



발전용 커먼레일 디젤엔진에 적합한 최적화 연소실형상 설계를 위한 수치해석

†김승철

(주)이노비

(2016년 7월 25일 접수, 2016년 8월 29일 수정, 2016년 8월 30일 채택)

A Numerical Analysis on Suitable Combustion Chamber Geometry of Common Rail Diesel Engine for Electric Generation

†Seung Chul Kim

Innobe. co. ltd

(Received July 25, 2016; Revised August 29, 2016; Accepted August 30, 2016)

요약

본 연구는 연소실 형상 변화에 따른 디젤연소와 배출가스의 특성에 대해 살펴보았다. 발전용 커먼레일 디젤엔진의 최적화 설계를 위한 연소실형상을 제시하기 위해 5가지 타입형상을 연비 측면에서 계산하였다. 연소실 형상은 연소 시 분무면적을 변화시킴으로서 연소특성에 영향을 주었으며 이러한 주요요소는 연소실 형상 비였다. 이러한 수치해석의 결과는 연소실 형상의 변화는 발전기의 연비 개선을 가능하도록 한다고 판단되었다.

Abstract - This paper presents characteristics of diesel combustion and emissions according to adoption of various combustion chamber geometry. In order to suggest suitable combustion chamber geometry of the common rail diesel engine for electric generative use, 5 type of geometry chamber was found performance for combustion chamber to respond fuel efficiency. Combustion chamber geometry affects combustion characteristics due to change target area of spray in the combustion chamber and the main factor was the bowl aspect ratio of combustion chamber. Using the results of simulation, the effects of the variable combustion chamber can be improved the fuel efficiency for electric generation.

Key words : Combustion chamber geometry, Common rail diesel engine, Electric generation, Aspect ratio, Optimization

1. 서론

현재 시중에 판매되고 있는 중소형 엔진발전기는 선박용이나 차량용을 그대로 장착하여 저속, 저부하 상태로 운전되는 발전시스템의 특성에 적합하지 않아 효율개선에 대한 여지가 있음을 알 수 있다. 또한, 매년 국내에서 75만대 이상 배출되는[1] 폐차엔진 중에서 제작비용이 저렴하고 에너지소모량을 저감시키는 3L급 소형 커먼레일 디젤엔진을 모듈 단위엔진발전기로

개발한 후 병렬화 패키지를 통해 100kWe급 이상의 발전이 가능한 엔진발전시스템을 개발하고자 한다. 이를 위해 차량용 엔진을 발전기에 적용함에 따라 100% 부하에 세팅된 발전기 엔진을 부분부하에서 효율적인 운전을 위해서 엔진의 재조정이 필요한데, 이는 발전기는 대부분 운전이 50% 이하의 부분부하 영역에서 사용되고 있기 때문이다. 또한, 엔진속도는 재제조되는 폐경유차 커먼레일 발전용 엔진 토크의 최대화되는 영역을 고려하여 2,400rpm으로 정하였다.

따라서 본 연구에서는 발전기 운전조건인 부분부하에 적합하게 고안된 직접분사식 디젤기관의 연소를 좌우하는 연료의 분사방법, 공기 유통의 강도, 그리고

†Corresponding author:ksc8932@hanmail.net

Copyright © 2016 by The Korean Institute of Gas

연소실 형상 등 3가지 주요 방안 중에서 연소실 형상을 최적화하여 연소상태를 향상시켜 연료소비량을 개선하도록 하였다. 특히, 연소실형상은 연료와 공기를 혼합시켜 주는 장소로서 그 혼합의 정도에 따라 연소상태 및 배출가스에 큰 영향을 미치고 있다[1]. 이러한 연소실 형상의 변경은 분무되는 연료의 목표 지점이 달라지게 되고 이는 wall-wetting 현상이나 분무 관통 길이의 차이로 말미암아 배출물 특성을 변화시킨다[2]. 본 연구는 이러한 연소실 형상에 대해 연소실의 직경과 깊이의 비, 즉 연소실 형상비를 중점적으로 변경하여 연소실 형상비에 따른 연소특성을 파악하였다. 이를 위한 수치해석적 접근방법으로 Liu 외 1인이 개발한[3] 커먼레일 연료분사계 모델을 적용하였으며, 이러한 결과값을 엔진해석 상용코드인 ANSYS v16.2 CFX code(이하 ANSYS CFX)에 입력값으로 취하여 연소실 형상에 따른 연소해석을 진행하였다.

II. 수치 모델

2.1. 연료분사계 모델

연료분사계의 제원과 개략도는 Table 1과 Fig. 1과 같으며 고압공급펌프, 축압실, 분사노즐 및 파이프의 4부분으로 나누었으며, 공급펌프, 축압실 및 노즐부의 연속방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

먼저, 플런저의 변위로 인한 유량은 플런저실 압축성, 딜리버리실로 흐르는 유량, 그리고 딜리버리 밸브의 움직임으로 인한 체적변화의 합과 같고,

$$U_p A_p = \frac{V_p dP_p}{\beta_p dt} + C_d A_d \sqrt{2(P_p - P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} \quad (1)$$

플런저실로부터 딜리버리실로 들어온 유량과 밸브 변위에 의한 체적차이는 딜리버리실의 압축성과 파이프로 나간 유량의 합과 같으며,

$$C_d A_d \sqrt{2(P_p - P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} = \frac{V_d dP_d}{\beta_d dt} + U_l A_l \quad (2)$$

파이프를 통해서 들어온 유량은 축압실의 압축성과 압력조절기로 나간 유량의 합과 같다

$$U_l A_l = C_{noz} A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{cyl})/\rho} C_{con} + A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{con})/\rho} + \frac{V_{noz} dP_{noz}}{\beta_{noz} dt} + A_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} \quad (3)$$

또한, 노즐실에서 컨트롤 밸브실로 들어온 유량은

Table 1. Specifications of fuel injection system.

Nozzle type	Mini Sac
Spray Angle	150 deg
Nozzle Hole diameter	0.16 cm
Number of Nozzle Hole	8

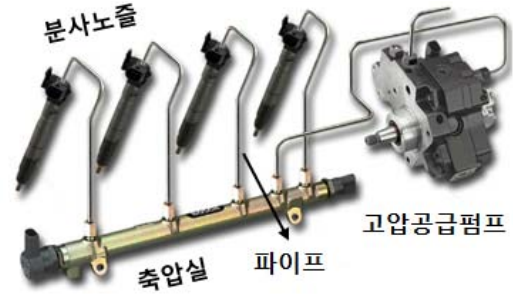


Fig. 1. Component of fuel injection system.

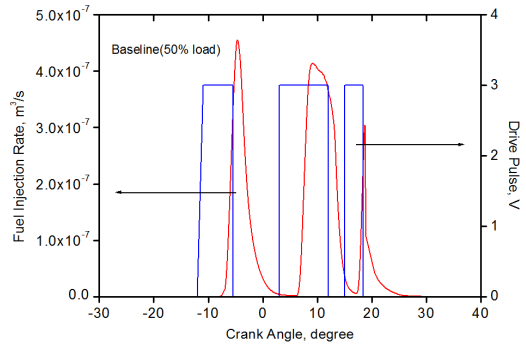


Fig. 2. Results of injection system simulation.

컨트롤 밸브실 압축성과 스펠실로 나간 유량의 합과 같다

$$C_{con} A_{con} \sqrt{2(P_{noz} - P_{con})/\rho} = \frac{V_{con} dP_{con}}{\beta_{con} dt} + C_{sp} A_{sp} \sqrt{2(P_{con} - P_{sp})/\rho} \quad (4)$$

또한, 공급펌프와 노즐부의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{noz} \frac{d^2 x_{noz}}{dt^2} + C_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} + k_{noz} (x_{noz} + x_{noz-mi}) = A_{need} P_{noz} - A_{noz} P_{con} \quad (5)$$

Table 2. Input conditions in Combustion model

Model	Diesel unsteady flamelet	
Chemistry	Chemkin file	
Boundary	Species composition	O ₂ ,N ₂ ,CO ₂ ,H ₂ O
Injection	Timing and quantity	Calculated Data
	Droplet Diameter(m)	0.1415e-3
	Cone radius(m)	0.0845e-3
Cylinder	Chamber wall temp.(K)	440
	Piston temp.(K)	560
	Gauge pressure(MPa)	0.26
	Cylinder Temp.(K)	404

2.2. 연소모델

연소실내 연소해석을 위해 3D 모델링을 진행하였고 계산을 위한 격자는 ANSYS CFX에 내장된 격자생성 프로그램을 이용하여 생성하였으며, Table 2에서 보는 바와 같이 연소모델에 필요한 설정을 정하였다. 또한, 현재 정확한 diesel 연료에 대한 상세 화학 반응 mechanism이 없기 때문에 본 연구에서는 디젤연료의 chemistry를 대신해 디젤과 세탄가가 비슷한 n-heptane의 skeletal 메커니즘이 사용되었다[4].

III. 연구절차

3.1. 실험방법

Fig. 3과 Table 3의 실험 장치를 통한 실험은 Table 4와 같은 실험조건으로 냉각수 및 오일온도를 80±2℃, 흡기압과 배기압을 2,400rpm에서 각각 -350mmH₂O, 150mmHg의 조건으로 기본적인 연소실 형상에 대하여 부분부하 조건에서 실린더내 압력값을 측정하였다. 연소압력 측정은 피에조식 압력변환기(AVL, QC32C-E)를 그 끝단이 연소실의 Bowl 가장자리에 오도록 설치하여 그 출력신호를 연소해석장치(AVL, D/A 657)에 보내어 기록하였으며 연소압력 데이터는 100사이클을 평균치로 나타내었다.

3.2. 실험과의 비교를 통한 모델 검증

Fig. 2는 본 연구에서 코딩하여 계산된 연료분사계수치해석 결과를 보여주며 이러한 연료분사 데이터를 입력값으로 취하여 ANSYS CFX에서 연소해석을 진

Table 3. Engine specifications

Injection Type	Direct Injection
Induction Type	Turbo Charger
Displacement Volume(cc)	2902
Bore × Stroke(mm)	97.1 × 98
Compression Ratio	17.5
EVO/EVC	BBDC 50°/ABDC 50°
IVO/IVC	BTDC 26°/ABDC 50°
Max. Torque(N·m)	333 at 2,200rpm
Max. Power(kW)	110 at 4,100rpm

Table 4. Experimental conditions

Engine Speed(rpm)	2,400
Load(%)	25, 50
Drive Pulse Timing	712.0-738.2 C.A.,deg



Fig. 3. Experimental apparatus.

행하였다. Fig. 4은 계산된 결과값을 대한 검증을 하기 위해 실험에서 취득된 실린더 압력과 상호 비교를 한 것으로 유사한 경향을 보여주고 있다.

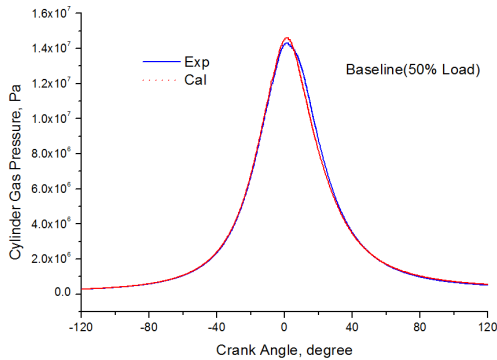


Fig. 4. Comparison of calculation and experiment results.

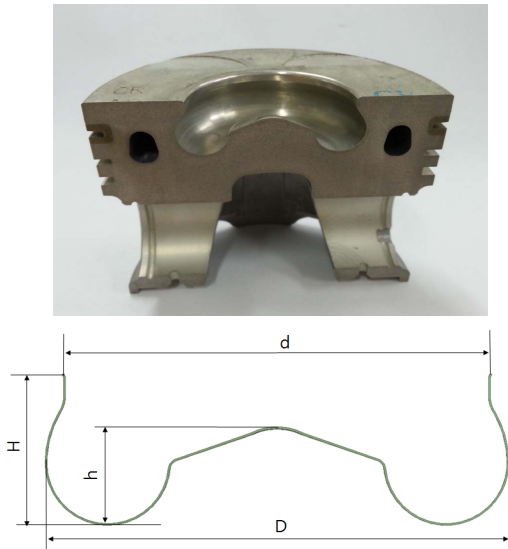


Fig. 5. Definition of Bowl Geometry.

3.3. 연소특성 예측

압축비를 17.5±0.2로 각 연소실의 용적비(연소실 체적/전체 간극체적)는 약 69%로 동일하게 한 상태에서 bowl의 하부직경(D)과 깊이(H)를 변경시켰다. 이 경우, D/H비가 클수록 Bowl의 형상은 깊이가 얇은 shallow bowl type으로 변화한다. 상세 변경인자를 Fig. 5와 Table 5에 나타내었다.

IV. 해석결과 및 고찰

다음은 연비와 배출가스 측면에서 가장 적합한 연

Table 5. Design Parameter on Bowl Geometry

Type	D	d	H	h	Aspect ratio(D/H)
A	46.5	42.4	16.9	10.7	2.76
B	47.9	43.7	16.4	10.4	2.93
Base	49.3	45.0	15.9	10.1	3.11
C	50.7	46.3	15.4	9.8	3.30
D	52.1	47.6	14.9	9.5	3.49

H : Bowl depth

h : Cupola Height of Bowl Center

d : Bowl Upper Diameter

D : Bowl Lower Diameter

소실 형상을 파악하기 위해 부하 25, 50%에서 연소실 Bowl하부 직경과 높이의 비(D/H), 즉, 연소실 형상비를 변경시켜 엔진의 제반 성능을 비교한 것이다. 먼저, 연소실내 최고압력은 Fig. 6와 같이 25, 50%부하에서 Base type이 가장 높은 값을 보인다. 연소실 최고압력은 연소실 표면적이 가장 작은 형상비인 3.11일 때 가장 높게 나타나며 이는 형상비 3.11의 연소실 표면적이 다른 형상비보다 표면적을 통한 열손실이 상대적으로 감소하기 때문으로 생각할 수 있다. Fig. 7에서 NO는 Fig. 6에서의 체적효율이 가장 높은 Base 및 B type에서 가장 많이 배출되었다. 또한, 일반적으로 연소실 형상비(D/H)가 작을수록 상사점 간극부(Top clearance)부의 공기가 Bowl내로 흐르는 스퀴시가 어느 한계까지는 커지면서 체적효율을 높이는 결과를 가져온다[5]. 또한, 형상비 증가에 따라 Soot의 농도도 증가하는 경향을 나타내는데 연소가 끝나는 시점을 보면 형상비 A, C, D type의 경우 빠르게 나타나는데 이 때 Soot농도는 상대적으로 악화된 것을 알 수 있어 열발생이 끝나는 시점과 매연농도의 관계를 알 수 있다. 이는 연소 중, 후반기의 확산연소기간과 관계가 있는 것으로 상사점 부근에서 생성이 끝나는 NO와는 달리 연소초, 중기에 생성된 다량의 매연이 연소후기가 되어 화염 내에 공기가 도입됨으로서 계속해서 연소함으로써 매연농도가 저감되어[6] 열발생이 끝나는 시점이 늦어질수록 매연입자가 연소하는 기간이 그만큼 길어지는 것으로 생각할 수 있다. 형상비 변화에 따른 착화 지연기간은 최대 3°CA의 차이로서 형상비 변화에 따른 착화지연기간은 크게 변화가 없는 것으로 생각할 수 있는데 이는 형상비의 변경에 따른 압축비의 차가 적은 것으로 보아 연소실내에서의 착화조건이 거의 변화가 없는 것으로 판단된다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 연료소비율은 A, B, Base type의 형상비에서 낮은

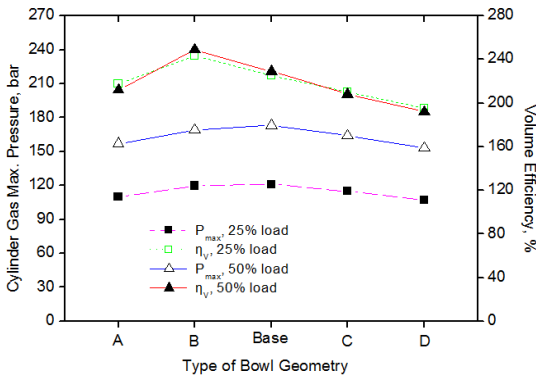


Fig. 6. Max. pressure and volume efficiency with variable bowl geometry.

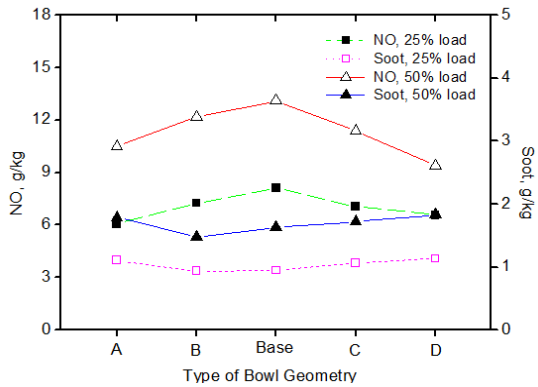


Fig. 7. Emission with variable bowl geometry.

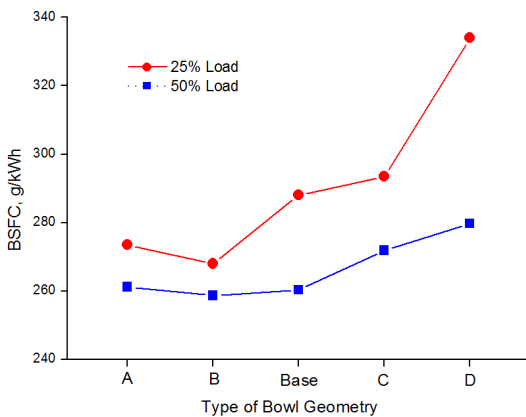


Fig. 8. Comparison of BSFC with variable bowl geometry.

편이지만 부하별로 약간 순위가 바뀌어 부하 50%에서는 Base와 B type이, 부하 25%에서는 B type이 가장 바람직한 결과를 보여준다. 이는 열전달 면적이 가장 작은 Base type과 체적효율이 가장 좋은 B type의 형상비가 50%부하에서는 비슷한 연료소비율을 보여 주다가 부하가 감소하여 25%로 되었을 때 체적효율이 더욱 지배적인 인자로 작용됨을 알 수 있다. 따라서 발전용 디젤엔진은 부분부하 영역에서 장기간 운전하므로 연료소비율과 배출가스 측면에서 상대적으로 바람직한 결과를 보여주는 B type이 제시된 피스톤 형상 중에서 저·중부하 운전 대응에 가장 적절한 피스톤 형상이라고 판단된다.

V. 결론

발전용 디젤엔진은 부분부하 영역에서 장기간 운전하므로 연료소비율과 배출가스 측면에서 가장 적합한 피스톤 형상을 결정하기 위해 부하 25, 50%에서 연소실 형상비를 변경시켜 엔진의 제반 성능을 다음과 같이 비교하였다.

1. 연소실내 최고압력은 25, 50%부하에서 연소실 표면적이 가장 작은 형상비를 가진 Base type이 가장 높은 값을 보이는데 이는 연소실 표면적을 통한 열손실이 상대적으로 감소하기 때문으로 생각할 수 있다.
2. NO는 체적효율이 가장 높은 Base 및 B type에서 가장 많이 배출되었는데 이는 체적효율의 증가에 따라 연소가스의 체류시간이 증가하게 되면서 연소가스의 최고온도를 상승시키기 때문이라고 판단되며 열발생율이 끝나가는 시점과 빠른 형상비 A, C, D type의 Soot농도가 상대적으로 약화된 것을 알 수 있어 열발생이 끝나는 시점과 매연농도가 관계있음을 알 수 있다.
3. 연료소비율은 부하 50%에서는 열전달 면적이 가장 작은 Base type과 체적효율이 가장 좋은 B type의 형상비가 비슷하게 보여주다가 부하가 감소하여 25%가 되었을 때 체적효율이 더욱 지배적인 인자로 작용되어 B type의 형상비가 더욱 바람직한 결과를 보여줄 수 있다. 따라서 연료소비율과 배출가스 측면에서 B type이 제시된 피스톤 형상 중에서 저·중부하 운전 대응에 가장 적절한 피스톤 형상이라고 판단된다.
4. 상기와 같은 결과는 B type이 제시된 피스톤 형상 중에서 저·중부하 운전 대응에 가장 적절한 피스톤 형상이라고 판단된다.

감사의 글

본 연구는 2015년도 산업통상자원부 에너지기술개발

사업의 연구비지원으로 수행되었으며, 감사드립니다.

사용기호

A : Area (m^2)
 con : Control valve
 cyl : Cylinder
 d : Delivery valve
 ini : Initial
 l : Pipe line
 m : Mass (kg)
 $need$: Needle valve
 noz : Nozzle
 P : Pressure (Pa)
 p : Plunger
 U : Velocity (m/s)
 x : Displacement (m)

그리스 문자

β : Bulk modulus of fuel
 ρ : Fuel density (kg/m^3)

REFERENCES

[1] Lyle M. Pickett, Dennis L. Siebers, "Non-sooting, Low Flame Temperature Mixing- Controlled DI

Diesel Combustion", SAE 2004-01-1399, 2004.

- [2] Caroline L. Genzale and Rolf D. Reitz, "Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low- Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine", SAE 2008-01-1330, 2008
- [3] Liu Shiling, C. H. John, H. Jacqueline, Chen, Heinz Pitsch, "Effects of strain rate on high-pressure nonpremixed n-heptane autoignition in counterflow", Combustion and Flame, Vol. 137, pp. 320-339, 2004.
- [4] Shiling Liu, John C. Hewson, Jacqueline H. Chen, Heinz Pitsch, "Effects of strain rate on high-pressure nonpremixed n-heptane autoignition in counterflow", Combustion and Flame, Vol. 137, pp. 320-339, 2004
- [5] D. Y. Kim, Y. C. Han, S. H. Joo and P. W. Park, "The Effect of the Combustion Chamber Shape to the Combustion Process of the D.I Diesel Engine", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers Vol 1, No 12, pp. 66-73, 2004.
- [6] J. Y. Cho and J. C. Bang, "The Effect of the Combustion Chamber Shape to the Combustion Process of the D.I Diesel Engine", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers Vol 9, No 10, pp. 7-12, 2003.