

저속박용디젤기관의 순간회전속도 변동에 관한 연구

최재성† · 이진욱* · 이상득* · 조권희**

(원고접수일 : 2006년 8월 21일, 심사완료일 : 2006년 11월 14일)

Instantaneous Speed Variation of Crankshaft on a Low Speed Marine Diesel Engine

Jae-Sung Choi† · Jin-Uk Lee* · Sang-Dug Lee* · Kwon-Hae Cho**

Abstract : 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 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 using the teeth on the flywheel of the crankshaft. Two non-contacting magnetic pickup combinations detect the crank angle and TDC position for the data acquisition. The results from experiments on a 6 cylinder marine diesel engine demonstrate that the crankshaft speed variation are detected with good resolution. And the crankshaft speed variation is investigated according to the operation conditions. Also, it is confirmed that the engine output measured by EMS can be evaluated larger than the actual value due to TDC position error caused by instantaneous speed variation.

Key words : Instantaneous Speed Variation (순간속도변동), Marine Diesel Engine (박용디젤 기관) Misfire Operation (착화실패운전), Engine Monitoring System (EMS, 기관 감시시스템)

1. 서 론

왕복동 운동을 하는 디젤기관은 그 작동원리상 압축과 팽창과정 등에서 실린더내의 압력이 심하게 변동하기 때문에 크랭크축에서 발생하는 토크가 변동하게 된다. 토크의 변동은 기관회전속도의 변동

으로 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

† 교신저자(한국해양대학교 기관시스템공학부), E-mail : jschoi@hhu.ac.kr, Tel : 051)410-4262

* 한국해양대학교 선박운항훈련원

** 한국해양대학교 기관시스템공학부

크게 되어 변동폭 또한 크게 된다. 실린더간의 발생토크가 불균일 하게 되면 이 영향은 더욱 크게 될 것이다. 특히, 저속기관의 경우 회전속도의 변동이 크면 조속기의 작동에도 민감하게 영향을 미칠 수 있고 특히 디지털 조속기가 사용되는 기관의 경우는 기관의 제어를 어렵게 할 수도 있다.

또한, 선박의 추진동력의 파악은 선박의 경제적인 운항관리는 물론 선박추진시스템의 신뢰성 향상을 위하여 필요한 많은 정보들 중에 필수적으로 요구되는 사항이다. 최근 건조되는 선박의 경우 각종 감시 및 진단장치(monitoring system)를 설치하여 이러한 요구에 부응하는 추세에 있으며, 주기관 의 engine monitoring system(EMS)도 그 주요 항목으로 다양한 방법이 연구개발되고 있다.^{[1],[2]}

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 간단하지 않으며, 기관의 토크 변동을 직접 측정하는 것은 고가의 계측장비를 필요로 하기 때문에 많은 비용이 요구된다.

본 연구에서는 토크의 변동을 측정하는 방법으로 기관의 순간 회전속도를 계측하여 토크 변동을 예측하는 방법에 착안하여 기초연구로서 순간회전속도의 변동을 측정하였다. 순간 회전속도는 플라이휠에 가공되어 있는 치차에 비접촉식 변위센서를 이용하여 간단히 측정할 수 있다. 이 방법은 개발 비용은 물론 실선에 적용한 측정결과에 있어서도 만족할만한 정확도를 나타내었다. 이 결과를 이용하면 비교적 간단하면서도 저렴한 비용으로 토크의 변동을 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

본 논문은 기관의 순간회전속도를 측정할 수 있는 장치를 개발하여, 실선에 적용하여 선박용 디젤 기관의 각 운전조건에서 발생하는 속도변동을 파악하였다. 또한 EMS에 의한 기관의 지시마력산출결과가 실제보다도 크게 평가되는 원인을 고찰하였으며, 그 결과를 보고하고자 한다.

2. 왕복동 내연기관의 토크변동

왕복동 내연기관의 엔진토크는 실린더내의 가스 압력에 의하여 발생하는 토크 (T_{gp})와 회전관성력에 의한 토크 (T_{ri})로 구분할 수 있다. 기관의 전 발생토크는 실린더간의 폭발순서와 위상각을 고려하여 각각의 독립된 실린더 토크를 합성한 것이다.

$$I_e \frac{dn}{dt} = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{n} \right) \left(\sum_i T_e - T_p \right)$$

$$T_e = T_{gp} + T_{ri}$$

여기서 I_e 는 축계를 포함한 회전관성질량, n : 기관회전수 (rpm), θ : 크랭크각, T_e : 각 실린더의 발생토크, i : 실린더번호, T_p : 부하토크.

T_{ri} 는 회전속도의 제곱에 비례하여 증가하며, T_{gp} 는 기관부하의 증가에 따라 증가한다. 그러나 T_{ri} 는 왕복질량에 의한 영향을 무시하면 한 사이클 중 일정한 값을 가지며, T_{gp} 는 기본적으로 실린더 수에 의한 주기로 변동을 일으킨다. 따라서 순간토크의 변동은 T_{gp} 의 변동에 크게 영향을 받는다. 토크의 변동은 결과적으로 순간회전속도의 변동을 야기 시키기 때문에 순간회전속도의 변동을 계측하면 순간토크 변동을 역으로 알 수 있고, 이로부터 실린더내의 상태도 파악할 수 있다.

3. 순간속도변동 계측 및 분석방법

대상기관은 선박추진기관용 저속2행정 디젤기관 (MCR : 200 rpm, 4000 HP)으로 Table 1에 대상기관의 사양을 나타낸다. Fig. 1은 기관의 순간속도측정방법의 개략도를 보인다. 속도변동의 측정은 비접촉식 변위센서(magnetic sensor)를 이용하였다. 플라이휠 원주 상에 가공되어 있는 치차가 변위센서를 통과할 때 발생하는 신호를 구형파로 변환하고 변환된 구형파 한 주기 동안의 시간을 측정하는 방법으로 각 치차사이를 통과하는데 소요되는 시간을 측정하였다. 시간의 측정은 data acquisition system의 internal clock을 이용하여 치차사이의 clock 수를 측정하여 시간으로 환산하였다. internal clock은 주파수조정이 가능하

며, 본 연구에서는 주기를 0.6×10^{-6} sec 로 고정하였다. 측정의 시작은 1번 실린더의 상사점전 10도에서 발생하는 게이트신호를 이용하여 시작하였으며 종료신호를 입력할 때까지의 데이터를 저장하도록 하였다.

Table 1 Specification of main engine

Item	Specification
Engine Type	2-Stroke, single acting Diesel Engine with T/C
Number of Cyl	6 Cylinder
Cylinder Bore	350 mm
Piston Stroke	1050 mm
MCR	4000 BHP at 200 rpm
NCR	3400 BHP at 189.5 rpm
Firing Order	1-5-3-4-2-6

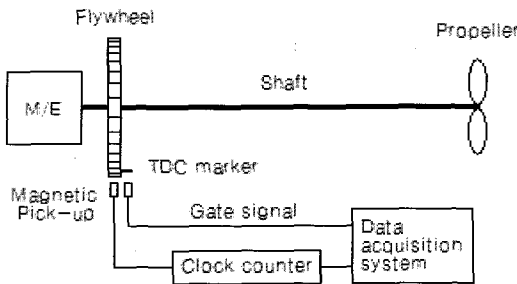


Fig. 1 Block diagram of measuring system.

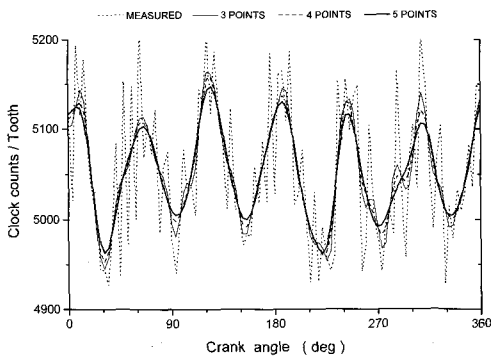


Fig. 2 Result of clock counts/tooth at 190rpm

Fig. 2는 190rpm 일 때의 측정결과를 보인다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 측정결과에는 축계의 비틀림진동에 의한 영향도 포함되어 나타난다. 비틀림 진동진폭은 대상기관의 경우 회전속도에 따라 0.1 - 0.4 deg 정도로 계측되었으며, 이는 순간속도변동을 계측한 결과에서도 확인할 수 있었다. 따라서 속도변동에 관한 검토는 측정된 결과를 FFT smoothing 방법으로 처리하여 분석하였다. Fig.2에는 smoothing 데이터 수에 따른 분석결과도 함께 나타내고 있다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 FFT smoothing 처리에 있어서는 비교적 합리적이라고 판단되는 5점방식을 택하였다.

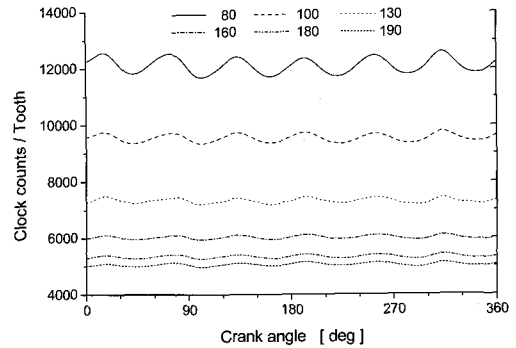


Fig. 3 Result of clock counts/tooth at each rpm

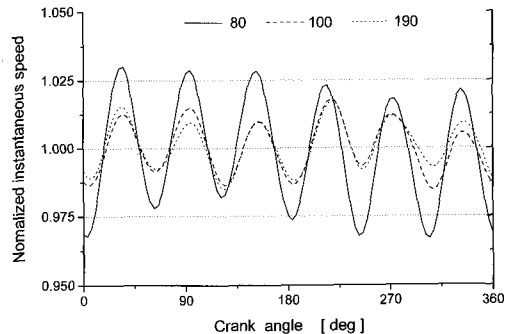


Fig. 4 Normalized instantaneous speed at each rpm

운전조건에 따른 회전속도 변동의 경향을 파악하기 위하여 선박의 운항에 있어서 주로 이용되는 운전

조건 즉, Dead Slow(80rpm), Slow(100rpm), Half(130rpm), Manuevering Full(160rpm), Sea Speed(180과 190rpm)를 선택하였다. Fig. 3은 각 회전속도에서 계측된 데이터를 5 point FFT smoothing 방식을 적용하여 처리한 결과를 보인다. internal clock의 주파수를 고정하였기 때문에 회전속도의 증가에 따라 clock수는 적게 나타나고 변동폭 또한 감소한다. Fig. 4는 Fig. 3의 결과를 기관회전속도로 환산하여 순간 속도를 나타낸 것이며, 3개의 회전속도에 대하여만 나타내었다.

또한, 비교분석을 위하여 순간속도(N_s : Instantaneous speed)를 각각의 평균속도(N_0 : Mean speed)에 대한 비로 다음과 같이 정형화(N_{nor} : Normalized instantaneous speed)하여 나타내었다.

각 용어의 정의는 다음과 같다.

$$N_s = 60 / (M * T * CC) \quad [\text{rpm}]$$

$$N_0 = \frac{1}{M} \sum_i^M N_s \quad [\text{rpm}]$$

$$N_{nor} = N_s / N_0$$

여기서, M은 플라이휠의 치차수로 104이며, T는 clock 주기로 $0.6 * 10^{-6}$ sec, CC는 계측된 clock count 수를 의미한다.

4. 계측결과와 고찰

4.1 운전조건에 따른 속도변동 계측결과

박용주기관의 운전에서 기관회전속도와 기관출력사이에는 프로펠러법칙에 의한 관계를 가진다. Fig. 4로부터 6실린더 2행정사이클 기관이기 때문에 실린더의 폭발력에 의하여 발생하는 6회의 변동주기가 기본적으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 정확한 정현파와 같은 규칙적인 변동으로 나타나지 않는 것은 실린더마다의 연소상태의 차이 그리고 이에 따른 출력 불균일에 의한 것으로 판단된다.

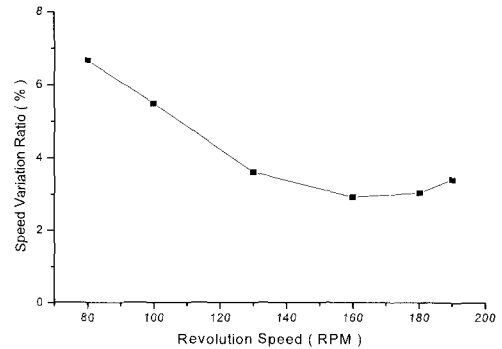


Fig. 5 Speed variation ratio according to crank shaft speed.

$$R_n = (N_{s_{max}} - N_{s_{min}}) / N_0$$

Fig. 5는 운전조건에 따른 속도변동의 정도를 파악하기 위하여 Fig. 2의 각 회전속도에서의 최대 변동 폭을 위의 식과 같이 정의되는 평균회전속도와의 비(R_n : Speed Variation Ratio)로 나타낸 것이다. 그림으로부터 회전속도가 증가할수록 변동 폭이 감소함을 알 수 있으며, 160rpm 부근에서 최소가 됨을 알 수 있다. 회전속도의 변동은 실린더내의 가스압력에 의한 회전토크와 축계의 회전관성토크에 의하여 결정된다. 회전관성력은 회전속도의 제곱에 비례하기 때문에 회전속도가 증가할수록 관성력의 영향이 크게 되고 실린더내의 압력변동에 의한 토크 변동의 영향은 작게 된다. 따라서, 160rpm 이하의 영역에서는 회전속도의 증가에 따라 변동폭은 감소한다. 160rpm 이상의 영역에서 다시 약간 증가하는 경향을 보이는 것은 박용기관의 출력특성이 기관회전수의 3승에 비례하기 때문에 실린더내의 가스압력에 의한 토크 변동의 영향이 크게 나타나기 때문으로 판단된다. 그 결과로 본 대상기관의 경우 160rpm에서 가장 낮은 속도변동을 보이고 있으며, 속도변동비는 3% - 6.7% 정도임을 알았다. 특히, Dead Slow의 경우에 해당하는 80rpm의 경우에는 6.7%정도로 크게 나타났다. 주기관의 속도변동비는 프로펠러를 포함한 추진축계의 회전관성모멘트에 의하여 크게 영향을 받으므로 선박에 따라 다르게 될 것으로 판단되기 때문에 다른 선박기관의 경우에 대한 자료의 측

적이 필요하다고 생각한다.

4.2 한 실린더 착화실패시의 속도변동 계측결과

순간속도의 변동은 실린더내의 가스압력에 의하여 발생하기 때문에 실린더간의 출력이 상이할 경우에는 속도변동 폭이 증가하게 된다. 속도변동의 폭이 증가하면 동력전달축에 과도한 응력이 발생하게 되고 고장의 원인이 될 수 있기 때문에 적극적으로 최소화해야 한다. 특히, 한 실린더에서 착화실패가 발생하면 속도변동비는 크게 증가한다.

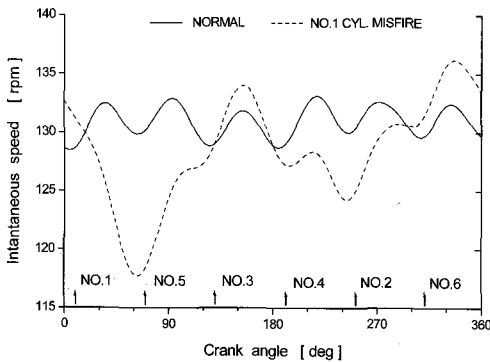


Fig. 6 Instantaneous speed variation in case of No.1 cylinder misfire

따라서 속도변동의 폭을 감시함으로써 각 실린더의 연소상태 등 운전상태를 간접적으로 파악할 수 있다. 착화실패의 발생은 기관의 출력을 물론 가솔린기관의 경우 대기오염에도 관계하기 때문에 고속기관의 경우 속도변동비의 파악으로 착화실패 여부를 판단하고자 하는 연구도 보고 되고 있으며, 이들의 연구결과는 고장진단시스템의 개발에도 적극 이용되고 있다.^{[3]-[5]}

Fig. 6은 기관의 평균속도가 130rpm일 때 착화실패가 일어났을 경우를 가정하여 1번 실린더의 연료공급을 차단하고 운전한 경우의 속도변동을 나타낸 것이다. 그림에는 각 실린더의 TDC 위치를 함께 나타내고 있다. 이 그림으로부터 기관의 운전상태를 파악할 수 있다. 즉, 1번 실린더의 착화가 실패하면 기관의 순간속도는 급격하게 저하한다. 따

라서 다음 폭발순서인 5번 실린더에는 가버너의 작동에 의하여 공급연료량이 증가하고 기관의 순간속도 또한 증가하게 된다. 그러나 5번 실린더의 폭발에도 불구하고 순간속도는 평균속도까지 회복되지 못하기 때문에 그다음 폭발순서인 3번 실린더에서도 증가된 공급연료량이 폭발하게 되고, 그 결과 순간속도는 평균속도를 상회하여 증가하게 된다. 4번 실린더가 폭발하게 될 때는 공급연료량이 감소하게 되어 순간속도의 증가는 작게 되며 2번 실린더의 압축과정에서 순간속도는 더욱 떨어지게 된다. 또한 앞에서 언급한 것과 같은 이유로 2번 실린더와 6번 실린더의 폭발에 의하여 순간속도는 평균속도 이상으로 상승하게 된다. 이와 같은 과정을 반복하게 되어 순간속도의 변동폭은 증가하게 된다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 이 경우에는 변동비가 약15%까지 증가하는 것으로 파악되었다. 이 때의 평균회전속도는 129.1 rpm 이었다.

5. 기관의 지시마력산출에 미치는 순간속도변동의 영향

최근 대부분의 대형선박에는 선박의 안전과 경제적인 운항을 위하여 EMS장치가 활용되고 있으며, 그의 주기능은 실린더내의 연소상태를 감시하고, 효율적인 운전관리를 위하여 실린더내의 가스압력을 직접 측정하여 분석하는 것이다. 지시마력의 산출도 주요 기능중의 하나이다.

지시마력은 실린더내의 압력을 정확한 크랭크각도로 측정하여 산출하여야 한다. 그러나 측정장치의 가격을 저렴하게 하기 위하여 크랭크각도 검출장치를 생략하고 TDC신호만을 검출하여 압력데이터의 샘플링을 실시간으로 측정하는 경우가 있으며, 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, 저속박용기관의 경우에는 회전속도의 변동이 크기 때문에 그 영향도 크게 나타날 것으로 판단된다.

Fig. 7은 130RPM의 경우 기관의 순간속도와 이 때 측정된 실린더내의 압력데이터를 함께 나타

낸 것이다. 실린더내의 압력은 실시간으로 측정된 결과를 순간속도가 가장 낮은 위치와 압축끝의 압력을 나타내는 위치를 TDC로 보고 이를 일치시켜 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 압축과정의 후기에 순간속도는 서서히 저하하고 TDC이후의 연소 및 팽창과정에서는 급격하게 증가하게 된다. 따라서 실제크랭크각도와 실린더압력과의 관계를 고려할 때 순간속도변동을 고려하지 않은 $p-\theta$ 선도는 $p-\theta(t)$ 선도와 비교하여 높은 압력부근에서 실제보다도 좁혀져서 나타나게 되며, TDC위치도 데이터 취득시작시기로부터의 누적된 시간차이로 인하여 실제 TDC위치와 상당한 차이를 나타내게 된다. 본 연구에서의 분석결과에 의하면 Fig. 6의 경우에서처럼 TDC위치를 일치시킨 경우 순간속도 변동이 지시마력의 산출에 미치는 영향은 무시할 수 있을 만큼 미미하였으나, 정확한 TDC의 위치판단에 있어서는 상당한 영향이 있음을 확인할 수 있었다.

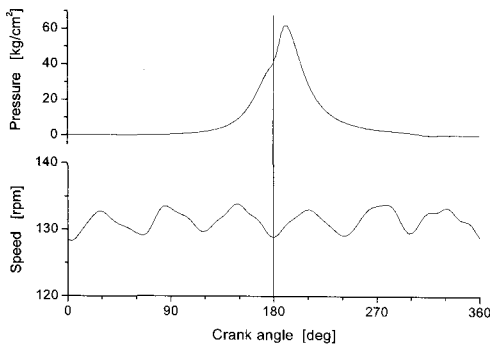


Fig. 7 Variation of cylinder pressure and instantaneous speed at 130rpm

Fig. 8은 130rpm의 경우에 있어서 BDC를 기점으로 순간의 크랭크각도의 차이를 누적하여 나타낸 것이다. TDC오차의 누적값은 데이터취득시작시기에 따라 변화하기 때문에 그림으로부터 최대 변화폭을 구하면 최대 약 0.7 deg 정도까지 차이가 날 수 있음을 알 수 있다. 특히 압축과정에서는 순간속도가 저하하기 때문에 실제TDC의 위치는 그림에서보다도 늦게 나타나게 된다. 대기통기관의 경우 속도변동주기는 사이클당 실린더수만큼 발생하며, 이 기간중 실린더 마다의 압축과 팽창행

정에 의하여 TDC의 위치가 앞당겨짐과 늦추어짐이 반복될 것이다. 이 TDC위치의 누적오차는 속도변동폭과 밀접한 관계가 있기 때문에 실린더수와 압축행정만을 고려하면 TDC의 늦음각($\Delta\theta_{TDC}$)은 정성적으로 다음 식과 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta\theta_{TDC} = 180 * R_n / z$$

여기서 z : 실린더수.

즉, 순간속도의 변동을 고려하지 않고 측정을 함으로서 TDC의 위치는 실제보다도 $\Delta\theta_{TDC}$ 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 예측할 수 있다.

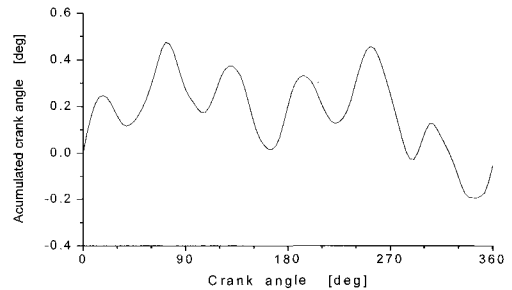


Fig. 8 Accumulated difference of crank angle

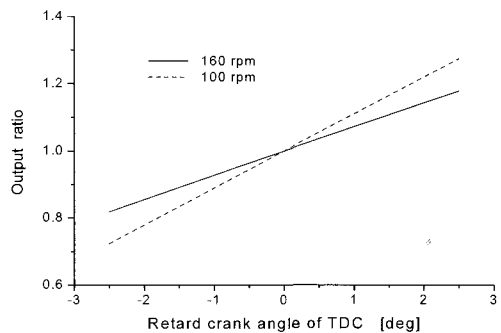


Fig. 9 Effect of TDC position for output

Fig. 9는 TDC의 위치 오차가 지시마력의 산출 결과에 미치는 영향을 나타낸 것으로 변동폭이 최소인 160rpm의 경우와 Half운전에 해당하는 130rpm의 경우의 계산결과를 나타내었다. 순간속도의 변동이 적은 160rpm의 경우가 출력의 변화정도도 적게 나타나고 있으나, TDC의 위치오차가

1 deg 일때 약 $\pm 7\%$ 의 차이를 보이고 있으며, 순간속도의변동폭이 크면 출력은 더욱 크게 차이가 날 것이다. 따라서 이 정도의 TDC 위치오차범위에서 지시마력은 10% 전후의 상당한 차이를 나타낼 수 있다. 이로부터 EMS에 의한 계측결과가 일반적으로 크게 나타나는 것은 TDC위치의 오차에 의한 것으로 판단된다.

6. 결 론

주기관의 플라이휠측에 가공되어 있는 치차를 이용하여 기관의 순간회전속도변동을 계측하고 이를 분석, 검토한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 플라이휠측에 가공된 치차를 이용하여 순간회전속도의 변동을 측정할 수 있는 장치를 개발하였으며, 신뢰할 수 있는 계측결과를 얻었다.

(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 착화순서가 이웃하는 실린더의 토오크 증가가 크게 되고, 회전속도의 변동비율은 15%까지 증가 됨을 알았다.

(4) 순간속도의 변동은 정확한 TDC의 위치결정에 오차를 포함시키게 되어 결과적으로 지시마력의 산출에 영향을 미치기 때문에 속도변동폭이 큰 기관의 경우에는 기관의 마력산출에 주의를 요한다.

참고문헌

- [1] F.V. Tinaut, et. al., Faults Detection in a Reciprocating Internal Combustion Engine from Instantaneous Engine Speed. CIMAC Congress 1998, pp.629-638.
- [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 Measurements. SAE paper No. 890485. 1989.
- [4] Sohair F. Rezek, Naeim A. Henein, A Diagnostic Technique for the Identification of Misfiring Cylinder(s), SAE Paper No.870546. 1987.
- [5] Simon K. Chen, Scott Chen, Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement : A Program Report. SAE Paper No. 932412, 1993.

저 자 소 개



최재성(崔在星)

1974. 2. 한국해양대학교 기관시스템공학부 졸업 (공학사), 1976. 2. 한국해양대학교 대학원 졸업 (공학석사), 1986. 3. 일본 Kyoto Univ. 대학원 졸업 (공학박사), 2007. 3. 현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수



이진욱(李鎭旭)

1992년 한국해양대학교 기관공학과 졸업 (공학사), 1992년-1997년.10월 한진해운(주) 기관사, 1998년-2005년 한국해양대학교 실습선 일등기관사, 2004년-2005년 실습선 한바다호 신조 감독, 2005년- 현재 한국해양대학교 조교수, 한바다호 기관장



이상득(李相得)

1995년 한국해양대학교 기관공학과 졸업 (공학사), 1995년-2000년.9월 현대상선(주) 일등기관사, 2006년 부경대학교 제어기계공학과 석사, 2005년-현재 한국해양대학교 조교수



조권희(趙權回)

1979. 2. 한국해양대학교 기관시스템공학부 졸업, 1979-1996. 라스코해운, 현대상선 기관장, 조선감독, 1999. 2. 부경대학교 제어기계공학과(공학석사), 2001. 2. 부경대학교 제어기계공학과 박사과정 수료, 2007. 3 현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 부교수