Transactions of the KSNVE, 23(9) : 806~813, 2013
http://dx.doi.org/10.5050/KSNVE.2013.23.9.806

한국소음진동공학회논문집 제 23 권 제 9 호, pp. 806~813, 2013
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

선박 추진축계의 2절 비틀림진동에 기인한 주기관 X-모드 진동 현상의 연구

A Study on Main Engine X-mode Vibration Phenomenon due to 2nd Node Torsional Vibration of the Marine Propulsion System

이 돈 출† · 김 준 성* · 김 진 희**
Donchool Lee, Junseong Kim and Jinhee Kim

(Received June 4, 2013 ; Revised July 11, 2013 ; Accepted July 23, 2013)

Key Words : Main Engine(주기관), Torsional Vibration(비틀림진동), X-mode Vibration(X-모드 진동), Marine Propulsion System(선박 추진 시스템)

ABSTRACT

For the past years, higher power rating 2 stroke super long stroke diesel engines having more than 8 cylinders and larger cylinder bore are installed mainly on very large containerships to save on fuel consumption. However, these engines are prone to X-mode vibration due to 2nd node torsional vibration or the X-type moment, particularly because of the increase in total length and height. Recently, cases of excessive X-mode vibration often occurred on engine's major components. This vibration is manifested also as secondary vibration causing failure in engine-mount large structures. This study investigated the excitations caused by the 2nd node propulsion shafting torsional vibration that influence X-mode vibration of the main engine and practical countermeasures are proposed. An 8RT-flex82T 8 cylinder engine and 11S90ME-C 11 cylinder engine for a container ship was used as research model.

Nomenclature

F : 실린더에서 발생되는 수직력 (폭발압력력과 피스톤의 왕복관성력의 합)
F_C : 연접봉에 작용하는 힘
F_N : 크랭크 핀에 작용하는 반경력
F_R : 크랭크 핀에 작용하는 접선력
F_S : 가이드 힘
F_{Sk} : k차의 가이드 힘
i : 실린더 번호
k : 진동 차수
l : 연접봉의 길이
L_0 : 실린더 간 축방향의 수평거리
L_i : 엔진중심에서 실린더 i까지 수평거리
l_i : L_i/L_0
M_{Xk} : k차 X형 모멘트
N : 엔진의 실린더 수

† Corresponding Author ; Member, Marine Engineering Division, Mokpo National Maritime University
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : +82-61-240-7219, Fax : +82-61-240-7201
* R&D Department D-I Industrial Co. Ltd.
** Environment & Plant Team, Korean Register of Shipping

‡ Recommended by Editor Hyung-Jo Jung
ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

r : 크랭크축의 회전반경
α_i : i 실린더의 착화지연각
β_k : k차 조화성분의 위상각

1. 서 론

지금까지 8실린더 이상의 선박용 저속 2행정 디젤엔진에서 엔진 구조 상부의 X-모드 진동의 기진력은 각 실린더의 가이드 힘에 의한 X-형 모멘트만이 검토되어[1~3] 왔다. 그러나 최근에는 기진력인 X-형 모멘트가 작은 엔진에서 고차의 X-모드 진동이 발생하여 주요부품인 과급기 및 배기관 시트에서 진동에 의한 피로하중으로 인해 파손된 사례가 종종 일어나고 있다.

이러한 파손의 원인을 검토한 결과 2절 비틀림진동에 의한 X-형 기진력으로 엔진 본체 상부 X-모드의 2차 진동을 일으키는 것으로 판단되었다. 따라서 이 논문은 비틀림진동에 의한 X-형 모멘트의 발생 메커니즘을 규명하기 위해 두 종류의 저속 2행정 디젤엔진을 실험 모델로 선정하고 진동 기진력의 이론적인 해석과 함께 종합적인 진동계측을 통해서 이를 검증하고자 한다.

2. X형 진동의 기진력

2.1 가이드 힘에 의한 X-형 모멘트

Fig. 1은 선박용 저속 디젤엔진의 실린더에서 발생하는 힘을 도식화 한 것으로 힘 F는 실린더의 폭발력과 왕복관성력에 의한 수직방향의 힘이다.

이 힘은 연접봉을 통해 F_C로 전달되고 또 다시 크랭크축을 중심으로 접선력 F_T와 반경력 F_N로 나누어진다. 여기서 힘 F_C에 의해서 수평방향의 반력 F_S가 발생하게 되며 크랭크축을 중심으로 반대방향의 짝힘이 발생한다. 여기서 F_S를 조화분석하여 다시 쓰면 식 (1)과 같다.

$$F_s = F_0 + \sum_{i=1}^{n} F_{S\,k} \sin(k\theta + \beta_k) \tag{1}$$

Fig. 2에 보는바와 같이 N 실린더를 갖는 엔진에서 k차의 X-형 모멘트 M_{Xk}는 식 (2)와 같다.

$$M_{X\,k} = F_{S\,k} \sum_{i=1}^{N} L_i \sin(k(\theta + \alpha_i) + \beta_k) \tag{2}$$

식 (2)를 정리하여 다시 쓰면 식 (3)과 같다.

$$M_{X\,k} = F_{S\,k}\, L_0 \sqrt{s^2 + c^2}\, \sin(k\theta + \beta_k') \tag{3}$$

여기서 $s = \sum_{i=1}^{N} l_i \sin(k\alpha_i)$, $c = \sum_{i=1}^{N} l_i \cos(k\alpha_i)$, $\beta_k' = \beta_k + \tan^{-1}\frac{s}{c}$이다.

주기함수인 식 (3)을 정리하여 최대값을 구하면

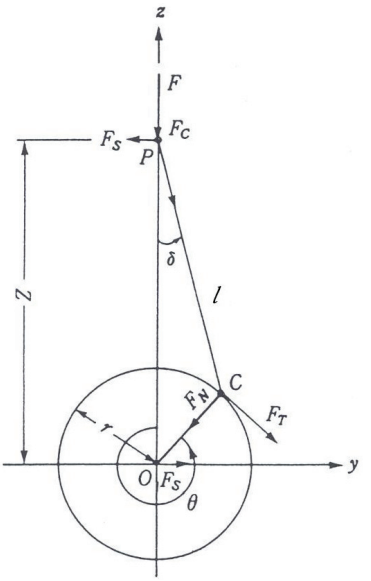


Fig. 1 Guide force of crankshaft and connecting rod

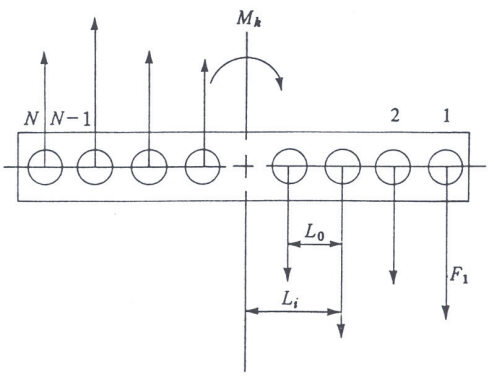


Fig. 2 Guide force moment for diesel engine

식 (4)와 같으며 일반적으로 이를 X-형 모멘트라 한다.

$$M_{X\,k} = F_{S\,k} L_0 \sqrt{s^2 + c^2} \tag{4}$$

2.2 비틀림진동에 의한 X-형 모멘트

선박용 저속 2행정 디젤엔진의 상용운전 영역에서 1절 비틀림진동에 의한 공진은 7실린더 이하에서 일어나고 있으며, 대부분 운전금지구역으로 설정하여 신속하게 통과함으로써 엔진의 상부구조의 진동문제를 유발하는 경우는 거의 없었다. 이와 반대로 8실린더 이상의 엔진에서는 2절 비틀림진동의 공진이 회전수가 높은 상용운전 범위에서 일어나고 있다. 여기서 크랭크축에서 발생하는 토크변동은 2.1절의 X-형 모멘트의 전달 메커니즘의 역순으로 이와 연결된 연접봉을 통해서 크로스헤드 베어링(저속 2행정 디젤엔진) 또는 피스톤(4행정 트렁크타입 엔진)에 전달되어 가이드 힘이 발생하게 된다. 각 실린더의 크랭크축에서 비틀림진동에 의해서 발생되는 토크변동은[4,5] 식 (5)와 같이 표시할 수 있다.

$$T = T_0 + \sum_{i=1}^{n} T_k \sin(k\theta + \gamma_k) \tag{5}$$

그리고 Fig. 1을 참조하여 비틀림진동에 의한 크랭크 회전력 F_{tor}로 바꾸기 위하여 식 (5)에서 토크변동을 회전 반경 r으로 나누면 식 (6)과 같다.

$$F_{tor} = F_{tor\ 0} + \sum_{i=1}^{n} F_{tor\ k} \sin(k\theta + \gamma_k) \tag{6}$$

또한 Figs. 1~2에서 F_S와 F_T의 관계식을 유도해 보면 식 (7)로 표시할 수 있다.

$$F_S = \lambda(=r/l) \cdot F_T(\text{or } F_{tor}) \tag{7}$$

또한 비틀림진동에 의한 토크변동으로 발생하는 가이드 힘은 2.1절의 식 (2)~(4)를 이용하여 동일한 방법으로 역 계산할 수 있다.

3. 실험 모델의 비틀림진동 및 X-모드 진동 계측 및 분석

두 종류의 실험 모델 엔진 주요 요목은 Table 1과 같으며 연료 소모량을 줄이기 위해 프로펠러 회전속도를 낮추도록 설계한 초장행정엔진이다. 따라서 X-모드 진동의 고유진동수는 지금까지 적용된 일반 선박용 엔진보다는 낮고 진동 진폭은 높을 것으로 예상된다.

3.1 비틀림진동의 특성 및 계측 결과

비틀림진동 계산에 의한 이론상 고유진동수는 Table 2와 같고, 모델 A의 2절 비틀림진동에 대한 각 실린더의 상대진폭을 Figs. 3~4에 도시하였다. 이 진동 모두를 보면 첫 실린더(크랭크축 선단 방향)와 끝단 실린더는 정반대 위상을 갖고 상대진폭도 X-형 모양임을 확인할 수 있다. 모델 A는 2절 비틀림진동이 크지 않아 비틀림진동 댐퍼는 부착하지 않았지만, 모델 B는 추진축계시스템의 설계 초기 시 엔진제작사에서 비틀림진동이 커서 크랭크축을 보호하기 위하여 고성능의 튜닝댐퍼를 부착한 것으로 판단된다. 두 모델의 비틀림진동 해석결과에 의하면 모델 A의 비틀림진동의 주 차수는 Fig. 5에 보인 바와 같이 2절의 11차와 13차이고, 모델 B는 2절의 8차와 11차이다. 그리고 모델 A에서 2절 비틀림진동이 가장 큰 78 r/min의

Table 1 Main engine specification for test model

Model	A	B
Engine type	8RT-flex82T	11S90ME-C
Power(kW)	33,670	62,030
Max. speed(r/min)	78	83
Cylinder bore(mm)	820	900
Stroke(mm)	3,375	3,260
Reciprocating mass(kg)	13,210	17,431
Ratio of connecting rod	0.496	0.453
No. of cylinders	8	11
Torsional damper	No	Geislinger D330
Total weight(ton)	1,070	1,935
Total length(m)	14.425	20.885

11차 상세 계산결과를 Table 3에 보인다. 또한 모델 B의 2절 비틀림진동이 가장 큰 78 r/min, 8차 결과는 Table 4에 보인다. 여기서 비틀림진동에 의한 실린더 No. 8에 작용하는 가이드 힘은 실린더 No. 8의 크랭크축 극관성모멘트에 Fig. 5에서 계산된 각가속도 및 연접봉비(λ)를 곱한 후 회전 반경으로 나누면 가이드 힘이 된다. 유사하게 다른 실린더도 계산할 수 있으며, 78 r/min 11차의 비틀림진동에 의해서 계산된 X-형 모멘트는 5,496 kN-m로 순수하게 실린더 내 폭발력과 피스톤의 왕복관성력에 의해서 발생하는 가이드 힘의 5차 X-형 모멘트 성분 3,437 kN-m보다 크다.

진동 계측은 전자제어엔진인 관계로 크랭크축 선단 계측이 어려워 플라이휠에서 각속도 변동을 측정 분석하였다. 여기서 진동모드에 의해서 실린더 No. 8의 크랭크축 선단 값으로 환산하기 위해서는 상대진폭을 고려한 환산값 0.983을 곱하면 된다. 모델 B의 계산도 동일한 절차에 의해서 진행하였으며, 이론적인 비틀림진동에 의해서 계산된 X-형 모멘트는 1,732 kN-m이다. 특히 모델 B는 비틀림진동의 방진대책으로 불규칙한 실린더 배치각과 고성능의 비틀림진동 댐퍼에 의해서 비틀림진동이 현저하게 줄어든 상태이다.

Table 2 Natural frequencies(cycles per minute) for test model

Model	A	B
1st node	151.47	178.76
2nd node	885.97	559.0
3rd node	1726.23	743.33

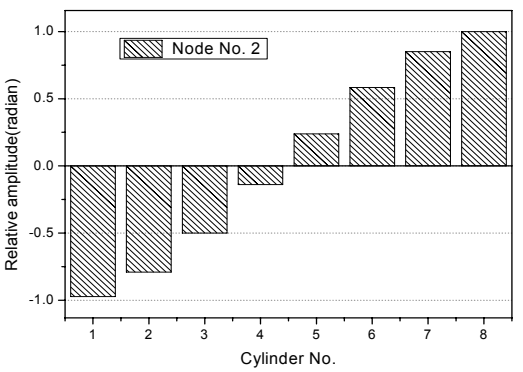


Fig. 3 Relative amplitude of 2nd node torsional vibration for model A

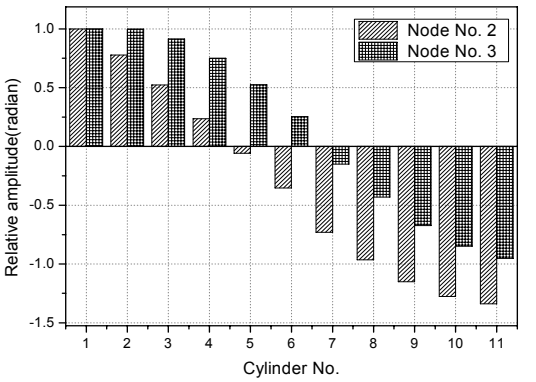


Fig. 4 Relative amplitude of 2nd and 3rd node torsional vibration for model B

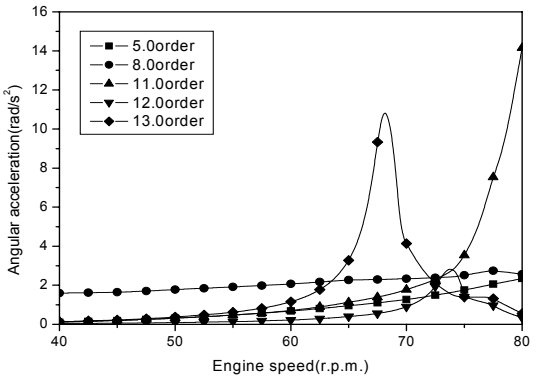


Fig. 5 Calculated angular acceleration of cylinder No.8 for model A

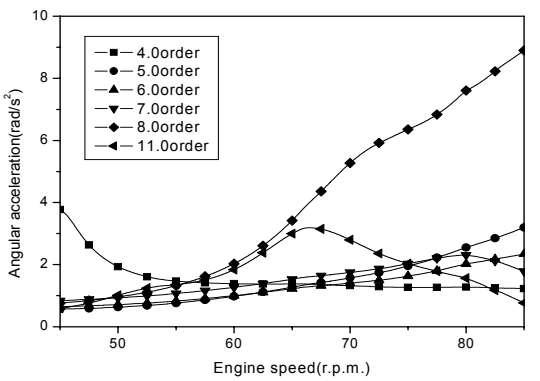


Fig. 6 Angular acceleration of cylinder No.1 for model B

Table 3 Detailed torsional vibration calculation for model A at 78 r/min and 11th order

78.0 RPM			11.0 Oreder				
Mass	Amplitude mrad	Phase deg.	Torque kN·m	Phase deg.	Stress MPa	Exc. torque kN·m	N phase deg.
Main branch							
1	1.0454	147.7	44.23	-32.3	0.23		
2	1.0360	147.7	565.09	30.9	2.88	40.61	-34.0
3	0.8796	147.4	1000.41	-32.5	5.10	40.61	-79.0
4	0.6024	147.4	1278.97	-34.0	6.51	40.61	-124.0
5	0.2484	149.2	1422.94	-32.4	7.25	40.61	11.0
6	0.1460	-34.8	1357.00	-30.7	6.91	40.61	56.0
7	0.5216	-31.8	1085.28	-32.3	5.53	40.61	-169.0
8	0.8222	-31.9	663.89	-33.4	3.38	40.61	146.0
9	1.0061	-32.2	169.74	-32.1	0.86	40.61	101.0
10	1.0372	-32.2	95.97	-32.0	0.50		
11	1.0474	-32.2	45.35	147.6	0.72		
12	0.7088	-32.1	61.19	147.7	0.97		
13	0.2048	-31.8	67.69	147.7	0.58		
14	0.0250	144.6	0.00	0.0			

Table 4 Detailed torsional vibration calculation for model B at 78 r/min and 8th order

78.0 RPM			8.0 Oreder				
Mass	Amplitude mrad	Phase deg.	Torque kN·m	Phase deg.	Stress MPa	Exc. torque kN·m	N phase deg.
Main branch							
1	4.9310	164.5	787.47	-15.5			
2	1.6694	89.4	802.31	-19.0	2.83		
3	1.6308	84.7	814.58	-44.6	2.88	234.78	131.1
4	1.5338	80.1	1149.98	-74.9	4.06	234.78	-159.3
5	1.3343	76.0	1393.45	-89.5	4.92	234.78	152.7
6	1.0669	72.2	1551.40	-98.8	5.48	234.78	134.3
7	0.7667	68.6	2012.12	-99.8	7.10	234.78	-97.7
8	0.3814	56.2	1887.05	-102.1	6.66	234.78	87.9
9	0.1700	21.5	1895.46	-102.4	6.69		
10	0.2157	-61.5	2083.44	-103.4	7.35	234.78	-100.1
11	0.5951	-89.3	1727.67	-100.4	6.10	234.78	39.6
12	0.9298	-93.3	1208.83	-104.3	4.27	234.78	87.9
13	1.1573	-95.4	621.60	-111.9	2.19	234.78	78.3
14	1.2705	-96.9	47.60	-95.5	0.17	234.78	33.5
15	1.2763	-96.9	11.04	77.1	0.04		
16	1.2754	-96.9	186.25	82.7	1.69		
17	1.0554	-96.9	207.30	82.8	1.88		
18	0.2873	-96.2	218.29	82.8	1.10		
19	0.0755	79.6	0.00	0.0			

3.2 엔진상부구조의 진동 특성과 계측결과

실제 엔진은 이를 지지하고 있는 이중저구조에서 홀딩다운 볼트로 체결·고정되어 있고 강성을 증가시켜 고유진동수를 높이기 위하여 엔진상부에 톱 브레이싱을 설치하게 된다. 따라서 X-모드 진동의 고유진동수는 선박의 하부 강성과 선박을 건조하는 조선조의 용접 수준 및 여러 가지 선체 요소에 따라 바뀌게 되므로 경험에 의존하는 경우가 많다. 이 연구에서는 X-모드 진동의 고유진동수의 이론 해석이 쉽지 않아 이 논문에서는 제외하였다. 모든 측정과 분석을 위한 소프트웨어는 목포해양대에서 자체 개발한 EVAMOS를[6] 이용하였다. 플라이휠 및 터닝휠의 각가속도 측정값은 Figs. 7, 8에 각각 보이며 동역학적인 측면에서 전달된 힘의 상대 크기로 볼

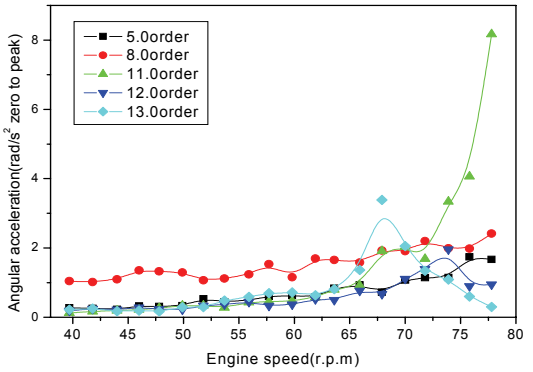


Fig. 7 Measured flywheel angular acceleration for model A

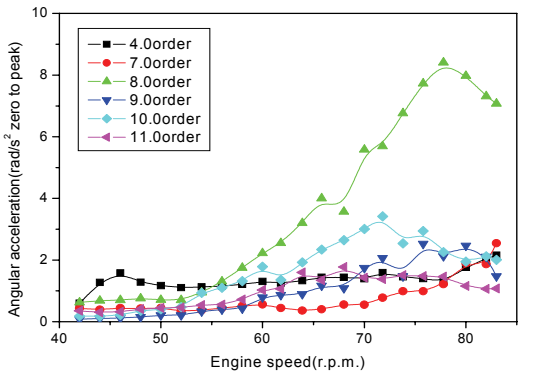


Fig. 8 Measured tuning wheel angular acceleration for model B

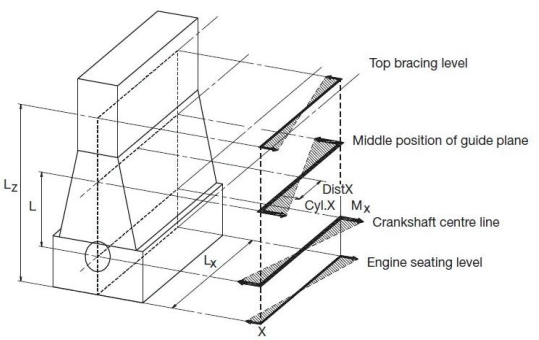


Fig. 9 X-mode vibration for low speed diesel engine

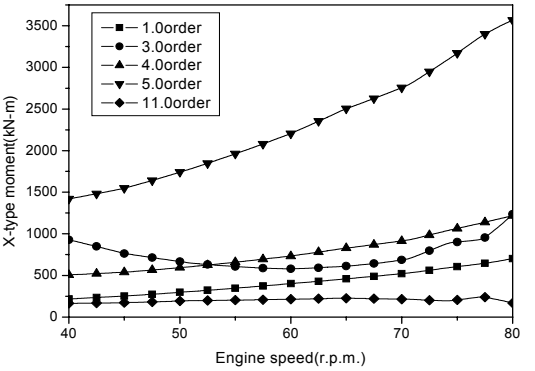


Fig. 10 Calculated X-type moment for model A

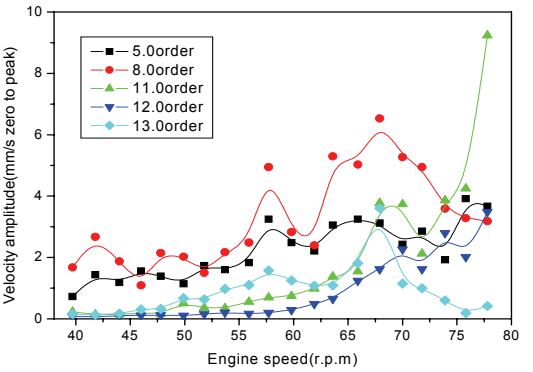


Fig. 11 Transverse vibration of engine top fore for model A

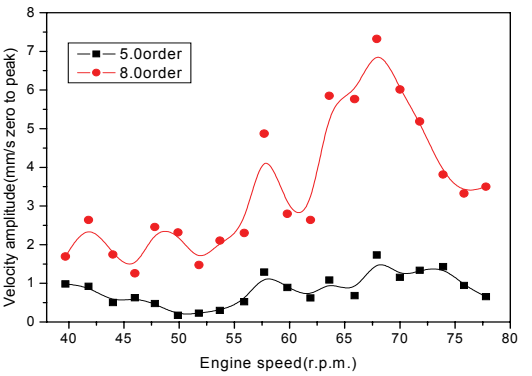


Fig. 12 Transverse vibration of engine top center for model A

수 있다. 그리고 진동 계측은 엔진상부의 수평방향에서 수행하였으며 Fig. 9에서 톱브레이싱 레벨이다. Fig. 10은 모델 A 엔진에 대한 X-형 모멘트를 계산한 결과로 5차 성분은 대단히 크지만 11차 성분은 무시할 정도로 작다. Figs. 11~13은 모델 A에 대한 엔진 상부 구조진동 계측 결과를 도시하였다. 여기서 비틀림진동에 의한 X-모드 진동은 11차와 13차 성분이고, 11차는 Fig. 10의 X-형 모멘트보다는 Figs. 5, 7의 비틀림진동에 기인함을 확인할 수 있다.

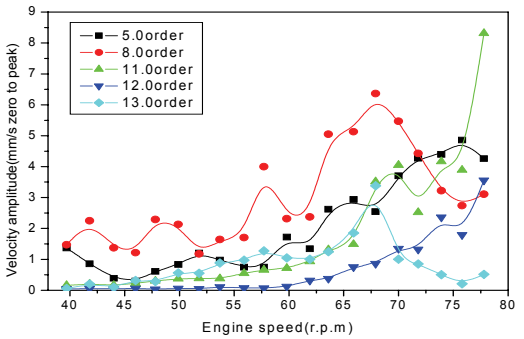


Fig. 13 Transverse vibration of engine top aft for model A

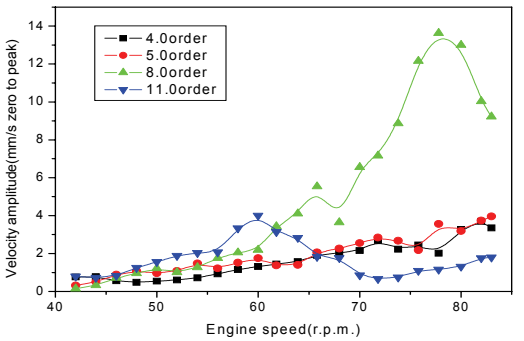


Fig. 14 Transverse vibration of engine top fore for model B

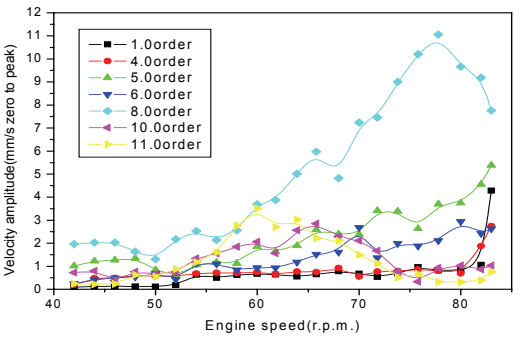


Fig. 15 Transverse vibration of engine top aft for model B

또한 Figs. 11~13에서 5차 성분은 Fig. 10의 5차 X-형 모멘트에 의해서 발생한 X-모드 진동이며, 8차 성분은 8실린더 엔진에 의해서 발생하는 동일 위상의 H-모드 진동이다. Figs. 14~15는 모델 B에 대한 계측 결과를 보이며, 비틀림진동에 의한 X-모드 진동은 8차로 공진점은 확인되지 않고 있지만 경험상 78 r/min과 같거나 약간 낮을 것으로 판단된다. 그리고 모델 A의 11차에 비해 진동의 피크점은 공진영역에 가까이 위치하고, 엔진의 길이도 상대적으로 모델 A보다 길다. 따라서 모델 B의 8차 성분은 모델 A의 11차 보다 상대적으로 기진력은 적지만 진동진폭은 모델 A보다 다소 크다.

4. 결 론

이 연구에서는 선박용 추진축계의 2절 비틀림진동의 토크 변동력을 기진력으로 하여 일어나는 엔진상부 X-모드 진동을 규명하기 위하여, 8RT-flex82T 엔진과 11S90ME-C 엔진을 모델로 하여 기진력 계산 및 해상 시운전시 엔진 진동 시험을 수행하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 주 기관의 X-모드 진동을 줄이기 위하여 X-형 가이드 힘과 동일하게 추진축계의 2절 비틀림진동도 같이 검토하여야 한다. 또한 크랭크축의 비틀림진동 응력이 선급 규정이나 허용 범위 내에 있다 하더라도 X-모드 진동에 대한 방진대책 중의 하나로 기진력을 제어하는 방법이 효과적이며, 이 중에서 비틀림진동 댐퍼를 이용해 비틀림진동을 쉽게 제어할 수 있다.

(2) 주 기관에 부착되어 있는 과급기나 배기관은 2절 비틀림진동에 의한 엔진상부의 구조진동으로 인하여 뒤틀림이 일어나는 절점 부근에서 고정용 볼트나 연결부위의 피로 파손이 발생할 수 있다. 따라서 추진축계의 2절 비틀림진동의 특성을 고려한 부품 설계가 바람직하며 초기 설계 시 이에 대한 충분한 검토가 필요하다.

(3) X-형 모멘트를 기진력으로 한 X-모드 진동에 대한 연구와 방진대책에 관해서는 지금까지 많은 연구가 수행되어 왔다. 그러나 비틀림진동에 의한 엔진의 X-모드 진동의 현상에 대한 연구는 아직까지 미진한 상태이며 체계적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 한국산업기술진흥원의 녹색해양기자재 RIS사업에 의하여 지원되었음.

References

(1) Lee, D. C., Kim, U. K. and Jeon, H. J., 1996, Vibration Control on the Diesel Power Plant by the Phase Adjustment of Paralleled Engines' X-mode Vibration, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 6, No. 6, pp. 701~708.

(2) Kim, Y. W., Bae, Y. C., Bae, C. H. and Lee, Y. S., 2007, High Vibration Phenomena due to Cylinder Explosion Pressure of Low-speed Diesel Engine with 7 Cylinders installed on Land, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol 17, No. 9, pp. 826~834.

(3) MAN B&W, 1993, Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engine, P.9301-268.

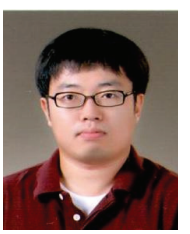
(4) Lee, D. C. and Barro, R. D., 2009, A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Super Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines with Tuning Damper, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 64~75.

(5) Korean Register of Shipping, 1997, Control of Ship Vibration and Noise, pp. 220~243.

(6) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 155~162.

Donchool Lee received his Dr. Eng. from Mechanical Engineering department at Korea Maritime University in 1995. He worked at Hyundai Heavy Industries from 1983 to 1999. He is now a professor of Mokpo National Maritime University.

Junseong Kim obtained his Bachelor of Engineering degree and Master of Engineering from Gyeongsang National University, Jinju Korea in 2007 and 2009 respectively. He is now taking up his Ph.D. degree at Mokpo National Maritime University, Korea.



Jin-Hee Kim received his Bachelor of Science degree in Catholic University, Bucheon Korea in 2009. He obtained his Master of Engineering from Mokpo National Maritime University, Mokpo Korea in 2011. He is now taking up his Ph.D. degree at MMU, Korea.