycle Turbocharged Gasoline Engine (Second Paper)

俞 炳 澈*, 李 秉 海**, 尹 健 植***
B. C. Yoo, B. H. Lee, K. S. Yoon

ABSTRACT

The development of the effective computer simulation program which predicts the performances and emissions of the multi-cylinder turbocharged gasoline engine has been described in the first paper.

In this paper, the comparison between the predictions and experiments of the transient pressure at each point in the intake and exhaust systems was made to examine the validity and availability of the simulation models adopted. This test was performed for the engines equipped with different turbochargers under various operating conditions.

The results of calculation showed good agreements with the experimental data and proved that the simulation program developed can be used for the matching of the turbocharger to the engine.

1. 緒 論

各種 運轉條件과 設計仕樣下에서 機關 性能 및 排出가스 組成의 變化를 效果의 豫測하기 위하여는 機關 各 部分에서 每 瞬間마다의 氣의 舉動을 正確히 計算할 수 있어야 한다. 이를 위하여는 機關 各 系統이 가스 舉動에 미치는 效果를 적절히 표현할 수 있도록 各 系統에서의 流動現象이 모델링되어야 하며 이를 數值的으로 計算할 수 있는 數值解法이 마련되어야 한다. 이때 選定된 시뮬레이션 모델은 各 系統의 機能을 잘 表現함과 同時에 數值的 計算이 容易하여야 한다. 기대되는 正

確度の 向上에 比하여 지나치게 複雜한 理論 解析은 計算時間을 크게 增大시키게 되며 結果의 誤差를 크게 下落시킨다. 實驗常數의 사용은 複雜한 模型을 簡單化하여 不可能한 計算을 可能하게 해 주거나 또는 計算時間을 短縮시킬 수 있으므로 시뮬레이션에 있어서 어느 정도 實驗常數에의 依存은 不可避하다. 그러나 實驗常數에 지나치게 依存하게 되면 시뮬레이션 模型의 사용이, 實驗이 시행된 特定한 機關 또는 運轉條件에 局限되게 되거나, 또는 過度한 常數 決定 實驗으로 因하여 시뮬레이션의 意義 自體를 상실하게 된다.

* 正會員, 高麗大學校

** 正會員, 蔚山工業專門大學 機械科

*** 正會員, 高麗大學校 生産技術研究所

著자들은 여러 種類의 內燃機關의 性能 및 排氣 組成을 效果的으로 豫測하는 프로그램을 개발하기 위하여 실린더內 및 吸·排氣 系統에서의 流動을 解析하는 여러 가지 모델들을 試驗한 바 있으며,^{1,2)} 最近에는 廣範圍한 種類의 機關을 대상으로 하기 위하여 터보過給機關의 性能 豫測에 관한 研究를 進行시켜 왔다. 卽 現存하는 機關中 가장 多樣하고 複雜한 境界條件을 가진 機關中의 하나인 터보過給化된 氣化器式的 多氣筒 가솔린 機關을 대상으로 함으로써 이 機關의 性能 計算은 물론, 보다 單純한 形態의 機關에 대하여는 프로그램 중 해당하지 않는 境界條件의 計算을 省略하고 管의 配置에 관한 入力を 바꿈으로써 多樣한 機關에 대한 性能 豫測이 可能하도록 하였다.

시뮬레이션 모델의 選定에 있어서는 計算의 正確度를 떨어뜨리지 않는 範圍內에서 實驗常數의 사용을 要하지 않는 모델이나 또는 간단한 實驗을 통하여 容易하게 결정할 수 있는 實驗常數만이 包含된 모델을 選定하였다.

이 過程을 통하여 開發된 프로그램을 이용하여 여러 가지 運轉條件에서 機關의 各種 性能因자와 排出가스 組成을 計算하고 이를 實驗값과 比較한 결과 正常的인 運轉條件을 크게 벗어난 경우를 除外한 大部分의 運轉條件에서 兩者가 잘 一致하였음을 確認하였으며, 이 結果는 第1報³⁾를 통하여 발표되었다. 아울러 本 研究에서 사용된 燃燒모델은 크랭크

角에 따른 실린더內의 壓力 變化를 잘 反映하는 것으로 確認되었으나, 吸·排氣管內의 狀態에 대하여는 裝備의 不備로 瞬間的인 狀態 變化의 測定이 이루어지지 않아 사이클 平均的인 狀態量 以外에는 實驗값과의 比較가 이루어지지 않았으므로 吸·排氣 系統의 시뮬레이션에 사용된 各種 모델의 正確한 檢證이 不可能하였다.

이에 本 論文에서는 여러 가지 運轉條件에서 吸·排氣 系統의 各 主要 部分에서의 狀態量 變化를 計算한 값을 實驗값과 比較, 檢討하고 또한 터보過給機를 바꾸어 가며 過給機 性能 特性의 變化를 檢討함으로써 本 研究에서 適用된 各種 모델의 妥當性 檢討과 함께 本 研究를 통하여 開發된 프로그램이 機關의 性能 및 排氣 組成의 效果的인 豫測과 터보過給機의 適合性 檢討(Matching)에 적절히 사용될 수 있는 지를 檢討하였다.

2. 시뮬레이션 모델

터보過給機關의 시뮬레이션은 第1報에서 言及한 바와 같이 크게 실린더內 過程의 시뮬레이션과 吸·排氣管內에서의 가스 舉動의 시뮬레이션으로 나뉘어지며, 吸·排氣管內에서의 시뮬레이션은 管 自體에서의 流動과 함께 터빈과 壓縮機를 비롯한 各 境界에서의 流動解析을 包含한다.

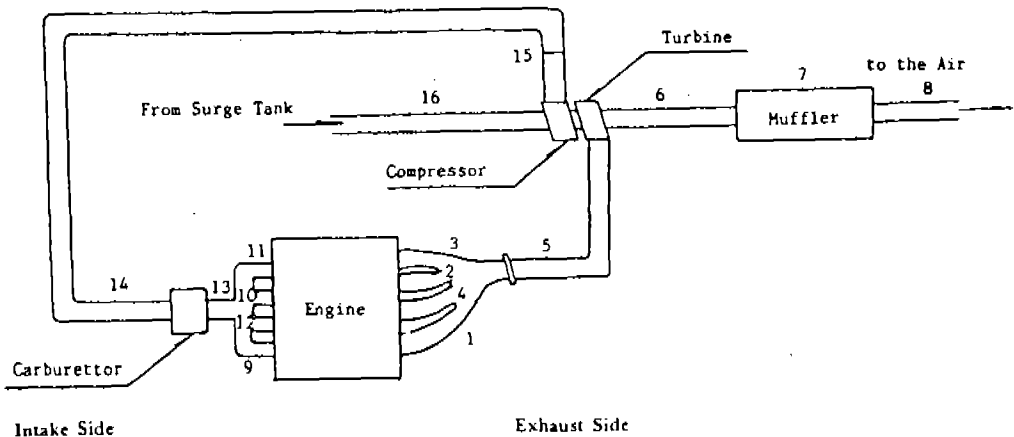


Fig.1 Configuration of Engine System.

Fig.1은 本 研究에서 대상으로 삼은 4氣筒 4사이클 터보過給 가솔린 機關의 全 系統을 表示하며 Table 1은 機關 各 部分에서의 過程을 計算하기 위해 사용된 시뮬레이션 모델을 要約한 것이다.

실린더內에서의 氣스의 狀態 變化의 計算은 壓縮, 膨脹過程 및 吸·排氣過程에 대하여는 全 실린더內 氣스가 均一하게 混合된 狀態로 存在하는 것으로 생각하는 單一領域모델을 使用하였으며, 點火가 이루어진 後 火炎이 실린더內로 傳播되는 過程에 대하여는 실린더內 氣스가 火炎面에 의해 既燃과 未燃의 두 領域으로 나뉘어지고 各各의 領域間의 壓力은 均一하나 溫度, 比熱, 組成 등은 서로 다른 값을 갖는 것으로 看做하는 2 領域모델을 使用하여 計算하였다.^{4,6)} 이 때 火炎이 傳播하는 速度는 Kuehl의 層流火炎速度⁷⁾에 Lienesch 와 Mattavi 등이 提案한 亂流火炎係數를 곱하여 결정하였다.^{8,9)} 또한 실린더 壁面과 氣스와의

Table 1 Summary of Simulation Models

<u>In-Cylinder Calculation</u>	
Compression, Expansion, Intake and Exhaust Process Single-Zone Model
Combustion Process 2-Zone Model
<u>Pipe Flow Calculation</u>	
Basic Calculation	
.....	the Method of Characteristics
Boundary Conditions	
Flow through Valves	
.....	Constant Pressure Model
Carburettor	
.....	Adiabatic Pressure Drop Model
Open EndUsing Energy Equation
Branch JunctionConstant Pressure-Perfect Mixing Model
TurbochargerUsing Characteristic Charts
Muffler Sudden Area Change Model
<u>Emission</u>	
Basic Calculation	
.....	Equilibrium Thermodynamics (Vickland's Model)
NO Concentration	
.....	Kinetic Theory (Annand's Model)
CO Concentration	
.....	Benson's Empirical Relation

熱傳達은 Annand의 熱傳達 方程式¹⁰⁾을 利用하여 計算하였다.

吸·排氣管內에서의 流動은 壁面과의 摩擦과 斷面積의 變化, 熱傳達 및 엔트로피 變化를 갖는 1次元 非定常 流動으로 假定하고 이를 特性曲線法^{2~6,11)}을 利用하여 管內 任意的 位置에서의 狀態量의 變化를 크랭크角에 따라 計算하였다. 特性方程式의 數值的 計算을 위하여는 格子法과 非格子法^{2,11)}을 並行하여 使用하였으며 이 때 한 格子의 크기는 各 管의 尺寸에 따라 6~12cm로 다르게 設定될 수 있도록 하여 管의 길이가 實際의 設計值대로 計算에 反映될 수 있도록 하였다.

吸·排氣밸브를 통한 流動의 경우는 定壓모델^{2,6)}을 使用하여 計算하였다. 이 모델에서 실린더로부터 管內로 流出하는 경우중 亞音速 流動에 대하여는 吸·排氣밸브의 목(Throat)의 壓力과 管內의 壓力이 同一한 것으로 간주하며, 管內에서 실린더로 流入하는 流動의 경우는 밸브의 목까지는 等엔트로피 流動을 하며 목의 壓力과 실린더 壓力은 同一한 것으로 가정한다.

氣化器에서의 流動은 氣化器를 斷熱的으로 壓力이 降下하는 하나의 不連續點으로 생각하고 壓力降下の 效果는 各 스로틀 밸브 開度에 대하여 實驗的으로 결정되는 抵抗係數에 의하여 表現되는 斷熱壓力降下모델^{2,12,13)}을 利用하였다. 이 때 抵抗係數는 第1報에서 설명한 바와 같이 氣化器를 機關에 裝着한 狀態에서 各 스로틀 밸브 開度에 대하여 氣化器 前後의 壓力降下量을 測定하는 간단한 實驗에 의하여 결정된 값을 사용하였다.

本 研究에서 대상으로 삼은 機關의 吸氣 系統은 5方向의 바나나形 매니폴드를 採擇하고 있으며 4개의 管이 만나는 位置에 氣化器가 裝着되어 있다. 이와 같이 2개의 境界條件, 即 管의 連結部와 氣化器가 重疊되는 경우를 동시에 고려하여 計算하는 것은 그 理論解析이 매우 複雜하고 또한 수 많은 計算이 反復되어야 하므로 計算時間이 크게 증가될 것이다. 그러므로 本 研究에서는 이와 같은 매니폴드 連結部에서의 境界條件의 重疊을 해결하

기 위하여 Takizawa 등¹⁴⁾이 제안한 바에 따라 매니폴드 連結部와 氣化器 사이에 假想의 管(Fig. 1의 13번 管)을 配置하여 2개의 境界를 서로 分離시켰다. 이 管의 지름은 氣化器 上流側의 管의 지름과 같게 하였으며 매니폴드 連結部가 차지하는 空間의 體積과 같아 지도록 管의 길이를 정하고 다른 管들과 동일한 방법으로 管流動을 계산하였다. 매니폴드 連結部에서의 流動은 連結部 斷面에서 各 管의 壓力는 동일하며 連結部를 向하여 流入하는 氣는 完全히 混合하여 連結部를 떠나는 것으로 간주하는 定壓-完全 混合모델^{6,12)}을 사용하여 계산하였다.

本 研究에서 사용된 機關의 경우 排氣管은 큰 容積을 갖는 消音器의 內部까지 擴張되어 있으며 管壁面은 穿孔되어 있어서 이를 통한 質量의 流動이 있다. 本 研究은 基本的으로 1 次元 流動을 假定하고 있으므로 管壁面을 통한 質量의 流出入 계산은 本 研究의 範疇를 벗어난다. 李¹⁵⁾는 消音器를 氣化器와 같이 斷熱的으로 壓力降下가 일어나는 不連續點으로 看做할 수 있는 지를 檢討하기 위하여 定常 流動 狀態下에서 消音器를 통한 壓力降下量을 測定하였으며 이 결과 消音器를 통한 壓力降下量은 氣化器에서와 같이 큰 값이 아니라는 것을 알 수 있었다. 따라서 消音器에서의 작은 壓力降下量과 큰 傳熱面積을 對比하여 볼 때 消音器를 斷熱壓力降下裝置로 간주하여 한 개의 不連續點으로 取扱하는 것보다는 消音器 自體를 한 개의 管으로 간주하여 管內에서의 壓力波 傳達과 壁面으로의 傳熱을 考慮하는 것이 보다 有利할 것으로 생각된다. 그러므로 本 研究에서는 消音器를 시뮬레이션하기 위하여 消音器內로 擴張된 排氣管의 穿孔된 部分을 무시하고 消音器가 前後의 排氣管과 연결된 部分을 各 急激擴大部와 急激縮小部^{12,16)}로 看做하였으며 消音器 自體는 1개의 管으로 取扱하여 計算하였다.

터보過給機에서의 流動의 解析은 Benson 등¹²⁾이 제안한 바와 같이 터빈과 壓縮機를 壓力, 溫度 및 엔트로피가 不連續的인 境界點으로 간주하고 各 各의 質量流量-壓力比 特性曲

線 및 效率 特性曲線을 이용하여 각 순간의 動力과 質量流量 및 狀態量들을 算出하여 터빈과 壓縮機의 效果를 계산하였다. 이 때 壓縮機와 터빈의 性能特性曲線은 製作社側에서 提供한 定常流動 狀態의 性能特性曲線을 사용하였다. 壓縮機 前後에서의 流動을 보다 正確히 計算하기 위하여는 計算上 1개의 不連續點으로 간주한 壓縮機의 體積을 고려하여야 한다. 本 研究에서는 이 體積을 고려하기 위하여 Benson과 Whitfield¹²⁾가 提示한 바에 따라 壓縮機 體積에 해당하는 等價管을 설정하고 이 管을 壓縮機 吸入側에 附加하였다.

本 研究에서는 燃燒生成物을 構成하는 各 化學種으로서 H_2O , H_2 , OH , H , N_2 , NO , N , CO_2 , CO , O_2 , O , Ar 등 12개의 化學種을 고려하였으며 이들 化學種의 生成은 Vickland 등¹⁷⁾이 제안한 生成機構에 따라 平衡熱力學을 사용하여 계산하였다. 上記 12개의 生成物中 NO 와 CO 는 各 瞬間에 平衡을 이루고 있다고 假定할 수 있을 만큼 反應速度가 빠르지 않으므로 이들의 組成은 反應速度論을 이용하여 非平衡濃度로서 계산한다. NO 의 生成機構는 7개의 反應式을 이용한 Annand 모델⁶⁾을 사용하였으며 CO 의 경우는 사이클중의 CO 의 最大 平衡濃도와 瞬間 平衡濃度を 고려한 Benson의 近似式^{18,19)}을 이용하여 각 순간에서의 CO 의 非平衡濃度を 계산하였다.

3. 實 驗

以上과 같이 設定된 시뮬레이션 프로그램의 妥當性을 檢討하기 위하여 各種 運轉條件下에서 실린더內와 吸·排氣管內 各 位置에서의 크랭크角에 따른 壓力 變化를 測定하였다.

實驗에 사용된 터보過給機關은 國產 乘用車用 自然吸氣式 機關에 Garrett社製의 T-2 터보過給機를 裝着하여 構成하였으며, 機關의 改造 方法과 諸元은 第1報에 提示된 바 있다.

실린더와 吸·排氣管內의 壓力變化는 Kistler社製의 壓力變換器를 사용하여 檢出하였으며, 壓力變換器에서 感知된 壓力信號와 Photo Sensor에서 檢出된 크랭크角의 信號는 增幅

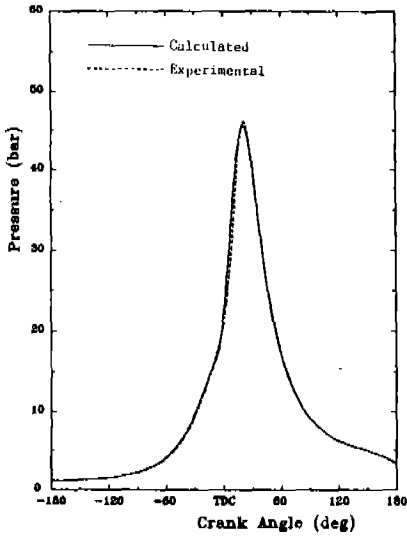
器와 A/D Converter를 거쳐 Personal Computer에 의하여 처리하였다. 실린더內的 壓力變化에 대하여는 Piezoelectric Type의 壓力變換器를 스파크 플러그와 함께 실린더內에 插入하여 測定하였으며, 吸·排氣管內의 壓力에 대하여는 低壓領域에서 絕對壓力의 크기를 보다 正確히 測定할 수 있는 Piezoresistive Type의 壓力變換器를 1번 실린더에 連結된 吸·排氣 매니폴드와, 터빈과 壓縮機 및 消音器 各各의 入出口 部分에 設置하여 測定하였다.

4. 結果 및 考察

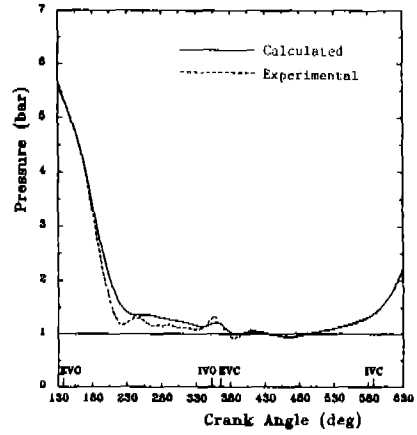
各 運轉條件에 다른 實驗값과 計算값의 比較는 2種의 터보過給機, 即 터빈의 A/R比 0.47, 57 Trim, 壓縮機의 A/R比 0.48, 45 Trim인 터보過給機(以下 터보過給機 A라 稱함)와 터빈의 A/R比 0.63, 57 Trim, 壓縮機의 A/R比 0.48, 50 Trim인 터보過給機(以下 터보過給機 B라 稱함)에 대하여 各各 施行하여 本 研究에서 적용된 시뮬레이션 모델과 選定된 常數들이 機關 各 系統에서의 狀態變化의 豫測과 터보過給機의 適合性 檢討에 적절히 이용될 수 있는가를 檢討하였다.

Fig. 2는 터보過給機 B를 裝着한 機關에 대하여 機關回轉速度 2500 rpm, 吸氣管 壓力 +100 mmHg, 點火時期 20° BTDC, 理論 燃料-空氣 混合比에서 1번 실린더內의 壓力變化를 動力사이클과 吸·排氣過程 各各에 대하여 계산한 값을 實驗값과 比較하여 圖示한 것으로 動力사이클中的 실린더內 壓力變化는 實驗값과 豫測값이 잘 一致하고 있다. 吸·排氣過程中的 실린더內 壓力變化도 블로다운 直後의 排氣過程에서 實驗값보다 약간 높은 값을 豫測하는 것을 除外하고는 全般的으로 實驗값에 가깝게 接近하고 있다. 밸브오버랩 期間 附近에서 실린더 壓力이 上昇하는 것은 이 期間中 3번 실린더의 블로다운에 의한 壓力波가 매니폴드를 통하여 1번 실린더쪽에 傳達되었기 때문에 이와 같은 現象은 계산값에 잘 反映되고 있다. Fig. 3과 Fig. 4는 동일한 運

轉條件에서 吸·排氣 系統의 主要 境界部分 即 吸·排氣 매니폴드의 1번 실린더 밸브에 가까운 部分과 터빈, 壓縮機 및 消音器 各各의 入出口에서의 管內 壓力變化를 크랭크角에 따라 나타낸 것으로 各 境界點으로부터 5~15 cm 떨어진 곳에 대하여 測定이 이루어졌으며 동일한 지점에서의 계산값을 比較하여 圖示하였다. Fig. 3 a)는 1번 실린더의 排氣밸브에서 15cm 떨어진 위치에서의 排氣 매니폴드內의 壓力變化를 圖示한 것으로 1번 실린더의 블로다운 以後 계속되는 3, 4, 2번 실린더에서의 블로다운에 의한 壓力波의 傳達이 잘 나타나고 있다. 그림에서 나타난 2번째 펄스의 경우는 1번 실린더의 블로다운에 의한 壓力波와 터빈에서 反射된 壓力波의 重疊으로 因하여 2개의 피크가 나타나고 있으며 다른 펄스에 비하여 약간 작은 振幅을 나타내고 있다. 이와 같은 現象은 계산값에 잘 반영되고 있으나 全般的으로 實驗값보다는 약간 낮은 값으로 計算되고 있다. 매니폴드 連結部를 지나 터빈 入口에서는 Fig. 3 b)에 나타난 바와 같이 4개의 壓力 펄스의 形狀과 振幅이 거의 均一해지며 振幅의 크기는 매니폴드의 경우에서 와 比較하여 크게 減衰하지는 않았다. 터빈을 지난 流動은 터빈에서의 壓力降下에 依하여 各 펄스의 振幅이 크게 減衰되어 波形이 보다 緩慢하게 나타난다(Fig. 3 c)). 터빈에서 排出된 가스는 消音器 入口에 이르기까지의 길고 屈曲이 심한 排氣管을 지나는 동안 管內에서의 摩擦과 熱傳達로 因하여 그 壓力이 크게 降下하여 消音器로 流入하고, 消音器를 지난 支點에서는 時間에 따른 波形의 變化가 크게 觀察되지 않는다. 이와 같은 消音器 前後의 壓力波의 變化는 Fig. 3 d), e)에 나타난 바와 같이 實驗값과 計算값이 잘 接近하고 있으며, 따라서 本 研究에서 消音器를 急激 擴大-縮小 管으로 看做한 모델은 消音器 流動 解析에 적절하게 사용될 수 있을 것으로 생각된다. Fig. 4는 壓縮機의 入出口 및 吸氣 매니폴드에서의 壓力의 變化를 나타내고 있으며 Fig. 4 a), b)에 나타난 바와 같이 壓縮機 入出口에서의 時間에 따른 壓力의 變動은 實驗과 計算 兩者 모



a) Power Cycle



b) Gas Exchange Process

Fig.2 Pressure Variation with Crank Angle in the Cylinder (+100 mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger B).

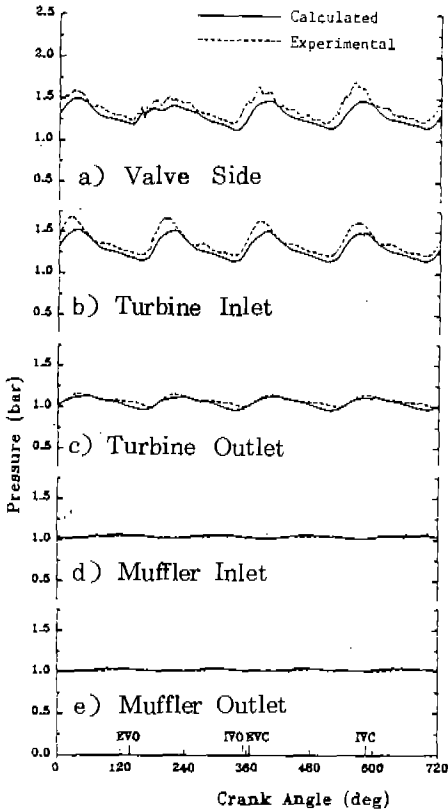


Fig.3 Pressure Variation with Crank Angle in Exhaust System (+100 mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger B).

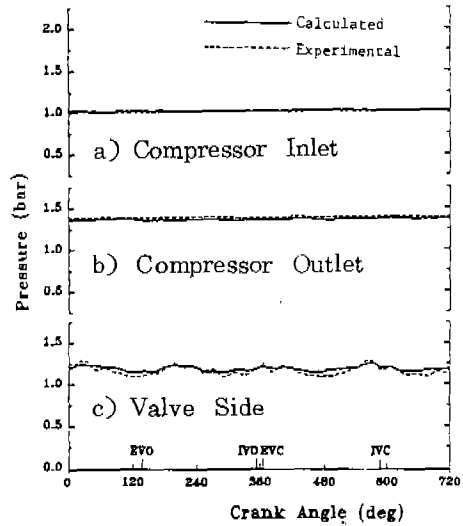
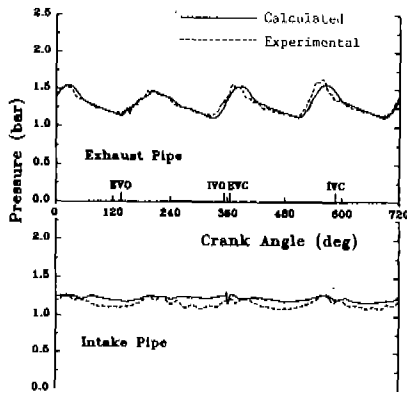
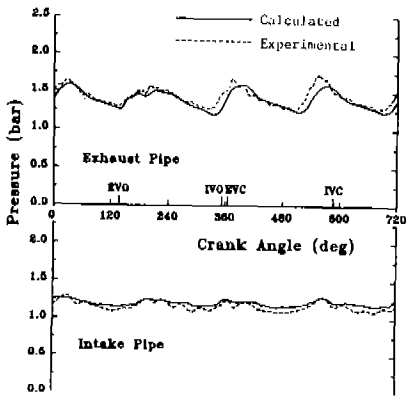


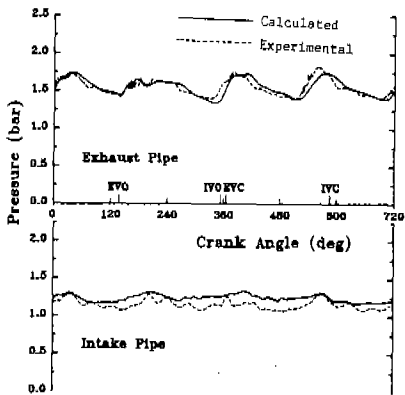
Fig.4 Pressure Variation with Crank Angle in Intake System (+100 mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger B).



a) 2000 rpm



b) 2500 rpm



c) 3000 rpm

Fig. 5 The Effect of Engine Speed on the Pipe Pressures (+100mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

두에서 거의 나타나지 않았다. 壓力의 크기는 壓縮機 入口에서는 實驗값과 豫測값이 거의 같으나 出口에서는 實驗보다 약간 낮게 계산되었다. 壓縮機 出口를 나와 氣化器와 매니폴드 連結部를 지나 吸氣 매니폴드의 1번 실린더에 가까운 지점에서의 壓力波의 舉動은 隣接한 실린더들에서 交代로 일어나는 吸入過程의 결과로 脈動現象을 뚜렷이 보이고 있다. 그러나 계산값의 경우는 實驗에서 보다 壓力波의 變化가 약간 緩慢하게 나타나고 있다.

Fig. 5~7은 터보過給機 A를 裝着한 機關에 대하여 當量比를 1.0으로 하고 點火時期를 最大토크 點火時期(MBT)로 維持하면서 吸氣管 壓力 +100mmHg, 0mmHg 및 -100mmHg의 各各에 대하여 機關回轉速度를 變化시킨 경우의 吸·排氣管內에서 15cm 떨어진 지점의 吸·排氣管內 壓力 變化를 圖示한 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 吸氣管 壓力 +100 mmHg인 경우 排氣管內의 壓力 變化의 豫測은 앞서 터보過給機 B를 裝着한 機關의 경우에서와 마찬가지로 隣接 실린더의 블로다운에 의한 排氣管內의 脈動現象을 뚜렷이 반영하고 있으며 定量的으로도 實驗값에 아주 가깝게 接近하고 있다. 吸氣管內의 壓力의 경우도 管內에서의 週期的인 脈動現象을 잘 豫測하고 있으나 일부 微細한 壓力波의 變化는 나타나지 못하고 있다. 이는 氣化器를 斷熱的으로 壓力降下만이 일어나는 한 개의 不連續點으로 假定하고 氣化器와 매니폴드 사이에 假想的인 管을 附加시켰으므로, 壓力波의 傳達時 氣化器가 實際 以上の 緩衝作用을 하고 있기 때문으로 생각된다. Fig. 6과 Fig. 7에 나타난 바와 같이 吸氣管 壓力 0 mmHg인 경우와 -100 mmHg인 경우도 +100mmHg인 경우와 類似的인 傾向을 나타내고 있다.

以上과 같이 各 吸氣管 壓力에서 機關回轉速度를 變化시킨 경우의 吸·排氣管內 壓力의 變化를 檢討해 보면 管內 壓力 變化의 豫測은 實驗에서 나타난 定性的인 變化 傾向을 잘 反映하고 있으며 定量的으로도 實驗값에 상당히 接近하고 있음을 알 수 있다. 排氣管 壓力의 경우 1번 실린더의 블로다운에 의한 壓力波

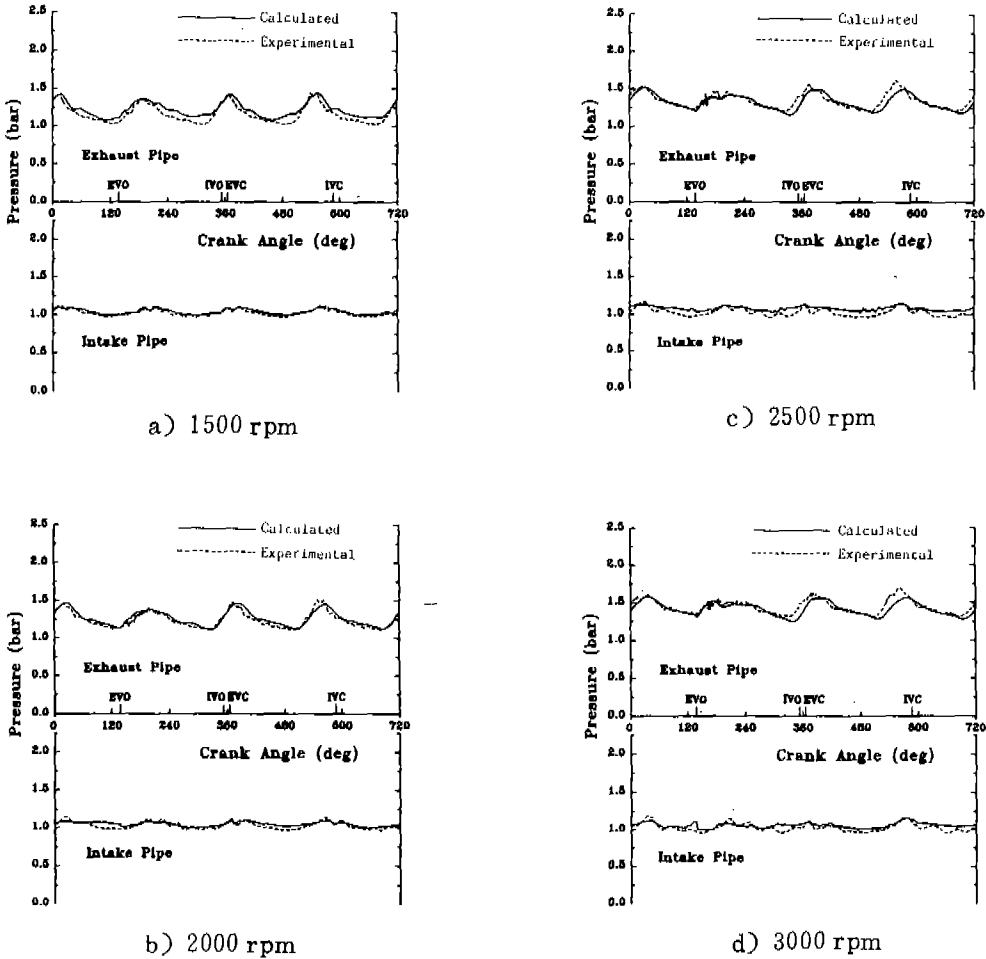


Fig.6 The Effect of Engine Speed on the Pipe Pressures
(0 mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

變化的 豫測값은 大部分의 運轉條件에서 그 크기와 時期가 잘 一致하며, 連續되는 3, 4, 2 번 실린더의 블로다운에 의해 傳達되는 壓力波의 경우도 그 變化 傾向은 계산에 잘 반영되고 있으나 壓力波가 전달되는 時期는 機關回轉速度가 커질수록 實驗에서 보다 약간 늦게 전달되는 것으로 계산되고 있다. 이는 本 研究에서 매니폴드 連結部에서의 流動을 시뮬레이션하기 위하여 連結部에서 各 管의 壓力은 同一한 것으로 假定하는 定壓모델을 사용하였으므로, 排氣管에서와 같이 流動이 빠르고 또 壓力이 急激하게 變化하는 경우에 대해서는 그 壓力

波의 傳達이 보다 늦게 계산되는 것으로 생각된다. 吸氣管 壓力은 實驗에서 나타난 것보다 全般的으로 多少 높게 계산되었다. Takizawa 等¹⁴⁾의 實驗에 의하면 다섯개의 管이 만나는 매니폴드의 連結部에서 밸브가 닫혀져 있는 管들의 壓力은 거의 동일하나 吸入이 일어나고 있는 管의 壓力은 다른 管들에 비하여 多少 낮다고 알려져 있다. 本 研究에서 使用한 定壓모델은 吸入이 일어나고 있는 管에서의 別途의 壓力降下를 고려하지 않으므로 그림에 나타난 바와 같이 吸氣管内의 壓力이 전반적으로 多少 높게 계산되었으며 이는 第1報에서

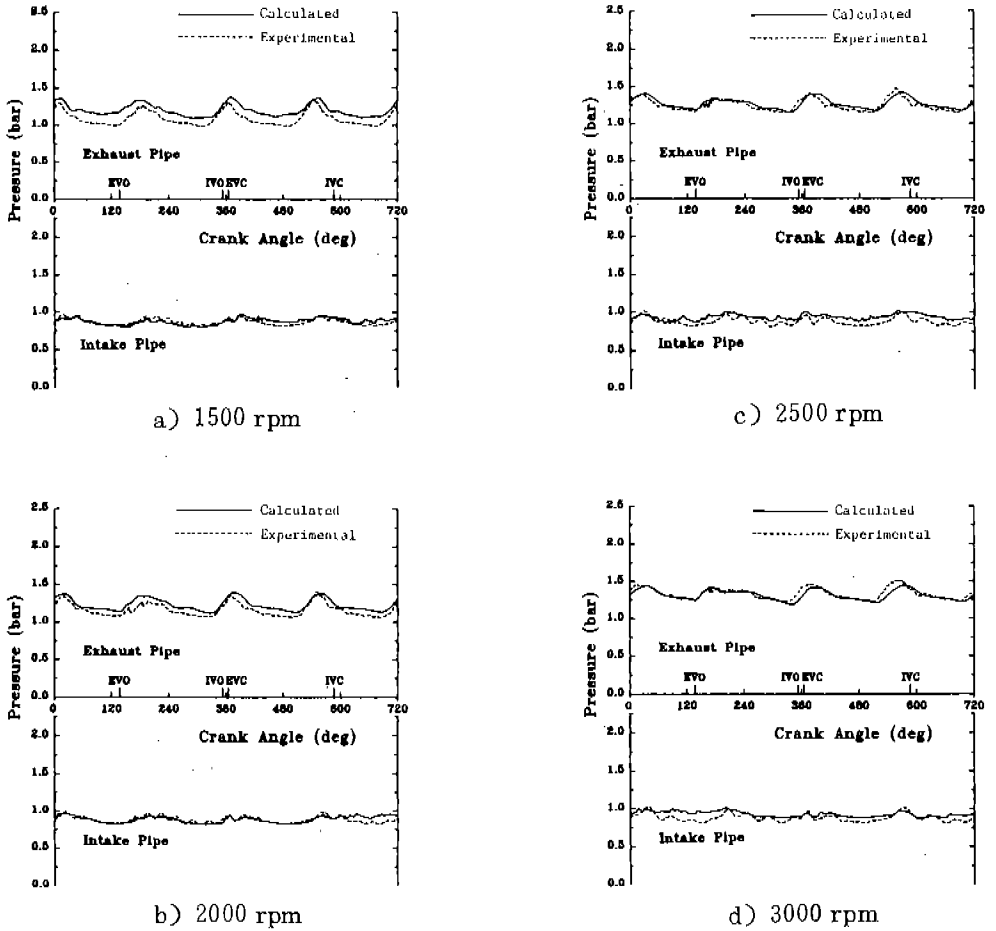


Fig.7 The Effect of Engine Speed on the Pipe Pressures
(-100mmHg, Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

이미 提示한 바 있는 充填效率이 實際보다 높게 계산되는 原因이 된다. 吸·排氣管內에서의 壓力變化를 보다 正確히 계산하기 위해서는 매니폴드 連結部에서의 壓力降下를 고려하는 壓力損失모델을 사용하여야 하나 이를 위하여는 매니폴드 形狀에 따라서, 또한 可能的 모든 流動形態에 따라 壓力損失係數를 實驗에 의하여 결정하여야 하고 이들을 모두 고려한 複雜한 支配方程式들을 反復적으로 풀어야 한다. 더우기 다른 形狀의 매니폴드를 갖는 機關에 대하여는 이 實驗係數들을 그대로 適用할 수 없는 短點이 있으므로 보다 廣範圍한 機關을 대상으로 한 시뮬레이션 프로그램에 있어서는

定壓모델의 採擇이나 또는 定壓모델을 根幹으로 하여 吸入이 일어나는 管에서만 壓力降下를 고려해주는 方案을 통한 定壓모델의 改善이 보다 바람직할 것으로 생각된다.

Fig.8은 各 吸氣管 壓力에 대하여 機關回轉速度를 變化시킨 경우의 壓縮機 性能特性曲線上的 軌跡을 표시한다. 吸氣管 壓力과 機關回轉速度가 클수록 터빈의 驅動에 이용되는 有效에너지가 많아지며 따라서 實驗에서 나타난 바와 같이 壓縮機 前後의 壓力比가 증가하게 된다. 또한 吸氣管 壓力과 機關回轉速度가 클수록 壓縮機의 效率이 높은 領域으로 接近하고 있음을 알 수 있다. 壓縮機 特性曲線상의

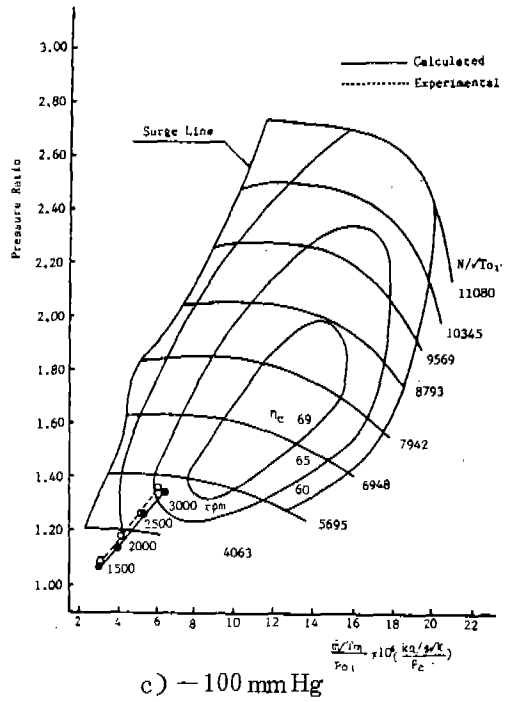
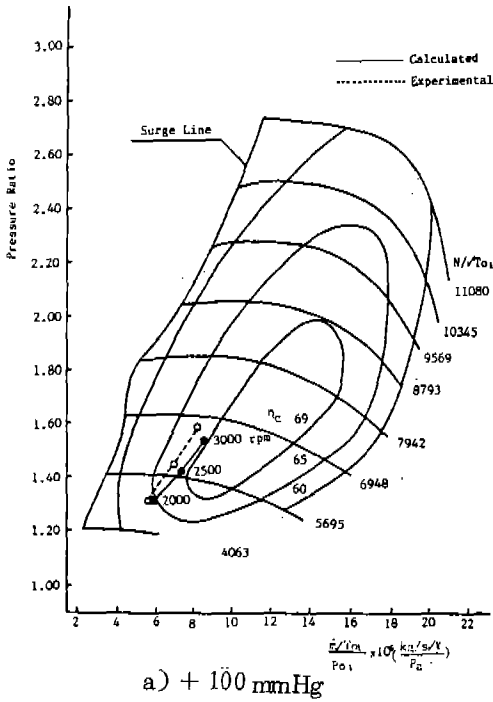
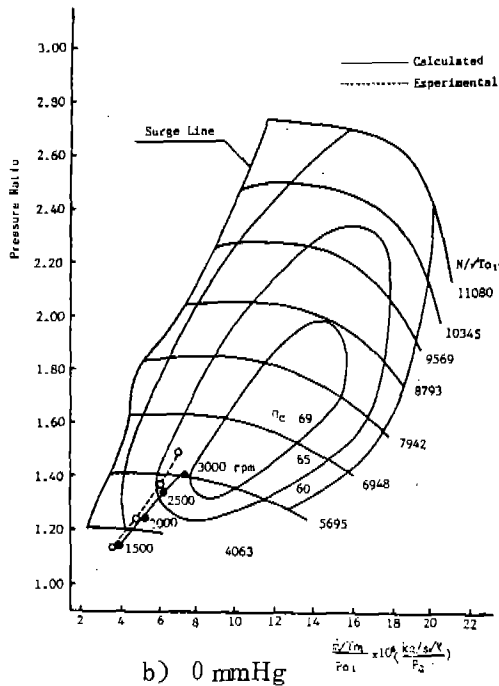
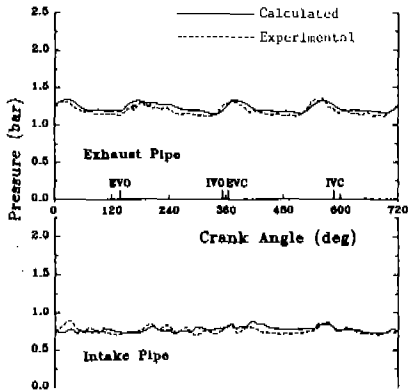


Fig. 8 Compressor Characteristics (Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

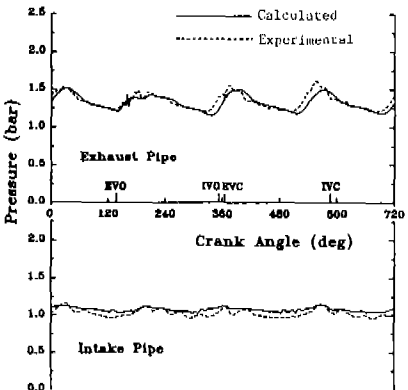
이러한 변화傾向은 그림에 나타난 바와 같이 大部分의 運轉條件에서 잘 豫測되고 있다. 壓縮機 前後의 壓力比는 大部分 實驗값보다 약간 낮게 豫測되고 있는데 이는 定常狀態의 流動實驗으로부터 얻어진 壓縮機 流量特性曲線을 非定常流動의 計算에 그대로 사용하는데 起因하는 것으로 생각된다.

Fig. 9는 터보過給機 A를 裝着한 機關에 대하여 機關回轉速度 2500 rpm, 理論 燃料-空氣混合比에서 吸氣管 壓力을 -200 mmHg 에서 $+200\text{ mmHg}$ 까지 變化시킨 경우의 吸·排氣管內 壓力變化를 나타낸 것이며 (-100 mmHg 와 $+100\text{ mmHg}$ 인 경우는 각각 Fig. 7 c)와 Fig. 5 b) 參照), Fig. 10은 이 경우의 壓縮機 性能特性曲線上의 變化를 나타낸 것이다. 吸·排氣管內 壓力의 경우 吸氣管 壓力의 廣範圍한 變化에 대해서도 比較的 實驗값에 가까운 값을 豫測하고 있다. 壓縮機 性能特性은 Fig. 10에 나타난 바와 같이 實驗값과 豫測값이 비

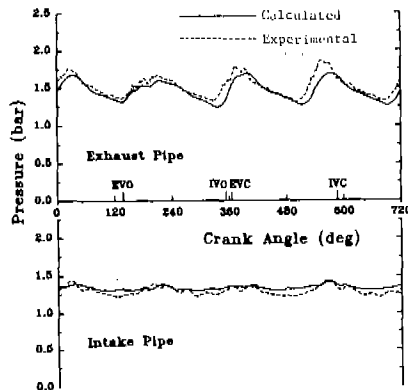




a) -200 mmHg



b) 0 mmHg



c) +200 mmHg

Fig. 9 The Effect of Boost Pressure on the Pipe Pressures (2500 rpm, Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

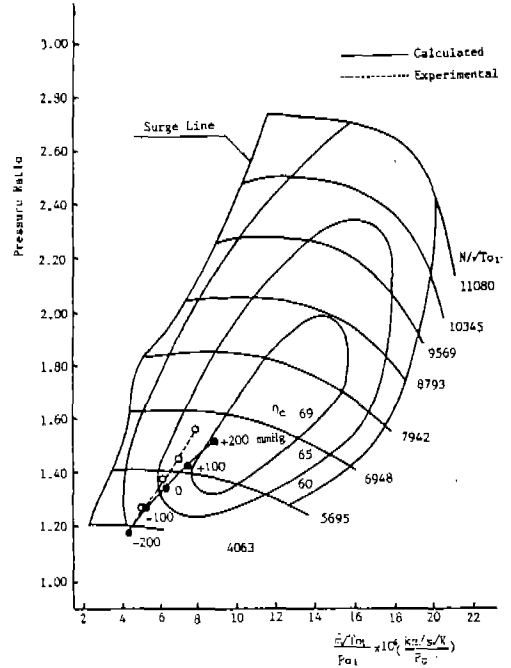


Fig. 10 Compressor Characteristics (2500rpm, Stoichiometric, MBT, Turbocharger A).

較的 가깝게 接近하고 있으며 가장 差異가 큰 吸氣管 壓力 +200mmHg 인 경우 實驗에서 구한 壓力比는 1.44인데 비하여 계산에 의한 壓力比의 豫測값은 1.41이며 이 때 壓縮機 效率의 差異는 약 2.5% 정도로 나타나고 있다.

Fig. 11은 터보過給機 B를 裝着한 機關에 대하여 各 吸氣管 壓力에서 機關回轉速度를 變化시킨 경우의 壓縮機 性能特性曲線上的 軌跡을 표시하며, Fig. 12는 機關回轉速度를 2500 rpm으로 유지하고 吸氣管 壓力을 -200mmHg에서 +200mmHg까지 變化시킨 경우의 壓縮機 性能特性上的 變化를 圖示한 것이다. 터보過給機 B를 裝着한 機關에 대한 壓縮機 性能特性的 豫測에 있어서도 터보過給機 A에 대한 경우에서와 마찬가지로 運轉條件에 따른 性能特性曲線上的 變化 傾向을 잘 나타내고 있으며 이 경우에도 壓縮機 前後의 壓力比는 實驗에서 보다 약간 낮게 豫測되고 있다. 터보過給機 A의 壓縮機는 터보過給機 B의 경우

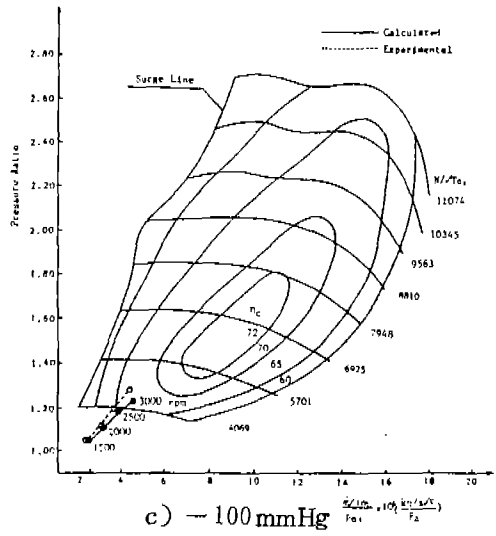
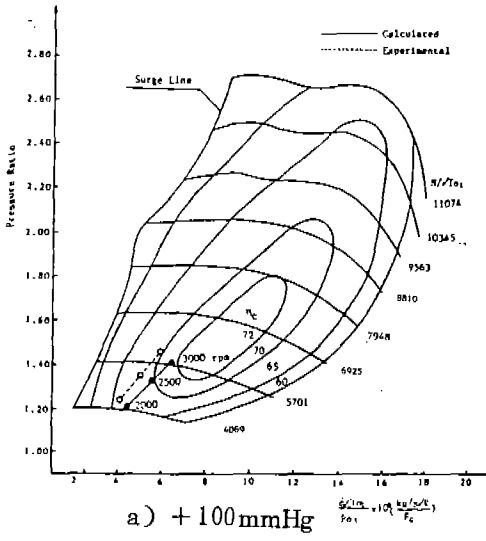


Fig. 11 Compressor Characteristics (Stoichiometric, MBT, Turbocharger B).

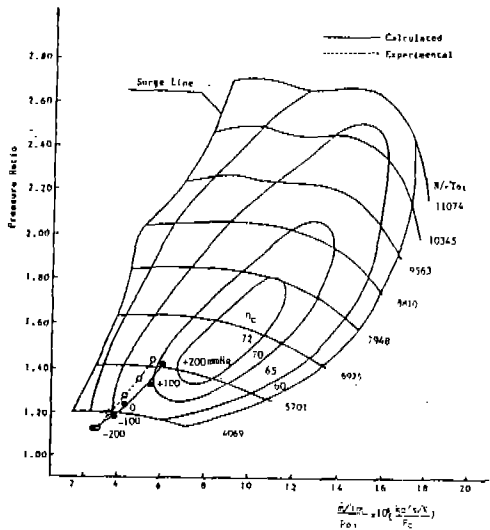
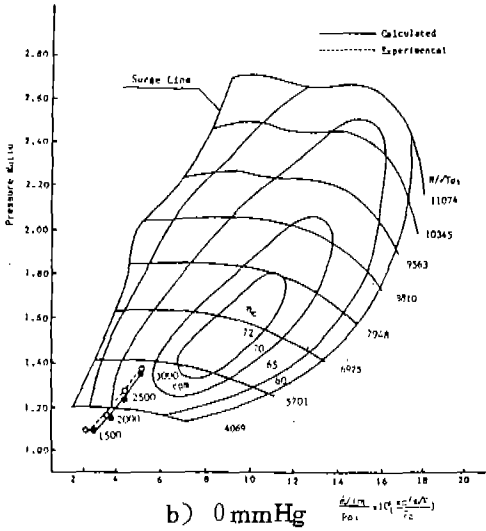


Fig. 12 Compressor Characteristics (2500rpm, Stoichiometric, MBT, Turbocharger B).

보다 작은 Trim을 가지므로 터보過給機 A의 壓縮機 性能(Fig. 8, 10)은 터보過給機 B의 경우(Fig. 11, 12)보다 같은 運轉條件에서 보다 높은 壓力比를 나타내나 壓縮機의 效率는 터보過給機 B의 경우가 보다 높은 效率로 作動하는 것으로 나타났으며 계산에서도 이 現象이 충실히 반영되고 있다. 그러므로 本 研究에서 使用된 시뮬레이션 모델은 서로 다른 諸元을 갖는 터보過給機에 대하여도 性能의 變化를 잘 表現하고 있으며 따라서 주어진 機關에 대한 過給機의 適合性 檢討에도 適切히 이용될 수 있을 것으로 생각된다.

5. 結 論

실린더內와 터보過給機를 包含한 機關 全系統에서의 流動現象을 시뮬레이션하여 多氣筒 터보過給 가솔린機關의 性能 및 排氣組成을 豫測하는 프로그램을 개발하였다. 이 過程에서 機關 各部分에서의 流動現象을 계산하

기 위하여 적용된 시뮬레이션 모델들의 妥當性を 檢討하기 위하여 여러 가지 運轉條件에서 機關各部分에서의 狀態變化를 계산하고 이를 實驗값과 比較, 檢討한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 本 研究에서 사용된 시뮬레이션 모델들은 매니폴드 連結部, 터빈과 壓縮機 및 消音器等 機關各部分에서의 壓力變化를 定性的으로 잘 反映하고 있으며 定量的으로도 實驗값에 가까운 값을 豫測하고 있다.

(2) 매니폴드 連結部에서의 流動解析에 사용된 定壓-完全 混合 모델은 吸·排氣管의 連結部를 통한 壓力波 傳達과 干涉의 效果를 잘 나타내고 있다. 다만 吸氣管에서의 경우는 實驗값보다 약간 높은 壓力으로 계산되고 있으며 이것이 充填效率를 실제보다 높게 豫測하게 하는 原因으로 생각된다. 充填效率의 보다 正確한 豫測을 위하여는 定壓-完全 混合 모델의 改善이 要求된다.

(3) 運轉條件과 過給機 仕様の 變化에 따른 壓縮機 性能의 豫測값은 比較的 實驗값에 가깝게 잘 豫測되었으며 따라서 本 研究에서 사용된 시뮬레이션 모델은 過給機의 適合性 檢討에 適切히 이용될 수 있을 것으로 생각된다.

後 記

本 研究는 韓國科學財團의 1986~1989 年目的基礎 研究費 支援에 의하여 遂行되었으며 이에 深甚한 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

1. 趙良穗, 俞炳澈, “單氣筒 4사이클 스파이크 點火機關 動力 사이클의 시뮬레이션”, 自動車工學會誌 5 (4), pp. 47-61, 1983.
2. 尹健植, 俞炳澈, “單氣筒 4사이클 스파이크 點火機關 吸·排氣過程의 시뮬레이션”, 自動車工學會誌 7(1), pp. 24-34, 1985.
3. 俞炳澈, 金正純, “單氣筒 2사이클 壓縮點火機關의 시뮬레이션”, 自動車工學會誌 8 (1), pp. 62-74, 1986.

4. 俞炳澈, 崔英惇, 李秉海, 尹健植, “4氣筒 4사이클 스파이크 點火機關의 性能 및 排氣組成 豫測에 關한 研究”, 自動車工學會誌 10(4), pp. 39-56, 1988.
5. 俞炳澈, 李秉海, 尹健植, “4氣筒 4사이클 터보過給 가솔린 機關의 性能 및 排氣組成 豫測에 關한 研究(第1報)”, 自動車工學會誌 10(6), pp. 25-38, 1988.
6. R.S. Benson, W.J.D. Annand, P.C. Baruah, “A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S.I. Engine”, Int. J. Mech. Sci., vol. 17(2), pp. 97-124, 1975.
7. D.K. Kuehl, “Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures”, 8th International Symposium on Combustion, pp. 510-521, 1962.
8. H.B. Mathur, M.K.G. Babu, K.S. Reddi, “A Thermodynamic Simulation Model for a Methanol Fueled Spark Ignition Engine”, SAE 830333, 1983.
9. J.H. Lienesch, “A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories Single-Cylinder Engine Simulation Program”, GM Report EN-175, 1980.
10. W.J.D. Annand, “Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines”, Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 177, pp. 973-996, 1963.
11. R.S. Benson, R.D. Garg, D. Woollatt, “A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems”, Int. J. Mech. Sci., vol. 6, pp. 117-144, 1964.
12. R.S. Benson, “The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines”, vol. 1, pp. 402-451, 479-570, Clarendon Press, Oxford, 1982.
13. R.S. Benson, P.C. Baruah, Ir. R. Sierens, “Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburettor”, Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 188, pp. 537-548, 1974.
14. M. Takizawa, T. Uno, T. Oue, T. Yura, “A Study of Gas Exchange Process Simulation

- of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine”, SAE 820410, 1982.
15. 李正鉉, “4氣筒 4사이클 스파크 點火機 關 吸·排氣系統의 流動에 關한 研究”, 高麗大學校 碩士學位 論文, 1987.
 16. R.S. Benson, R.D. Garg, W.A. Woods, “Unsteady Flow in Pipes with Gradual or Sudden Area Changes”, Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 178, pt. 3I(iii), pp. 1-23, 1963-64.
 17. C.W. Vickland, F.M. Strange, R.A. Bell and E.S. Starkman, “A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines”, SAE Trans., vol. 70, pp. 785-795, 1962.
 18. R.S. Benson, P.C. Baruah, “Performance and Emission Predictions for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine”, Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 191, pp. 339-354, 1977.
 19. P.C. Baruah, R.S. Benson, S.K. Balouch, “Performance and Emission Predictions of a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine with Exhaust Gas Recirculation”, SAE 780663, 1978.