한국마린엔지니어링학회지 제32권, 제4호, pp. 498~505, 2008. 5 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

선박용 엔진의 흡기포트 형상에 따른 텀블 및 내부 유동 특성에 관한 수치적 연구

이병화* · 장영준** · 전충환†

(원고접수일 : 2007년 9월 27일, 심사완료일 : 2008년 2월 20일)

A Numerical Study on the Characteristics of Tumble and Internal Flow According to Intake Port for Marine Engine

Byoung-Hwa Lee* · Young-June Chang** · Chung-Hwan Jeon†

Abstract : Many researches have been studied on in-cylinder flow as one of dominant effects for an engine combustion. The combustion phenomena of reciprocating engine is one of the most important processes affecting performance and emissions. One effective way to improve the engine combustion is to control the motion of the charge inside a cylinder by means of optimum induction system design. It is believed that the tumble and swirl motion generated during intake breaks down into small-scale turbulence in the compression stroke of the cycle. However, the exact nature of their relationship is not well known. To know this relationship definitely, this paper describes analytical results of the tumble motion, swirl motion, turbulence intensity, turbulence inside the cylinder of marine engine. 3-D computation has been performed by using STAR-CD solver and es-ice.

Key words : Tumble motion(텀블 유동), Swirl motion(스월 유동), Intake port(흡기포트), Turbulence kinetic energy(난류 운동 에너지), Turbulence intensity(난류 강도), Turbulence length scale(난류 길이 척도)

1. 서 론

엔진의 고효율과 배기가스의 감소가 요구됨에 따라 연소특성에 많은 영향을 주는 내부의 유동형태에 대한 정확한 이해가 필요하게 되었다. 그러나 엔진의 기하학적, 운동학적 복잡성에 더불어, 그 유동의 3차원성, 비정상성, 난류 그리고 압축성 등은 엔진 내부 유동을 정확히 이해하고 해석하는데 많은 어려움이 있다.

엔진 실린더 내 유동은 수십 msec의 급속한 생성과 소멸로 구성되는 비정상유동이고, 또한 매 사이클마다 주기적인 운동을 갖는 것 같지만 엄밀하게 보면 매 사이클 마다 조금씩 다른 비주기적 유동이며, 피스톤에 의해 강제적으로 조정되는 매우 복잡

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, E-mail:chjeon@pusan.ac.kr, Tel: 051)510-3051)
* 부산대학교 기계공학과
** 부산대학교 기계공학과

한 유동 특성을 갖는다. 흡입과정시 흡입제트로 생성된 강한 난류 유동장은 크랭크 각도로 약 4-10도의 짧은 기간 동안만 존재하였다가 소멸된다. 또한 피스톤 운동에 의한 난류생성은 피스톤 속도에 비례하므로 피스톤이 상사점과 하사점 중앙 위치를 통과할 때 가장 큰 난류를 생성한다[1]. 그리고 압축 과정시 피스톤의 상승으로 인해 난류유동장이 억눌려지므로서 난류의 크기 척도가 엔진 압축비에 영향을 받는다. 이것은 엔진 난류의 압축과정동안 시간척도가 다른 난류유동장 보다 훨씬 짧아지므로서 연소에 필요한 난류는 크랭크각도 5-6도 전에 생성해야한 하는 어려움을 갖는다. 따라서 압축 말기의 필요한 난류생성을 위해 흡입 과정시 에너지 소모가 비교적 적은 벌크유동으로서 유동에너지를 저장했다가 압축 말기에 벌크유동 전단작용으로 난류 에너지 변환을 시도하는 것이 필요하다. 이러한 흡기 과정시 생성시킬 수 있는 효과적인 벌크유동으로서 원주방향 선회유동인 스월과 실린더 종방향 선회유동인 텀블을 이용해 오고 있다. 특히 엔진 출력 증가를 위해 4밸브 엔진 사용이 증가됨에 따라 텀블 유동의 중요성이 증가하고 있다[2].

텀블 유동에 의한 TDC전 난류 강도 증가는 연료 증발과 공기와의 혼합률을 증가시키므로 희박 연소에서도 화염을 안정화 할 수 있으며 연소효율에 많은 영향을 미치고 있다. 이에 따라 엔진 흡기포트 및 연소실 형상개선을 통한 난류 강도 증가가 필요하며 이를 위해서는 실린더 내부 연소속도를 직접적으로 지배하는 난류특성을 정확히 예측하고 산출하는 것이 필수적이다.

따라서 본 논문에서는 실린더 내부 난류 특성을 예측하고 실린더 내부 메카니즘을 파악하기 위하여 나선형 포트와 수직형 포트가 함께 있는 흡기포트에서 흡기포트 형상에 따른 실린더 내부 유동 특성을 STAR-CD[3] 상용프로그램을 이용하여 해석을 수행하였다.

2. 연구 방법

2.1 해석 과정

실제 3차원 해석에서 연구 시간의 많은 부분은 복잡한 형상을 모델링하는 격자 생성에 소요되고 있다. 이 모델에서는 실제 흡기포트 및 배기포트의 3D 모델링을 3D-스캐너를 통하여 실제 형상을 모사하였다. 계산을 위한 격자 생성은 es-ice을 사용하여 밸브, 실린더 그리고 피스톤이 크랭크 각도에 따라 움직일 수 있는 격자를 생성하였다. es-ice은 격자 생성의 간편화를 위하여 만들어진 STAR-CD의 엔진 모듈이다.

Fig. 1은 격자 생성을 위한 과정 및 계산과정을 나타내었다.

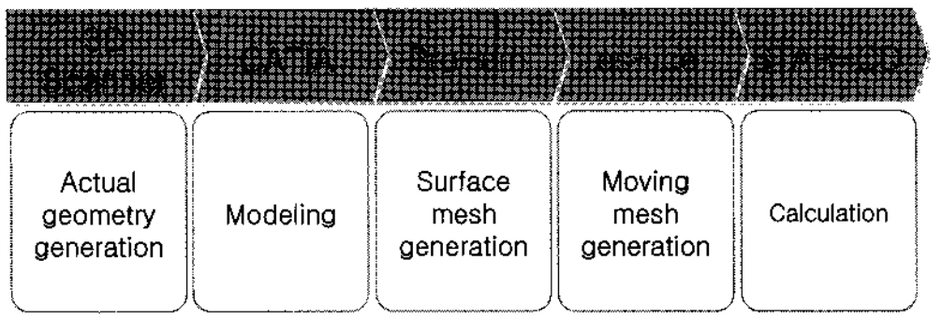


Fig. 1 Flow chart of simulation process

2.2 해석 모델

2.2.1 모델

Fig. 2는 엔진의 3D 모델링을 통하여 생성한 실제 엔진과 동일한 격자이다. 계산 격자는 많을수록 유리하지만 컴퓨터의 메모리 용량과 계산 시간을 고려하여 75만개의 cell을 생성하였으며, 계산 격자의 한변의 크기가 약 1mm 정도이다. 흡기포트의 격자수는 21만개, 배기포트는 20만개, 연소실은 30만개의 격자로 구성되어있다.

Table 1은 본 계산에 적용한 엔진 모델의 제원이다.

Fig. 2 Moving geometry of engine

Table 1 Specifications of engine

Bore(mm)	160
Piston stroke(mm)	240
Connecting rod length (mm)	480
Engine speed(RPM)	1200
Valve timing	EVO:120 EVC:414 IVO:330 IVC:570

2.2.2 경계 및 계산조건

Fig. 3은 생성된 격자에 경계 조건을 주었다. 본 연구에서는 연소가 일어나기 전 모터링(motoring) 상태의 흡입, 압축과정을 해석하였기 때문에 흡기포트와 배기포트 부분에 대기압 상태를 유지하였다. 2개의 흡입밸브가 하나의 흡기포트로 이어져 있으며, 역시 2개의 배기 밸브가 하나의 배기포트로 이어져 있다.

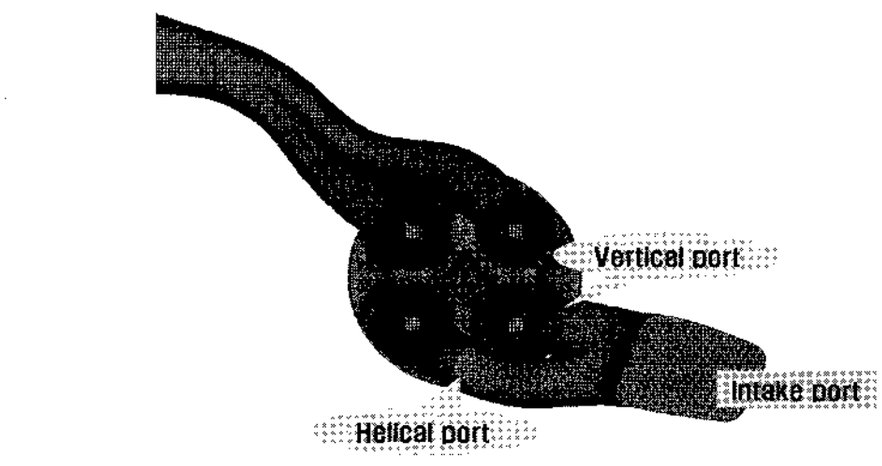


Fig. 3 Boundary condition of engine

포트의 형상에 따라 실린더 내부에 들어가는 유동의 특성은 달라진다. 포트 형상은 텀블과 스월의 형성에 가장 중요한 역할을 하기 때문에 이것을 파악하는 것은 아주 중요하다. 본 연구에서는 회전수 1200 rpm 으로 같은 유량 조건에서 포트의 조건에 따른 내부 유동을 파악하였다. 조건은 나선형 포트와 수직형 포트 모두 열렸을 때와 나선형 포트 및 수직형 포트 중 한쪽만 열렸을 때를 나누어 계산을 수행하였다. 나선형 포트 유동 특성 해석 시 수직형 포트 밸브를 닫았으며, 수직형 포트 유동 특성 해석시 나선형 포트의 밸브를 닫고 해석을 수행하였다.

회전수에 따른 난류 강도, 난류 운동 에너지, 난류 소산율 그리고 난류 길이 척도를 알아보기 위하여 회전수를 1000 rpm, 1200 rpm, 1400 rpm, 1600 rpm 으로 나누어 계산을 수행하였다.

Table 2은 계산에 사용된 운전조건을 나타낸다.

Table 2 Operation condition

Item	operation condition			
Port	1200 rpm, same flow rate			
	helical	on	on	off
	vertical	on	off	on
RPM	1000, 1200, 1400, 1600			

2.3 난류 모델

엔진 내부 유동 계산은 표준 k-ε난류모델을 사용하였다. 압축성 기체에 대한 급격한 압축, 팽창의 영향이나 밀도의 불균일한 분포에 대한 영향 등은 무시하였다. 이는 k-ε난류 모델은 large eddy simulation 혹은 direct simulation 방법에 비하여 간단하고 계산시간이 적은 장점이 있으나 유동을 주기적 변동(cyclic variation)과 순수 난류 성분을 구분할 수 없으며, 밀도의 분균일 분포가 큰 경우, 급격한 과도 상태, 저 레이놀즈 수(low Reynolds number) 난류 등에서는 결과 해석에 주의를 요하기 때문이다. 난류 운동 에너지(k)와 난류 소산율(ε)에 대한 보존 방정식은 다음과 같다.[4]

- Turbulence kinetic energy (k)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j k-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]= \mu_t(P+P_B)-\rho\epsilon-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\mu_t P_{NL} \quad (1)$$

여기서,

$$P\equiv S_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$P_B\equiv-\frac{g_i}{\sigma_{h,t}}\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3)$$

$$P_{NL}=-\frac{\rho}{\mu_t}\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\left[P-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\frac{\rho k}{\mu_t}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right] \quad (4)$$

선형적인 모델은 $P_{NL}=0$ 이며, σ_k 는 난류 Prandtl 수이다. (3)식의 오른쪽 평형식에서 첫 번째 항은 전단, 수직응력에 의한 난류생성을 나타내고, 두 번째 항은 점성소실이고, 세 번째 항은 압축영향에 의한 증폭 및 감쇠이다. 마지막 항은 비선형 분포를 나타낸다.

- Turbulence dissipation rate (ε)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\rho u_j\epsilon-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial\epsilon}{\partial x_j}\right]= \quad (5)$$
$$C_{\epsilon1}\frac{\epsilon}{k}\left[\mu_t P-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right]+C_{\epsilon3}\frac{\epsilon}{k}\mu_t P_B-$$
$$C_{\epsilon2}\rho\frac{\epsilon^2}{k}+C_{\epsilon4}\rho\epsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+C_{\epsilon1}\frac{\epsilon}{k}\mu_t P_{NL}$$

여기서, σ_ε는 난류 Prandtl 수이고, $C_{\varepsilon1}, C_{\varepsilon2}, C_{\varepsilon3}, C_{\varepsilon4}$ 는 Table 3은 난류 방정식의 계수 값이며, μ_t는 난류점성이다.

Table 3 Coefficients of the turbulence model [4-6]

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon1}$	$C_{\varepsilon2}$	$C_{\varepsilon3}$	$C_{\varepsilon4}$	k	E
0.09	1.0	1.22	0.9	0.9	1.44	1.92	1.44	-0.33	0.419	9.0

C_μ는 실험계수이고, $C_{\varepsilon1}, C_{\varepsilon2}, C_{\varepsilon3}, C_{\varepsilon4}$ 는 난류 소산율 계수이며, k는 난류 운동 에너지이고, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_h, \sigma_m$ 은 난류 Prandtl 수이다.

난류 운동에 관련된 식은 다음이 성립한다.[7]

$$u' \propto k^{1/2} \quad (6)$$

여기서, u'는 난류 강도를 나타내며, k는 난류 운동 에너지를 나타낸다.

$$l \propto \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (7)$$

여기서, k는 난류 운동 에너지를 나타내며, ε는 난류 소산율을 나타나고, l은 난류 길이 척도를 나타낸다.

3. 결과 및 고찰

3.1 텀블 유동 및 스월 유동의 특성

Fig. 4, 5는 1200 rpm에서 두 포트 모두의 밸브가 열린 상태에서 실린더 내에서 흡입 및 압축 과정동안의 텀블 유동변화[8]-[10] 특성을 나타내었다. Fig. 4는 x방향 속도 성분을 나타내고 있으며, Fig. 5는 y방향 속도 성분을 나타내었다.

실린더내 그래프에서 x축은 실린더 중앙선에서의 속도를 나타내며, z축은 실린더 헤드에서 피스톤까지의 거리를 나타낸다. 그림에서 왼쪽의 실린더는 실린더를 흡입포트와 배기포트 중간 사이를 z축으로 절단한 것이고, 파란선으로 된 중앙선에서의 속도성분의 값을 알아보았다. 실린더 중앙에서 속도성분의 방향 및 크기에 따라 실린더 내부 유동의 특성을 파악할 수 있다.

Fig. 4에서 흡입 밸브가 크랭크 각도 330도부터 열리기 시작하여 390도 부분에서는 약 70m/s로 흡입공기가 실린더 내부로 유입이 된다. 흡입공기가 실린더 벽면과 경사지게 충돌하면서 텀블 유동 생성원이 실린더 윗부분에서 만들어지기 시작한다. 그림을 보게 되면 흡기밸브에서 토출되는 유동이 반대편 실린더로 이동을 하여 벽면에 충돌하면서 반대편 유동이 생성이 되어 텀블 유동이 된다. 이 생성된 텀블 유동은 450도 지점에 명확하게 생성이 되다가 피스톤이 하강을 하면서 흐트러지게 된다. 피스톤이 더욱 하강을 하고 흡입밸브가 닫히면서 텀블은 상쇄과정을 겪고 540도 이후 압축과정을 통하여 남아있는 텀블은 더욱 깨어지며 에디(eddy)를 발생시키게 된다. 생성된 에디(eddy)는 분무 연소시에 많은 영향을 끼치게 된다.

Fig. 5에서는 실린더 상단에 강한 유동이 발생되는 것을 볼 수 있는데 이것은 나선형 포트의 영향으로 인한 결과이다[11]-[13]. Fig.4와 같은 명확한 텀블은 생성이 되지 않는다. Fig. 4와 Fig. 5의 속도 성분의 비교를 통하여 x 방향으로 텀블이 생성이 되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 실린더 헤더에서 -15mm의 지점을 횡단으로 자른 면이다. 자른 면에 빨간 색으로 된 선에 따라 x방향 속도 성분을 나타내었다. 이 속도

성분을 통하여 스월의 영향을 알 수가 있다. 390도 지점에서 나선형 포트를 통하여 나온 유동이 배기 포트 쪽으로 이동을 하여 벽면에 부딪히게 되는데 이 벽면을 따라서 회전을 하며 스월을 형성한다. 실린더 중심부에서 수직형 포트에서 나온 유동이 스월에 영향을 미치는 것을 볼 수 있다.

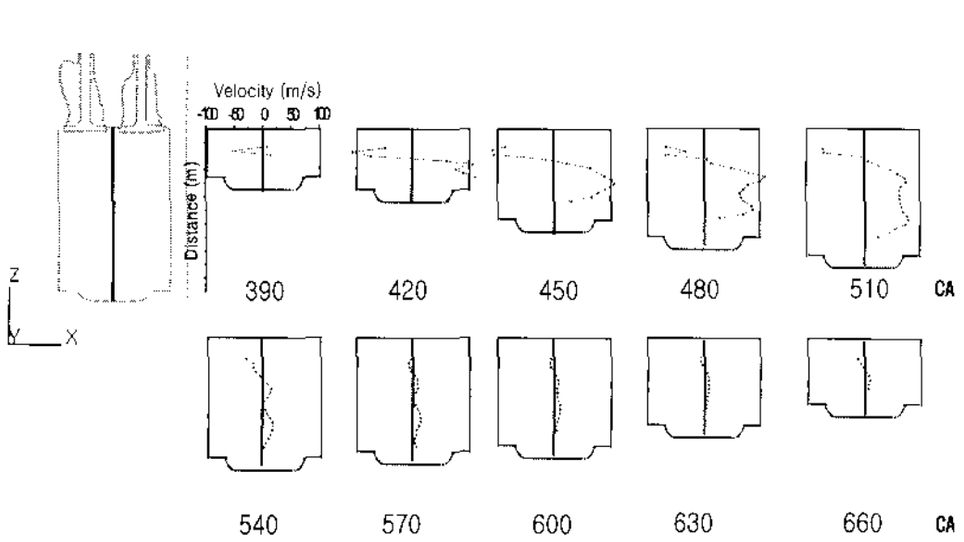


Fig. 4 Tumble motion as crank angle (x velocity component)

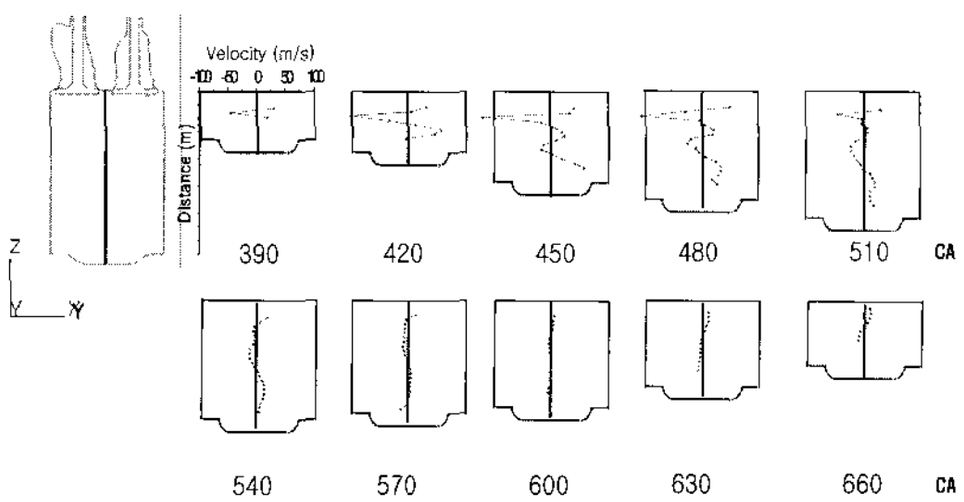


Fig. 5 Tumble motion as crank angle (y velocity component)

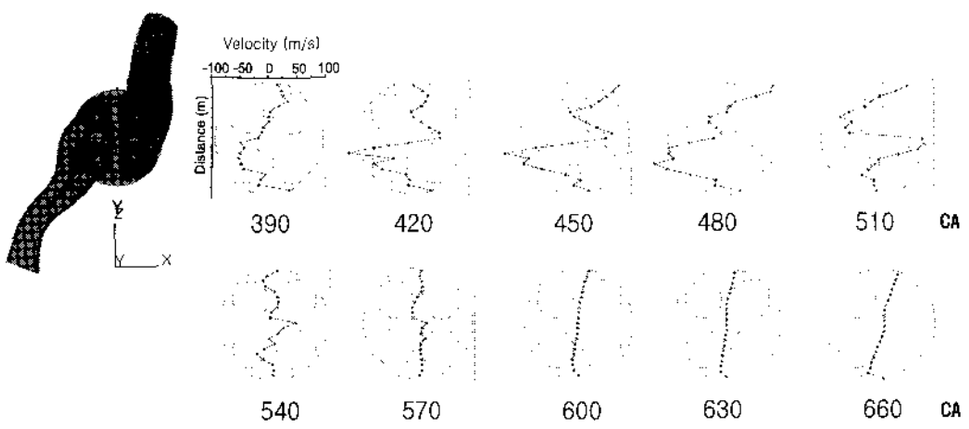


Fig. 6 Swirl motion as crank angle (x velocity component, height= -10mm)

3.2 흡기포트 형상에 따른 유동 특성

3.2.1 나선형 포트 에 따른 유동 특성

Fig. 7과 Fig. 8은 1200 rpm에서 나선형 포트의 밸브가 열린 상태에서 실린더내 유동에 관한 그림이다. 그림과 같이 390도에서 흡입공기가 유입되어 반대편 벽면 쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있는데 시간이 점점 지남에 따라 충돌된 유동은 벽면을 따라 스월을 형성하기 때문에 실린더 위부분에서 속도가 큰 것을 볼 수 있다.

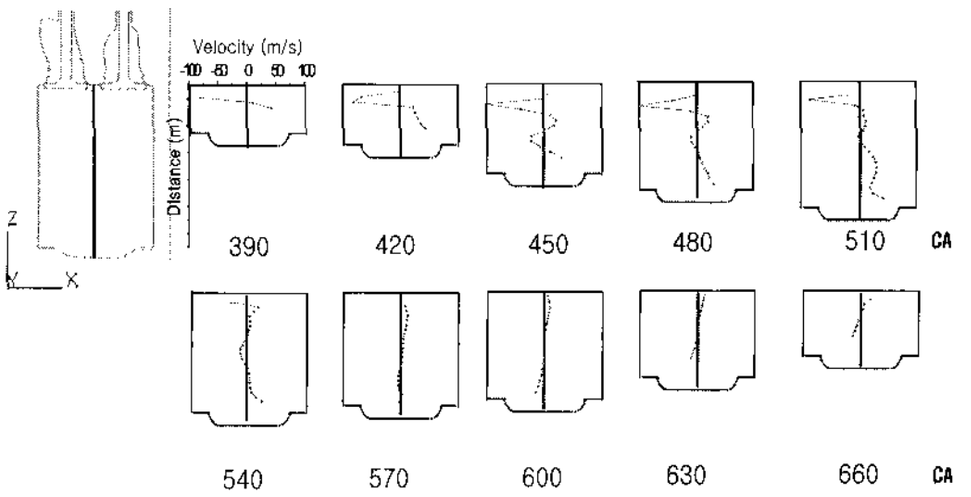


Fig. 7 Helical port tumble motion as crank angle (x velocity component)

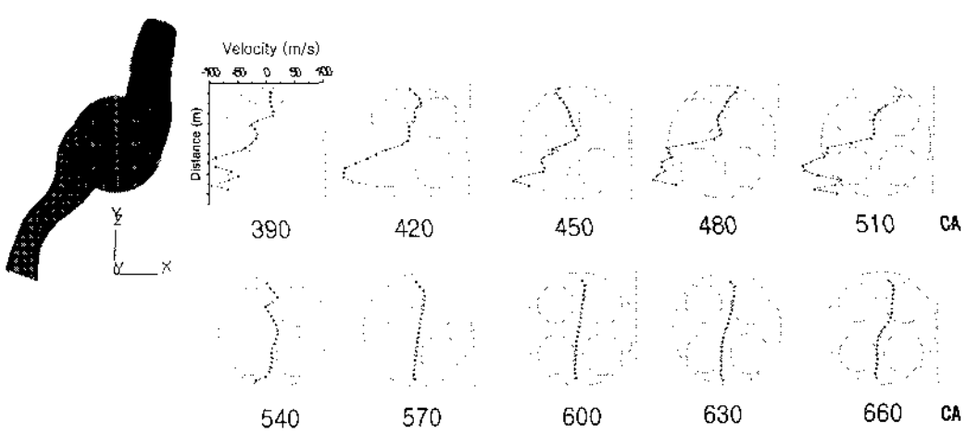


Fig. 8 Helical port swirl motion as crank angle (x velocity component, height= -10mm)

3.2.2 수직형 포트에 따른 유동 특성

Fig. 9과 Fig. 10은 1200 rpm에서 수직형 포트의 밸브가 열린 상태에서 실린더 내 유동에 관한 그림이다. 390도 지점에서 흡입공기가 들어와 반대편 벽면으로 이동을 하며 충돌을 하여 실린더 하단으로 하강을 하여 반대 방향의 유동을 생성한다. 이 생성된 유동은 실린더 내부의 밑 부분까지 영향을 미치며 텀블 유동에 주요 원인이 되는 유동이다. 스월 유동은 일정한 방향으로 회전을 하기 보다는 여러 가지 방향으로 흐트러져 있다.

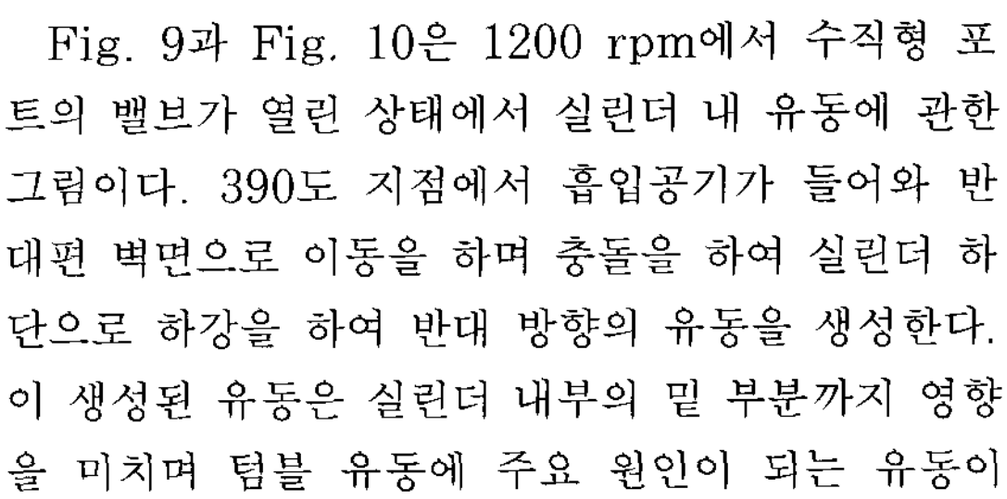


Fig. 9 Vertical port tumble motion as crank angle (x velocity component)

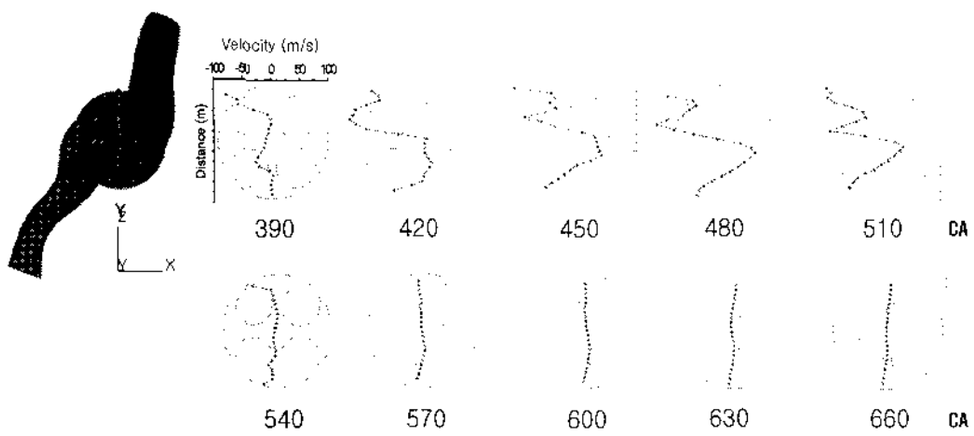


Fig. 10 Vertical port swirl motion as crank angle (x velocity component, height= -10mm)

3.3 회전수에 따른 유동 특성

Fig. 11, 12, 13, 14 는 모든 밸브가 열린 상태에서 엔진 회전수가 1000rpm, 1200rpm, 1400rpm, 1600rpm 으로 변할 때 난류 강도, 난류 운동 에너지, 난류 소산율, 난류 길이에 대하여 나타내었다.

엔진 회전수가 증가함에 따라 난류 강도, 난류 운동 에너지, 난류 소산율이 계속 증가하는 것을 볼 수 있다. 330도부터 414도까지는 배기밸브와 흡입밸브가 오버랩(overlap)되는 기간인데 그 부분에서 피스톤이 상승할 때에 값이 증가하였다가 피스톤이 내려가면서 감소하고 배기밸브가 닫힌 이후 흡입밸브가 최대 열리는 시점까지 계속 난류강도, 난류 운동에너지, 난류 소산율, 난류 길이의 값이 증가를 하다가 흡입밸브의 밸브 리프트(lift) 간격이 줄어드는 시점에서부터 감소를 한다. 흡입공기는 난류 생성에 가장 많은 영향을 끼치는 요인인 것을 알 수 있고, 압축 말기과정에서 공기가 압축되어 와류가 생성되었을 때 다시 난류 강도와 운동에너지 그리고 소산율이 약간 상승하는 것을 볼 수 있다.

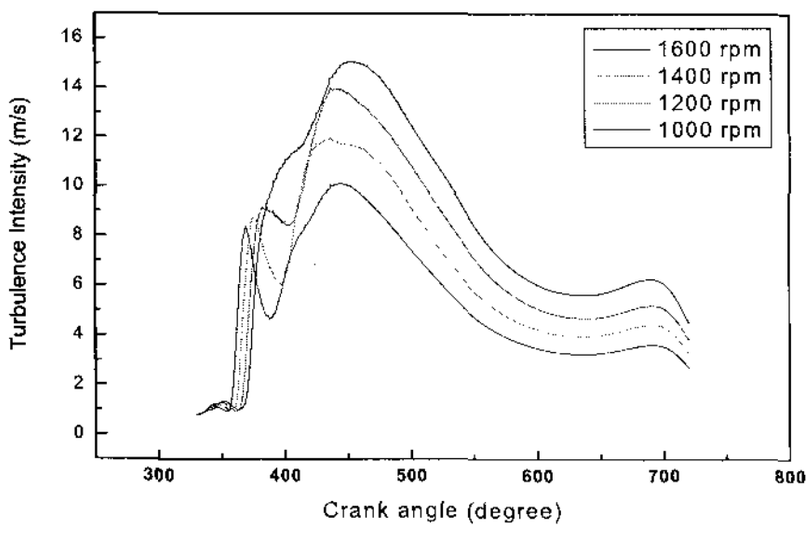


Fig. 11 Turbulence intensity as crank angle

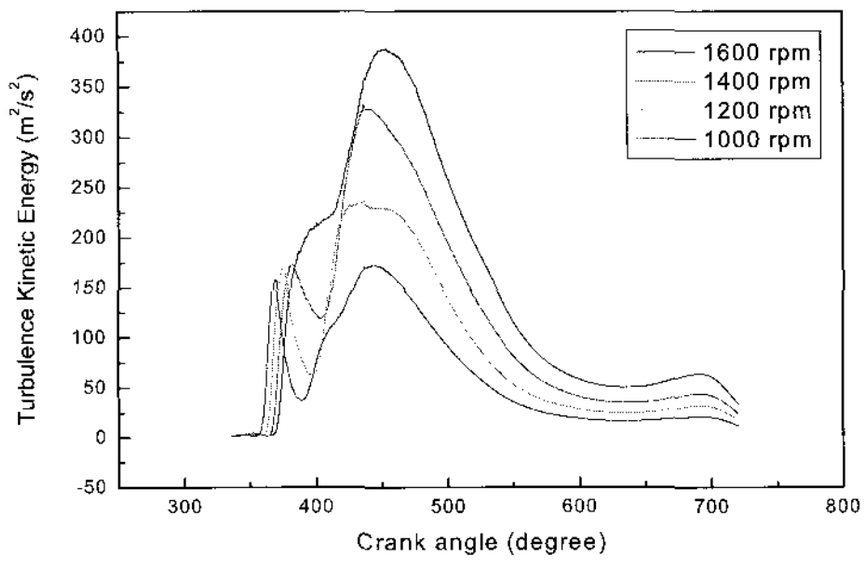


Fig. 12 Turbulence kinetic energy as crank angle

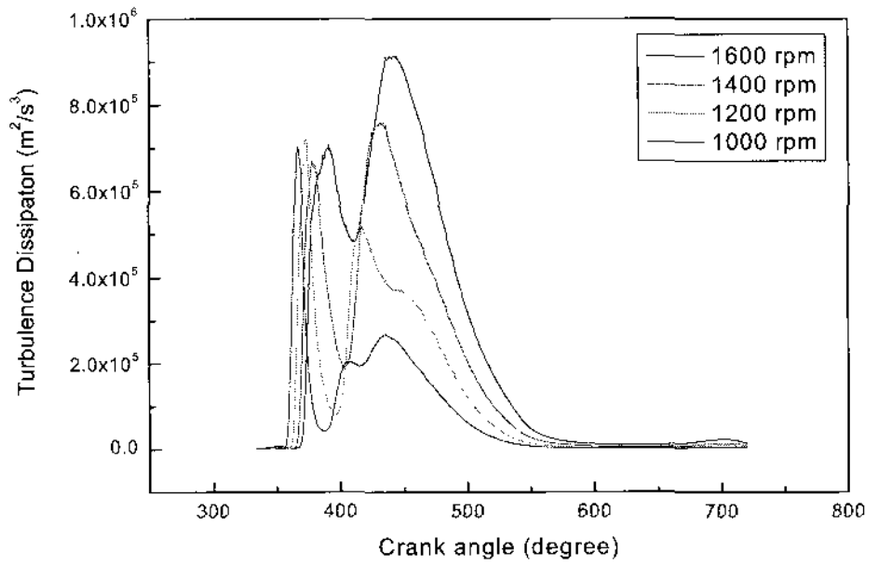


Fig. 13 Turbulence dissipation as crank angle

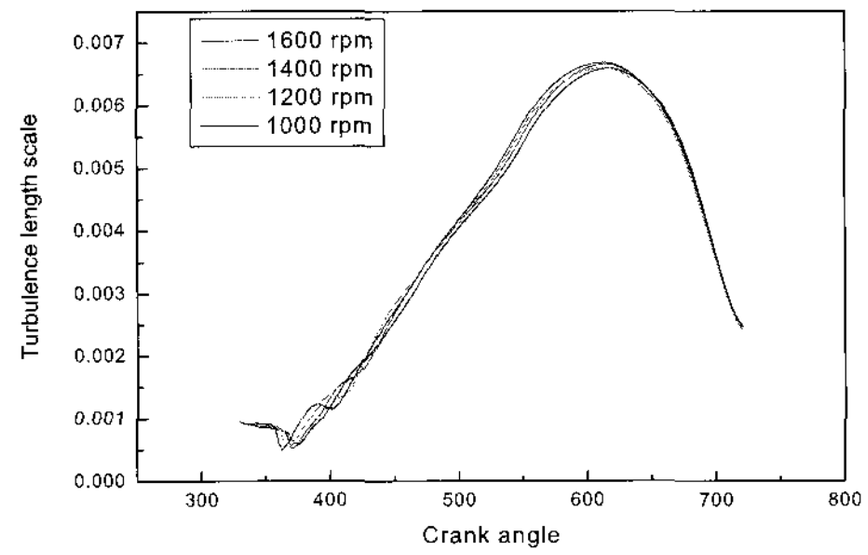


Fig. 14 Turbulence integral length scale as crank angle

Fig. 14에서와 같이 난류 길이는 회전수가 증가함에 따라 약간 감소하지만 많은 영향은 보이지 않고 있다. 600도 근처까지 난류 길이는 증가를 하며 그 이후 압축 과정 가운데 난류길이가 감소하게 된다. 이는 압축 과정동안에 텀블의 깨짐 현상으로 인해 작은 에디(eddy)로 바뀌기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에는 엔진 내부의 텀블 및 스월 유동에

대한 특징을 조사하였고, 특히, 포트 형상에 따른 내부유동 특성 및 회전수에 따른 실린더 난류 유동에 대하여 비교를 하였다.

1. 본 엔진은 x 방향으로 텀블 유동이 생성이 되며, 450도에서 480도 지점에서 가장 명확하게 텀블 유동을 확인할 수가 있고, 압축과정을 거치며 텀블 유동이 깨지며 에디(eddy)가 생성된다. 이 에디(eddy)는 분무연소시 많은 영향을 끼치며 이에 따른 상관관계 해석이 필요하다.

2. 나선형 포트의 영향으로 실린더 원주 방향으로 강한 스월이 생성되며, 450도 지점에서 480도 부근이 가장 강하게 나타난다. 수직형 포트의 영향으로 실린더 하단에 x 방향으로 텀블이 생성이 되며 450도 지점에서 480도 지점에 가장 명확하게 나타난다.

3. 회전수가 증가함에 따라 난류 강도, 난류 운동 에너지, 난류 소산율은 점점 증가하는데, 400도 이전까지는 배기밸브와 흡입밸브의 오버랩(overlap)기간이고, 이후 난류 강도나 난류 운동 에너지, 난류 소산율이 상승하다가 흡입밸브 리프트(lift) 간격이 줄어들면서 값이 감소하게 된다. 압축과정을 거치면서 TDC 전 압축 말기에는 값이 약간 상승하는 것을 볼 수 있다. 작은 에디(eddy)의 생성으로 인한 결과이다. 난류 길이는 많은 영향을 보이지는 않지만 회전수가 증가함에 따라 감소한다.

5. 후 기

본 연구는 BK21 및 부산대학교 자유과제학술연구비(2년)에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] David J. Timoney and William J. Smith, "Influences of Fuel Injection and Air Motion Energy Sources on Fuel-Air Mixing Rates in a D.I. Diesel Combustion System", SAE Paper 960035

[2] Constantine A. Varnava and Dennis N. Assanis, "The Effects of Spray, Mixing, and Combution Model Parameters on KIVA-II Predictions", SAE Paper 911785

[3] STAR-CD 3.26 CFD user's manual

[4] El Tahry, S.H., "k-ε equation for compressible reciprocating engine flows", AIAA, J.Energy, 7(4) pp. 345 - 353, 1983.

[5] Launder, B.E., and Spalding, D.B. 1974. 'The numerical computation of turbulent flows', Comp.Meth. in Appl, Mech. and Eng., 3, pp.269-289

[6] Rodi, W. 1979. 'Influence of buoyancy and rotation on equations for the turbulent length scale', Proc. 2nd Symp. on Turbulent Shear Flows.

[7] Reynolds, W.C. "Modelling of Fluid Motions in Engines - An Introductory Overview", in J.N. Mattavi and C.A. Amann (eds.) Combustion Modelling in Reciprocating Engines, pp41-68, Plenum Press, 1980.

[8] J.C.Kent, et al., "Observations on the Effects of Intake Generated Swirl and Tumble on combustion Duration", SAE Paper 892096, 1989

[9] Philip W. Stephenson and Christopher J.Rutland, "Modeling the Effects of Intake Flow Characteristics on Diesel Engine Combustion", SAE Paper 950282, 1995

[10] Fansler, T.D., "Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in-Piston Engine", SAE Paper 930479, 1993

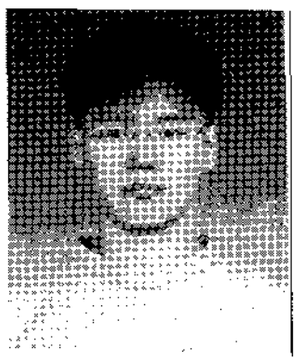
[11] Jun-ichi Kawashima, Hiroshi Ogawa and Yoshiyuki Tsuru, "Research on a

Variable Swirl Intake Port for 4-Valve High-Speed DI Diesel Engines", SAE Paper 982680, 1998

[12] Alain Floch, Jean Van Frank, and Afif Ahmed, "Comparison of the Effects of Intake-Generated Swirl and Tumble on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Engine", SAE Paper 952457, 1995

[13] Kang Y. Huh, Chang Ryol Choi, and Jong Gyu Kim "Flow Analysis of the Helical Intake Port and Cylinder of a Direct Injection Diesel Engine", SAE Paper 952069, 1995

저 자 소 개



이병화(李炳和)

1980년 12월생, 2003년 2월 한국해양대학교 기관시스템공학과 졸업, 현재 부산대학교 대학원 재학 중

장영준(張英俊)

1947년 5월생, 1975년 부산대학교 기계공학부 졸업, 77년 부산대학교 대학원 기계공학전공 졸업(공학석사), 86년 일본동경공업대학 기계공학전공 졸업(공학박사), 현재 부산대학교 기계공학부 교수

전충환(全忠煥)

1962년 10월생, 1985년 부산대학교 기계공학부 졸업, 88년 부산대학교 대학원 기계공학전공 졸업(공학석사), 94년 부산대학교 기계공학전공 졸업(공학박사), 현재 부산대학교 기계공학부 교수