

工學碩士 學位論文

大型 2行程 低速 船舶用 디젤機關의
瞬間回轉速度 變動에 관한 研究

*A Study on the Instantaneous Speed Variation of
a Low Speed 2 Stroke Marine Diesel Engine*

指導教授 崔 在 星

2007 年 8 月

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機關시스템工學科

李 鎮 旭

本 論文을 李鎭旭의 工學碩士 學位論文으로 認准함

委員長 裴 鐘 旭 (印)

委 員 金 正 烈 (印)

委 員 崔 在 星 (印)

2007年 6月 27日

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機關시스템工學科

李 鎭 旭

목 차

<i>Abstract</i>	iii
<i>Nomenclature</i>	v
<i>Subscripts</i>	vi
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용	3
제 2 장 왕복동 내연기관의 토크 변동	4
2.1 크랭크각도와 피스톤변위의 관계	4
2.2 피스톤의 속도와 가속도	6
2.3 크랭크축의 회전력	7
2.4 왕복동 내연기관의 토크변동의 고찰	10
제 3 장 순간속도변동 계측 및 결과 고찰	12
3.1 계측 방법	12
3.2 계측 결과	18
3.3 운전조건에 따른 속도변동 계측 분석	21
3.4 속도변동 계측결과의 고찰	26

제 4 장	순간속도변동 분석에 의한 기관 진단	28
4.1	한 실린더 착화실패 시 기관분석.....	28
4.2	기관 지시마력 산출과정의 오류분석	34
제 5 장	결 론	44
참고문헌	45

A Study on the Instantaneous Speed Variation of a Low Speed 2 Stroke Marine Diesel Engine

Jin-Uk Lee

*Department of Marine Engineering
Graduate School of Maritime Industrial Studies
Korea Maritime University*

Abstract

It is very important matters for ship's operation to keep ship's safety and saving operation cost and one of requisite is an optimized operation for main engine.

To achieve the optimized operation of main engine, it is imperative to check the performance of main engine periodically.

There are several types of analysis equipment to check the performance of main engine such as mechanical indicator, Maihak and electronic indicator, EMS(Engine Monitoring System) and etc.

However, it is reported that the IHP calculated and measured from EMS has a deviation compared to mechanical indicator.

EMS measures the cylinder pressure by piezoelectric transducers and crank angle is just detected through TDC sensor at constant time, not real-time.

This paper proposes another method to estimate the in-cylinder pressure and torque by using crankshaft speed variation.

The variation of the crankshaft speed in a multi-cylinder engine is determined by the resultant gas pressure torque and the torsional deformation of the crankshaft. Under steady state of operation, the crankshaft speed has a quasi-periodic variation. For the diagnosis, the engine instantaneous speed versus crankshaft angle is utilized.

This paper describes a simple measurement method of the engine instantaneous speed versus crankshaft angle by using the teeth on the flywheel of the crankshaft. Two non-contacting magnetic pickup combinations detect the crank angle and TDC position to acquire the data. The result from experiments on a 6 cylinder marine diesel engine demonstrates that the crankshaft speed variation is well detected with good resolutions.

In the meantime, there are several researches for the automobile engine to meet OBD II regulation for the prevention of air pollution, one method of which to detect misfire using crankshaft speed variation.

Furthermore, the validity for the method is verified during the cylinder cut-off condition for marine diesel engine and the wide crankshaft speed variation is shown while the governor controls the engine continuously.

Also, it is confirmed that the engine output measured by EMS could be over evaluated than the actual value due to TDC position error caused by instantaneous speed variation.

key words : Instantaneous Speed Variation(순간속도변동), IHP(Indicated horse power), Engine Monitoring System(EMS : 기관 감시 시스템), Misfire(실화), OBD(On Board Diagnostics II), TDC(Top Dead enter), Main Engine(주기관), Marine Diesel Engine (선박용 디젤기관)

Nomenclature

BDC	:	bottom dead center
BHP	:	brake horse power
BMS	:	bridge maneuvering system
ECU	:	engine control unit
EMS	:	engine monitoring system
FFT	:	fast fourier transform
IHP	:	indicated horse power
MCR	:	maximum continuous rate
NCR	:	normal continuous rate
OBD II	:	on board diagnostics II
TDC	:	top dead center
C_C	:	clock count number of the duration for tooth
a	:	piston acceleration
F_r	:	inertia of the piston & moving parts
F_g	:	gas force on piston
I_e	:	moment of inertia
l	:	length of the connecting rod
$N(n)$:	crankshaft revolutions per minute
N_{nor}	:	normalized instantaneous speed
N_O	:	mean speed
N_S	:	instantaneous speed
M	:	number of flywheel tooth
R_n	:	speed variation ratio
r	:	crank radius

S	: stroke
T	: torque on crankshaft
T_c	: period of clock count
T_d	: $T_e - T_p$
T_e	: engine torque
T_i	: torque of each cylinder
T_{gp}	: torque due to gas pressure
T_p	: torque due to propeller
T_{ri}	: torque due to reciprocating masses
u	: piston velocity
x	: distance of piston from crankshaft axis
W_p	: piston mass
W_s	: reciprocating of connecting rod mass
W_r	: $W_p + W_s$
$\Delta\theta_{TDC}$: retard angle of TDC
θ	: crank angle from TDC
ϕ	: angle between con. rod and cyl. center line
λ	: l/r
ω	: angular velocity of crankshaft

Subscripts

i	: cylinder number
z	: number of cylinders

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

선박의 추진동력의 파악은 선박의 경제적인 운항관리는 물론 선박추진시스템의 신뢰성 향상을 위하여 필요한 많은 정보들 중에 필수적으로 요구되는 사항이다. 최근 선박의 경우 각종 감시 및 진단장치(monitors & diagnosis system)를 설치하여 이러한 요구에 부응하는 추세이며, 주기관의 성능분석기(MIP)를 추가한 EMS(Engine Monitoring System)도 그 주요 항목 중 하나이며, 대부분 대형선박에서 실용화 되어있다. 그러나 EMS에서 계측 및 산출된 지시마력(IHP)이 기계식 인디케이터로 실린더 압력을 취득, 연료유의 비중, 온도, 기관실 및 소기온도 등 여러 변수를 사용한 계산치와 실린더 p_v 선도에서 플라니미터(planimeter, 면적계)에 의한 지시마력의 산출된 결과보다 크게 나타난다고 보고가 있고, 본 실험선(한나라호)에서도 지시마력에 대한 오차를 확인할 수 있었다.

기관의 출력을 측정하는 방법으로는 실린더내의 압력을 측정하는 방법과 추진축에서 토크를 직접 측정하는 방법을 생각할 수 있으나, 기관의 실린더 내 압력을 직접 측정하여 토크의 변동을 파악하는 것은 복잡한 연산과정이 요구됨은 물론 다 실린더 기관의 경우에는 폭발간격을 고려하여야 하기 때문에 간단치 않으며, 기관의 토크 변동을 직접 측정하는 것은 고가의 계측장비를 필요로 하기 때문에 많은 비용이 요구된다.

왕복동 운동을 하는 디젤기관은 그 작동원리상 압축과 팽창과정 등에서 실린더내의 압력이 심하게 변동하기 때문에 크랭크축에서 발생하는 토크가 변동하게 된다. 토크의 변동은 기관회전속도의 변동으로 이어지고 비틀림 진동 등을 야기하기 때문에 동력을 전달하는 축계장치의 설계에는 물론 기관의 안정적인 운전에도 영향을 미치게 된다.

선박추진용 디젤기관과 같이 저속기관의 경우에는 각각의 실린더에서 발생하는 토크의 변동이 크기 때문에 기관회전속도의 변동에 미치는 영향이 크게 되어 변동 폭 또한 크게 된다. 실린더간의 발생 토크가 불균일하게 되면 이 영향은 더욱 크게 될 것이고, 저속기관의 경우 회전속도의 변동이 크면 조속기의 작동에도 민감하게 영향을 미치게 되어, 특히 디지털 조속기(governor)가 사용

되는 기관의 경우는 기관의 제어를 어렵게 할 수도 있다.

환경적인 측면에서는 여러 가지 오염 중 대기오염으로 인한 지구의 온난화로 많은 문제가 대두되고 있다.

선박의 경우 2000년 1월 1일 이후에 건조되는 선박에 설치되거나 주요 개조가 이루어진 출력 130kW을 초과하는 선박기관의 경우 질소산화물(NOx)의 규제의 적용을 받게 되어있으며, 이에 따른 기관과 설비는 NOx Technical Code에 따라 검사가 수행되어야 한다.

일반적으로 육상 자동차 기관에서는 연소 과정에서 유해 성분을 후처리 장치인 3원 촉매 장치(3-way catalyst)를 이용하여 정화를 시킨다. 그러나 점화불능, 연료 공급 장치의 결함, 기관의 압축 저하 등으로 인하여 정상적인 연소가 일어나지 않고 즉 실화(misfire)가 발생하면 동력손실 및 연료 소비가 증가, 토크 불균일 등을 야기시키며 특히 배기중의 유해성분이 급격히 증가하게 된다.

기관의 실화 검출은 OBD II(On Board Diagnostics II)에 규정된 10가지 항목 중 하나이다. OBD II는 “1994년 이후 모델의 모든 자동차는 동력 전달 계통 부품 중에서 배기 배출물에 영향을 미치고 제어 장치와 입출력 신호를 교환하는 부품의 결함이나 제어 장치의 자체의 작동 오류를 운전자에 알려주는 결함 표시기(malfunction indicator)를 계기관에 설치해야한다.”고 규정하고 있다.

실화와 관련한 고장 진단장치는 기관 실화를 검출하고 실화가 일어난 실린더를 판별해 낼 수 있어야 하며, 1997년 이후 모델의 자동차에서는 무부하 운전 영역 및 3,000 rpm에서 부하가 걸리기 시작하는 점과 최고 속도에서 흡기 다기관 부압으로 101.6 mmHg에 해당하는 2점을 연결한 직선이하의 무부하 영역을 제외한 모든 부하 영역에서 결함 표시기가 작동되어야 한다.

실화가 일어나면 일차적으로 기관에서 배출되는 탄화수소와 산소농도가 증가하므로 산소 센서는 희박 혼합기에 해당하는 신호를 ECU(Engine Control Unit)에 보내게 되어 혼합기는 더욱 농후해진다. 결과적으로 실화로 인해 탄화수소와 일산화탄소의 배출농도는 증가하고 질소 산화물은 감소하게 된다.

기관의 실화검출은 연소변동에 따른 실린더 내의 압력변화나 연소가스의 온도 변화를 직접 측정하여 실화 여부를 판단하는 방법과 실린더 내의 압력변동이나 연소생성물에 따라 영향을 받는 관계 변수들을 측정하여 판단하는 간접적인 방법이 있다.

직접적인 실화검출은 선박용 기관에서는 EMS 및 BMS(Bridge Maneuvering System)의 안전장치 등에 사용되고 있으나, 자동차 기관에서는 실린더 내에 센서를 설치해야 하기 때문에 설치공간의 확보가 어렵고, 또한 센서장치가 고가이며 센서가 고온 연소가스에 노출이 되므로 센서의 내구성 및 오염 등에 따른 문제가 야기될 수 있다.

간접적인 실화검출은 배기가스 분석, 기관의 출력토크 변동, 배기 정화용 촉매 온도, 산소 센서 출력이나 크랭크축 순간속도(각속도)변동을 이용하는 방법이 있다. 이들 방법 중 여러 가지 문제점 등이나 여건 및 비용 면에서 현재 자동차 기관의 경우 실화 검출 방법으로 크랭크축의 순간속도(각속도) 변동에 관한 연구가 활발히 수행 되어 왔다.

1.2 연구 내용

본 연구에서는 토크의 변동을 측정하는 방법으로 기관의 순간 회전속도를 계측, 토크 변동을 예측하는 방법에 착안한 기초연구로서 순간회전속도의 변동을 측정하였다. 순간 회전속도는 플라이휠에 가공되어 있는 치차에 비접촉식 근접센서를 이용하여 간단히 측정할 수 있다. 또한 기관의 순간회전속도를 측정할 수 있는 장치를 개발하고, 실선에 적용하여 선박용 디젤기관의 각 운전조건에서 발생하는 속도변동을 파악 하였으며 이 방법은 개발비용은 물론 실선에 적용한 측정결과에 있어서도 만족할만한 정확도를 나타내었다. 이 결과를 이용하면 비교적 간단하면서도 저렴한 비용으로 토크의 변동을 예측할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 실화 판단의 한 간접적인 방법으로 실화로 인한 불균일한 토크 변동에 대한 순간속도변동을, 감통운전 범위인 Half(130 rpm)에서 각 실린더 별로 연료유를 차단하여 실화를 가정한 운전 중 순간속도변동을 정상운전 속도변동과 비교하여 그 타당성을 검증하였으며, 실화 운전 당시 주기관의 조속기에서 지속적인 제어가 이루어짐에도 순간회전속도가 주기적으로 크게 변동함을 확인 할 수 있었다. 또한 상선 및 실습선에서 사용 되어지고 있는 EMS에서 계측 및 산출된 지시마력(IHP)의 결과가 토크메타(Torque Meter)에 의한 계측결과 보다 크게 평가되는 원인을 실험적, 이론적으로 고찰하여 규명하였다.

제 2 장 왕복동 내연기관의 토크변동

2.1 크랭크각도와 피스톤변위의 관계

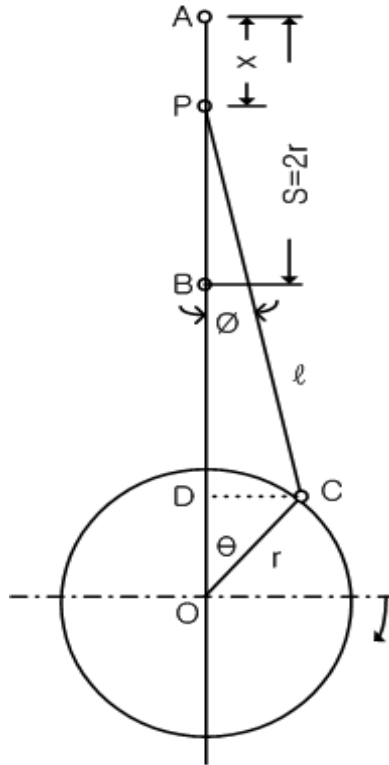


Fig. 2.1 Displacement of piston

Fig. 2.1 에 있어서 피스톤의 상사점으로부터의 변위를 x [m] 라 하면 다음과 같이 표시된다.

$$x = OA - OP = OA - (DP + DO) \text{ [m]}$$

여기서 S : 행정 [m], r : 크랭크 반경 = $S/2$ [m], l : 연접봉의 길이 [m]

θ : 실린더 중심선으로부터의 크랭크각도, ϕ : 연접봉각도, $\lambda = l/r$ 라 하면 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 x &= (\ell + r) - (\ell \cos \phi + r \cos \theta) \\
 &= r(1 - \cos \theta) + \lambda r(1 - \cos \phi) \text{ [m]}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

여기서 상식의 ϕ 와 크랭크각도 θ 의 관계를 이용하여 식 (2.1)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \sin \theta &= \ell \sin \phi \\
 \sin \phi &= \frac{r}{\ell} \sin \theta = \frac{\sin \theta}{\lambda} \\
 \cos \phi &= \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \sin^2 \theta / \lambda^2} \\
 x &= r(1 - \cos \theta) + \lambda r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \text{ [m]}
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

상식중의 함수 $\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}}$ 을 Taylor 급수로 전개하면 다음과 같이 된다.

$$\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} = 1 - \frac{1}{2} \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} - \frac{1}{8} \frac{\sin^4 \theta}{\lambda^4} - \frac{1}{16} \frac{\sin^6 \theta}{\lambda^6} \dots \dots$$

여기서

$$\begin{aligned}
 \sin^2 \theta &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta \\
 \sin^4 \theta &= \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{1}{8} \cos 4\theta
 \end{aligned}$$

이므로 식 (2.2)는 다음과 같이 된다.

$$x = r \left(1 + \frac{1}{4\lambda} + \frac{3}{64\lambda^3} + \dots \right) - r \cos \theta$$

$$\begin{aligned}
& + r \left(-\frac{1}{4\lambda} - \frac{1}{16\lambda^3} - \frac{1}{512\lambda^5} - \dots \right) \cos 2\theta \\
& + r \left(\frac{1}{64\lambda^3} + \frac{3}{256\lambda^5} + \dots \right) \cos 4\theta \\
& - r \left(\frac{1}{512\lambda^5} + \dots \right) \cos 6\theta + \dots \text{ [m]}
\end{aligned} \tag{2.3}$$

상식 중 $1/\lambda^3$ 이상의 고차계수를 포함하는 항은 $\lambda = 3 \sim 5$ 로 매우 작은 값이 되므로 이를 생략하면 (2.4)식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
x & \doteq r + \frac{r}{4\lambda} - r \cos \theta - \frac{r}{4\lambda} \cos 2\theta \\
& = r(1 - \cos \theta) + \frac{r}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \text{ [m]}
\end{aligned} \tag{2.4}$$

2.2 피스톤의 속도와 가속도

피스톤속도 u [m/s]는 피스톤변위 x [m]을 시간에 대하여 미분하면 얻게 된다. 식 (2.3)으로부터

$$\begin{aligned}
u & = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dx}{d\theta} \\
& = \omega r \sin \theta + \omega r \left(\frac{1}{2\lambda} + \frac{1}{8\lambda^3} + \frac{15}{256\lambda^5} + \dots \right) \sin 2\theta \\
& \quad - \omega r \left(\frac{1}{16\lambda^3} + \frac{3}{64\lambda^5} + \dots \right) \sin 4\theta \\
& \quad + \omega r \left(\frac{3}{256\lambda^5} + \dots \right) \sin 6\theta \dots \text{ [m/s]}
\end{aligned} \tag{2.5}$$

상식에 있어서도 $1/\lambda^3$ 이상의 고차의 항은 생략하면

$$u \doteq \omega r \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) [\text{m/s}] \quad (2.6)$$

또한 피스톤의 가속도 α [m/s²]에 대해서도 식 (2.5)에서 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{du}{dt} = \frac{du}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{du}{d\theta} \\ &= \omega^2 r \cos \theta + \omega^2 r \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{4\lambda^3} + \frac{15}{128\lambda^5} + \dots \right) \cos 2\theta \\ &\quad - \omega^2 r \left(\frac{1}{4\lambda^3} + \frac{3}{16\lambda^5} + \dots \right) \cos 4\theta \\ &\quad + \omega^2 r \left(\frac{9}{128\lambda^5} + \dots \right) \cos 6\theta + \dots \end{aligned} \quad (2.7)$$

따라서 마찬가지로 고차항을 생략하면 근사적으로 구할 수 있다.

$$\alpha \doteq \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) [\text{m/s}^2] \quad (2.8)$$

2.3 크랭크축의 회전력

피스톤의 중량을 W_p , 연접봉의 왕복운동부분의 중량을 W_s 라 하면, 왕복운동부분의 총중량 $W_r = W_p + W_s$ [kg]에 의한 관성력 F_r 은 임의의 크랭크 각에서 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} F_r &= -m_r \alpha \\ &\doteq -\frac{W_r}{g} \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) [\text{N}] \end{aligned} \quad (2.9)$$

또는 $\omega = \pi n/30$ 과 $g = 9.8$ [m/s²] 이므로

$$F_r \doteq \frac{-W_r n^2 r}{900} \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) [N] \quad (2.10)$$

$\theta = 0$ 의 상사점에 있어서의 관성력 $F_{r=0}$ 은 다음과 같이

$$F_{r=0} = \frac{-W_r}{g} \omega^2 r \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) \text{가 되어 피스톤운동을 방해하는 힘은 최대로}$$

되고, $\theta = 180^\circ$ 의 하사점에서는

$$F_{r=180} = \frac{+W_r}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right) \text{로 되어 피스톤운동을 조장하는 힘이 최대}$$

로 된다. 이와 같이 피스톤의 왕복운동에 대한 관성력의 영향의 크기는 크랭크 각도에 따라 변하며, 이것과 가스의 폭발력과 합성력이 크랭크를 회전시키는 회전력이 된다.

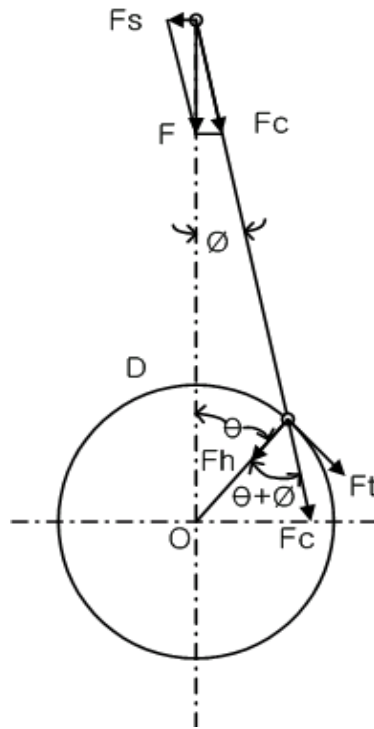


Fig. 2.2 Torque of crankshaft

Fig. 2.2 에서 관성력 F_r 와 가스압력 F_g 때문에 피스톤에 작용하는 합성력 F 는 피스톤의 측압력 $F_s = F \tan \phi$ 와 연접봉에 작용하는 $F_c = F / \cos \phi = F \sec \phi$ 로 분리할 수 있다. 여기에서, 크랭크핀에 작용하는 힘 F_c 를 크랭크 암에 수평한 힘과 수직인 힘으로 나누면, 수평분력 F_h 는 크랭크 핀을 베어링에 억누르는 힘에 불과하나 접선방향의 F_t 는 회전력으로 유효하게 작용한다. 따라서

$$\begin{aligned} F_t &= F_c \sin(\theta + \phi) \\ &= F \left(\sin \theta + \frac{\cos \theta \sin \phi}{\cos \phi} \right) [\text{N}] \end{aligned} \quad (2.11)$$

ϕ 와 θ 의 관계를 이용하면 크랭크축의 회전력은 다음과 같이 표시된다.

$$F_t = F \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \right) [\text{N}] \quad (2.12)$$

이로부터 F_t 은 합성력 F 와 크랭크 각 θ 로 나타 낼 수 있으며, 회전 모멘트 T 도

$$T = F_t \times r \quad [\text{Nm}]$$

로 계산된다.

2.4 왕복동 내연기관 토크변동의 고찰

왕복동 내연기관의 토크 T_e 는 실린더내의 가스압력에 의하여 발생하는 토크 T_{gp} 와 회전관성력에 의한 토크 T_{ri} 로 구분 할 수 있다.

$$T_e = \sum_{i=1}^z (T_{gp} + T_{ri})_i \quad (2.13)$$

여기서 i 는 실린더 번호, z 는 실린더 수이다. 그리고 회전운동 하는 왕복동 내연기관의 축계운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$I_e \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_p \quad (2.14)$$

여기서,

I_e : 축계의 회전관성력

ω : 기관축의 각속도

T_e : 기관발생 토크

T_p : 프로펠러 구동 토크

또한 기관의 전 발생 토크를 폭발순서와 회전속도에 대한 크랭크각 θ 로 전개할 수 있다. 식 (2.14)에 $\omega = 2\pi N/60 = \pi N/30$ 을 대입하고, $T_d = T_e - T_p$ 라 하면 식 (2.15)와 같이 된다.

$$T_d = I_e \frac{dn}{dt} \frac{\pi}{30} \quad (2.15)$$

식 (2.15)에 t 를 크랭크각 θ 로 표시하면 식 (2.16)과 같이 표시 될 수 있다.

$$I_e \frac{dn}{d\theta} = T_d \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{1}{n} \quad (2.16)$$

여기서 각각의 실린더의 토크를 T_i , i 를 실린더 번호, z 를 실린더 수라 하면
다기통 엔진 토크는 다음과 같이 된다.

$$I_e \frac{dn}{d\theta} = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^z T_i - T_p \right) \quad (2.17)$$

회전관성력에 의한 T_{ri} 는 (2.10) 식에서 보는바와 같이 기관 회전속도에 제곱에 비례하며, 가스 압력에 의해 발생하는 T_{gp} 는 기관부하의 증가에 따라 증가한다. 그러나 T_{ri} 는 회전관성질량 I_e 에 의한 영향을 무시하면 한 사이클 중에 일정한 값을 가지며, T_{gp} 는 기본적으로 실린더 수에 의한 주기적으로 변동을 일으킨다. 따라서 기관의 순간토크의 변동은 T_{gp} 의 변동에 크게 영향을 받는다. 토크의 변동은 결과적으로 순간회전속도의 변동을 야기 시키기 때문에 순간회전속도의 변동을 예측하면 순간토크 변동을 역으로 알 수 있고, 이로부터 실린더 상태를 파악할 수도 있다.

제 3 장 순간속도변동 계측 및 결과고찰

3.1 계측 방법

대상기관은 선박추진기관용 저속2행정 디젤기관(MCR : 200 rpm, 4 000 BHP)으로 *Table 1* 은 실험대상 기관의 사양이다.

Table 1 Specification of Test Engine

<i>Item</i>	<i>Specification</i>
<i>Engine type</i>	<i>2 stroke, single acting diesel engine with T/C</i>
<i>Number of cylinder.</i>	<i>6</i>
<i>Cylinder bore</i>	<i>350 mm</i>
<i>Piston stroke</i>	<i>1 050 mm</i>
<i>MCR</i>	<i>4 000 BHP @ 200rpm</i>
<i>NCR</i>	<i>3 400 BHP @ 189.5rpm</i>
<i>Firing order</i>	<i>1-5-3-4-2-6</i>

Fig. 3.1 은 측정방법의 계략도를 보인다. 순간속도변동의 측정은 고주파 발진형 근접센서(proximity sensor)를 이용하였다. 플라이휠 원주 상에 가공되어 있는 치차가 변위센서를 통과할 때 발생하는 신호를 구형파로 변환하고 변환된 구형파의 한 주기 동안 시간을 측정하는 방법으로 각 기어 사이를 통과하는데 소요되는 시간을 측정하였다. 시간의 측정은 Counter Acquisition System의 Internal Clock을 Count하여 치차사이의 Clock 수를 측정하여 시간으로 환산하였으며, 또한 Processor의 내부 Internal Clock의 주기를 $0.6 \mu s$ 로 고정하였다.

측정의 시작의 신호(Trigger Signal)는 기존의 주기관 EMS의 TDC Sensor를 사용하였고, 1번 실린더의 상사점 68° 전에서 발생하며, 종료신호를 입력할 때까지의 데이터를 저장하도록 하였다.

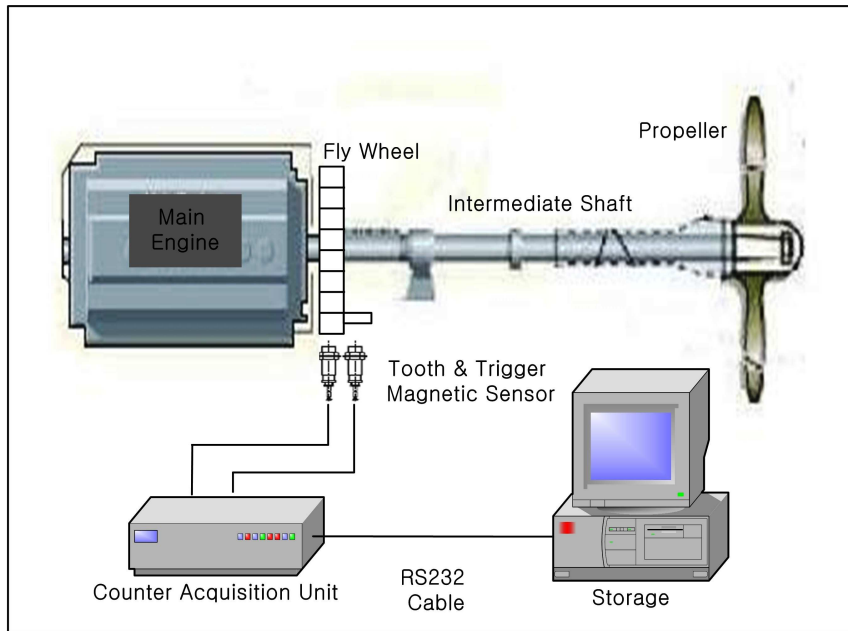


Fig. 3.1 *Diagram of counter acquisition system*

Flywheel Tooth Sensor는 다음과 같이 선정하여 사용하였다. 본선 주기관의 MCR이 200rpm이고, Flywheel Tooth의 수가 104개이기 때문에 초당 감지하는 능력 즉 응답 주파수가 350Hz이면 된다고 판단하였는데, 실험 도중 치차를 놓치는 경우가 발생 하여 800Hz의 성능을 갖는 응답 주파수의 근접센서를 사용하여 실험에 사용하였다.

Table 2는 사용되어진 센서의 사양이고, **Fig. 3.2**는 주기관의 EMS의 TDC Sensor 와 Flywheel Tooth Sensor가 설치된 사진을 보여주고 있다.

Table 2 Specification of flywheel tooth sensor

Item	Specification
Model	PR12-2DN
P	고주파 발진형 근접센서
R	원주형
검출면의 지름	12mm
검출거리	2(mm±10%)
DN	직류3선식 출력 NPN normal open
응답주파수	800 Hz



Fig. 3.2 Tooth & TDC(trigger) sensor on the flywheel

본 연구에 사용한 데이터 처리장치는, 아래와 같이 크게 3부분으로 구성된다.

- (1) 중앙 처리 장치(Central Processing Unit : CPU)
- (2) 기억 장치(Memory Unit)
- (3) 입 · 출력 장치(Input / Output Unit)

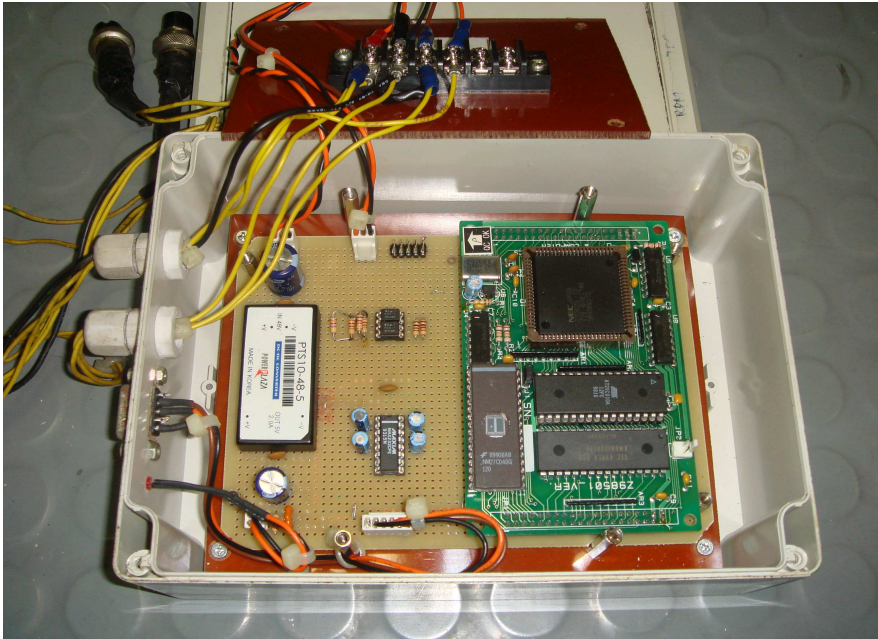


Fig. 3.3 Equipment for counter acquisition unit

핵심 부품인 제어용 마이크로프로세서는 입력, 출력, 기억, 연산 제어를 수행하는 μ pd 70325(v25)를 사용 하였다.

이 마이크로프로세서는 Flywheel Tooth 근접센서(Proximity Sensor)로부터 검출된 Pulse(구형파) Signal 및 TDC(Trigger) Signal을 Photo Couple에 의하여 받은 신호를 디지털 데이터로 전환하도록 되어 있고, Processor Internal Clock Generator에서 발생한 Clock Count를 분석 처리하도록 설계 제작하였다.

주변소자인 ROM에서는 모니터 상에 계측된 각 Tooth 사이의 Clock Count 수를 실시간으로 표시하도록 하는 프로그램과 기본데이터를 기록하도록 되어 있다. 또한 RAM은 실시간으로 얻어지는 신호를 저장하고 RS-232 통신라인을 통해 수집한 데이터를 주 컴퓨터로 전송하도록 하여 내부 하드 디스크에 데이터를 저장 하도록 하였다.

Fig. 3.3 은 실험에 사용된 Counter Acquisition Unit에서 CPU, EEP-ROM, E-ROM, S-RAM, I/O Unit, Decoder 포함된 제작된 장비를 보여주고 있다

Fig. 3.4 는 위의 각각의 CPU를 포함한 각각의 주변 소자의 실제 설계 Circuit Diagram을 보여 주고 있다.

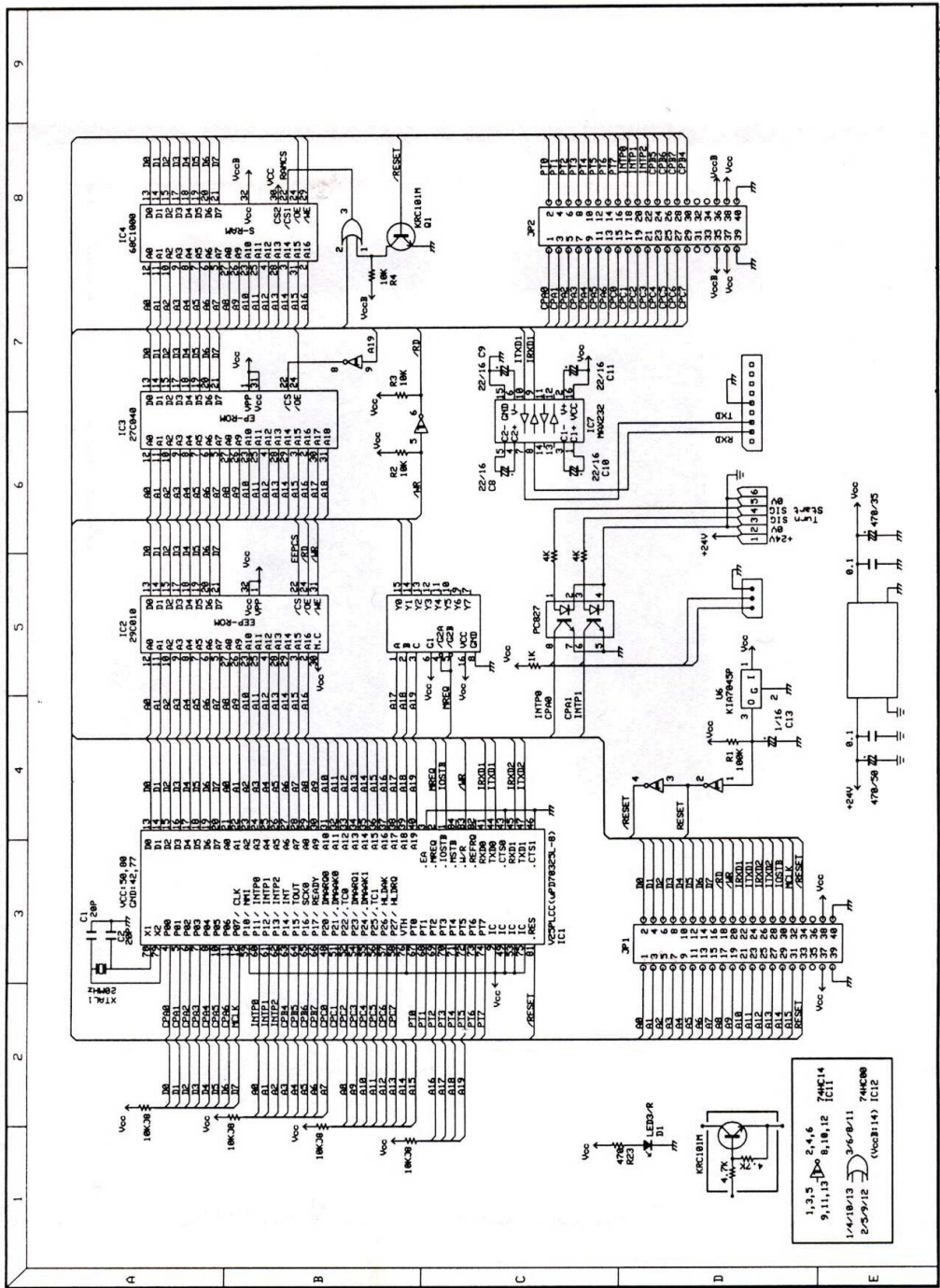


Fig. 3.4 Circuit diagram of CPU & memory of counter acquisition unit

3.2 계측 결과

순간속도변동의 측정은 앞에서 언급 한 바와 같이 플라이휠 원주 상에 가공되어있는 치차(tooth)와 치차사이를 지나는 시간을 측정하면 된다. 회전하는 플라이휠 치차가 근접센서의 검출거리에 도달하여 발생하는 신호를 구형파로 변환하고, 변환된 구형파 사이의 시간을 측정하였다.

이때 치차사이의 internal clock 수를 취득(sampling)하는 방법에는 회전수의 범위와 관계없이 일정하게 clock 주파수를 고정 시키는 방법(fixed frequency sampling)과 회전수의 범위와 비례하여 clock 주파수를 증가시켜 동기화 하는 방법(synchronous frequency sampling)이 있으며, 중요한 것은 고 주파수 비(High Frequency Rate)이다.

본 연구에서는 순간회전속도를 측정하기 위하여, Internal Clock 주파수를 고정하는 fixed frequency sampling 방법을 이용하였으며, 운전조건은 선박의 운항에 있어서 주로 이용되는 운전조건 즉 Dead Slow(80 rpm), Slow(100 rpm), Half (130 rpm), Maneuvering Full(160 rpm), NCR(190 rpm)에 따라 한 사이클 동안의 회전하는 플라이휠(Flywheel)의 이(tooth) 사이에 Internal Clock 수를 계측 하였다.

*Fig. 3.5*는 측정된 결과의 한 예로서 NCR(190 rpm) 일 때의 측정결과를 보인다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 측정 결과에는 매우 심한 변동성분이 나타나고 있으며, 여기에는 비틀림진동에 의한 영향도 포함되어 있는 것으로 판단된다.

비틀림 진동진폭은 대상기관의 경우 회전속도에 따라 0.1~0.4 deg 정도로 계측되었으며, 이는 순간속도변동을 계측한 결과에서도 확인할 수 있었다. 측정오차를 감안하여 속도변동율에 관한 검토는 측정된 결과를 FFT Smoothing 방법으로 처리하여 데이터를 분석 하였다.

또한 Smoothing 방법에 따른 분석 결과를 함께 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 FFT Smoothing 처리에 있어서는 비교적 합리적이라고 판단되는 5점 방식을 택하였다.

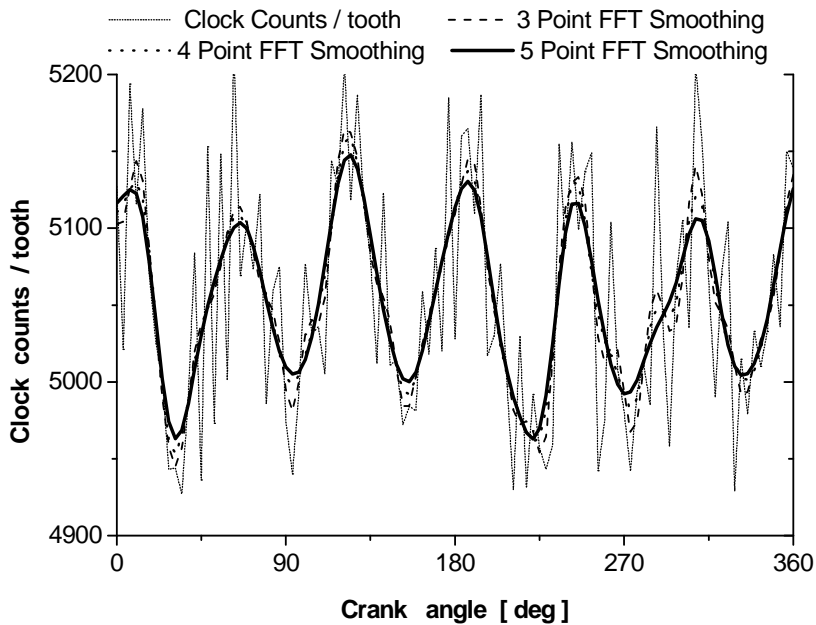


Fig. 3.5 Result of clock counts / tooth at 190rpm

Fig. 3.6 은 각 회전속도에서 측정된 데이터를 5 point FFT Smoothing 방식을 적용하여 처리한 결과를 보여주고 있다. Internal Clock의 주파수를 고정하였기 때문에 회전속도의 증가에 따라 Clock의 수가 적게 나타나고 변동진폭 또한 감소함을 알 수 있다.

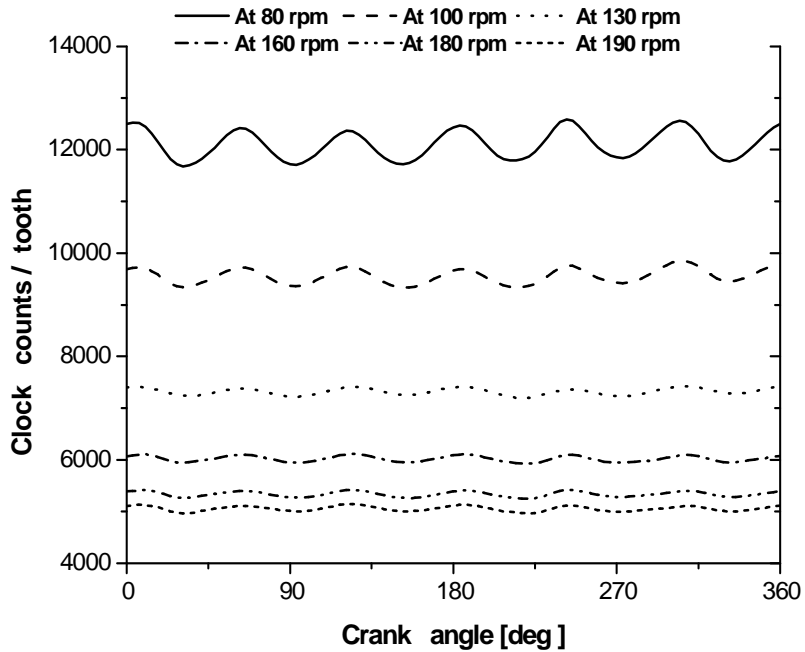


Fig. 3.6 Result of Clock Counts / Tooth at each rpm

3.3 운전조건에 따른 속도변동 계측 분석

회전하는 플라이휠의 이(齒)수와 치차사이의 시간을 계산하면, 다음과 같이 순간속도를 분당회전수로 구할 수 있으며, 또한 각 순간속도를 합산하여 치차수로 나눈 평균속도를 가지고, 각 순간속도에 대한 평균속도비, 즉 정형화(normalized instantaneous speed)하여 순간속도변동을 분석하였다. 각 용어의 정의는 다음과 같다.

$$N_s = \frac{60}{MT_c C_C} [\text{rpm}] \quad (3.1)$$

$$N_o = \sum_{i=1}^M N_s \frac{1}{M} [\text{rpm}] \quad (3.2)$$

$$N_{nor} = \frac{N_s}{N_o} \quad (3.3)$$

여기에서 N_s : 순간속도, N_o : 평균속도, N_{nor} : 순간속도와 평균속도의 비(Normalized Instantaneous Speed), M : 플라이휠(Flywheel)의 기어 이(齒) 수, T_c : Clock 주기 $0.6 \mu s$, C_C : 이(齒) 사이의 Clock 수를 의미 한다.

Fig. 3.7~3.11 는 **Fig. 3.6** 의결과를 각 회전수 별로 기관회전속도로 환산하여 순간속도를 각각 나타낸 것이다.

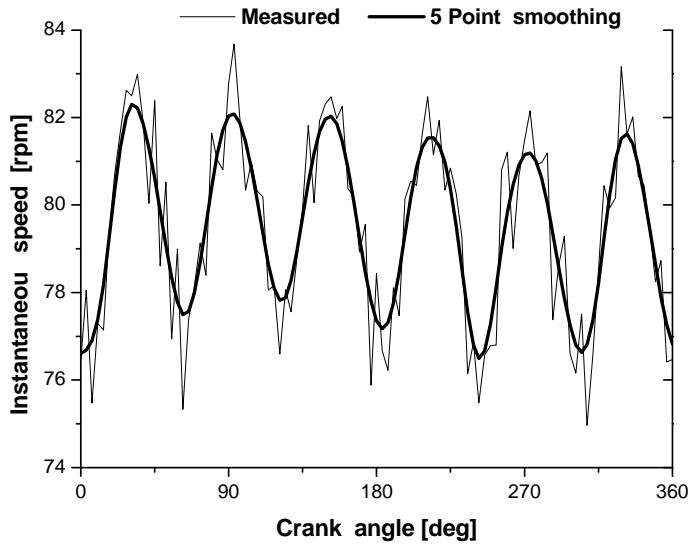


Fig. 3.7 Variation instantaneous speed at 80rpm

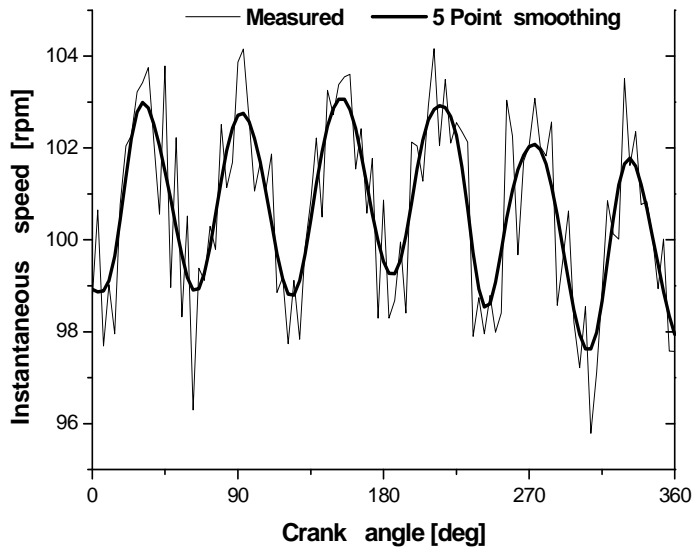


Fig. 3.8. Variation Instantaneous Speed at 100rpm

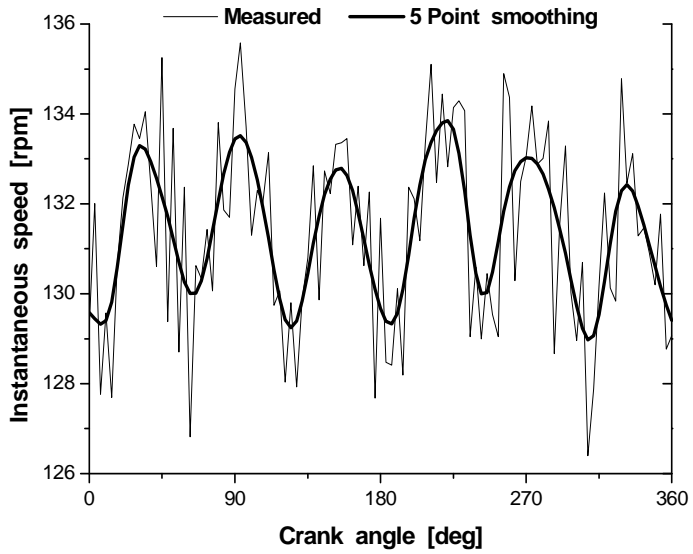


Fig. 3.9 Variation instantaneous speed at 130rpm

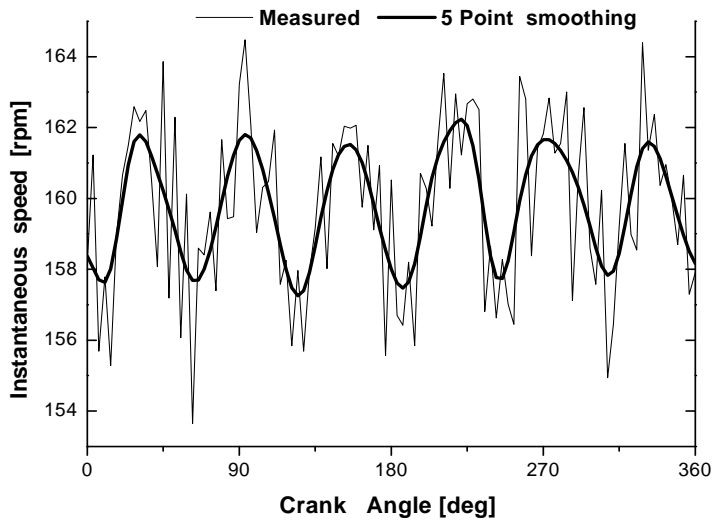


Fig. 3.10 Variation instantaneous speed at 160rpm

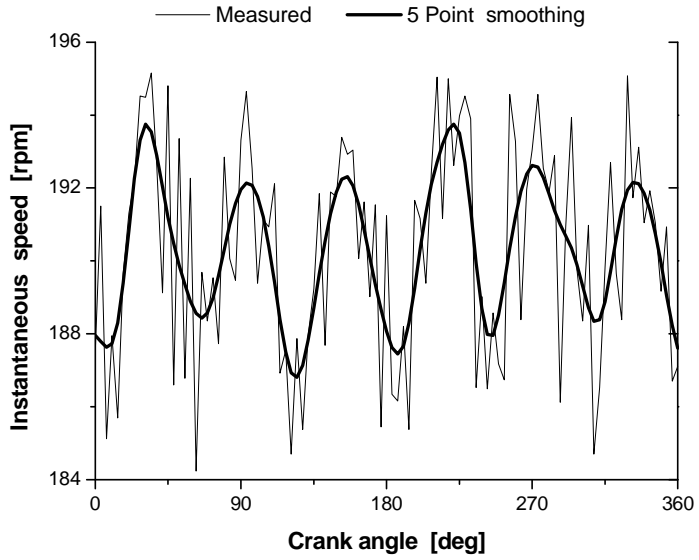


Fig. 3.11 Variation instantaneous speed at 190rpm

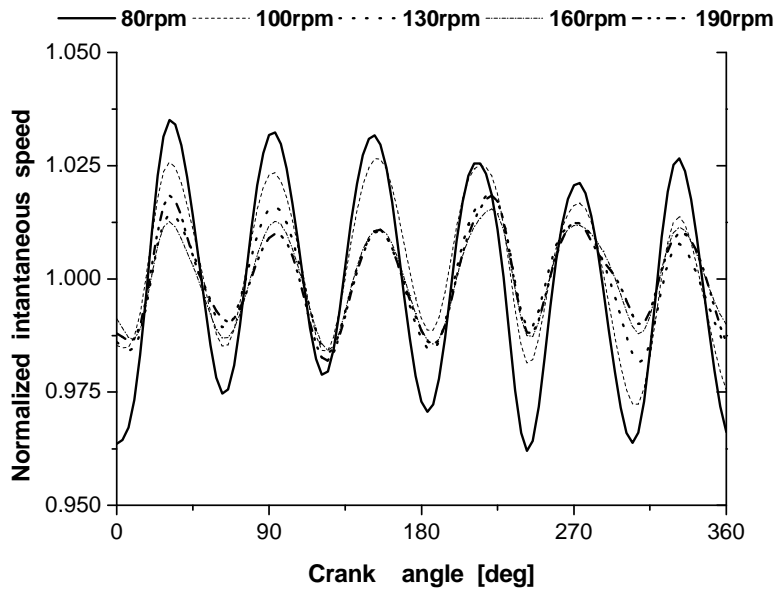


Fig. 3.12 Normalized instantaneous speed at each rpm

Fig. 3.7~3.11 에서 각 회전수 별로 순간속도 변동을 확인할 수 있고, 변동에 대한 정도와 차이를 비교하기 위해, 각 회전수에 대한 순간속도변동을 *Fig. 3.12* 에 식 (3.3)에서 언급한 방법으로 정형화하여 나타내었다.

Fig. 3.12 에서 알 수 있는 바와 같이, 실험 대상기관 6 실린더 기관으로 1회전 중 6회의 변동을 일으키고 있음을 알 수 있다. 또한 왕복동 디젤기관은 회전수가 낮을수록 순간속도의 변동폭이 증가함을 확인할 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 왕복동 기관의 한 사이클을 이루는 동안 압축행정 기간에는 토크의 감소로 순간속도가 감속이 되고 압축행정의 끝에서 감소가 최대로 된다. 또한 팽창행정 기간, 토크의 증가로 순간속도가 가속이 되며 결과적으로 이와 같은 감속과 가속에 의하여 순간속도는 변동하게 된다.

Fig. 3.13 은 실험선의 주기관의 NCR(190rpm)의 순간속도변동을 나타낸 것이다. 순간속도의 변동이 비대칭인 것은 폭발행정의 토크의 증가로 인한 가속이 압축행정의 토크의 감소로 인한 감속 보다 크기 때문으로 판단된다.

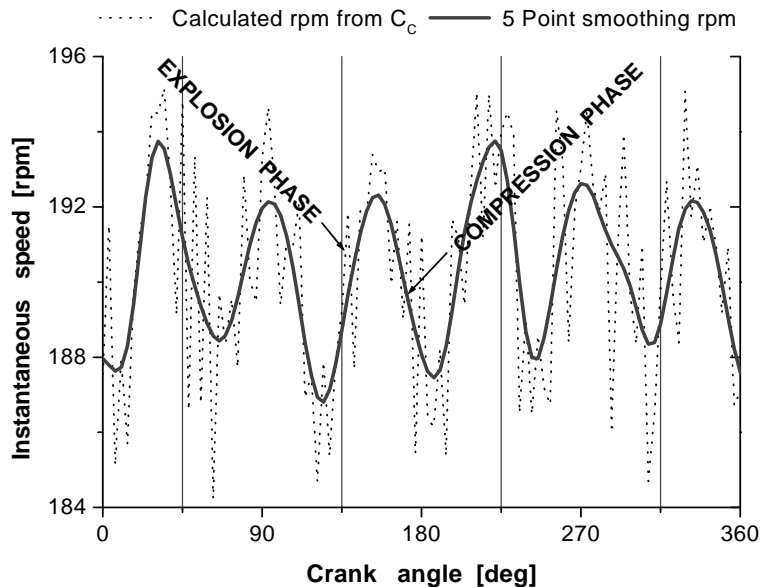


Fig. 3.13 Instantaneous speed of 6 cyl. engine at 190rpm

3.4 속도변동 계측결과의 고찰

Fig. 3.14 는 운전조건에 따른 속도변동의 정도를 파악하기 위하여 각각의 회전속도에 있어서의 속도변동폭을 나타낸 것으로 **Fig. 3.7 ~ 11**의 각 회전속도에서의 최대 변동 폭을 평균회전속도의 비(R_n : Speed Variation Ratio)로 나타낸 것이다.

Fig. 3.14 에서 보는 바와 같이 회전속도가 증가 할수록 변동 폭이 감소함을 재확인할 수 있으며, 160rpm 부근에서 최소가 됨을 알 수 있다.

$$R_n = \frac{N_{Smax} - N_{Smin}}{N_o} \quad (3.4)$$

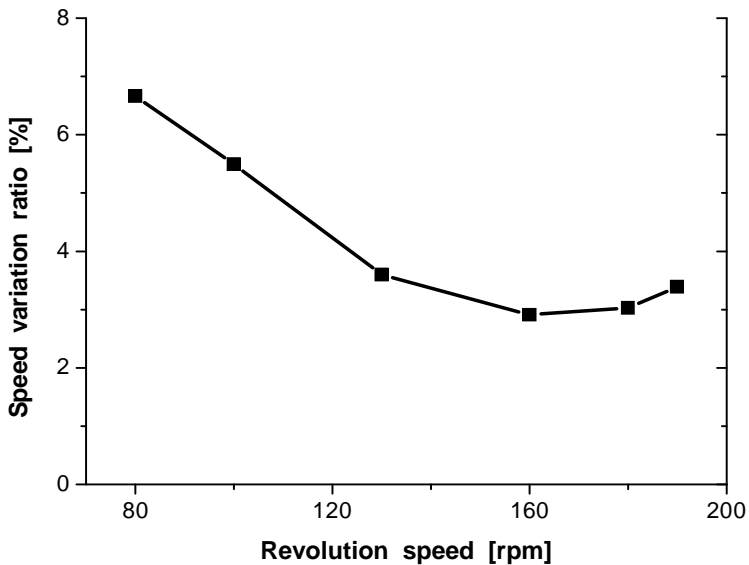


Fig. 3.14 Speed variation ratio according to crank shaft speed

회전속도의 변동은 실린더내의 내의 가스 압력에 의한 회전토크 T_{gp} 와 축계의 회전관성토크 T_{ri} 및 프로펠러의 구동토크의 변동에 의해 결정된다.

회전운동에너지는 회전속도의 제곱에 비례하기 때문에 회전속도가 증가 할수록 관성력의 영향이 크게 되고 실린더내의 압력변동에 의한 토크 T_{gp} 의 영향은 작게 된다. 따라서 160 rpm 이하의 영역에서는 회전속도의 증가에 따라 속도변동 폭이 감소한다.

그러나 160 rpm 이상의 영역에서는 다시 약간 증가하는 경향을 보이는 것은 박용기관의 출력(BHP)특성이 기관회전수의 3승에 비례하기 때문에 실린더내의 가스압력에 의한 토크 변동에 영향이 크게 나타나기 때문으로 판단된다.

이 결과로 본 대상기관의 경우 160 rpm에서 가장 낮은 속도변동을 보이고 있으며, 속도 변동 비율은 3.0~6.7% 정도임을 알았다. 특히 Dead Slow의 경우에 해당하는 80 rpm의 경우에는 6.7% 정도로 제일 크게 나타났다.

주기관의 회전속도 변동비율은 프로펠러를 포함한 추진축계의 회전관성 모멘트에 의하여 크게 영향을 받으므로 선박에 따라 다르게 될 것으로 판단되기 때문에 다른 선박기관의 경우에 대한 자료의 축척이 필요하다고 생각한다.

제 4 장 순간속도변동 분석에 의한 기관 진단

4.1 한 실린더 착화실패 시 기관분석

회전속도의 변동은 실린더내의 가스압력에 의하여 발생하기 때문에 실린더간의 출력이 상이할 경우에는 속도변동의 폭이 증가하게 된다. 속도변동의 폭이 증가하면 동력 전달축에 과도한 응력이 발생하게 되고 고장의 원인이 될 수 있기 때문에 적극적으로 최소화해야 한다. 따라서 속도변동 폭을 감시함으로써 각 실린더의 연소상태 등 운전상황을 간접적으로 파악할 수 있다.

착화실패의 발생은 기관의 출력은 물론 가솔린기관의 경우 대기오염에도 관계가 있기 때문에 고속기관의 경우 속도변동율의 파악으로 착화실패 여부를 판단하고자 하는 연구도 보고된 바가 있다. 또한 이들의 연구결과는 고장진단시스템의 개발에도 적극 이용되고 있다.

본 연구에서는 한 실린더에 착화실패가 발생하였을 경우를 가정하여 해당 실린더의 연료공급을 차단하고 운전하여 이때 발생하는 순간속도의 변동을 측정하였다.

다음 **Fig. 4.1~4.6**은 130 rpm 에서 정상상태의 속도변동 과 각 실린더에 실화가 발생하였을 때의 속도변동의 측정결과를 보여 주고 있다.

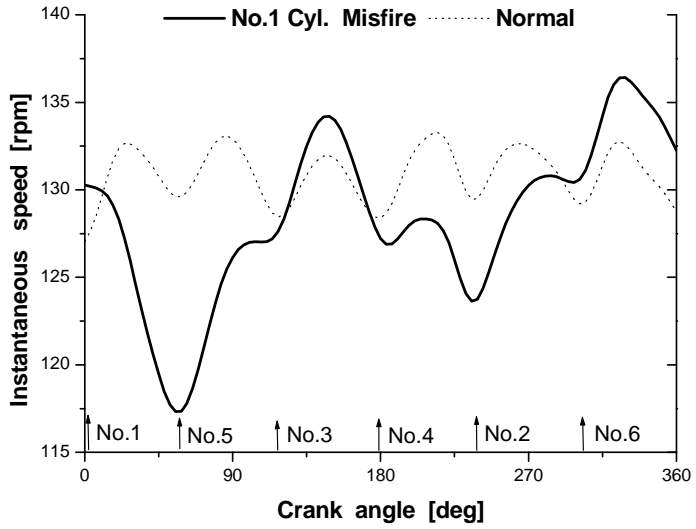


Fig. 4.1 Instantaneous speed variation in case of No.1 cylinder misfire

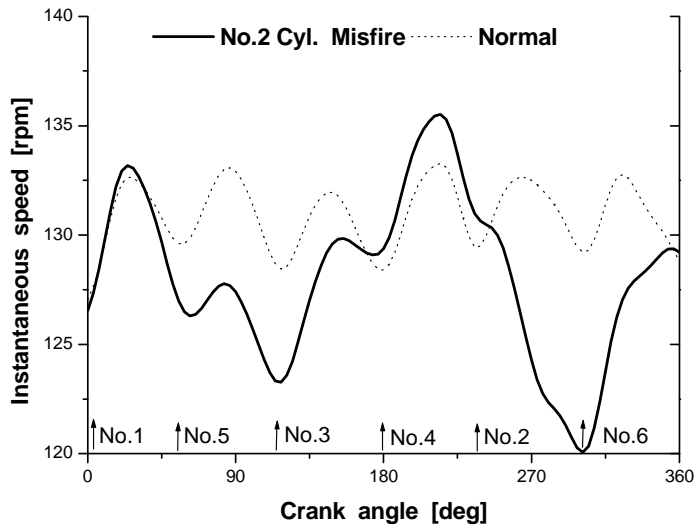


Fig. 4.2 Instantaneous speed variation in case of No.2 cylinder misfire

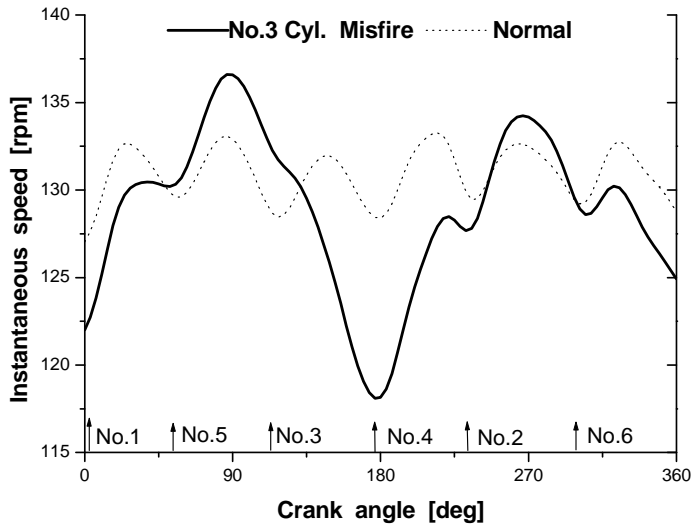


Fig. 4.3 Instantaneous speed variation in case of No.3 cylinder misfire

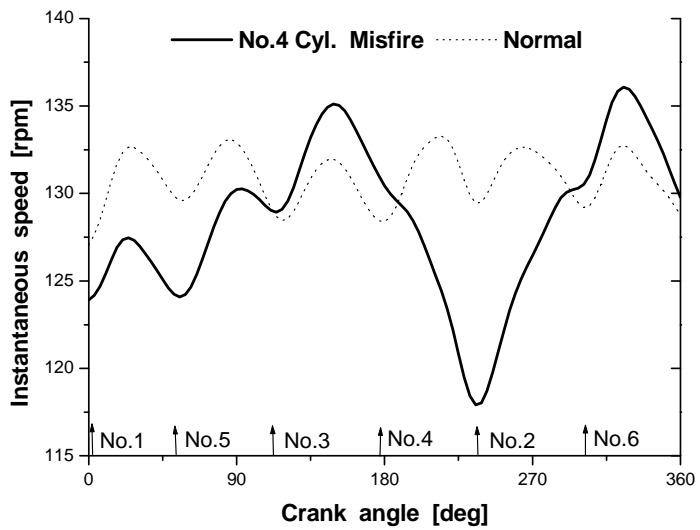


Fig. 4.4 Instantaneous speed variation in case of No.4 cylinder misfire

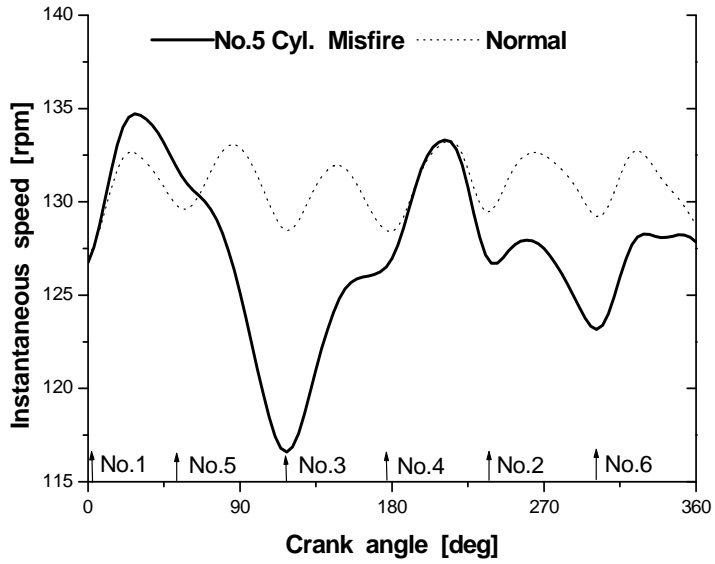


Fig. 4.5 Instantaneous speed variation in case of No.5 cylinder misfire

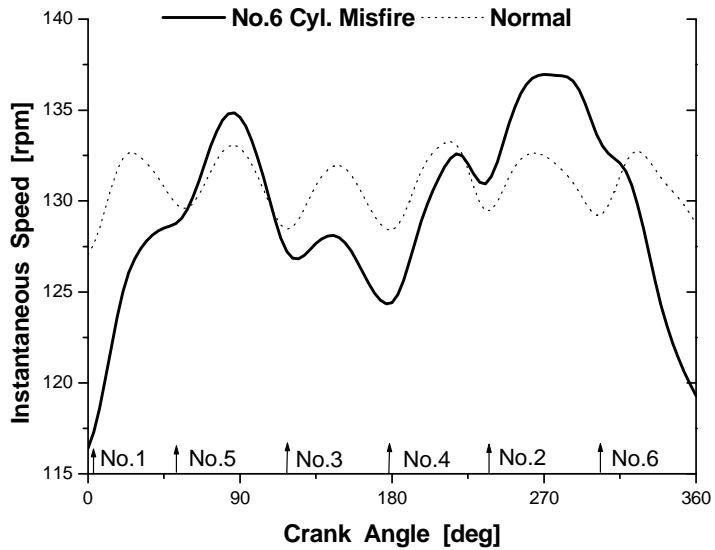


Fig. 4.6 Instantaneous speed variation in case of No.6 cylinder misfire

Fig. 4.1 은 평균기관회전속도가 130 rpm 일 때 No.1 Cylinder에 착화실패가 일어났을 경우를 가정하여 No.1 cylinder의 연료공급을 차단하고 운전한 경우의 속도변동을 나타낸 것이다. 그림에는 각 실린더의 TDC 위치를 함께 나타내고 있다.

Fig. 4.1로부터 기관의 운전 상태를 파악할 수 있다. 즉 1번 실린더의 착화가 실패하면 기관의 회전속도는 급격하게 저하된다. 따라서 다음 폭발순서인 5번 실린더에는 조속기의 작동에 의하여 공급연료량이 증가하고 기관의 회전속도 또한 증가하게 된다. 그러나 5번 실린더의 폭발에도 불구하고 회전속도는 평균회전속도까지 회복되지 못하기 때문에 그 다음 폭발순서인 3번 실린더에서도 증가된 공급연료량이 폭발하게 되고, 그 결과 회전속도는 평균회전속도를 상회하여 증가하게 된다. 또한 조속기는 평균속도를 유지하기 위해 4번 실린더가 폭발하게 되는 순서에서는 공급연료량은 감소하게 되어 회전속도의 증가는 작게 되며 2번 실린더의 압축과정에서 회전속도는 더욱 떨어지게 된다. 그리고 앞에서 언급한 것과 같은 이유로 2번 실린더와 6번 실린더의 폭발에 의하여 회전속도는 평균회전속도 이상으로 상승하게 된다. 이와 같은 과정을 반복하게 되어 회전속도의 변동폭은 증가하게 된다.

Fig. 4.1에서 알 수 있는 바와 같이 이 경우에는 속도변동비가 약 15%까지 증가하는 것으로 파악되었다. 이때의 평균회전속도는 129.1 rpm 로 계산되었다.

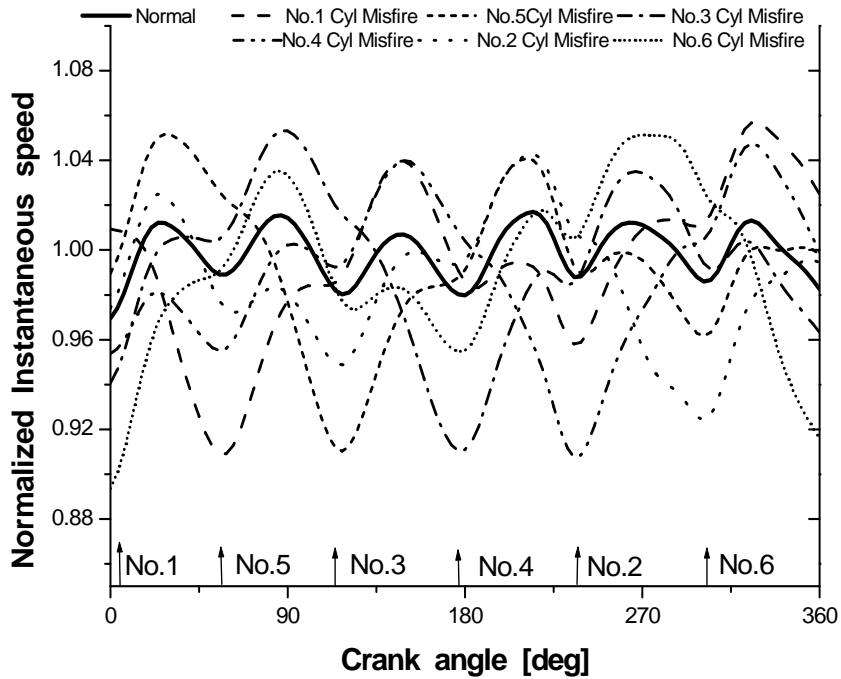


Fig. 4.7 Normalized instantaneous speed variation in case of each cylinder misfire

Fig. 4.7 은 *Fig. 4.1~4.6* 의 결과를 정형화(normalized instantaneous speed) 하여 전 실린더를 폭발순서로 실화(misfire)가 발생한 현상을 보여 주고 있으며, 본 실험대상 선박(실습선)은 6 실린더 기관으로 각 실린더가 실화로 인해 일어난 현상이 동일한 경향을 보여 주고 있다.

4.2 기관 지시마력 산출과정의 오류분석

최근 대부분의 대형선박에는 선박의 안전과 경제적 운항을 위하여 MIP가 장비된 EMS(Engine Monitoring System)장치가 활용되고 있으며, 그 주요 기능은 실린더내의 연소상태를 감시하고, 효율적인 운전관리 위하여 실린더내의 가스 압력을 직접 측정하여 분석하는 것이다. 지시마력의 산출도 주요 기능중의 하나이다.

지시마력은 실린더내의 압력을 정확한 크랭크각도로 측정하여 산출하여야 한다. 그러나 측정 장치의 가격을 저렴하게 하기 위하여 크랭크각도 검출장치를 생략하고 TDC신호만을 검출하여 압력데이터의 샘플링을 실시간으로 측정하는 경우가 대부분이며, 이러한 방법으로 측정된 결과를 이용하여 지시마력을 구하면 실제의 값과 차이가 발생하게 된다. 소형고속기관의 경우에는 관성의 영향이 크기 때문에 그 영향은 상대적으로 크지 않을 것으로 판단되나, 저속 선박용 기관의 경우에는 회전속도의 변동이 크기 때문에 그 영향도 크게 나타날 것으로 판단된다.

Fig. 4.8~4.11은 Dead Slow(80rpm)을 제외한 각 Maneuvering rpm과 NCR(190 rpm)경우 기관의 순간속도와 이때 측정된 실린더내의 압력데이터를 함께 나타낸 것이다. 실린더내의 압력은 실시간으로 측정된 결과를 순간속도가 가장 낮은 위치와 압축 끝의 압력을 나타내는 위치를 TDC로 보고 이를 일치시켜 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 압축과정의 후기에서 순간속도는 서서히 저하하고 TDC이후의 연소 및 팽창과정에서는 급격하게 증가하게 된다.

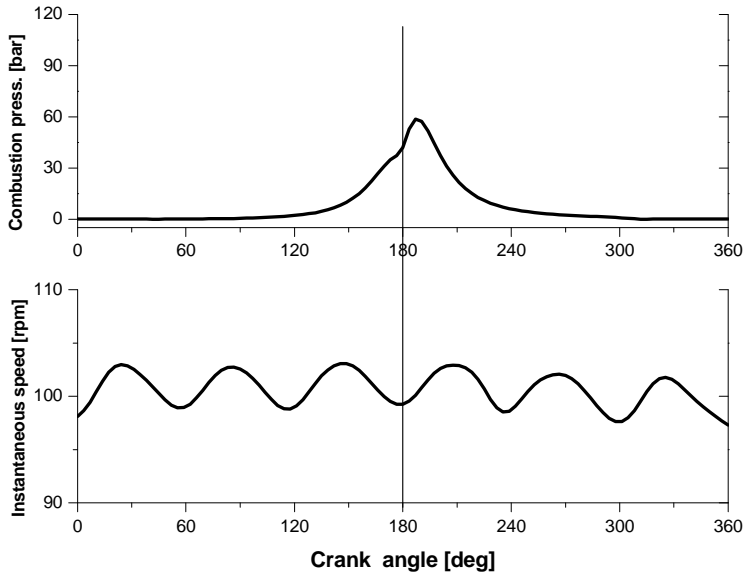


Fig. 4.8 Variation of combustion pressure & instantaneous speed at 100 rpm

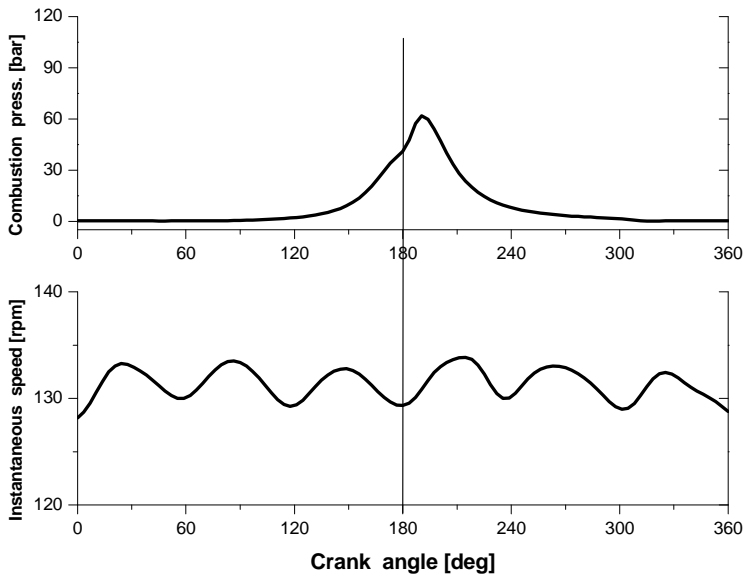


Fig. 4.9 Variation of combustion pressure & instantaneous speed at 130 rpm

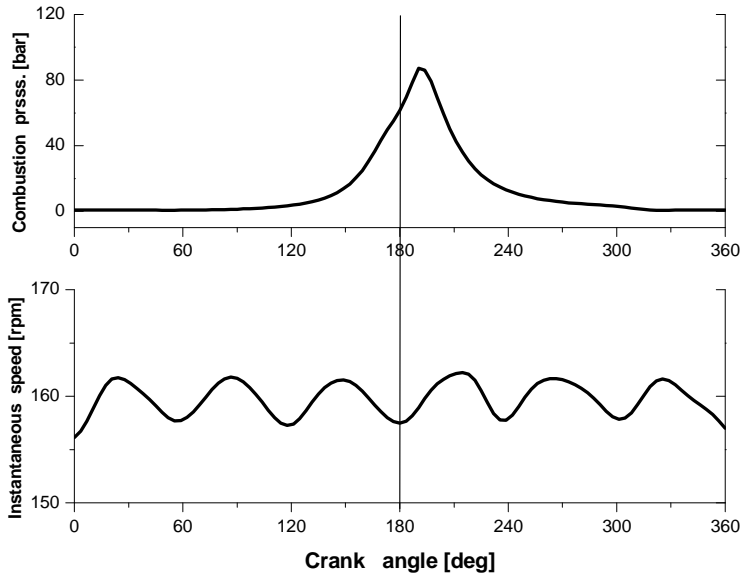


Fig. 4.10 Variation of combustion pressure & instantaneous speed at 160 rpm

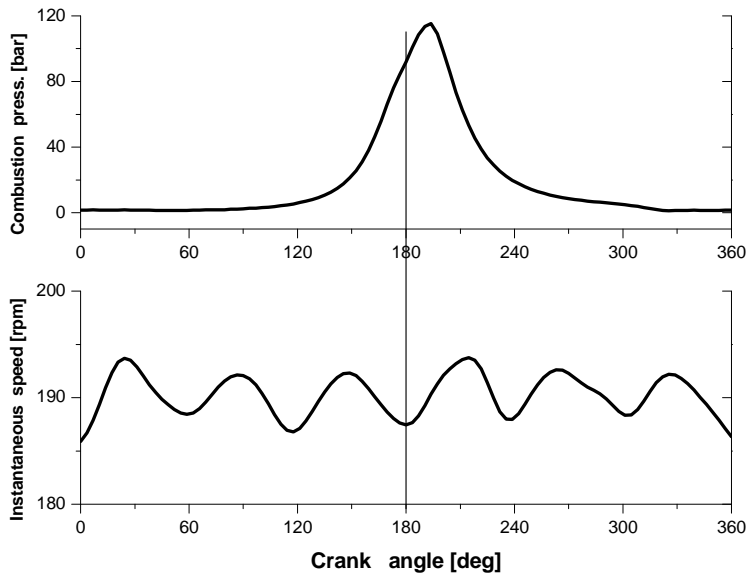


Fig. 4.11 Variation of combustion pressure & instantaneous speed at 190 rpm

Fig. 4.12~4.15 는 실제 크랭크각도와 실린더 압력과의 관계를 고려할 때, 순간속도변동을 고려하지 않은 $p\theta$ 선도와 순간속도변동을 고려한 $p\theta(t)$ 선도를 비교한 것이다.

본 실험선 주기관이 6 실린더 기관이므로, 한 사이클을 이루는 동안 6회의 속도변동을 일으키므로 순간속도변동을 고려한 $p\theta(t)$ 선도에서 크랭크각도 당 6번의 압력 변동을 예상하였으나, TDC 전후의 압력이 높은 부분에서 미세한 압력선도의 이동을 확인할 수 있었다.

회전속도가 낮을수록 속도변동 폭이 크기 때문에 Slow(100 rpm)인 경우에는 미세하지만 압력선도 이동을 Fig. 4.12 에서 확인할 수 있다.

그러나 회전속도 증가할수록 속도변동 폭이 적어지면서 Half(130 rpm) 및 속도변동 폭이 가장 적은 Full(160 rpm)과 NCR(190 rpm)의 경우에도 압력선도의 이동을 확인할 수 있었으나 너무 미세하여 Fig. 4.13~4.15 에서 보는 바와 같이 순간속도변동을 고려하지 않은 $p\theta$ 선도와 순간속도변동을 고려한 $p\theta(t)$ 선도가 거의 일치함을 확인할 수 있었다.

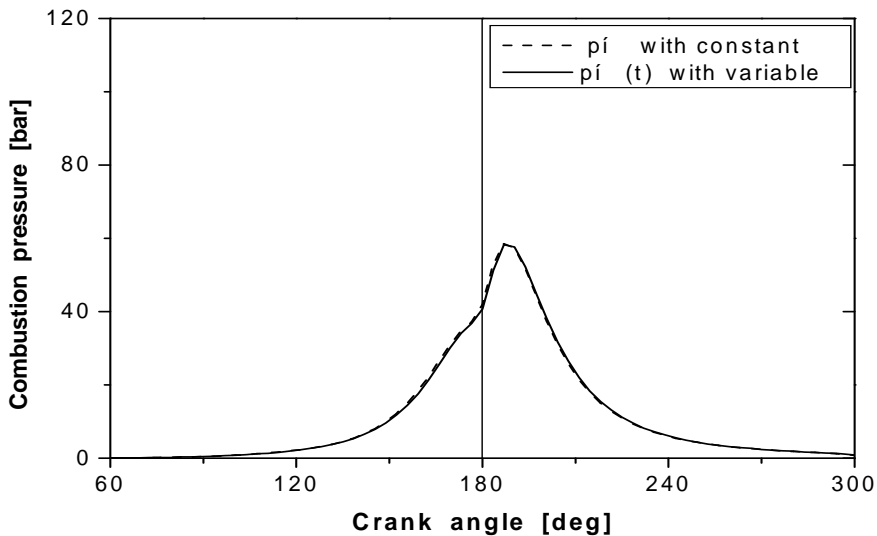


Fig. 4.12 Comparison of $p\theta$ with $p\theta(t)$ diagram at 100rpm

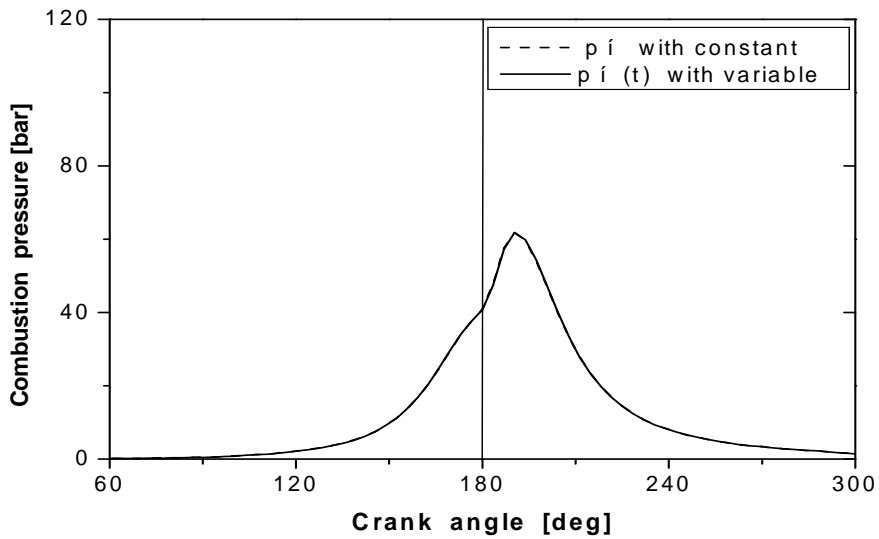


Fig. 4.13 Comparison of p_{θ} with $p_{\theta}(t)$ diagram at 130rpm

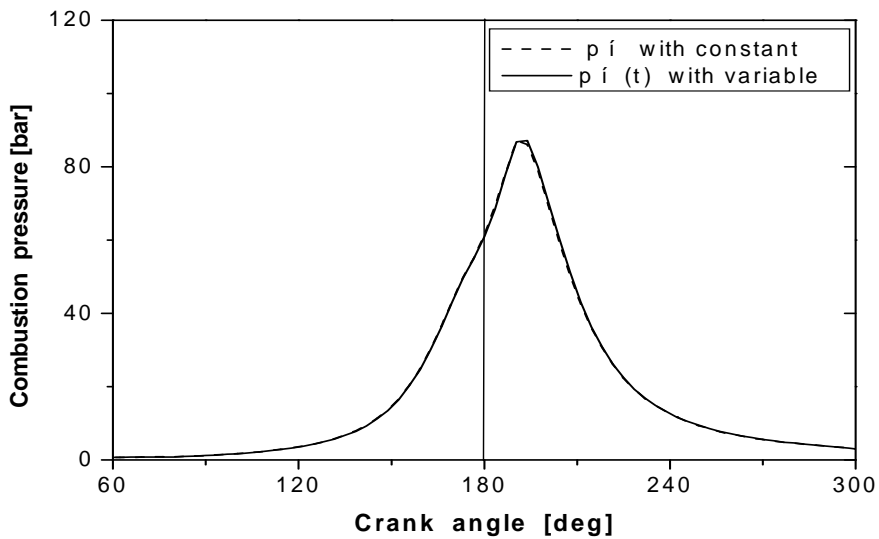


Fig. 4.14 Comparison of p_{θ} with $p_{\theta}(t)$ diagram at 160rpm

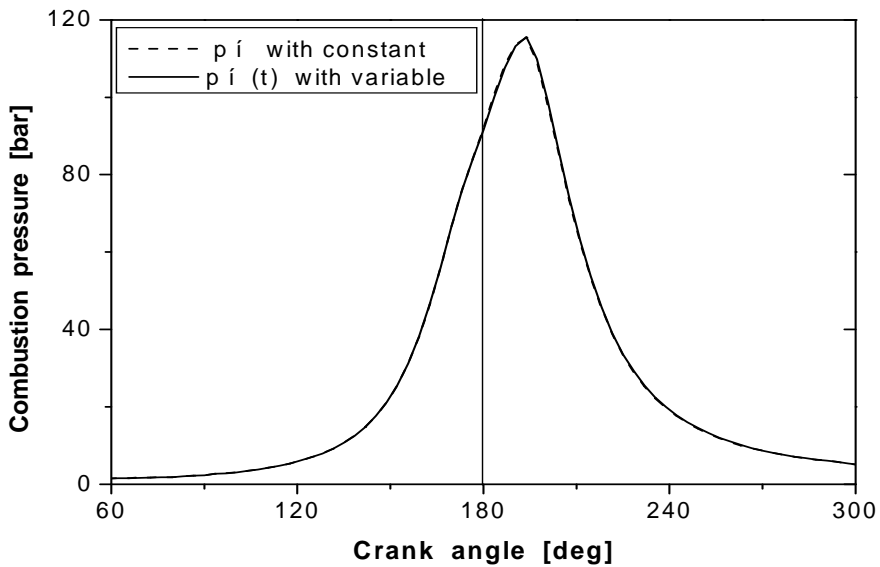


Fig. 4.15 Comparison of p_{θ} with $p_{\theta}(t)$ diagram at 190rpm

*Fig. 4.8~15*의 경우와 같이, 한 사이클 당 실린더 수만큼 속도변동에 의한 TDC 위치변동은 한 실린더에만 미치는 것이 아주 미미하게 나타나고 있으나, 각 실린더에 대한 압축과 팽창에 대한 순간속도(각속도)에 대한 변동으로 인한 각 실린더의 TDC위치 오차 누적으로 실제 TDC와 상당한 차이가 있을 것으로 사료되고, 마력계산에 있어서도 차이가 있음을 예상 할 수 있다.

Fig. 4.16~4.19 는 각각 100, 130, 160, 190rpm의 경우에 있어서 BDC를 기점으로 순간 크랭크각도의 차이를 누적하여 나타낸 것이다.

TDC 오차의 누적값은 데이터취득 시작시기에 따라 변화하기 때문에 그림으로부터 최대 변화폭을 구하면 100 rpm에서는 약 0.85 deg 정도이고, 130 rpm에서는 그보다 작은 약 0.72 deg, 160 rpm은 가장 적은 약 0.5 deg 인 것은 속도변동비가 가장 적은 영향이 있는 것으로 파악된다. 또한 190rpm에서는 130rpm보다는 적고 160 rpm때 보다는 큰 약 0.55 deg 정도가 차이가 나타나고 있음을 알 수 있다.

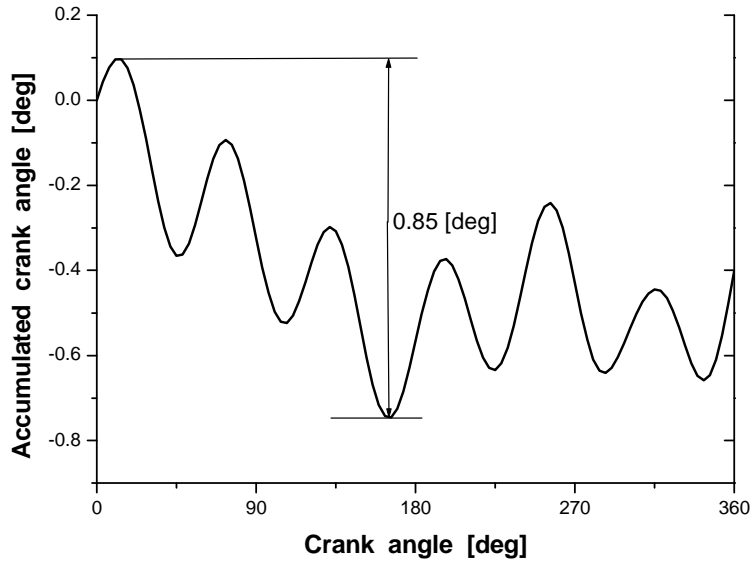


Fig. 4.16 Accumulated difference of crank angle at 100rpm

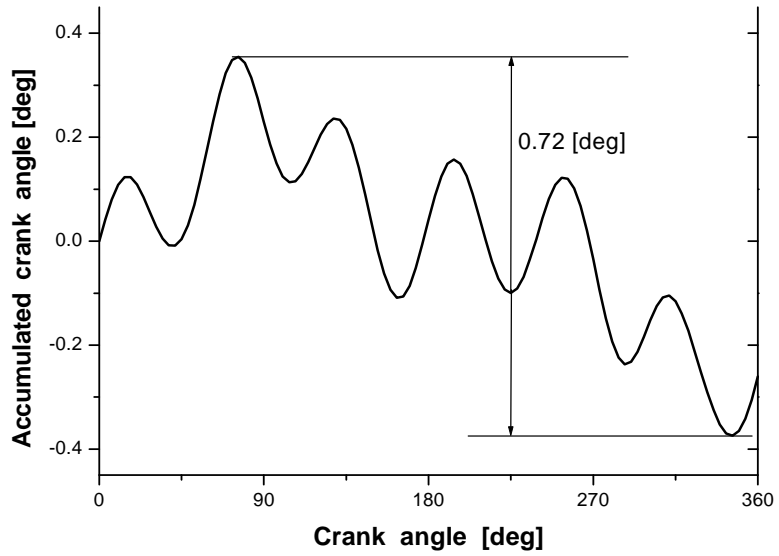


Fig. 4.17 Accumulated difference of crank angle at 130rpm

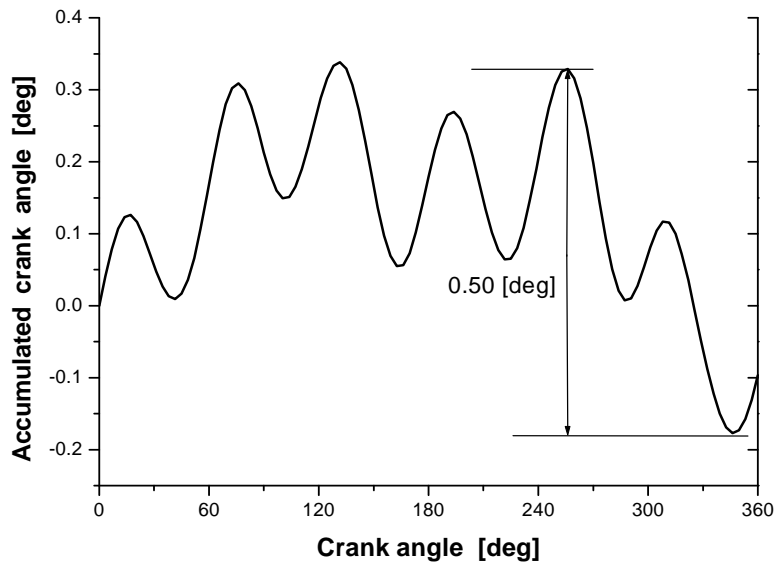


Fig. 4.18 Accumulated difference of crank angle at 160rpm

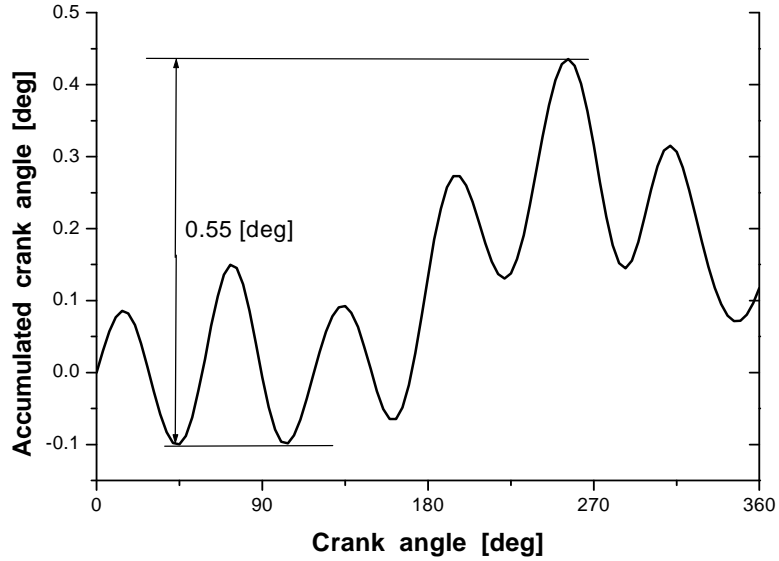


Fig. 4.19 Accumulated difference of crank angle at 190rpm

특히 압축과정에서는 순간속도가 저하하기 때문에 실제 TDC의 위치는 그림에서보다 늦어짐을 예상할 수 있다. 대기통기관의 경우 속도변동주기는 사이클당 실린더 수만큼 발생하며, 이 기간 중 각 실린더의 압축과 팽창행정에 의하여 TDC위치가 앞당겨짐과 늦추어짐이 반복될 것이다.

이 TDC위치의 누적오차는 속도변동폭과 밀접한 관계가 있기 때문에 실린더 수와 압축행정만 고려하면 TDC의 늦음각($\Delta\theta_{TDC}$)은 정성적으로 다음 식과 같이 표현 될 수 있다고 판단된다.

$$\Delta\theta_{TDC} = \frac{180R_n}{z} \quad (4.1)$$

즉, 순간속도의 변동을 고려하지 않고 측정을 함으로서 TDC의 위치는 실제 보다 $\Delta\theta_{TDC}$ 만큼 앞당겨지게 된다.

본 대상기관의 경우 속도변동비가 3.0~ 6.7%의 범위를 나타냄으로 이로부터 TDC는 대략 0.9~ 2.0 deg 정도의 차이를 나타내게 될 것으로 예측 할 수 있다.

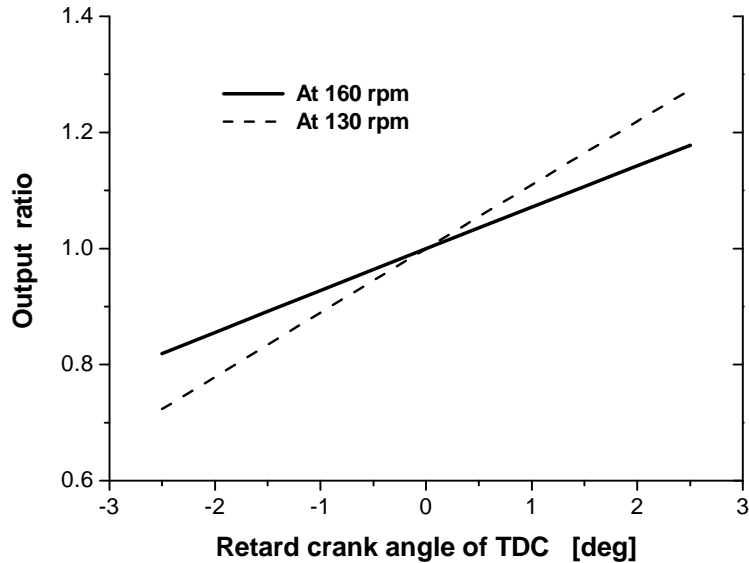


Fig. 4.20 Error effect of TDC position for output calculation

Fig. 4.20 은 TDC의 위치 오차가 지시마력의 산출결과에 미치는 영향을 나타낸 것으로 계측된 각각의 130, 160 rpm경우의 계산결과를 나타내었다.

순간속도의 변동이 가장 적은 160 rpm의 경우 출력변화 정도가 적게 나타나고 있으나, TDC의 위치오차가 1deg일 때 약 $\pm 7\%$ 의 차이를 보이고 있으며, 순간속도의 변동폭이 크면 출력은 더욱 크게 차이가 날 것이다.

따라서 이 정도의 TDC 위치오차범위에서 지시마력은 10% 전후의 상당한 차이를 나타낼 수 있다. 이로부터 엔진성능을 분석하는 EMS에 의한 계측결과가 일반적으로 크게 나타나는 것은 TDC위치의 오차에 의한 것으로 판단된다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 선박용 대형저속 디젤기관의 순간속도 변동을 계측하기 위하여 계측장치를 개발 제작하였으며, 이를 이용하여 계측결과를 분석 검토한 결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 플라이휠측에 가공된 치차를 이용하여 순간회전속도의 변동을 측정할 수 있는 장치를 개발하였으며, 신뢰할 수 있는 계측결과를 얻었다. 그러나 동기화 방법을 이용하면 계측 정확도를 향상 시킬 수 있을 것으로 사료된다.
- (2) 대상기관의 경우 회전속도 변동율은 3.0~6.7 %로 계측되었다. 기관의 회전속도 변동율은 기관추진축계의 회전관성모멘트에 크게 영향을 받으므로 다른 기관에 대하여도 데이터를 축적할 필요가 있다고 판단된다.
- (3) 착화실패시 회전속도의 변동폭이 증가하는 메카니즘이 파악되었다. 즉 착화 순서가 이웃하는 실린더의 토크 증가가 크게 되고, 회전속도의 변동비율은 15%까지 증가됨을 알았다.
- (4) 순간속도의 변동은 정확한 TDC의 위치결정에 오차를 포함시키게 되어 결과적으로 지시마력의 산출에 영향을 미치기 때문에 속도변동폭이 큰 기관의 경우에는 기관의 마력산출에 주의를 요한다.

참 고 문 헌

- [1] F.V. Tinaut, et. al., “Faults Detection in a Reciprocating Internal Combustion Engine from Instantaneous Engine Speed”, CIMAC Congress 1998, pp. 629~639.
- [2] J.S. Bonnier, et. al., “Decoding Torsional Vibration Recordings for Cylinder Process Monitoring”. CIMAC Congress 1998, pp. 639~649.
- [3] Georg F. Mauer, Robert J. Watts, “On-line Cylinder Diagnosis on Combustion Engines by Non-contact Torque and Speed Measurement”, SAE paper No. 890485.
- [4] Sohair F. Rezek, Naeim A. Henein, “A Diagnostic Technique for the Identification of Misfiring Cylinder(s)”, SAE Paper No. 870546.
- [5] Simon K. Chen, Scott Chen, “Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement”, A Program Report”, SAE Paper No. 932412, 1993.
- [6] 전효중, 최재성, “선박내연기관 강의”. pp. 293~334, 효성출판사, 2005.
- [7] Jacques Davain, Symine inc, “Measurement and Analysis of Intra-Cyclic RPM Changes”, SAE Paper No. 933097.
- [8] 배상수, 임병진, 임인건, 박종범, 김응서 “Analysis of the Crank Shaft Fluctuation in intra-Cycle”, 한국자동차공학회, 1995.
- [9] 배상수, “크랭크 각속도의 변동을 이용한 실화 판정” 서울대학교 공학석사 학위 논문, 1993.

- [10] Se-woog kim, Seoul National University, "Misfire Detection of the Automotive Engine by Analysis of the Crankshaft Speed", 공학박사 학위논문, 1996.
- [11] 박종범, 서울대학교, "크랭크축 각속도 변동을 이용한 실린더 내 압력 추정에 관한 연구", 공학석사 학위 논문, 1994.
- [12] Naeim A. Henein, Walter Bryzik, Clive Taylor and Angelo Nichols "Dynamic Parameters for Engine Diagnostics: Effect of Sampling", SAE paper No. 93241.

감사의 글

어두운 긴 터널을 지나오면서도 항상 큰 인내심과 이해심으로 작은 희망의 불씨를 남겨주시고, 이러한 작은 결실을 맺도록 오랜 시간 학문을 이끌어 주신 최 재성 지도교수님, 뭐라 감사의 말씀 전해 드려야 할지, 송구스럽기만 하고, 지나온 시절에 베풀어 주신 모든 것을 가슴에 간직하며, 앞으로의 날을 살아야 할 것 같습니다.

저의 개인적인 사정으로 빠듯한 일정에도 많은 관심과 세심한 심사로 논문의 완성도를 향상시키기 위해 배려해주신, 배 종욱 교수님, 김 정렬 교수님께 감사의 말씀을 올립니다.

또한 “한나라호”에서 모시면서, 실험의 시작을 누구보다 기뻐하시고 많은 염려와 조언을 아끼지 않았던 조 권희 교수님께 항상 고마운 마음 잊지 않겠습니다. 부족한 면은 낮은 감은 있지만 지금부터라는 마음으로 채워 나가도록 하겠습니다.

많은 시간을 지내오면서, 특히 한바다호의 신조감독을 함께 하신 “한바다호”의 초대 선장님이신 이 형기 교수님, 안타까움과 응원을 동시에 보내주신 따뜻한 마음 고맙게 생각합니다.

그리고 저와 함께 많은 부분을 공감 하고자 했던 배 병덕 교수님, 정 은석 교수님 이하 관심을 가져주신 모든 후원원 교수님께 감사의 말씀을 올립니다.

항상 열심히 살아온 동기이자 벗인 “삼영 오토메이션” 대표 신 효승 사장님, 그리고 임 형택 차장님, 김 정수 차장님, 실험 장치를 자기 일처럼 너무나 많은 도움을 주셔서 고맙게 생각하고, 귀사의 번창을 확신합니다.

연구실에서 생활이 그리 충실하지 못했지만, 언제나 순수한 마음으로 여러모로 도움을 준 정 균식 후배님, 또한 너무나 바쁘게 생활하며 많은 부분을 상의하고, 힘든 여건 속에서도 서슴없이 도움을 준 송 화창 후배님에게 고마움을 전하며, 성 진우 후배님과의 작은 기쁨을 나누고자 합니다.

많은 회한을 남기고 가신 할머니, 부모님, 형님, 이 작은 결실이 당신들이 바라던 삶의 디딤돌이 되도록 열심히 살아가는 모습을 지켜 봐 주셨으면 합니다. 마지막으로 나의 삶에 가장 많은 웃음을 안겨준 아빠 딸 수연이 와 나의 아내에게 작은 선물이 되었으면 합니다.