

선박엔진내 유동의 텀블 및 거동해석에 관한 연구

이병화[†], 설동일*, 장영준**, 전충환**

Research on tumble and flow analysis in cylinder for marine engine

Byoung-hwa Lee, Dong-il Seol, Young-june Jang and Chung-hwan Jeon

Key Words: Tumble Flow(텀블 유동), Intake Port(흡기 포트), Compression Ratio(압축비), Tubulence Intensity(난류 강도)

Abstract

Many researches have been studied on in-cylinder flow as one of dominant effects for an engine combustion. Specially because the combustion flame speed is mainly determined by the turbulence at the end of compression process. Tumble and Turbulence ahead of combustion is very important phenomenon. As this phenomenon make research certainly, combustion condition will effectively be improve.

This paper describes analytical results of the tumble flow, intensity, turbulence inside the cylinder of maritime engine. 3-D computation has been performed by using STAR-CD v3.26 solver and es-ice

기호설명

m : 질량 (g)
 ρ : 밀도 (kg/m^3)
V: 부피 (m^3)
h : 엔탈피 (J/kg)
P : 압력 (N/m^2)
u, v : 속도 성분 (m/s)
T: 온도 ($^{\circ}\text{C}$)

1. 서 론

엔진의 고효율과 배기가스의 감소가 요구됨에 따라 연소특성에 많은 영향을 주는 내부의 유동 형태에 대한 정확한 이해가 필요하다. 그러나 엔

진의 기하학적, 운동학적 복잡성에 더불어, 그 유동의 3차원성, 비정상성, 난류 그리고 압축성 등은 엔진 내부 유동을 정확히 이해하고 해석하는데 많은 어려움을 불러 일으킨다. 근래에 컴퓨터의 사양이 향상됨에 따라 여러 가지 모델 엔진들이 다양한 경계조건하에서 흡입과 압축과정에 대해 수치해석적으로 풀리고 있다.⁽¹⁾

흡입과 압축 과정시 형성되는 실린더 내부의 와류 따위는 방향에 관계없이 연소 속도 및 효율을 증가시키는 효과가 있다.⁽²⁾ 특히 스웰이나 텀블과 같은 거시적 유동 구조는 보다 안정하여 보다 나중에 break-up 함으로써 압축말기까지 높은 난류강도를 유지한다.⁽³⁾ 연소직전 압축 상사점에서의 난류강도가 연소에 중대한 영향을 미친다는 것은 널리 알려진 사실이다.

본 연구에서는 STAR-CD v3.26 상용프로그램을 이용하여 선박 엔진 실린더 내의 스웰 및 텀블 유동의 특성에 대하여 알아보았다.

2. 연구 방법

2.1 해석 모델

[†] 논문발표자, 부산대학교 기계공학과 대학원
E-mail : bhlee@pusan.ac.kr
TEL: (051)510-1417 FAX: (051)518-9818

* 부산대학교 기계공학과 대학원

** 부산대학교 기계공학부

Fig. 1은 수치해석에서 Geometry 생성에서 moving mesh 생성과정을 나타내고 있다. 순서도를 보면 실제 흡기 포트 및 배기 포트를 3D-scanner를 통하여 각 점을 찍어 그 정보를 가지고 CATIA에서 실제 Geometry를 모사하였다. 그리고 그 파일을 pro-am에서 수정을 하고 surface mesh를 생성을 하고, es-ice tool을 사용을 하여서 moving mesh를 생성하였다.

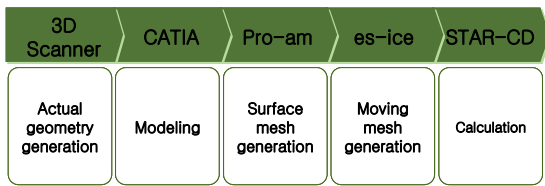


Fig. 1 Flow chart of simulation process

2.1.1 Geometry

Table. 1 은 엔진제원을 나타내었다.

Table 1 Specifications of Engine

Bore	160mm
Piston Stroke	240mm
Connecting Rod Length	480mm
Engine Speed	1200RPM
Valve Lift File	EVO:120 EVC:414 IVO:330 IVC:570

Fig. 2는 엔진 제원을 입력을 하여 Geometry를 생성을 하였다. 75만개의 cell을 생성하였으며 이를 통해 계산을 수행을 하였다.



Fig. 2 Geometry of Engine

2.1.2 Boundary Condition

Fig. 3은 Geometry에 Boundary Condition 을 주었다. 본 연구에서는 연소가 일어나기 전 motoring 상태의 흡입, 압축과정을 해석하였기 때문에 흡입포트와 배기포트 부분에 대기압 상태를 유지하였다.

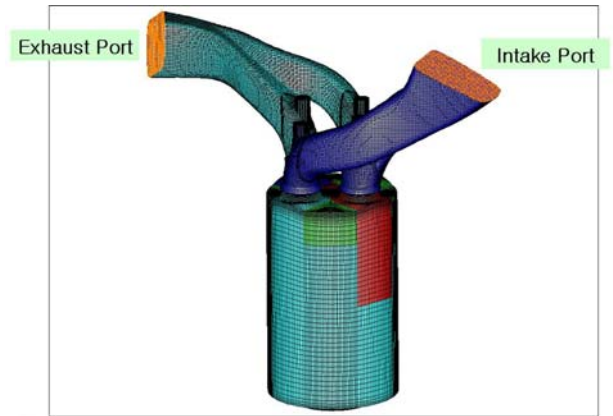


Fig. 3 Boundary Condition of Engine

2.2 지배 방정식

2.2.1 Flow Field

유동 영역에서 연속 방정식과 모멘텀 방정식을 적용을 하였다.

- Continuity equation

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

- Momentum equation

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + g_x$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + g_y$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + g_z$$

2.2.2 Standard k-ε model⁽⁴⁾

난류모델은 표준 k-ε 난류모델을 사용하였다. 압축성 기체에 대한 급격한 압축, 팽창의 영향이나 밀도의 불균일한 분포에 대한 영향 등은 무시하였다. Turbulence kinetic energy(k)와 Turbulence dissipation rate(ε)에 대한 보존 방정식은 다음과 같다.

- Turbulence kinetic energy

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_j k - (\mu + \frac{\partial_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] \\ &= \mu_t \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right] - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{NL} \\ \mu_t &= f_u \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \\ P_{NL} &= -\frac{\rho}{\mu_t} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \left[P - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\partial u_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \end{aligned}$$

- Turbulence dissipation rate

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_j \varepsilon - (\mu + \frac{\partial_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] \\ &= C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \\ & - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 5} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_{NL} \\ \mu_t &= f_u \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \end{aligned}$$

- Coefficients of the standard k-ε model

C _μ	C _{ε1}	C _{ε2}	C _{ε3}	C _{ε4}	k	σ _k	σ _ε	σ _h	σ _m
0.09	1.44	1.92	1.44	-0.33	0.419	1.0	1.219	0.9	0.9

C_μ : empirical coefficient

C_{ε1}, C_{ε2}, C_{ε3}, C_{ε4} : turbulent dissipation rate coefficient

k : turbulence kinetic energy

σ_k, σ_ε, σ_h, σ_m : turbulent Prandtl number

k-ε 모델은 large eddy simulation 혹은 direct simulation 방법에 비하여 간단하고 계산시간이 적은 장점이 있으나 유동의 cyclic variation과 순수 난류 성분을 구분 할 수 없으며, 밀도의 불균일 분포가 큰 경우, 급격한 과도 상태, choke flow, low Reynolds number 난류 등에서는 결과 해석에 주의를 요한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 텀블 유동 (5)(6)

Fig 4. 5는 실린더 내에서 흡입 및 압축 과정 동안의 텀블 유동변화 특성을 나타낸다. 텀블 유동 변화 메카니즘은 다음과 같이 설명된다.

그림에서 x축은 속도 성분을 나타내며, y축은 거리를 나타내고 있다. 흡입 밸브가 열리는 부분에서 속도가 상승하며 공기가 실린더내로 유입이 된다. 흡입공기가 실린더 벽면과 경사지게 충돌하면서 텀블 유동 생성원이 실린더 윗부분부터

만들어지기 시작한다.

Fig. 6, 7은 실린더 헤더에서 -10mm에서 횡단면으로 자른 면이다. 그림을 보게 되면 두 개의 흡기밸브에서 토출되는 유동이 충돌하면서 실린더 벽면 쪽에 두 개의 반대방향 단면와류가 발생되고, 실린더 중심부의 속도성분에 의해 실린더 벽면에 충돌하여 텀블 유동이 된다. 벽면 근처의 단면와류는 피스톤 위면을 지나면서 소멸되어진다. 흡입과정이 진행됨에 따라 텀블 유동의 중심이 점차 실린더의 중심으로 이동된다. 압축과정이 진행되면서 텀블 유동의 깨짐 현상은 급속히 전개되어 텀블 속도 성분이 거의 정체된 값을 갖는다. 이 때 실린더 상부단면에 존재하던 와류도 점차 감소한다.

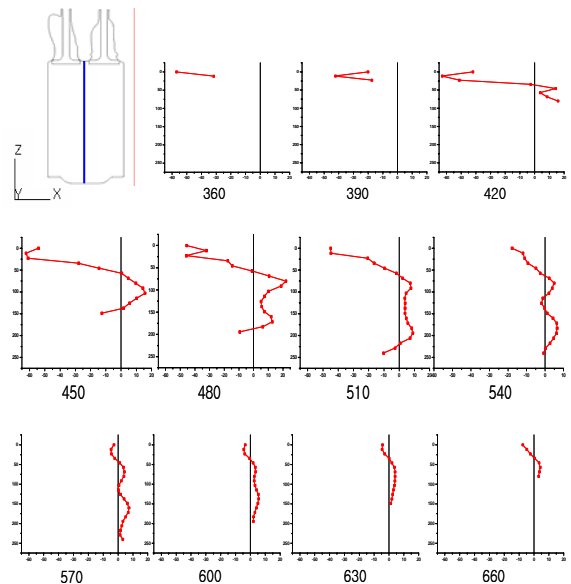
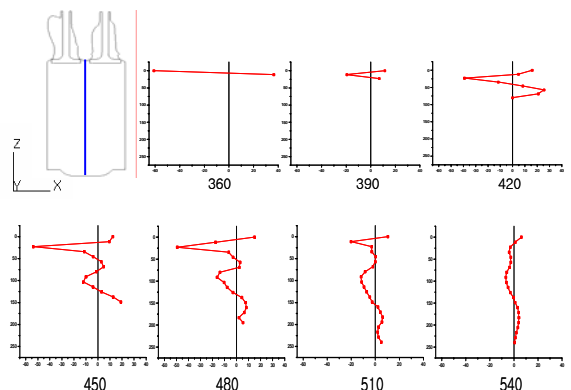


Fig 4. Tumble flow as crank angle (velocity component u)



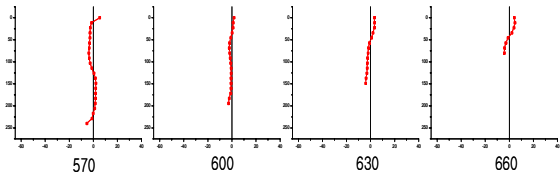


Fig 5. Tumble flow as crank angle (velocity component v)

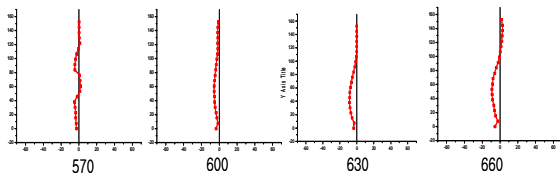
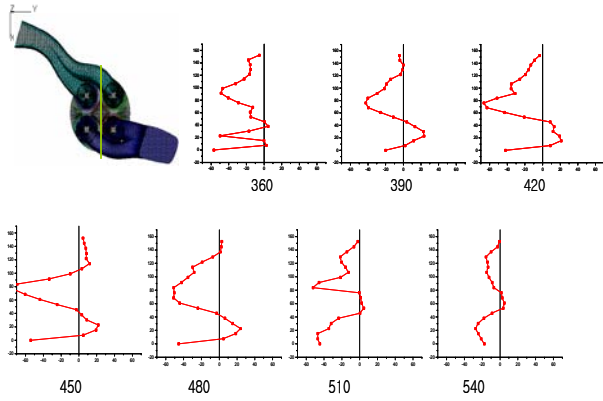


Fig 6. Tumble flow as crank angle (velocity component u, height= -10mm)

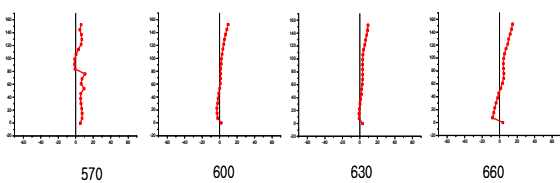
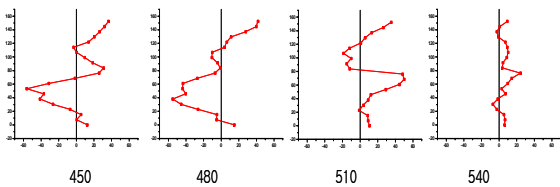
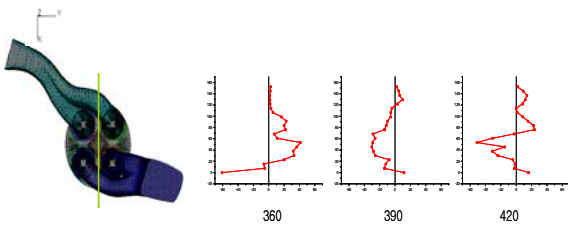


Fig 7. Tumble flow as crank angle (velocity component v, height= -10mm)

3.2 흡기포트 형상에 따른 텀블 변화

본 연구에서 사용한 엔진은 흡기포트의 형상이 다르다. 흡기포트에 따른 텀블의 영향을 살펴보았다. 단면을 A section 과 C section 으로 나누었다. A section 은 나선(helical)방향이고 C section 은 수직(vertical) 방향이다. (7)

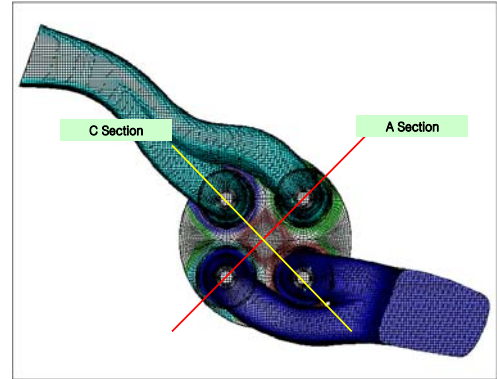


Fig 8. A section, C section

Fig. 9, 10은 A section, C section에 따른 텀블 유동이다.

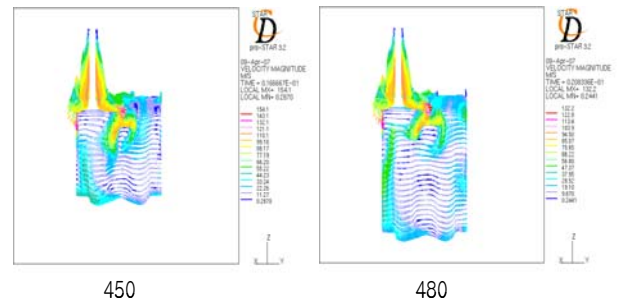


Fig 9. Tumble flow as A section

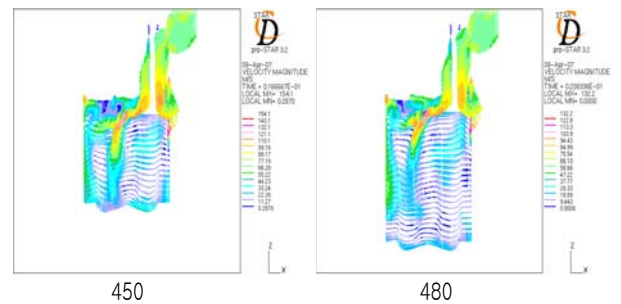


Fig 10. Tumble flow as C section

그림과 같이 텀블이 생성되는 지점을 section별로 비교를 하였다. A section 보다도 C section의 텀블이 더 많이 생기는 것을 확인할 수 있다. 이

는 나선형 포트 부분에서는 스월이 형성이 되고 수직형 포트 부분에서는 유동이 수직으로 직접 들어가기 때문에 텀블 형성에 직접적인 영향을 준다.

4. 결 론

본 연구에서는 실제에 사용되고 있는 엔진의 텀블 생성에 대하여 시뮬레이션을 통해서 계산을 하였고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 330도부터 흡입공기가 들어온 후 450도 정도에는 뚜렷한 텀블 유동이 생성이 되며, 흡입 과정시 생성된 텀블유동은 압축과정 초기에 텀블 유동이 깨어져서 그 이후 텀블 속도는 정체된다.

2. 흡기포트 두 와류가 만나는 곳에서는 속도가 정체가 되었으며, 와류가 벽면과 충돌을 하여 속도가 빨라지는 것을 관찰하였다.

3. 흡기포트 형상이 다른 두 포트에서 다른 텀블 형상이 생성이 되었는데, 나선형 포트에서는 스월이 많이 생성이 되고, 수직형 포트에서 텀블이 더욱 많이 생성이 되는 것을 관찰하였다.

후 기

본 연구는 BK21 사업의 지원에 받았으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Dainal C. Haworth, Sherif H. Tahry and Mark S, Hucbler, "Multidimensional Port-and-cylinder Flow Calculation for Two - and Four - Valve - Per - Cylinder Engines: Intake Configuration on Flow Structure", SAE 900257
- (2) M. David Checkel and David Sing-Khing Ting, "Turbulence Effects on Developing Turbulent Flames in a Constant Volume Combustion Chamber", SAE Technical Paper Seris, 930867
- (3) J. C. Kent, "Observation on the Effect of

Intake-Generated Swirl and Tumble on Combustion Duration", SAE 892096

- (4) El Tahry, S.H. 1983. "k- ϵ equation for compressible reciprocating engine flows", AIAA, J.Energy, pp345-353
- (5) K. Y. Kern, 1995, "An experimental Study on Tumble Flow and Turbulence Characteristics in a Four-Valve engine", ph. D Thesis.
- (6) Fansler, T. D., 1993, " Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in-Piston Engines," SAE Paper 930479
- (7) M. K. G. Babu, B. S. Murthy, 1976, "Simulation and Evaluation of Exhaust and Intake System of a Four-Stroke Ignition Engine", SAE Paper No. 760763