대한기계학회논문집(B) 제 20 권 제 6 호, pp. 1921~1930, 1996

〈논 문〉

다기통 엔진 흡기시스템의 유동해석 모델개발

송재원* · 성낙원**

(1995년 3월 13일 접수)

Development of a Numerical Flow Model for the Multi-Cylinder Engine Intake System

Jae-Won Song and Nak-Won Sung

Key Words: Finite Difference Method(유한차분법), Volumetric Efficiency(체적효율), Boundary Condition(경계조건), Optimum Manifold Length(최적흡기관길이), Pressure Wave(압력파), Branch Pipes(분지관), Valve Timing(밸브개폐시기)

Abstract

To design an optimum engine intake system, a flow model for the intake manifold was developed by the finite difference method. The flow in the intake manifold was one-dimensional, and the finite difference equations were derived from governing equations of flow, continuity, momentum and energy. The thermodynamic properties of the cylinder were found by the first law of thermodynamics, and the boundary conditions were formulated using steady flow model. By comparing the calculated results with experimental data, the appropriate boundary conditions and convergence limits for the flow model were established. From this model, the optimum manifold lengths at different engine operating conditions were investigated. The optimum manifold length became shorter when the engine speeds were increased. The effect of intake valve timings on inlet air mass was also studied by this model. Advancing intake valve opening decreased inlet air mass slightly, and the optimum intake valve closing was found. The difference in inlet air mass between cylinders was very small in this engine.

기 호 설 명

a : 음속(m/sec)
B : 행렬
C_v : 정적비열(J/kmol · K)
d : 관의 지름(m)
e : 내부에너지(J)
f : 마찰계수
F : 관의 단면적(m²)
h : 열전달계수
k : 비열비
L : 흡기관 직관의 길이
p : 압력(N/m²)
Q_c : 열전달량(J)
q : 단위질량당 열전달률(J/kg · sec)
Q : 행렬
t : 시간(sec)
T : 온도(K)
u : 가스속도(m/sec)
U : 행렬
V : 체적(m³)
x : 거리(m)

*성균관대학교 대학원
**회원, 성균관대학교 기계설계학과

하첨자

a : 공기
c : 실린더
i : 거리단계
in : 흡기관에서 실린더로의 유동
ex : 실린더에서 흡기관으로 유동
w : 관벽

상첨자

n : 시간단계

그리스문자

Δ : 증분
ρ : 밀도
τ : 전단력
ζ : 곡관마찰계수(2/m)
λ : 행렬 고유값

1. 서 론

흡기시스템의 최적설계를 통한 체적효율 상승은 고출력, 저공해를 목표로 하는 엔진의 성능 향상에 매우 중요하다. 선진국에서는 엔진의 성능 향상을 위하여 연소효율 향상에 대한 연구와 병행하여 흡·배기시스템의 최적설계에 관한 연구도 활발히 진행하고 있다. 엔진의 체적효율을 증가시키기 위해서는 흡·배기계의 교축저항을 결정하는 포트와 밸브의 형상을 적절하게 설계하는 방법, 흡기관에서 발생하는 압력파의 특성을 이용하는 방법과 과급기 및 인터쿨러 등의 부속기관을 사용하는 방법 등이 실제 활용되고 있다.[1~3]

흡기관 내에서는 흡기밸브의 주기적 개폐에 따라 압축성유체의 압력파가 발생하며, 이 압력파는 흡기관내에 잔류하여 다음 흡입과정에 영향을 미친다. 흡기밸브의 열림주기와 압력파의 주기를 동조시킬 수 있으면 실린더 내로의 흡기량을 증가시킬 수 있고 주기가 맞지 않는 경우 흡입공기량의 손실을 갖게 된다. 이 현상은 단기통보다 다기통 엔진에서 좀더 복잡해지며 다기관의 형상에 의하여 기통간의 흡입공기량의 균일성과 엔진의 체적효율을 향상시킬 수 있다.[3~5]

흡기관을 최적설계하는 방법에는 대부분 실험적 방법에 의해 최적화를 확인하여야 하나 흡기시스템을 설계함에 있어서 초기 단계에서부터 실험적인 방법에 의존하는 것은 많은 시간과 비용이 들기 때문에 최근에는 초기 단계에서 이론적 해석방법으로 적절한 설계사양을 결정하고 있다.

이론적 해석방법에는 흡기관내의 압력파를 음향학적으로 엔진 흡기관과 공진시켜 동조되는 흡기관 길이를 구하는 정성적인 해석방법과[6] 흡기관내의 유동에 관계되는 경계조건을 설정한후 흡기관내의 유동을 결정하는 지배방정식들을 구하고 이 방정식들을 경계조건을 이용하여 풀어냄으로써 관유동을 해석하는 정량적인 해석방법이 있다. 정량적인 해석방법에는 특성곡선법과[7] 유한차분법이 많이 사용되고 있으며, Benson 등[8]은 특성곡선법을 실제 엔진에 적용함으로 엔진 흡·배기 시스템의 가스교환과정을 해석하였고 Takizawa 등은[9] 유한차분법과 특성곡선법을 같은 엔진에 적용하여 비교한 결과 유한차분법이 작동조건과 흡기시스템의 형상에 따라 좀더 정확한 결과를 보임을 발견하였다.

본 연구에서는 유한차분방법인 2 step Lax-Wendroff 방법을[10] 흡기시스템에 적용하여 현재 국내에서 양산되고 있는 4기통 디젤엔진의 흡기시스템을 해석하고자 한다. 유한차분방법을 이용한 모델을 완성하기 위해 엔진의 각 경계가 되는 경계조건을 명확히 정립하고, 또한 완성된 모델을 통하여 엔진 작동조건과 사양을 변경시켜 흡기시스템내의 압력파의 거동과 엔진 성능에 미치는 영향을 고찰하여 최적설계 조건을 제시하고자 한다.

2. 흡기관내의 유동해석

연구대상은 현재 생산되고 있는 4기통 디젤엔진의 흡기관으로 선정하였고 Fig. 1은 이 흡기관의 형상을 보여주고 있다. 그림에서 흡기관은 7개의 다기관으로 구성되어 있고 3개의 분지관을 가지고 있으며 ⓐ, ⓑ 는 실험 측정치와 유동해석 모델 결

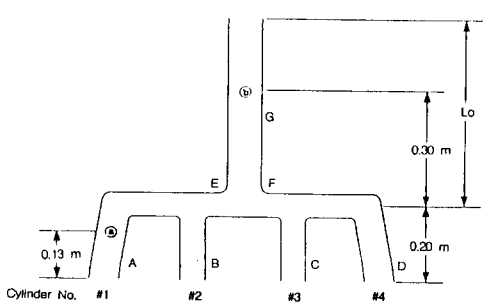


Fig. 1 Intake manifold of an engine

Table 1 Specification of an engine

Displacement volume	2208 cc
Bore×Stroke	88.9 mm×89.0 mm
Compression ratio	21 : 1
Max. power output	70 PS/4000 rpm
Max. torque	4.5 kg · m/2400 rpm
Firing order	1-3-4-2
Valve timing	IVO : 12°BTDC IVC : 34°ABDC EVC : 14°ATDC EVO : 48°BBDC

과치를 구한 관내의 위치를 표시하며 엔진의 주요 기본 사양은 Table 1에 정리하였다.

2.1 지배방정식

흡기관내의 공기는 이상기체로 취급하며, 주흐름방향 이외의 흐름은 무시할 수 있으므로 주흐름방향에 대해 1차원 유동으로 가정한다. 또한 관내 공기유동은 관단면적 변화, 관벽면과의 마찰 그리고 열전달을 고려한 압축성 비정상 유동으로 해석한다. 제한체적에 위의 조건들과 질량, 운동량, 에너지 보존법칙에서 유동의 상태량을 결정하는 3개의 지배방정식을 유도한다.

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\rho\frac{\partial u}{\partial x}+u\frac{\partial \rho}{\partial x}+\frac{\rho u}{F}\frac{dF}{dx}=0 \tag{1}$$

운동량방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\left(\frac{4f}{D}+\zeta\right)\frac{u^2}{2}\frac{u}{|u|}=0 \tag{2}$$

에너지방정식

$$\begin{aligned} q\rho F dx=&\frac{\partial}{\partial t}[(\rho F dx)(C_vT+\frac{u^2}{2})]\\ &+\frac{\partial}{\partial x}[(\rho u F)(C_vT+\frac{u^2}{2}\\ &+\frac{p}{\rho})]dx \end{aligned} \tag{3}$$

위 식에서 f는 관벽의 마찰계수로서 Blasius의 식을 이용하여 $f=0.2373/\mathrm{Re}^{1/4}$으로 구하고,[11] ζ는 곡관의 손실계수로서 실험에 의한값인 2/m의 값을[9] 사용하고, q는 열전달률로서 열전달계수는 Reynolds 상사법칙에서 얻어진 $h=fC_p\rho u^3/2$식을[8] 사용하였다.

위 3개의 방정식을 이상기체 상태방정식을 이용하여 정리하면 모두

$$\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{\partial Q}{\partial x}=B \tag{4}$$

$$U=\begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ (C_vT+\frac{u^2}{2})\rho F dx \end{bmatrix} \tag{5}$$

$$Q=\begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2+p \\ \rho F u dx(C_vT+\frac{u^2}{2}+pv) \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$B=\begin{bmatrix} -\frac{\rho u dF}{F dx} \\ -\frac{\rho u^2 dF}{F dx}-\rho(\frac{4f}{d}+\zeta)\frac{u|u|}{2} \\ q\rho F dx \end{bmatrix} \tag{7}$$

형태로 표시된다.

2.2 유한차분 방정식

2 step Lax-Wendroff 방법은 2개의 단계로 나누어 수행한다. 첫번째 단계에서는 Lax방법으로 Fig. 2의 n번째 시간 단계에서의 i−1, i, i+1 지점의 값들을 이용하여 n+1/2번째 시간 단계에서의 i−1/2, i+1/2지점의 값들을 구하고, 두번째 단계에서는 첫번째 단계에서 구한 n+1/2번째 시간 단계에서의 i−1/2과 i+1/2지점의 값들을 이용하여 leap frog 방법으로 n+1번째 시간 단계에서의 i에서의 값을 구한다.

기본 방정식 식 (4)는 각 단계에서의 유한차분형 기본식인 식 (8)와 (9)으로 정리된다.

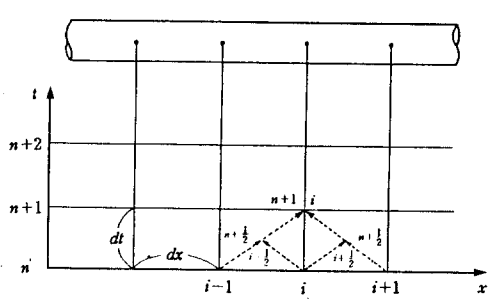


Fig. 2 Grids for 2 step Lax-Wendroff method

$$1\text{단계}: \frac{U^{n+\frac{1}{2}}_{i+\frac{1}{2}} - U^{n}_{i+\frac{1}{2}}}{\frac{\Delta t}{2}} + \frac{Q^{n}_{i+1} - Q^{n}_{i}}{\Delta x} = \frac{B^{n}_{i+1} + B^{n}_{i}}{2} \tag{8}$$

$$2\text{단계}: \frac{U^{n+1}_{i} - U^{n}_{i}}{\Delta t} + \frac{Q^{n+\frac{1}{2}}_{i+\frac{1}{2}} - Q^{n+\frac{1}{2}}_{i-\frac{1}{2}}}{\Delta x} = \frac{B^{n+\frac{1}{2}}_{i+\frac{1}{2}} + B^{n+\frac{1}{2}}_{i-\frac{1}{2}}}{2} \tag{9}$$

식 (8)의 형태로 지배방정식 (1), (2), (3)을 유한차분하면 첫번째 단계 n+1/2의 유한차분 방정식을 얻을 수 있고 이를 이용하여 n+1/2번째 시간단계에서 격자점 i−1/2과 i+1/2의 ρ, u와 p를 차례로 구하고, 두번째 단계에서 식 (9)를 이용하여 지배 방정식을 유한차분하면 n+1번째 시간단계에서의 i 격자점에서의 ρ, u, p값을 얻는다. 이 과정을 유동장 각 격자점에 대하여 반복하면 시간의 변화에 따른 전체 유동장의 상태량 변화 ρ, u, p를 구할수 있다.

유한차분 방정식의 안정된 해를 구하기 위한 해의 안정조건은 Von Neumann의 방법을[12] 이용하여 식 (10)과 같이 구하고 절대값 안의 식을 Courant No라고 한다.

$$\left|\frac{\triangle t}{\triangle x}(u+a)\right| \leq 1 \tag{10}$$

$$Courant\ No = \frac{\triangle t}{\triangle x}(u+a) \tag{11}$$

2.3 경계조건

실린더를 상태량이 균일하고 체적이 변하는 Fig. 3과 같은 제한체적으로 보고 이 제한체적에 열역학 제1법칙을 적용한다.

$$\frac{dQ_c}{dt} - p_c\frac{dV_c}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}(m_c e_c) - h_{in}\left(\frac{dm}{dt}\right)_{in} + h_{ex}\left(\frac{dm}{dt}\right)_{ex} \tag{12}$$

위 식으로부터 시간의 변화에 따르는 실린더 압력은 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{V_c}\left[a^2_{in}\left(\frac{dm}{dt}\right)_{in} - a^2_{ex}\left(\frac{dm}{dt}\right)_{ex} - kp_c\frac{dV_c}{dt} + (k-1)\frac{dQ_c}{dt}\right] \tag{13}$$

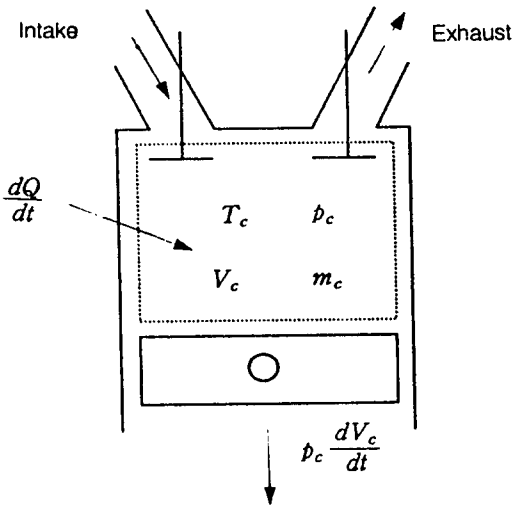


Fig. 3 Control volume of cylinder

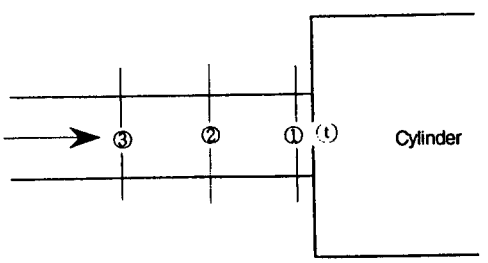


Fig. 4 Intake valve boundary

흡기밸브의 입구는 밸브가이드와 포트의 형상을 고려할때 Fig. 4의 축소노즐로 단순화시켜 나타낼 수 있다.

흡기밸브에서 실린더로의 유입유동을 해석하는데 흡기밸브 포트의 ①지점과 밸브 목인 ⓣ지점 사이에는 정상상태 연속 방정식과 정상상태 에너지 방정식, 등엔트로피 관계식을 적용한다.

$$\rho_t u_t F_t = \rho_1 u_1 F_1 \tag{14}$$

$$a_t^2 + \frac{k-1}{2}u_t^2 = a_1^2 + \frac{k-1}{2}u_1^2 \tag{15}$$

$$\frac{p_t}{\rho_t^k} = \frac{p_1}{\rho_1^k} \tag{16}$$

밸브목지점과 실린더에서는 아음속인 경우 노즐목에서의 압력을 실린더 압력과 같다고 가정할수 있으므로[7]

$$p_t = p_c \tag{17}$$

로 구하고 ①지점과 ②사이는 일정단면적 관으로

앞에서 언급한 흡기관 내에서의 비정상 연속방정식을 이용하다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}=0 \tag{18}$$

식 (18)을 시간과 위치에 대해서 전진차분형으로 유한차분한 후 정리하여 관계식을 식 (19)와 같이 유도하고

$$\rho_1^{n+1}(\Delta x+u_1^{n+1}\Delta t)=\rho_1^n\Delta x+\Delta t(\rho u)_2^{n+1} \tag{19}$$

여기서, ρ_1^n, $(\rho u)_2^{n+1}$은 기지의 값이므로 A라고 표시한다.

$$A=\rho_1^n\Delta x+\Delta t(\rho u)_2^{n+1} \tag{20}$$

비정상 운동량방정식도 같은 방법으로 전개하여 n+1번째 시간 단계에서의 값으로 나타내면

$$\{\rho u(\Delta x+u\Delta t)+b\Delta t\}_1^n = \Delta x(\rho u)_1^n+\Delta t(\rho u^2+p)_2^{n+1} \tag{21}$$

$$B=\Delta x(\rho u)_1^n+\Delta t(\rho u^2+p)_2^{n+1} \tag{22}$$

이 된다. 이 식들로부터 ①지점의 속도값 u_1에 관한 식을 얻는다.

$$kp_c\frac{(\Delta x+u_1\Delta t)}{A}\left(\frac{B-u_1A}{p_c\Delta t}\right)^{\frac{1}{k}} +\frac{k-1}{2}\left(\frac{u_1}{\varphi}\right)^2\left(\frac{B-u_1A}{p_c\Delta t}\right)^{\frac{2}{k}} -k\frac{(\Delta x+u_1\Delta t)(B-u_1A)}{A\Delta t} -\frac{k-1}{2}u_1^2=0 \tag{23}$$

여기서, $\varphi=\frac{F_t}{F_1}$으로 밸브 입구와 흡기관의 면적비이다. 식 (23)의 해인 u_1은 시행착오 방법으로 구하고, 식 (19), (21)로부터 n+1번째 시간단계에서 ①지점의 p_1, ρ_1를 구한다.

흡기관 내의 분지점은 체적이 없고 압력이 일정하다고 가정한다.[8] 이 정압조건과 함께 Fig. 5의 각 관의 끝점인 ①지점과 ②지점 사이와, ③지점과 ④지점 사이 그리고 ⑤지점과 ⑥지점 사이에 비정상 연속 방정식을 전진차분형으로 유한차분한 식을 사용한다. 분지점에서는 체적이 없으므로 질량보존법칙에 따라 각관에서의 유량의 유출입의 합이 0이 되어야 한다.

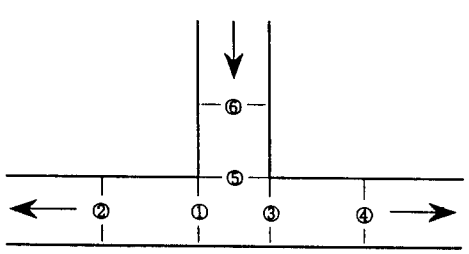


Fig. 5 Junction boundary

비정상 연속방정식을 ①과 ② 사이에 적용한

$$\frac{\rho_1^{n+1}-\rho_1^n}{\Delta t}+\frac{((\rho u)_2^{n+1}-(\rho u)_1^{n+1})}{\Delta t}=0 \tag{24}$$

으로부터

$$\rho_1^{n+1}(\Delta x+u_1{}^{n+1}\Delta t) =\rho_1^n\Delta x+\Delta t(\rho u)_2^{n+1}=A_1 \tag{25}$$

관계식을 구한다.

이 관계를 동일하게 ③, ④지점과 ⑤, ⑥지점에 적용하면

$$\rho_3^{n+1}(\Delta x+u_3{}^{n+1}\Delta t) =\rho_3^n\Delta x+\Delta t(\rho u)_4^{n+1}=A_2 \tag{26}$$

$$\rho_5^{n+1}(\Delta x+u_5{}^{n+1}\Delta t) =\rho_5^n\Delta x+\Delta t(\rho u)_6^{n+1}=A_3 \tag{27}$$

을 얻는다. 같은 방법으로 각각의 관에 비정상 운동량방정식을 적용하면

$$(\rho u)_1^{n+1}(\Delta x+u_1^{n+1})+p_1\Delta t =\Delta x(\rho u)_1^n+\Delta t(\rho u^2+p)_2^{n+1}=B_1 \tag{28}$$

$$(\rho u)_3^{n+1}(\Delta x+u_3^{n+1})+p_3\Delta t =\Delta x(\rho u)_3^n+\Delta t(\rho u^2+p)_4^{n+1}=B_2 \tag{29}$$

$$(\rho u)_5^{n+1}(\Delta x+u_5^{n+1})+p_5\Delta t =\Delta x(\rho u)_5^n+\Delta t(\rho u^2+p)_6^{n+1}=B_3 \tag{30}$$

을 얻고 분지점에서의 질량보존의 법칙은

$$(\rho uF)_1+(\rho uF)_3+(\rho uF)_5=0 \tag{31}$$

로 표시된다. 분지점에서의 상태량중 유한차분형 방정식에 필요한 상태량은 각 관의 끝점에서의 p, ρ, u로서 3개의 분지관에서 모두 9개의 유동상태량을 구하기 위해서는 위의 식 (25)부터 식 (31)까지의 7개의 식과 분지점내에서의 압력이 일정하다는 두 개의 관계식을 이용한다.

$$p_1=p_3=p_5 \tag{32}$$

위의 식을 정리하면

$$p=\frac{\left\{\left(\frac{BF}{A}\right)_1+\left(\frac{BF}{A}\right)_2+\left(\frac{BF}{A}\right)_3\right\}}{dt\left\{\left(\frac{F}{A}\right)_1+\left(\frac{F}{A}\right)_2+\left(\frac{F}{A}\right)_3\right\}} \tag{33}$$

식 (33)에서 압력을 구하고 식 (25)과 (28)에서 ρ_1과 u_1을 구하며 같은 방법으로 ρ_3와 u_3 그리고 ρ_5와 u_5를 차례로 구한다.

2.4 계산방법

다기통 흡기관의 길이격자는 0.04 m로 하고 시간격자는 흡기관 내에서의 압력파의 최대 속도값을 구하여 식 (7)에서 구한다. 흡기관 각지점에 대한 초기값은 대기조건으로 취하고, 위상차가 있는 각 실린더내의 초기 상태량을 구하기 위하여 단기통 엔진의 모터링 사이클을 완성한다.

유동해석은 Fig. 1의 1번 실린더의 A관을 먼저 유한차분식을 이용하여 계산하고, 흡기밸브의 경계값은 경계조건을 이용하여 구한다. 이때 필요한 밸브 단면적은 측정에 의한 다항식을 이용하여 계산한다. 다음에는 B관, C관, D관의 순서로 관내의 상태량을 유한차분 방정식을 이용하여 계산하고, 흡기밸브 입구에서의 경계조건도 관내 상태량 계산 후 차례로 구한다. 분지점 경계를 갖는 E관의 상태량도 유한차분 방정식으로 구하고 실린더 방향의 끝점의 상태값은 앞에서 구한 A관, B관의 분지점 쪽으로의 끝점을 이용하여 분지점 경계에서의 값들을 계산한다. F관, G관 역시 같은 방법으로 관내와 분지점을 계산하고 대기단의 경계를 G관의 대기단 끝점을 이용하여 계산함으로 임의의 시간에서의 흡기관 전체의 유동해를 구한다. 이 유동해로부터 앞에서 구한 시간격자에 해당하는 크랭크 각도 변화에 따르는 유동장을 구하고, 이 과정을 반복하여 크랭크 각이 720°가 되어 1 사이클이 끝날때까지 계속한다. 720°, 1사이클이 끝나면 흡기관내 일정 지점에서의 속도의 값과 그 사이클의 흡입과정 중의 흡기공기량을 이전 사이클의 값과 비교하여, 상대적 변화가 0.2 % 이내이면 유동장의 해가 수렴된 것으로 판단한다. 이 수렴조건은 해의 정확도에 매우 민감하게 작용하며 여러 엔진작동 조건에 동일한 수렴조건을 적용하였다.[13]

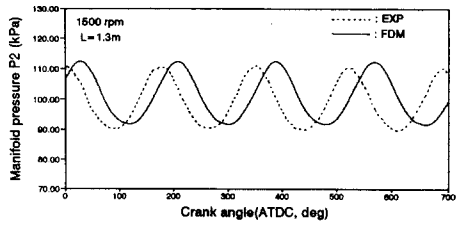
프로그램은 Turbo-C 언어로 구성하였고 계산은 PC Pentium으로 수행하였으며 계산시간은 엔진회전수와 Courant 수에 따라 크게 달라지는데 1500 rpm에서 Courant 수가 0.5인 경우 약 8분 정도에 6사이클에서 해가 수렴하였고 1500 rpm, Courant 수가 1.0인 경우에는 약 5분에 7사이클이 소요되었다.

3. 결과 및 고찰

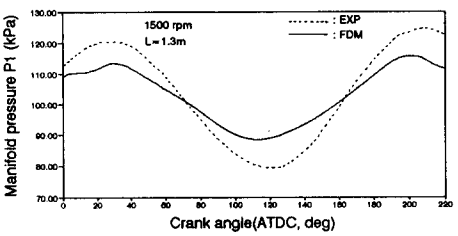
흡기밸브 입구에서 구해야할 경계값은 Fig. 4의 ①지점에서의 상태값으로서 시간에 따른 실린더의 상태량 변화에 따라 연속적으로 구해져야 한다. 실린더 내의 상태량은 정확히 피스톤운동에 따른 행정체적의 변화와 유입되는 공기량에 의해서 결정되고 흡기관 ②위치의 n+1번째 시간단계에서의 상태량은 유한차분방정식에 의해 n번째 시간단계에서의 흡기관 ①과 ③위치에서의 상태량으로 부터 구해진다. n+1번째 시간 단계에서 실린더와 흡기관 지점에서의 상태량이 결정된후 실린더에서 흡기관 ①지점까지의 유동을 연속적으로 해석하기 위해서는 밸브목 ⓣ지점의 상태량을 이용하는것이 유체역학적으로 유리하므로 실제 구하는 상태량은 ①과 ⓣ지점의 상태량 p, ρ, u이다.

흡기관에서 실린더로의 유동에서는 2장에서 구한 정상상태관계식과 등엔트로피과정을 이용하여 식 (14), (15), (16), (17)의 4개의 관계식을 얻을수 있다. 그러나 미지수가 6개이므로 2개의 방정식이 더 필요하고 이전의 연구에서[14] ②지점과 ①지점의 ρ와 p의 값이 같다는 가정아래 경계를 해석하였는데 일부엔진 작동조건에서 불안정한 결과를 보여주고 있어서, 본 연구에서는 식 (19)와 (21)에서와 같이 비정상유동의 연속방정식과 운동량방정식을 적용하였다. 이 비정상상태 관계식을 이용한 경계에서의 모델은 분지점과 대기단, 그리고 흡기밸브가 닫힌시기에서의 막힌흡기관 경계조건까지 각 경우에 적용하였다. 본 연구에서 적용한 경계에서의 상태량 관계식을 이용한 유동해석 모델은 여러 엔진 작동조건에서도 해가 발산하는 경우가 생기지 않았으며 그 결과값 역시 실험결과와의 비교에서 만족스런 수준이었다.

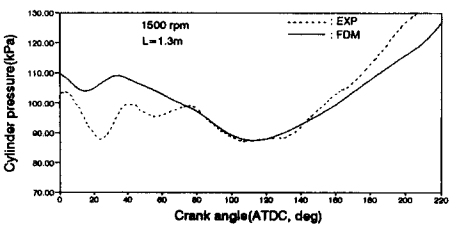
엔진흡기관 유동해석 모델로부터 구해진 엔진조건과 흡기관 형상에 의한 유동장의 결과를 동일조건에서 모터링실험에 의한 결과와[15] 비교하였다. 실험은 엔진속도 1500 rpm에서 흡기관 길이중 직관(L)의 길이가 0.8 m와 1.32 m인 경우에 대하여 행하여졌고 측정값으로는 1번 실린더 내의 압력(Pc), 1번 실린더 입구에서 분지쪽으로 13 cm 떨어진 Fig. 1 ⓐ지점의 압력(P_1)과 ⓑ지점으로 표시된 대기단쪽에서 30 cm위치한 흡기관의 압력 (P_2)를 사용하였다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Comparison of calculated results with experimental data (1500 rpm, L=1.32m)

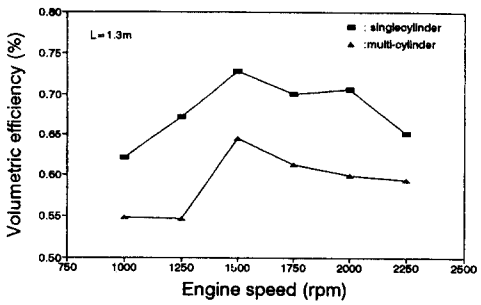


Fig. 7 Mass of air entered the cylinder at different engine speed

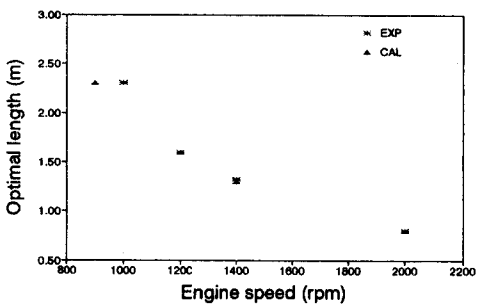


Fig. 8 Optimal length of pipe(L) at different engine speed

Fig. 6은 1500 rpm, L=1.32 m인 경우의 각위치에서의 크랭크각에 대한 압력의 변화를 보여주고 있는데 크기와 주기에서 실험 측정치와 잘 일치하고 있으나 유동해석 모델로 계산한 대기쪽 흡기관내의 압력 변화가 약 20° 늦은 위상차를 보여주고 있다.

1번 실린더의 흡기관에서의 압력계산값은 주기에서는 일치하나 크기에서 작게 나타나고 있다. 유동에 의한 실린더내의 압력은 초기 흡입과정에서는 계산치가 크게 나타나고 있으나, 흡입과정 후반에는 작게 나타나고 있다.

흡입과정에서의 실린더내 압력측정치와 유동해석 모델결과치를 Fig. 6(c)에서 비교하면 유동해석 모델에서는 흡기밸브에서의 흡입과정을 이상적인 등엔트로피 과정으로 모델링하여 흡입공기량이 실제 밸브의 교축과정에서보다 많이 유입되고 있으므로 실린더내의 압력이 실험값과 약간의 차이를 보여주고 있다. 이러한 영향으로 실린더와 흡기관의 압력의 최고치와 최저치의 차이도 Fig. 6(c)의 실린더 후반부와 Fig. 6(b)에서 보여주듯 계산한 압력차이가 측정값보다 작게 나타나고 있다.

Fig. 7는 실린더 입구에서 대기단까지 같은 흡기관길이를 갖는 단기통 엔진의 흡입공기량을 다기통 엔진의 한기통에 흡입된 공기량과 엔진속도에 대하여 구한 결과이다. Fig. 7에서는 단기통 엔진에 비하여 다기통 엔진에서는 압력파의 간섭에 의해 흡기량이 최대 10 %까지 감소됨을 보여주고 있다. 이상의 결과는 다기통 엔진에서 발생하는 압력파들간의 간섭이 흡기과정에서 부정적으로 작용하는 효과와 다기통 엔진에서의 체적효율 향상 가능한계를 보여주고 있다.

Fig. 8은 흡기관의 길이와 동조되어 실린더 내로의 흡기량을 최대로 하는 엔진속도를 나타낸 그림으로 관길이가 짧을수록 빠른 회전수에서 동조됨을 보여주는데 이것은 흡기관 길이가 짧을수록 흡기밸브가 열리면서 발생된 압력파가 대기단에서 반사되어 흡기밸브로 돌아오는 시기가 빨라짐과 엔진속도

가 증가하면서 흡기밸브의 개폐주기가 빨라지는 것의 상관관계 때문으로 여겨진다.

Fig. 9는 Fig. 8에서 나타난 압력파의 효과를 자세히 고찰하기 위해 흡기관길이 1.32 m에서 실린더의 압력(P_c)과 실린더에서 흡기포트쪽으로 13 cm 떨어진 ⓐ지점의 압력(p_1)의 차이를 서로 다른 엔진속도에서 보여주고 있다. Fig. 9(a)는 엔진속도 1500 rpm 조건에서 흡기밸브가 열리면서 발생한 부압파가 대기단에서 반사되어 정압으로 다시 흡기밸브로 돌아올때, 반사된 압력파가 흡기밸브 열림시기와 최적으로 동조된 경우이다. 이 경우는 그림에서 나타난 바와 같이 피스톤이 하사점을 지나 실린더내의 압력이 증가하여도 흡기밸브앞 흡기포트의 압력이 높으므로 압력이 균형을 이룰때인 200°(15° ABDC)까지 계속 실린더로 inflow가 생기고 있음을 보여주고 있다. 따라서 흡입공기량도 최대가 된다. Fig. 9(b)는 엔진속도 1250 rpm조건으로 흡기밸브가 열리면서 발생한 부압파가 정압파로 반사되어 돌아오는 시기가 1500 rpm인 경우와 같으나 밸브 열림시기가 늦어져 흡기과정 중반부를 지나서 흡기관내의 압력이 상승되므로 이때는 이미 실린더내의 압력이 충분히 증가하여 흡기량이 동조조건에 비해 감소하게 되는 것을 보여주고 있다.

또 1250 rpm 경우에는 실린더의 압력이 흡기포트 p_1보다 높아 하사점 이전인 160°(20° BBDC)부터 실린더에서 흡기포트로 역류가 발생하며 실린더 압력은 150°부터 감소하기 시작하여 피스톤이 하사점을 지나 압축과정을 시작하여도 감소하고 역류가 흡기밸브 닫힘시기까지 지속하여 실린더내의 흡입공기량이 작아진다.

Fig. 10에서는 Fig. 9와 같은 조건에서의 질량유입률을 비교하였는데 동조된 회전수에서는 흡기밸브가 열리는 초반부에 압력파의 영향으로 흡기량이 증가하는 것을 보여주고 있고 동조되지 않은 회전수의 경우 흡입과정 중반부에 질량유입이 증가하기 시작하여 동조된 회전수에서의 흡입과정 후반부의 질량유입보다 비효율적인 흡입과정을 보여주고 있다.

Fig. 11은 실린더내로 유입되는 흡기량을 최대로 하는 밸브 닫힘시기를 엔진속도에 대하여 나타내고 있는데 각 엔진속도에 따라 최적인 밸브 닫힘시기가 존재함을 보여주고 있고 빠른 엔진속도에서의

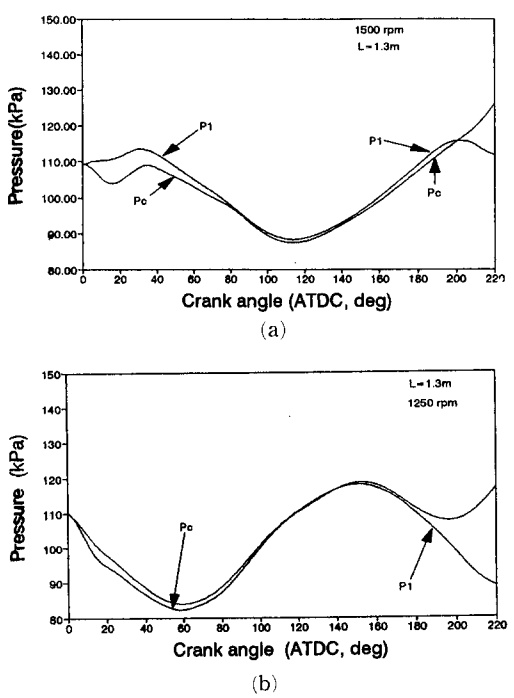


Fig. 9 Calculated pressure in cylinder and point with respect to crank angle at (a) 1500 rpm, (b) 1250 rpm

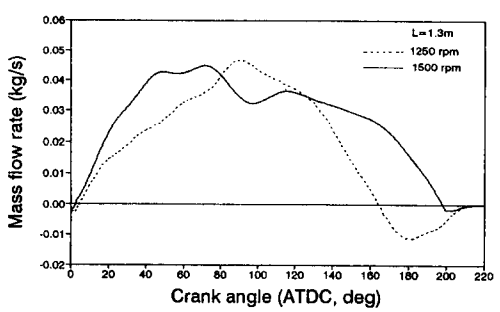


Fig. 10 Air mass flow rate through the intake valve of No. 1 cylinder at 1500 rpm and 1250 rpm

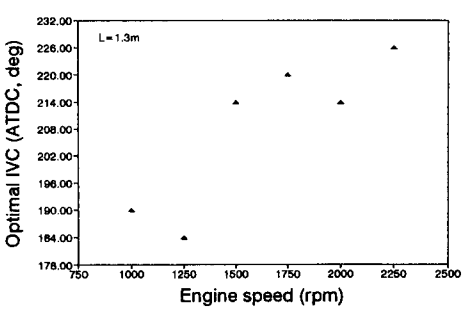


Fig. 11 Optimal IVC at different engine speed

밸브 닫힘시기를 늦은 엔진속도의 밸브 닫힘시기보다 지각 시키는 것이 실린더내로의 흡기량을 증가시킬 수 있음을 알수있다.

Fig. 12은 밸브 닫힘시기를 연구대상 엔진의 경우와 동일하게 214°로 고정한 경우의 실린더내로의 유입되는 흡기량과 Fig. 11에서 나타난 최적으로 동조되는 밸브 닫힘시기의 실린더내로 유입되는 흡기량을 비교한 그림이다. Fig. 12에서 두 경우의 차이는 연구대상 엔진의 밸브 닫힘시기를 조정 가능할때 얻어질수 있는 흡기량의 증가를 나타내는 것이다. 또한 엔진속도에 따라 실린더내로 유입되는 흡기량의 경향이 Fig. 12의 두경우가 유사한것을 통하여 밸브 여닫힘시기의 조정보다 엔진흡기관의 형상의 변화에 의해 얻어지는 흡기량의 증감의 영향이 크다는 것을 알수 있다.

Fig. 13은 흡기관 길이 1.3 m에서 본 연구대상 엔진의 밸브 개폐시기에서 최적으로 동조되는 엔진속도 1500 rpm의 조건에서 흡기밸브 닫힘시기를 6° 간격으로 조정할때 실린더내로의 흡기량을 나타내고 있는데 흡기량은 엔진의 설계 흡기밸브 닫힘시기인 214°에서 최대 흡기량이 이루어짐을 알 수 있다. Fig. 14에서는 흡기밸브 닫힘시기를 조정했을때의 실린더의 압력(p_c)와 흡기밸브 앞의 흡기관의 압력을 보여주고 있는데 Fig. 14(a)에서 흡기밸브 닫힘시기를 196° 앞당긴 경우로 215° 부근까지 흡기관의 압력 p_1이 실린더의 압력 p_c보다 커서 실린더로의 공기유입이 이루어지고 있는데 196°에서 흡기밸브가 닫혀 들어올 수 있는 공기가 들어오지 못하는 경우로서 Fig. 13에서 적은 흡기량을 보여주고 있고 (b)와 (c)는 모두 200° 근처에서 흡기관의 압력 p_1이 실린더의 압력 p_c보다 작아 흡기관으로의 역류를 생성하고 있는데 (b)에서는 214°에서 적절히 닫아주었으나 (c)경우에는 밸브닫힘시기를 232°로 늦춤으로서 역류가 더 많이 발생하여 흡기량이 Fig. 13에서 214°의 경우보다 232°의 경우가 적은 것으로 나타나고 있다.

다기통 엔진에서는 기통간의 흡기량의 편차에 의

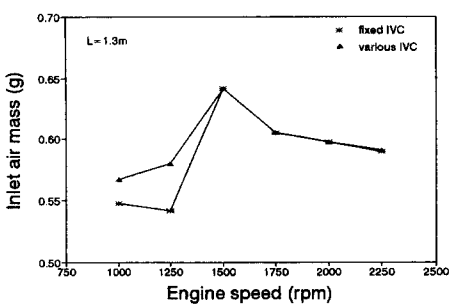


Fig. 12 Comparison of inlet air mass at fixed and various IVC

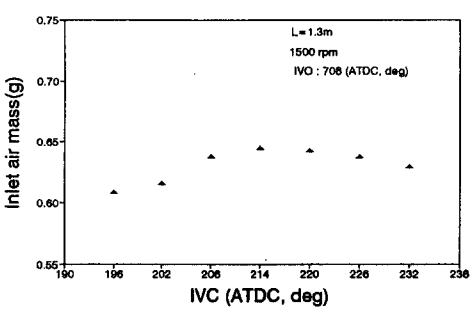


Fig. 13 Variation of inlet air mass at different IVC

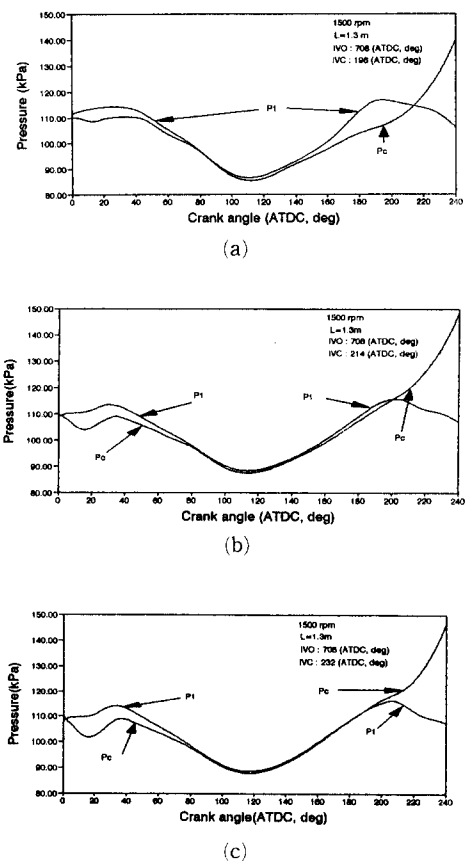


Fig. 14 Calculated pressure in cylinder and point ① at different crank angle

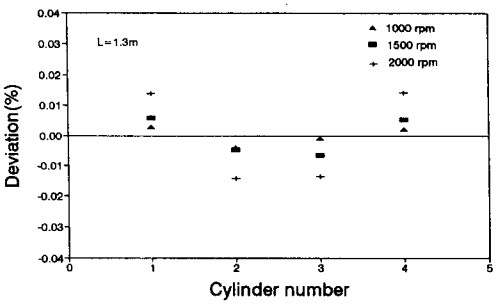


Fig. 15 Inlet air mass of each cylinder at different pipe length

해 토크의 변동이 생기므로 기통간 흡기량이 같도록 설계하여야 하며 본 연구대상 엔진의 흡기관은 서로 대칭으로 설계되어 있으므로, 본 유동해석 모델에 의한 결과에서 1번과 4번 실린더의 관의 유동과 2번과 3번 실린더의 관의 유동이 정확히 대칭으로 나타나고 있다. Fig. 15는 엔진속도 1500 rpm 조건에서 각 실린더로 유입되는 흡입공기량의 차이를 4개의 실린더로 유입되는 흡기량의 평균값에 대한 편차로 보여주고 있는데, 그림에서 평균값에 대한 편차가 2%미만으로 나타나고 있다.

4. 결 론

유한차분법을 이용한 엔진흡기관의 유동해석 모델 개발과 유동해석 모델을 이용하여 실제 엔진을 해석함으로 다음과 같은 결론을 도출하였다.

① 흡기관내의 압력파는 흡기밸브의 주기적 개폐에 따라 발생하므로 각 엔진속 도에 대한 최적 흡기관의 길이가 존재하며, 일반적으로 엔진회전수가 빨라지 면 최적 흡기관의 길이는 짧아진다.

② 다기통 엔진에서는 각 실린더에서의 압력파의 간섭에 의하여 흡기량의 감소 가 발생하며, 단기통 엔진에 비해 다기통 엔진에서는 최대 10%까지의 흡기량 감소가 일어난다.

③ 엔진속도에 따른 최적 밸브 닫힘시기가 존재하며, 엔진속도가 빠른경우에는 늦은 경우보다 밸브 닫힘시기를 지각시킬수록 흡기량이 증가된다.

④ 엔진속도와 엔진의 형상이 정해졌을 때 흡기밸브 개폐시기는 흡기량 증감의 변수이나, 그 효과에 있어서는 엔진의 형상에 대한 변화보다는 작다.

⑤ 본 연구대상 엔진의 각 실린더간 흡기량의 최대편차는 2% 미만이다.

참고문헌

(1) John. B. Heywood, 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.

(2) 황인영, 1991, "가솔린 DOHC 엔진의 흡·배기계 최적화," 기아자동차 중앙기술연구소.

(3) Yuzuru Shimamoto, 1971, "吸·排氣管效果の利用 (上)," 內燃機關(日本), Vol. 10, No. 108.

(4) 이성렬, 1994, 내연기관, 보성각.

(5) Ohata, A. and Ishida, Y., 1982, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine," *SAE Paper No. 820407.*

(6) N. Watson, 1982, "Resonant Intake and Variable Geometry Turbocharging Systems for a V8 Diesel Engine," *Proc. Instn. Mech. E*, C40/82.

(7) Shapiro, A. H., 1954, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Ronald Press, Vol. 1 & 2.

(8) Benson, R. S., 1982, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines*, Clarendon Press, Vol. 1, Oxford.

(9) Takizawa, M., Uno, T. Oue, T. and Yura, T., 1982, "A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine," *SAE Paper No. 820410.*

(10) Richtmyer, R. D. and Morton, K. W., 1967, *Difference Methods for Initial Value Problems*, Wiley Interscience.

(11) White, F. M., 1974, *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, pp. 262.

(12) Hoffmann, K. A. and Chiang, S. T., 1993, *Computational Fluid Dynamics for Engineers*, Vol. 1.

(13) Sung, N. W., Choi, T. S. and Jeong, Y. I., 1995, "A study on the Flow in the Engine Intake System," *SAE Paper No. 952067.*

(14) 신윤호, 1988, "디젤엔진의 흡·배기관을 고려한 체적효율 예측에 관한 연구," 건국대학교 석사학위 논문.

(15) Sung, N. W. and Kang, K. Y., 1987, "Development of Design and Manufacturing Technology of Turbomachinery," *KIMM Technical Report.*