

동흡진기에 의한 저속 2행정 디젤엔진의 본체진동 제어

이 돈 출* · 유 정 대** · 김 정 렬***

Vibration Control of Engine Body for Two Stroke Low Speed Diesel Engine using Dynamic Vibration Absorber

D-C Lee* · J-D Yu** · J-R Kim***

Key words : Two Stroke Low Speed Diesel Engine(저속 2행정 디젤엔진), Diesel Power Plant(디젤 발전소), Resonance(공진), Dynamic Vibration Absorber(동흡진기), X-mode Vibration Control(X-모드 진동제어)

Abstract

Two stroke low speed diesel engines are used as a power supplier not only for marine vessel but also diesel power plant with a benefit of its higher mobility and durability than the other thermal engines. However, there are some disadvantages such as the bigger vibrating excitation forces generated by high combustion pressure in cylinders which various kinds of vibrations are caused. In this paper, it is theoretically studied to control engine body vibration using dynamic vibration absorber. As an actual case, dynamic absorbers are designed for controlling X-mode vibration of 9K80MC-S engine on the diesel power plant and its performance is identified by the vibration test both in shop and site

1. 서 론

최근 저속 2행정 디젤엔진은 대형 컨테이너선과 육상 디젤발전소를 중심으로 초대형화, 고출력화 추세에 있으며 머지않아 11만 마력 이상의 출력을 갖는 엔진도 등장할 것으로 예상된다. 저속 디젤엔진은 다른 열기관보다 열효율이 높고 기동성이 뛰

어나지만 실린더의 폭발력과 피스톤의 왕복 관성력에 의해서 여러 진동을 유발하는 단점이 있다. 이중 엔진본체진동은 선체구조나 인접구조물에 전달되어 2차 진동이 발생하는 경우가 많다.

지금까지 이러한 진동의 방진대책으로 엔진 상부에 On-off 기능을 갖는 브레이싱을 설치하는 방법¹⁾, 싱크로페이저(Synchrophaser)를 이용하여

* 목포해양대학교 기관시스템공학부
** 현대중공업(주) 엔진·기계사업본부
*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

두 엔진의 기진력을 서로 상쇄시키는 방법¹³⁾, 실린더 폭발순서변경과 크랭크 배치각을 불규칙하게 설계하여 공진 가능성이 큰 차수의 기진력을 감소시키는 방법¹⁴⁾, 역 위상의 기진력을 발생시킬 수 있는 전기적인 평형장치를 이용하는 방법¹⁵⁾ 등이 적용되어 왔다. 일반적으로 동흡진기는 고전적인 진동제어방법 중의 하나로서 소형 기기들에서 일부 적용되어 왔다. 하지만 대형 구조물중의 하나인 대형 디젤엔진에 동흡진기를 적용한 사례는 거의 없었으며 최근에 이르러 일본의 M사를 중심으로 많은 관심을¹⁶⁾ 갖게 되었으며 유사한 디젤발전소에 적용한 사례도 있다.

본 논문에서는 이러한 동흡진기를 이용한 저속 2행정 디젤엔진의 본체진동 제어 가능성을 이론적으로 검토하고, 비교적 진동제어 효과가 큰 육상 디젤발전소용 엔진의 X-모드진동을 제어하기 위한 동흡진기를 설계 제작하여 엔진에 부착하였다. 그리고 엔진의 공장 시운전과 육상 발전소에서의 진동계측을 통해서 이 방법에 대한 신뢰성과 타당성을 확인하였다.

2. 엔진본체 진동의 이론적인 검토

엔진의 본체진동은 Fig. 1과 같이 세 가지 유형으로 구분할 수 있다. H-모드 진동은 주로 7실린더 이하의 엔진에서 일어나며, X-모드 진동은 8실린더 이상의 엔진에서 일어난다. L-모드 진동은 실린더 수와 관계없이 추진축계의 종진동 및 종·비틀림 연성진동에 의한 추력 변동력에 의해서 일어난다. 우선 동흡진기는 추진축의 공진점이 엔진 사용범위 내에 있을 경우 효과적이며, 따라서 H, X-모드 진동을 제어하기 위하여 적합하다. 일반적으로 L-모드 진동은 엔진 자체의 고유진동수가 높아 엔진 상용회전수에서의 공진 가능성이 희박하지만 이 기진력에 의해서 2차 진동이 발생하는 대상물을(예: 대형 컨테이너선의 선체상부구조) 제어하기에 적합하다.

동흡진기를 설계하기 위하여 Fig. 2와 같이 복잡한 엔진의 진동계를 1질점계의 등가질량으로 치환하는 것이 편리하다. 이를 위하여 엔진을 FEM¹⁷⁾ 해석 또는 유사 엔진의 진동계측 자료를 이용하여 엔

진의 질점 에서 진동 모드를 구하고 식(1)을 이용하여 H, X, L-모드 진동의 등가질량을 구할 수 있다.¹⁷⁾¹⁸⁾ 유사한 방법으로 등가감쇠(C_e), 등가강성(R_e)을 구할 수 있다.

$$m_e = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} \cdot l_{ij}^2 \tag{1}$$

m_e : 등가질량, m_{ij} : 질점 ij 의 질량
 l_{ij} : 질점의 ij 진동 모드

엔진에서 발생하는 H, X-모멘트는 실린더 연소압력과 피스톤 및 크랭크축의 왕복관성력을 고려한 접선방향의 하모닉 계수를 이용하여 엔진의 회전수 및 부하별로 구한다. 그리고 H, X-모드 진동을 위해서 각각 크랭크축의 회전반경(r), 동흡진기가 설치되어 있는 축방향 거리(l) 등을 고려하여 적용하면 된다. L-모드 진동은 추력변동력과 진동모드를 고려하여 적용하면 된다. 이러한 과정을 통해서 엔진을 하나의 등가 질량계로 치환할 수 있으며 이를 정리하면 식(2)와 같다.

$$m_e \ddot{x}_e + c_e \dot{x}_e + k_e x_e = F_{ek} \sin(k\omega t + a_k) \tag{2}$$

F_{ek} : k 차의 기진력, ω : 각진동수
 a_k : k 차 기진력의 위상각

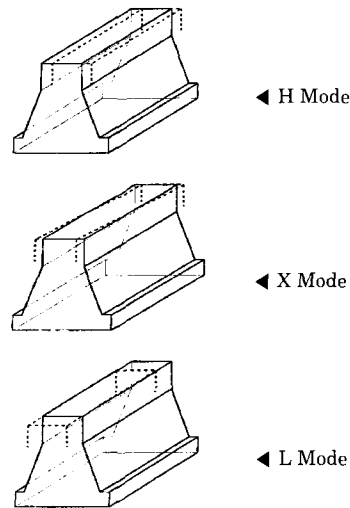


Fig. 1 H, X and L-mode vibrations of two stroke low speed diesel engine

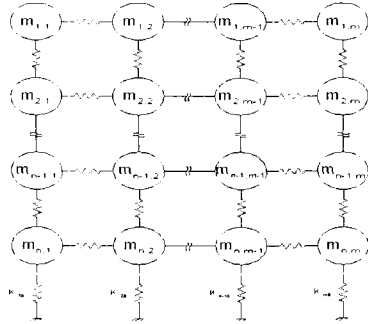


Fig. 2 Lumped masses of diesel engine and foundation

3. 엔진 본체진동을 위한 동흡진기 설계

엔진의 1절점 등가계에 동흡진기가 부착되어 있는 단순 2자유도 진동계는 Fig. 3과 같다. 계산상 편의를 위하여 동흡진기에 내부에 설치된 스프링의 히스테리 감쇠와 엔진을 지지하고 있는 기초부의 절대 감쇠를 무시하면 운동방정식은 식(3),(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$m_d \ddot{x}_d + k_d(x_d - x_e) = 0 \tag{3}$$

$$m_e \ddot{x}_e + k_d(x_e - x_d) + k_e x_e = F_{ek} \sin(k\omega t + \alpha_k) \tag{4}$$

식 (3),(4)의 해를 구하면 엔진과 동흡진기의 진동 진폭은 식 (5),(6)과 같으며, 동흡진기는 엔진의 고유진동수와 동일한 고유진동수를 가져야 하므로 w_d 는 식(7)을 만족해야 한다. 또한 동흡진기와 엔진의 등가질량비 μ 를 식(8)과 같이 놓으면 엔진의 진동진폭 x_e 는 식(9)와 같이 정리되어 진다.

$$x_e = \frac{\frac{F_{ek}}{m_e} (\frac{k_d}{m_d} - w^2)}{(\frac{k_d + k_e}{m_e} - w^2) (\frac{k_d}{m_d} - w^2) - \frac{k_d^2}{m_d m_e}} \tag{5}$$

$$x_e = \frac{\frac{k_d}{m_d}}{\frac{k_d}{m_d} - w^2} \cdot x_e \tag{6}$$

$$w_d = \frac{k_d}{m_d} = \frac{k_e}{m_d} \tag{7}$$

$$\mu = \frac{m_d}{m_e} = \frac{k_d}{k_e} \tag{8}$$

$$x_e = \frac{\frac{F_{ek}}{m_e} (1 - (\frac{w}{w_d})^2)}{((\frac{w}{w_d})^2)^2 - (2 + \mu) (\frac{w}{w_d})^2 + 1} \tag{9}$$

본 논문에서는 육상 디젤발전소용 엔진의 X-모드 진동제어를 연구 대상으로 하였으며 엔진 및 발전기의 주요 요목은 Table 1과 같다. 또한 100% 부하 조건시 발전기 동조회전수에서의 X-모멘트는 Table 2와 같다. 초기 설계단계에서 이론적으로 검토하기 위하여 엔진의 동조회전수인 103.4 rpm에서 6차 공진이 일어난다고 가정하고, 등가 질량비 μ 가 1/15, 1/30, 1/60, 1/120 인 4가지 경우를 고려하였다. 계산과정에서는 엔진을 지지하고 있는 발전소 지반의 절대감쇠, 동흡진기 내 스프링의 히스테리 감쇠, 회전수 및 엔진의 부하상태(Full load)에 따른 X-모멘트를 실제 운전조건에 맞추어서 적용하였다. 이때 동흡진기 및 엔진의 진동 진폭은 Fig. 4, 5와 같으며, 진동의 6차 피크점은 동흡진기가 클수록 발전기의 동조회전수를 진후하여 벌어지게 된다. 따라서 동흡진기가 클수록 진동제어 효과가 크지만 동흡진기는 엔진의 운전범위, 주진동계인 엔진 본체진동의 고유진동수, 엔진에 부착할 수 있는 공간 등을 고려하여 결정하게 된다.

본 연구 대상에서는 이러한 조건들을 만족하는 $\mu = 1/60$ 로 동흡진기를 제작하여 엔진 전후 실린더 프레임에 각각 설치하였으며 이의 주요 요목과 개략도는 각각 Table 2 및 Fig. 6에 보인다. 또한 동흡진기 내부를 접도가 높은 오일로 채울 경우 튜

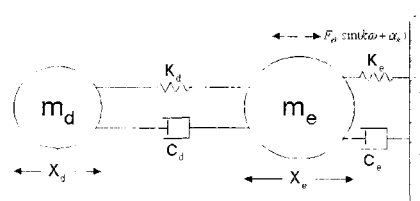


Fig. 3 Vibration model of dynamic vibration absorber(DVA) attached to diesel engine

닝 댐퍼로 사용할 수 있다. 따라서 이러한 감쇠효과를 확인하기 위하여 이론적인 최적감쇠⁶⁾와 감쇠계수를 바꾸어가면서 시뮬레이션을 수행하였으며 이 결과들을 Fig. 7, 8에 보인다. 육상 디젤 발전소와 같이 동조회전수에서 주로 운전할 경우 감쇠로 인하여 오히려 진동이 증가하지만, 선박용 엔진과 같이 광범위한 범위를 운전하는 경우에는 감쇠력이 필요하다. 이때 진동진폭은 공진이 일어나는 MCR(maximum continuous rating)에서 약 1/5

Table 1 Specification of the 9K80MC-S power stationary engine.

Engine	Type	9K80MC-S
	Cy.bore × stroke	800 × 2,300 mm
	Power	41,670bhp
	Synch. speed	013.4rpm
	Pmi	18.2 bar
	Reciproc. mass	12,381 kg/chl
	Firing order	1-6-7-3-5-8-2-4-7
	Conn. ratio(r/l)	0.394
	No. of cylinder	9 ea
	Idling speed	50 rpm
	Dia of crk. shaft	872 mm
	Torsional damper	Holset 2770 X 460
Generator	Weight	983 ton(dry)
	Dia of rotor	8,856 mm
	Min. dia of shaft	870 mm
	M.O.I (rotor)	3,200 T · m ²
	Weight(rotor)	288 Ton
	No. of poles	58

Table 2 X-moment of 9K80MC-S engine at 100% load and 103.4 rpm

Order	X-moment (kN·m)	Phase angle (deg.)
1	413.6	132.5
2	39.2	134.0
3	1301.1	165.9
4	963.0	151.2
5	788.4	165.6
6	1733.6	116.0
7	75.2	14.4
8	37.3	-156.8
9	28.9	127.9
10	13.9	46.8
11	8.8	-138.7
12	68.1	101.7

Table 3 Specification of dynamic vibration absorber for the 9K80MC-S engine

Total weight (kg)	4,000
Wgt of moving part (kg)	2,000
Size(Width × Height × Thickness) (mm)	1,351 × 1,340 × 427
Allowable max. displ. of spring (mm)	23
No. of spring	12
Tuning frequency(Hz)	10.34

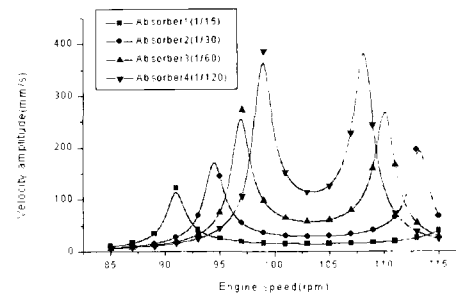


Fig. 4 6th order trans velocity amplitude of DVA(moving part)

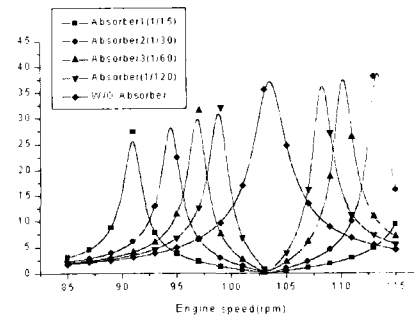


Fig. 5 6th order trans velocity amplitude of engine top-fore and aft

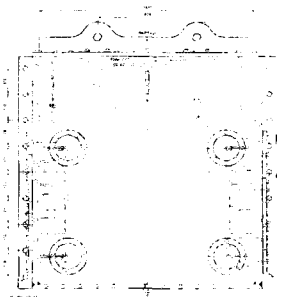


Fig. 6 Outline drawing of DVA for 9K80MC-S engine

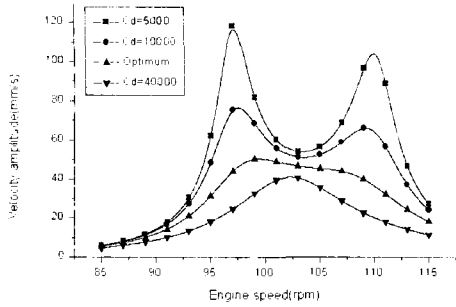


Fig. 7 6th order trans velocity amplitude of DVA(moving part)

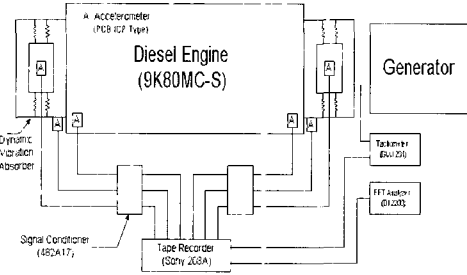


Fig. 10 Schematic diagram for DVA test on the diesel engine

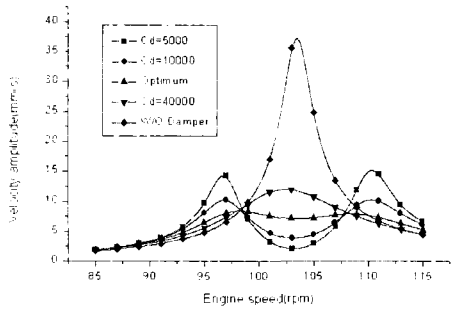


Fig. 8 6th order trans velocity amplitude of engine top-fore and aft with DVA

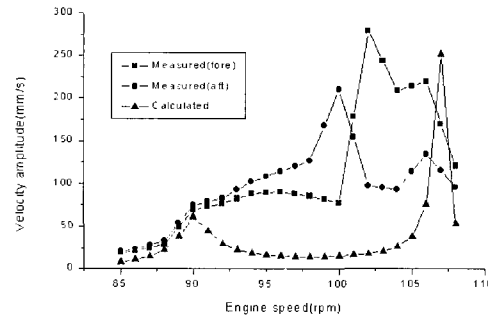


Fig. 11 6th order trans velocity amplitude of DVA(m. p.) with 25% load at shop

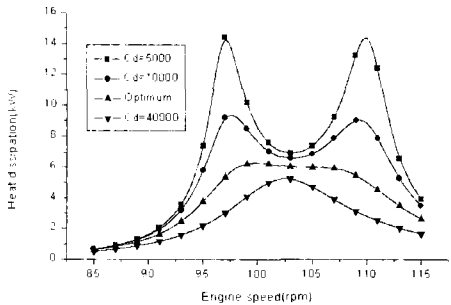


Fig. 9 Heat dissipation of DVA due to 6th order X-mode vibration

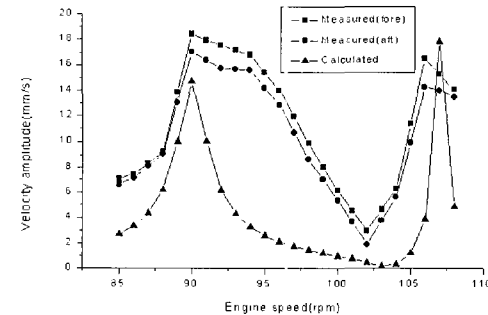


Fig. 12 6th order trans velocity amplitude of engine top-fore and aft with 25% load at shop

로 감소하여 제진 효과가 큼을 알 수 있다.

4. 엔진의 X-모드 진동의 측정 및 고찰

진동계측은 공장 시운전과 디젤발전소 현장에서 각각 수행하였으며, Fig. 10은 계측 장비 배치

도로서 엔진상부의 실린더 프레임, 동흡진기의 케이징 및 운동부에 가속도계를 부착하였다. 우선 공장 시운전시는 동흡진기에 스톱퍼(Stopper)를 설치하여 테스트 베드의 X-모드 진동의 강성을 확인하였다. Fig. 11, 12는 스톱퍼를 풀고 엔진부하를 25%로 유지하면서 동흡진기 운동부와 케이징에

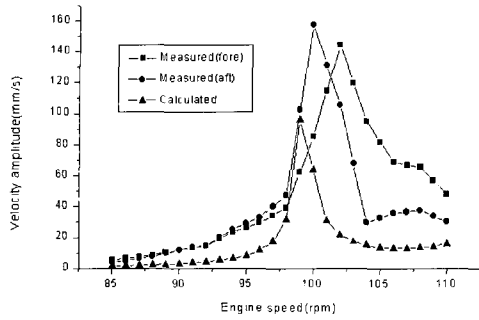


Fig. 13 6th order trans velocity amp. of DVA (m. p.) without load on the power plant

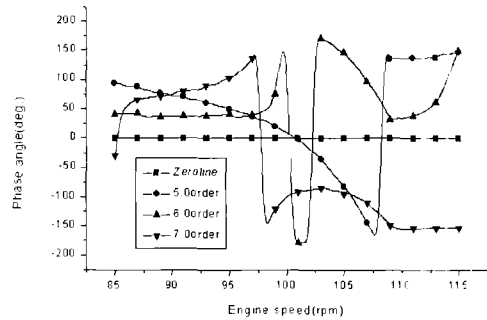


Fig. 16 Phase angle of DVA (m.p.) with 100% Load on the power plant

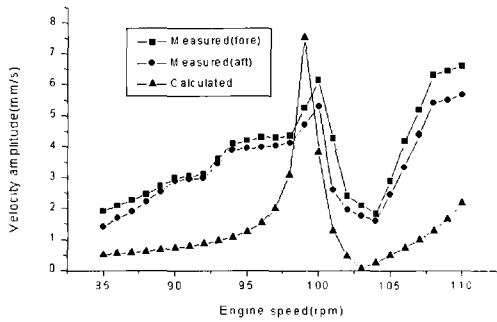


Fig. 14 6th order trans velocity amplitude of engine top-fore and aft without load on the power plant

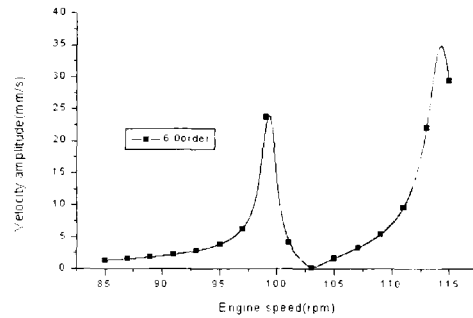


Fig. 17 Velocity amplitude of engine top-fore and aft

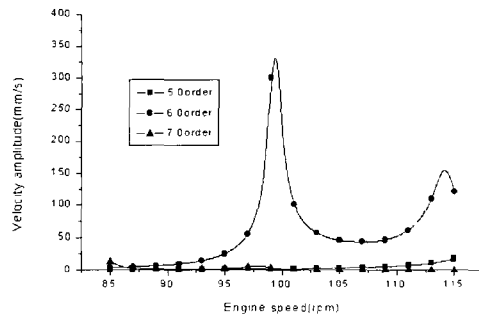


Fig. 15 Velocity amplitude of DVA (m.p.) with 100% Load on the power plant.

Table 4 6th order X-mode vibration of engine at 103.4 rpm

Load(%)	Engine cyl frame-fore(mm/s)	DVA moving part(mm/s)
0	1.64	64.09
20	2.25	69.72
40	2.60	76.57
60	6.81	96.25
80	7.60	123.33
100	8.89	179.22
110	6.14	174.56

서 계측한 결과로 엔진의 X-모드 진동은 90, 106 rpm에서 6차 공진이 발생하였다. 하지만 육상 디젤발전소에서는 현지 사정상 스톱퍼를 채워서 지반의 강성을 확인할 수가 없었다. 따라서 유사 발전플랜트의 진동계측결과를¹²⁾ 이용하여 진동계산을 수행하였으며, Fig. 13, 14는 발전기의 부하 없이 계측자료와 비교한 결과다. 또한 Fig. 15 ~ 17은

전부하(full load) 상태에서 이론적으로 계산한 결과이며 Table 4는 발전기 동조회전수에서 부하별로 계측한 결과다. 이들 결과로부터 진동의 공진점에서는 이론적인 시뮬레이션 결과와 계측결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 그러나 비공진 영역에서는 실린더간의 불균등한 부하에 의한 H-모멘트와 축계의 비틀림진동 영향을

받아 계산 값과 큰 차이를 보여주고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 동흡진기를 이용하여 대형 저속 2행정 디젤엔진의 본체진동 제어가 가능한지 이론적으로 검토하였다. 그리고 비교적 등가질량이 작고 사용 회전수가 고정되어 있는 육상용 디젤발전소에 적용된 9K80MC-S 엔진의 X-모드 진동을 모델로 하여 동흡진기를 설계 제작하여 진동을 제어하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

1) 동흡진기 설계를 위하여 복잡한 대형 디젤 엔진을 1자유도의 등가질량계로 치환하여 진동 계산을 수행하였으며, 공진점에서는 예측결과와 비교적 잘 일치하였다. 그러나 비 공진 영역에서는 실린더간의 불균등한 부하에 의한 H-모멘트와 축계의 비틀림진동 영향을 받아 계산값과 일치하지 않았다.

2) 동흡진기를 이용한 진동제어는 주 진동계(엔진본체)의 등가질량이 작은 X-모드진동이 H-모드진동보다 효과적이며, 엔진의 사용범위 내에 주계의 공진점이 존재하지 않고 약간 벗어나 있어도 진동 제어가 가능함을 확인하였다.

3) 현재 설계된 동흡진기 내부에 엔진의 시스템 오일 또는 실리콘 유를 채워서 감쇠 기능을 갖는 댐퍼로 전환할 수 있다. 따라서 이론적인 시뮬레이션을 수행하여 진동 제어효과를 확인하였으며 차후 이와 관련된 연구도 수행할 예정이다.

참 고 문 헌

[1] D. C. Lee, B. W. Lee, U. K. Kim and H. J. Jeon, "X-mode vibration Vibration Controls of Large Two Stroke Low Speed Diesel Engin", APVC'97, pp151 - 156.

[2] D. C. Lee, Y. K. Kim, U. K. Kim and H. J. Jeon, "A study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with Paralleled Two stroke Low Speed Diesel engines", 22nd CIMAC Congress, 1998, pp1635 ~ 1648.

[3] D. C. Lee, B. W. Lee, U. K. Kim and H.J. Jeon, "Vibration Controls of Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container

Vessel", ISME'95, pp51 ~ 57.

[4] Soren O. Sloth, "Elimination of Ship Hull Vibration", ISME'95, pp58 ~ 61.

[5] M. Otu., J. Aoki and K. Sugira, "Application of Dynamic Dampers to Slow Speed Diesel for Power Plant", J. of M.E.S.J Vol.28 No.1, 1993, pp.58 ~ 61.

[6] 한국선급, 선박 진동·소음 제어지침, 1997, pp 344 ~ 351.

[7] 이돈출, 유정대, 김정렬, "부등간격 크랭크 배치각에 의한 디젤발전소 축계의 비틀림진동 제어", 한국소음진동공학회지, 제10권 제4호, 2000, pp655 ~ 661.

[8] Hyundai heavy industries Engine and machinery division, Dynamic Characteristics and Performance of Tuning Torsional Vibration Damper for Hyundai-MAN B&W Two Stroke Low Speed Diesel Engine, MAN B&W Diesel A/S Meeting of Licensees, 1993.

저 자 소 개



이돈출 (李敦出)

1959년 1월생. 1981년 전남대학교 기계공학과 졸업(학사). 1995년 한국해양대학교 기계공학과졸업(박사) 1983년 7월~1999년 2월 현대중공업 엔진·기계사업본부 근무. 1999년 3월~현재 목포해양대학교 기관시스템공학부 조교수.



유정대 (兪正大)

1972년 2월생. 1996년 8월 서울대학교 기계설계학과 졸업. 2002년 8월 한국해양대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1996년~현재 현대중공업 (주)엔진 개발부 근무.



김정렬 (金正烈)

1961년 9월생. 1983년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1985년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(공학석사). 1998년 일본名古屋(나고야)대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사). 1988년 8월~1993년 2월 현대중공업 엔진사업부 근무. 1993년 3월~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 부교수.