

단기통 디젤 기관의 배기관 가스유동에 관한 연구 A Study on the Gas Flow in Exhaust Manifold of a Single Cylinder Diesel Engine

이정엽 · 고대권 · 조규학 · 장세호 · 안수길

J. Y. Lee, D. K. Koh, K. H. Cho, S. H. Jang and S. K. Ahn

Key Words : One Dimensional Gas Dynamic Model(1차원 가스 유동 모델), Exhaust Manifold(배기 매니폴드), DI Diesel Engine(직분식 디젤기관), Method of Characteristics(특성곡선법)

Abstract : A diesel engine has been widely used for ship and industry power because it has many merits of high thermal efficiency, reliability and durability. However its exhaust gas is harmful to human and air environment. Reducing the hurtful exhaust gas emissions, the study of the gas flow in the inlet and exhaust manifold is in progress in the world. In this paper we modeled the gas flow as one dimensional isentropic flow to predict the gas flow in the exhaust manifold. The method of characteristics was used for the model calculation, and the calculated results were compared with the experimental ones.

기 호 설 명

A : 무차원 음속 ($= a/a_{ref}$)

A_t : 밸브목에서의 무차원 음속

a_c : 실린더내의 음속(m/s)

a_p : 파이프내의 음속(m/s)

a_{ref} : 기준 음속 (m/s)

F : 밸브의 개구면적 (m^2)

F_p : 파이프의 면적 (m^2)

F_t : 밸브목의 면적 (m^2)

\dot{m}_a : 흡기 밸브에서의 질량 유량 (kg/s)

\dot{m}_e : 배기 밸브에서의 질량 유량 (kg/s)

p_c : 실린더내의 압력(bar)

p_p : 파이프내의 압력(bar)

t : 시간 (s)

U : 가스의 무차원 유동 속도 ($= u/a_{ref}$)

u : 가스의 유동 속도(m/s)

u_p : 파이프내 가스의 유동 속도(m/s)

X : 무차원 길이 ($= x/x_{ref}$)

Z : 무차원 시간 ($= a_{ref}t/L_{ref}$)

π : 밸브의 압력함수 ($= (p_p/p_c)^{(k-1)/2}$)

k : 비열비

ϕ : 노즐 면적비 ($= F_t/F_p$)

ψ : 밸브 개구면적비 ($= F/F_p$)

1. 서 론

디젤 기관은 다른 열기관에 비하여 높은 열효율 때문에 지금까지 널리 사용되고 있으나, 질소산화물, 그을음 등 대기오염 물질의 배출로 인하여 사회문제를 야기시키고 있다.

또한 석유 에너지의 유효 이용 및 이산화탄소 배출량에 의한 지구 온난화 현상을 방지하기 위해 보다 고효율의 디젤기관 개발이 요구된다. 따라서 향후 디젤 기관은 효율을 향상시키기 위한 연구 개발뿐 아니라 대기오염을 유발시키는 유해 배기 가스를 저감시키기 위한 연구가 동시에 수행되어야 한다.

이와 같은 두 가지의 목표를 동시에 달성하기

접수일: 2002년 11월 28일

이정엽(책임저자) : 부경대학교 대학원

E-mail : yeovie@hotmail.com Tel. 051-620-1582

조규학 : 부경대학교 대학원

장세호 : 강원전문대학 동력기계시스템과

고대권, 안수길 : 부경대학교 기계공학부

위해서는 기존의 캠구동 방식으로는 한계가 있으므로 캠구동 방식이 아닌 전자제어 시스템을 이용한 초고압분사, 예혼합 압축착화, 흡·배기 밸브 및 과급시스템의 제어등에 관한 연구가 수행되어야 한다.

현재, 자동차용 디젤 기관에는 전자시스템을 이용한 초고압 분사시스템이 상용화되었으며, 선박에서는 연료 펌프 및 흡·배기 밸브 구동캠이 없는 캠리스 기관(camless engine) (일명 지능기관; intelligent engine)이 상용화되고 있다¹⁻³⁾.

캠리스 기관 개발 과정에서 연료 분사시기, 분사 압력, 흡·배기밸브 개폐시기 및 과급시스템 제어 등 각 인자의 변화에 대한 기관 성능을 실험에 의해 고찰할 경우 많은 시간과 막대한 경비가 소요되므로 기관 성능을 예측할 수 있는 성능 예측 프로그램을 이용하면 시간과 경비를 절감할 수 있다.

소형 과급 디젤 기관은 배기 에너지가 충분하지 못하고, 기관의 운전 조건이 자주 바뀌므로 정압과 급방식의 대형 기관과는 달리 동압과 급방식을 채택하고 있다.

동압과 급방식의 경우 배기가스의 반사 압력파에 의한 간섭으로 인하여 기관 성능과 과급기의 효율이 저하될 가능성이 많으므로 배기관 설계가 매우 중요하다. 배기관의 최적 설계 즉 기관 회전수와 밸브 개폐시기에 최적인 배기관 통로를 설계하여 배기의 맥동효과와 관성효과를 이용하면 출력을 상승시킬 수 있다는 것이 경험을 통해서도 알 수 있었다. 따라서 이와 같은 최적의 효과를 예측하기 위하여 배기관에서의 동적 효과를 모델링한 예도 있다^{4,5)}.

본 논문에서는 기관의 출력 성능을 증가시키고 동시에 유해 배기 가스를 저감시킬 수 있는 배기의 동적 효과를 예측할 수 있는 프로그램 개발의 초기 단계로, 단기통 디젤 기관에서 기관 회전수에 따른 배기관의 배기가스 압력 거동을 특성곡선법을 기반으로 한 가스 유동 예측 프로그램을 이용하여 계산하였으며, 이 계산 프로그램의 유용성을 검증하기 위하여 실험값과 비교·분석하였다. 또한, 계산에 영향을 미치는 인자에 대해서도 고찰하였다.

2. 이론 해석

2.1 배기관내의 가스 유동

배기관내의 가스 유동을 등엔트로피, 1차원 비정상 유동으로 가정하여 가스 유동에 대한 연속 방

정식 및 운동량 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다⁶⁾.

$$\frac{2}{k-1} \frac{\partial a}{\partial t} + \frac{2}{k-1} u \frac{\partial a}{\partial x} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{2}{k-1} a \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

2.2 노즐에서의 가스유동

노즐이 설치된 배기관 끝단에서의 경계조건 방정식은 노즐을 지나는 가스유동을 등엔트로피 유동으로 가정하여 유도하면 다음과 같다.

(1) 아음속 유동

$$U^2 = \frac{\frac{2}{k-1}(A^2-1)}{\left(\frac{A^{4/(k-1)}}{\phi^2} - 1\right)} \quad (3)$$

(2) 음속 유동

$$\phi^2 = \left[\frac{k+1}{k-1} - \frac{2}{k-1} \left(\frac{A}{A_t} \right)_{cr}^2 \right] \left(\frac{A}{A_t} \right)_{cr}^{4/(k-1)} \quad (4)$$

$$\frac{U}{A} = \phi \left(\frac{A_t}{A} \right)_{cr}^{(k+1)/(k-1)} \quad (5)$$

2.3 배기 밸브에서의 가스 유동

실린더와 배기관 사이에 설치된 밸브에서의 가스유동은, 밸브목(valve throat)에서의 유동속도가 아음속인 경우에는 실린더와 밸브목사이에서는 등엔트로피 유동을 하고, 밸브목부터 배기관사이에서의 유동은 비등엔트로피, 동압유동을 한다고 가정하였다.

그리고 밸브목에서의 유동속도가 음속인 경우에는 실린더와 밸브목사이의 유동은 아음속 유동과 같이 등엔트로피 유동을 하고 밸브목부터 배기관사이의 유동은 비등엔트로피, 그리고 큰 압력차이로 인해 팽창유동을 한다고 가정하면, 경계조건 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

(1) 밸브 목에서의 아음속 유동

$$\frac{\phi}{\pi} \left[\frac{2}{k-1} \left(\frac{1}{\pi^2} - 1 \right) \right]^{0.5} = \left(\frac{U}{1 - \frac{k-1}{2} U^2} \right) \quad (6)$$

(2) 밸브 목에서의 음속 경계조건

$$\pi = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{0.5} \quad (7)$$

$$\phi = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{0.5} \left(\frac{U}{1 - \frac{k-1}{2} U^2} \right) \quad (8)$$

(3) 밸브 목에서의 음속 유동

$$\pi = \left[\phi \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \left(\frac{1 - \frac{k-1}{2} U^2}{U} \right)^{(k-1)/2k} \right] \quad (9)$$

(4) 배기관내 음속유동

$$U = \frac{u_b}{a_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{0.5} \quad (10)$$

2.4 흡·배기 밸브에서의 질량 유량

흡·배기 밸브에서의 가스는 등엔트로피 유동을 하고, 흡기 시스템은 흡기관, 흡기 밸브, 실린더로 구성되어 있는 반면, 배기 시스템은 실린더, 배기 밸브, 배기관으로 구성되어 있는 경우, 흡·배기 밸브를 통한 질량 유량은 다음과 같다.

(1) 흡기 밸브에서의 질량 유량

① 아음속 유동

$$\dot{m}_a = \frac{p_c F}{a_c} \left[\left(\frac{2k^2}{k-1} \right) \left(\frac{p_b}{p_c} \right)^{2/k} \left(1 - \left(\frac{p_b}{p_c} \right)^{(k-1)/k} \right) \right]^{0.5} \quad (11)$$

② 음속 유동

$$\dot{m}_a = \frac{p_c F}{a_c} k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \quad (12)$$

(2) 배기 밸브에서의 질량유량

① 아음속 유동

$$\dot{m}_e = \frac{F p_b}{a_b} \cdot \frac{k\pi^{2k/(k-1)} U}{1 - \frac{k-1}{2} U^2} \quad (13)$$

② 음속 유동

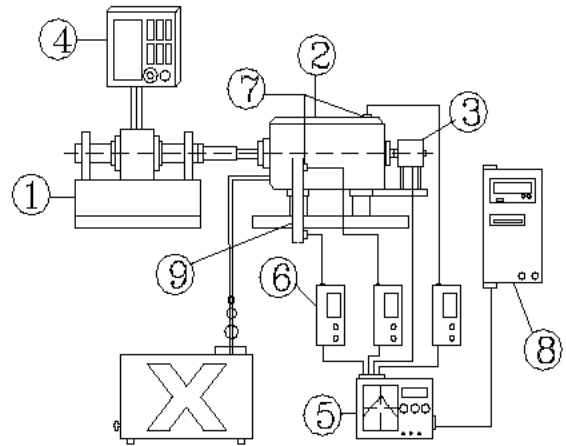
$$\dot{m}_e = \frac{F p_b}{a_b} k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \phi \quad (14)$$

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

실험에 사용된 기관은 국제종합기계(주)의 트랙터용 3D 100 디젤기관으로 실험 장치의 개략도는

Fig. 1과 같으며 실험 기관의 사양은 Table 1과 같다. 그리고 독립된 단기통 배기관에서의 가스유동을 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 배기관을 개조하였다. 단기통 배기관의 길이는 0.9m, 단면적은 12.25cm²이며, 배기관의 끝단에는 개구면적이 배기관 단면적의 0.5배인 노즐을 설치하였다.



- ① Dynamometer
- ② Test engine
- ③ Rotary encoder
- ④ Dynamometer controller
- ⑤ Oscilloscope
- ⑥ Sensor amplifier
- ⑦ Sensor
- ⑧ Computer
- ⑨ Pipe

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specifications of test engine

Description	Specifications
Type	4 Stroke naturally aspirated DI diesel engine
Number of Cylinder	3
Power	35 kW(2600 rpm)
Bore	100 mm
Stroke	110 mm
Compression Ratio	17.6
EVO(Exhaust Valve Open)	130° ATDC
IVO(Intake Valve Open)	342° ATDC
Injection Pressure	30 MPa

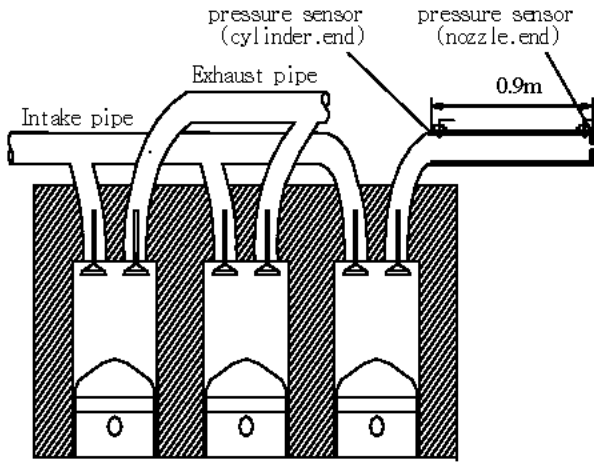


Fig. 2 Configuration of exhaust pipe

3.2 실험 방법

단기통 디젤기관의 배기관 가스유동 특성을 조사하기 위하여 Fig. 2에서 보는 바와 같이 단기통 배기관의 양쪽 끝부분(배기 밸브 부근 및 노즐 부근)에 피에조저항식 저압 센서를 설치하여 크랭크 각도에 대한 압력 변화를 측정하였다. 또한 실린더에는 피에조전기식 고압 압력 센서를 설치하여 실린더 압력 변화를 측정하였다.

실험 기관은 저 부하 운전을 하여 가능한 배기 가스 온도의 영향을 줄였으며, 기관 회전속도는 1400, 1800 및 2200rpm으로 조절하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 기관회전수에 따른 계산값과 실험값의 비교

Fig. 3, Fig. 4 및 Fig. 5는 기관회전속도 1400 rpm, 1800 rpm, 2200 rpm에서 배기관 및 실린더의 압력변화에 대한 실험값과 계산값을 각각 나타낸 것이다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이 기관 회전속도가 1400 rpm인 경우에는 밸브부분, 오리피스부분의 압력 변화가 측정값과 계산값이 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 그러나 약간의 차이를 보이고 있음을 알 수 있다.

이것은 실제 기관 운전 시의 실린더 분출 가스의 온도 변화, 배출 가스의 점성 변화 및 배기관으로의 전열량 변화등 수치로 변하는 값들을 정확하게 계산에 반영시키지 못하는 것으로 인해서 발생한다고 생각된다.

그리고 배기 밸브가 닫히고 난 후 계산값이 실험값보다 높게 나타나는 것을 볼 수 있는데 이것은 오리피스부분의 유량 계수를 계산에 정확하게

반영하지 못한 결과라 생각된다. 그리고 Fig. 4, Fig. 5에서는 Fig. 3에서보다 많은 오차가 발생하는 것을 볼 수 있다.

이것은 기관 회전속도가 증가함에 따라서 제작한 배기관 진동이 증가하여 배기관에 설치되어 있는 압력 센서의 진동 증가로 인한 측정 오차, 그리고 기관 회전속도가 증가함에 따라 기관 파라미터의 변화가 심하여 측정값과 계산값의 오차가 크게 생기는 것으로 생각된다^{7~13)}.

4.2 계산에 영향을 미치는 인자

4.2.1 계산 격자수 및 배기밸브 유량계수의 영향

Fig. 6에서 계산 격자수를 각각 12, 24 그리고 48로 나누어서 계산한 결과 격자수에 따른 계산값의 변화는 크지 않았다.

따라서 분할수를 12정도로 결정하여도 비교적 정확한 수치해석이 수행될 수 있음을 확인하였다. 또한 배기 밸브의 유량계수는 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 계산 결과에 큰 영향을 주지 못함을 알 수 있다.

4.2.2 배기 밸브가 열린 직후의 연소 가스 온도의 영향

Fig. 8에서 배기 밸브가 열린 직후의 연소 가스의 온도에 따른 압력 변화는 계산 값의 주기 및 최고 값에 큰 영향을 주었다. 이것으로부터 높은 온도의 연소 가스는 배기관의 압력에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 따라서 좀 더 정확한 계산값을 얻기 위해서는 정확한 연소 가스의 온도와 배기관 내의 온도를 반영하는 것이 중요하다.

전체적으로는 등엔트로피, 1차원 비정상 유동으로 간주하였기 때문에 실제의 운전환경의 차이로 인하여 수치 계산 오차가 발생하는 것으로 생각된다.

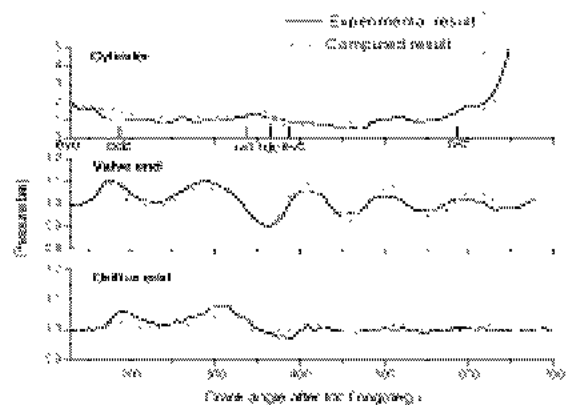


Fig. 3 Comparison of computed results with experimental results at 1400 rpm

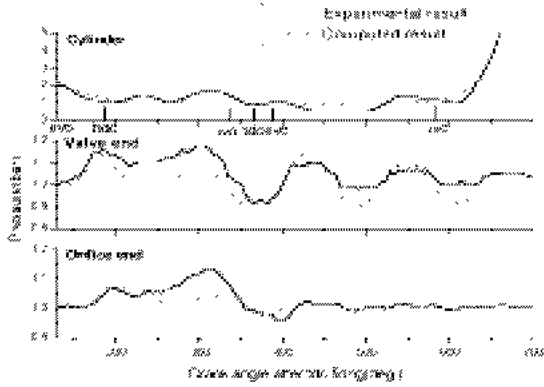


Fig. 4 Comparison of computed results with experimental results at 1800 rpm

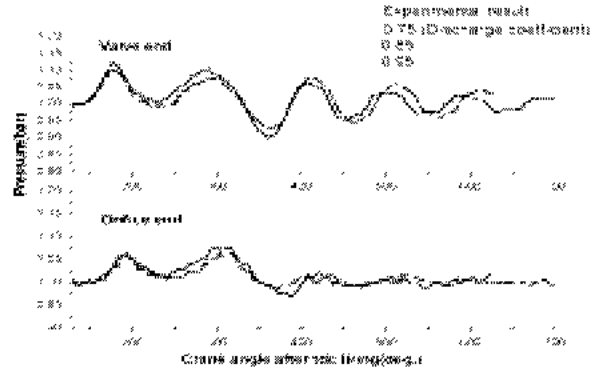


Fig. 7 The effect of value of discharge coefficient of exhaust valve on the calculation of pressure variation

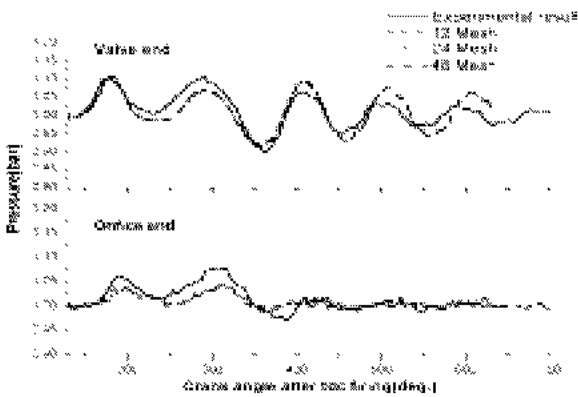


Fig. 5 Comparison of computed results with experimental results at 2200 rpm

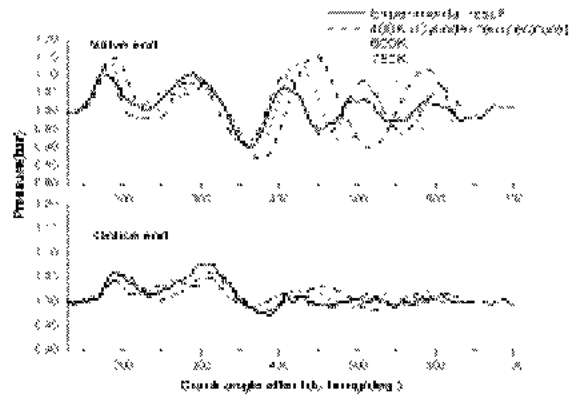


Fig. 8 The effect of value of cylinder temperature at E.V.O

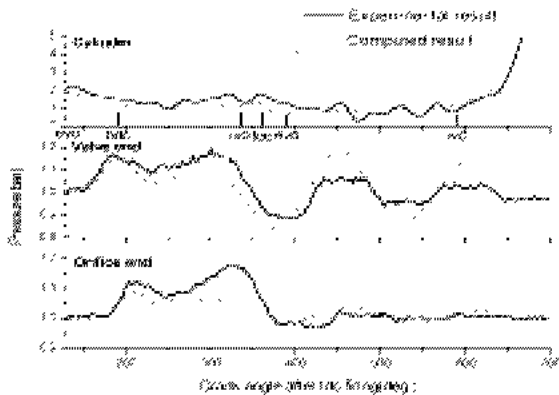


Fig. 6 The effect of number of meshes on the calculation of pressure variation

5. 결 론

단기통 디젤기관의 배기관의 길이를 0.9m로 일정하게 하고 기관 회전속도를 1400rpm, 1800rpm, 2200rpm 으로 변경하였을 때, 배기관 가스유동에 대한 수치계산 결과와 실험 결과는 다음과 같다.

1. 단기통 디젤기관의 배기관 가스유동에 대한 정성적인 예측이 가능하였다.
2. 기관 회전수가 증가함에 따라, 배기관 가스 압력 변화의 주기는 비교적 잘 일치하였으나, 가스 압력 변화의 최고 값들은 잘 일치하지 않았다.
3. 수치계산값은 격자수가 많을수록 실제 실험치와 근접함을 알 수 있었으나 큰 차이는 보이지 않았으며, 배기 밸브 유량계수의 변화는 계산값에 크게 영향을 주지 못했다.
4. 배기 밸브가 열린 직후의 연소 가스의 온도는 가스 압력 변화의 주기 및 가스 압력 변화의 최고값에 큰 영향을 주었다.

향후, 보다 더 정확한 배기관의 가스유동 예측을 위하여 실린더 분출 가스 온도, 배출 가스의 점성, 배기관으로의 전열량 및 배기관 형상에 대한 경계 조건의 영향을 고려한 수치 계산이 필요하다고 생각된다.

참 고 문 헌

- 0). P. S. Pedersen, "Development towards the Intelligent Engine", 16 International Marine Propulsion Conference, London , pp. 77~88, 10 11 March, 1994
- 0). W. Boehner, "Common Rail Injection System for Commercial Diesel Vehicles", SAE 9703 45, 1997
- 0). J. Abthoff, F. Duvinage, T. Hardt, M.Kramer and M. Paule, "The 2 Stroke DI Diesel Engine with Common Rail Injection for Passenger Car Application", SAE 981032, 1998
4. J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill Press, pp. 74 8~816, 1998
5. R. S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", Pergamon Press, pp.208~256, 1977
6. R. S. Benson and N. D Whitehouse, "Internal Combustion Engine", Pergamon Press, pp. 25~165, 1979
7. M. Vandevoorde and et al., "Comparison of Algorithms for Unsteady Flow Calculations in Inlet and Exhaust Systems of IC Engine", ASME, Vol.122, 2000
8. J. R. McBride and et al., "High Frequency Measurements of Pressure and Temperature Fluctuations in an Automotive Exhaust System During Steady State and Transient Driving Condition", SAE 2001 01 0227, 2001
9. 金丸一廣, 최재성, "내연기관의 흡·배기제내 가스유동해석용 알고리즘의 고정도화", 한국박용기관학회지, 제25권, 제1호, 2001
10. 고대권, 최재성, "2행정 사이클 디젤기관의 가스교환과정 시뮬레이션", 한국박용기관학회지, 제18권, 제2호, 1994
11. 고대권, 최재성, "저속 2행정 디젤기관의 소기 특성에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제19 권, 제3호, 1995
12. 박인권 외, "내연기관 배기계를 통한 비정상 가스유동에 관한 수치해석", 추계학술논문집, pp. 69~78, 1996
13. 문석철 외, "TVD와 특성곡선법을 이용한 파이프 오리피스계의 가스유동예측", 동력기제공학회 춘계학술대회논문집, pp. 44~50, 2002