

선박용 디젤 기관의 순간 각속도와 토크 변동에 관한 연구

정균식¹ · 이지웅[†]

(Received April 9, 2015 ; Revised July 14, 2015 ; Accepted August 4, 2015)

A study on an instantaneous angular velocity and torque fluctuation for marine diesel engine

Gyun-sik Jung¹, Ji-woong Lee[†]

요약: 2013년 1월 1일 이후 발효된 선박 에너지효율관리계획(SEEMP) 규정에 따라 선박에서는 점차 에너지관리에 대한 요구가 증가되고 있다. 이에 따라, 선박의 에너지 사용에 가장 많은 부분을 차지하는 주기관의 연료 사용량 및 출력과 관련된 요소들이 엄격하게 모니터링 되어 질 필요가 있다. 현재 주기관 출력을 모니터링 및 확인하기 위한 많은 장치들이 개발되어 적용되고 있으나 본 연구에서는 저렴하고 장치가 쉬운 각도센서인 엔코더(encoder)를 이용하여 주기관의 출력상태를 실시간으로 파악하기 위한 실험을 하였다. 실제 운항 중인 두 선박의 주기관에서 엔코더와 근접센서를 이용하여 한 사이클 동안의 각속도 변동을 측정하고 이 데이터 값을 토크 변동으로 계산하여 주기관의 토크변동 상태를 조사하였다. 또한, 실린더의 이상 연소 시 발생하는 각속도 변화를 측정하여 착화 실패에 따른 토크 변동을 조사하고 실험의 신뢰성을 확보하기 위해 해상시운전 데이터와 비교하였다. 본 연구를 통해 저렴한 장치를 이용하여 실시간 출력상태를 파악할 수 있었다.

주제어: 순간 각속도, 토크변동, 출력모니터링, 선박용 디젤기관, 실린더 압력

Abstract: The demand for shipboard energy management is expected to gradually increase based on ship energy efficiency management plans (SEEMPs), which have been in use since January 1, 2013. Therefore, the fuel consumption of the main engine, which occupies the greatest portion of the energy used, along with elements related to the engine power, should be strictly monitored. There are many different methods for indicating the engine power. However, this study performed an experiment to monitor the status of a ship's engine power in real time using an encoder and a proximate switch, which are economical to purchase and easy to install. In the experiment, the angular velocity during one cycle of a two-stroke low-speed engine was measured, and the measured data were converted to the torque fluctuation. The angular velocity during an abnormal firing condition in the cylinder was also measured, and the torque fluctuation as a result of a misfire was considered. The results were compared with sea trial data to determine the reliability. In this study, the status of the engine power was determined using the torque fluctuation of the main engine in an operating ship.

Keywords: Instantaneous angular velocity, Torque fluctuation, Power monitoring, Marine diesel engine, Cylinder pressure

1. 서 론

기관의 출력은 주기관의 효율적인 관리를 위해 파악해야 하는 중요한 요소이다. 기관의 출력을 확인하는 방법으로는 실린더 내 압력을 측정하는 방법과 추진축에서 토크를 직접 측정하는 방법이 있다[1]. 선박 주기관과 같은 대형엔진에서는 각 실린더의 연소실의 압력을 측정하기 위해서는 외부로 연결되어 있는 인디케이터 콕에 압력센서를 연결하여 측정한다. 그러나 이러한 압력 측정 방식은 실린더의 퇴적물이 실린더 헤드의 통로를 쉽게 오손시킬 수 있어 압력

측정에 오류를 가져올 수 있다. 뿐만 아니라 압력을 교정하기 위한 변환장치가 필요하다[2]. 본 연구에서는 실린더 내부의 압력을 직접적으로 측정하여 발생할 수 있는 오류를 줄이기 위해 간접적인 방식으로 각 실린더의 압력을 예측하고자 한다. 그 방법으로 크랭크축의 각속도를 측정하여 각 실린더의 토크로 변환하였다. 또한 각속도에 의한 축토크의 신뢰성을 확보하고자 각 실린더 내부의 연소 압력을 측정하여 토크 변동으로 변환하고 각속도에 의한 토크 값과 비교 검증하였다.

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6101-7389>): Department of Marine Engineering, Korea Institute of Maritime and Fisheries Technology, 367, Heyang-ro, Donsam-dong, Yeongdo-gu, Busan, 49111, Korea, E-mail: woongsengine@gmail.com, Tel: 051-620-5814
1 Department of Marine Engineering, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: vikings99@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4252

크랭크축의 회전은 팽창행정 시 가속을 해주는 실린더 가스 압력 토크, 축의 가속을 방해하는 부하 및 마찰 토크와 관성토크에 의한 결과이다[3].

각 실린더의 피스톤, 연접봉 및 크랭크 기구는 운전 중 왕복질량과 회전질량에 의한 상하방향의 관성력을 갖는다. 본 연구에서는 각 실린더의 왕복질량과 회전 질량을 포함한 총질량을 계산하여 각 실린더가 관성질량모멘트를 갖는 회전하는 원관형태라고 가정하여 실험을 하였다.

실린더 내부에서 발생된 가스압력 토크는 마찰 토크에 의해 상쇄가 되고 평균토크(T_{mean})는 크랭크축이 회전하는 동안 일정한 상태로 유지된다고 가정한다. Figure 1에서 보이는 바와 같이 크랭크축의 회전을 위한 순간 축토크(T_{sf})는 가스압력 토크(T_{gp})와 왕복관성토크(T_{ri})에 의한 합력이다[4]. 따라서, 식 (1)과 같이 나타낼 수 있으며 또한, 순간 축토크는 회전하면서 발생하는 평균토크(T_{mean})와 회전 시 질량관성모멘트에 의해 발생하는 순간 각속도 변동의 합으로 표현될 수 있다.

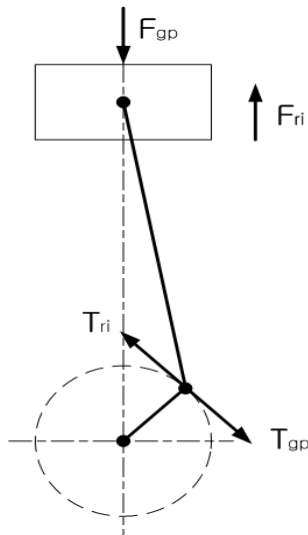


Figure 1: Forcing function

$$T_{sf} = T_{gp} + T_{ri} \tag{1}$$

$$= I_{sf} \cdot \frac{d\omega}{dt} + T_{mean}$$

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험장치의 구성

본 연구의 실험은 실제 운항 중인 두 선박의 주기관을 대상으로 하여 장치를 구성하였다. Table 1은 실험에 사용된 대상엔진의 주요사항을 보여주며 실린더의 압력은 각 실린더에 압전센서를 설치하여 A/D 컨버터를 거쳐 디지털 신호가 수집되도록 하였다. 그리고 압력 디지털 신호는 엔코더에서 크랭크 각도 1도당 발생하는 펄스(pulse)를 트리거 신호로 하여 취득될 수 있도록 구성하였다. Table 2는

대상엔진 A의 실험에 이용한 각도센서의 사양을 나타낸다. 엔진의 실린더 번호는 통상적으로 선수측을 기점으로 1번 실린더로 정하고, 1번 실린더 크랭크 축 끝단에 엔코더를 장착하고, 1번 실린더의 기하학적 TDC위치에 1회전에 1회 펄스를 발생하는 각도센서(encoder)의 Z펄스를 일치시켰다.

Table 1: Specification of test engines

Item	Specification	
	A	B
Engine Type	2-Stroke, Diesel Engine with T/C	
No. of Cylinder	6	
Bore/Stroke	420/1,360 mm	350/1,050 mm
MCR	8,130BHP/176rpm	4,000BHP/200rpm
NCR	6,911BHP/167rpm	34,00BHP/190rpm
Reciprocating mass	1,870 kg	815 kg

Table 2: Specification of encoder

Item	Specification
Test engine	A
Type	D23SR15
Source	DC24V
Pulse/Rev.	360
Output	A,B,Z

Table 3은 대상엔진 B에 사용된 근접센서의 사양을 보여 준다. 대상엔진 A, B에서 연소압력 데이터는 엔코더를 이용하여 크랭크 각 1도 간격으로 수집하였다. 각속도에 대한 데이터는 A에서는 엔코더의 트리거 신호, 즉 크랭크 각 1도 간격의 시간을 내부 클럭카운트로 측정하였고, B에서는 플라이휠에 근접센서를 설치하여 플라이휠에 가공된 104개의 치차를 통과할 때마다 발생하는 신호를 트리거로 하여 크랭크 각 약 3.46도 간격으로 있는 각 치차사이를 통과하는 데 소요된 시간을 측정하였다.

Table 3: Specification of proximate sensor

Item	Specification
Test engine	B
Type	PR12-2DN
Source	12~24 VDC
Detecting distance	2(mm±10%)
Response frequency	800 Hz
Internal Clock Count Frequency	1/(0.6×10 ⁻⁶) [count/sec]

3. 구동토크와 축토크의 측정

3.1 실린더내 압력에 의한 토크 변동

Figure 2는 대상엔진 A의 연소압력을 크랭크 각도 1도 간격으로 측정하여 회전수별로 나타내었다.

Figure 3에서는 167rpm에서 측정된 각 실린더의 압력을 가스압력토크(T_{gp})로 표현하고 Table 1에 표시된 바와 같이 한 실린더의 총질량(왕복질량+ 회전질량)을 대입하여 왕복관성토크(T_{ri})로 각각 나타낸 것이다. 대상엔진 A는 연료 분사가 상사점 이후에 이루어지는 엔진[5]으로 Figure 2에서와 같이 상사점 (180[deg.CA]) 부근에서 압축압력의 피크를 정확하게 나타내고 있으며 상사점 이후 15[deg.CA]에서 폭발압력의 최대치를 보이고 있다. Figure 3에서 가스압력토크는 상사점 이후 약 20[deg.CA]에서 가장 큰 값을 보이고 있는데 이는 크랭크축이 회전할 때 크랭크 편에 작용하는 접선방향의 접선분력의 회전력이 TDC이후 약 20[deg.CA]에서 가장 크기 때문인 것으로 판단된다. 가스압력에 의한 구동토크는 상사점을 지나는 시점부터 증가하기 시작하여 Pmax 부근에서 가장 큰 토크값을 나타내며 관성에 의한 토크는 상사점을 지나면서 음의 방향으로 증가하다가 피스톤이 실린더의 중간지점을 지나는 지점부터는 관성력이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 피스톤이 상승행정을 할 때 즉, 0~180[deg.CA]에서 가스압력에 의한 구동토크는 지속적으로 음의 방향을 가지지만 관성토크는 피스톤이 중간지점을 지나는 시점 약 90[deg.CA]부터 증가하기 시작하여 팽창행정이 시작하기 전까지 줄어드는 구동토크를 보상하고 있음을 알 수 있다.

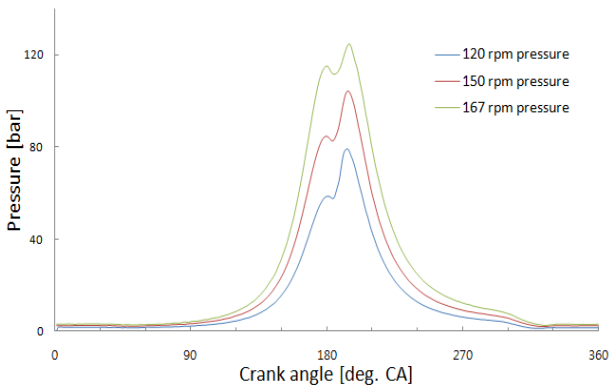


Figure 2: Cylinder pressure of test engine A according to engine speed variation

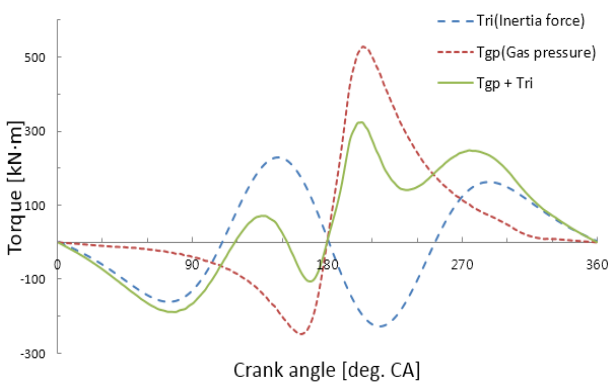


Figure 3: Gas pressure torque and inertia torque of test engine A at 167 rpm

Figure 4는 대상엔진 A의 각 회전수별 전 실린더의 가스압력토크와 왕복관성토크의 합력에 의한 토크 변동을 보여 준다. 각 회전수에서 한 실린더의 한 사이클 동안의 압력을 측정하여 토크의 변화로 나타내고 타 실린더의 토크 변화도 동일한 것으로 가정하여 6기통을 합산한 결과를 나타낸 것이다. 회전수가 증가할수록 가스폭발 압력이 커지기 때문에 평균토크도 증가를 하며 토크의 변동폭 역시 평균토크를 기준으로 증가하는 것을 알 수 있다.

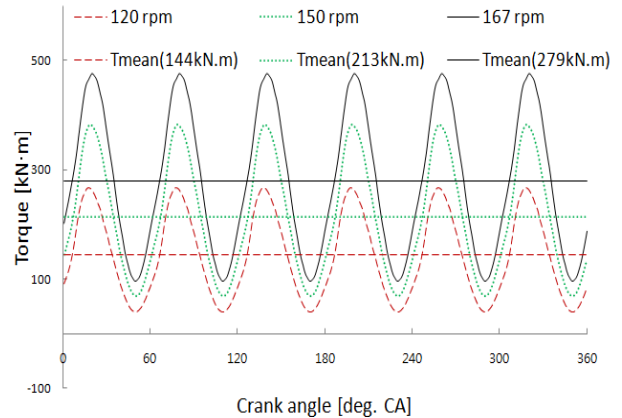


Figure 4: Gas pressure torque fluctuation of test engine A according to engine speed variation

3.2 각속도 변동에 의한 축토크 변동

Figure 5는 대상엔진 A의 각속도를 크랭크 각 1도 간격으로 클럭카운트를 측정된 결과이다. 측정된 데이터를 평활화하기(moving filter) 전으로 클럭카운트의 수에 많은 노이즈가 발생하지만 1사이클당 여섯 번의 속도변화가 일어남을 알 수 있다. 클럭카운트의 노이즈로 보이는 변동의 원인은 엔코더의 펄스 신호가 일정하지 않기 때문이며[6], 또 다른 원인으로서는 크랭크축의 비틀림 진동에 의한 것과 속도신호를 디지털신호로 변화하는 과정에서 발생하는 잡음으로 판단된다[7][8].

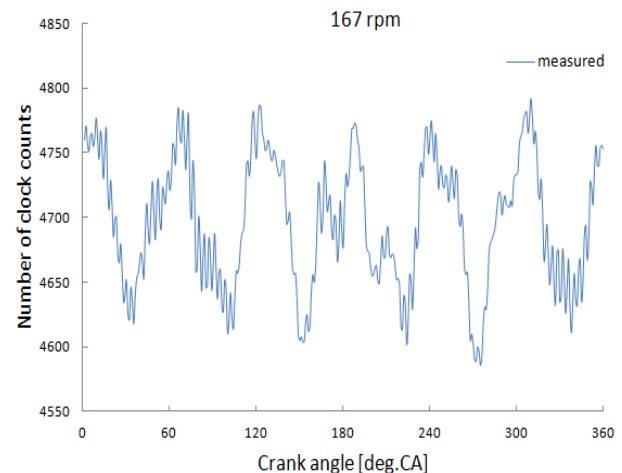


Figure 5: Variation of number of clock counts

측정된 클럭카운터 데이터를 이용하여 회전수의 변동으로 나타내었다. 그리고 식 (1)과 같이 질량관성모멘트와 측정된 각속도를 대입하여 축토크 변동으로 표현하였다. 계산에 사용된 질량관성모멘트는 각 실린더, 플라이휠, 스토프트, 축계를 연결하기 위한 플랜지와 프로펠러의 질량관성모멘트를 사용하였다. 다른 질량관성모멘트와는 달리 프로펠러는 물속에서 회전하기 때문에 프로펠러의 관성모멘트는 물속에서의 진동에 의한 부가수 효과를 고려하여 공기중의 관성모멘트보다 25%를 가산하였다[9].

Figure 6는 Figure 5에서 보여준 대상엔진A의 167rpm에서 측정된 클럭카운터 데이터를 각속도로 나타낸 것이다. 노이즈에 의해 외란이 발생하는 것을 FFT 처리를 통해 뚜렷한 변화를 보여주는 20점 평활화를 하여 축토크 계산에 사용하였다. 각 실린더의 착화가 시작되기 전인 각 실린더의 상사점전까지는 스피드가 줄어들다가 착화가 시작되는 TDC 후부터 각속도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 한 사이클 여섯번의 각속도 변동이 일어남을 알 수 있다. Figure 7은 Figure 6에서와 같이 각속도 데이터를 한 사이클 중 발생하는 축토크 변동으로 표현하였다.

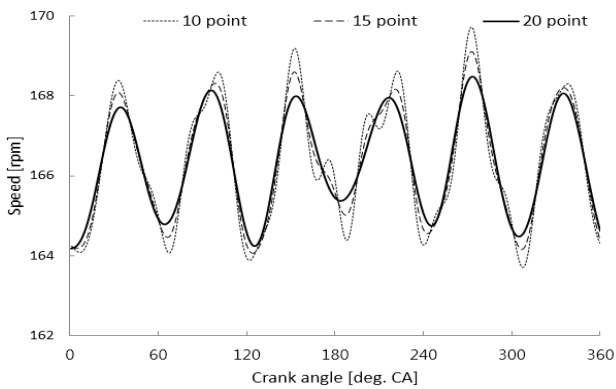


Figure 6: Speed fluctuation of Test engine A at 167 rpm

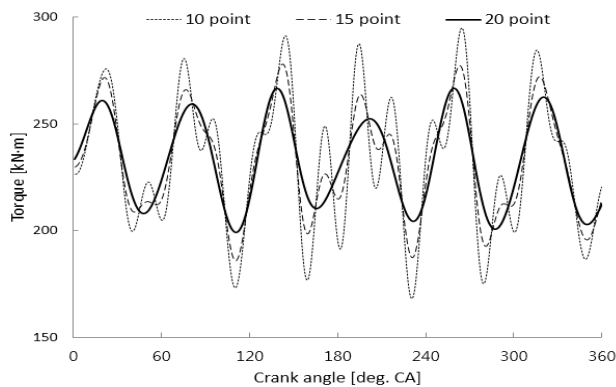


Figure 7: Shaft torque fluctuation of Test engine A at 167 rpm

Figure 8, 9는 대상엔진A와 B의 한 사이클 당 각 회전수별 각속도 변동을 각각 3가지 회전수에서 나타낸 것이다. Figure 10, 11은 대상엔진A, B에서 각각의 회전수에서 각속도 변동에 따른 축 토크 변화를 나타낸 것이다. 한 사이클 동안의 6

번의 변동이 실린더의 폭발압력에 의한 것임을 알 수 있다.

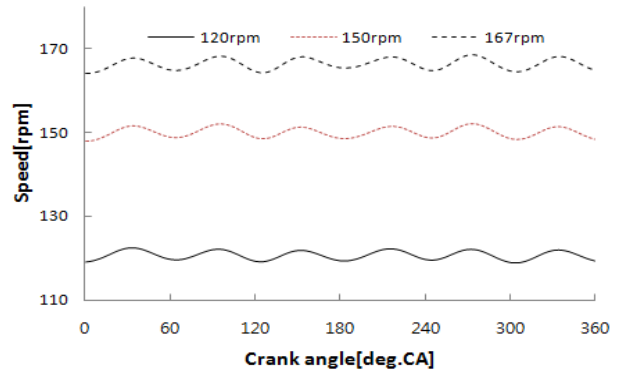


Figure 8 : Speed fluctuation of Test Engine A

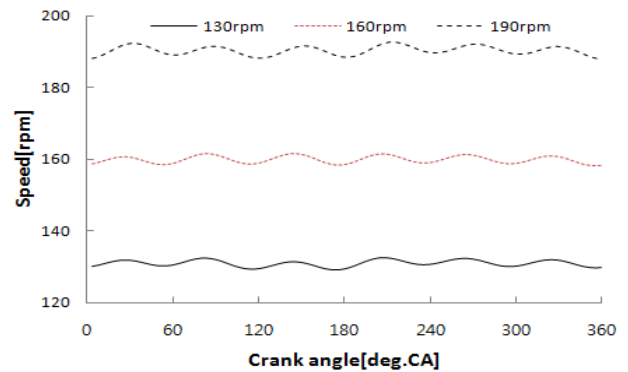


Figure 9 : Speed fluctuation of Test Engine B

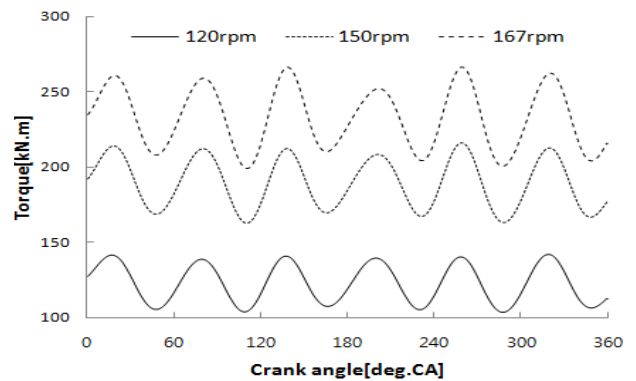


Figure 10 : Torque fluctuation of Test Engine A

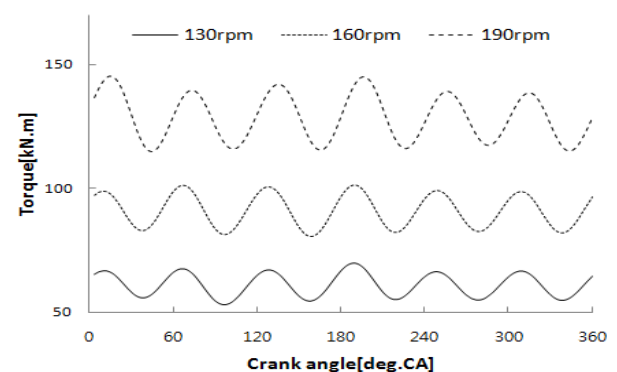


Figure 11 : Torque fluctuation of Test Engine B

Figure 12, 13은 대상엔진 A와 B의 각 회전수대에서 토크 변동의 정도를 확인하기 위해 순간토크(instantaneous torque)를 각각의 평균토크(mean torque)에 대한 비로 정형화된 순간 토크(Normalized instantaneous torque)하여 나타내었다. 여기서 대상엔진 A의 120rpm, 150rpm, 167rpm 세 가지 회전수와 대상엔진 B의 130rpm, 160rpm, 190rpm에 대한 결과를 보이며, 두 그래프 동일하게 회전수가 증가할수록 변동폭이 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 회전수가 증가할수록 질량 관성모멘트에 의한 관성력의 크기가 커지기 때문인 것으로 판단된다. 대상엔진 A는 약 ±15%의 변동폭을 가지며 대상엔진 B는 약 ±10% 구간에서 변동폭을 가져 대상엔진 A의 토크 변동이 조금 더 큰 것으로 확인된다. 그 이유는 대상엔진 A의 질량관성 모멘트가 대상엔진 B에 비하여 약 2배 정도 크기 때문에 회전력의 변동도 큰 것으로 판단된다.

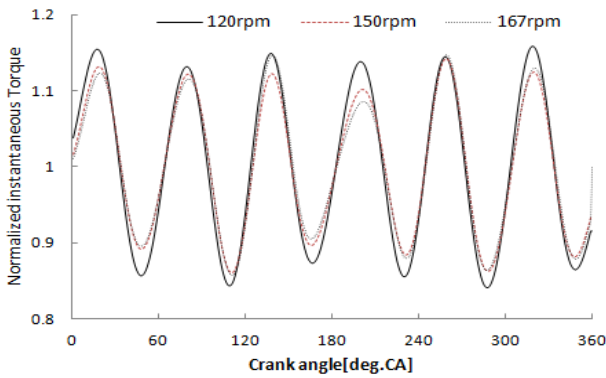


Figure 12: Normalized instantaneous torque of Test engine A

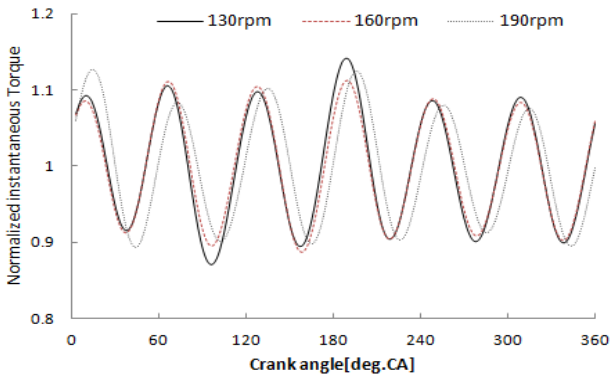


Figure 13: Normalized instantaneous torque of Test engine B

3.3 실린더 착화실패에 의한 축토크 변동

Figure 14는 대상엔진B의 130rpm에서 1번 실린더의 연소 압력을 1번 실린더 연료펌프의 랙(rack)를 0로 하여 연료를 차단한 후에 측정된 것이다. 연료를 차단한 상태에서는 실선(P_{com})과 같이 폭발이 일어나지 않고 180[deg.CA]를 기준으로 좌우 대칭을 이루고 있다. Figure 14의 점선(P_{max})은 정상연소 상태에서 연소 압력을 보여준다. 본 실험의 목적은 한 실린더가 착화실패 되었을 때 가스압력토크와 축토크의 변동이 어떤 형태를 나타내는 가를 확인하기 위함이다.

Figure 15는 1번 실린더의 연료를 차단 후 1번 실린더의 연소압력을 측정하였다. 타 실린더에 대해서는 정상적인 상태에서 연소압력을 측정하여 측정된 각 실린더의 연소 압력을 각각 한 사이클 동안의 토크 변동으로 계산하여 착화 순서에 맞게 합산한 형태이다. Figure 15에서 보여지는 바와 같이 1번 실린더 착화실패로 인해 토크가 현저히 낮게 나오면서 5번 실린더의 착화 시에도 토크가 정상적으로 회복되지 않고 있다. 이는 토크의 부족으로 인해 회전력 역시 부족하다는 것을 알 수 있다.

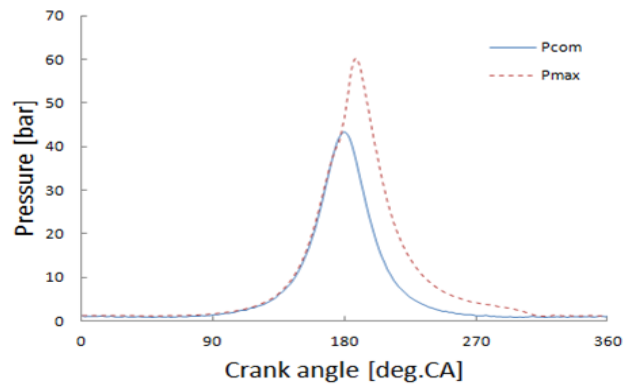


Figure 14 : Gas pressure of Test Engine B at 130 rpm

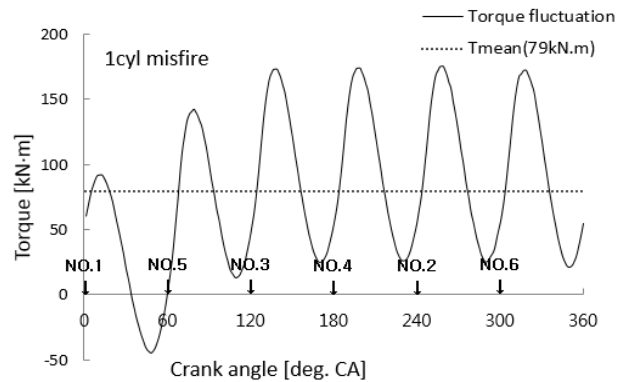


Figure 15 : Gas pressure torque fluctuation of No.1 Cylinder misfire of test engine B at 130 rpm

Figure 16과 17은 대상엔진 B의 130rpm에서 1번 실린더 착화 실패 시 측정된 각속도와 축토크의 변동패턴을 정상연소 시 측정된 각속도와 축토크의 변동 패턴과 비교한 것이다. 1번 실린더 실화로 인해 각속도가 약 10% 정도 감소가 되었다가 5번 실린더의 연소로 정상속도를 회복하지만 3번 실린더에서 속도가 정상이상으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 원인은 조속기의 응답속도에 따른 것으로 판단된다. Figure 15의 1번 실린더 착화 실패 시 가스압력토크로 한 사이클의 토크 변동을 나타낸 것과 Figure 17의 축토크 변동과의 다른 패턴을 나타내는 이유는 한 실린더 실화에 따른 토크 감소 시 다음 연소하는 실린더의 조속기 응답을 고려하지 않은 이유이다. 한 실린더 착화 실패 시 전 실린더의 가스압력을 동시에 측정하여 가스압력토크 변

화를 나타낸다면 Figure 17과 같은 패턴을 나타낼 것으로 판단된다. Figure 17에서 정상 연소 시에는 $\pm 1\%$ 이내의 각속도의 변동과 $\pm 10\%$ 정도의 축토크 변동을 보여주고 있지만, 1번 실린더 착화 실패 시의 각속도 변동은 $\pm 10\%$, 축토크 변동은 $\pm 50\%$ 까지 변동하는 것을 확인할 수 있다. 실린더 착화 실패로 인하여 토크의 변동이 많이 일어나는 것을 알 수 있으며 타 실린더의 연소에도 많은 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

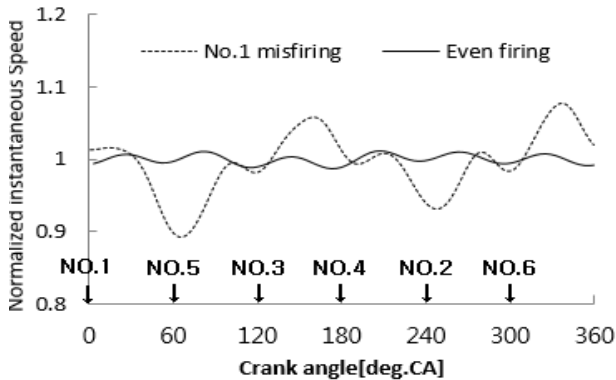


Figure 16: Normalized instantaneous speed of test engine B at 130rpm

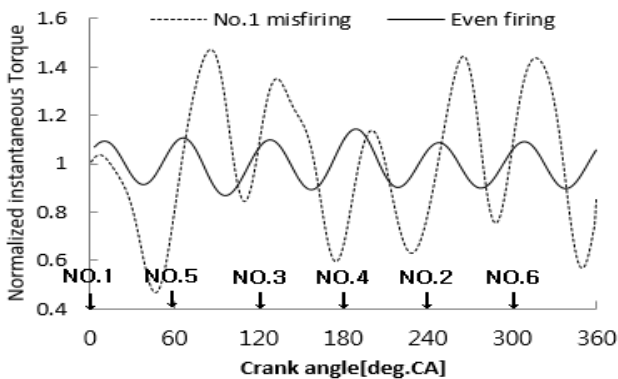


Figure 17: Normalized instantaneous torque of test engine B at 130rpm

3.4 출력 계산 결과와 해상시운전의 비교

각속도를 측정하여 계산한 토크 즉, 축 출력의 정확성을 판단하기 위하여 실린더의 가스압력을 측정하여 계산한 토크를 지시출력(IHP)으로 나타내고 축 스피드를 이용한 축출력을 제동출력(BHP)으로 계산하여 기계효율(η_m)을 조사하였다. 또한, 각 엔진의 해상시운전 데이터를 통해 기계효율을 비교하여 각속도를 이용한 축 출력의 정확성을 조사하였다.

Figure 18은 대상엔진 A의 각 회전수별로 압력 데이터로 계산한 가스압력토크와 각속도 측정으로 계산한 축토크를 각각 지시출력과 제동출력으로하여 기계효율을 계산하였으며 그 결과를 해상시운전 데이터의 기계효율과 비교하였다. 해상시운전 데이터와 비교하였을 때 정확히 일치하는 회전수 구간은 없으나 비슷한 회전수에서 기계효율이 비슷

하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 각속도를 이용한 축 출력의 신뢰성을 확인할 수 있다. 단, 167[rpm]에서의 기계효율이 낮은 결과를 나타내고 있다. 그 원인으로 Figure 19의 가스압력토크로 계산한 출력을 보면 167[rpm]에서 IHP가 추세에 비하여 큰 값을 가지는 것을 볼 수 있다. IHP가 크게 나타나는 것은 부하의 증가에 따른 연료량 증가로 인한 것으로 측정 시의 외부 환경에 따라 달라지기 때문인 것으로 판단되며 167[rpm]에서의 기계효율이 낮은 것에 대하여는 재검증이 필요하다.

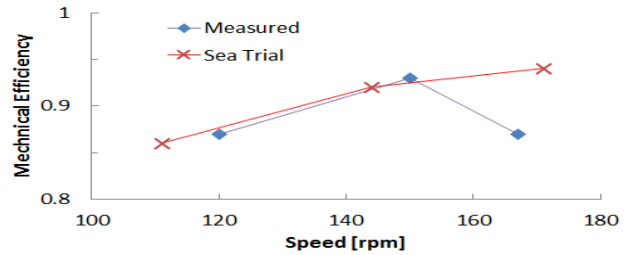


Figure 18 : Comparison of mechanical efficiency between measured and sea trial data of test engine A

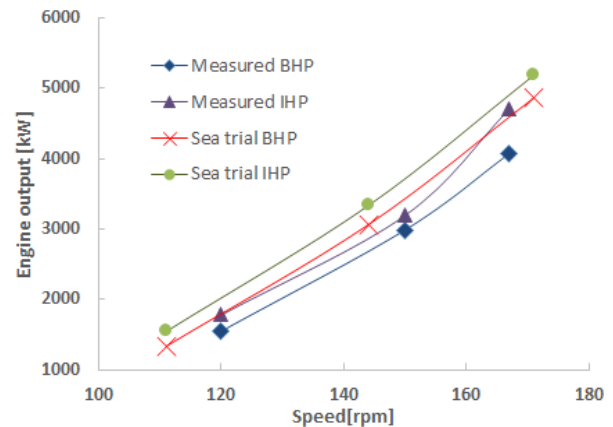


Figure 19 : Comparison of engine output between measured and sea trial data of test engine B

Figure 20은 대상엔진 B의 측정된 각속도에 의한 제동출력(BHP)과 비슷한 부하와 스피드에서 해상시운전 데이터를 비교하여 나타낸 것이다. 각속도에 의해 산출된 출력을 해상 시운전 데이터와 비교하였을 때 양자사이에는 비교적 좋은 일치를 보이고 있다.

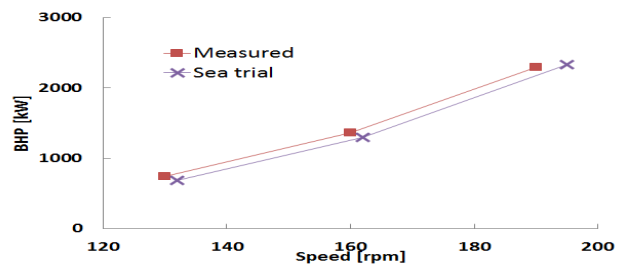


Figure 20 : Comparison of engine output between measured and sea trial data of test engine B

4. 결 론

선박에서 엔진의 출력과 이상연소상태를 파악하기 위해서는 연소가스압력을 측정하는 장치가 필요하고 계측 후 여러 공정을 거쳐야 한다. 본 연구에서는 실제 운항하는 선박에서 시시각각 변동하는 각 실린더의 연소상태를 비교적 장치 설치가 쉽고 가격이 저렴하며 연산과정이 간단한 방법으로 파악하고자 실제 운항 중인 선박의 각속도를 측정하여 한 사이클 동안의 각속도 변화를 순간 토크변동 즉, 출력변동으로 환산하여 나타내었으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 한 사이클의 토크변동은 가스압력에 의한 구동 토크와 피스톤의 관성력에 의한 토크의 합으로 나타나며, 피스톤이 압축행정을 할 때, 가스 압력에 의한 구동 토크는 지속적으로 감소하지만, 관성력에 의한 토크는 증가하기 시작하여 관성에너지를 이용하여 구동토크를 보상함을 알 수 있었다.

2) 질량관성모멘트가 서로 다른 엔진을 이용해 각속도를 조사하여 축 토크 변동을 조사함으로써 질량관성모멘트가 클수록 토크의 변동도 커짐을 알 수 있었다.

3) 한 사이클 동안의 한 실린더 착화 실패 시 나타나는 각 속도와 축 토크 변동을 통해 각 속도는 $\pm 10\%$, 축 토크는 $\pm 50\%$ 까지 변동하는 것을 확인하였고 이를 통해 한 실린더 착화 실패가 타 실린더의 연소에 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

4) 각속도에 의해 계산된 축 출력을 해상시운전 데이터와 비교함으로써 간단한 각속도 측정을 통해 실린더 연소상태를 파악할 수 있었고 출력 산출에 대한 신뢰성을 확인하였다.

References

[1] K. Iida, K. Akishino, K. Kido, "IMEP estimation from instantaneous crankshaft torque variation," SAE Paper No.900617, 1990.

[2] T. Brown and W. Neil, "Determination of engine cylinder pressures from crankshaft speed fluctuations," SAE Technical Paper 920463, 1992.

[3] N. A. Henein, W. Bryzik, C. Taylor, and A. Nichols, "Dynamic Parameters for Engine Diagnostics: Effect of Sampling," SAE Paper No.932411, 1993.

[4] S. K. Chen and Scott Chen "Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement," SAE Paper No.932412, 1993.

[5] G. S. Jung, J. Y. Choi, E. S. Jeong, and J. S. Choi, "Correction of TDC position for engine output measuring in marine diesel engines," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 36, no. 4, pp. 459-466, 2012 (in Korean).

[6] G. S. Jung, Development of Measuring Kit of Improved Engine Output for Marine Diesel Engine On-board Ship, Ph D. Theses, Depart. of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Korea, pp. 34-42, 2013 (in Korean).

[7] J. U. Lee, S. D. Lee, K. H. Cho, and J. S. Choi, "Instantaneous speed variation of crankshaft on a low speed marine diesel engine," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 31, no. 2, pp. 138-144, 2007 (in Korean).

[8] J. W. Lee, A Study on a Shaft Torque Fluctuation of Marine Diesel Engine, M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Korea Maritime and Ocean University (KMOU), Korea, 2012 (in Korean).

[9] H. J. Jeon and D. C. Lee, Vibration of Propulsion Shafting, Busan, Korea: Dasom Publishers, 2003 (in Korean).