

디젤엔진 축계 비틀림진동 기진력 하모닉스의 이론적 계산에 관한 연구

이 용 진¹⁾, 김 의 간²⁾

A Study on the Theoretical Calculation of the Exciting Harmonics for Torsional Vibration of Diesel Engine Shafting

Yong-Jin Lee, Ue-kan Kim

ABSTRACT

In this paper, the combustion characteristics of marine diesel engines are investigated. Also, the $p-v$ diagrams of diesel engine and the torque harmonic coefficients are calculated. Their reliability is verified by comparing the values obtained with those of engine maker. The calculated results of torsional vibration with these theoretical harmonic coefficients show very good agreement with those of engine maker's results. This study may be helpful for the calculation of torsional vibration for diesel engine propulsion shafting, especially for 4-stroke engine which is not easy to get harmonics.

1. 서 론

기관축계의 비틀림 강제진동을 해석하기 위해서는 기관의 회전토크를 조화분석한 토크하모닉스가 필요하다. 일반적으로 기관의 토크하모닉스는 기관제작사에서 제시한다. 그러나, 중고속기관 또는 수입된 기관들에 대해서는 기관제작사가 토크하모닉스를 제시하지 못하거나, 구하기 어려운 경우도 많아 유사 기관의 토크하모닉스를 이용하여 축계의 비틀림 강제진동을 계산한다. 이는 계산의 신뢰성을 저하시켜 축계를 효율적으로 설계하는데 상당한 지장을 주고 있다.

1) 한국해양대학교 기관공학부 석사과정 주기관 전공

2) 한국해양대학교 기계자동차공학부 교수

따라서 본 연구에서는 디젤기관의 기본적인 사양으로 이론적인 연소특성을 구하고 이로부터 토크하모닉스를 구하는 방법을 검토하고자한다. 또한 이 결과를 기관제작자가 제시한 토크하모닉스와 비교하여 신뢰성을 확인한다. 그리고, 이를 축계의 비틀림 강제진동 해석에 적용하여 부가응력을 계산하고, 기관제작자가 해석한 결과와 비교하여 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 타당성을 확인하고자 한다.

2. 이론적 $p-v$ 선도 작성방법

2행정기관의 $p-v$ 선도는 Fig.1같으며 과 다음과 같이 5단계로 나누어서 압력을 계산한다.

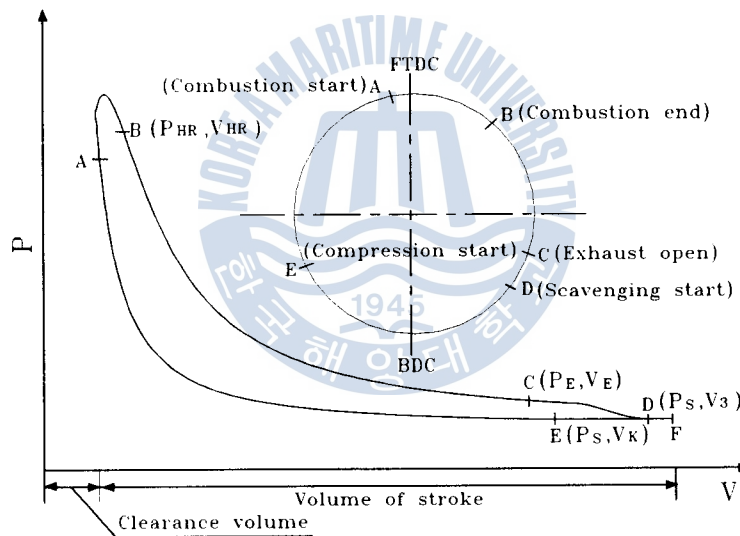


Fig.1 $p-v$ diagram of 2-stroke engine

- ① 압축과정 : $P = P_S \left(\frac{V_K + V_{SK}}{V + V_{SK}} \right)^{N_C}$
- ② 연소과정 : Wiebe 함수로 모델링
- ③ 팽창과정 : $P = P_{HC} \left(\frac{V_{HR} + V_{SK}}{V + V_{SK}} \right)^{N_E}$
- ④ 배기과정 : $P = \frac{P_E}{2} + \frac{P_S}{2} + \left(\frac{P_E - P_S}{2} \right) \cos \left(\pi \frac{V - V_E}{V_3 - V_E} \right)$
- ⑤ 소기과정 : $P = P_S$

여기서, 각 과정의 압력과 체적 기호는 Fig.1과 같다.

4행정기관의 pv 선도는 Fig.2와 같으며, 6단계로 나누어서 계산하면 다음과 같다.

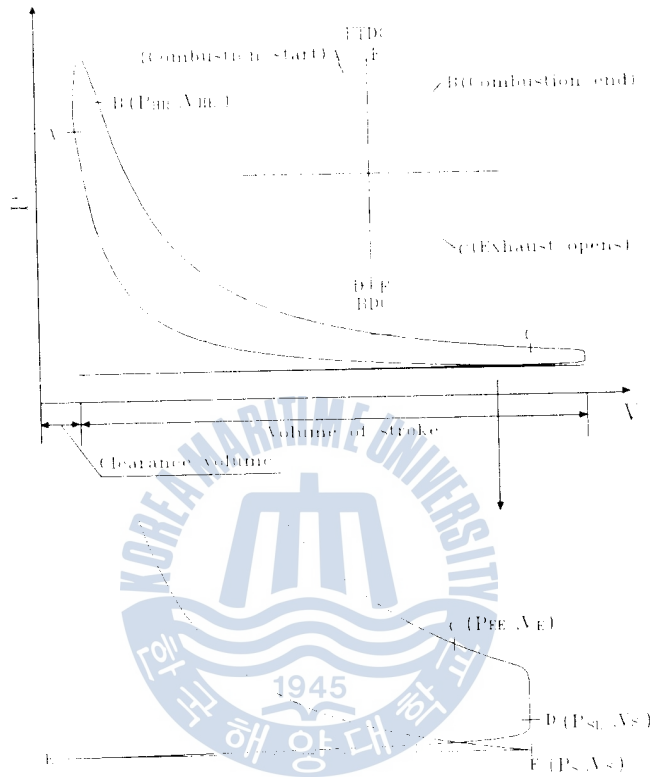


Fig.2 pv diagram of 4-stroke engine

(1) 압축과정 : $P = P_S \left(\frac{V_S + V_{SK}}{V + V_{SK}} \right)^{N_c}$

(2) 연소과정 : Wiebe 함수로 모델링

(3) 팽창과정 : $P = P_{HR} \left(\frac{V_{HR} + V_{SK}}{V + V_{SK}} \right)^{N_e}$

(4) 블로우다운 과정 :

$$P = P_{SL} + (P_{EE} - P_{SL}) \left(\frac{V_S - V}{V_S - V_E} \right)^k$$

(5) 배기과정 : $P = P_{SL} - (P_{SL} - P_S) \left(\frac{V_S - V}{V_S} \right)^{1/6}$

(6) 흡입과정 : $P = P_S$

여기서, 각 과정의 압력과 체적 기호는 Fig.2와 같다.

기관의 pv 선도를 이론적으로 구하기 위해서는 실린더 내의 연소압력을 해석하여야 한다. 압축시작시 실린더내의 가스를 이상가스로 간주하면, 가스질량 m 는 식(1)과 같이 된다.

$$m = P_s \cdot V_s / (T_s \cdot R) \quad (1)$$

여기서, P_s , V_s , T_s , R 는 각각 압축시작시 압력, 체적, 온도, 가스상수이다. 압축시작시 실린더내의 가스온도는 일반적으로 급기온도보다 50° 정도 높다고 본다. 연소시작시 가스온도 T_{cs} 는 연소시의 압력과 실린더 용적을 알면 식(2)와 같이 계산할 수 있다.

$$T_{cs} = \frac{P_{cs} \cdot V_{cs}}{(m \cdot R)} \quad (2)$$

여기서, P_{cs} , V_{cs} 는 각각 연소시작시의 압력과 체적을 의미한다.

연소시작에서 연소끝까지 공급된 열량은 다음과 같은 Wiebe 함수로 계산하였다.^{(1)~(4)}

$$\frac{dE}{d\theta} = 6.9(hr+1) \left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^{hr} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^{hr+1}\right] \cdot E \quad (3)$$

E : 총공급된 에너지, θ_z : 연소기간
 θ : 연소한 크랭크각, $d\theta$: 계산간격
 dE : 계산간격동안 공급된 에너지
 hr : 연소특성지수 (form factor)

연소가 계속되고 있는 동안 온도변화 dT 는 공급한 열량에서 행한 일을 빼면 나머지는 실린더의 온도를 올리는데 사용되므로 식(4)와 같이 계산된다.

$$dT = \frac{(dE - dA)}{(m \cdot C_p)} \quad (4)$$

dA : 피스톤일($P \cdot dV$), C_p : 가스의 정압비열

여기서 실린더벽에서의 열교환과 공급 연료의 질량은 고려하지 않았다.

이와같은 방법으로 온도의 변화량이 계산되면 압력은 식(5)에 의해 계산된다.

$$P_i = \frac{T_i \cdot R \cdot m}{V_i} \quad (5)$$

여기서, P_i , T_i , V_i 는 각 과정의 끝에서의 압력, 온도, 체적을 의미한다.

압축과정과 팽창과정은 2행정 기관과 4행정 기관 모두 폴리트로픽 변화로 가정하여 계산하였으며 압축시 폴리트로픽지수 N_C 는 다음과 같은 방법으로 계산된다.

$$N_C = \frac{\log_{10}\left(\frac{P_{comp}}{P_S}\right)}{\log_{10}\left(\frac{(V_k + V_{sk})}{V_{sk}}\right)} \quad (6)$$

또한 팽창시 폴리트로픽지수 N_E 는 다음과 같은 경험식을 이용하였다.⁽⁵⁾

$$N_E = N_C - 0.06 \frac{P_{mi}}{P_{mi}} \quad (7)$$

여기서 P_{mi} 는 해당 회전수에, P_{mi} 는 연속최대출력에서의 평균지시압력을 나타낸다.

배기과정에서 4행정 기관은 2행정 기관과는 달리 두 부분으로 나누어서 계산하는데 이는 배기밸브가 하사점전에서 미리 열려 블로우다운 기간이 있기 때문이다. 앞의 블로우다운 과정을 나타내는 식에서 k_i 는 다음과 같이 된다.

$$k_i = \left(-k \frac{V_S - V_E}{P_{EE} - P_{SL}} \right) \text{ or } 0.5 (V = V_S)$$

$$k = \frac{dP}{dV} (\text{배기시작시})$$

$$P_{SL} = 0.4 (P_{EE} - P_{SL}) + P_S$$

이와 같은 방법에 의해 2행정 기관과 4행정 기관의 ∂v 선도를 이론적으로 구할 수 있다.

3. 가스압력에 의한 토크하모닉스 계산

본 장에서는 2장의 결과를 실제 기관에 적용하여 ∂v 선도를 계산하고, 이로부터 가스압력 토크하모닉스를 구하여 기관제작자가 제시한 결과와 비교하여 검토하였다.

3.1 2행정 기관의 토크하모닉스

2행정 기관에 대한 토크하모닉스 해석 대상으로 선박용 대형 기관인 MAN B&W 9K90MC-C (355,890 bhp, 104 rpm)을 선정하였다. 이 기관은 VIT (Variable Injection Timing)을 장비하고 있어 85% 부하부터 최대폭발압력이 일정하고, 배기시작 크랭각은 115°로, 초기시작 크랭각은 140°이다.

이 기관에 대한 p_v 선도 계산은 먼저 최대폭발압력을 실제 기관과 일치시킨 다음, 연소 특성지수, 연소 기간, 연소 시작시기는 계산한 평균유효압력이 실제 기관과 같은 값이 될때까지 반복 계산하여 구하였다. 이 결과를 2장의 식들에 적용하여 p_v 선도를 구하고, 1 사이클에 대한 토크선도를 계산하였다.

이 기관의 연속최대회전수에서 계산한 p_v 선도과 토크선도를 각각 Fig. 3, Fig. 4에 보인다. 또한 각각의 평균유효압력에 대하여 계산한 토크선도를 프리에급수로 조화분석하여 구한 가스압력 토크하모닉스를 Fig. 5에, 기관제작자가 제시한 결과를 Fig. 6에 보인다.

이들을 검토하여 보면 1차 성분을 제외하고 다른 차수에 대해서는 대체로 일치하고 있다. 이 원인을 확인하기 위하여 계산한 p_v 선도과 토크선도를 기관제작자의 결과와 비교 분석한 결과, 소기압력을 대기압으로 계산하면 같은 결과가 얻어지는 것을 확인하였다. 일반적으로 소기압력은 대기압보다 높게 되므로 본 연구의 결과가 타당하다고 판단되나, 이에 대해서는 좀더 검토할 가치가 있다.

Fig. 7은 왕복질량 관성력에 의한 토크하모닉스 계산 결과이며, 5차 이상은 상당히 작은 값을 가지고 있어 무시할 수 있으나, 1차~4차 성분은 기진력 계산시 고려하여야 한다.

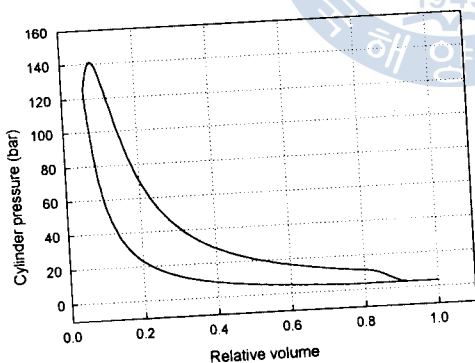


Fig.3 Calculated p_v diagram for the K90MC-C engine at MCR

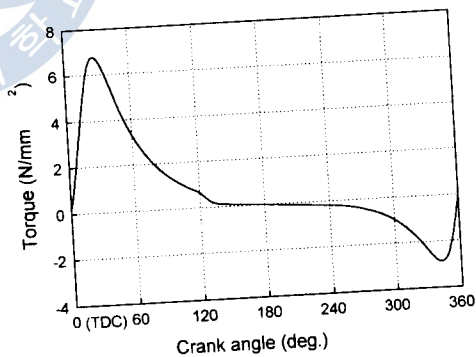


Fig.4 Calculated torque diagram for the K90MC-C engine at MCR

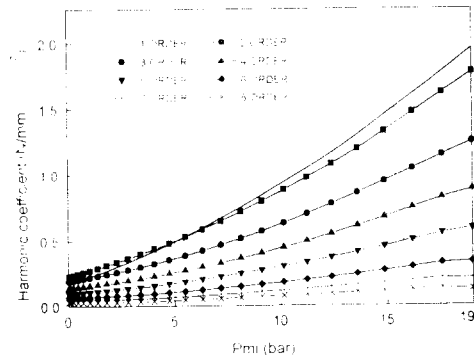


Fig.5 Calculated gas harmonic coefficients for the K90MC-C engine

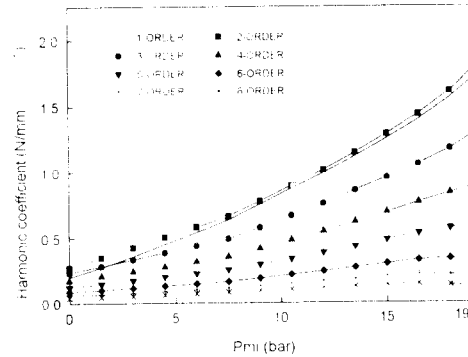


Fig.6 Gas harmonic coefficients of the K90MC-C engine offered maker

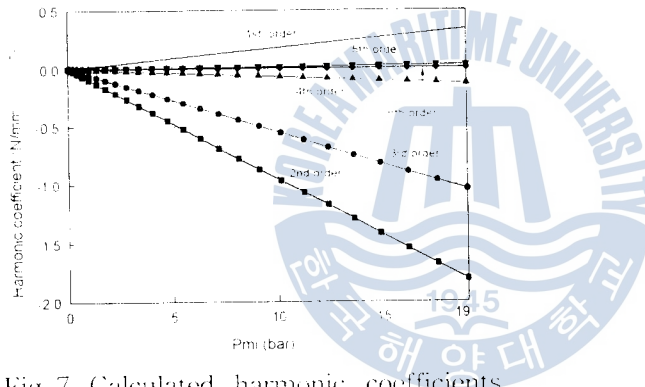


Fig.7 Calculated harmonic coefficients by reciprocating mass for the K90MC-C engine

3.2 4행정 기관의 토크하모닉스

4행정 기관에 대한 토크하모닉스 검토는 기관의 성능곡선이 입수된 8L28/32A-F (2,665 bhp / 775 rpm, MAN B&W) 기관을 대상으로 하였다. 이 기관의 흡기밸브 열림과 닫힘 시기는 각각 상사점전 25.1° 와 상사점후 13.9° 이며, 배기밸브 열림과 닫힘 시기는 각각 하사점전 23.1° 와 상사점후 27.9° 이다.

이 기관의 연속최대회전수에서 계산한 pv 선도와 토크선도를 각각 Fig. 8, Fig. 9에 보인다. 또한 각각의 평균유효압력에 대하여 계산한 가스압력 토크하모닉스를 Fig. 10에, 기관제조사가 제시한 결과를 Fig. 11에 보인다. 이들을 검토하여 보면 양자가 대체로 일치하고 있어 해석법의 신뢰성을 확인할 수 있었고, 가스압력에 의한 토크 하

모닉스 크기는 1차, 1.5차, 2차, 0.5차 순이며 2.5차 이상은 차수가 증가할수록 감소하고 있다.

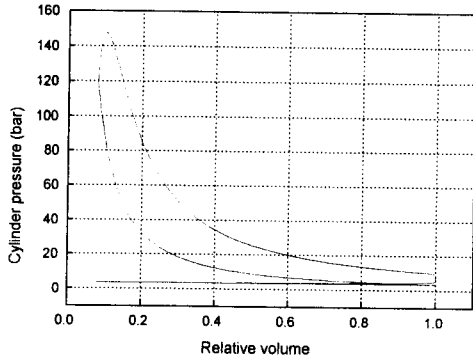


Fig.8 Calculated $p-v$ diagram for the 8L28/32A-F engine at MCR

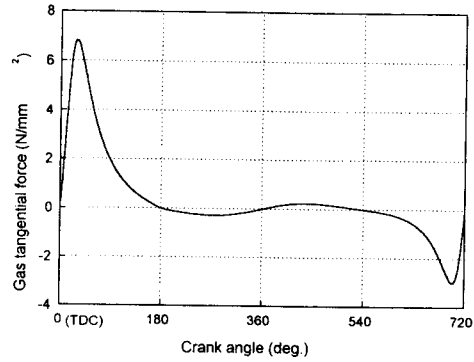


Fig.9 Calculated torque diagram for the 8L28/32A-F engine at MCR

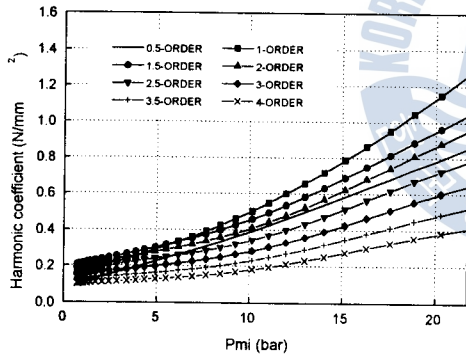


Fig.10 Calculated gas harmonic coefficients for the 8L28/32A-F engine

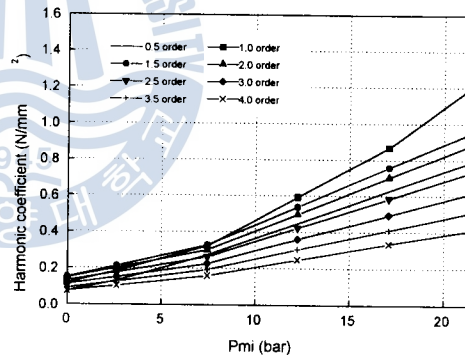


Fig.11 Gas harmonic coefficients of the 8L28/32A-F engine offered maker

4. 축계의 비틀림 강제진동 해석

4.1 2행정 기관축계의 비틀림 강제진동

본절에서는 이상의 결과를 Fig. 12와 같이 9K90MC-C 기관을 주기관으로 갖는 실제 축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 전달행렬법⁽⁶⁾으로 계산하고, 기관제작자의 결과와

비교하였다. 이 축계는 No.4 크랭크축이 2절 비틀림진동의 절점에 해당하므로 부가응력이 높아 주요 검토 대상으로 된다. 따라서 여기서는 No.4 크랭크축에 대한 부가응력을 계산하였으며, 이를 Fig. 13에, 기관제작자의 결과를 Fig. 14에 보인다.

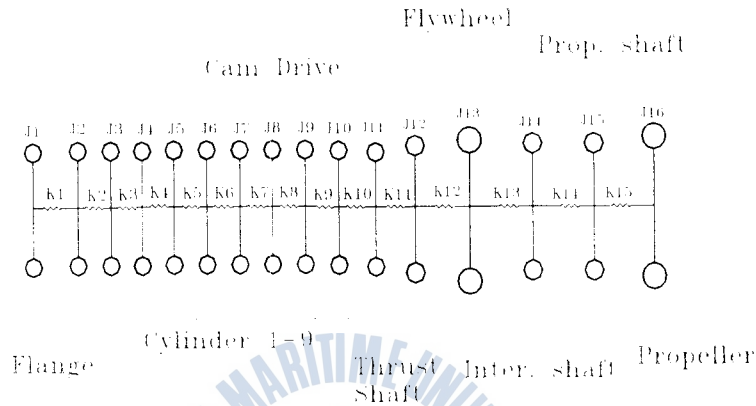


Fig.12 Equivalent mass system of the 9K90MC-C engine shafting

이 그림들을 검토하여 보면 양자는 고차의 12차, 15차 응력까지도 거의 일치하고 있어 본 연구에서 적용한 해석법의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 또한 이 기관의 토르 하모닉스는 Fig. 5, Fig. 6에서와 같이 1차 성분이 차이가 있었으나 정상운전시에는 비틀림진동에 거의 영향을 미치는 못함을 알 수 있다.

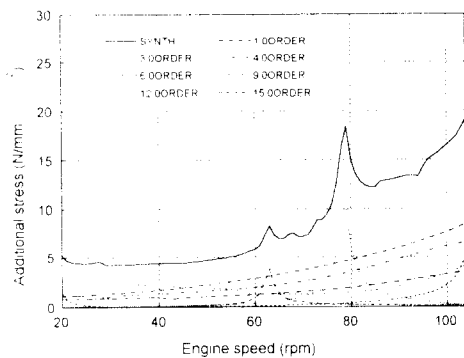


Fig.13 Calculated Additional stresses at the No. 4 crankshaft

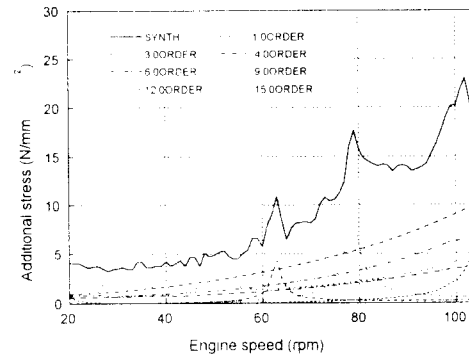


Fig.14 Additional stresses at the No.4 crankshaft by maker

4.2 4행정 기관축계의 비틀림 강제진동

4행정 기관인 WN16V25 (5,440 bhp × 930 rpm)을 주기관으로 갖는 실제 축계를 Fig. 15와 같이 모델링하여 4.1절과 같은 방법으로 비틀림 강제진동을 계산하고, 기관제작자의 결과와 비교하였다. 이 축계는 No.3 크랭크축이 3절 비틀림진동의 절점에 해당하므로 부가응력이 높아 주요 검토 대상으로 된다. 따라서 여기서는 No.3 크랭크축에 대한 부가응력을 계산하였으며, 이를 Fig. 16에, 기관제작자의 결과를 Fig. 17에 보인다.

이 그림들을 검토하여 보면 양자가 거의 일치하고 있다. 따라서, 기관의 기본사양으로 토크하모닉스를 계산하여 비틀림진동의 기진력을 계산하고 강제진동을 해석한 본 연구의 방법은 실용성이 있음을 확인하였다.

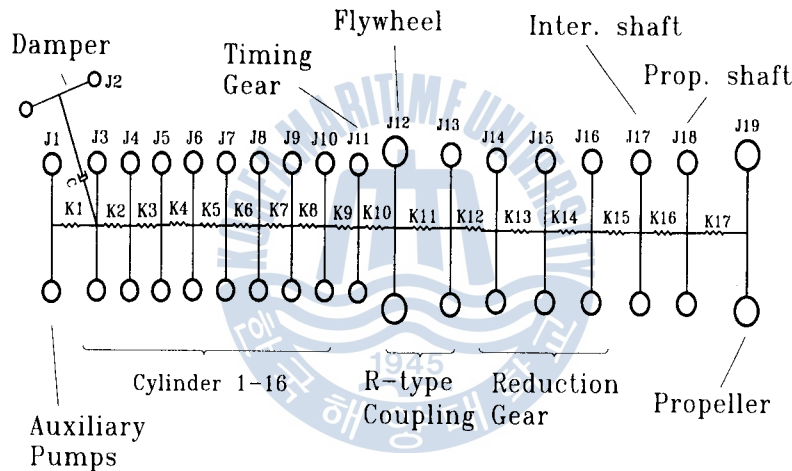


Fig.15 Equivalent mass system of the 8L28/32A-F engine shafting

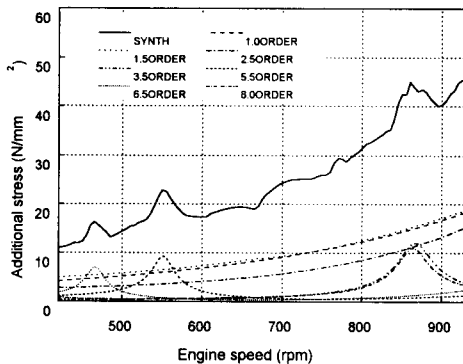


Fig.16 Calculated Additional stresses at the No.3 crankshaft

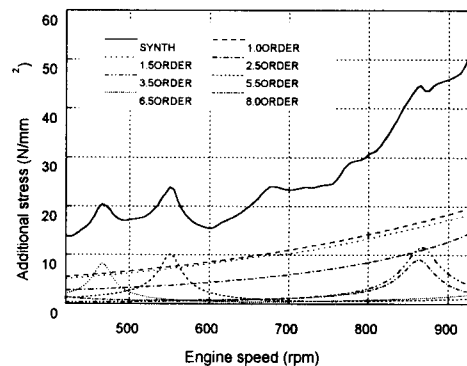


Fig.17 Additional stresses at the No.3 crankshaft by maker

5. 결 론

본 연구에서는 축계 비틀림진동의 기진력으로 작용하는 기관의 토크하모닉스를 Wiebe함수를 적용하여 이론적으로 선도를 그린다음 이로부터 유도하였다. 또한 이 결과를 축계의 비틀림 강제진동 해석에 적용하고, 기관제조사가 실제 엔진에서 실측한 pv 선도를 소화분석하여 얻은 결과로 계산한 결과와 비교검토하여 본 연구에서 개발한 방법의 타당성을 확인하였다.

따라서, 축계 비틀림 강제진동 해석시 탑재한 기관의 토크하모닉스를 알지 못할 경우에는 유사 기관의 토크하모닉스로 비틀림 강제진동을 계산하여 축계를 효율적으로 설계하는데 상당한 지장을 주었으나, 본 연구 결과를 적용하면 이러한 문제를 현실적으로 해결할 수 있다.

이 방법을 특히 pv 선도의 잡취가 실질적으로 곤란하여 토크 하모닉계수를 얻기 힘든 4행정 기관의 비틀림진동 계산에 많은 도움을 줄 수 있을 것이다.



- (1) Richard stone, Introduction to Internal Combustion engines, Macmillan, 1992.
- (2) 井正男, 内然機關の 燃焼, 出海堂, 1973.
- (3) Prof. Dr.-Ing. Gerhard Woschni, "Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs Mittelschnell-laufender Dieselmotoren bei Geänderten Betriebsbedinguen", MTZ, 1973, pp106~111.
- (4) 배병일, "디젤기관 연소실내 NO생성물 예측에 관한 연구", 한국박용기관학회 추계 학술강연회, 1995.11, pp33~40.
- (5) DNV, User's manual : NV5235, 1984.
- (6) 김의간외 4명, "비전형 탄성커플링을 갖는 박용디젤엔진 추진축계의 비틀림진동 해석에 관한 연구", 대한기계학회 춘계학술논문집, 1993, pp485~492.

