엔진 난류의 크기척도 및 에너지 스펙트럼 해석

강건용* · 이진욱* · 박승철**

(1998년 2월 16일 접수)

Analysis of Turbulence Scales and Energy Spectrum for Engine Flows

Kern-Yong Kang, Jin-Wook Lee and Seung-Chul Park

Key Words: Engine Turbulence(엔진난류), Turbulence Energy Spectrum(난류에너지스펙트럼), Integral Time Scale(적분시간척도), Integral Length Scale(적분길이척도)

Abstract

Engine turbulences obtained by LDV measurement near the compression TDC was analyzed by the classic turbulence theory. Turbulences were quantified by a cycle resolved analysis and processed to reveal integral time scale and length scale. Three different definitions were applied to obtain the turbulence time scales and then compared each others. The classic turbulence theory with the several assumptions for engine application proven to be very efficient for understanding engine turbulence in this study. It was found that the integral length scale is strongly affected and increased by tumble flow.

1. 서 론

엔진 실린더내 유동은 수십 msec의 시간척도를 갖는 난류에디들의 급속한 생성과 소멸로 이루어지는 비정상유동이고, 매 사이클마다 주기적인 운동을 갖는 것 같지만 엄밀하게 보면 매 사이클마다 조금씩 변화되는 비주기적 유동이며, 작은 실린더 공간에서 고속으로 운동하는 피스톤에 의해 강제적으로 조정되는 매우 특이한 유동특성을 갖는다.[1] 흡입과정시 흡입제트로 생성된 강한 난류유동장은 크랭크각도로 약 10~18도의 짧은 기간동안만 존재했다가 소멸되기 때문에 설계자들이 원하는 압축과정 말기에 연소증진 효과는 기대할 수가 없다. 또한 피스톤운동에 의한 난류생성은 피스톤 속도에 비례하므로 피스톤이 상사점과 하사점 중앙 위치를 통과할 때 가장 큰 난류를 생성한다. 그리고 압축과정시 피스톤의 상승으로 인해 난류유동장이 압축되어지므로 난류의 크기척도는 엔진 압축비에 영향을 받게 된다. 이것은 엔진난류의 압축과정동안 시간척도가 다른 난류유동장보다 훨씬 짧으므로서 연소증진에 필요한 난류는 크랭크각도 5~6도전에 생성해야만 하는 어려움을 갖는다.[2] 따라서 압축말기의 필요한 난류생성을 위해 흡입과정시 에너지 소모가 비교적 적은 벌크유동으로서 유동에너지를 저장했다가 압축말기에 벌크유동 전단작용으로 난류에너지 변환을 시도하는 것이 필요하다. 이러한 흡기과정시 생성시킬 수 있는 효과적인 벌크유동으로서 원주방향 선회유동인 스월과 실린더 종방향 선회유동인 텀블을 이용해 오고 있다. 특히 엔진출력 증가를 위해 4-밸브엔진 사용이 증가됨에 따라 텀블유동의 중요성이 증가하고 있다.

따라서 엔진 흡기포트 및 연소실 형상개선 등을 통해 연소효율을 향상시키기 위해서는 연소속도를 직접적으로 지배하는 난류특성을 정확히 측정하고 산출하는 것이 효과적이다. 이와같은 정확한 난류

* 회원, 한국기계연구원, 엔진환경연구부
** 회원, 한국산업기술대학교

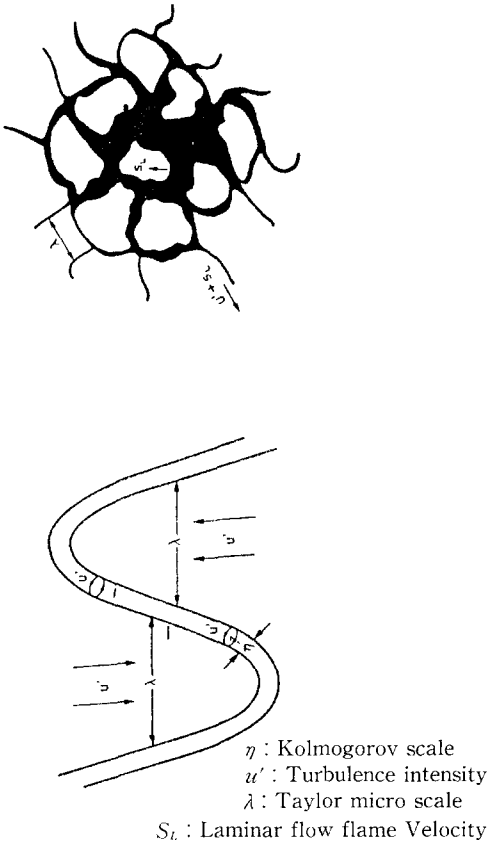
유동과 연소개선 메카니즘의 상관관계를 규명하기 위해서는 종래와 같은 단순한 난류강도의 측정만으로는 부족하고, 난류레이놀즈수를 산출할 수 있는 난류의 길이척도와 시간척도를 포함하는 것이 바람직하다. 그리고 압축과정의 난류의 상태는 시간에 따라 계속 변화되는 비정상상태이므로 전후 상황을 예측하기 위해서는 난류에너지 스펙트럼 분석을 통해서 텀블 및 스월유동 등 벌크유동으로부터 난류에디로 변환되는 율과 난류의 소산에 의해 소멸되는 율을 종합적으로 해석할 필요가 있다.

본 논문에서는 이와같은 엔진난류에 대해서 LDV를 이용해 가시화엔진에서 측정된 데이터에 대해 고전난류이론을 적용하여 압축말기 난류의 해석방법과 요구되는 가설등에 대해 기술하고자 한다.

2. 엔진난류와 고전적 난류이론

엔진 실린더내에서 난류를 측정하여 해석하는 목적이 연소증진을 위한 것이기 때문에 연소와 난류의 상관관계를 이해할 필요가 있다. 여기서 가장 고전적이고 일반적인 Tennekes[1]의 난류모델과 Blizard and Keck의 난류연소모델[2]로 설명해보면 다음과 같다. 난류유동장에는 Fig. 1에서와 같이 여러가지 크기의 길이척도가 존재하고 가장 작은 척도로는 Kolmogorov scale η이며 이것은 작은 vortex tube와 같이 속도척도 u'로 불규칙적으로 움직인다. 이와같은 vortex tube의 주름진 사이로 비교적 정숙한 Taylor micro scale λ가 존재하게 되고 이와같은 전체적인 일관성있는 한 묶음의 에디가 적분길이척도 Lx이 된다. 이런 난류에디가 연소하게 되면 화염면의 이동속도는 난류강도 u'와 층류화염속도 S_L의 합이 되며, 일단 화염면에 에디가 난입되게 되면 vortex tube인 Kolmogorov scale η은 순간적으로 연소하고 이들로 둘러쌓인 Taylor micro scale λ이 층류화염속도 S_L로서 연소하는 개념이다. 여기서 적분길이척도 Lx와 Taylor micro scale λ은 난류이론으로부터 상관되어질 수 있기 때문에 실험으로 적분길이척도를 구하면 나머지 크기의 난류 척도들도 예측이 가능하다. 특히 난류 적분길이척도인 L_X은 엔진연소실의 물리적인 형상과 크기에 지배됨으로 설계인자의 변경으로 크기조절이 가능하다.

고전적 난류이론에 의하면, 난류는 그자체의 정



η : Kolmogorov scale
u' : Turbulence intensity
λ : Taylor micro scale
S_L : Laminar flow flame Velocity

Fig. 1 Turbulence structure concept of engine flow.

의가 물리영역에서 불규칙성인 이유로 수학적인 해석이 어렵고, 모델링에 의한 해석방법이 주로 사용된다. 난류해석을 위한 모델링으로는, Prandtle의 영차원모델과 같은 현상학적 모델, 에디운동의 확률밀도 함수를 통한 통계학적 모델링, 에디들의 운동을 주파수영역에서 해석하는 스펙트럼 모델링, 그리고 작은 에디들은 모델링하고 큰 에디에 대해서만 계산하는 큰에디모사법 (large eddy simulation, LES) 등이 있다. 여기서 Prandtle 모델, LES 모델링은 컴퓨터를 이용한 난류유동장 계산시 주로 이용되고, 통계학적 모델링과 스펙트럼 모델링은 측정데이타로부터 난류장의 실체파악을 이해하는데 사용될 수 있다. 통계학적 모델링에 의한 난류해석은 우선 다양한 종류의 시간척도와 길이척도를 가진 난류에디들에 대해 각각의 해석이 아니라 포괄적으로 많은 개체들에 대해서 통계적인 개념을 적용하는 것이다. 통계적인 관계식에 의해 에디들 간의 자체상관함수 및 상호상관함수가 구해지

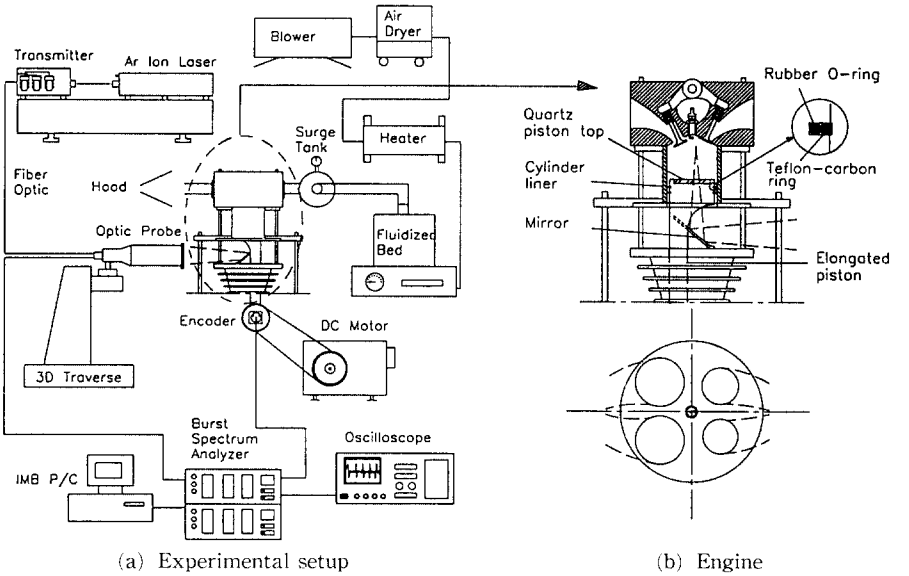
게 되고 이들로부터 적분길이척도와 시간척도를 구해서 에디의 크기가 실체화 된다. 그러나 이와같은 통계적 해석의 출발은 모든 측정된 난류장의 표본들이 통계학적으로 정체된 조건에 대한 가정이라는 것이 엔진난류 적용의 어려움 중 하나이다. 난류장의 스펙트럼 해석은 실제 물리적인 영역에서 불규적으로 움직이는 난류들이라도 주파수영역으로 변환하면 그들의 운동에 있어 어떤 규칙성이 발견되어 쉽게 모델링이 가능하다는 것이다. 변환된 주파수 영역에서는 평균유동으로부터 난류가 생성되는 주파수와 난류가 열로 소산되는 주파수 영역을 판독할 수가 있고 난류에너지의 생성량과 소멸량 사이의 균형상태를 파악할 수 있다. 그러나 여기서도 난류에디들의 공간적인 주파수 (wave number)를 물리적인 영역의 시간의 주파수 (frequency) 로 변환하려면 상당한 가정이 도입되어야 하고, 난류해석에 충분한 작은 에디들의 주파수를 확보하기 위해서는 고속 데이터 측정기술이 선행되어야 하는 어려움이 있다.

3. 엔진난류유동 측정 및 정량화 방법

3.1 엔진난류 측정

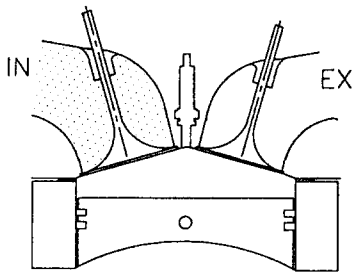
엔진 실린더내의 난류유동의 측정은 미세한 유동에 간섭을 피하면서 난류에디들의 시간척도보다 충분히 빠른 data rate 및 에디의 길이척도보다 충분히 적은 공간 분해능 (측정체적)을 가진 측정법이 요구된다. 현재까지 이러한 측정도구로는 LDV가 가장 널리 사용되고 있으며, HWA도 온도에 대한 보정기술만 확보될 경우, 약간의 간섭이 발생하더라도 종종 엔진난류측정에 사용되고 있다. 그러나 아직까지 PIV는 공간분해능과 시간 분해능에 있어서 엔진난류의 응답성을 추종하기에는 부족하므로 사용이 제한되고 있다. 통상적인 LDV 난류측정은 data rate를 증가시키기 위해 전방산란법에 의해 틈새체적내에서 수행되고 있으나, 수광렌즈의 초점거리가 짧거나 렌즈의 직경이 클 경우 후방산란법에 의해서도 충분히 난류측정이 가능한 60kHz 이상의 data rate를 실현할 수 있다. LDV를 이용한 난류유동의 측정은 광학적 접근이 가능하도록 엔진을 가시화하는 것이 필요하며 연속적인 산란입자를 측정체적내에 공급해야하는 기술적인 문제를 수반한다. 특히 산란입자는 엔진난류의 주파수를 충분히 추종할 수 있도록 가벼워야 하며 LDV 광학장치에 의해 형성되는 측정체적내 간섭무늬의 1/2 크기 정도의 크기로 공급되어야 하고, 가능한 광학창에 부착되지 않도록 충분히 제습하여 공급하여야 하는 어려움이 따른다.

본 연구에서 사용하는 난류유동에 관한 데이터는 소형 4-밸브 가시화엔진 (직경 56.5 mm, 행정 49.5 mm, 압축비 8.5) 내에서 LDV전방산란법에 의해 틈새체적내 텀블방향유동의 난류이며, 이때

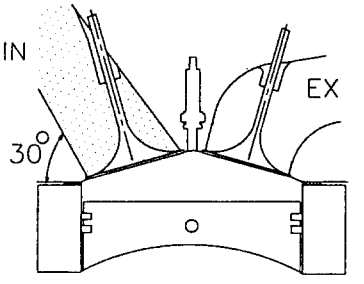


(a) Experimental setup (b) Engine

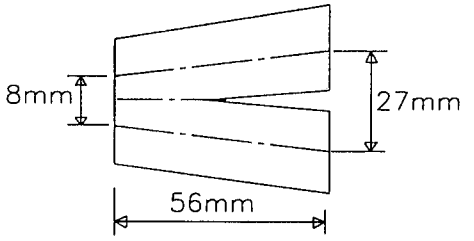
Fig. 2 Schematics of the experimental setup.



(a) Conventional port



(b) Tumble port



(c) Plane view intake port

Fig. 3 Intake port configurations.

data rate는 1000 rpm에서 약 65 kHz였다. 산란입자는 고속측정이 가능하도록 충분히 제습하여 fluidized bed를 통해 1 μm 크기의 산화알루미늄 분말을 연속적으로 공급하였다. 실험장치에 대한 개략도는 Fig. 2와 같으며 세부적인 장치설명은 참고문헌[13]에 기술되어 있다. 엔진의 회전수는 1000 rpm이고 실린더내 유동변화를 위해 Fig. 3에서와 같이 2개의 흡기포트 (기존포트, 텀블포트)에 대해 실험한 경우이다.

3.2 엔진 난류유동 정량화

3.2.1 사이클변동이 배제된 난류산출

엔진 실린더내 유동에 대해 LDV 측정데이타를 이용하여 각 크랭크각도에서 평균속도 및 난류강도를 산출하기 위한 알고리즘은 앙상블 평균해석과 사이클변동이 배제된 해석(cycle resolved analysis)으로 구분되어 처리된다.[3,4]

우선 이들 해석을 수행하기 전에 측정된 모든 LDV데이타 세트는 크랭크각도를 이동하면서 각 윈도우에서 표준편차를 계산해 이 값이 3이상일때 노이즈로 간주해 버리는 노이즈 필터링을 거친다. 이 과정에서는 전체 데이타의 1%미만이 버려지게 된다.

앙상블 평균해석은 텀블속도 산출에서 전술한 바와 같이 전체 데이타세트를 사이클변동이 없다는 가정하에 일정한 크랭크 각도폭에서 통계적으로 처리해서 평균속도 및 속도 변동율(rms값)을 구하는 방법이다.

사이클변동을 배제한 해석은 앙상블평균해석과는 달리 각 사이클내의 속도데이타들을 분리해서 사이클내 비정상 평균속도 및 난류성분을 구하고, 이 값들을 사이클 전체에 대해 통계적으로 처리하는 방법이다. 여기에서 구해지는 매 사이클내 순간 속도성분들을 수학적 방정식들의 적용을 위해 디지탈 데이타세트를 만들어지며, 본 연구에서는 크랭크각도 0.5도 간격으로 데이타세트가 구성되도록 선형내삽법(interpolation)을 적용하였다. 비정상 평균속도성분을 산출하기 위하여, 얻어진 각 사이클당 순간속도 데이터세트들에 대해 디지탈 저영역 주파수 필터링방법이 적용되며,[4] 이때 사용되는 컷업 주파수를 구하기 위하여 Catania 및 Miticca방법[5]을 사용하였다. 이렇게 구해진 저주파수 성분의 속도값들은 각 사이클내 평균속도(bulk velocity)가 되며, 그 나머지 고주파성분은 난류가 되고 사이클내 평균속도들은 전체 사이클에 대해 통계적 처리를 통해 각 크랭크각도에서 평균속도와 사이클 변동값을 결정하게 된다. 각 사이클당 난류성분들을 이용해 엔진난류특성을 파악할 수 있는 여러 값들을 산출하게 되는데 그 첫번째가 난류 강도로서 매 크랭크각도당 난류성분들의 전체 사이클에 걸친 산술적 평균치로서 간단히 계산된다. 이 난류강도는 엔진의 사이클 변동을 완전히 배제한 순수 난류강도를 의미한다.

3.2.2 적분시간척도(L_t)

LDV측정결과를 이용해 각 사이클의 난류성분만으로 엔진난류의 시간 자체상관계수를 산출해 보

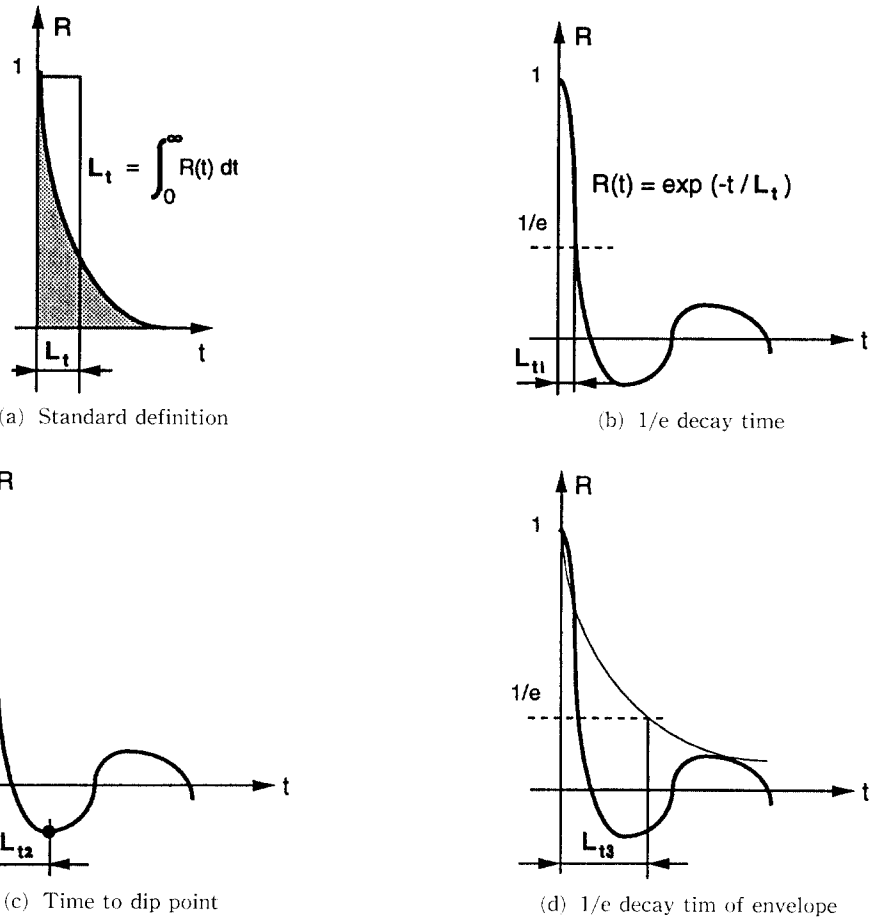


Fig. 4 Definitions of the integral time scale for engine turbulence.

면, 통상적인 난류에서와는 다른 초기에 급속히 감쇄되는 영역과 변동하면서 감쇄하는 2개의 영역으로 구성되는 특이한 성질을 갖는데, 이는 유동의 불규칙과정의 통계적 척도를 나타내며, 비정체흐름의 시간 자체상관함수(ρ)및 자체상관계수(R)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho(t,\ \tau)=\frac{1}{N_C}\sum_{i=1}^{N_C}u_i(t)\,u_i(\tau) \tag{1}$$

$$R(t,\ \tau)=\frac{\rho(t,\ \tau)}{u'_{EA}(t)\,u'_{EA}(\tau)} \tag{2}$$

여기서, N_c는 사이클수, τ는 임의시간 t에 대한 시간변수를 나타낸다.

이와 같은 시간 자체상관계수 곡선으로부터는 Talyor[1]가 제시한 아래의 통상적인 적분공식을 이용한 시간척도값을 구할 수 없으므로 몇가지 가정을 이용해 근사값을 구하고 있다.

$$L_t=\int_0^\infty R(t,\ \tau)\,d\tau \tag{3}$$

본 연구에서는 위와같은 엔진난류에 적용될 수 있는 3개의 정의방법을 도입하여 적분시간척도를 구하고 그들 사이에 상관관계를 구하였다. Fig. 4에서와 같이 첫번째 정의방법은 시간자체상관계수의 경험식, $R(t,\ \tau)=\mathrm{Exp}(-\tau/L_t)$에 근거해서 시간자체상관계수 곡선의 급속 감쇄영역 구간에서 $1/e$까지 감쇄되는 영역만을 고려하여 적분시간척도로 정의한다. 두번째 정의방법은 시간 자체상관계수의 위상에 따른 최고값을 이용해 만든 가상곡선(envelope)를 그리고 여기에 첫 번째 방법과 같은 경험식을 적용해 구하는 방법이다. 세번째 방법으로는 자체상관계수의 첫번째 최소가 되는 지점까지의 시간 (dip point)을 적분시간척도로 정의하는 것이다.

3.2.3 적분길이 척도(L_x)

적분길이척도는 적분시간척도가 시간자체상관계수곡선을 이용해 구한 것처럼, 공간 자체상관계수곡선을 이용해 같은 방법으로 구할 수 있으나, 동시에 두점에서의 속도측정이 어렵기 때문에 통상적으로 적분시간을 이용해 Taylor가설로 적분길이척도를 계산한다.

$$L_x = \bar{U} L_t \tag{4}$$

Taylor 가설을 이용하여 계산한 적분길이척도는 유동의 평균속도가 매우 작아지는 영역에서 너무 작은 값을 나타내는데 이는 Taylor가설의 중요한 가정인 $u'/\bar{U} \ll 1$과 일정한 평균속도 가정이 만족하지 않음으로 인한 필연적인 결과이다. 따라서 이러한 경우 Taylor가설의 적용은 불가능하다. 여기에 대해 본 연구에서는 Tabaczynski가 보완적 방법으로 제안한 난류강도 u'을 이용한 아래 관계식을 사용하였다.[7]

$$L_x = C u' L_i \tag{5}$$

여기서, C는 상수이며 대개 1에서 10사이의 값을 갖는데, 본 연구에서는 구해진 난류강도 u'과 3개의 정의방법에 의해 구해진 적분시간척도값(L_t) 그리고 최소 연소실높이를 고려하여 C값을 10으로 하였다.

3.2.4 난류에너지 스펙트럼

엔진내 난류운동에너지의 생성 및 소멸 메카니즘을 좀 더 효과적으로 해석하기 위해서는 크랭크각도에서 주파수의 함수로서 난류에너지를 구하는 것이 필요하다. 임의의 사이클 i에서 아래식에 의해 FFT를 적용하였다.

$$f_k = \sum_{n=0}^{N-1} u_n \mu_n e^{-j2\pi k/N} \tag{6}$$

$$P_k = |f_k|^2 \tag{7}$$

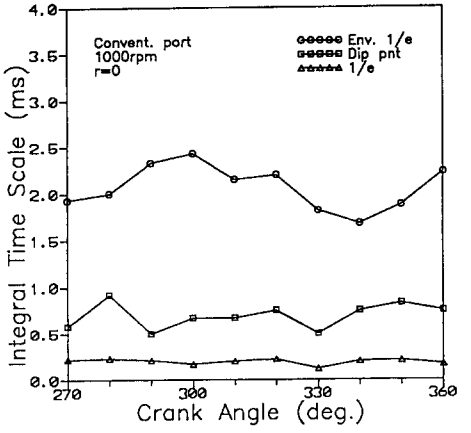
여기서 u_n과 μ_n은 n번째 점에서 속도값과 윈도우함수이며, 본 연구에서는 윈도우함수로 주파수 누수가 적은 Hanning 함수를 사용하였다.[8]

이와 같이 구한 매 사이클에서의 파우워스펙트럼은 전체사이클에 대해 앙상블평균된다. 파우워스펙트럼은 짧은 기간의 크랭크각도동안 난류유동이 정체된(stationary)것으로 가정해서 얻어지기 때문에 주파수분해능은 레코드길이에 반비례하게 된다. 보다 짧은 기간의 크랭크각도 동안에 얻어진 파우워스펙트럼이 정체된(stationary)관점의 가정에 보다 적합하고, 엔진 사이클 동안 속도변동의 주파수분포가 어떻게 발전해 가는지에 대해 이해를 줄 수있다. 그러나 이렇게 짧은 기간동안 유동이 정체된 것으로 가정하는 것은 필연적으로 주파수영역에서 해상도를 떨어뜨리는 역할을 한다. 그러므로 속도의 시간에 대한 변동을 최소화하고 주파수영역에서의 해상도를 높이기 위한 타협책으로서 30도 기간의 크랭크각도폭을 사용하였다.[9]

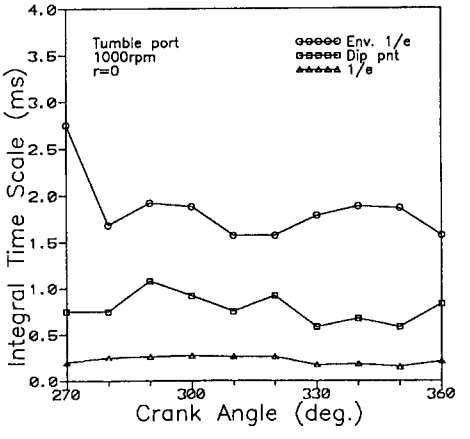
4. 엔진난류 결과 및 고찰

4.1 시간척도 및 길이척도

압축말기의 적분시간척도는 크랭크각도 변화에



(a) Conventional port

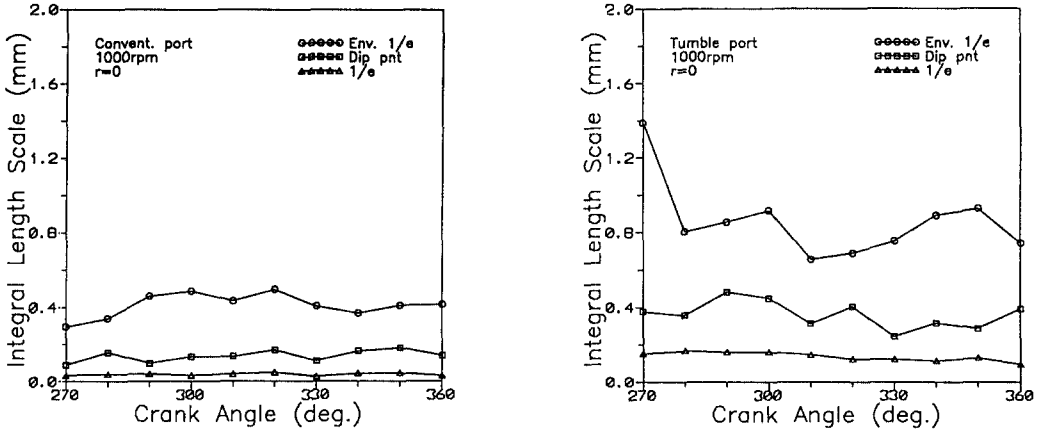


(b) Tumble port

Fig. 5 Variation of three different turbulence integral time scales (1000 rpm).

Table 1 Correlation of three different integral time scales.

Flow type / Definitions	CONVENT PORT 1000 rpm center	TUMBLE PORT 1000 rpm center	CONVENT PORT 1000 rpm $r=9$ mm	TUMBLE PORT 1000 rpm $r=9$ mm	CONVENT PORT 500 rpm center	TUMBLE PORT 500 rpm center
1/e Decay (L_{t1})	0.20 ms (1.2 deg)	0.20 ms (1.2 deg)	0.20 ms (1.2 deg)	0.25 ms (1.5 deg)	0.48 ms (1.4 deg)	0.52 ms (1.6 deg)
Dip Poing (L_{t2})	0.65 ms (3.9 deg)	0.75 ms (4.5 deg)	0.60 ms (3.6 deg)	0.80 ms (4.8 deg)	0.40 ms (4.2 deg)	1.20 ms (3.6 deg)
Env. 1/e (L_{t3})	1.95 ms (11.7 deg)	1.80 ms (10.8 deg)	1.80 ms (10.8 deg)	2.50 ms (15.0 deg)	4.0 ms (12.0 deg)	3.30 ms (11.4 deg)
L_{t2}/L_{t1}	3.3	3.7	3.0	3.2	2.9	2.3
L_{t3}/L_{t1}	9.7	9.0	9.0	10.0	8.3	7.3



(a) Conventional port (b) Tumble port

Fig. 6 Variation of three different turbulence integral length scales (1000 rpm).

따라 큰 영향을 받지 않으며 흡기포트에 의한 영향도 크지 않음을 Fig. 5에서 알 수 있다. 정의된 3가지 방법에 따른 크기에 있어서는 차이를 보이고 있으나, 역시 크랭크각도에 대해 변화되는 경향은 나타나고 있지 않다. 이와같은 각 정의방법에 따른 적분시간척도는 같은 가시화엔진의 다른 여러 가지의 조건에 대해 적용시험한 결과, Table 1과 같이 얻어졌으며 이것으로부터 일반화된 상관계수를 얻을 수 있다. 즉 최소점까지의 값 (L_{t2})과 급속감쇄영역 적용 값 (L_{t1})의 비(L_{t2}/L_{t1})는 3.0-3.7 범위이고, 최고점의 envelope값 (L_{t3})과 급속감쇄영역 적용값 (L_{t1})의 비 (L_{t3}/L_{t1})역시 9.0-10.0의 범위를 갖고 있음을 알 수 있다. 1000rpm 조건에서 압축말기 난류의 적분시간척도는 평균적으로 0.3-2.0 msec 로서 크랭크각도로 환산하면 1.8-12도 범위의 갖게 되고, 따라서 압축말기 생성된 난류에디의 존재기간으로 볼 때 최고점의 envelope값으로 구한 적분시간 척도(L_{t3})는 너무 큰 값을 나타내는 것으로 판단된다. 이 결과로 미루어 난류의 적분시간척도를 구하는 방법에 있어 급속감쇄영역 적용값 (L_{t1})과 최소점까지의 값 (L_{t2})의 정의를 사용하는 것을 권장한다.

Fig. 6에서 난류의 적분길이척도는 난류강도의 크기변화로 인해 텀블포트에서 큰 값을 나타내고 있으나, 이 값 또한 0.4-1.0 mm 정도로 엔진의 최소 연소실높이 5 mm 보다 현저히 작게 나타남을 알 수 있다. 이것은 피스톤의 상승으로 인해 압축됨으로서 난류에디의 길이척도가 줄어든 것으로 생

각된다. 이러한 이유로 압축말기의 난류에디는 공간적으로 보다 균일해지며(homogeneous), 등방성(isotropic)의 경향으로 되는 것에 영향을 준다. 이값을 이용해 난류 레이놀즈값을 구할 경우, 다음 식으로 표시된다.

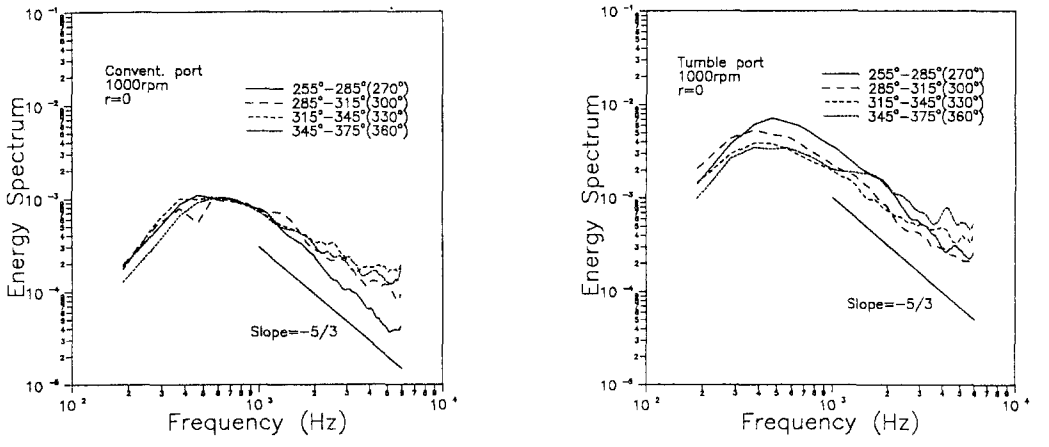
$$Re_t = u' L_x/\nu \tag{8}$$

Table 2에서 보면 적분시간척도 정의방법에 따라 차이가 있지만, 텀블포트의 경우가 기존포트의 경우 보다 약 5배 정도 큰 난류 레이놀즈수를 가짐을 알 수있다. 고전 난류이론에 의하면 난류의 가장 중요한 특징중의 하나가 난류에디들의 운동이 넓은 범위에 걸쳐서 다양한 크기로 존재한다는 것이다. 길이척도가 다양하게 넓은 영역에 걸쳐 존재하고, 이 들 가운데 가장 중요한 길이척도가 적분길이척도로서 이것은 평균유동으로부터 난류에너지를 얻어내는 크기이며 난류에너지에서 가장 중요한 공헌을 한다. 그런데 난류 레이놀즈수는 물리적으로 아래 식과 같이 가장 큰 길이척도(L_x)와 가장 작은 길이척도(L_k)의 비와 비례하므로 난류 레이놀즈수가 크다는 것은 난류에디의 크기분포가 광범위하게 존재하는 유동장을 의미한다.[10]

$$Re_t \approx (L_x/L_K)^{4/3} \tag{9}$$

Table 2 Engine turbulence characteristics in various conditions.

Flow type / Definitions		CONVENT PORT 1000 rpm center	TUMBLE PORT 1000 rpm center	CONVENT PORT 1000 rpm $r=9$ mm	TUMBLE PORT 1000 rpm $r=9$ mm	CONVENT PORT 1000 rpm center	TUMBLE PORT 1000 rpm center
1/e Decay	u'(m/s)	0.20	0.50	0.28	0.50	0.11	0.25
	L_x(mm)	0.05	0.15	0.05	0.15	0.08	0.13
	Re_t	**4**	**30**	**5**	**30**	**4**	**13**
Dip Point	u'(m/s)	0.20	0.50	0.28	0.50	0.11	0.25
	L_x(mm)	0.16	0.36	0.17	0.37	0.16	0.35
	Re_t	**13**	**72**	**19**	**74**	**19**	**35**
Env. 1/e	u'(m/s)	0.20	0.50	0.28	0.50	0.11	0.25
	L_x(mm)	0.40	0.80	0.50	0.20	0.58	0.95
	Re_t	**32**	**160**	**56**	**241**	**27**	**95**



(a) Conventional port (b) Tumble port

Fig. 7 Turbulence energy spectrum variations.

4.2 난류에너지 스펙트럼

난류에너지 스펙트럼 곡선의 아래면적은 전체 난류에너지량을 나타내는 것으로서, Fig. 7에서 두 포트의 결과를 보면 텀블포트의 경우가 많은 난류에너지를 가짐을 알 수 있다. 고전 난류이론에 따르면,[10] 난류는 적분길이척도의 크기 오더로서 평균유동으로부터 비등방성으로 생성된다. 큰 크기의 난류에디들은 평균유동으로부터 얻은 난류에너지를 자기보다 작은 크기의 에디들에게 전달하게 되고 종국에 가서는 난류로서 존재할 수 있는 가장 작은 길이척도인 Kolmogorov scale에서 열에너지로 소산되어 버린다. 난류 레이놀즈수가 충분히 클 경우는 적분길이척도와 Kolmogorov scale 사이의 주파수영역이 넓게 벌어지게 된다. 이들 길이척도 사이의 중간에 존재하는 주파수범위를 관성영역(inertial subrange)이라 하는데, 난류에디들은 등방성이 되며 평균유동의 국소부분에서 대략적으로 에너지의 평형상태를 이루게 된다. Kolmogorov의 이론에 의하면, 이 관성영역의 범위는 에디들 중 가장 큰 척도로부터 가장 작은 척도로의 에너지가 연속적으로 전달되는 (energy cascade) 영역이고, 이 조건에서는 난류에너지가 아래식으로 주파수의 함수로서 표현된다.

$$E(k)=\alpha\varepsilon^{2/3}k^{-5/3} \tag{10}$$

윗 식에서와 같이 난류에너지는 주파수의 $-5/3$ 승 함수로서 감쇄되는 특징을 가진다. 여기서 공간적인 주파수 k와 시간의 주파수 f 사이의 관계식은, 만일 난류유동장이 정체된(stationary) 상태이고 균질하게 분포되면서 난류강도의 크기가 평균유속에 비해 적다면, $k^{-\frac{5}{3}}$은 $f^{-\frac{5}{3}}$으로 바뀌므로 공간적인 주파수가 시간의 주파수로 변환될 수 있다. 이와같은 고전적인 난류이론으로 Fig. 7을 보면 압축과정의 어떤 범위에서는 $f^{-\frac{5}{3}}$의 경향이 발견된다.[8] 텀블포트의 경우, 에너지스펙트럼은 압축과정 중반 이후 높은 주파수영역에서 $-5/3$의 기울기와 잘 일치하는 반면에 기존포트에서는 270도 영역에서만 이 경향을 보일 뿐 다른 각도에서는 잘 일치하지 않는다. 이러한 영역, 즉 에너지가 평형을 이루는 평형상태에서는, 큰 난류에디들에 의해 공급되는 에너지가 작은 에디들에서의 소산율과 평형을 이루고 있음을 말한다. 그러므로 이 결과로부터 텀블포트에서의 난류는 압축말기까지 계속 공급되는 반면에, 기존포트에서는 압축과정 중반부터는 더 이상 평균유동으로부터 난류에디을 생성할 수 없게 됨을 말하는 것이다. 기존포트에서 기울기 $-5/3$과 불일치하는 이유중 하나의 가능성으로 난류 레이놀즈수가 너무 작으므로서 관성영역이 존재할 어떠한 공간도 존재하지 않을 수도 있다.

고전 난류에 의하면 평균유동이 없는 상태의 난류는 시간에 따라 점차 감쇄되며, 보다 큰 에디들의 경우 이렇게 변하는데 보다 많은 시간이 걸리고 에디운동의 가장 적은 척도로서 신속히 정렬된다. 에너지스펙트럼의 최고점의 위치는 작은 에디들이 사라짐으로서 낮은 주파수 (큰 척도의 에디) 방향으로 이동을 하게 되고, 난류의 적분시간척도는 시간이 경과함에 따라 증가하는 경향을 갖게 된다. 그러나 이러한 현상이 2개 흡기포트의 에너지 스펙트럼의 어느 크랭크각도에서는 발견하기가 어렵다. 이것은 기존포트에서도 텀블유동 성분이 아닌 다른 평균유동이 (피스톤운동에 의해 생성되는 축류성분 등) 계속 존재하기 때문인 것으로 유추할 수 있다. 이같은 사실은 엔진속도의 증가에 따른 난류강도의 선형적인 증가에서도 확인할 수 있다.

4. 결 론

엔진 실린더내 난류특성을 정확히 산출하고 해석하기 위하여 고전 난류이론을 적용시 도입되는 가설들과 이들에 의한 체계적인 난류구조 파악에 관한 고찰 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 엔진난류의 시간자체합수는 음의 값과 변동성분을 포함하게 되어 적분시간척도의 산출시 Taylor 정의를 적용할 수 없고, 경험식에 의한 3가지 방법이 시도될 수 있으나, 이들의 크기사이에 일정한 상관관계가 존재한다.

(2) 압축과정 말기의 엔진난류의 적분길이척도는 Taylor가설을 적용하기 어렵고, 난류강도를 도입한 Tabaczynski 관계식이 보다 합당하다. 또한 난류에디의 길이척도는 연소실 최소높이의 0.1~0.2 오더가 되며, 시간척도는 크랭크각도로 10도 이하가 됨으로서 압축과정시 생성된 난류에디들의 존재기간이 지극히 짧으므로서 벌크유동인 스월/텀블유동으로 계속적인 난류생성이 요구된다.

(3) 엔진난류해석에 고전난류이론의 난류 레이놀즈수와 에너지스펙트럼해석이 평균유동과 난류의 상관관계 규명에 매우 유리하며, 이것에 대한 해석

의 정확성을 향상시키기 위해서는 높은 data rate 의 측정기술이 요구된다.

참고문헌

(1) Tennekes and Lumley, 1973, *A First Course in Turbulence,* 2nd Ed., MIT Press, pp. 63-67, 1973.

(2) Blizard, N. C., and Keck, J. C., "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," *SAE Paper* 740191.

(3) 강건용, 이진욱, 백제현, 1994, "LDV측정을 통한 엔진내 텀블감쇄 메카니즘 해석," 대한기계학회논문집 제18권 제10호, pp. 2773~2778.

(4) Liou, T. M., Santavicca, D. A., 1983, "Cycle Resolved Turbulence Mearsurements in a Ported Engine with and without Swirl," *SAE Paper* 830419.

(5) Catania, A. E. and Mittica, A., 1989, "Extraction Techniques and Analysis of Turbulence Quantities From In-Cylinder Velocity Data," *J. Enineerging for Gas Turbine and Power,* Vol. 111.

(6) Kern Y. Kang, J. W. Lee and J. H. Baek, 1994, Effects of Tumble Adaptor Configurations on the Intake Tumble Characterization," *Transactions of Journal of Korea Society of Automotive Engineers,* Vol. 2, No. 5, pp. 66~73.

(7) Tabaczynski, R. J., 1983, "Turbulence Measurements and Modelling in Reciprocating Engines-an Overview," Paper No. C51/83, IMechE.

(8) K. Y. Kern, 1995, "An Experimental Study on Tumble Flow and Turbulence Characteristics in a Four-Valve Engine," Ph. D Thesis.

(9) Fansler, T. D., 1993, "Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in-Piston Engines," *SAE Paper* 930479.

(10) Hinze, J. O., 1975, *Turbulence,* McGraw-Hill.