

HCCI 엔진의 실린더 내 유동에 대한 피스톤 보울 형상의 영향

남승만 · 이계복[†]

충북대학교 기계공학부

(2013년 8월 19일 접수, 2013년 12월 10일 수정, 2013년 12월 10일 채택)

Influence of piston bowl geometry on the in-cylinder flow of HCCI Engine

Seung Man Nam · Kye Bock Lee[†]

School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University

(Received 19 August 2013, Revised 10 December 2013, Accepted 10 December 2013)

요 약

엔진 실린더 내부의 난류유동 특성은 내연기관의 열효율을 결정하는 매우 중요한 역할을 한다. 실린더 내 난류유동은 복잡한 3차원 유동으로 유동특성에 대한 자세한 정보는 엔진설계의 최적화를 위해 필수적이다. 균일 예혼합 압축착화(HCCI) 엔진은 가솔린과 디젤엔진 사이의 하이브리드 연소개념이다. 실린더 내 기체의 난류유동은 운동량과 열의 혼합 및 전달률을 증가시키므로 벽면에서의 열전달에 관여하여 HCCI 연소 과정에 중요한 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 연소실 형상에 따른 연소실 내의 기체 난류유동을 LES 모델을 사용한 전산수치해석을 통해 분석하여 HCCI 엔진 연소과정에 미치는 영향을 확인하였고 연구결과는 HCCI 엔진에서 연소실 형상에 따른 연소 특성과 엔진 성능을 개선하기 위한 기본적인 지침에 활용될 수 있다.

주요어 : 스윙, 난류, 스퀴시, 연소실, 균일 예혼합 압축착화

Abstract - The gas motion inside the engine cylinder plays a very important role in determining the thermal efficiency of an internal combustion engine. A precise information of in-cylinder three dimensional complex gas motion is crucial in optimizing engine design. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine is a combustion concept, which is a hybrid between Otto and Diesel engine. The turbulent diffusion leads to increased rates of momentum, heat and mass transfer. The in-cylinder turbulence flow was found to affect the present HCCI combustion mainly through its influence on the wall heat transfer. This study investigates the effect of piston geometry shape on the turbulent flow characteristics of in-cylinder from the numerical analysis using the LES model and the results obtained can offer guidelines of the combustion geometries for better combustion process and engine performance.

Key words : Swirl, Turbulence, Squish, Combustion chamber, Homogeneous charge compression ignition

1. 서 론

최근에는 자동차로 인한 대기오염의 심각성이 부

각됨에 따라 기존의 엔진을 대체할 새로운 기술에 대한 관심이 높아져 가고 있다. 따라서 균일 예혼합 압축착화(homogeneous charge compression ignition, HCCI) 엔진을 내연기관 연소의 새로운 방법으로 채택하고, 전기에너지를 사용하는 하이브리드자동차가 미래의 자동차 시장을 대체하게 되고, 배터리(battery)

[†]To whom corresponding should be addressed.
School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University, Cheongju 361-763, Korea
Tel : 043-261-3232 E-mail : kblee@chungbuk.ac.kr

기술이 발전됨에 따라 전기자동차 시대로 이행될 것으로 전망하고 있다. 디젤엔진의 열효율과 연비를 유지하면서 PM과 NOx의 감소를 동시에 이루기 위한 방안으로 사용되는 균일 예혼합 압축착화 엔진의 개념은 SI(spark ignition) 엔진과 CI(compression ignition) 엔진의 장점을 이용한 엔진이다.⁽¹⁾

디젤엔진에서는 압축 말기 즉 상사점 근처에서의 연소실 내 유동조건이 연소과정에서 가장 중요하므로 흡입 시 흡기밸브를 통해 들어온 공기가 압축되면서 전개되는 유동특성에 대한 분석이 필요하다. 그러나 실린더 내 기체의 난류유동은 복잡한 3차원 유동으로 엔진의 최적설계를 위해 유동장에 대한 자세한 정보가 요구되고 이를 위해 실험적 연구와 수치적 연구가 수행되고 있다. 실험적 연구는 유동장에 방해가 되지 않는 LDV와 같은 광학장비를 사용해야 하므로 비용과 소요시간 관점에서 비효율적이다. 수치적 연구는 연소실 내 유동장을 3차원 전산수치해석코드를 사용하여 지배 방정식을 풀고 평균속도장과 난류유동장의 자세한 정보를 구할 수 있는 방법으로 전산 성능과 수치기법 향상으로 최근에는 수치해석이 많이 이루어지고 있다.

T. Joelsson 등⁽²⁾은 실험과 수치적 연구를 통해 피스톤 형상이 HCCI 연소과정에서 영향을 준다는 것을 확인하였고 온도 성층화가 낮은 금속엔진에서 더 빠른 점화를 보여주었다. Payri 등⁽³⁾은 직접분사 디젤 엔진에서 여러 가지 연소실 형상에 따른 유동특성을 연구하기 위해 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 기존의 실험결과와 비교하여 흡입과 압축 초기단계에서는 영향이 미비하고 팽창과정 초기인 상사점 근처에서 영향이 큰 것을 알아냈다.

K. Liu 등⁽⁴⁾은 축대칭 피스톤 실린더에서 스월(swirl)과 스월이 없는 경우, LES(large eddy simulation) 난류모델을 사용하여 평균속도와 RMS(root mean square) 속도분포를 구하여 RANS를 기반으로 한 $k-\epsilon$ 계산보다 실험 데이터와 더 잘 맞는다는 것을 확인하였다.

난류유동장 해석을 위한 수치해석 방법은 크게 레이놀즈 평균된 Navier-Stokes 방정식을 이용한 해석 방법(RANS)과 직접수치모사(DNS) 그리고 큰 에디모사(LES)방법으로 나눌 수 있다. 난류유동장 해석을 위한 수치해석 방법으로 잘 알려진 레이놀즈 평균된 Navier-Stokes 방정식을 이용한 난류유동 해석은 박리, 곡률효과, 천이현상을 포함하는 복잡한 유동장을

완전하게 예측하지 못하는 것으로 알려져 있다. 따라서 최근에는 직접수치모사 또는 큰 에디모사 방법에 대한 관심이 증대되고 있다. LES는 지배방정식을 필터링하여 유동장을 격자로 해석할 수 있는 부분과 그 이하의 작은 성분으로 분리하여 전자는 직접 계산하고 후자는 모델화하여 해석하는 방법이다. LES는 엔진 내의 실린더 유동과 같은 복잡한 유동에서 기존의 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes) 난류모델보다 더 정확한 결과를 나타내는 것으로 입증되었다.^(5,6)

연소실 형상의 최적화는 엔진성능을 향상시키고 배출가스를 감소시킬 수 있다. 본 연구에서는 LES 난류모델을 사용하여 HCCI 엔진에서 피스톤 보울 형상에 따른 실린더 내의 유동특성을 해석하였다. 실린더 내의 기체 난류유동에 의한 난류확산은 운동량과 열의 전달률을 증가시키므로 실린더 벽에서의 열전달에 관여하여 연소과정에 영향을 주는 주요 인자이다. 본 연구의 목적은 HCCI 엔진에서 실린더 내의 난류 유동특성에 대한 피스톤 보울 형상의 영향을 평가하여 엔진의 연소특성과 성능을 개선하기 위한 기본적인 지침을 제공하는 것이다.

2. 수치 해석 방법

2.1 모델 엔진

본 연구에서 고려하는 엔진의 형상은 Fig. 1과 같은 중앙에 고정된 밸브와 축대칭 피스톤과 실린더 조립체로 구성된 상대적으로 단순한 엔진이다. 피스톤 보울의 형상은 Fig. 2와 같이 직경이 가장 크고 깊이가 얇은 V-타입, 직경이 일정하고 직각을 이루는 H-타입과, 가장 작은 직경을 갖는 리엔트런트 모양의 A-타입으로 분류된다. 각 피스톤 보울 형상에 따른 엔진 매개변수는 표 1에 나타내었다.

피스톤 보울 형상에 따른 점선 속도, 반경 속도, 난류 강도를 피스톤 평균속도 V_p 로 표준화하여 무차원 형태로 변환하였다.

$$\text{Tangential velocities: } \frac{U_t(\theta)}{V_p} \quad (1)$$

$$\text{Radial velocities: } \frac{U_r(\theta)}{V_p} \quad (2)$$

$$\text{Turbulence intensity: } \frac{u'(\theta)}{V_p} \quad (3)$$

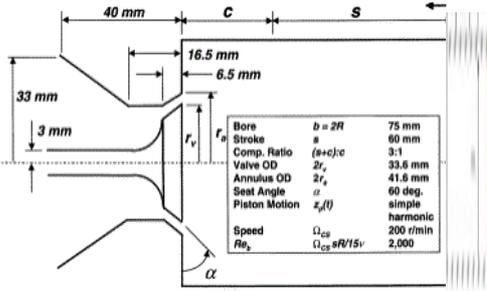


Fig. 1. Configuration of axisymmetric piston-cylinder assembly (7,8)

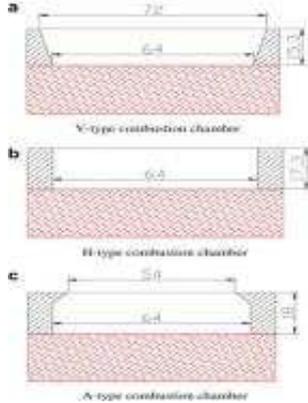


Fig. 2. Geometries of the combustion chambers (8)

여기서 $U_t(\theta)$ 와 $U_r(\theta)$ 는 접선 및 반경속도(m/s) 이고, 행정은 S(m), 회전수는 N(rpm), V_p 는 피스톤 평균속도(m/s)이다.

2.2 수치해석과 지배방정식

3차원 형상으로 실린더 내부유동의 난류특성은 상용 CFD 코드인 FLUENT 6.3 (9)을 사용하여 수치적으로 해석하였다. 각 보존방정식에 대한 수치 해를 구하기 위해서는 전체 계산영역에서의 편미분방정식을 유한차분 형태로 나타내어 모든 계산 격자점에서 연립해를 구해야 하는데, 본 연구에서는 비직교 좌표계로 구성된 3차원 제어체적을 정의하고 각 보존방정식을 제어체적 내에서 체적적분으로 차분화시키는 유한체적법을 이용한다. 일반적으로 음함수법에 의해 차분화된 비정상유동에서는 유동방정식들의 압력과 속도 연결문제를 해석하기 위해서 수치 알고리즘은 SIMPLE 방법을 사용하였다.

압축성 유동에 관한 공간필터를 수행한 LES 지배방정식은 다음과 같이 나타낸다.

Table 1. Engine geometry and parameters

Type	A-type	H-type	V-type
Bore × stroke(mm)	75×85	75×85	75×85
Compression ratio	7.3:1	7.3:1	7.3:1
Engine speed (rev/min)	1600	1600	1600
Valve diameter(mm)	33.6	33.6	33.6
Valve opening (CAD aTDC)	0	0	0
Valve closing (CAD aTDC)	242	242	242
Throat diameter (mm)	54	64	72
Maximum depth (mm)	18	17.3	15.3
Surface area (cm ²)	35.75	34.63	34.38
Squish area (%)	48.16	27.18	7.84
Initial swirl ratio	1.8	1.8	1.8
Bowl shape	Reentrant	Orthogonal	Shallow dish
Z(head distance) (mm)	2	2	2

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} = \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j)}{\partial x_j} \tag{4}$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j)}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p} \delta_{ij} - \tilde{\sigma}_{ij} + \tau_{ij}) \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{E}) = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{E} u_j + \bar{p} \tilde{u}_j - \tilde{\sigma}_{ij} u_i - \bar{Q}_j + q_j) + H \tag{6}$$

$$\bar{p} = \bar{\rho} R \bar{T} \tag{7}$$

위 식에서 $\bar{\quad}$ 는 공간에 대한 평균을 의미하며, 하첨자 i, j 는 공간에 대한 텐서표기, $\tilde{\sigma}_{ij}$ 는 점성응력과 \bar{Q}_j 는 열유속이다. LES 모형에서는 유동 내의 속도장을 정의하기 위하여 다음과 같이 속도성분을 분류하여 해석한다.

$$u_i \equiv \bar{u}_i + u_i' \tag{8}$$

식 (8)에서 \bar{u}_i 는 공간에 대하여 충분히 여과되어 격자 크기로 계산이 가능한 속도성분을 의미하며, u_i' 는 격자의 크기보다 작은 범위에 존재하는 속도성분을 의미한다. \bar{u}_i 는 보편적으로 가우시안 필터

(Gaussian filter)를 이용하여 공간에 대하여 여과된다.

여기서, \widetilde{S}_{ij} 는 변형속도 텐서의 격자스케일 성분이며

$$\widetilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (9)$$

을 나타낸다.

위 식을 이용하면 격자스케일 이하의 와(eddy)를 풀지 않아도 되는 대신에 그 효과를 나타내는

$$\tau_{ij} = \bar{\rho}(\widetilde{u_i u_j} - \widetilde{u_i} \widetilde{u_j}) \quad (10)$$

$$q_{ij} = C_p(\bar{\rho} \widetilde{T u_j} - \bar{\rho} \widetilde{T} \widetilde{u_j}) \quad (11)$$

각각 SGS 응력과 SGS 열유속이다.

일반적으로,

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= (\overline{\widetilde{u_i u_j}})' - \overline{\widetilde{u_i} \widetilde{u_j}} \\ &= \overline{\widetilde{u_j u_j}} - \overline{\widetilde{u_i} \widetilde{u_j}} + (\overline{\widetilde{u_i u_j}} + \overline{\widetilde{u_i} \widetilde{u_j}}) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서, (')은 필터된 값에 대한 변동량을 정의한다. 식 (11)에서 우변 첫 번째와 두 번째 항은 Leonard 응력항(L_{ij}), 세 번째 항은 cross 응력항(C_{ij}), 그리고 마지막 항은 SGS Reynolds 응력항(R_{ij})을 각각 나타낸다. Leonard⁽¹⁰⁾응력 L_{ij} 은 격자스케일 속도에 필터를 걸어 구할 수 있지만, C_{ij} 와 R_{ij} 는 모델이 필요하다.

2.3 격자생성 및 경계조건

Fig. 3은 3차원 연소실과 피스톤 형상의 이동 격자생성을 나타낸다. 본 연구에서는 Dynamic Mesh를 이용하여 엔진의 수치해석을 수행하였다. Dynamic Mesh 모델의 형태 변화는 각 영역 경계의 피스톤 위치에 따라 바뀐다. 움직이는 경계(피스톤)를 갖는 영역에서 계산이 이루어져야 하므로, 피스톤의 움직임에 따라 수축, 팽창하는 좌표계를 취하여 엔진의 피스톤 상하 운동을 구현하였다.

벽면에서의 속도 경계조건은 점착조건으로 주어진다. 점착조건이 적용되는 벽면에서는 $u = w_{wall}$ 로 표현할 수 있는데 이것은 z방향(axial direction)으로 w_{wall} 의 속도로 움직이는 것을 의미한다. 반경방향

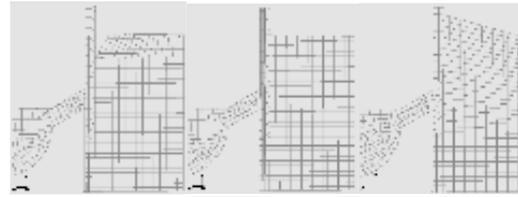


Fig. 3. Computational mesh of a model engine

(radial direction) 속도는 0으로 가정한다. 압력과 온도에 대한 초기 값은 두 변수로 각각 1atm과 흡입 공기온도는 363K이고, 벽의 온도는 328K로 동일하게 설정되었다. 유동장의 격자생성은 Gambit 2.4.6 비구조격자계를 사용하였다. 엔진의 복잡한 3차원 형상을 정확하게 구현하기 위해서는 격자수가 많을수록 유리하나 컴퓨터 메모리 용량과 계산을 고려하였으며, 셀의 수는 상사점에서 30,000이고, 하사점에서는 110,000이다.

2.4 연소실 형상의 열전달(Heat transfer)

대류와 전도는 연소실로부터 에너지를 이동시키기 위한 열전달의 주요한 형태이다. 따라서 대류와 전도를 나타내는 단위 표면적 당 열전달은 다음과 같다.

$$\dot{q} = (T_g - T_c) / [(1/h_g) + (\Delta x/k) + (1/h_c)] \quad (13)$$

여기서, T_g , T_c 는 각각 연소실의 가스온도와 냉각수온도이고, h_g , h_c 는 각각 가스측의 대류 열전달 계수와 냉각수측의 대류 열전달 계수이다. 또한 Δx , k 는 연소실 벽의 두께와 실린더 벽의 열전도율이다.

3. 해석 결과 및 토론

3.1. 유동장에 대한 보울 형상의 영향

3.1.1. 접선속도 유동장

Fig.4 (a), (b), (c)는 세 가지 피스톤 보울 형상에 따른 동일한 조건에서 상사점 부근에서의 접선방향 속도분포를 보여준다. 피스톤 A-타입과 H-타입은 보울 직경의 차이로 스퀴시(squish) 영역에서의 접선속도는 스퀴시 면적이 큰 A-타입의 접선속도가 더 크게 나타난다. Fig.4 (d)로부터 피스톤 A-타입과 H-타입

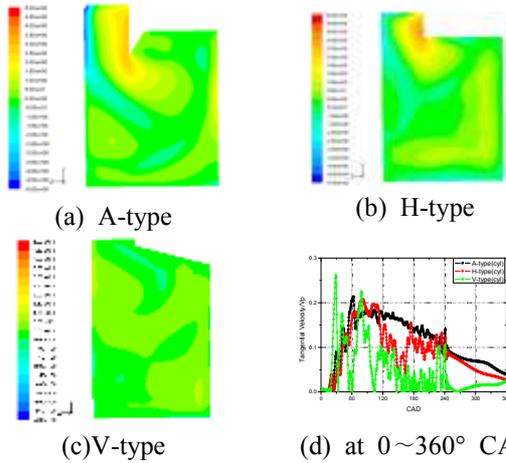


Fig. 4. Comparison of calculated tangential velocities in combustion chamber at 30°CAtDC.

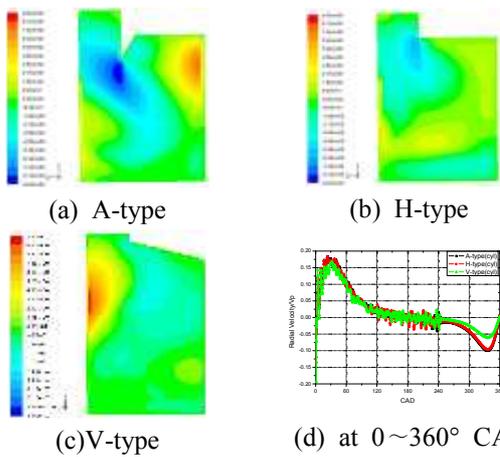


Fig. 5. Comparison of calculated radial velocities in combustion chamber at 30°CAtDC.

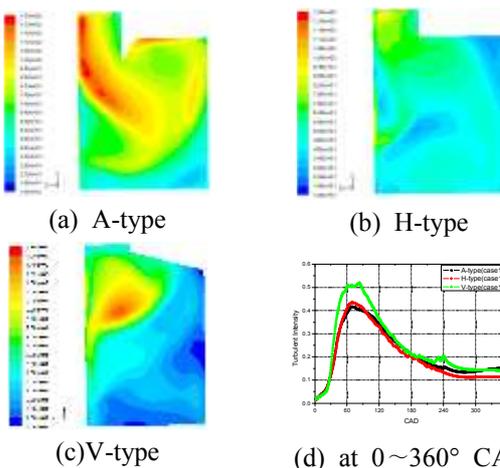


Fig. 6. Comparison of calculated turbulence intensity in combustion chamber at 30°CAtDC.

은 흡입과정 60°CA 부근에서 흡입밸브를 통해 나오는 제트 유동으로 인해 최대 접선속도를 나타내는 것을 알 수 있다.

Fig. 5 (a), (b), (c)는 상사점 전 30°CA에서 피스톤 보울 형상에 따른 반경방향 속도 분포를 나타낸다. 반경방향 속도는 압축행정 마지막 단계에서 중요한 역할을 하고 반경 안쪽방향으로의 운동을 나타내는 스퀴시(squish) 강도를 나타낸다. Fig. 5(a)에서 목 직경(throat diameter)이 작은 A-타입은 V-타입과 비교하면 강한 스퀴시가 발생하는 것을 볼 수 있다. 또한 상사점(TDC) 근처에서 반경 안쪽으로 들어오는 유동과 스웰(swirl) 유동과의 상호작용⁽¹¹⁾은 연소실 내 유동장의 난류 강도를 증가시킨다. Fig. 5 (c)에서 V-타입은 밸브 아랫부분에서 최대 반경방향 속도분포를 보여주고 있다. Fig. 5 (d)은 0~360°CA에서 피스톤 형상에 따른 반경방향 속도 변화를 보여준다. 최대 반경속도는 상사점 전 20°CA에서 나타났다. 반경방향 속도의 크기는 피스톤의 이동이 최대에 도달하는 상사점과 상사점 전 20°CA 사이에서 감소하는 것을 보여준다. 피스톤 A-타입과 H-타입의 반경방향 속도보다 피스톤 V-타입의 반경방향 속도는 상당히 작게 나타난다.

3.1.3. 난류속도 유동장

Fig.6 (a), (b), (c)는 상사점 전 30°CA에서 피스톤 보울 형상에 따른 난류강도를 보여준다. 상사점(TDC) 전 30°CA에서, 리엔트르نت(re-entrant)각을 갖는 A-타입의 스퀴시 유동과정에서 높은 난류가 발생하는 것을 알 수 있다. Fig.6 (d)는 0~360°CA일 때 연소실에서 난류속도의 변화를 보여준다. 흡입과정 중 대부분의 난류는 흡입밸브를 통해 나오는 제트 유동에서 만들어진다. 그러므로 V-타입은 90°CA에서 가장 높은 난류수준을 보이고 있다. 흡기행정 초기단계 동안, 제트 유동은 난류강도 생성을 위한 가장 중요한 메커니즘이다. 상사점에서 난류강도 수준은 A-타입이 세 경우 중에서 가장 크다.

3.2 온도장에 대한 보울 형상의 영향

피스톤 보울 형상에 따른 연소실 내의 온도장은 HCCI 연소에 중요한 영향을 미치게 된다. 따라서 연소실 내의 온도 분포 연구는 HCCI 연소 과정의 제어와 엔진성능 향상에 기여할 수 있다.

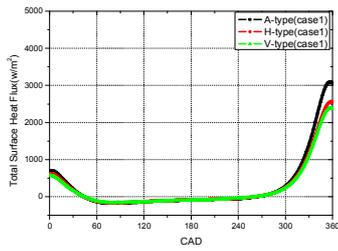


Fig. 7. Comparisons of total surface heat flux(w/m2) for bowl geometries at 0~360°CA.

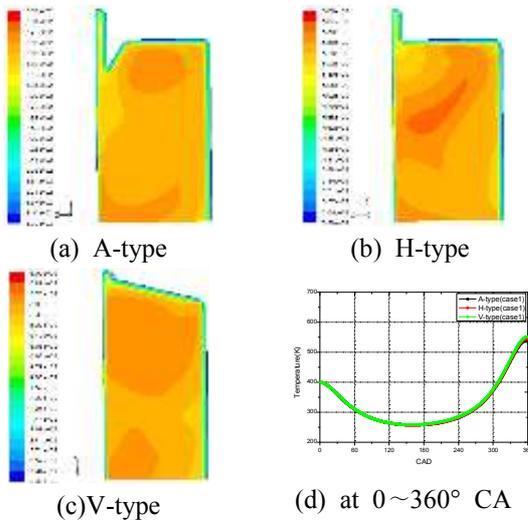


Fig. 8. In-cylinder temperature(K) distribution at 360°CA aTDC.

3.2.1 연소실 벽면 열전달(Heat transfer)

Fig.7은 연소실 벽면에서의 단위면적 당 열유속을 보여준다. 세 피스톤 형상에 따른 벽면 열유속은 A-타입인 경우가 V-타입인 경우보다 큰 것을 알 수 있다. Fig. 6으로부터 상사점 근처에서 A-타입인 경우가 난류강도가 크므로 벽면에서 열유속도 증가한 것으로 보인다. 또 표 1로부터 상사점(TDC)에서 A-타입 피스톤인 경우에 총 열전달면적은 35.75cm²이고, V-타입 피스톤의 경우는 34.38cm²이다. A-타입 연소실의 총 열전달 면적은 V-타입 피스톤인 경우에 비해 약 1.37cm² 큰 것을 알 수 있다. 따라서 피스톤 형상에 따라 생성된 난류 수준과 열전달 표면적이 연소실 내 온도분포의 변화와 연소시간을 결정하는 주요 인자가 될 수 있다. Fig.7로부터 열유속이 큰 A-타입인 경우에 벽면의 열손실로 인해 점화가 늦게 발생할 것으로 예상할 수 있다.

3.2.2 연소실 내 온도장

Fig.8 (a), (b), (c)는 상사점(360°CA)일 때 A-타입, H-타입 및 V-타입 연소실의 축 단면 온도 분포를 나타냈다. Fig.6 (d)에서 A-타입 연소실은 높은 난류강도로 V-타입보다 난류속도가 크다. 따라서 V-타입 연소실에서의 낮은 난류는 스퀴시가 작고 벽면에서의 작은 열전달은 연소실 내의 높은 충전 온도로 나타난다. 연소실 벽 근처의 온도는 벽 근처 영역에서 열전달 때문에 A-타입 연소실은 V-타입보다 특히 스퀴시 부 영역에서 더 큰 경계층을 가지며 낮은 온도를 보여준다. Fig.8 (d)와 같이, A-타입 연소실은 V-타입보다 실린더 내의 평균온도가 낮게 나타난다.

4. 결 론

실린더 내 유동에 대한 연소실 형상의 영향을 LES 모델을 사용하여 3차원 CFD 모사로 연구하였다. 본 연구에서 밝힌 결론은 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 상사점(TDC) 근처에서, A-타입의 피스톤 형상을 갖는 연소실은 접선속도와 반경방향 속도가 가장 크고 스퀴시(squish)가 생성되어 강한 난류가 발생하는 것을 확인하였다.
2. 상사점(TDC) 근처에서, V-타입의 연소실은 접선속도와 반경방향 속도가 다른 타입에 비해 작은 것으로 나타났다.
3. A-타입 연소실의 경우, V-타입에 비해 난류강도가 크고 큰 열전달 표면적으로 인해 연소실 벽면에서 열전달이 증가하므로 연소실 내 온도는 낮다.
4. HCCI 연소실 형상은 A-타입 연소실의 경우 V-타입보다 연소실 벽면의 높은 열전달로 비균일 온도분포가 형성되어 연소실 내에 연료를 직접 다중분사(direct multi injection)하는 방법이 유리하고 V-타입 연소실인 경우 A-타입보다 벽면에서의 열전달이 적기 때문에 균일한 온도분포로 Port 분사 및 조기 분사방식의 예혼합 연소방법이 유리한 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2012년도 충북대학교 학술연구지원사업의 연구비 지원에 의하여 연구되었음

참고문헌

1. Au, M. Y., Girard, J. W., Dibble, R., Flowers, D., Aceves, S. M., Frias, J. M., Smith, R., Seibel, C. and Mass, U., "1.9-Liter Four-cylinder HCCI Engine operation with exhaust gas recirculation," SAE paper 2001-01-1894, 2001.
2. T.Joelsson, R. Yu, X.S. Bai, A. Vressner, B. Johansson. "Large eddy simulations and Experiments of the Auto-ignition process of Lean Ethanol/air Mixture in HCCI Engine, SAE paper 2008-01-1668, 2008.
3. Payri F, Benajes J, Margot X et al. "CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines", *Computers & Fluids* 33:995~1021, 2004.
4. K. Liu, D.C. Haworth. "Large Eddy Simulation for an Axisymmetric piston-cylinder assembly with and without swirl", *Flow Turbulence Combust* 85:279~307, 2010.
5. Haworth, D. C. & Jansen, K. "Large-eddy simulation on unstructured deforming meshes: towards reciprocating IC engines", *Comput. Fluids* 493~524, 2000.
6. Vermorel, O. et al. "Towards the understanding of cyclic variability in a spark ignited engine using multi-cycle LES", *Combust. Flame* 156, 1525~1541, 2009.
7. Morse, A. P., Whitelaw, J. H. & Yianneskis, M. "Turbulent flow measurement by Laser Doppler Anemometry in a motored reciprocating engine", Report FS/78/24. Imperial College Dept. Mech Eng, 1978.
8. Haifeng Liu, Peng Zhang, Zheming Li, Jing Luo, Zunqing Zheng, Mingfa Yao. "Effects of temperature inhomogeneities on the HCCI combustion in an optical engine", *Applied Thermal Engineering*. 31, pp.2549~2555, 2011.
9. FLUENT. *Fluent 6.3 User's Guide*, 2007.
10. Leonard, A. "Energy cascade in large-eddy simulation of turbulent fluid flow", *Adv. Geophys*, Vol 18, A, pp 237~248, 1974.
11. Ogawa. H, Matsui. Y, Kimura. S, Kawashima. J, Three dimensional computations of the effects of the swirl ratio in direct injection diesel engine on and soot emissions, SAE 961125