



저작자표시-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위 논문

선박용 디젤 기관의 축토크 변동에 관한 연구

A Study on a Shaft Torque Fluctuation of Marine Diesel Engine



지도교수 최재성

2011년 12월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

이지웅

本 論文을李志雄의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 趙 權 回 (印)

委 員 金 正 烈 (印)

委 員 崔 在 星 (印)

2011年 12月 23日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

목 차

| | |
|------------------------------|-----|
| Abstract | iii |
| Nomenclature | v |
| 1. 서 론 | 1 |
| 1.1 연구 배경 | 1 |
| 1.2 연구 내용 | 3 |
| 2. 왕복동 내연기관의 토크 변동 | 4 |
| 2.1 크랭크 각도와 피스톤 변위의 관계 | 4 |
| 2.2 피스톤의 속도와 가속도 | 6 |
| 2.3 크랭크의 회전력 | 7 |
| 2.3.1 관성력에 의한 토크 | 7 |
| 2.3.2 가스 압력에 의한 토크 | 8 |
| 2.4 왕복동 내연기관의 축 토크 변동 | 9 |
| 3. 추진 축계의 관성모멘트 | 11 |
| 3.1 크랭크 축의 관성 모멘트 | 11 |
| 3.2 플라이휠의 관성모멘트 | 14 |
| 3.3 프로펠러의 관성모멘트 | 15 |
| 4. 다양한 토크 측정 방법 | 17 |
| 4.1 토크 센서의 분류 | 17 |
| 4.2 토크 측정 기술 및 작동 원리 | 18 |
| 4.3 회전속도 변동 이용방법 | 19 |
| 5. 축 토크 변동 계측 | 20 |

| | |
|-----------------------------|----|
| 5.1 실험 대상 엔진 및 실험 방법 | 20 |
| 5.2 실험 결과 및 고찰 | 24 |
| 5.2.1 압력에 의한 토크 변동 | 24 |
| 5.2.2 순간 속도에 의한 토크 변동 | 28 |
| 5.3 계산 결과와 계측 결과의 비교 | 39 |
| | |
| 6. 결론 | 42 |
| | |
| 참고 문헌 | 43 |



A Study on a Torque Fluctuation of Marine Diesel Engine

Ji Woong Lee

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University
(Supervisor : Prof. Jae Sung Choi)

Abstract

From a few decades, lots of researches have predicted that oil reserves are already passed the peak. We still rely on fossil fuel, but any energy can't replace with fossil energy so far. China has recorded 10% economic growth every year and the growth of China has been leading world economy from global recession. However, the more China has grew up, the more increase oil consumption. The growth of China causes rising of oil price.

The efficiency of engine power began to take a growing interest because oil price was increased. Monitoring & diagnosis systems have been set up in almost all ships which were constructed lately in order to check the engine power and condition.

There are two methods to obtain engine power. One of them is to calculate indicated mean effective pressure by cylinder combustion pressure and another is to measure the strain from propulsion shaft like torque meter and dynamometer.

Low speed engine such like marine diesel engine has high combustion

pressure. If combustion pressure of one cylinder is largely differed from the others, torque fluctuation become out of balance. Torque fluctuation brings on torsional vibration to caused of breakdown of propulsion shaft. Confirming and checking the torque fluctuation by monitoring and diagnosis system in real time can make the vessels safe and economical.

Controlling of emission from onboard ship as well as on land being more important issues. Especially, the CO₂ gas is the biggest issue and many conferences about it have been held from 1997, the Kyoto Protocol to Dec of 2009, Copenhagen, in other to reduce CO₂, but the conferences didn't get a good result due to different opinion between developing countries and developed countries. In Cancun conference which was held in 2010, mutual agreement about reducing green house gas was reached. They were regulated and had been taken effect from 2005 in the name of 'Prevention of air pollution from ships' in the MARPOL 73/78 Annex VI. The air pollutants as NO_x, SO_x, VOCs can be reduce by several ways such as CR(Common Rail), EGR(Exhaust Gas Recirculation), SCR(Selective Catalytic Reduction), but the best way to reduce CO₂ is to decrease rate of oil consumption.

This paper describes methods of measurement of cylinder pressure and shaft speed by using encoder which is set up on end of shaft in test engine A. This paper also describes methods of measurement of shaft speed by using pick up sensor set up on flywheel in test engine B. The torque fluctuation was calculated by combustion pressure measured in test engine A. The variation of shaft speed was measured in test engines A and B and then shaft torque was calculated by the shaft speed. This paper shows the results considered of shaft torque fluctuation which was measured by the variation of shaft speed in order to confirm torque fluctuation calculated by cylinder pressure.

Nomenclature

BHP : Brake Horse Power
FFT : Fast Fourier Transform
IHP : Indicated Horse Power
MCR : Maximum Continuous Rating
NCR : Normal Continuous Rating
TDC : Top Dead Center

a : piston acceleration
 B : thickness of arm
 F_g : force of gas pressure of piston
 F_r : inertia force of piston
 F_t : turning force
 I_e : mass moment of inertia
 k : radius of gyration of area
 l : length of connecting rod
 m : mass
 M_{rec} : total reciprocating mass
 M_{rot} : total rotating mass
 $M_r : M_{rec} + M_{rot}$
 n : revolution per minute
 r : crank radius
 s : storke
 T : torque
 T_e : engine torque
 T_f : torque fluctuation
 T_g : torque of gas pressure
 T_m : mean torque



T_p : torque by propeller

T_r : torque of inertia force

α : angle of circular arc

ρ : density

u : piston velocity

x : distance of piston from crank shaft axis

η : mechanical efficiency

θ : crank angle from TDC

ϕ : angle between con. rod and cylinder center line

λ : l/r

ω : angular velocity of crank shaft



1. 서론

1.1 연구 배경

이미 수십 년 전부터 석유 매장량의 정점설이 제기되어왔으며 여러 연구에 따라 다소 시기의 차이는 있지만 대부분의 결과는 매장량의 정점을 지났다고 보고 있다. 여전히 인류는 화석연료 에너지에 의존하고 있고, 이를 대체하여 상용화할 수 있는 에너지가 현재까지 미미하다. 또한, 연간 10%에 이르는 중국의 경제성장률은 세계 경기 부양의 견인차 역할을 했지만 그만큼 석유 소비량의 증가로 이어져 국제 유가 상승의 원인이 되고 있다.

국제 유가 상승으로 인하여 선박에서도 기관의 효율성에 대한 문제가 부각되었으며, 운항 중 선박의 추진동력의 파악은 선박의 경제적인 운항관리는 물론 선박추진 시스템의 신뢰성 향상을 위하여도 필수적으로 요구되고 있다. 최근 선박의 경우 각종 감시 및 진단 시스템(monitoring & diagnosis system)을 설치하여 기관의 상태 및 출력을 파악하고 있다.

기관의 출력 측정 방법은 실린더내의 폭발 압력을 측정하여 평균유효압력을 계산하여 출력을 계산하는 방법과 기관의 추진축에서 토크를 직접 측정하여 출력을 계산하는 방법이 있다. [1]

왕복동 운동을 하는 디젤기관은 그 작동 원리상 압축과 팽창과정에서 실린더내의 압력이 심하게 변동하기 때문에 크랭크축에서 발생하는 토크가 변동하게 된다. 토크는 회전력이기 때문에 추진축의 비틀림을 야기하며 토크의 변동은 비틀림 진동을 야기한다. 비틀림 진동은 축의 표면에 전단력(shear force)과 불연속 지점에서 균열(crack)이 발생하는 원인이 되며 비틀림 진동이 계속 발생될 경우 결국 피로에 의한 크랭크축의 파손이 발생한다.

선박용 디젤기관과 같은 저속 기관은 각 실린더별 폭발압력이 높아 각 실린더에서 발생하는 토크의 변동이 크기 때문에 실린더 간 폭발압력이 불균일하게 되면 토크의 변동이 크게 일어나 비틀림 진동이 커질 수 있다. 따라서 선박 기관의 토크 변동을 감시 및 진단함으로써 선박의 안전하고 경제적인 운항 평가를 가능케 한다.

한편, 환경 분야에서도 대기오염물질 (SO_x , NO_x , VOCs와 CO_2 등)로 인한 대기오염

과 지구온난화 문제가 대두되고 있다. 최근 가장 문제시 되고 있는 온실가스 중 하나인 CO₂ 문제는 1997년 교토의정서(Kyoto Protocol)를 시작으로 2009년 12월 코펜하겐 UN 기후회담까지 배출량 감소를 위한 각국의 구속력 있는 국제협정을 도출하기 위해 노력하였으나 선진국과 개발도상국간의 의견차이로 합의 도출에는 실패하였다. 이를 교훈삼아 2010년 12월 멕시코 칸쿤회의에서 선진국과 개발도상국들은 각국의 온실가스 배출량의 대폭 감축이 필요하다는 점을 인정하고 배출량 감축에 대한 합의가 이뤄졌다.

EU집행위는 유엔기후변화협약(UNFCCC), 국제민간항공기구(ICAO), 그리고 국제해사기구(IMO)의 원칙과 관습을 존중하는 범위내에서 민간항공과 해운부문도 CO₂ 배출 감소에 참여할 것을 촉구했다.

EU집행위는 칸쿤 합의 후속 이행 대책으로 각 경제 분야에서 27개 회원국이 2050년까지 1990년 대비 80%의 CO₂ 감축을 향한 장기적 탄소배출 감축 프로그램에 기초한 저탄소경제 전략을 수립했다.^[2]

SO_x나 NO_x, VOCs등은 해양오염방지협약인 MARPOL(International Convention for the Prevention of Pollution From Ships or Marine Pollution) 73/78의 부속서 Annex VI(Prevention of Air Pollution from Ships) 형태로 제정되어 2005년 5월 발효되었다. SO_x나 NO_x,VOCs 등은 연료성분 변경, CR(Common Rail), EGR(Exhaust Gas Recirculation), SCR(Selective Catalytic Reduction)등의 현 기술로 상당부분 제어가 가능하나 CO₂는 화석연료의 연소 시 발생하므로 결국 연료의 소비량을 줄이는 것이 CO₂ 배출량을 감소시키는 가장 효율적인 방법이라 하겠다.^[3]

이러한 고유가와 환경문제를 극복하기 위해 선박의 연료소비량 감소, 배기가스 배출 감시 및 진단시스템(monitors & diagnosis system)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

1.2 연구 내용

본 연구에서는 현재 운항중인 실습선 한나라호와 한바다호 주기를 대상으로 실험을 하였다.

본 연구 목적과 내용을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 환경문제에 대한 모든 규제와 고유가 시대에 따른 엔진의 경제성 평가에는 엔진의 출력을 기본으로 하기 때문에 정확한 출력을 산정하는 것이 효율적인 모니터링을 가능케 한다.
- 2) 기관의 모니터링을 위해 토크를 측정하기 위해서는 토크메타를 축에 설치해야 하고 상당히 고가의 장비를 필요로 한다. 현재 운항중인 대형 상선에서는 토크 메타가 설치되어 있는 경우가 대부분이지만 소형선박의 경우 경제성의 문제로 인해 고가의 장비인 토크메타를 설치하지 않는 경우가 대부분이다.
- 3) 기관의 속도를 측정하는 장비는 가격이 저렴하며 연산과정 또한 간단하기 때문에 기관의 속도변동으로부터 토크를 계산하는 방법을 연구한다.

실험 방법은 각 실린더별 압력을 측정하여 토크 변동을 계산하고 크랭크 축의 순간 회전속도를 측정하여 토크 변동을 계산한 후 두 값을 비교하였다.

실린더 압력은 크랭크 축 끝단에 엔코더를 설치하여 1도 간격으로 압력을 측정하고 크랭크 축의 관성력과 폭발력으로 나누어 토크의 변동을 계산하였다. 실험 엔진 A의 경우 크랭크 축의 순간속도는 엔코더에서 나오는 펄스신호를 트리거로 하여 클럭 신호를 1도 간격으로 측정하고 1 사이클 동안의 속도변화를 계산 후 토크의 변동을 계산하였다. 실험엔진 B의 경우 크랭크 축의 순간속도는 플라이휠의 근접센서(proximity sensor)를 사용하여 플라이휠 원주상에 가공되어 있는 기어 이(gear teeth)가 센서를 통과할 때 발생하는 신호를 트리거로 하여 클럭 신호를 측정하여 속도변화를 계산 후 토크의 변동을 계산하였다.

압력으로 계산된 토크는 지시토크이며, 크랭크 축의 순간 각속도로 계산된 토크는 제동토크이므로, 기관의 기계효율(machanical efficiency)을 계산하여 타당성을 검증하였다.

2. 왕복동 내연기관의 토크변동

2.1 크랭크 각도와 변위의 관계^[4]

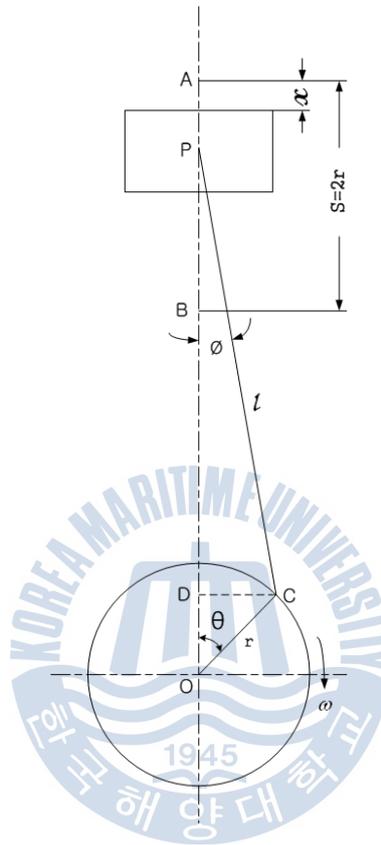


Fig. 2.1 Movement of piston

Fig. 2.1에서 피스톤의 상사점으로부터의 변위를 x [m]라 하면

$$x = OA - OP = OA - (DP + DO)$$

여기서, S : 행정 [m], r : 크랭크반경 = $S/2$ [m], l : 연결봉의 길이 [m],

θ : 실린더 중심선에서의 크랭크 각도, ϕ : 연결봉 각도, $\lambda = l/r$ 라 하면

$$\begin{aligned} x &= (l+r) - (l\cos\phi + r\cos\theta) \\ &= r(l\cos\phi + 1) - l\cos\phi \end{aligned} \quad (2.1)$$

상식의 ϕ 를 크랭크 각도 θ 로 나타내기 위하여

$$r \sin \theta = l \sin \phi$$

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \theta = \frac{\sin \theta}{\lambda}$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \quad \text{를 식(2.1)에 대입하면}$$

$$x = r(1 - \cos \theta) + \lambda r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \quad (2.2)$$

상식 중 $\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\theta}{\lambda^2}}$ 을 전개하면

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

삼각함수 반각의 공식에 의해서

$$\sin^2 \theta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\theta, \quad \sin^4 \theta = \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\theta + \frac{1}{8} \cos 4\theta$$

이므로,

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

$\lambda = 3 \sim 5$ 로 $1/\lambda^3$ 이상의 고차계수를 포함하는 항은 매우 작은 값으로 생략하면

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

2.2 피스톤의 속도와 가속도

피스톤 속도 u [m/s]는 피스톤 변위 x [m]를 시간에 대하여 미분하면 된다.

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

상식에서 $1/\lambda^3$ 이상의 고차항을 생략하면

$$u \approx \omega r \left(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \tag{2.6}$$

피스톤 가속도 a [m/s²] 에 대해서도 식(2.5)로부터

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

따라서, 근사적으로

$$a \approx \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) \tag{2.8}$$

2.3 크랭크의 회전력

2.3.1 관성력에 의한 토크

피스톤, 연접봉 및 크랭크기구는 운전중에 왕복질량 및 회전질량에 의한 상하방향의 관성력을 갖는다. 1실린더의 전 왕복질량은 피스톤 및 그의 부착 질량과 연접봉의 왕복질량이 포함된다. 전 회전질량은 크랭크 핀 및 크랭크 암의 상당질량과 연접봉의 회전질량을 포함한다.

전 왕복질량(M_{rec}) = (피스톤, 피스톤 봉, 크로스 헤드, 가이드 슈, 피스톤 냉각제 등의 질량+ 연접봉의 왕복질량)

전 회전질량(M_{rot}) = (크랭크핀, 크랭크 암 등의 상당질량 + 연접봉의 회전질량)

따라서 상하방향의 총질량 $m_r = M_{rec} + M_{rot}$ [kg]에 의한 관성력 F_r [N]는 임의의 크랭크의 위치 θ 에서

$$F_r = m_r a \cong -m_r \omega^2 r \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right)$$

여기서, $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 이므로

$$F_r \cong -\frac{m_r n^2 r}{100} \left(\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) \quad (2.9)$$

$\theta = 0$ 의 상사점에 있어서 관성력 $F_{r=0}$ 는

$$F_{r=0} = -m_r \omega^2 r \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right)$$

가 되어 피스톤 운동을 방해하는 힘은 최대가 되고, $\theta = 180^\circ$ 의 하사점에서는

$$F_{r=180} = +m_r \omega^2 r \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right)$$

가 되어 피스톤 운동을 조장하는 힘이 최대가 된다. 이와 같이 피스톤의 왕복운동에 대한 관성력의 영향의 크기는 크랭크 각도에 따라 변하며 이것과 가스의 폭발력과의 합성력이 크랭크를 회전시키는 회전력이 된다.

2.3.2 가스압력에 의한 토크

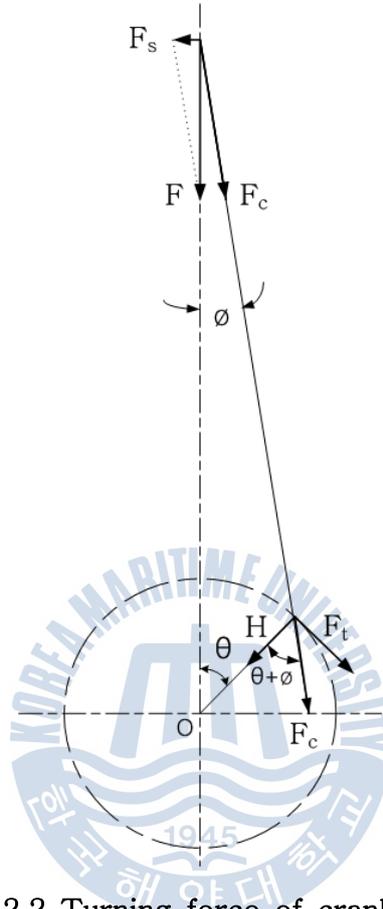


Fig. 2.2 Turning force of crank shaft

Fig. 2.2에서 관성력 F_r 과 가스압력 F_g 때문에 피스톤에 작용하는 합성력 F [N]는 피스톤의 측면 압력 $F_s = F \tan \phi$ [N]와 연결봉에 작용하는 $F_c = F / \cos \phi = F \sec \phi$ [N]로 나눌 수 있다.

크랭크 핀에 작용하는 힘 F_c 를 크랭크 암에 수평한 힘과 수직인 힘으로 나누면 수평분력 H 는 크랭크 핀을 베어링에 억누르는 힘에 불과하나 수직분력(접선방향) F_t 는 회전력으로서 유효하게 작용한다.

$$F_t = F_c \sin(\theta + \phi) = F \left(\sin \theta + \frac{\cos \theta \sin \phi}{\cos \phi} \right) \quad (2.10)$$

ϕ 를 크랭크 각 θ 로 나타내면 $l\sin\phi = r\sin\theta$ 로부터 $\sin\phi = (1/\lambda)\sin\theta$ 로 되고,

$$\cos\phi = \sqrt{1 - \sin^2\phi} = \frac{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\theta}}{\lambda} \quad \text{이므로,}$$

$$F_t = F\sin\theta \left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\theta}} \right) \quad (2.11)$$

이로부터 회전력 F_t 는 합성력 F 와 크랭크 각 θ 로부터 구해지며, 또한 회전 모멘트 $T[\text{N}\cdot\text{m}]$ 도 구하여 진다.

$$T = F_t \times r \quad (2.12)$$

2.4 왕복동 내연기관의 축 토크 변동

왕복동 내연기관의 토크 T_e 는 실린더내의 가스압력에 의하여 발생하는 토크 T_g 와 회전관성력에 의한 토크 T_r 로 구분할 수 있다.^[5]

$$T_e = \sum_{i=1}^z (T_g + T_r)_i \quad (2.13)$$

(i :실린더 번호, z :실린더 수)

회전 운동하는 왕복동 내연기관의 축계운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

(I_e :축의 관성모멘트, ω :각속도, T_e :기관발생 토크, T_p :프로펠러 구동 토크)

순간토크의 변동 값을 구하기 위해 회전 속도에 대한 크랭크 각 θ 로 전개하면

$$T_f(\theta) = I_e \cdot \omega \frac{d\omega}{d\theta}$$

($T_f(\theta)$: 토크 변동값)

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$ 이고 위 식에 대입하여 전개하면

$$T_f(\theta) = I_e \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \cdot n \cdot \frac{dn}{d\theta} \quad (2.15)$$

$$T_f(\theta) = I_e \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \cdot n_\theta \cdot \frac{\Delta n}{\Delta\theta} \quad (2.16)$$

식 (2.16)와 같이 축 토크의 변동값은 회전수와 크랭크 각 θ 로 표현할 수 있다.

$$T_f(\theta) = T_e(\theta) - T_p(\theta) \quad (2.17)$$

결국 $T(\theta)$ 는 가스압력과 관성력에 의해서 발생하는 $T_e(\theta)$ 에서 프로펠러의 회전 저항을 빼준 값이다. 따라서 회전속도의 변동이 없으면 즉, 일정한 속도로 운전 중일 때는 각가속도 ($\frac{d\omega}{dt}$)는 0이 되므로 $T(\theta) = 0$ 이 된다.

이 때 정속토크(토크의 평균값)는 다음과 같이 계산된다.

$$T_m = \frac{1}{2} I_e \cdot \omega^2 \quad (2.18)$$

(T_m : 정속토크, I_e : 관성모멘트)

따라서, θ 에 대한 축 토크의 값은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T(\theta) = T_m + T_f(\theta) \quad (2.19)$$

($T(\theta)$: 토크, T_m : 정속토크, T_f : 토크 변동값)

3. 추진 축계의 관성 모멘트

크랭크축, 중간축, 프로펠러축 및 프로펠러가 연결된 축계를 여러 개의 관성질량과 이들을 잇는 질량이 없는 탄성 환봉의 조합계로 바꾸어 놓고 중심축 둘레의 질량 관성 모멘트를 계산한다.^[6]

3.1 크랭크 축의 관성 모멘트

축계 각부의 운동하고 있는 부분의 관성모멘트는 k 을 단면 회전반경(radius of gyration of area), m 을 회전반경 k 의 질량이라 하면 다음과 같이 구해진다.

$$I = mk^2 \quad (3.1)$$

(1) 간단한 형상의 단면 회전 반경

복잡한 형상의 것이라도 이들을 간단한 형상으로 분할하여 구한다.

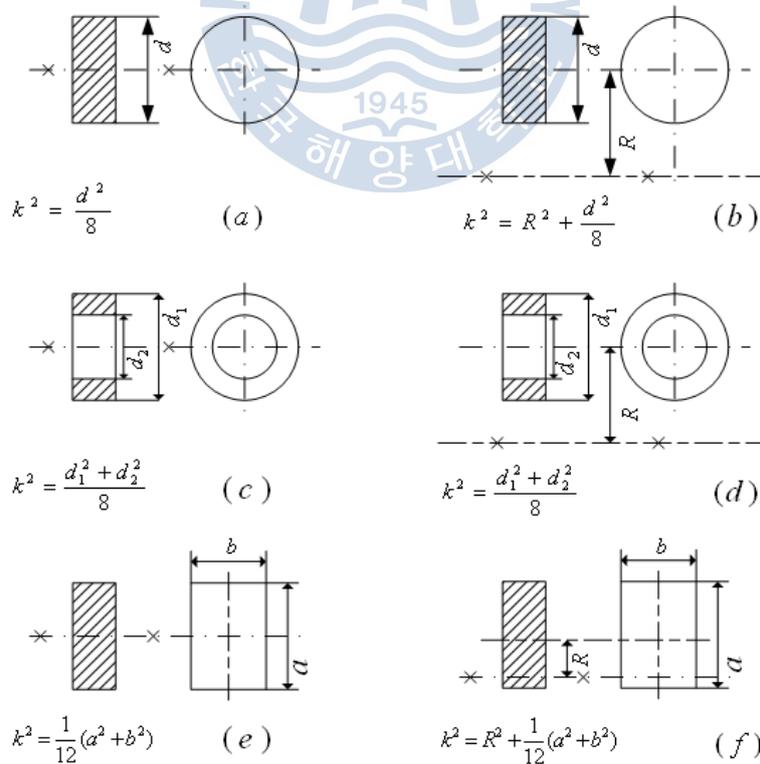


Fig. 3.1 Radius of gyration of area

(2) 크랭크 스톱의 관성모멘트

피스톤, 연접봉, 크랭크 스톱은 축의 회전에 따라 움직이므로 관성모멘트를 갖는다. 그러나 피스톤은 완전히 상하의 직선 운동을 하고 크랭크 핀이나 크랭크 암은 회전운동을 하고 있으며 연접봉은 상단이 상하운동, 하단이 회전운동, 중간이 타원운동을 한다. 따라서 1실린더의 움직이는 부분을 왕복질량과 회전질량으로 나누고 각각 축 중심에 관성모멘트를 구하여 합계하면 된다.

① 크랭크 저널의 관성 모멘트, I_{jour}

Fig. 3.1 (a), 또는 (c)에 의하여 구한다. 다만 그 값이 작으므로 일반적으로 무시할 수 있으나 출력이 크게됨에 따라 축 지름이 크게 되어 관성모멘트도 크게 되므로 무시할 수 없게 된다.

② 크랭크 핀의 관성 모멘트, I_{pin}

Fig. 3.1 (b), 또는 (d)에 의하여 구한다.

③ 크랭크 암의 관성 모멘트, I_{web}

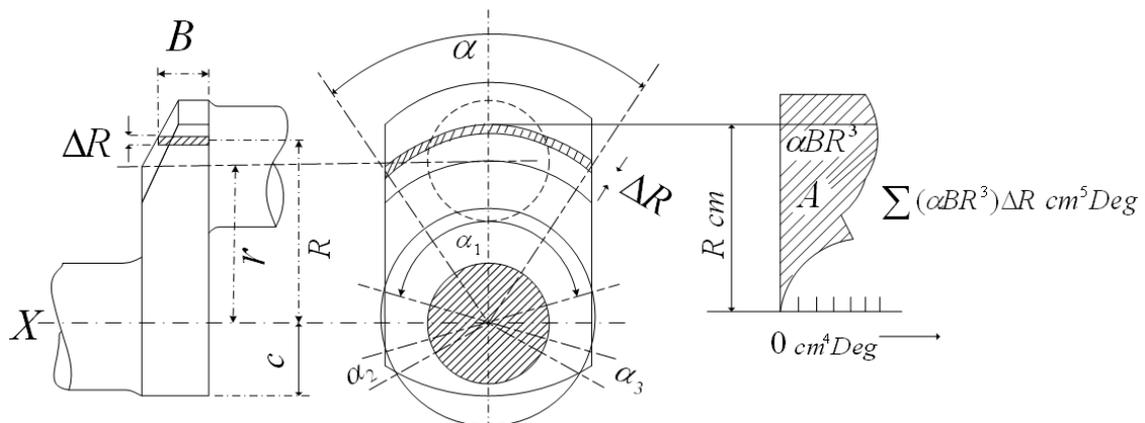


Fig. 3.2 Moment of inertia of crank arm

중심으로부터 반경 R 의 미소부분 $\Delta R[m]$ 을 취하고 이 부분의 원호의 각도를 α° , 암의 두께를 $B[m]$, 질량을 $\rho [kg/m^3]$ 라 하면 X 축 둘레의 관성 모멘트는

$$\Delta I_{web} = \frac{2\pi R \alpha B \Delta R \rho R^2}{360} \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \quad (3.2)$$

크랭크 암 전체에 대하여서는

$$I_{web} = \frac{2\pi\rho}{360} \sum (\alpha B R^3) \Delta R = \frac{\pi\rho}{180} A \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \quad (3.3)$$

다만, A 는 여러 가지 반경으로 절단하였을 경우의 $\alpha B R^3 (m^4 \text{Deg})$ 의 값을 그린 곡선과 좌표축으로 둘러싸인 면적이다. 여기서 α 는 $R < c$ 일 경우에는 360° 로 되고, R 가 두 곳 이상에서 암의 능선을 절단하는 경우에는, 가령 $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3$ 와 같이 된다.

④ 연결봉의 관성 모멘트, I_{con}

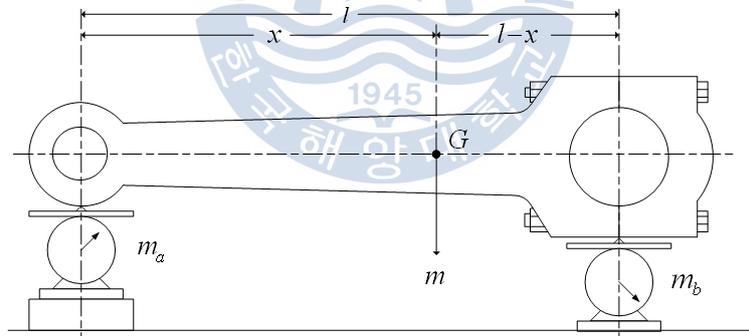


Fig. 3.3 Moment of inertia of connecting rod

연접봉의 상단은 직선운동, 하단은 원운동, 중간은 타원운동을 하고 있으므로 전체를 한꺼번에 다루기보다는 일반적으로 무게중심으로부터 양분하여 왕복 운동하는 부분(I_1)과 회전 운동하는 부분(I_2)로 나누어 생각한다. 그러한 경우 왕복 운동부는 피스톤에 부착하는 질량으로 되고 회전 운동부는 크랭크 핀에 부착한 질량으로 본다.

$$I_1 = m_a x^2, \quad I_2 = m_b (l-x)^2$$

$$I_{con} = I_1 + I_2 \quad (3.4)$$

또한 박용기관의 경우 통상적으로 위에서 아래로 감에 따라 점차 크게 되므로 전체의 질량 1/3은 피스톤에, 나머지 2/3는 크랭크 핀에 집중시켜 단순하게 처리하는 경우도 있다.

3.2 플라이휠의 관성모멘트

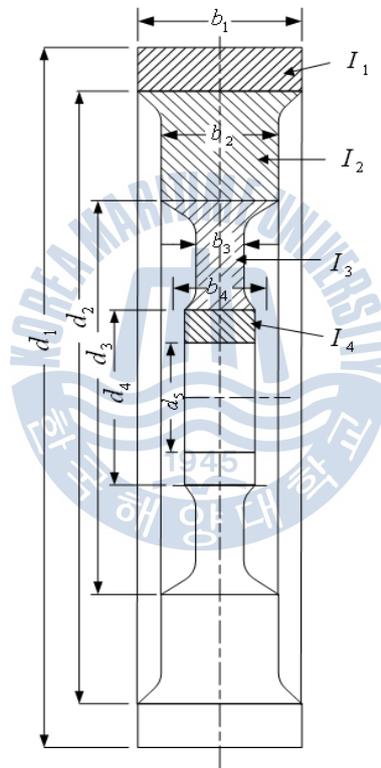


Fig. 3.4 Moment of inertia of fly wheel

플라이휠은 림(rim)부분, 스포크(spoke)부분, 보스(boss)부분으로 나누어서 중공 원판으로 보고 계산한다.

$$I_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) b_1 \rho \times \frac{(d_1^2 + d_2^2)}{8} = \frac{\pi b_1 \rho}{32} (d_1^4 - d_2^4)$$

$$\begin{aligned}
 I_2 &= \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2)b_2\rho \times \frac{(d_2^2 + d_3^2)}{8} = \frac{\pi b_2\rho}{32}(d_2^4 - d_3^4) \\
 I_3 &= \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_4^2)b_3\rho \times \frac{(d_3^2 + d_4^2)}{8} = \frac{\pi b_3\rho}{32}(d_3^4 - d_4^4) \\
 I_4 &= \frac{\pi}{4}(d_4^2 - d_5^2)b_4\rho \times \frac{(d_4^2 + d_5^2)}{8} = \frac{\pi b_4\rho}{32}(d_4^4 - d_5^4)
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

따라서 플라이휠 전체 관성 모멘트는

$$I_f = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \tag{3.6}$$

각부의 치수를 m 단위로 취하고 밀도 ρ 를 주철의 경우 $7200 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, 주강의 경우 $7800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ 로 취하면 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 의 단위로 구하여진다.

3.3 프로펠러의 관성 모멘트

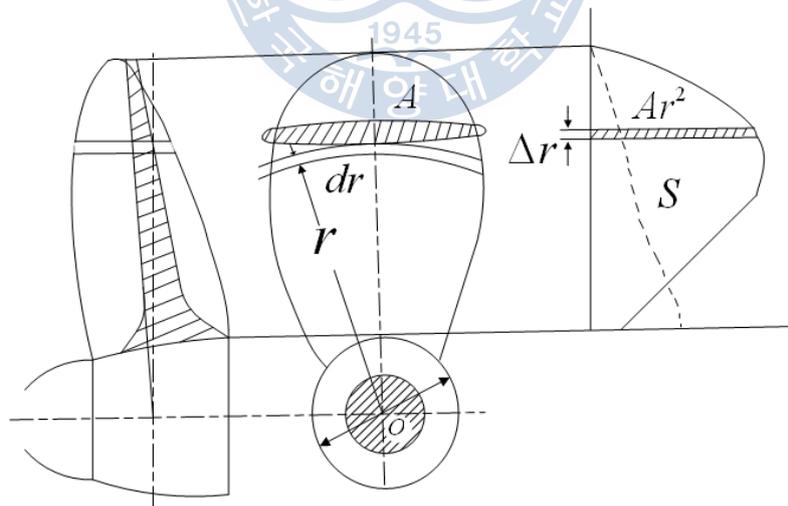


Fig. 3.5 Moment of inertia of propeller

그림에 있어서 축심 O 을 중심으로 하는 임의의 반경 r 인 면으로 날개를 끊고 그 면적을 $A \text{ [cm}^2\text{]}$ 이라 하며 미소부분 Δr 의 관성모멘트 ΔI_{blade} 를 구하면

$$\Delta I_{blade} = A \Delta r \rho r^2 \quad (3.7)$$

으로 된다. 이 식을 날개뿌리로부터 날개 끝까지 적분하면 날개 하나의 값으로 된다.

$$I_{blade} = \rho \int_{r_0}^R A r^2 dr = \rho \sum_{r_0}^R A r^2 \Delta r = \rho \times S \quad (3.8)$$

S 는 각 단면적에 각각의 r^2 을 곱한 값을 반경에 대하여 그린 곡선과 극좌표축이 포함하는 면적이다.

프로펠러의 관성모멘트는 물속에서의 진동에 의한 부가수의 효과를 고려하여 공기중의 관성 모멘트 보다 20~30%(평균 25%)정도를 가산한다.



4. 토크의 측정 방법

4.1 토크 센서의 분류

토크 센서는 스트레인 게이지 방식의 내부 비틀림을 신호처리하여 직접적으로 아날로그 신호를 이용하거나 디지털 신호를 이용한다. 센서의 사용 목적 또는 정·동적 비틀림 측정방식에 따라 정현식과 회전식으로 나누어지며, 회전식은 내부신호출력을 위한 슬립링과 브러시를 사용할 접촉식(슬립링타입)과 회전부와 고정부(신호처리부)가 비접촉식으로 나누어진다.^[7]

(1) 정현 고정식(reaction, stationary)

고정식이라고도 하며, 스트레인 게이지(SG)의 HALF, FULL bridge 방식의 회로도 구성하여 한쪽을 고정하며 다른 구동부에서 비틀림을 발생토록 하여 측정한다. 보통 출력 신호는 mV/V의 낮은 전압신호를 가지므로 증폭기(amplifier)를 사용한다.

(2) 접촉 회전식 (slip ring rotational)

접촉식 회전 토크센서 스트레인 게이지 방식으로 회전부(rotator)와 고정부(stator)가 슬립링에 의한 동작시 브러시에 의한 신호를 처리하여 출력하는 방식으로 일반적으로 mV/V를 가진다.

(3) 비접촉 회전식 (contactless rotational)

회전토크센서로 구조상 콤팩트하여 적은 관성력과 회전부와 고정부의 신호 처리는 FM-Module에 의한 방식과 Digital transmission 방식이 있으며 출력신호는 각각 $\pm 5V$, $\pm 10V$ 를 가지고 PLC나 A/D converter를 이용하여 제어가 가능하다.

4.2 토크 측정 기술 및 작동 원리

(1) SAW-Technology

SAW(Surface Acoustic Wave)는 로드 레이리가 1985년 발견한 기계적 특성의 청음파로 전기적 자장과 진폭이 급속하게 감소하는 진공이나 순수 전화된 물질(공기) 사이에서 대역으로 퍼져나가는 특성을 가지고 있으며 초기에 군사용으로 현재는 다양한 RF신호처리에 적용된다.

SAW-Transducer는 수정체와 같은 극도로 섬세 가공된 피에조 물질위에 위치한 2개의 얇은 금속전극의 디지털판으로 이루어져 있으며 이러한 판을 구성하는 그 전극은 극성을 변화시킴으로 인가되는 적정 주파수의 RF 신호가 크리스털 표면을 확장시키거나 수축시킨다. SAW-Transducer가 비틀림이 생기는 샤프트에 장착되어 회전하면서 발생하는 인장력과 압축력을 센서를 통해 발생된 전파를 감지해 증폭시켜 데이터를 전송함으로써 토크를 측정한다.

센서를 통해 발생된 저주파 신호의 기술응용 장점은 전자 노이즈가 쉽게 발생하는 여러 가지 속도의 전기기계에서 효율적으로 사용할 수 있다는 것이다. 이 기술은 샤프트에 연결되어 회전하면서 발생하는 물리적인 힘을 센서를 통해 감지한다. RF를 거쳐 ASIC의 전자제어를 통한 증폭이나 필터링을 통해 데이터를 전송하기 때문에 효율적인 측정이 가능하다.

가장 보편적으로 사용되고 있는 기술이며 선박에서도 축 토크 측정을 위해 많이 사용되고 있는 기술이다.

(2) EMD-Technology

EMD(Embedded Magnetic Domain) Technology는 마그네틱인덕션과 전자제어의 결합으로 순간적으로 직접, 정확하게 회전 샤프트의 토크를 측정한다. 정해진 마그네틱 패턴에 따른 샤프트 주위에 자장을 형성시키고 샤프트의 회전에 의해 발생하는 자기장의 변화를 측정하여 토크를 측정한다.

EMD는 다른 비접촉식 회전센서에 비해 가격적인 측면에서 경쟁력이 있으며 장착이 쉬우면서도 자동보정 및 추가 조정이 필요 없다. 전류소모가 낮고 내구성이 뛰어나지만 장시간의 사용시 샤프트가 마그네틱화 할 수 있으며 강력한 자기장의 전자영역에서는 사용을 할 수 없다.

(3) Optical Electronics

오목 거울을 샤프트에 고정시키고 레이저 다이오드가 샤프트로부터 약 몇센티 거리에 설치하여 각각의 빛이 직접 오목 거울에 비추도록 한다. 이러한 방법으로 샤프트가 회전되며 거울이 되어 빛을 감지기로 반사시킨다. 2개의 포토다이오드로 구성된 감지부는 빛의 양에 따른 시간 측정이 이루어진다. 이러한 시간표시 측정의 장점은 빛 강도의 약함과 무관하게 작용한다는 것이며, 측정 정확도가 주위 환경의 오염이나 레이저 다이오드 내구에도 영향을 받지 않는다.

(4) Wire sensor Technology

새로운 소재와 기계적인 측정을 이용한 신기술로서, 게이지 팩터가 1,000인 철선과 RF 수신기를 사용한다. 네 군데로 연결된 철선을 통해 기계적인 비틀림이나 변형으로 인하여 주파수를 발생시키며 이를 수신하는 RF 모듈은 수미터 이상까지도 측정치를 전송할 수 있다.

4.3 회전 속도 변동 이용 방법

본 논문에서는 축의 회전속도를 측정한다. 후 축의 각 가속도와 질량관성모멘트를 이용하여 토크를 계산하였다.

첫 번째 방법은 축의 끝 단에 엔코더를 설치하고 엔코더에서 발생하는 펄스신호를 트리거로 하여 카운터 발생기에서 발생하는 클럭 신호를 1도 간격으로 측정한다. 후 축의 회전속도를 계산하였다.

두 번째 방법은 플라이휠에 근접센서를 사용하여 플라이휠 원주상에 가공되어 있는 기어 이(gear teeth)가 센서를 통과할 때 발생하는 신호를 트리거로 클럭신호를 측정하여 축의 회전속도를 계산하였다.

5. 축 토크 변동 계측

5.1 실험 대상 엔진 및 실험 방법

실험대상엔진은 선박의 주기관으로 Table 1은 실험 엔진 A,B 의 주요 사양을 나타낸다.

Table 2는 실험엔진 A의 실험에 이용한 엔코더의 사양을 나타낸다. 엔진의 실린더 번호는 통상적으로 선수측을 기점으로 1번 실린더로 정하였으며, 1번 실린더 크랭크 샤프트 끝단에 엔코더를 장착하고, 1번 실린더의 기하학적 TDC위치에 1회전에 1회 펄스를 발생하는 각도 센서의 z펄스를 일치 시켰다.^[8]

Table 3은 실험엔진 A의 압력센서의 사양을 나타낸다. 압력값의 데이터 샘플링 방법으로는 엔코더의 A 펄스(360pulse/rev. sampling interval:1deg.CA)를 트리거 신호로 하여 1도 간격으로 데이터를 수집하였다.

크랭크 샤프트의 순간속도 측정 방법은 엔코더의 A 펄스를 트리거 신호로 하여 클럭 카운터 발생기에서 발생한 클럭 카운터를 1도 간격으로 샘플링하여 1도 회전하는데 소요되는 시간을 계산하였다.

Table 4는 실험엔진 B의 실험에 이용한 플라이휠의 근접센서의 사양을 나타낸다. 근접센서가 플라이휠에 가공된 104개의 치차를 통과할 때마다 발생하는 신호를 트리거 신호로 하여 약 3.46도 간격으로 있는 각 치차사이를 통과하는 데 소요된 시간을 계산하였다.

Table 1 Specifications of test engine

| | Specification | |
|--------------------------|--------------------|--------------------|
| | A | B |
| Engine type | 6L42MC/ME | 6L35MC |
| Number of cylinder | 6 | 6 |
| Cylinder bore | 420 mm | 350 mm |
| Piston stroke | 1,360 mm | 1,050 mm |
| Connection rod length | 1,638 mm | 1,280 mm |
| Max. continuous output | 8,123 BHP/ 176 rpm | 4,000 BHP/ 200 rpm |
| Normal continuous output | 6,908 BHP/ 167 rpm | 3,400 BHP/190 rpm |
| Reciprocating mass | 1,872 kg | 815 kg |

Table 2 Specification of encoder of test engine A

| Item | Specification |
|----------------------|---------------------|
| Type | D23SR15 |
| Source Power | DC 25V |
| Pulse / Rev. | 360 |
| Output | A, B, Z |
| Tolerance | 0 |
| Internal Clock Count | 5,000,000 [count/s] |

Table 3 Specification of pressure sensor of test engine A

| Type | kistler6961A250 | |
|----------------|-----------------|-----------------|
| Range | sensitivity | Linearity |
| [bar] | mV/bar | $\leq \pm\%FSO$ |
| 0 ~ 200 (23℃) | -19.98 | 0.05 |
| 0 ~ 200 (200℃) | -20.07 | 0.10 |

Table 4 Specification of inductive proximity sensor of test engine B

| Item | Specification |
|---------------------------|---------------------|
| Type | PR12-2DN |
| Power supply | 12 to 24 VDC |
| Power consumption | Max. 10mA |
| Standard detecting target | 12mm × 12mm |
| Detecting distance | 2(mm±10%) |
| DN | NPN normal open |
| Response frequency | 800 Hz |
| Internal clock count | 1,666,000 [count/s] |

실린더내의 폭발 압력과 크랭크 샤프트의 순간속도는 Fig. 5.1과 같은 실험 장치를 통해 데이터를 수집하였다.

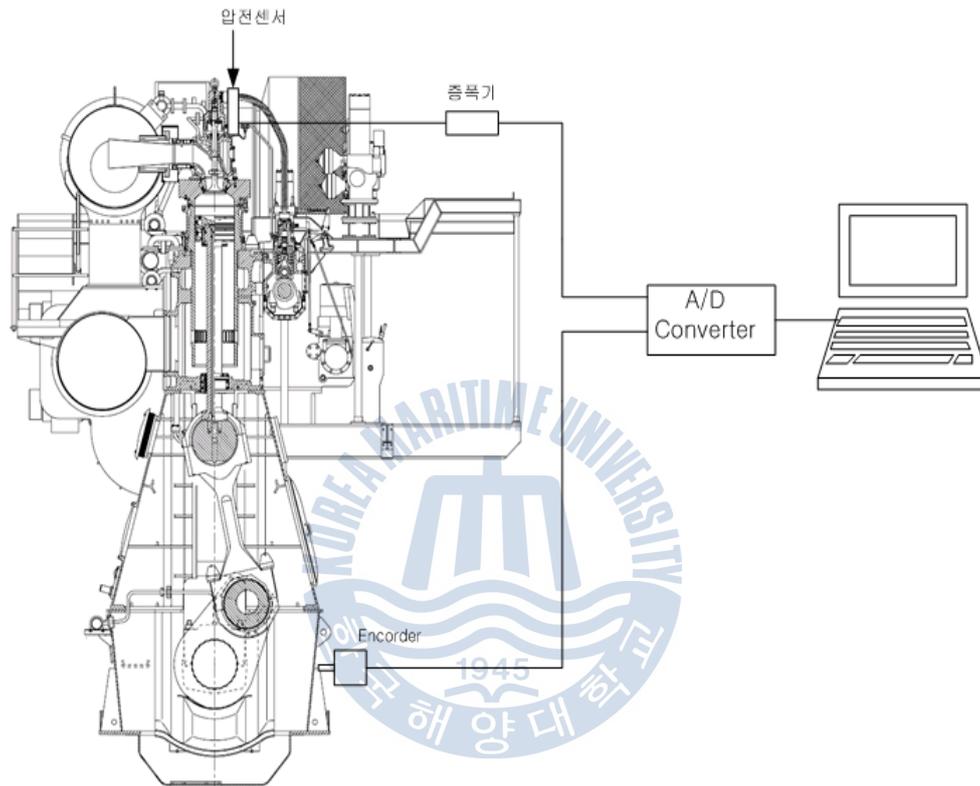


Fig. 5.1 Schematic diagram of experimental apparatus

5.2 실험 결과 및 고찰

5.2.1 실린더 내 압력에 의한 토크 변동

Fig. 5.2는 실험엔진 A의 각 속도별로 실린더에서 얻은 압력을 P- θ 선도로 나타내었다. 회전수가 증가할수록 압축압력과 폭발압력이 증가하고 압축압력과 폭발압력의 차이가 줄어드는 것을 알 수 있다. Fig. 5.2의 압력 데이터를 이용하여 구동 토크를 계산하였다.

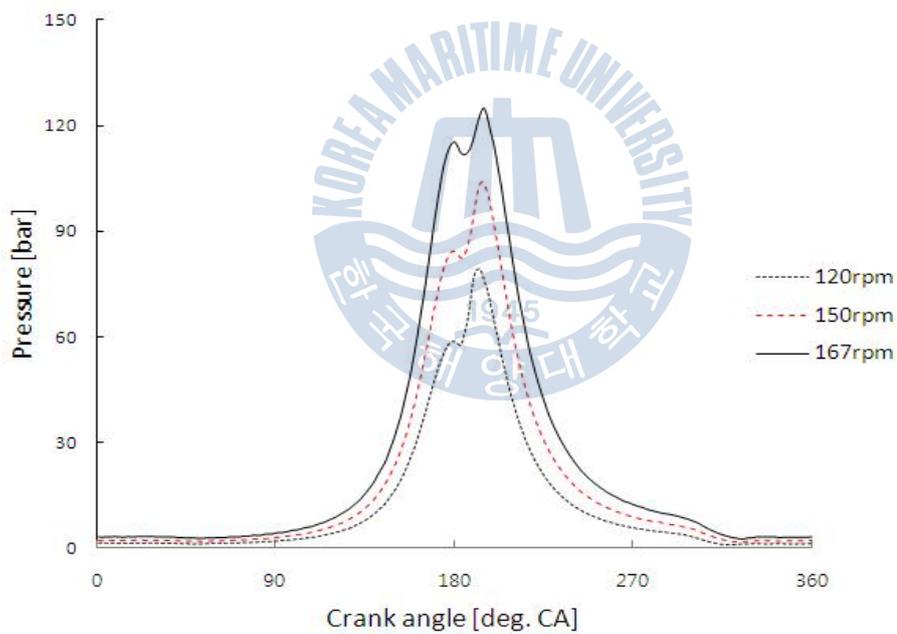


Fig 5.2. Pressure measured of one cylinder

Fig. 5.3은 실험엔진 A의 회전수 별로 한 실린더의 내의 관성력의 크기만을 나타내었다. BDC(180 [deg.CA])를 기준으로 대칭을 이루는 것을 알 수 있다. 회전수가 증가할수록 왕복질량은 일정하지만 각속도가 커지므로 관성력 또한 증가하는 것을 알 수 있다.

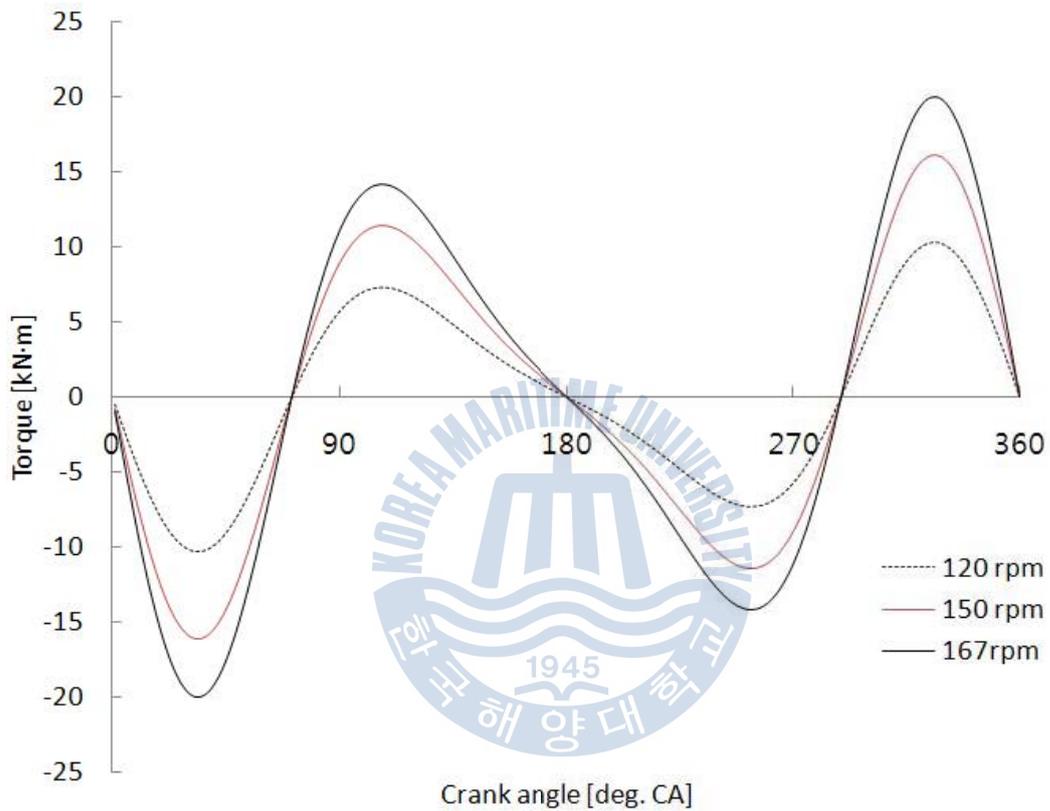


Fig 5.3. Torque by inertia force on one cylinder by each rpm

Fig. 5.4는 실험엔진 A의 NCR(167rpm)일 때 얻은 압력 데이터로 한 실린더의 관성에 의한 토크와 압력에 의한 토크를 구하여 그래프로 나타내었다. 관성력의 크기는 회전수와 왕복질량에 의해서 결정이 되기 때문에 회전수가 증가하면 관성력 또한 증가한다. 하지만 Fig. 5.4에서 보여지듯 관성력은 회전수가 증가하여도 폭발력에 비해 큰 값을 가지지 못하기 때문에 토크의 크기는 폭발력에 의해 좌우된다는 것을 알 수 있다.

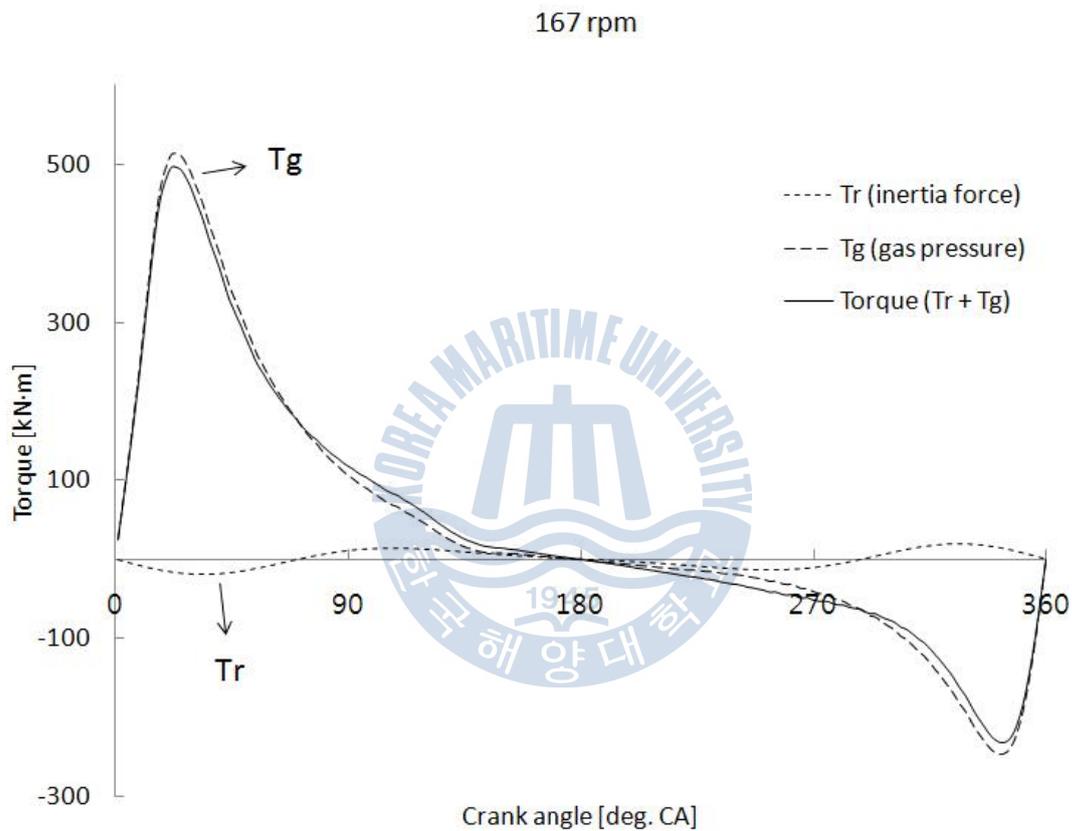


Fig. 5.4 Torque of inertia force & gas pressure by cylinder pressure measured

Fig. 5.5은 세 가지 경우의 회전수에 대해서 토크를 계산한 것이다. Fig. 5.5에서 알 수 있듯이 실험 대상기관은 6기통 엔진으로 1회전 중 6회의 토크 변동을 일으키고 있음을 알 수 있다. 여기서 회전수가 증가할수록 토크변동도 크게 됨을 알 수 있다.

앞에서 언급한 것과 같이 TDC에서 관성력은 0이 되고 피스톤 운동을 방해하는 힘이 최대가 되어 토크가 가장 작게 나타나며 TDC 후 약 25 deg에서 회전력은 최대가 됨으로 토크도 최대가 됨을 알 수 있다.

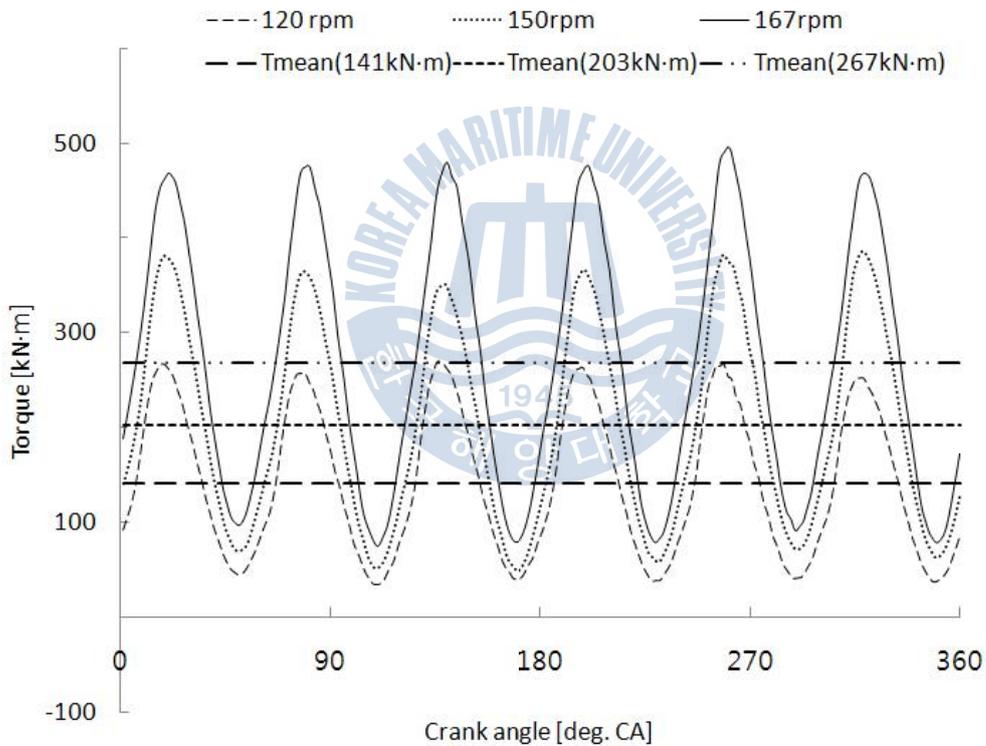


Fig. 5.5 Torque fluctuation of one cycle by pressure measured

5.2.2 순간 속도에 의한 토크 변동

Table 3 은 실험 대상 엔진 축에 대한 관성모멘트를 요소 별로 나타낸 표이다. Propeller의 경우 계산 값에 의한 관성 모멘트는 각각 $5,544.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $2,706.4\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 이지만 프로펠러의 관성 모멘트는 물속에서의 진동에 의한 부가수 효과를 고려하여 공기중의 관성 모멘트보다 25% 정도를 가산하므로^[9] 계산에 사용된 프로펠러의 관성모멘트는 Table 3에 나타난 프로펠러 관성모멘트에 25%를 가산한 $6,928.8\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $3,383.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 를 사용 하였다.

Table 5 Inertia moment of mass (test engine A , B)

| Test engine A | | Test engine B | |
|---------------|---|---------------|---|
| Description | mass moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$) | Description | mass moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$) |
| Flange | 19.0 | Tuning wheel | 471.0 |
| Cylinder 1 | 1,127.0 | Cam Drive | 65.2 |
| Cylinder 2 | 1,127.0 | Cylinder 1 | 338.4 |
| Cylinder 3 | 1,127.0 | Cylinder 2 | 338.4 |
| Cylinder 4 | 1,127.0 | Cylinder 3 | 338.4 |
| Cylinder 5 | 1,127.0 | Cylinder 4 | 338.4 |
| Cylinder 6 | 1,127.0 | Cylinder 5 | 338.4 |
| Cam Drive | 502.0 | Cylinder 6 | 338.4 |
| Turn Wheel | 571.0 | Thrust C | 43.6 |
| Flange | 62.0 | Turn wheel | 252.2 |
| Flange | 62.0 | Flange | 34.7 |
| Flange | 60.0 | Flange | 34.7 |
| Flange | 74.0 | Flange | 34.7 |
| Propeller | 5,543.0 | Flange | 34.7 |
| | | Flange | 34.7 |
| | | Propeller | 2,706.4 |

Fig. 5.6은 실험엔진 A의 167rpm에서 1[deg.CA]간격으로 클럭 카운터를 측정 한 결과이다. 측정된 데이터를 스무싱하기 전이며 그림에서 알 수 있듯이 카운터의 수가 많이 변동을 하지만 1사이클당 여섯 번의 속도 변화가 일어남을 알 수 있다.

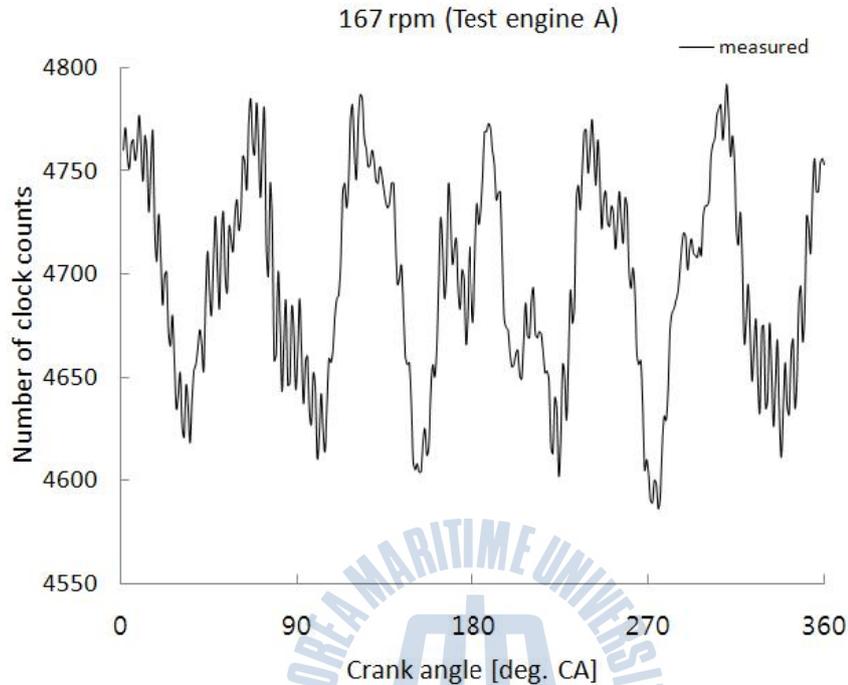


Fig. 5.6 Variation of number of clock count

Fig. 5.7은 클럭 카운트 계측을 위한 엔코더 A 펄스 신호와 그를 확대한 그림이다. Fig. 5.6에서 클럭 카운트가 변동하는 이유는 트리거로 작용하는 펄스가 순간적으로 직선으로 보이나 이를 확대하면 신호가 변동하는 것을 볼 수 있다. 클럭 카운트의 변동은 엔코더의 펄스 신호가 일정하지 않기 때문으로 판단된다. 또 다른 원인으로서는 비틀림 진동에^[10] 의한 원인과 속도신호를 디지털 신호로 변환하는 과정에서 발생하는 잡음으로 판단된다.^[11]

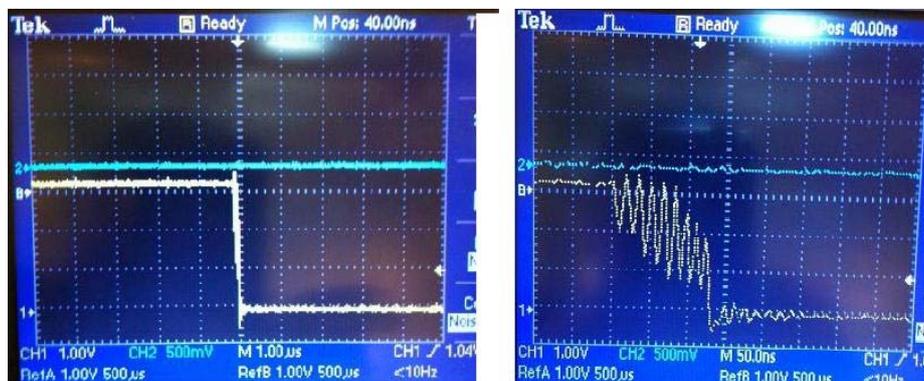


Fig. 5.7 A pulse signal of encoder

Fig. 5.8은 실험엔진 A의 167rpm에서 측정한 클럭 카운트의 변동을 세 가지 경우의 스무싱 정도를 달리하여 회전수 변동을 나타내었다. Fig. 5.9는 Fig 5.8의 스무싱 정도를 달리하여 나타낸 회전수 변동을 축 토크의 변동으로 계산하여 그래프로 나타내었다. Fig. 5.7에서 알 수 있듯이 펄스 신호의 변동으로 인하여 클럭 카운트가 변동하여 회전수의 변동으로 토크 계산 시에 축 토크 변화에 영향을 주므로 Fig. 5.9에서 한 사이클 중 여섯 번의 축 토크 변동을 뚜렷하게 나타내는 20점 스무싱한 클럭 카운트를 계산에 사용하였다.

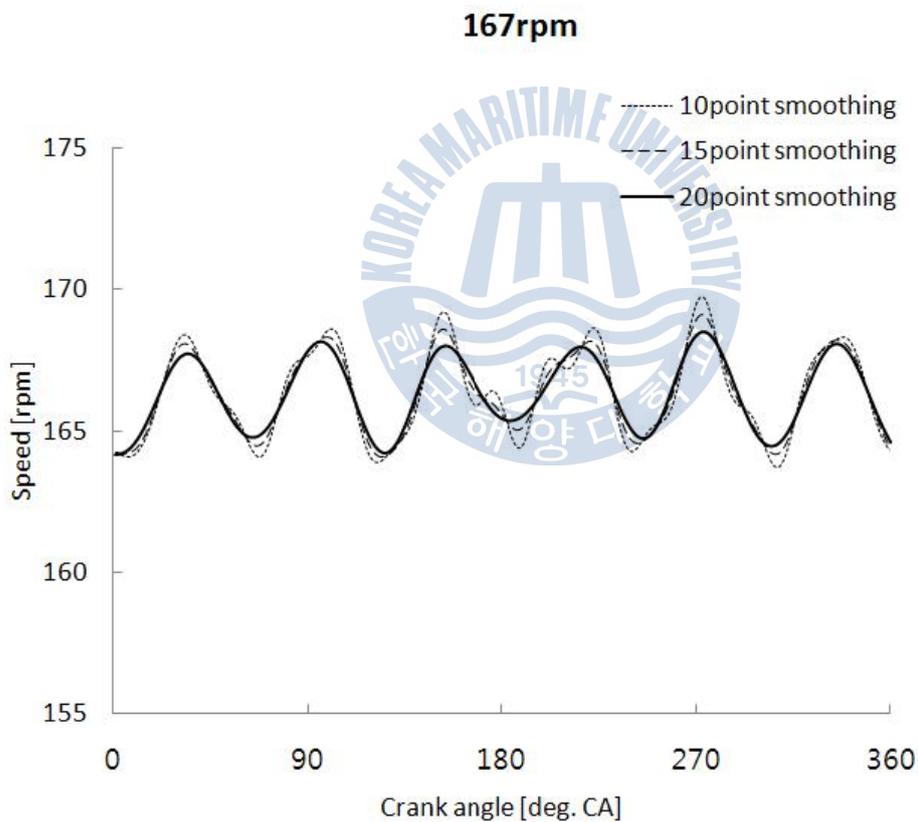


Fig. 5.8 Speed variation of each smoothing cases

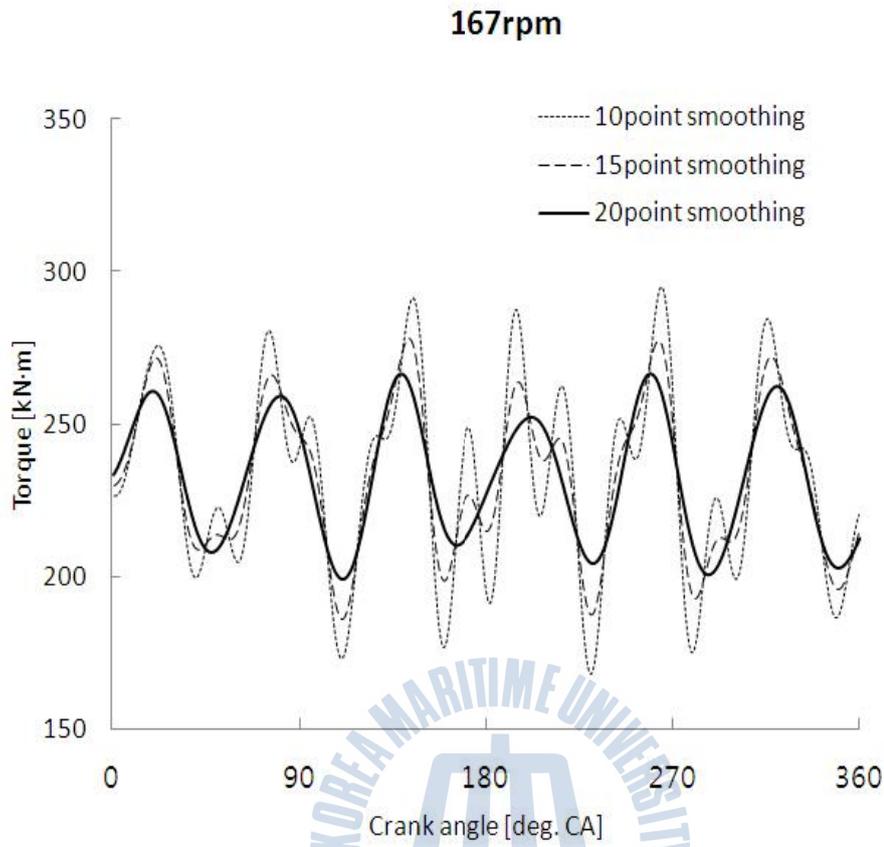


Fig. 5.9 Torque fluctuation of each smoothing cases

Fig. 5.10 ~ Fig. 5.15는 실험엔진 A의 세 가지 경우에 대해 한 사이클당 순간속도 변동과 그로부터 구한 축 토크의 변동을 나타낸 그래프이다. 속도변동은 각 회전수별로 최대와 최소가 약 5rpm 차이가 나지만 축 토크 변동의 그래프를 보면 회전수가 증가할수록 평균 축 토크가 증가하며 축 토크의 변동 폭 또한 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 5.5의 측정된 압력으로부터 구한 구동 토크 변동에서 알 수 있듯이 회전수가 증가할수록 구동토크의 변동폭이 증가하는 것과 일치함을 알 수 있다.

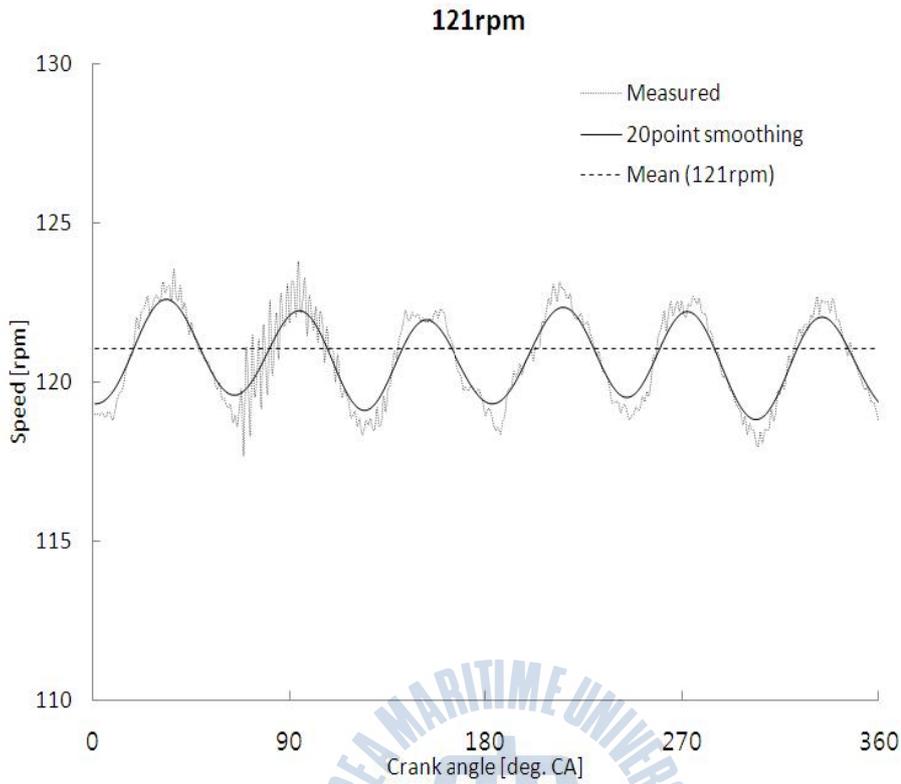


Fig. 5.10 Speed fluctuation of one cycle at 121rpm
(Test engine A)

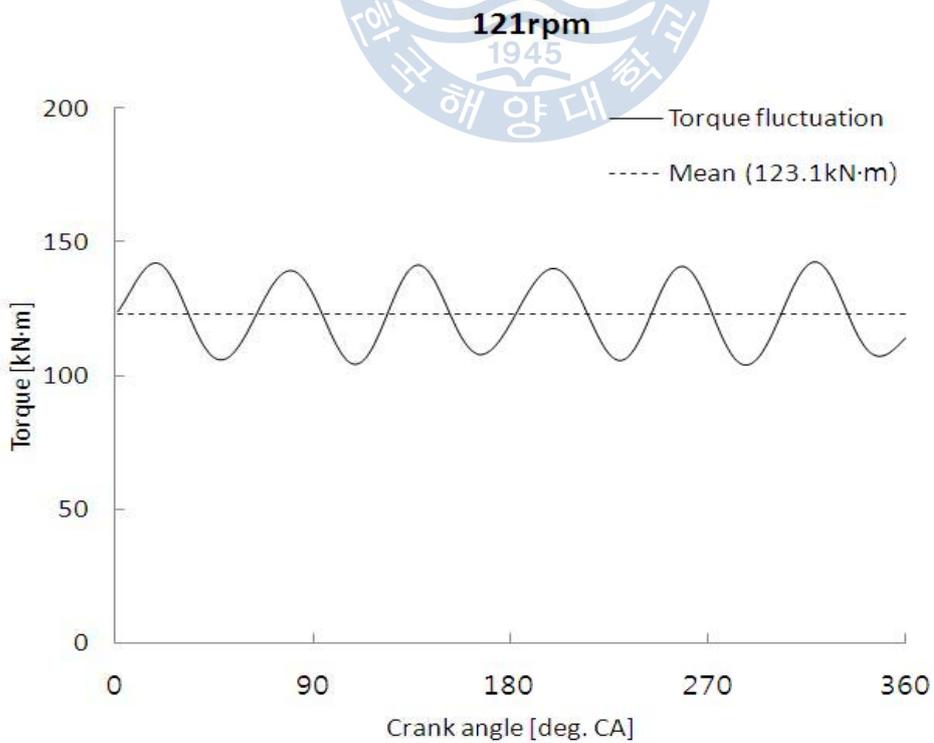


Fig. 5.11 Torque fluctuation of one cycle at 121rpm by speed variation
(Test engine A)

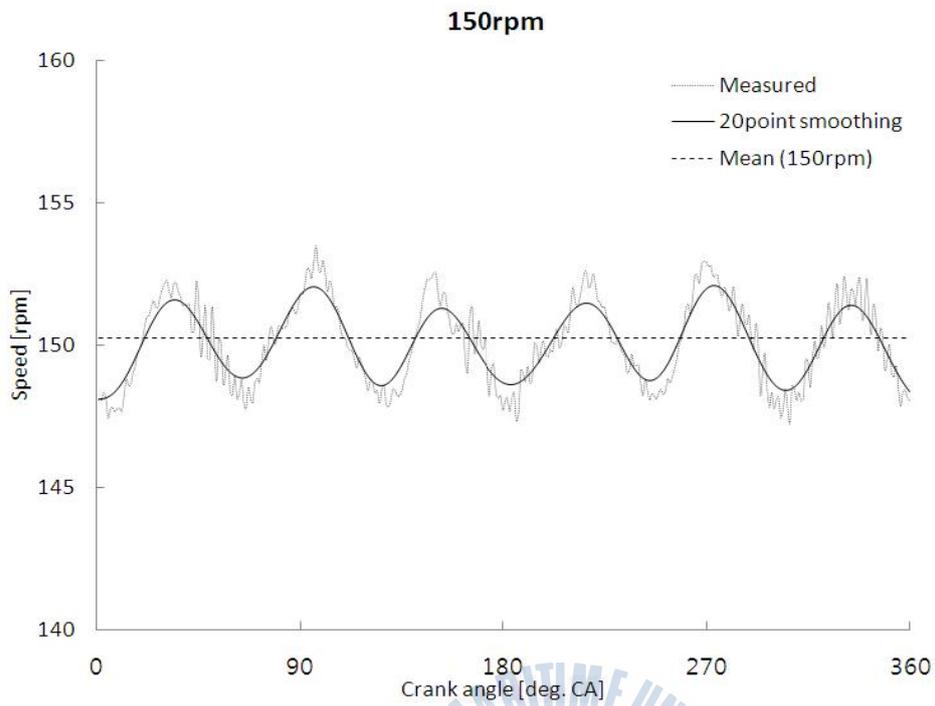


Fig. 5.12 Speed fluctuation of one cycle at 150rpm
(Test engine A)

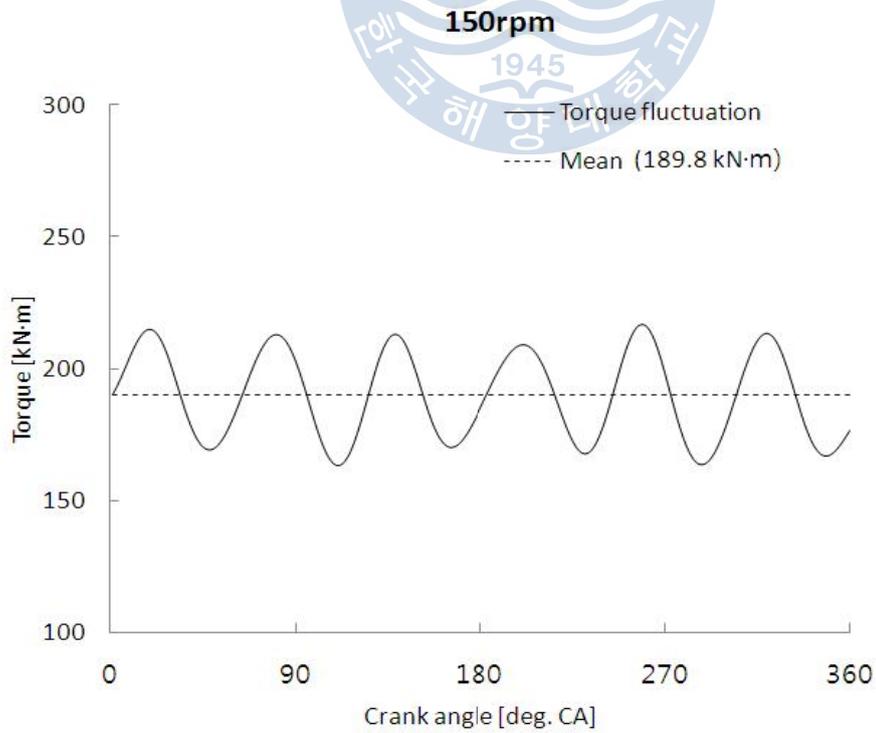


Fig. 5.13 Torque fluctuation of one cycle at 150rpm by speed variation
(Test engine A)

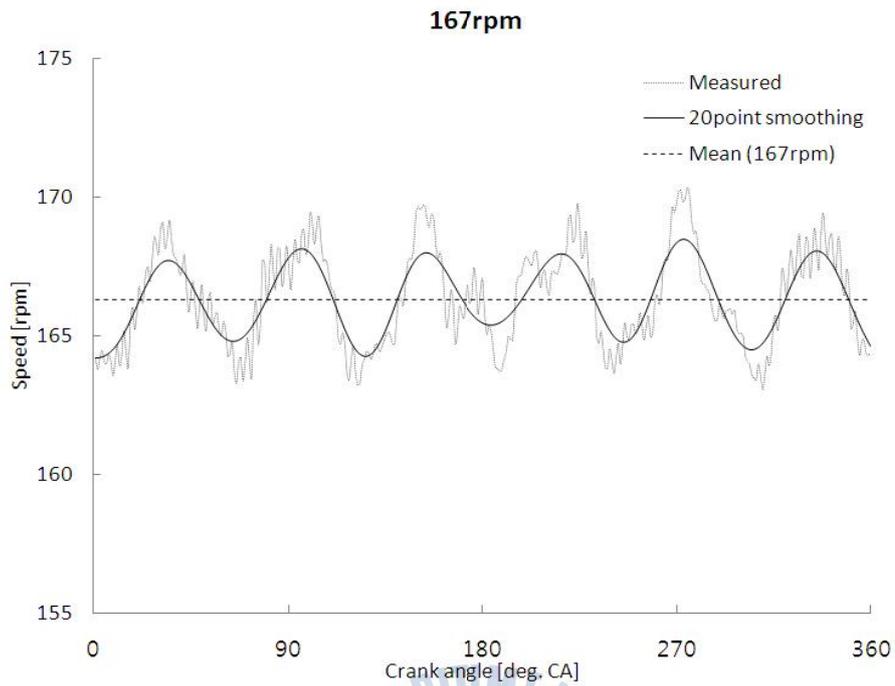


Fig. 5.14 Speed fluctuation of one cycle at 167rpm
(Test engine A)

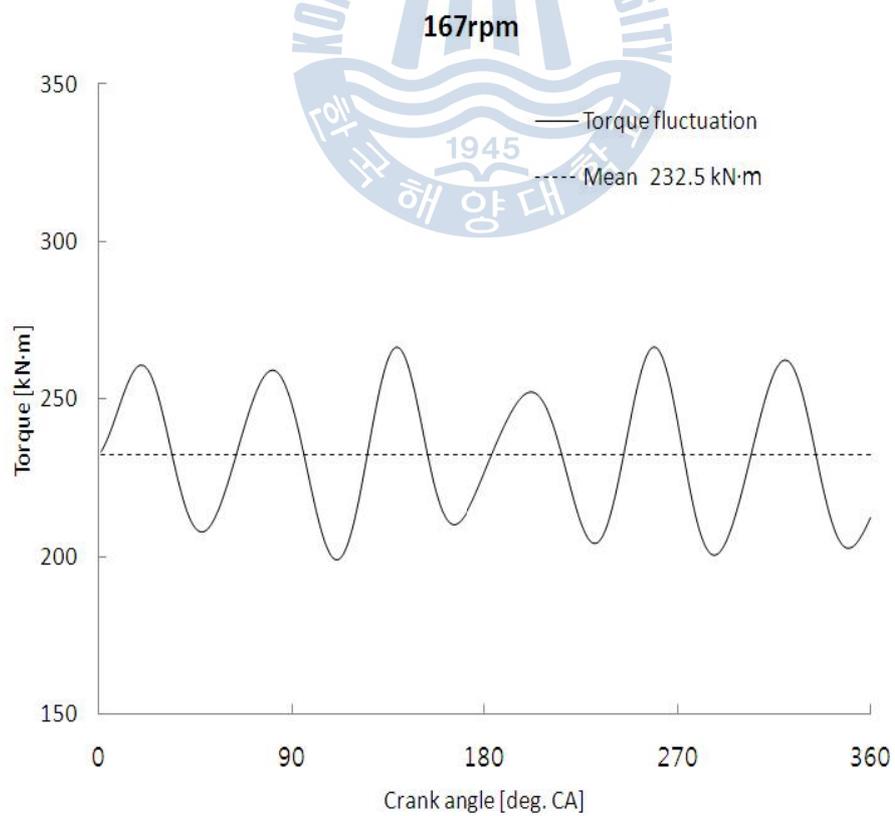


Fig. 5.15 Torque fluctuation of one cycle at 167rpm by speed variation
(Test Engine A)

Fig. 5.16 ~ Fig. 5.21는 실험 엔진 B의 세 가지 경우에 대해 한 사이클당 순간 속도 변동과 그로부터 계산한 축 토크의 변동을 나타낸 그래프이다. 실험엔진 B의 경우 플라이휠에 가공된 104개의 치차를 통과할 때 근접센서의 신호를 트리거로 하여 데이터를 약 3.46[deg.CA] 간격으로 샘플링을 하였다. 실험 엔진 B의 경우 클럭 카운터를 5점 스무싱하여 속도변동과 축 토크의 변동을 계산하였다.

실험 엔진 A의 경우와 마찬가지로 회전수가 증가할수록 축 토크의 크기와 변동폭이 증가함을 알 수 있다. 실험 엔진 A, B 모두 6기통 엔진이기 때문에 축 토크의 변동이 한 사이클에서 6번 일어남을 알 수 있다.



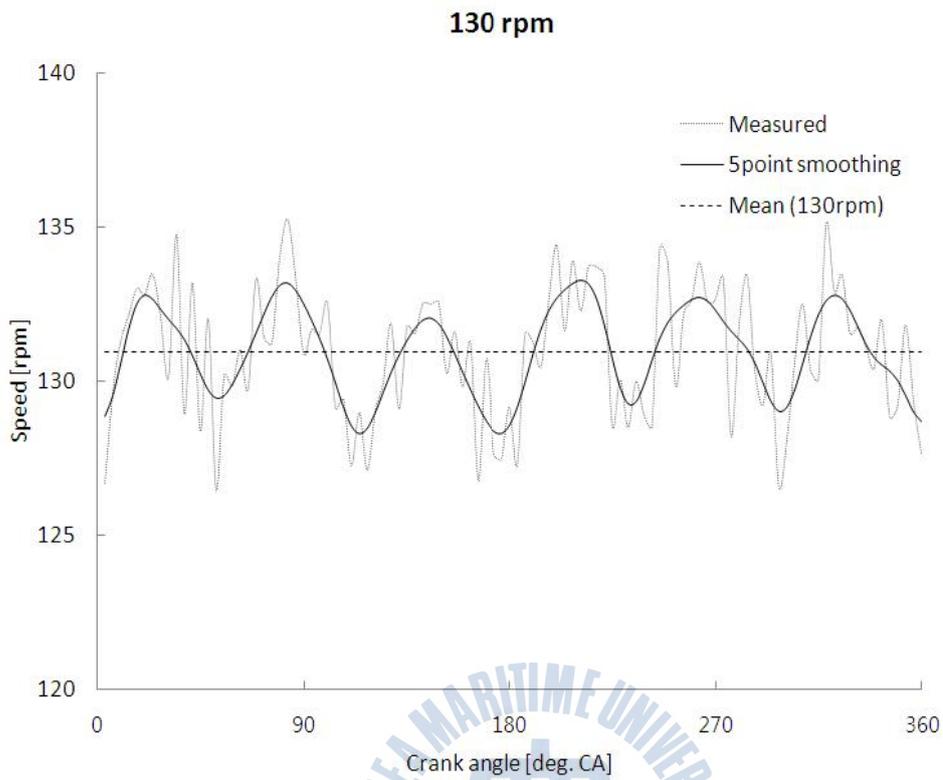


Fig. 5.16 Speed fluctuation of one cycle at 130rpm
(Test engine B)

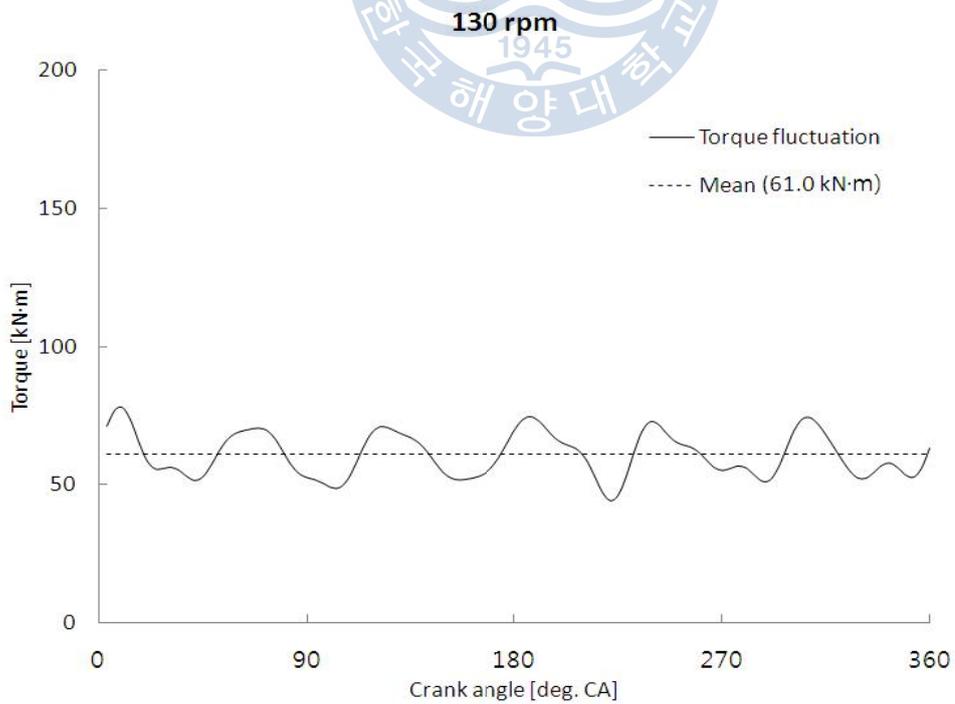


Fig. 5.17 Torque fluctuation of one cycle at 130rpm by speed variation
(Test Engine B)

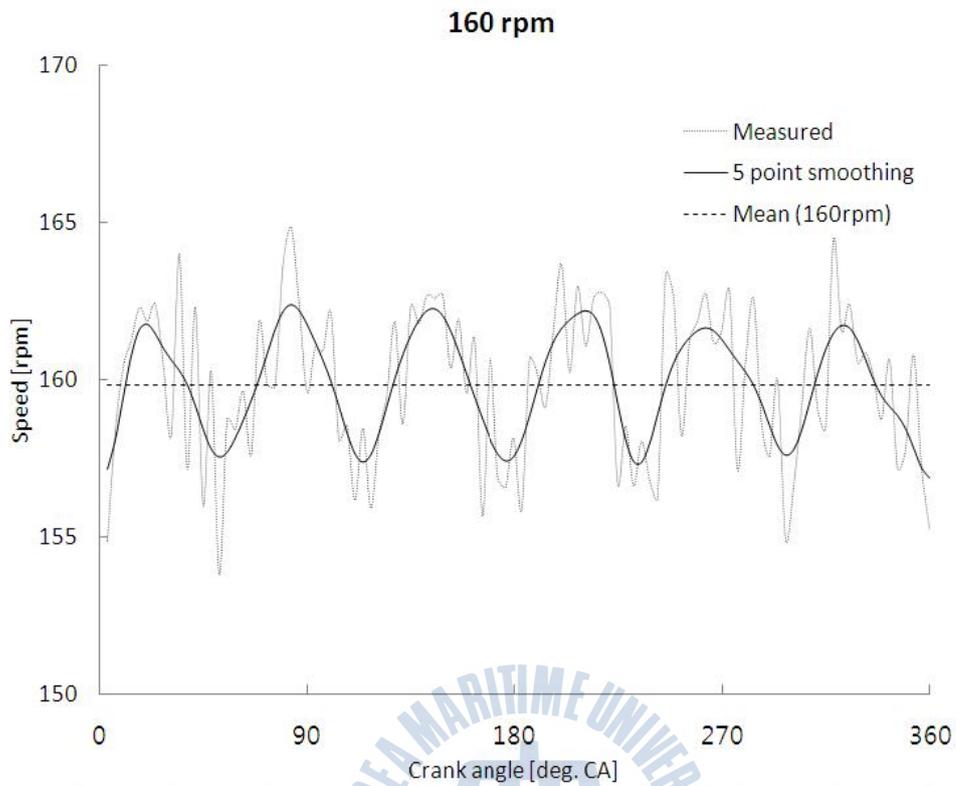


Fig. 5.18 Speed fluctuation of one cycle at 160rpm
(Test engine B)

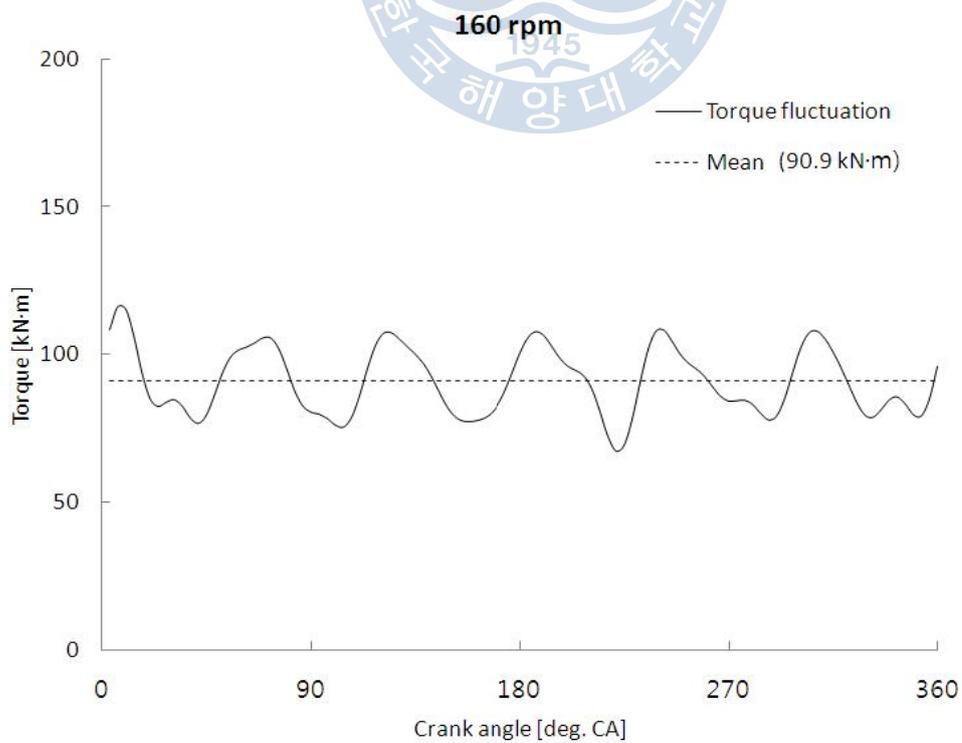


Fig. 5.19 Torque fluctuation of one cycle at 160rpm by speed variation
(Test engine B)

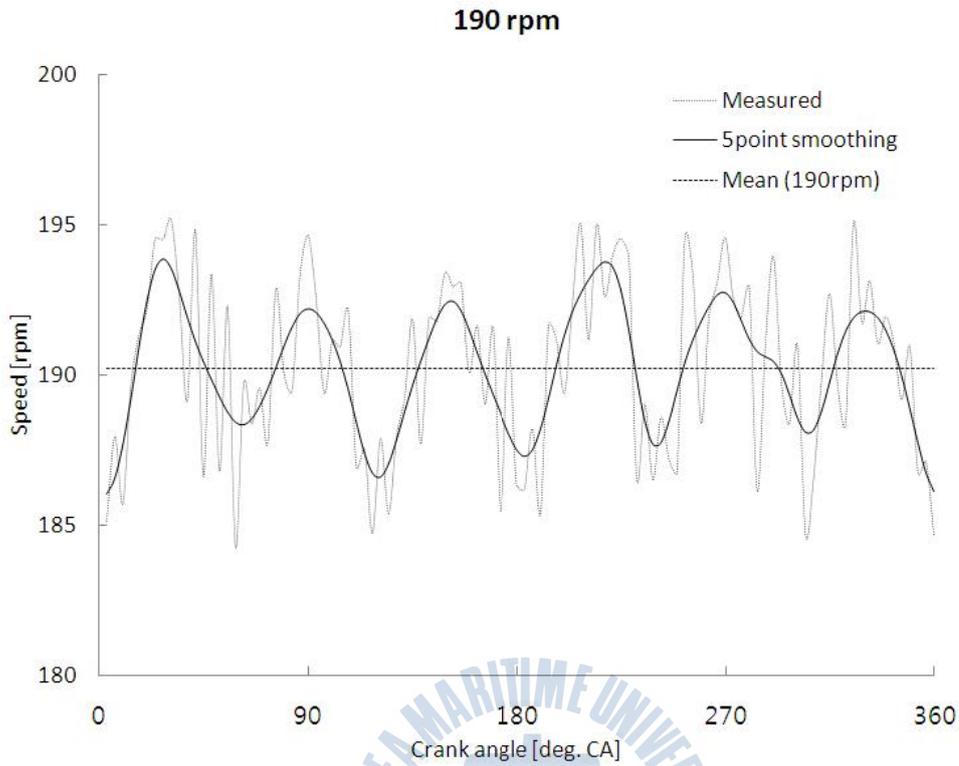


Fig. 5.20 Speed fluctuation of one cycle at 190rpm
(Test engine B)

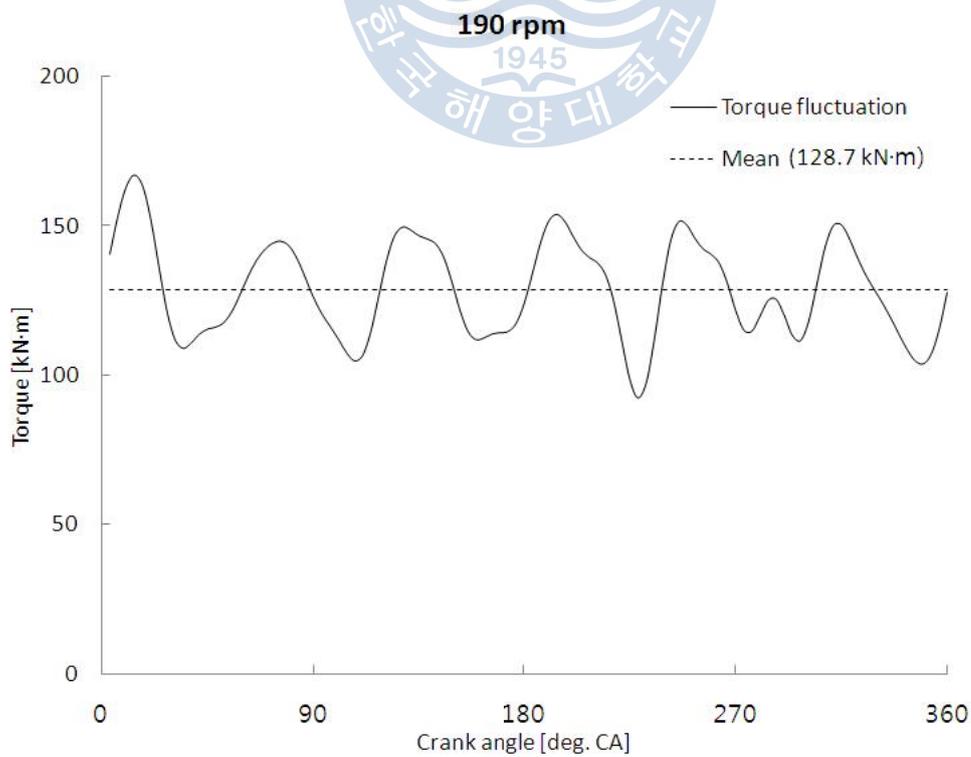


Fig. 5.21 Torque fluctuation of one cycle at 190rpm by speed variation
(Test engine B)

5.3 계산 결과와 계측 결과의 비교

압력으로 계산한 구동토크와 스피드로 계산한 축 토크를 비교하기 위하여 토크를 마력으로 환산하여 기계효율을 계산하였다.

기관 축의 토크와 회전 속도를 알면 축마력을 계산할 수 있다.

$$P_e = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{75 \times 60} = 0.001396 \cdot T \cdot n \quad [PS] \quad (5.1)$$

$$P_e = 1.026758 \times 10^{-3} T \cdot n \quad [kW] \quad (5.2)$$

여기서 압력으로 계산한 토크의 마력은 IHP이며 크랭크 샤프트의 속도변동으로 계산한 토크의 마력은 BHP이기 때문에 기계효율은

$$\eta_m = \frac{BHP}{IHP} \quad (\eta_m : \text{mechanical efficiency})$$

로 나타낼 수 있다.

Table 6는 실험 엔진 A의 각 회전수별로 압력 데이터로 계산한 구동 토크와 축의 속도 변동 데이터로 계산한 축 토크를 구동출력(IHP)와 축출력(BHP)로 계산하고 기계효율을 계산하였으며 sea trial 데이터와 기계효율을 비교한 것이다.

Table 6에서 sea trial 데이터와 비교하였을 때 정확히 일치하는 회전수는 없으나 비슷한 회전수에서 기계효율이 거의 비슷한 것을 확인할 수 있다. 따라서 축의 회전 속도 변동 계측으로 계산된 축 출력의 신뢰성을 확인하였다. 단, NCR(167rpm)에서 기계 효율이 낮은 결과에 대한 재실험이 필요하다고 판단된다.

Table 6 Comparison of mechanical efficiency of measured data and sea trial data (Test engine A)

| measured | IHP[kW] | BHP[kW] | η_m | sea trial data | IHP[kW] | BHP[kW] | η_m |
|----------|---------|---------|----------|----------------|---------|---------|----------|
| 121 rpm | 1779 | 1549 | 0.87 | 111 rpm | 1544 | 1334 | 0.86 |
| 150 rpm | 3193 | 2988 | 0.93 | 144 rpm | 3334 | 3062 | 0.92 |
| 167 rpm | 4705 | 4073 | 0.87 | 171 rpm | 5186 | 4864 | 0.94 |

Table 7은 실험엔진 B의 축 토크를 축출력(kW)으로 계산하고 비슷한 부하와 스피드에서 shop trial 데이터와 sea trial 데이터를 비교하였다. 실험 값으로 계산한 출력의 경우 프로펠러의 부가수 질량을 가산하지 않았을 때와 25% 가산하였을 때의 경우로 나누어 계산을 하였다. 속도 변동으로 계산한 축 토크는 질량관성모멘트와 축의 회전수에 의해서 결정이 나는데 프로펠러의 부가수 효과에 따라서 출력이 크게 달라지는 것을 알 수 있다. 프로펠러의 질량관성모멘트의 부가수 효과는 프로펠러의 재질이나 부가수 질량 밀도에 의해 부가수 효과의 영향이 변한다.^[10]

프로펠러의 부가수 효과를 25% 가산했을 때는 shop trial 데이터와 sea trial 데이터와 비교했을 때 출력이 너무 크게 나오며 부가수 효과를 가산하지 않았을 때의 출력이 합리적으로 계산이 되었다. 따라서 프로펠러의 부가수 효과에 따른 질량관성모멘트의 크기를 정확히 할 필요가 있다고 판단된다.

Table 7 Comparison of measured data, shop trial data and sea trial data (Test engine B)

| Measured data | | | shop trial | | sea trial | |
|---------------|-------------------------------|------------------------------|------------|---------------------|-----------|---------------------|
| rpm | BHP(kW) Added mass(25%) | BHP(kW) Added mass(0%) | rpm | Measured BHP(kW) | rpm | Measured BHP(kW) |
| 130 rpm | 837 | 748 | 126 rpm | 736 | 132 rpm | 688 |
| 160 rpm | 1532 | 1362 | 159 rpm | 1472 | 162 rpm | 1300 |
| 190 rpm | 2567 | 2294 | 189 rpm | 2502 | 195 rpm | 2335 |

Table 8과 Table 9는 실험 엔진 A, B의 한 사이클 동안 여섯 번의 축 토크 변동에서 최대값과 최소값의 평균의 차이와 차이의 변화율을 나타내었다. 회전수가 증가할수록 축토크의 최대값과 최소값이 커지는 것을 확인할 수 있으며 최대값과 최소값의 차이 또한 커지는 것을 알 수 있다.

회전수가 증가할수록 토크의 변동값은 증가하지만 변동값에서 평균 토크로 나눈 토크의 변동율은 회전수가 증가할수록 작아지는 것을 볼 수 있다.

Table 8 Maximum and minimum values of torque fluctuation by each revolution of test engine A

| Test engine A | | | | | |
|---------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------|--------------------------------|
| | $T_{Q_{mean}}$ [kN·m] | $T_{Q_{max}}$ [kN·m] | $T_{Q_{min}}$ [kN·m] | Diff. [kN·m] | ratio of fluctuation [%] |
| 121rpm | 123.1 | 141.1 | 105.6 | 35.6 | 29 |
| 150rpm | 189.7 | 213.2 | 166.7 | 46.5 | 25 |
| 167rpm | 232.5 | 261.3 | 204.1 | 57.2 | 25 |

Table 9 Maximum and minimum values of torque fluctuation by each revolution of test engine B

| Test engine B | | | | | |
|---------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------|--------------------------------|
| | $T_{Q_{mean}}$ [kN·m] | $T_{Q_{max}}$ [kN·m] | $T_{Q_{min}}$ [kN·m] | Diff. [kN·m] | ratio of fluctuation [%] |
| 130rpm | 61.0 | 73.7 | 50.1 | 23.5 | 39 |
| 160rpm | 90.9 | 108.9 | 75.5 | 33.4 | 37 |
| 190rpm | 128.7 | 152.7 | 105.7 | 47.0 | 37 |

6. 결론

본 연구에서는 실린더내 연소가스 압력을 이용하여 구동 토크 변동을 구하였다. 이를 확인하기 위해 토크 메타를 사용하여 축 토크를 측정하여야 되나 토크 메타의 경우 측정 장비 설치에 어려움이 있다. 이에 토크 메타를 사용하지 않고 비교적 장비 설치가 쉽고 가격이 저렴하며 연산과정이 간단한 기관 속도를 측정하는 장비를 설치하였다. 이 장치를 통해 축의 속도 변동을 계측하고 축 토크 변동을 확인하였다. 두 결과를 비교해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 구동 토크의 변동은 축계의 관성력 변동에 의한 영향보다는 실린더의 폭발 압력에 의한 영향이 크다. 또한 부하가 증가할수록 그 정도는 더욱 증가한다.
- (2) 본 연구의 대상엔진은 2행정 사이클 6기통 기관으로 폭발 시 여섯 번의 속도 변동을 확인할 수 있었다. 여섯 번의 속도 변동은 크랭크 샤프트의 축 토크 변동으로 이어지며 축 토크 변동 폭은 회전수가 증가할수록 커지고 변동율 $\left(\frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\text{mean}}}\right)$ 은 줄어든다는 것을 알 수 있었다.
- (3) 축의 질량 관성 모멘트의 크기와 회전 속도에 의해 토크의 크기가 결정이 되기 때문에 관성 모멘트의 값이 정확하고 회전속도 측정의 정확성이 높을수록 출력의 정확도 또한 높아진다. 따라서 회전 속도의 변동으로 축 토크의 변동을 정확하게 예측할 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] 이진욱, 「2행정 대형 저속 선박용 디젤 기관의 순간속도 변동에 관한 연구」, 한국해양대학교, 공학석사 학위 논문, 2007.
- [2] Kotra green report, 제7권 제4호(통권38호), 2010.
- [3] 송영환, 「선박 발전기용 디젤기관의 저부하 운전 시 체적 효율 향상에 관한 연구」, 한국해양대학교, 공학석사 학위 논문, 2011.
- [4] 전효중, 최재성 《內燃機關講義》 pp.293~334, 효성출판사, 2005.
- [5] 전효중, 《推進軸系 振動論》 pp.145~252, 다솜출판사, 2003.
- [6] www.emobile-tech.com
- [7] 정균식, 최재성, 「선박용 디젤엔진의 TDC 위치 보정에 관한 연구」, 한국마린엔지니어링학회, 후기학술대회 논문집, 2011.
- [8] 전효중, 《추진축계 진동론》 pp.155, 다솜출판사, 2003.
- [9] 배상수, 임인건, 김세웅, 김응서, 「사이클 내 크랭크축 각속도 변동 해석」, 한국 자동차 공학회 1995년도 춘계학술대회 No.953805, 1995.
- [10] Simon K. Chen, Scott Chen, 「Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement」, SAE Paper 932412, 1993

감사의 글

본 논문을 마무리하면서 감사의 글을 적으려하니 본 논문을 쓰기 전 이런 저런 실험을 하면서 논문에 대한 갈피를 잡지 못했을 때가 생각납니다. 많은 분들의 도움으로 부족하지만 이 논문을 완성했습니다. 진심으로 감사하는 마음을 담아 도움을 주신 분들께 감사의 글을 올립니다.

처음부터 본 논문을 완성하기까지 부족한 저에게 세세한 지도와 따뜻한 관심을 주신 최재성 지도 교수님께 감사의 말을 올립니다. 교수님 진심으로 존경하고 사랑하고 감사합니다. 그리고 바쁘신 중에도 본 논문에 대한 지도와 충고를 해주신 조원희 교수님, 김정렬 교수님께도 감사의 말씀을 올립니다.

내연기관 연구실의 큰 기둥이신 정균식 선배님의 도움이 없었다면 본 논문을 완성하기 힘들었을 것입니다. 선배님 감사합니다. 논문이 나오기까지 자신의 일처럼 신경 써 주신 이진욱 교수님 그리고 내연기관 연구실의 노범석 선배님, 김정도 동기님, 최준영, 백현민 후배님께도 감사의 말씀을 드립니다.

제가 실습선에 근무하면서 논문을 완성할 수 있게 많은 편의를 봐 주신 정은석 기관장님, 김종필 형님께 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 실험에 도움을 주신 한나라, 한바다 기관부 승무원 여러분께도 감사의 말씀 드립니다. 비록, 실험이 성공하진 못 했지만 실험을 위해 많은 도움을 주신 소나테크 박동진 과장님, 스펙스 서영훈 대리님께 감사의 말씀을 올립니다.

항상 따뜻한 사랑과 관심으로 둘째 아들을 지켜주시는 세상에서 가장 존경하는 아버지, 어머니 그리고 형님과 형수님, 개구쟁이 우리 조카 승현, 승진이에게도 감사의 마음을 전합니다. 사랑합니다. 아직은 예비 사위이지만 항상 친 부모님처럼 저를 격려해주시는 장인어른, 장모님께도 감사의 마음을 전합니다.

마지막으로 본 논문이 있기까지 옆에서 지켜봐주고 희생하면서 저에게 용기를 준 평생의 동반자가 될 진주에게 감사하고 사랑한다고 말하면서 이 기쁨을 함께 나누고 싶습니다.