

<論 文>

4사이클 왕복동식 엔진에 있어서 흡배기 변동압 측정치를 이용한 흡기효율 최적화 컴퓨터 시뮬레이션

오 세 종* · 진 영 욱** · 정 재 화*

(1989년 1월 4일 접수)

Optimization of Valve Events in a 4 Cycle Reciprocating Engine Using Measured Intake and Exhaust Port Pressures

Sae Zong Oh, Young Wook Chin and Jae Hwa Jung

Key Words : Volumetric Efficiency(체적효율), Valve Lift(밸브양정), Valve Timing(밸브타이밍), Cycle Simulation(사이클 시뮬레이션), Intake and Exhaust Port(흡배기포트)

Abstract

The improvement of volumetric efficiency of air charging into combustion chamber is a primary requirement to obtain better mean effective pressure of an engine. Since parameters such as the air resistances in intake and exhaust flow passages, valve lift and valve timing influence greatly to the volumetric efficiency, it is very convenient and time saving if we can optimize these parameters by computation before we enter into long time fact finding engine tests. In this study we have developed a semi-empirical engine simulation program for the determinations of intake and exhaust valve timings, valve lifts, intake and exhaust port diameters in order to obtain highest volumetric efficiency. In this computation it requires only the measured variational pressures in intake and exhaust port. Using these variational pressures as an input data for our simulation program, we can calculate volumetric efficiency more accurately and can save computing time drastically. To confirm the validity of our simulation program we have made engine operation test in parallel and taken the experimental data. Comparing the computation result with the experimental data obtained through real engine test it has shown only the difference of 3%.

기 호 설 명

A_c : 실린더 표면적

C_v : 정적비열

C_{vi} : 화학종 i 의 정적비열

D : 실린더 직경

E : 내부에너지

H : 엔탈피

l : 밸브리프트

M : 몰수

P : 압력

Q : 열량

R_{mol} : 가스상수

S_i : 행정

T : 온도

t : 시간

V : 실린더 체적

*정회원, 한국과학기술원 내연기관연구소

**1652S West 6th Street Austin TX78703, U.S.A.

W_c : 실린더내 가스의 평균분자량
 W_i : 화학종 i 의 평균분자량
 X_i : 화학종 i 의 몰분율
 ϵ : 압축비
 γ : 비열비
 ϕ : 크랭크 각도
 ρ : 공기밀도

하첨자

C : 실린더
 E : 배기
 I : 흡기
 U : Upstream

1. 서 론

체적효율의 향상은 엔진의 출력밀도 즉 평균유효 압력의 상승을 위하여 기본적으로 요구되는 사항이다. 그런데 체적효율은 엔진의 흡배기 각 부분의 저항, 흡배기 밸브의 크기, 밸브의 양정, 밸브 타이밍 등에 의해서 크게 좌우되므로 엔진의 출력밀도를 높이기 위해서는 이들 변수들의 최적치를 설정해야 할 필요가 있다.

현재 여러 가지 수치계산법에 의해서 체적효율을 예측함으로써 엔진 최적화에 어느 정도의 성과를 올리고 있는 것은 사실이다. 그러나 엔진의 최적화를 위해서는 각각의 엔진 변수들이 성능에 어떤 영향을 끼치는가를 조사해야 하므로 복잡한 수치계산법으로 광대한 계산시간이 필요하며 실험에 의한 엔진 변수들의 변경은 각각의 변수들에 해당하는 새로운 엔진부품의 제작이 요구되므로 엄청난 시간과 경비가 들게 되어 그 한계가 있다.

본 논문에서는 흡배기 변동압을 실측⁽¹⁾하여 이것을 계산의 입력수치로 사용하는 전산프로그램을 개발하여 간단하면서도 정확한 사이클 시뮬레이션이 가능하도록 하여 체적효율을 예측하였다. 이를 밸브 시스템 개발에 응용할 경우 엔진 개발에 있어서 계산시간을 단축하고 경비를 절감할 수 있다. 계산내용은 우선 실험에서 흡배기포트의 변동압을 측정하고, 이를 시뮬레이션 프로그램의 입력 데이터로 사용하여 1사이클 동안의 실린더내 압력, 온도변화를 RUNGE-KUTTA 방법으로 계산하고 이에 따른 흡배기 밸브를 통한 공기량을 구하여 체적효율을 예측하였다. 다음 예측된 체적효율을 실제 동일

조건하의 실험치와 비교하여 그 타당성을 입증하였고 최종적으로 밸브직경, 밸브양정, 밸브 타이밍을 변수로 선정하여 체적효율을 구하여 이들 변수들의 변경이 체적효율에 미치는 영향을 상호 비교해 봄으로써 이들 값들의 최적치를 설정하는데 도움이 되도록 하였다.

2. 사이클의 열역학적 계산모델

2.1 가 정

엔진의 사이클 시뮬레이션을 수행함에 있어서 본 연구에서 사용한 가정들은 다음과 같다.

- (i) 가스성분은 C_8H_{18} , O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O 의 5종이다.
- (ii) 연소는 엔진 TDC에서 다음 식과 같이 순간연소이다.

$$C_8H_{18} + 12.5O_2 - 8CO_2 + 9H_2O$$
- (iii) 흡배기관에서의 열전달은 무시한다.
- (iv) 흡배기 밸브를 통하여 들어오는 신기 및 기연가스는 순간적으로 실린더 내의 가스와 완전혼합하여 실린더 내의 가스는 매 순간마다 균일하다.
- (v) 흡배기 포트를 통한 유체유동은 준정상유동이다.

2.2 지배방정식들

(1) 에너지 보존식

가스교환기간 중에는 흡배기 밸브를 통과하는 가스와 실린더 내의 가스의 성분 및 농도가 다르므로 이에 따른 내부에너지, 엔탈피 변화를 고려하는 열역학 제 1법칙 식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 \frac{dT_c}{d\phi} = & \frac{R_{m01}T_c}{P_c V} \cdot \frac{1}{C_v} \left[\frac{dQ}{d\phi} - P_c \frac{dV}{d\phi} \right. \\
 & + \frac{dM_I}{d\phi} H(X_I, T_I) + \frac{dM_E}{d\phi} H(X_E, T_E) \\
 & \left. - \frac{dM_c}{d\phi} E(X_c, T_c) \right] - \frac{1}{C_v} E\left(\frac{dX_c}{d\phi}, T_c\right)
 \end{aligned} \quad (1)$$

(2) 상태방정식

상태방정식 $P_c = M_c R_{m01} T_c / V$ 의 양변을 크랭크 각 ϕ 에 관해서 미분하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{dP_c}{d\phi} = \frac{R_{m01} T_c}{V} \frac{dM_c}{d\phi} + \frac{P_c}{T_c} \frac{dT_c}{d\phi} - \frac{P_c}{V} \frac{dV}{d\phi} \quad (2)$$

(3) 연속방정식

가스교환기간 중의 실린더 내 물수의 변화량은 흡배기 밸브를 통하여 들어오는 물수와 같으므로 다음 식이 성립한다.

$$\frac{dM_c}{d\phi} = \frac{dM_I}{d\phi} + \frac{dM_E}{d\phi} \quad (3)$$

(4) 압축성등엔트로피 유동방정식

흡기 또는 배기 포트의 변동압과 실린더 내의 압력을 비교하여 다음과 같은 압축성등엔트로피 유동방정식을 사용하여 가스교환기간 중의 흡배기 밸브를 통하여 수송되는 가스의 교환량을 구하였다.

$$\frac{dM_u}{d\phi} = A_{eff} P_u \sqrt{\frac{2}{W_c R_{m01} T_u}} \bar{\Psi}(P_u, P_c) \frac{1}{6N} \quad (P_c < P_u \text{인 경우}) \quad (4)$$

$$\frac{dM_u}{d\phi} = -A_{eff} P_c \sqrt{\frac{2}{W_c R_{m01} T_c}} \bar{\Psi}(P_u, P_c) \frac{1}{6N} \quad (P_c > P_u \text{인 경우})$$

여기서 $\bar{\Psi}(P_u, P_c)$ 는 다음 식으로 주어지며 P_u 는 흡기나 배기 포트 내의 변동압을 나타낸다.

$$\bar{\Psi}(P_u, P_c) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left\{ \left(\frac{P_c}{P_u} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_c}{P_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\} \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} < \frac{P_c}{P_u} < 1 \text{인 경우} \right]$$

$$\bar{\Psi}(P_u, P_c) = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\frac{P_c}{P_u} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{인 경우} \right]$$

松本 功⁽¹⁾에 의하면 체적효율은 밸브크기, 밸브양정, 밸브 타이밍 등의 변수들에 의해서 크게 영향을 받지만 이러한 변수들은 가스교환기간 중의 흡기나 배기 포트 내의 변동압에는 거의 영향을 주지 않는다고 실험에 의해서 확인하였다.

(5) 열전달식

실린더 내에서의 열전달 계산에서 열전달계수 \bar{h} 는 Woschni⁽²⁾의 식을 이용하였다.

$$\frac{dQ}{d\phi} = \bar{h} A_c (T_{cw} - T_c) \frac{1}{6N} \quad (5)$$

$$A_c = 4V/D + 0.25\pi D^2$$

$$\bar{h} = 110 D^{-0.2} P_c^{0.8} T_c^{-0.53} \left[C_1 U_p + C_2 \frac{V T_1}{P_1 V_1} (P_c - P_0) \right]^{0.8}$$

(6) 화학종 보존식

5종의 가스성분 C_8H_{18} , O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O 의 실린더 내에서의 변화는 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{dX_{ci}}{d\phi} = \frac{1}{M_c} (X_{fi} - X_{ci}) \frac{dM_I}{d\phi} \quad (6)$$

2.3 엔진 변수들의 수식화

(1) 엔진의 체원

계산에 사용된 엔진은 4사이클, 2밸브, OHV형 엔진으로 실린더 직경은 82mm, 행정(stroke)은 94mm이다.

(2) 실린더 체적

실린더 체적은 케벡팅로드와 크랭크암의 기구학적인 운동식에 의해서 다음과 같이 표현된다.

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{S_t}{2} (1 + \lambda - \cos \phi - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \phi}) + \frac{\pi}{4} D^2 S_t / (\epsilon - 1) \quad (7)$$

(3) 밸브양정

밸브가 열리고 닫힐 경우의 밸브의 가속도 Fig. 1을 두번 적분하여 식 (8)과 같이 무차원화된 밸브양정을 구한다⁽³⁾.

$$\frac{\ell}{\ell_{max}} = 4(1+R)\theta^2 \quad (0 < \theta < \theta_x) \quad (8)$$

$$\frac{\ell}{\ell_{max}} = -4\left(\frac{1+R}{R}\right)\theta(\theta-1) - \frac{1}{R} \quad (\theta_x < \theta < \frac{1}{2})$$

식 (8)에서 θ 는 $(\phi - \phi_{IVO}) / (\phi_{IVC} - \phi_{IVO})$ 로 무차원화된 크랭크 각을 나타내고 R 은 a_{max} / a_{min} 으로 가속도비를 나타낸다. 가속도비 R 값의 변화에 따른 밸브양정은 Fig. 2와 같으며 캠형상이 변할 경우 여기에 근사한 R 값을 선정해야 한다.

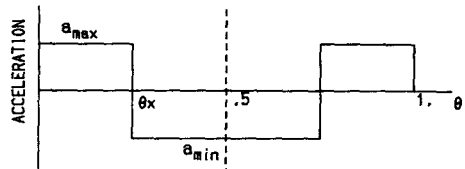


Fig. 1 Valve acceleration vs. dimensionless crank angle

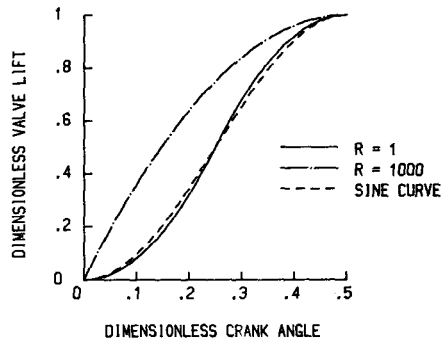


Fig. 2 Dimensionless valve lift

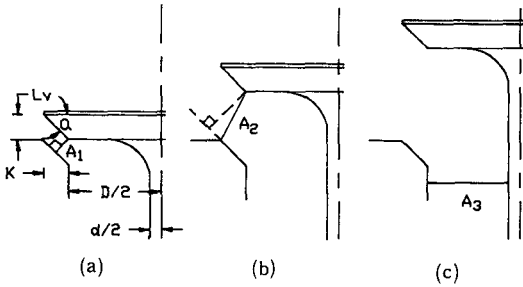


Fig. 3 The change of minimum cross section in flow passage

(4) 최소유로(最少流路) 단면적

공기의 유동저항은 엔진의 유로 중 가장 작은 단면적을 갖는 부분인 밸브와 포트의 접촉부분에 의한 것이 대부분이다. 따라서 흡배기계에 있어서 밸브양정에 따른 최소단면적의 변화와 그에 따른 저항계수는 많은 연구가 되어 있다. Kastner et al.⁽⁴⁾은 밸브의 운동에 따른 최소단면적의 변화를 Fig. 3과 같이 세 단계로 구분하고 있다. 즉 첫번째 단계로서 밸브양정이 아주 작을 때 유동은 밸브 시이트면에 평행하게 될 것이고 흡배기계의 최소유로 단면적은 Fig. 3(a)의 A_1 으로 나타난다. 밸브양정이 좀더 증가하여 Fig. 3(b)의 A_2 와 같은 상태에 도달하면 유동을 제한하는 최소단면적은 밸브와 밸브 시이트의 가장 근접한 모서리가 되며, 더 길어지면 Fig. (c)의 A_3 와 같이 포트 면적에서 스템의 면적을 뺀 것이 최소단면적이 될 것이다. 이와 같은 방법에 의한 최소단면적의 고찰은 최소단면적이 유동의 특징을 가장 잘 나타내고 이에 따른 유량계

수 C_d 의 변화를 일반화시켜 줄 수 있기 때문이다. 계산상에는 밸브양정의 변화에 대해서 A_1 , A_2 , A_3 를 모두 구한 후 상호 비교하여 식 (9)와 같이 최소단면적을 구해낸다.

$$A_{min} = \min(A_1, A_2, A_3) \quad (9)$$

(5) 유효밸브 개구면적 (Effective Valve Area)

정상유동시험에서 밸브양정을 변경시키면서 포트를 통과하는 유량과 압력강하를 측정하여 다음 식으로 유효밸브 개구면적 A_{eff} 를 구한다.

$$A_{eff} = \frac{m}{\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} P_{\infty} \rho_0 \left\{ (P/P_0)^{\frac{2}{\gamma}} - (P/P_0)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\}}} \quad (10)$$

Fig. 4는 유효밸브 개구면적을 나타낸다.

(6) 밸브 유량계수 (Discharge Coefficient)

밸브 유량계수 C_d 는 유동에 가장 큰 저항을 주는 부분인 최소단면적과 관련되어 표현된다고 알려져 있고 최소단면적은 무차원화된 밸브 리프트에만 관계된다. 즉 임의의 밸브리프트가 L_v 일 때 가능한 세 군데의 최소유로 단면적 A_1 , A_2 , A_3 중 어느 곳에서 최소가 되는가 하는 기준은 밸브직경에는 관계없이 무차원화된 밸브 리프트 L_v/D 에만 관계된다. 결국 C_d 와 L_v/D 의 관계곡선은 기준흡배기계에서 최대 밸브 리프트 또는 밸브 직경의 변화에 따른 유효 밸브 면적의 변화를 예측하는 수단으로 사용될 수 있다.

Fig. 5는 다음 식 (11)을 이용하여 밸브 리프트의 변화에 따른 밸브 유량계수를 구한 것이다.

$$C_d = A_{eff}/A_{min} \quad (11)$$

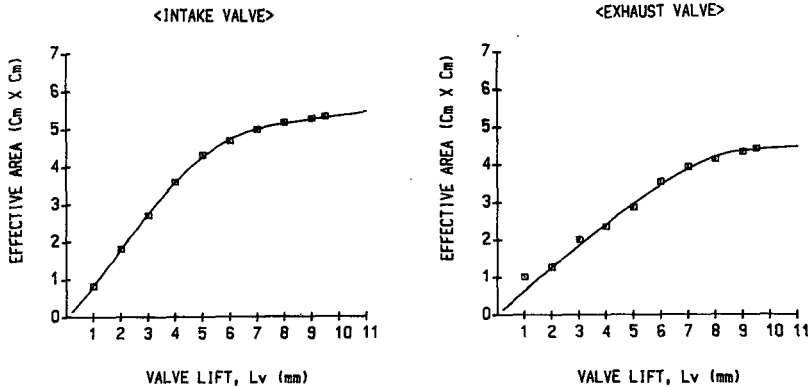


Fig. 4 The effective valve opening area

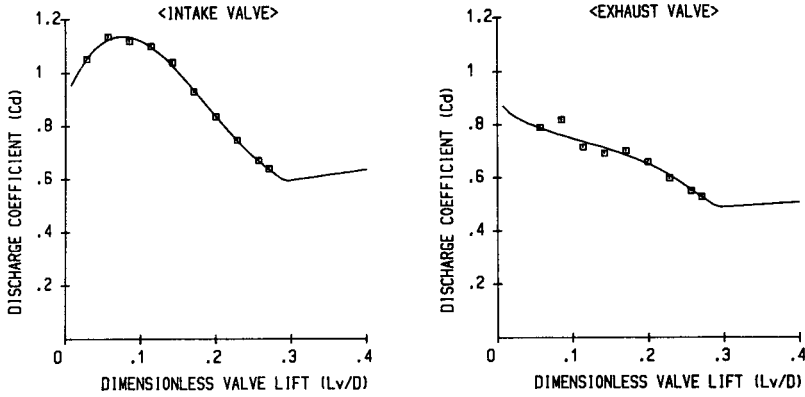


Fig. 5 Discharge coefficients

3. 계산절차

3.1 흡배기 기간 중의 열역학적 변수들의 계산과정

시뮬레이션의 목적이 실린더 내의 충전효율예측에 있는 만큼 역류(back flow) 및 잔류가스의 영향을 충분히 고려하였다. 흡기밸브를 통하여 가스의 출입이 진행되는 동안은 실린더 내 압력과 흡기 변동압의 차이에 의해서 다음과 같은 3가지 유동이 생길 수 있다.

첫째, 실린더 압력이 흡기변동압보다 작은 경우 순수한 신기만 들어오는 경우

둘째, 실린더 압력이 흡기변동압보다 커서 실린더 내의 기체가 밸브를 통해서 역류가 발생하는 경우

셋째, 실린더 압력이 흡기변동압보다 작은 경우 역류해서 나갔던 기연가스가 다시 실린더 내로 들어오는 경우이다.

흡기밸브를 통하여 순수한 신기의 출입이 진행되는 경우 혼합기는 $C_8H_{18} + AIR$ 가 되고 신기의 온도는 흡기관 내에서 측정된 흡기온도 T_0 를 사용하였다. 따라서 이 경우에 있어서 식 (1)의 흡기밸브를 통한 엔탈피는 다음 값을 갖는다.

$$H_I = X_{C_8H_{18}} H_{C_8H_{18}}(T_0) + X_{air} [0.21 H_{O_2}(T_0) + 0.79 H_{N_2}(T_0)] \quad (12)$$

또한 식 (4)에서 평균분자량 W_u 와 비열비 γ 는 다음과 같다.

$$W_u = X_{C_8H_{18}} + X_{air} (0.21 W_{O_2} + 0.79 W_{N_2}) \quad (13)$$

$$\gamma = X_{C_8H_{18}} \gamma_{C_8H_{18}}(T_0) + X_{air} \{0.21 \gamma_{O_2}(T_0)$$

$$+ 0.79 \gamma_{N_2}(T_0)\} \quad (14)$$

위 식들 중에서 공기와 연료의 물분율은 측정공연비 AFR로부터 다음 식과 같이 구하였다.

$$X_{C_8H_{18}} = 1 / [1 + AFR \cdot W_{C_8H_{18}} / (0.21 W_{O_2} + 0.79 W_{N_2})] \quad (15)$$

$$X_{air} = 1 - X_{C_8H_{18}} \quad (16)$$

다음 흡기 밸브를 통하여 역류되어 나갔던 기연가스가 다시 들어오는 경우는 혼합기의 성분이 실린더 내의 가스성분과 동일하며 이 때에 포트에서 수수되는 열을 무시하고 실린더 내의 온도와 동일하다고 가정하였다. 따라서 이 경우에서 식 (1)의 흡기 밸브를 통한 엔탈피와 식 (4)의 평균분자량 및 비열비는 다음과 같다.

$$H_I = H_c, \quad W_u = W_c, \quad \gamma = \gamma_c \quad (17)$$

한편 배기 밸브의 경우 역류에 상관없이 실린더 내의 가스와 동일한 성분 및 온도를 갖는 가스의 출입을 가정하면 식 (1)과 식 (4)에서 배기 밸브를 통한 엔탈피, 평균분자량 및 비열비는 다음과 같이 된다.

$$H_E = H_c, \quad W_u = W_c, \quad \gamma = \gamma_c \quad (18)$$

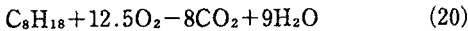
식 (1)에서 정적비열 C_v 는 실린더 가스의 성분 및 온도의 변화를 고려해 주기 위하여 다음과 같이 표현된다.

$$C_v = \sum_i X_{ci} C_{vi}(T_c) \quad (19)$$

또한 식 (5)에서 Woschni의 식을 적용할 때 실린더 벽면온도는 실험치보다 $200^\circ K$ 정도 높은 값이 나올 수 있는 $600^\circ K$ 를 취하였으며 이는 Caton et al.⁽⁹⁾의 결과와 일치한다. 계산방법은 식 (1)~(6)을 크랭크 각 1° 간격으로 RUNGE-KUTTA 방법을 사용하였다.

3.2 압축, 폭발, 팽창기간 중의 열역학적 변수들의 계산과정

압축 및 팽창은 물질의 출입없이 일정성분의 기체가 열 및 일의 교환을 행하는 과정으로서 실린더 내의 가스는 폐쇄계로 취급된다. 따라서 식 (1)의 우변에는 열전달 및 일을 표시하는 $dQ/d\phi$, $P_c dV_c/d\phi$ 항만 남게 된다. 식 (1)과 더불어 식 (2) 및 식 (5)만으로 압축 및 팽창과정의 온도와 압력이 계산된다. 특히 폭발과정을 기점으로 가스의 성분이 변하므로 식 (1)에서 정적비열 C_v 의 취급에는 이것을 고려해야 한다. 계산방법은 앞서와 같이 RUNGE-KUTTA 방법으로 가능하다. 폭발에 대하여는 TDC에서 정적연소를 가정하였다. 또한 완전연소를 가정하여 다음과 같은 반응만을 고려하고 $X_{C_8H_{18}}/X_{O_2}$ 가 1/12.5를 기준으로 연료 또는 산소의 존재 여부가 판정되고 연소 후의 각 가스성분의 몰수가 결정된다.



연소 후의 가스온도 T_{c3} 는 다음과 같은 에너지 보존으로부터 구해진다. 즉, $E(X_{c2}, T_{c1}) = E(X_{c3}, T_{c3})$ 이 식은 T_{c3} 에 대한 다항식이 되는데 Newton-Raphson 방법으로 그 해가 구해진다.

4. 계산치와 실험치의 비교 및 실용성 확인

본 전산 프로그램의 타당성을 확인하기 위하여 계산결과와 엔진 firing 실험결과와의 체적효율을 상호 비교하였다.

엔진 firing 실험에 사용한 엔진의 제원은 2.3절에서 설명한 것과 동일한 엔진으로 흡배기 밸브양정은 9.5mm, 흡기 포트 직경은 35mm, 배기 포트

직경은 27mm이다. 밸브 개폐시기는 흡기 밸브 열림각이 15° BTDC, 흡기 밸브 닫힘각이 55° ABDC, 배기 밸브 열림각이 60° BBDC, 배기 밸브 닫힘각이 15° ATDC이다. 계산은 실험과 동일한 흡배기 포트 직경, 밸브양정, 밸브 개폐시기에 수행되었다.

Fig. 6은 엔진 firing 실험의 체적효율 계산치와 실험치를 상호 비교한 것으로 체적효율의 계산결과와 실험결과와 3% 이하의 오차를 나타내면서 비교적 그 경향이 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

따라서 본 논문에서와 같이 흡배기 변동압 측정치를 사용하면 보다 정확한 체적효율 값을 예측해 낼 수 있다.

5. 흡배기 밸브 인자들의 Parametric Study

Fig. 7은 흡배기 최대 밸브 리프트를 8mm, 9.5 mm, 11mm로 변경시켰을 경우의 체적효율의 변화를 계산한 것이다. 저속에서는 밸브 리프트가 작은 경우에 체적효율이 약간 높고 고속에서는 밸브리프트가 큰 경우에 체적효율이 높게 나타나고 있다. 또한 고속에서 밸브 리프트가 8mm에서 9.5mm로 증가한 경우보다 9.5mm에서 11mm로 증가한 경우에서 체적효율의 증가는 그다지 많지 않음을 알 수 있다. 이는 밸브 리프트가 어느 정도되면 그 이상의 밸브 리프트의 증가는 체적효율의 향상에 큰 도움이 되지 않음을 나타내고 있다. Fig. 8은 흡기 포트의 직경을 변화시킨 경우 Fig. 9는 배기 포트의 직경을 변화시킨 경우의 체적효율 변화를 계산한 것이다. 이 그림들은 Fig. 7과 마찬가지로 저속에서는 체적효율이 포트의 직경이 작은 경우에 약

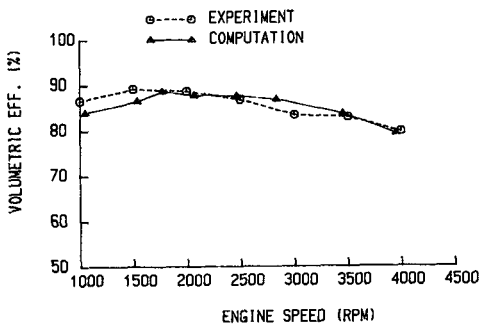


Fig. 6 The comparison of volumetric efficiency between experiment and computation

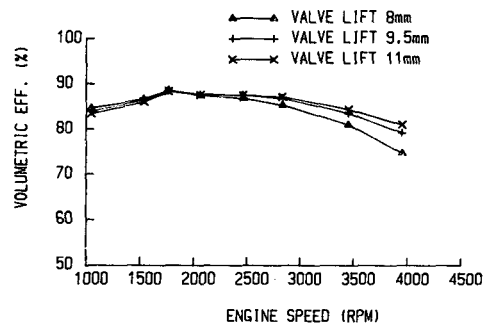


Fig. 7 The effect of valve lift on volumetric efficiency

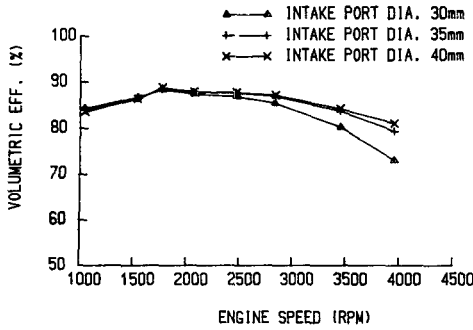


Fig. 8 The effect of intake port size on volumetric efficiency

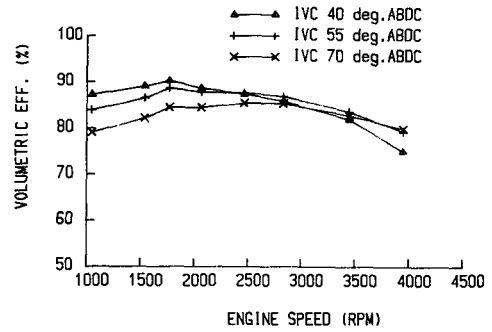


Fig. 10 The effect of intake valve opening time on volumetric efficiency

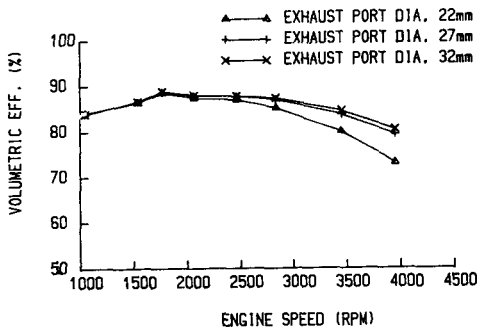


Fig. 9 The effect of exhaust port size on volumetric efficiency

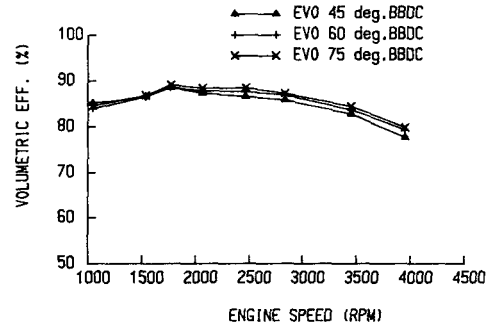


Fig. 11 The effect of exhaust valve opening time on volumetric efficiency

간 높게 나타나고 고속에서는 포트의 직경이 큰 경우에 체적효율이 증가하는 경향을 보여준다. 또한 포트 직경이 어느 정도 이상이 되면 그 이상의 포트 직경이 커도 고속에서 체적효율의 향상에 그다지 도움이 되지 않음을 보여준다.

Fig. 10은 흡기 밸브 닫힘각을 변경시키면서 체적효율을 계산한 결과이다. 저속에서는 흡기 밸브를 빨리 닫으면 체적효율이 증가하고 고속에서는 흡기 밸브를 늦게 닫으면 체적효율이 증가하는 경향을 보여주고 있다. 여기서 흡기 밸브 닫힘각이 70° ABDC인 경우는 밸브를 너무 늦게 닫았으므로 상용 rpm에서는 전반적으로 체적효율이 낮고 상용 rpm을 벗어난 부분 즉 4000rpm 이상의 부분에서 체적효율이 높게 나타날 것이다. Fig. 11은 배기 밸브 열림각을 변경시킨 경우의 체적효율 변화를 계산한 결과이다. 저속에서는 배기 밸브가 늦게 열리면 체적효율이 향상되고 고속에서는 배기 밸브가 일찍 열리면 체적효율이 향상됨을 볼 수 있다.

Fig. 10과 비교하면 흡기 밸브의 밸브 타이밍은

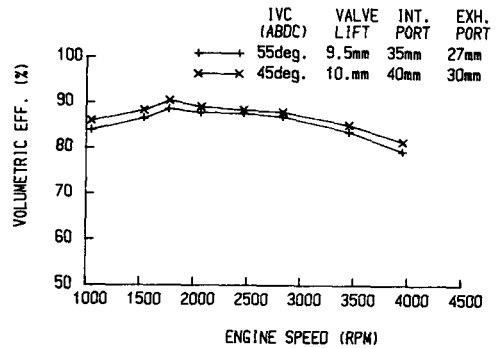


Fig. 12 Volumetric efficiency change with the variation of several engine parameters

배기 밸브의 밸브 타이밍의 변화에 비해서 체적효율의 변화에 큰 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 12는 몇 개의 밸브 변수들을 동시에 변화시켜서 체적효율을 계산한 결과이다. 즉 흡기 밸브 닫힘각을 크랭크 각 10°만큼 일찍 닫고 흡기 포트의 직경을 35mm에서 40mm로, 배기 포트의 직경을 27mm에서 30mm로 흡배기 밸브리프트를 9.5

mm에서 10mm로 동시에 변경했을 경우의 체적효율을 계산한 것이다. 이 그림에서 보면 몇 개의 밸브 변수들을 동시에 바꾸어서 전반적인 속도영역에서 체적효율이 향상되었음을 알 수 있다.

6. 결 론

흡배기 포트의 변동압 측정치를 이용하여 엔진 사이클 시뮬레이션을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 체적효율을 실험치와 계산치를 상호 비교한 결과 최대 3% 이하의 체적효율의 오차를 나타내나 경향이 일치하고 있다.

(2) 실험 데이터에 기초를 둔 시뮬레이션이므로 비교적 정확성이 있고 다른 프로그램에 비해 간단하므로 계산시간이 단축된다.

(3) 밸브 크기, 밸브 리프트, 밸브 타이밍 등의 밸브 변수들을 계산의 입력변수로 선정하여 계산된 체적효율을 상호 비교하여 최적의 밸브 변수들을 구하는데 사용될 수 있다.

(4) 엔진의 motoring과 firing의 흡기 변동압은 거의 일치하므로 흡기계의 개발에 있어서 엔진을 firing 상태까지 만들지 않고 motoring시 흡기 변

동압을 측정하여 흡기계의 최적화에 이용할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) 松本 功, 大島 明, 石田靖 彦, 1984, “實測吸排氣 壓力變動を用いた體積効率豫測”, 日本自動車技術會論文 集, No. 29, pp. 3-9.
- (2) Woschni, G., 1967, “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion engine”, Sae 670931, pp. 3065~3083.
- (3) Sherman, R.H. and Blumberg, P.N., 1978, “The Influence of Induction and Exhaust Processes on Emissions and Fuel Consumption in the Spark Ignited Engine” SAE 770880, pp. 3025~3040.
- (4) Kastner, L.J., Williams, T.J. and White, J.B., 1963, “Poppet Inlet Valve Characteristics and Their Influence on the Induction Process”, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, London, 178, 955.
- (5) Caton, J.A. and Heywood, J.B., 1981, “An Experimental and Analytical Study of Heat Transfer in an Engine Exhaust Port”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, No. 4, pp. 581~595.