

## 單氣筒 4行程 디젤機關의 吸排氣過程 시뮬레이션 研究

Numerical Simulation for the Gas Exchange Process of  
4 - Cycle Single Cylinder Diesel Engine이 재 순\* 이 재 규\*\*  
J. S. Lee, J. K. Lee

## ABSTRACT

The computer program for the prediction of the volumetric efficiency of 4-cycle single cylinder diesel engine was developed using the characteristic method which considers the effects of friction, heat transfer and specific heat.

The results of calculation by this program are as follows;

1. The back flowing was arised at the beginning and the closing stage of inlet valve, and the back flowing mass and velocity decrease as the engine speed increases.
2. The volumetric efficiency varies with the engine speed and the length of inlet manifold. There was an optimum length of inlet manifold for each specified engine speed.
3. The pressure fluctuation and friction effect in the inlet manifold became very important factors for the determination of the volumetric efficiency.

## 기 호 설 명

$a$  : 음속 [m/s]  
 $a_A$  : 기준압력까지 등엔탈피 변화를 한 후의 음속  
 $a_q$  : 대류 열전달에 대한 Annand 상수  
 $a_{ref}$  : 기준 음속 ( $\sqrt{KRT_{ref}}$ )  
 $A$  : 무차원 음속 ( $a/a_{ref}$ )  
 $A_a$  : 무차원  $a_A$  ( $a_A/a_{ref}$ )  
 $C_p$  : 정압비열 [kJ/kmol·K]  
 $C_v$  : 정적비열 [kJ/kmol·K]  
 $D$  : 관의 지름 [m]  
 $EVC$  : 배기밸브 닫힐때의 Crank Angle [deg]

$EVO$  : 배기밸브 열릴때의 Crank Angle [deg]  
 $f$  : 마찰계수 ( $\tau_w / \frac{1}{2} \rho u^2$ )  
 $F$  : 관의 단면적 [m<sup>2</sup>]  
 $IVC$  : 흡기밸브 닫힐때의 Crank Angle [deg]  
 $IVO$  : 흡기밸브 열릴때의 Crank Angle [deg]  
 $k$  : 비열비 ( $C_p / C_v$ )  
 $L$  : 기준길이 [m]  
 $m$  : 질 량 [kg]  
 $m_w$  : 분자량 [kg/kmol]  
 $P$  : 압 력 [Pa]  
 $q$  : 유체의 단위질량당 열전달 [J/kg·s]  
 $R$  : 기체상수 [kJ/kg·K]  
 $R$  : 일반기체 상수 [kJ/kmol·K]

\* 정희원, 전국대학교 기계공학과

\*\* 정희원, 전국대학교 대학원

- s : 엔트로피 [kJ/kg·K]
- t : 시 간 [s]
- T : 온 도 [K]
- u : 유체입자의 속도 [m/s]
- $u_{i,j}$  : i 화합종의 j 번째 내부에너지 다항계수
- U : 유체입자의 무차원 속도 ( $u/a_{ref}$ )
- V : 체 적 [m<sup>3</sup>]
- x : 거 리 [m]
- X : 무차원 거리 ( $x/L$ )
- $X_j$  : j 화합종의 몰분
- Z : 무차원 시간 ( $a_{ref} \cdot t/L$ )
- $\alpha$  : 크랭크 각 [deg]
- $\lambda$  : 의사리만 변수 ( $A+(k-1) U/2$ )
- $\beta$  : 의사리만 변수 ( $A-(k-1) U/2$ )
- $\rho$  : 밀 도 [kg/m<sup>3</sup>]
- $\mu$  : 점성계수 [kg/m·s]
- $\eta$  : 체적효율
- $\phi$  : 유효단면적비 ( $F_v/F_p$ )

( 하 침 자 )

- o : 정체점
- c : 실린더
- e : 배 기
- i : 흡 기
- in : 유 입
- out : 유 출
- ref : 기준상태
- m : 미연가스
- n : 현 시간 단계
- n+1 : 다음 시간단계
- p : 연소 생성물
- v : 밸 브
- w : 벽

1. 서 론

기관설계에 있어서 기관성능에 미치는 기관 각 부위의 상관관계를 알 수 있으면 기관설계 상 편리할 것은 말할나위가 없겠다. 근간 전자계산기의 급속한 발달로 기관성능예측을 위한 시뮬레이션 연구가 활발히 진행되고 있다.

특히 80 년대에 들어와서 기관흡배기의 최적조건 및 실린더내의 연소해석을 위한 연소 모델 연구가 활발하다. 이와같은 시뮬레이션 연구는 엔진개발상 시간절약은 물론 비용절약면에서도 많은 장점을 주고 있다.

엔진개발은 이론적 및 해석적 방법보다 실험적 방법으로 개발되어 온 것이 사실이다. 그러나, 근간 전자계산기의 획기적인 발달에 힘입어 기관성능 예측을 위한 시뮬레이션 연구가 활발히 진행되었다. 그중에서도 영국의 Benson 을 중심으로한 특성곡선법 (Method of Characteristics)<sup>1)</sup> 위주의 기관성능예측 전산프로그램<sup>2~6)</sup>이 많이 개발되었다.

국내에서는 단기동 4 사이클 전기점화기관에 대한 흡배기기관의 시뮬레이션에 대한 윤건식<sup>7)</sup> 등의 연구를 필두로 4 사이클 전기점화기관의 시뮬레이션에 대한 연구<sup>8,9)</sup>가 수행되고 있다.

근간에는 이재순등이 유한차분법을 이용한 디젤기관의 체적효율예측을 위한 시뮬레이션에 관한 연구<sup>10)</sup>를 IPC-5 국제회의에서 발표한 바 있었다.

이와같은 시뮬레이션 연구는 하드웨어에 들어가기 전에 신속한 검토를 위한 방법으로 80 년대에 들어와서 활발히 진행되고 있다.

기관성능예측을 위한 연구는 첫째, 흡배기 계통의 유체역학적 연구와 둘째, 실린더내 연소모델에 대한 해석으로 대별이 되는데, 본 연구에서는 이들중 흡배기가스교환 과정에 대한 시뮬레이션만 수행하기로 한다.

기관의 출력은 실린더내로 유입되는 흡기량에 직접적으로 비례하므로 기관성능의 향상을 위한 가스교환 과정의 고찰은 매우 중요하며 이들중 흡배기계통의 형상 및 치수변화에 따른 관내동적효과는 체적효율에 미치는 효과가 크고, 따라서 이러한 동적효과를 고려한 최적의 흡배기계통 설계를 위한 연구<sup>9,10)</sup>가 최근 활발히 진행되고 있는 중이다.

Fig.1은 시뮬레이션 모델을 설명한 것이다. 흡입된 공기가 실린더내에서 혼합될 때에는 연소된 가스와 mole 비율에 따라 일정하게 혼합되어지는 것으로 가정하였다.

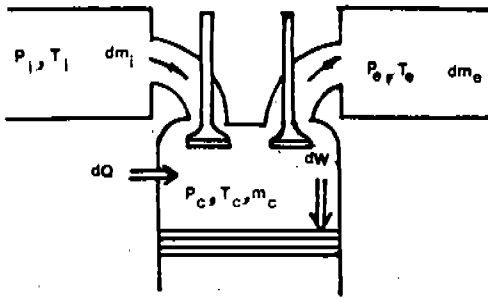


Fig. 1 Simulation Model

흡배기 과정을 분석하는데 있어서는 벽면과의 마찰, 열전달 및 엔트로피 변화를 고려한 일반화된 특성곡선법 (Method of Characteristics)을 적용하고 각 유체입자의 유동에 따라 엔트로피의 변화와 비열비의 값을 정확하게 계산하기 위하여  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$  등 3개의 화학종 간의 화학반응을 고려하였다.

아울러 본 연구에 있어서 도입된 가정은 다음과 같다.

첫째, 연소과정은 완전연소로 이루어졌다.

둘째, 실린더내의 상태량은 한 점으로 간주되어 계산되었다.

셋째, 흡배기관은 일직선이며 단면적은 일정하다.

시뮬레이션은 국산 디젤기관에 대하여 수행하였으며 흡배기관내의 각 위치에 있어서의 압력, 속도 및 흡배기 과정중의 실린더내의 압력과 질량 유량 및 체적효율 등을 산출하였다.

## 2. 이론적 연구

### 2.1 기본방정식

벽면과의 마찰, 열전달 및 엔트로피 변화를 갖는 1차원 비정상 유동에 대한 기본 방정식은 다음과 같다.

연속방정식

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

운동량방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (2)$$

에너지방정식

$$q\rho F d\chi = \frac{\partial}{\partial t} \left[ (qF d\chi) \left( C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho u F \left( C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] d\chi \quad (3)$$

식(1)과 (2)를 사용하여 식(3)을 정리하면 다음과 같이 변형된다.

$$\left( \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (k-1) \rho \left[ q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right] = 0 \quad (4)$$

여기서  $a^2 = kP/\rho$

식(1), (2), (4)는 준선형 쌍곡선형 편미분 방정식의 변형이며 이 방정식의 해를 구하기 위하여 특성곡선법을 이용한다.<sup>1)</sup>

연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식에 대하여 다음과 같은 특성방정식을 얻는다.

압력과 특성곡선 (Wave Characteristics)

$$\frac{d\chi}{dt} = u \pm a \quad (5)$$

$$\frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1) \rho \left( q + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (6)$$

유적선 특성곡선 (Path Line Characteristics)

$$\frac{d\chi}{dt} = u \quad (7)$$

$$\frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1) \rho \left( q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0 \quad (8)$$

식(5), (7)로 표시되는 압력과 특성곡선과 유적선 특성곡선의 기울기는 방향조건이라 불리며 이들은 각각 압력파의 전파속도와 유체입자의 전파속도(즉, 온도전파속도)를 나타낸다. 식(6), (8)은 각각의 특성곡선에 따른 적합방정식이다. 수학적인 관점에서 보면 특성곡선은 이 선을 따라 식(1), (2), (4)와 같은 편미분방정식이 식(5), (6), (7), (8)과 같은 상미분방정식으로 변형될 수 있는 곡선을 의미한다.

다음과 같이 의사시만변수 (Pseudo-Riemann Variable)<sup>1)</sup>를 정의하고 무차원화 하면 식(5), (6), (7), (8)은 식(9), (10), (11), (12), (13), (14), (15), (16), (17)의 형태로 표시될 수 있다.

의사리만변수

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U; d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \quad (9)$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U; d\beta = dA + \frac{k-1}{2} dU \quad (10)$$

$$A = \frac{k-1}{2}, U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \quad (11)$$

a)  $\lambda$  특성곡선

식(9)의 관계를 만족하는 압력과 특성곡선을  $\lambda$  특성곡선법이라 부르며 이 특성곡선의 기울기를 나타내는 방향조건과 특성곡선에 따르는  $\lambda$  값의 변화를 나타내는 적합방정식은 다음과 같다.

방향조건;

$$\frac{dX}{dZ} = U + A \quad (12)$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right) = \left(\frac{k+1}{2(k-1)}\right)\lambda - \left(\frac{3-k}{2(k-1)}\right)\beta$$

적합방정식;

$$d\lambda = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} - \frac{k-1}{2} \frac{2fL}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left(1 - (k-1) \frac{U}{A}\right) dZ + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (13)$$

b)  $\beta$  특성곡선

식(10)의 관계를 만족하는 압력과 특성곡선을  $\beta$  특성곡선법이라 부르며 방향조건과 적합방정식은 다음과 같다.

방향조건;

$$\frac{dX}{dZ} = U - A \quad (14)$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right) = \left(\frac{3-k}{2(k-1)}\right)\lambda - \left(\frac{k+1}{2(k-1)}\right)\beta$$

적합방정식;

$$d\beta = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} + \frac{k-1}{2} \frac{2fL}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left(1 + (k-1) \frac{U}{A}\right) dZ + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (15)$$

c) 유적선 특성곡선

방향조건;

$$\frac{dX}{dZ} = U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \quad (16)$$

적합방정식;

$$dA_a = \frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left(\frac{qL}{a_{ref}^3} + \frac{2fL}{D} |U^3|\right) dZ \quad (17)$$

이상의 관계식들에서 나타난 새로운 변수  $A_a$  는 유체입자의 엔트로피의 척도로서 엔트로피와  $a_A$  의 변화는 다음의 관계를 갖는다.<sup>1)</sup>

$$S_2 - S_1 = 2C_p \ln \left(\frac{a_{A2}}{a_{A1}}\right) \quad (18)$$

$a^2 = kP/\rho$ 이므로 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{P}{P_{ref}} = \left(\frac{a}{a_A}\right)^{2k/(k-1)} = \left(\frac{A}{A_a}\right)^{2k/(k-1)} = \left(\frac{\lambda + \beta}{2A_a}\right)^{2k/(k-1)} \quad (19)$$

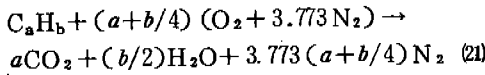
적합방정식 식(13), (15), (17)에 나타난 대류 열 전달  $q$  는 다음 식으로 표시된다.<sup>1)</sup>

$$q = \frac{2k}{k-1} R \cdot f \frac{U \cdot a_{ref}}{D} (T_w - T_c) \quad (20)$$

d) 흡배기관에서의  $C_p$  와  $k$  의 계산

유체입자의 유동에 따른 조성비와 비열의 변화는 비열비  $k$  의 변화로 나타낼 수 있으며 비열비를 산출하기 위하여 생성물로서 3종의 화학종을 고찰한 다음과 같은 화학반응이 일

어니는 것으로 생각하였다.<sup>11)</sup>



윗식은 1 몰의  $C_a H_b$  연료가 완전 연소하기 위한 공기의 몰과 그에 따른 반응생성물과의 일반 반응식이다.

윗식에서 흡기가스의 비열비와 기체상수는 왼쪽항의 가스조성에서, 배기가스의 비열비와 기체상수는 오른쪽항의 가스조성에서 구한다.

일단 가스의 조성과 온도가 알려지면 혼합기의 비내부에너지와 기체상수가 구해지며 결과적으로 온도와 압력에 따라 변화하는 비열비를 구할 수 있다. 그 과정은 다음과 같다.

먼저 주어진 시간과 위치에서  $\lambda$ ,  $\beta$  및  $A_a$  가 알려지면 다음 식에서 온도와 압력을 구할 수 있다.<sup>7)</sup>

$$P = \left( \frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{2k/(k-1)} P_{ref} \quad (22)$$

$$T = a^2 r_{ref} \left( \frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 / kR \quad (23)$$

온도와 조성을 알면 흡배기가스에 대한 각각의 정적비열  $C_v$ 와 분자량  $m_w$ 를 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$C_v = (\sum X_i u_{i,2}) + 2(\sum X_i u_{i,3}) T + 3(\sum X_i u_{i,4}) T^2 + 4(\sum X_i u_{i,5}) T^3 \quad (24)$$

$$m_w = \sum m_{wi} X_i \quad (25)$$

따라서 정압비열과 비열비는 다음과 같이 표시된다.

$$C_p = C_v + R \quad (26)$$

$$k = C_p / C_v \quad (27)$$

## 2.2 실린더내 압력계산

흡·배기 과정에서 실린더내로 유입한 공기는 연소 생성물(하첨자 p)과 반응을 하지 않고 균일하게 혼합되는 것으로 가정하고 이를 하첨자 m으로 표시한다. 식 (24)와 (25)에 의하여 공기와 연소 생성물 각각의 정적비열과 분자량을 구하면 정압비열을 알 수 있다. 즉,

$$C_{pm} = C_{vm} + R/m_{wm} \quad (28)$$

$$C_{pp} = C_{pm} + R/m_{wp} \quad (29)$$

또 각각의 몰은 다음과 같이 표시된다.

$$X_m = m_{cm} / m_{wm} \quad (30)$$

$$X_p = (m_c - m_{cm}) / m_{wp} \quad (31)$$

이들로부터 실린더내의 혼합물의 상태량들이 구해진다.

열전달을 고려한 크랭크각에 따른 실린더내의 압력변화는 열역학 제1법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.<sup>11)</sup>

$$\frac{dP_c}{d\alpha} = \left[ -\frac{k_c}{k_c - 1} P_c \frac{dV_c}{d\alpha} + \frac{a_{i0}^2}{k_i - 1} \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{a_{e0}^2}{k_e - 1} \frac{dm_e}{d\alpha} + \frac{dQ}{d\alpha} \right] \frac{k_c - 1}{V_c} \quad (32)$$

여기서  $dm_e/d\alpha$ ,  $dm_i/d\alpha$ 는 후술하는 경계조건으로부터, 대류열전달  $dQ/d\alpha$ 는 다음과 같은 Annand의 식으로부터 구한다.<sup>11)</sup>

$$\frac{dQ}{d\alpha} = F \frac{a_q \cdot K_p (Re)^{0.7} (T_w - T_c)}{D_c} \quad (33)$$

$$Re = \frac{\rho_c D_c V_p}{\mu}, \quad K_p = \frac{C_{pc} \mu}{0.7}$$

여기서  $V_p$ 는 피스톤의 평균속도이다.

한편 실린더내의 질량 평형식은 다음과 같다.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_e}{d\alpha} \quad (34)$$

한편 다음 시간단계에서의 상태량은 다음과 같이 간단한 Euler 적분방식에 의하여 구할 수 있다.

$$(X_c)_{n+1} = (X_c)_n + \frac{dX_c}{d\alpha} \Delta\alpha \quad (35)$$

## 2.3 경계조건

### 2.3.1 실린더로부터의 유출

밸브를 지나는 유동은 정압모델에 의하여 해석하였으며 음속과 아음속의 여부에 따라 서로 다른 경계방정식이 세워진다.<sup>5)</sup>

아음속 유동;

$$f_1 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \frac{-(k-1)(U/A_c)^2/2}{(k-1)^{1/2}} \left( \varphi \left( \varphi^2 + 2(k-1) \right) \right)$$

$$\left( \frac{(U/A_c)^2}{[1-(k-1)(U/A_c)^2/2]^2} \right)^{1/2} - \varphi^2 \Big)^{1/2} - \left( \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{(k-1)/2k} - \left( \frac{U}{A_c} \right) \frac{\lambda_{inn} + (k-1)U/2}{A_{an}} = 0 \tag{36}$$

초음속 유동;

$$f_2 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \varphi \left( \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{(k-1)/2k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/4k} \left( \frac{1-(k-1)(U/A_c)^2/2}{U/A_c} \right)^{(k-1)/2k} - \frac{\lambda_{inn} + (k-1)U/2}{A_{an}} = 0 \tag{37}$$

식 (36) 또는 식 (37)을 Newton-Raphson Method에 의하여  $U/A_c$ 에 대하여 풀고 에너지 방정식과 각 변수들 간의 관계를 고찰하여  $\lambda_{in}$ ,  $\lambda_{out}$ ,  $A_a$ 를 차례로 구한다.

### 2.3.2 실린더내로의 유입

유입인 경우 흡·배기 밸브의 목(Throat)까지는 등엔트로피 유동을 하며 목의 압력과 실린더 압력을 동일한 것으로 가정하면 아음속 유동에 대하여 다음과 같은 방정식을 세울 수 있다.<sup>1)</sup>

$$(A^{*4/(k-1)} - \varphi^2)(\lambda_{in}^* - A^*)^2 - \frac{k-1}{2} \varphi^2 (A^{*2} - 1) = 0 \tag{38}$$

여기서,

$$A^* = \frac{\lambda_{in}^* + \lambda_{out}^*}{2}$$

$$\lambda_{in}^* = \frac{\lambda_{in}}{A_a} \left( \frac{P_{ref}}{P_c} \right)^{(k-1)/2k}$$

$$\lambda_{out}^* = \left( \frac{\lambda_{out}}{A_a} \right) \left( \frac{P_{ref}}{P_c} \right)^{(k-1)/2k}$$

$P_c$ ,  $\lambda_{in}$  및  $A_a$ 로부터  $\lambda_{in}^*$ 를 결정하면 식 (38)의  $A^*$ 에 대한 해를 구할 수 있고 따라서  $\lambda_{out}^*$ 와  $\lambda_{out}$ 을 산출해 낼 수 있다.

### 2.4 수치해석방법

시뮬레이션의 대상으로 삼은 기관의 주요제원은 다음과 같다.

Bore	88.9 mm
Stroke	89.0 mm
Compression ratio	21
Connection rod length	155.0 mm
Valve 유효 직경 intake	36.8 mm
exhaust	31.7 mm
Valve stem	80.0 mm
Valve max. lift	9.5 mm
IVO	14° (BTDC)
IVC	44° (ABDC)
EVO	48° (BBDC)
EVC	10° (ATDC)
사용연료 <sup>12)</sup>	C <sub>14.4</sub> H <sub>24.8</sub>

식 (13), (15), (17)의 특성방정식을 수치적으로 풀기 위하여 격자법(Mesh Method)<sup>13)</sup>과 수정형 비격자법(Modified Non-Mesh Method)<sup>14)</sup>을 병행하여 사용한다. 격자법은 Z-X평면상에 Fig.2와 같이 직사각형의 격자를 설정하고 각 격자점에서의 압력과 특성값을 구하는 방법이다.

이때 위치증분  $\Delta X$ 는 전 시간 영역에 걸쳐 일정하게 유지되며 시간증분  $\Delta Z$ 는 매 시간단계마다 안정조건에 의하여 구해진다.

각 격자점에서의  $\lambda$ ,  $\beta$ 값을 격자법에 의하여 구하기 위해서는 온도의 전파를 나타내는 유적선을 따른 계산을 먼저 수행하여야 한다.

이 계산은 입자의 운동에 따라 시시각각으로 변하는 유체입자의 위치와 그 위치에서의 상태량을 계산하는 수정형 비격자법을 사용하여 수행된다.

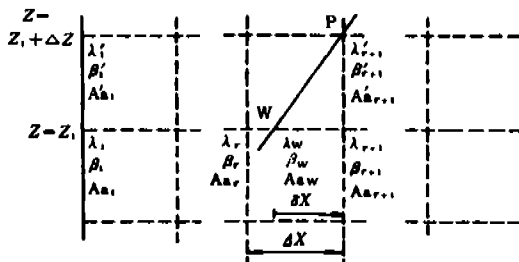


Fig.2 Mesh Method

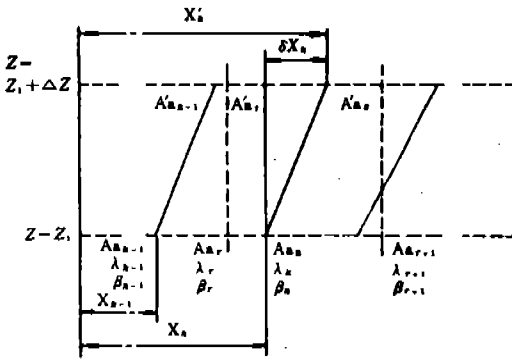


Fig.3 Modified Non-Mesh Method

Fig.3에서 각 유적선에서의 엔트로피값  $A_{ak}$  이 구해지면 격자점에서의  $A_a$ 는 인접한 두개의 유적선간의 보간법으로 구해진다.

시뮬레이션에 사용된 프로그램은 FORTRAN 77으로 작성되었으며 주프로그램과 10개의 부프로그램으로 구성되어 있다.

Fig.4는 수치해석에 사용된 Algorithm을 나타낸 것이다.

임의의 시간에 있어서의 실린더와 관내의 압력과 온도가 알려져 있으면 실린더내의 각 상태량을 구할 수 있으며, 이들을 이용하여 식

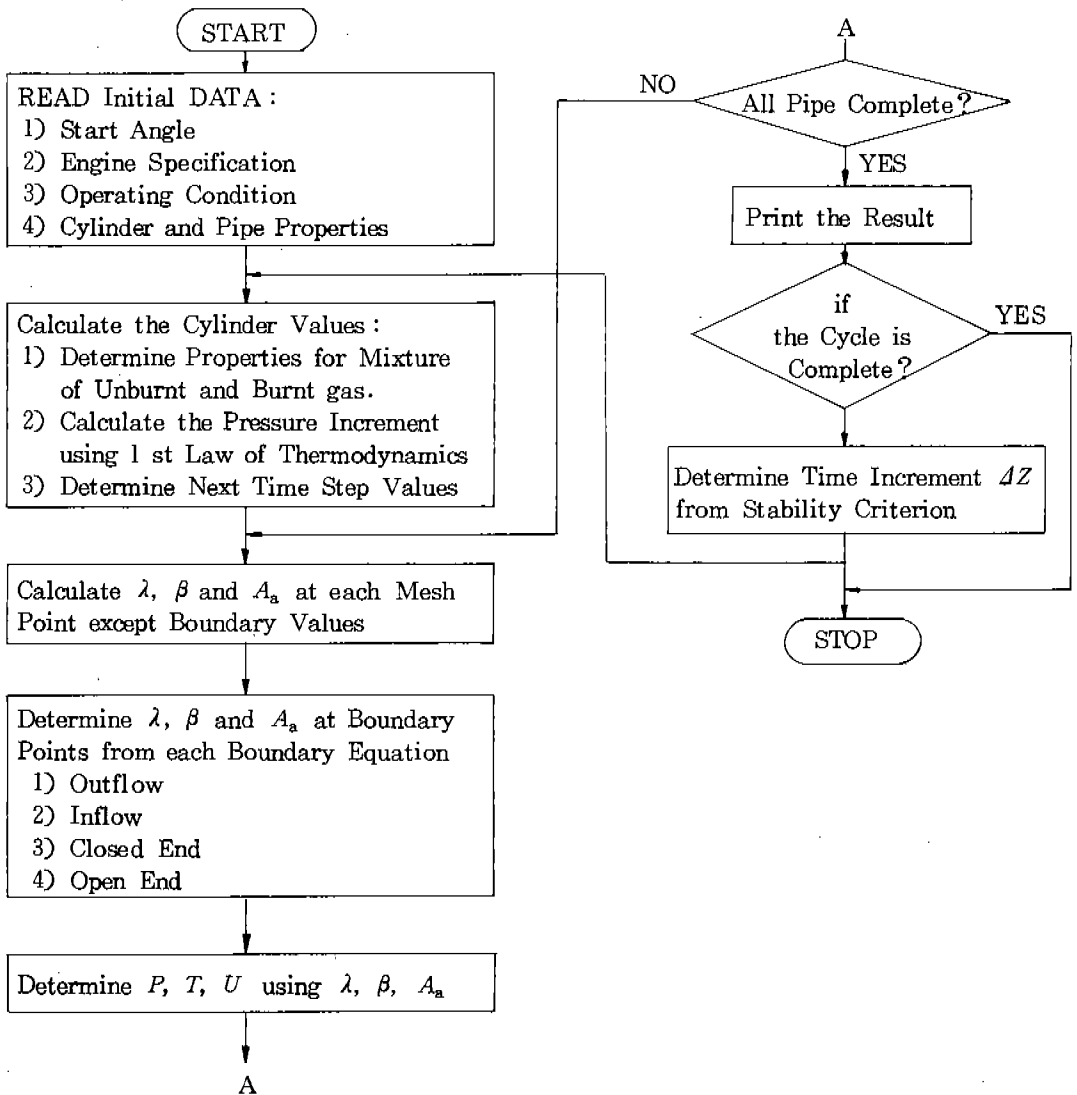


Fig.4 Flow Chart for Gas Exchange Process

(2)로부터 압력구배를 산출하면 식(5)에 의하여 다음 시간 단계에서의 실린더내압력, 온도, 질량 등을 구할 수 있다.

비열비  $k$ 와 엔트로피 변화를 나타내는  $A_2$ 가 수정형 비격자법으로부터 구해지면 이들 값을 이용하여 경계점을 제외한 각 격자점에서  $\lambda$ ,  $\beta$ 의 값을 격자법에 의하여 구할 수 있다.

또한 경계점에서의 값들이 각각의 경계조건에 의하여 산출되면 모든 격자점에서의 특성 값들이 알려지게 되고 식 (11)에 의하여 속도를, 식 (22)와 (23)에 의하여 각각 압력과 온도를 계산할 수 있다.

이와 같은 계산이 각 관에 대하여 요구하는 시간까지 수행되며 다음 시간 단계에 대한 계산을 시작하기 전에는 반드시 아래에 표기된 안정조건에 의하여 시간층분  $\Delta Z$ 를 결정해 주어야 한다.<sup>1)</sup>

\* 안정조건

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} \leq \frac{1}{A + |U|}$$

### 2.5 해의수렴

특성해를 계산하는데 있어서 경계점의 경우에는 각각의 경계조건에 해당하는 함수식 (36), (37), (38)을 Newton-Raphson Method를 이용하였으며, 이때 반복계산된 해는 바로전의 iteration과 현 iteration과의 상대오차가 0.1% 보다 작을 때 수렴된 것으로 간주하였다.

경계점을 제외한 격자에서의 특성해 계산은 선형보간법을 이용하였고, 실린더내의 상태량은 한 점으로 간주하여 Euler 적분법을 이용하여 계산하였다.

또한 수렴된 해를 구하기 위하여 1사이클에 대한 체적효율값  $\eta$ 을 계산하여 다음 사이클의  $\eta$ 값과 비교하여 상대오차가 1% 이하가 되었을 때 수렴된 것으로 간주하였다.

### 3. 계산결과 및 고찰

Fig.5는 압축비 21인 디젤기관이 1.500 및 2.500rpm으로 운전될 때, 크랭크각도가 변화

하는 것에 따른 실린더 압력의 변화를 도시한 것이다.

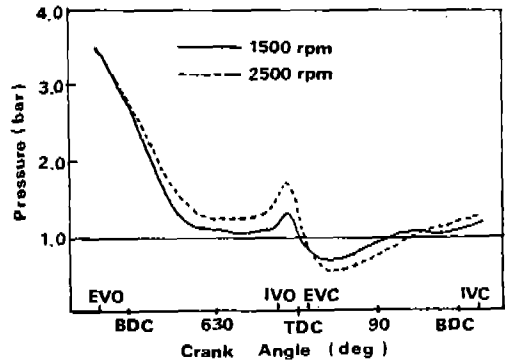


Fig.5 Variation of Cylinder Pressure vs. Crank Angle

그림에서 볼 수 있듯이 배기밸브가 열린 직후 실린더 내외의 큰 압력차에 의하여 실린더 압력이 급격히 강하하는 분출기간이 관찰되며, 그 후 밸브 오버랩구간에서는 어느정도 실린더 압력이 상승하게 된다.

흡기행정이 진행됨에 따라 피스톤의 하향운동으로 인하여 실린더압력이 흡기관압력보다 낮아질 때 비로소 흡기가 실린더내로 흡입되며, Fig.6에서 볼 수 있듯이 흡기압력이 강하하는데 그 이유는 흡기속도가 증가한 때문이다.<sup>7,9)</sup>

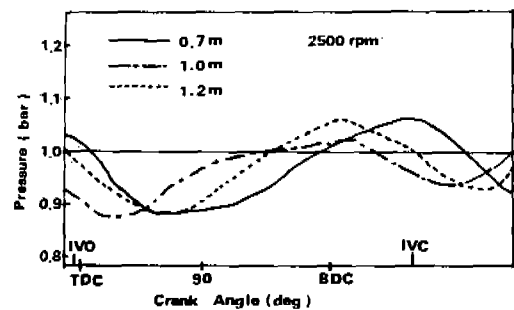


Fig.6 Variation of Intake Valve Pressure with Intake Manifold Length

Fig.6은 기관회전수가 2.500rpm에서 흡기관길이 변화에 따른 압력변화를 나타낸 것이다.

그림에서 볼 수 있듯이 밸브단합 부근에서의 흡기관압력의 커짐은 곧바로 체적효율의 증가로 나타나며 Fig.12에서 볼 수 있는 바와 같이 흡기관길이 1.0m나 1.2m보다 0.7m에



서 체적효율이 더 크게 나타남을 알 수 있다. 또한, 흡기관의 압력과의 주기와 진폭이 흡기관길이 변화에 따라 변화함을 볼 수 있는데 이 역시 흡기관길이 변화에 따른 맥동현상 즉, 동적효과를 반영하는 것이다.<sup>9)</sup>

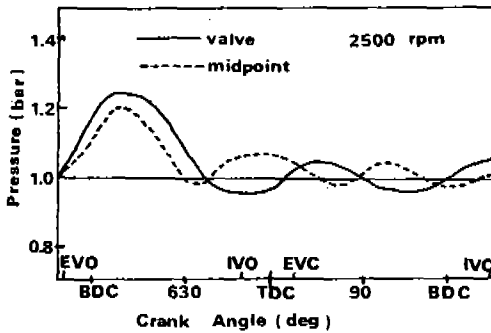


Fig. 7 Variation of Pressure at Valve and Midpoint of Exhaust Pipe vs. Crank Angle

Fig. 7은 기관회전속도 2,500rpm에서 배기 밸브인접지점과 배기관 총길이의 반이 되는 배기관중간지점 (midpoint) 중심에서의 압력변화를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 밸브와 인접한 부분보다 pipe 중간지점에서의 압력값이 다소 감소함을 볼 수 있는데 이는 실린더에서 멀어질 수록 압력파가 약해지기 때문이며, 시간이 경과할수록 그 크기가 감소하는 것은 대기통의 경우 다른 실린더와 연결된 pipe로부터의 압력과의 간섭으로 인해 압력파가 시간 변화에 관계없이 거의 일정하게 유지되는 반면, 단기통의 경우에는 그러한 압력파의 상호간섭이 없으므로 인하여 발생하는 현상이다.<sup>8-10)</sup>

Fig. 8는 1,500 및 2,500rpm에서의 흡기질량유량을 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 흡기행정초기 및 말기에서 실린더로부터의 역류현상이 일어남을 알 수 있다.

여기서 특히 1,500rpm의 경우 흡기 행정초기의 역류현상은 무시할만큼 작지만 말기의 역류현상은 체적효율에 영향을 줄만큼 상당한 크기를 보이는데, 이는 하사점 이후 피스톤의 상향운동에 의한 실린더압력상승이 흡기관내의 유입관성력보다 커지기 때문이다.<sup>7,9)</sup>

또한, 흡기행정말기에서의 역류현상이 2,500rpm보다 1,500rpm에서 더욱 더 현저히 일어나는 이유는 흡입관성력이 1,500rpm에서 더 작기 때문이다.

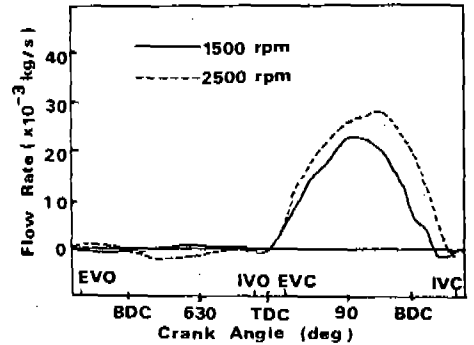


Fig. 8 The Intake Mass Flow Rate vs. Crank Angle

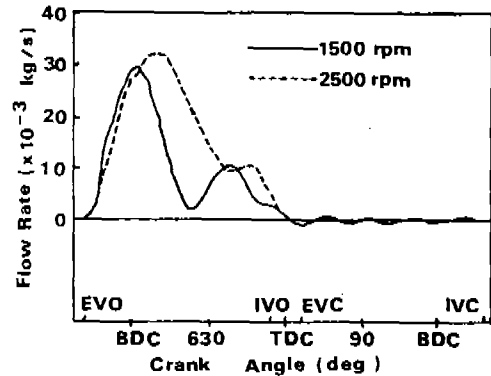


Fig. 9 The Exhaust Mass Flow Rate vs. Crank Angle

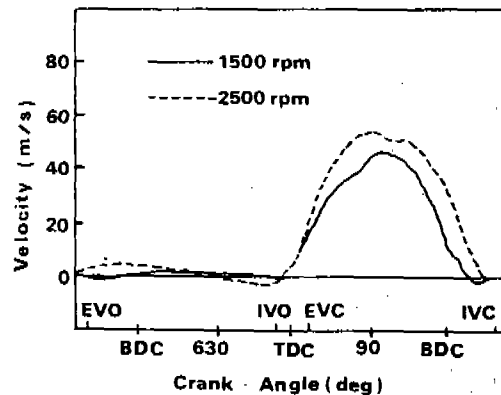


Fig. 10 Variation of Velocity at Intake Valve

Fig. 9는 동일한 운전조건하에서 배기질량 유량을 나타낸 것이다. 1,500rpm보다 2,500rpm에서 더 많은 질량유동이 이루어짐을 볼 수 있으며, 그 이유는 운전속도 증가에 따른 배기관내의 관성력증가에 기인한 것이다.

Fig. 10은 흡기가스유속을 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 질량유량과 비슷한 거동을 보임을 알 수 있다.

또한, Fig. 11의 배기유속의 분포에 비하여 전반적으로 작은 크기를 보임을 알 수 있는데 이는 흡기행정중의 실린더와 흡기관의 압력차가 배기행정중의 실린더와 배기관의 압력차에 비하여 훨씬 작기 때문이다.

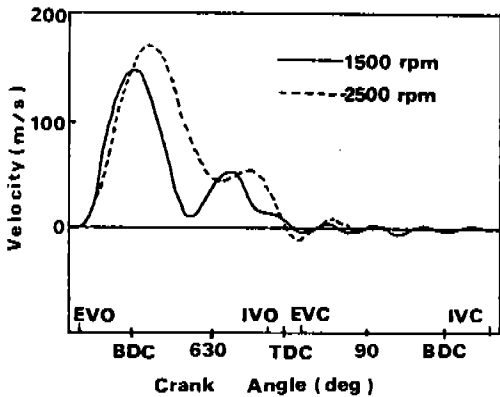


Fig.11 Variation of Velocity at Exhaust Valve

Fig. 11은 배기가스유속을 도시한 것이다.

이는 Fig. 9의 배기질량유량과 비슷한 거동을 보이고 있으며, 전반적으로 2,500rpm에서 1,500rpm보다 더 큰 속도분포를 보이는데 이는 역시 고속운전일수록 배기관내에서 관성력이 증가한다는 사실을 반영하는 것이다.

Fig. 12는 배기관 길이와 운전속도가 고정된 상태에서 흡기관길이 변화에 따른 체적효율변화를 도시한 것이다.

그림에서 알 수 있듯이 주어진 운전속도에 따라 체적효율값이 최대가 되는 흡기관길이가 존재함을 알 수 있다.

이 경우 체적효율은 1,500rpm의 경우 1.2m, 2,500rpm의 경우 0.7m에서 최대가 된다. 이러한 최적의 체적효율값이 존재하는 이유는 흡기관 길이 변화에 따른 맥동현상의 변화가 가장 주된 이유이며 관벽의 마찰현상 역시 상당한 작용을 한다고 본다.<sup>9,10)</sup>

즉, 2,500rpm에서는 흡기관의 길이가 0.7m에서 공진현상이 가장 잘 일어났으며 이것이 관성효과를 증대시켜 흡기량을 증가시켰던 때문이다.

반면, 1,500rpm의 경우에는 흡기관의 길이가 1.2m에서 공진현상이 가장 잘 발생하여 체적효율이 증가했다.

이러한 맥동현상과 관내마찰효과가 체적효율변화에 미치는 영향은 앞으로 실험과 병행하여 더욱 더 깊은 연구가 수행되어야 하겠다고 생각된다.

#### 4. 결 론

관벽과의 마찰과 열전달 및 엔트로피 변화를 고려한 특성곡선해법을 이용하여 유적선을 따른 화학반응에 의한 비열비의 변화를 고려하여 단기통 4사이클 디젤기관의 성능예측용 프로그램을 개발하였다.

이 프로그램에 4기통 디젤기관의 제원을 입력하여 계산을 수행시킨 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡기행정 초기 및 말기에 실린더로부터 역류현상이 일어나며 기관의 회전수가 저하할수록 그 역류속도와 역류되는 질량이 증가

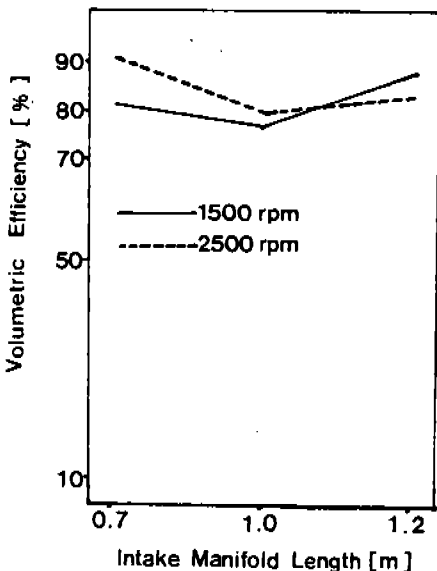


Fig.12 Variation of Volumetric Efficiency with Intake Manifold Length

한다.

(2) 체적효율은 기관회전수와 흡기관 길이에 따라 변화하며 주어진 회전수에 대해서 체적효율이 최대가 되는 흡기관 길이가 존재한다.

(3) 흡기관의 길이 변화에 따라 형성되는 맥동현상과 마찰효과는 체적효율을 결정하는데 중요한 인자가 된다.

### 참 고 문 헌

1. R.S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine Vol.I" Clarendon Press, 1982.
2. R.S. Benson, R.D. Grag, D. Woollatt, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems", Int. J. Mech. Sci., Vol.6, pp.117-144, 1964.
3. R.S. Benson, "Numerical Solution of One-Dimensional Non-Steady Flow Supersonic and Subsonic Flow and Heat Transfer", Int. J. Mech. Sci., Vol.14, pp.635-642, 1972.
4. R.S. Benson, P.C. Baruah, Ir. R. Sierens, "Steady and Non-steady Flow in a Simple Carburetor", Instn. Mech. Engrs., Vol.188, pp.537-548, 1974.
5. H. Daneshyar, "Numerical Solution of Gas Flow Through an Engine Cylinder", Int. J. Mech. Sci., Vol.10, pp.711-722, 1968.
6. R.S. Benson, W.J.D. Annand and 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. 윤건식, 유병철, "단기통 4사이클 스프라크 점화기관 흡배기과정의 시뮬레이션", KSAE, Vol.7, No.1, 1985.
8. 이석재, 김응서, "4사이클 4기통 전기점화기관의 흡배기관내의 압력변동에 관한 연구", KSAE, Vol.10, No.6, pp.85-91, 1988.
9. 조진호, 김병수, "흡배기계의 가스유동이 체적효율에 미치는 영향", KSAE, Vol.10, No.4, pp.57-65, 1988.
10. 이재순, 성낙원, 이희각, "Numerical Study on the Prediction of the Volumetric Efficiency", IPC-5, Vol.1, pp.244.1-244.9, 1989.
11. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, pp.62-99, 1989.
12. C.R. Ferguson, "Internal Combustion Engine", John-Wiley & Sons, pp.103-148, 1986.
13. Ken. Y. Kang and Nak. W. Sung, "Cycle Simulation for a Spark Ignition Engine Using a Turbulent Combustion Model", SAE Paper No.872154, 1989.
14. 이재순, "최신내연기관", 보성문화사, 1986.