

엔진 흡기계의 소음발생 및 전파에 관한 수치연구

°김용석*, 이덕주**

(A Numerical Study on the Generation and Propagation of Intake Noise in the Reciprocating Engine)

(Yong-Seok Kim, Duck-Joo Lee)

1. 서론

엔진소음을 소음특성에 따라 분류하면 공력소음(Aerodynamic Noise), 연소소음(Combustion Noise), 기계적인 소음(Mechanical Noise)으로 나눌 수 있으며 소음원의 종류에 따라 분류하면 배기계소음(Exhaust System Noise), 흡기계소음(Intake System Noise), 냉각계소음(Cooling System Noise), 엔진표면소음(Engine System Noise)등으로 분류할 수 있다. 이러한 여러소음중 엔진 내부의 유동에 의한 흡배기계통으로의 소음방출은 자동차 실 내의 소음의 중요한 문제로 대두되는데, 이를 줄이기 위해 그 동안 소음기 등의 서브시스템의 형태와 그 위치조정에 관한 연구가 수행되어 왔다. 그러나 이것이 비용 또는 성능에 영향을 미치므로 본질적인 소음원을 규명해 내는 것이 필요하게 되었다.

흡배기계의 소음은 엔진의 흡입, 배기행정시 피스톤의 운동에 의해 팽창 및 압축파 형태의 압력파(pressure wave)로 발생하게 되고, 밸브근방에서는 유동의 박리(separation)에 의해 발생하게 된다. 소음기 등의 서브시스템에서도 유동의 박리에 의해 발생하게 되며 특히 배기행정시 발생하는 압력파는 비선형영역에 있게된다. 흡기소음은 배기에 비해 그 크기가 작아서 그동안 등한시 되어왔으나 이것이 소비자

의 불편요인으로 작용하므로써 이에 대한 연구도 활발히 수행되어야 한다.

Bender, Bramer[1]는 흡배기계 소음의 외부 방사에 관하여 전반적으로 기술하였고 Sierens 등[2]은 흡기계에서 1차원 MOC(Method of Characteristics)방법으로 비정상 유동해석을 하고 실험결과와 비교하였다. J.S. Lamancusa 등[3]은 흡기 소음원을 실험을 통해 예측하였고, 흡기소음도 비선형 거동을 보인다고 밝혔다. Yositaka Nishio 등[4]은 새로운 흡기실험장치를 고안하여 공명기(resonator)의 위치 변화에 의한 저소음 흡기계를 설계 초기단계에서부터 적용하려 하였다.

일반적으로 흡배기계의 복잡한 형상에 대부분 실험을 통해 문제를 해결하려 하였고, 수치해석은 피스톤의 운동을 배제한 단순화한 흡배기계의 정상상태 유동해석이 주를 이루어 왔다. Taghavi and Dupont 등[5]은 KIVA 코드를 사용하여 흡기포트와 연소실 그리고 밸브의 움직임을 동시에 고려한 수치해석을 도입하였다. 하지만 이들이 밸브의 운동을 고려하기 위해 사용한 이동격자는 격자점은 시간에 따라 변화하지만 그 격자의 수가 일정하게 유지되어 있어서 밸브의 완전개폐를 해석할 수가 없다. 강희정[6]은 단일 실린더와 단일 배기밸브를 갖는 문제로 단순화하여 피스톤과 밸브의 움직임을 고려하므로써 배기행정 후 소음이 어떻게 전파해 나가는가를 연구하였다. 본 연구에서도 최소밸브간격과 최대밸브간격 사이에서만 계산이 가능하나 흡기의 경우는 밸브가 닫힐 때 생

* 한국과학기술원 항공우주공학과 대학원

** 한국과학기술원 항공우주공학과

기는 압력파가 중요하므로 실린더와 벨브사이
에 벽면조건을 주어 벨브의 개폐를 모사하였다.

2. 본론

2.1 지배방정식

비정상 압축성 Navier-Stokes 방정식을
직교 좌표계에 대해 강한 보존형으로 쓰면 다
음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} & \partial_t Q + \partial_x F + \partial_y G + aH \\ & = \frac{1}{Rea} (\partial_x F_v + \partial_y G_v + \partial F_v) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $\alpha=0$ 이면 2차원 평면, $\alpha=1$ 이면
축대칭을 나타낸다.

식 (1)은 연쇄법칙과 Jacobian-metric 계
수 관계식을 이용하여 일반좌표계 (τ, ξ, η) 로
변환하여 강한 보존형태로 표현하면 다음과 같
다.

$$\begin{aligned} & \partial_\tau \hat{Q} + \partial_\xi \hat{F} + \partial_\eta \hat{G} + a \hat{H} \\ & = \frac{1}{Rea} (\partial_\xi \hat{F}_v + \partial_\eta \hat{G}_v + a \hat{H}) \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서

$$\begin{aligned} \hat{F} &= (\xi_x Q + \xi_x F + \xi_y G) / J \\ \hat{Q} &= Q / J \\ \hat{H} &= H / J \\ \hat{G} &= (\eta_x Q + \eta_x F + \eta_y G) / J \\ \hat{F}_v &= (\xi_x F_v + \xi_y G_v) / J \\ \hat{G}_v &= (\eta_x F_v + \eta_y G_v) / J \\ \hat{H}_v &= H_v / J \end{aligned} \quad (3)$$

2.2 시간적분 및 공간차분

시간적분으로 δ^k -C 해법을 적용한 대각
근사인수법(Diagonally Approximate
Factorization), 공간차분으로 2차의

upwind-TVD 기법을 적용한 유한체적법을 이
용하였다. 식 (2)를 시간에 대해 후방차분하고,
flux 벡터들을 시간에 대해 선형화한 후 비점
성 Flux Jacobian 행렬을 상사변환으로 대각화
하고 대각화가 되지않는 \hat{A}_v, \hat{B}_v 점성항들에
대해서는 Pulliam[7,8]이 제안한 근사 선형행렬
을 이용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} 1 \text{ 단계 } & S_1 = T_\xi^{-1n} R^n \\ 2 \text{ 단계 } & [I + \Delta \tau \delta_\xi (\hat{A}_\xi^n - \frac{1}{Rea} \lambda_{A_v}^n)] \Delta W = S_1 \\ 3 \text{ 단계 } & S_2 = N^{-1n} \Delta W \\ 4 \text{ 단계 } & [I + \Delta \tau \delta_\eta (\hat{A}_\eta^n - \frac{1}{Rea} \lambda_{B_v}^n)] \Delta W = S_2 \\ 5 \text{ 단계 } & \Delta Q^n = T_\eta^n \Delta W \end{aligned} \quad (4)$$

대각화 과정에서, 고유벡터 행렬들이 미분연
산자 밖으로 나오면서 강한 보존형의 보존성을
깨뜨리며 시간정확도를 2차에서 1차로 떨어뜨
린다. 본 연구에서는 이러한 대각 근사인수법의
비보존성과 낮은 시간정확도를 개선하기 위해
Matsuno[9]의 δ^k -C 해법을 적용하였다.

비점성항의 차분은 Harten-Yee[10]의
Flux Difference Splitting 계열의 upwind-TVD
기법을 적용하면 경계면에서의 수치적 유량항
은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \hat{F}_{i+\frac{1}{2},j} &= \frac{1}{2} [\hat{F}_{i,j} + \hat{F}_{i+1,j} \\ & + R_{i+\frac{1}{2},j} \Phi_{i+\frac{1}{2},j} / J_{i+\frac{1}{2}}] \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 Φ 는 각각의 방정식들이 TVD성질들을
만족하도록 구성된 벡터행렬이다.

유동변수의 미분값을 포함하는 점성항을
계산하기 위해서는 Cell 경계면에서 유동변수의
미분값을 정의하는 방법에는 여러 가지가 있
으나 본 연구에서는 가우스 정리를 적용하여 구
하였다.

2.3 경계조건

비반사 경계조건으로 Thompson[11,12]의
방법을 적용하였다. $\xi = \text{const.}$ 인 선이 입출구
경계인 경우 파동은 다음과 같이 1차원으로 간

주될 수 있다. $\xi = \text{const}$. 경계에서 특성변수 (Characteristic Variable)을 이용하여 표현하면

$$\partial_{\xi} \bar{W} + \lambda \partial_{\xi} \bar{W} = 0 \quad (6)$$

여기서 \bar{W} 는 특성변수, λ 는 특성치이다. 식 (6)은 특성치와 λ 의 부호에 따라 경계면에서 들어오는 것과 나가는 것으로 분해될 수 있다.

$$\begin{aligned} \partial_{\xi} \bar{W}|_{in} + \lambda|_{in} \partial_{\xi} \bar{W} &= 0 \\ \partial_{\xi} \bar{W}|_{out} + \lambda|_{out} \partial_{\xi} \bar{W} &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

비반사 경계가 되기 위해서는 $\lambda|_{in}$ 이 0이 되어 들어오는 특성치가 시간에 따라 변화없이 일정하여야 한다.

3. 결과

흡기소음은 배기와 유동방향이 반대라는 것과 패카니즘이 다를 뿐 거의 비슷하다. 본 연구에서는 그림 1)과 같이 단일 실린더와 단일 흡기 밸브를 갖는 문제에 대해 모델링하여 계산하였다. 그림 2)는 피스톤과 밸브의 시간에 따른 위치를 보여주고 있다. 밸브의 개폐시기는 12° BTDC (Before Top Dead Center)에서 열리고 12° ABDC (After Bottom Dead Center)에서 닫히도록 하였다. 엔진 rpm은 물리적인 양으로 5000에 해당하고 초기조건은 실린더 압력과 밸브계 압력을 대기압으로 같게 주었다. 실제로는 배기행정 후 실린더의 압력이 대기압보다 조금 낮거나 거의 같다. 격자계는 3개의 블록으로 나뉘어져 있으며 격자수는 실린더 내부 블록은 41×41 , 실린더내부의 일부분과 밸브계는 271×31 , 그리고 방사장은 80×80 이다. 본 연구의 격자계에서는 밸브의 완전개폐를 모사할 수 없으므로 그림 3)에서와 같이 실린더와 밸브사이에 벽면조건을 주어 밸브의 닫힘효과를 주었다. 그림 4), 5), 6)은 흡기밸브가 열리고 닫힐때까지의 등적 격자계 및 등압력선, 그리고 등와도선을 전체적으로 보여주고 있다. 처음 흡기밸브가 열릴 때 피스톤은 상승하고 있고 배기밸브는 여전히 열려있어 실린더안의 압축된 유체가 흡기포트로 빠져나간다. 피스톤

이 하강함에 따라 실린더안으로 유체가 유입되고 압력은 계속 떨어져 팽창과가 전파해 나감을 볼 수 있다. 밸브가 최대리프트에 도달할 즈음 밸브의 속도는 줄어들고 피스톤은 계속 하강하고 있으므로 압축과가 생성이 된다. 밸브가 최대리프트에 정지해 있을 때 압력은 최소로 떨어지고 밸브가 상승하면서 압력은 회복하나 피스톤이 BDC까지 하강할 때는 팽창이 계속된다. 밸브와 피스톤 모두 상승함에 따라 흘러들어오는 유체를 압축하고 밸브가 닫히면 매우 큰 압력 서지 (pressure surge)가 발생한다. 흘러오던 유동의 운동에너지가 밸브가 닫힘으로써 압력으로 변환된 것이다. 그림 7)은 시간에 따른 음압 및 속도장 계산을 위한 위치를 표시해 주고 있고, 그림 8), 9), 10)은 밸브근방과 입구 및 방사장에서의 음압분포를 보여주고 있다. 흡기 밸브가 닫힐 때 생긴 압력 서지가 쉽게 감쇠 (attenuation)가 되지않고 전파해 나가는 것을 볼 수 있다. 그림 11)은 입구에서의 시간에 따른 속도장을 나타낸 것으로서 처음에는 피스톤의 상승으로 유동이 밖으로 흘러나가다가 피스톤이 BDC를 향해 하강함에 따라 계속해서 유동이 유입되면서 팽창과가 발생되고, 밸브가 닫히면 흘러오던 유동이 벽에 부딪혀 밖으로 흘러나간다. 그림 12)는 밸브가 닫힌 후 압력 서지가 어떻게 전파되는가를 보기위해 $x=3.0$ 에서 출구까지의 압력을 $x-t$ 영역에서 나타낸 것이다. 강한 압력파 (pressure wave)가 음속 (speed of sound)으로 전파됨을 볼 수 있다.

5. 참고문헌

- [1] Erick K. Bender and Anthony J. Brammer, "Internal-Combustion Engine Intake and Exhaust System Noise," Journal of the Acoustical Society of America, Vol.58, No.1, 1975, pp.22-30
- [2] R Sierens, Dr, Ir, W Van Hove, Ir and P Snauwaert, Ir, "Comparison of Measured and Calculated Gas Velocities in the Inlet Channel of a Single Cylinder Reciprocating Engine," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.198A, No.1, 1984, pp.61-69
- [3] J. S. Lamancusa and K. B. Todd, "An Experimental Study of Induction Noise in Four-Cylinder Internal Combustion Engines,"

Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol 111, 1989, pp199-207

[4] Y. Nishio, T. Kohama, and Osamu Kuroda, "New Approach to Low-Noise Air Intake System Development," SAE Paper 911042, 1991

[5] R. Taghavi and A. Dupont, "Investigation of the Effect of Inlet Port on the Flow in a Combustion Chamber Using Multidimensional Modeling," ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 111, pp 479-484, 1989

[6] 강희정, "엔진 배기계의 소음발생에 관한 수치연구," 석사학위논문, 한국과학기술원, 1995

[7] T. H. Pulliam and D. S. Chaussee, "A Diagonal Form of an Implicit Approximate-Factorization Algorithm," Journal of Computational Physics, Vol.39, 1981, pp 347-363

[8] T. H. Pulliam and J. L. Steger, "Recent Improvement on Efficiency, Accuracy and Convergence for implicit Approximate-Factorization Algorithm," AIAA paper 85-0360

[9] Kenich Mastuno, " δ^2 -Correction Scheme for Unsteady Compressible Navier-Stokes Equations," NAL TR-1006

[10] Yee, H. C, "A Class of High-Resolution Explicit and Implicit Shock-Capturing Method," NASA TM101088, Feb, 1989

[11] Thompson K. W., "Time Dependent Boundary Conditions for Hyperbolic Systems," Journal of Computational Physics, Vol.68, 1987, pp1-24

[12] Thompson K. W., "Time Dependent Boundary Conditions for Hyperbolic Systems II," Journal of Computational Physics, Vol.89, 1990, pp439-461

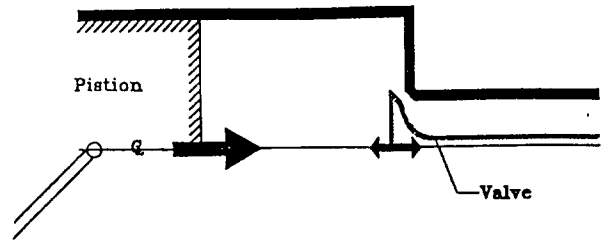


그림 1. 엔진 흡기계 문제의 개략도

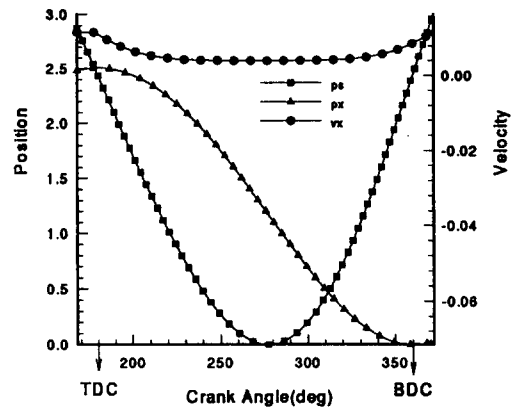


그림 2. 피스톤과 밸브의 속도 및 위치



a. 초기 격자계



b. 벽면조건을 준 격자계

그림 3. 초기격자계 및 벽면조건을 준 격자계

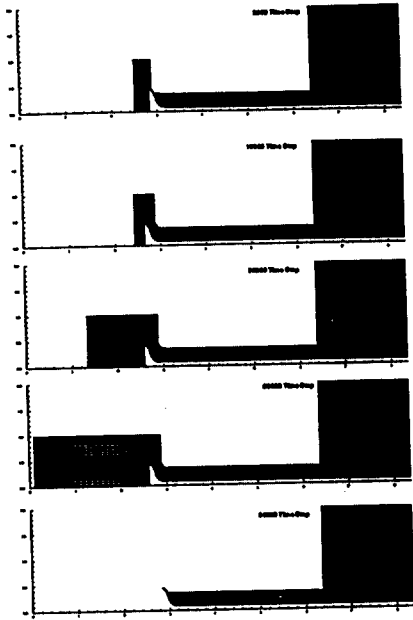


그림 4. 시간에 따른 격자계의 변화

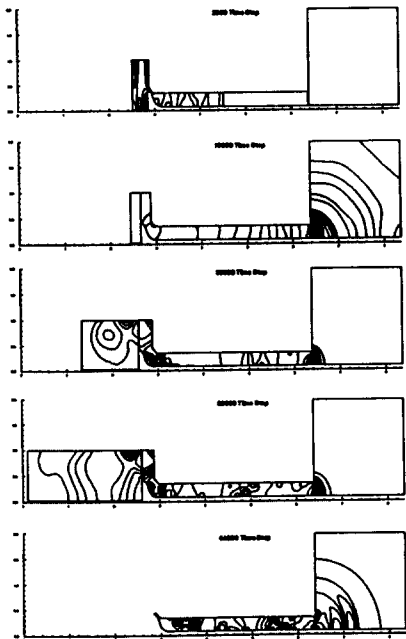


그림 5. 등압력선의 변화

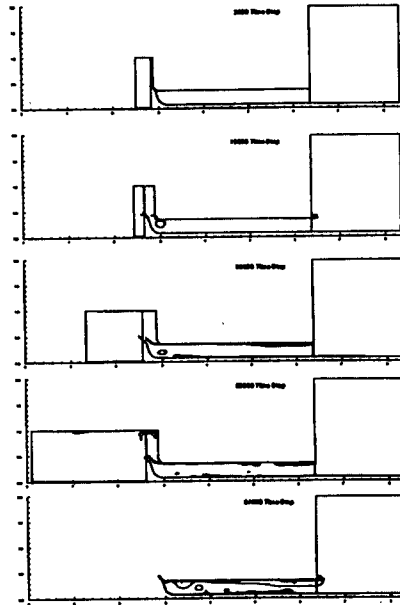


그림 6. 등와도선의 변화

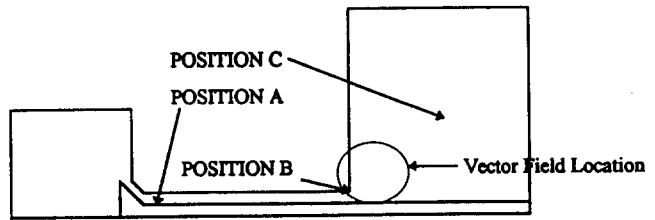


그림 7. 시간에 따른 음압 및 속도장 계산을 위한 위치

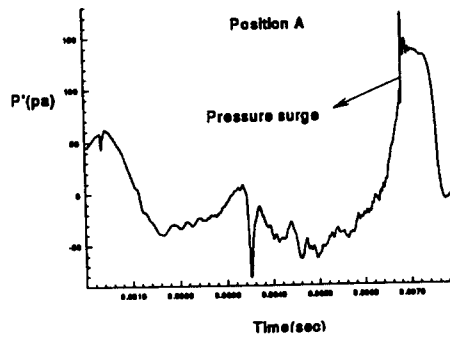


그림 8. Position A에서의 음압분포

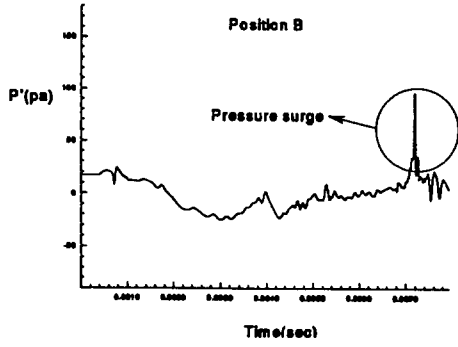


그림 9. Position B에서의 음압분포

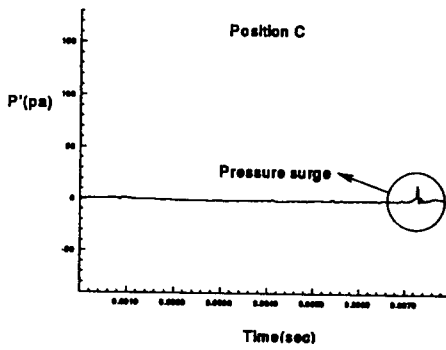


그림 10. Position C에서의 음압분포

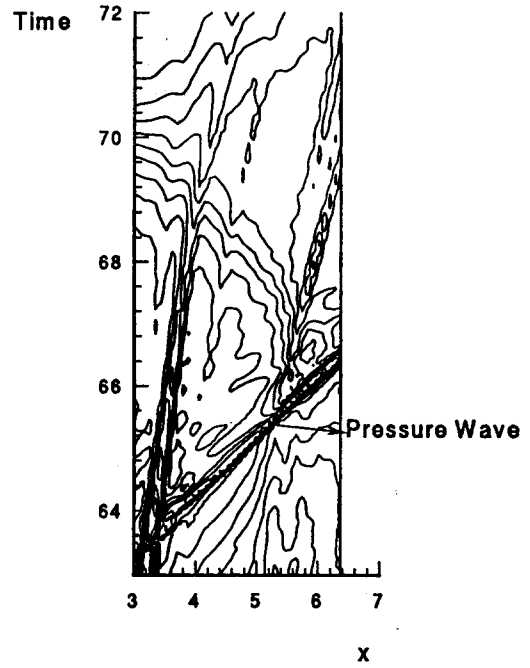


그림 12. 흡기밸브가 닫힌 후 x-t영역에서의 등압력선

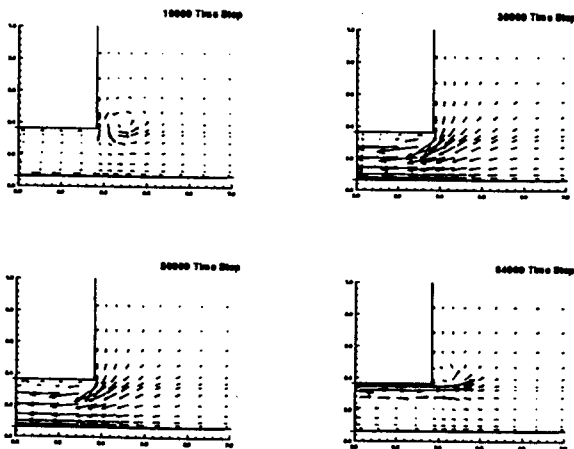


그림 11. 입구에서의 시간에 따른 속도장