

대형 디젤 엔진의 진동/건전성 해석

Vibration/Structural-Integrity Analysis for Large Diesel Engines

박종포

(E-mail: jppark@doosanheavy.com)

두산중공업(주) 기술연구원

1. 서론

최근의 대형 디젤 엔진은 고성능, 고효율 및 제작비용 절감 등의 요구에 따른 경량화, 유연화 추세로 설계되고 있는 한편, 엔진 자체에서 발생하는 고유의 큰 기진력 (가스폭발력, 왕복동 관성력, 각종 우력) 때문에 항상 진동 문제에 노출되어 있다.

본 논문은 이러한 대형 디젤 엔진에서의 구조 및 축계 진동/건전성 해석 방법을 7K60MC-S (Table 1 참조) 형식의 내연 발전용 엔진을 예로 들어 설명하고자 한다. 지반을 포함한 기초 및 엔진-발전기 시스템의 구조 진동, 엔진 크랭크축 및 발전기 축계의 연성 종진동 및 비틀림 진동 문제를 차례로 다룬다.⁽¹⁻⁶⁾

다. 반면에 내연 발전용 엔진은 사용 회전수가 발전기의 극수와 전원 주파수에 따라 결정되며, 내연 발전용 엔진의 부하 특성은 Fig. 1에서와 같이 연속 최대 회전수 부근에서 결정된다.⁽¹⁻²⁾

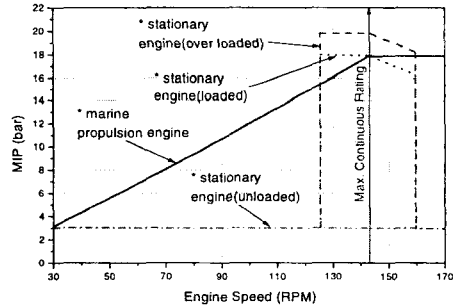


Fig. 1 Load characteristic curves of diesel engines

Table 1. Specifications of 7K60MC-S engine

Engine type	HANJUNG MAN B&W 7K60MC-S
Output at M.C.R	18,000 BHP (142.9 RPM)
Bore diameter	600 mm
Stroke	1,650 mm
No. of cylinder	7
M.I.P	18.0 bar
Weight	380 ton

내연 발전용 엔진 시스템에서 구조 진동을 심하게 발생시키는 대표적인 기진력으로는 H-우력 및 X-우력을 들 수 있다. Fig. 2는 본 논문에서 다루는 7 실린더 엔진에서 3차 및 4차 X-우력과 실린더 수의 정수배 차수의 H-우력의 기진력이 크게 발생하는 메카니즘을 보여주고 있다. 그리고, 엔진의 구조 진동 모드는 엔진 몸체가 좌우로 굽는 형태의 H-모드, 엔진의 가운데 실린더의 수직선을 기준으로 비틀리는 형태의 X-모드 및 엔진 몸체가 전후로 굽는 L-모드가 있다.

2 엔진 및 기초의 구조 진동 해석⁽³⁾

대형 저속 디젤엔진의 일반적인 용도는 크게 대형 선박의 추진용과 내연 발전소의 발전기 구동용으로 나눌 수 있다. Fig. 1은 각 엔진의 부하 특성을 평균 지시압력(Mean Indicated Pressure, MIP)으로 나타낸 것이다. 선박용 엔진은 사용 회전수범위가 넓으며, 회전수에 따라 엔진의 출력이 변하므로 전 구간에 대한 비틀림진동 응답이 중요시 된

선박용 엔진에서 이들 기진력에 의해 엔진 구조 진동이 심할 경우 엔진 프레임과 선체 사이에 톱 브레이싱(top bracing)을 설치하여 손쉽게 진동을 제어할 수 있지만, 내연 발전용 시스템은 그 구조상 엔진 주변에 톱 브레이싱을 설치할 수가 없으므로 설계 초기부터 지반을 포함한 기초 및 엔진으로 구

성되는 전체 시스템의 구조 진동 해석과 제어에 세심한 주의를 요한다.

엔진 구조 건전성 및 피로 수명 조건을 만족하기 위해서는 내연 발전 엔진 시스템의 경우 이들 우력과 진동 모드와의 구조 공진을 회피할 수 있는 설계는 물론이고, 구조물의 진동치가 설계 허용치 이내로 만족할 수 있도록 시스템 설계 또는 이들 H-우력 또는 X-우력을 상쇄시킬 수 있는 전동형 보상기 설치 등으로 진동 제어를 해야 한다.

이 단원에서는 내연 발전용 대형 저속 2행정 디젤 엔진, 발전기와 지반을 포함한 콘크리트 기초로 구성되는 내연 발전 엔진 시스템의 구조 진동 해석을 위한 시스템 모델링, 엔진에서 유발되는 기진력 및 엔진 구조와 기초의 동특성 계수를 규명하고, 해석 결과를 실측치와 비교 검토한다.

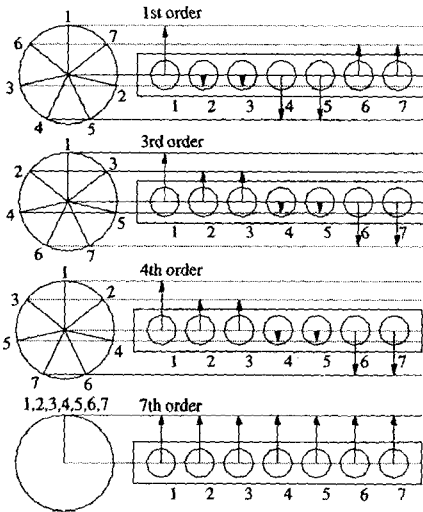


Fig. 2 Phase plots of harmonic orders for a 7 cylinder engine

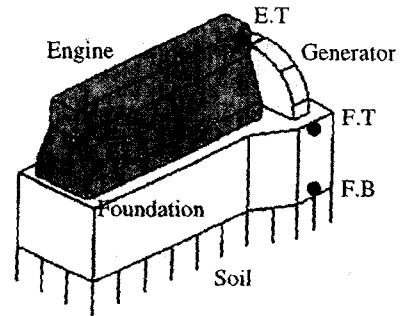
2.1 해석 모델 및 지배 방정식

Fig. 3(a)와 같이 엔진, 발전기 및 지반을 포함하는 기초로 구성된 내연 발전 시스템의 진동 해석을 위하여 Fig. 3(b)와 같이 상단부의 엔진 몸체는 등가 질량을 가진 강체로, 하단부는 기초와 발전기를 포함하는 등가 강체로 하여 수평, rocking 및 비틀림 진동을 하는 질량-댐퍼-스프링 모델로 단순화시켰다.

단순화된 해석 모델은 기초와 지반사이의 회전 변위 θ_1 , 엔진 몸체와 기초사이의 상대 회전 변위 θ_2 , 기초의 rocking 회전 변위 θ_3 , 기초와 지반사이의 수평방향 변위 y_1 , 그리고 엔진 몸체와 기초사이의 상대 수평방향 변위 y_2 등 모두 5 자유도를 갖게 된다.

시스템의 해석 모델로부터 강체의 운동에너지, 위치에너지 및 소멸함수를 구하여 Lagrange 방정식에 대입하여 정리하면 식 (1)의 지배 방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 &(I_{1v} + I_{2v} + m_2 e^2) \ddot{\theta}_1 + I_{2v} \ddot{\theta}_2 + m_2 e (h+r) \ddot{\theta}_3 \\
 &+ m_2 e \ddot{y}_1 + m_2 e \ddot{y}_2 + c_{11} \dot{\theta}_1 + k_{11} \theta_1 = 0 \\
 &I_{2v} \ddot{\theta}_1 + I_{2v} \ddot{\theta}_2 + c_{12} \dot{\theta}_2 + k_{12} \theta_2 = 0 \\
 &m_2 e (h+r) \ddot{\theta}_1 + [I_{1h} + m_3 r^2 + I_{2h} + m_2 (h+r)^2] \ddot{\theta}_3 \\
 &+ [m_1 r + m_2 (h+r)] \ddot{y}_1 + m_2 (h+r) \ddot{y}_2 + (c_1 r^2 + c_{13}) \dot{\theta}_3 \\
 &+ c_1 r \dot{y}_1 + (k_1 r^2 + k_{13}) \theta_3 + k_1 r y_1 = 0 \\
 &m_2 e \ddot{\theta}_1 + (m_1 r + m_2 (h+r)) \ddot{\theta}_3 + (m_1 + m_2) \ddot{y}_1 \\
 &+ m_2 \ddot{y}_2 + c_1 r \dot{\theta}_3 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 r \theta_3 + k_1 y_1 = 0 \\
 &m_2 e \ddot{\theta}_1 + m_2 (h+r) \ddot{\theta}_3 + m_2 \ddot{y}_1 + m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$



E.T: Engine top F.T: Foundation top
F.B: Foundation bottom
(a)

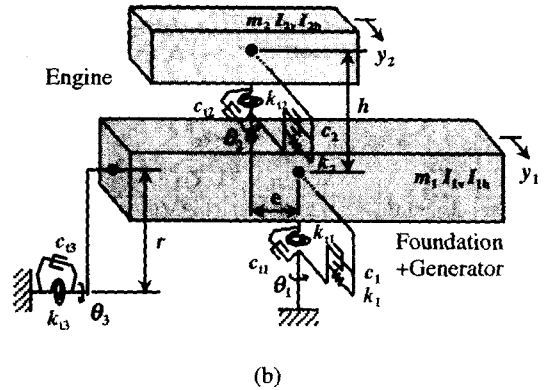


Fig. 3 System model for vibration analysis

2.2 기진력 및 동특성 계수 규명

서두에서 언급했듯이 7K60MC-S 엔진에서 발생하는 구조 진동의 주된 기진력은 3, 4차의 X-우력 및 7차의 H-우력이고, 구조 진동 모드 또한 H- 및 X-모드이므로, 구조 진동 특성은 이들 우력에 의해

거의 지배된다. 기진력 및 각종 우력 계산 방법은 참고 문헌 [3]에 자세히 기술되어 있다.

엔진 구조의 강성계수를 규명하기 위하여 유한요소 모델링과 해석을 수행하였다. Fig. 4의 유한요소 모델은 6 자유도를 갖는 4개의 노드로 이루어진 쉘 요소와 8개의 노드로 이루어진 3차원 입방요소를 병용하여 구성하였으며, 사용된 전체 노드수는 12,831개, 요소수는 9,886개였다.

정적인 힘과 모멘트를 유한요소 모델에 가하여 변위를 구한 후 엔진 구조의 강성계수를 계산하였다. 그리고, 엔진의 등가 질량 및 2차 관성 모멘트는 Fig. 4와 같이 상용 S/W를 이용하여 유한요소 모델을 모드 해석하여 구한 H- 및 X-모드의 고유진동수와 앞서 구한 강성계수를 이용하여 계산하였다. 엔진 구조의 감쇠계수는 진동 주파수에 비례하는 값을 갖는 절대 감쇠 형태로 주어지고, 그 값은 경험적인 것을 사용하였다.

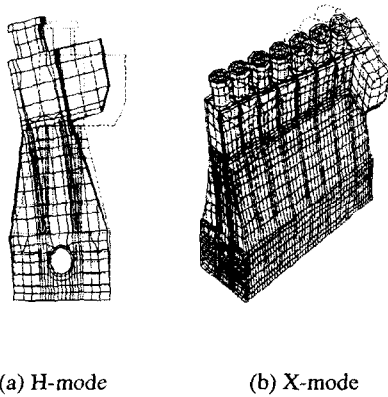


Fig. 4 Vibration modes of finite element models

기초는 그 형식에 따라 다양하게 구분될 수 있으나 지반공학적인 측면에서는 주로 얇은 기초와 깊은 기초로 구분되며, 이 때 기초의 형식에 따라 적용되는 해석 방법이 서로 다르다.

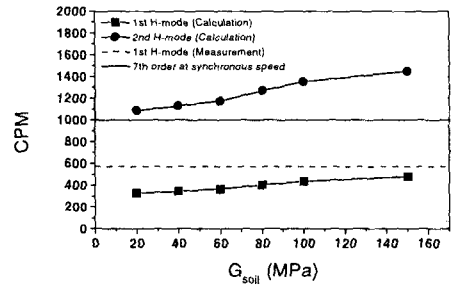
본 논문에서는 탄성 반무한체 이론을 이용하여 깊은 기초에 대하여 각 진동방향의 강성계수와 감쇠계수를 구하여 진동 해석에 사용하였다.⁽³⁾

2.3 해석 및 측정 결과

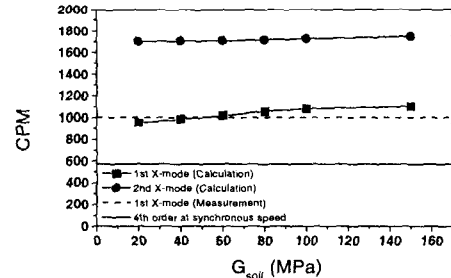
식 (1)의 운동 방정식과 앞에서 규명한 동특성 계수 및 기진력을 이용하여 시스템의 자유진동 해석 및 기계적 임피던스 방법을 이용한 정상상태의 강제진동 해석을 수행하였다. 정확히 예측하기에는 불확실성이 많은 지반의 전단계수(G_{soil})를 변화시키면서 해석 하였고, Fig. 5와 Table 2는 그 결과를 보여준다.

Fig. 5에서 시스템의 H- 및 X-모드의 고유진동수 계산치와 H-우력의 7차 성분과 X-우력의 4차 성분과는 주파수 분리여유가 있어 구조 공진 발생은 없을 것으로 예측할 수 있었고, 측정치 또한 이를 잘 뒷받침한다.

Fig. 6은 무부하 상태에서 엔진의 회전수 변화에 따른 기초 상단부에서의 진동 신호의 차수추적 선도이며, A점의 진동 피크는 H-우력의 7차 성분과 시스템의 H-모드(573 cpm)에 의한 구조 공진, B점의 진동 피크는 축계에 작용하는 7차 기진력과 축계의 비틀 모드(1,000 cpm)에 의한 축계 비틀 공진의 영향이다. C점에서는 큰 진동 피크를 볼 수 없는데 이는 관측된 X-모드의 고유진동수가 1,003 cpm이고,



(a) H-mode



(b) X-mode

Fig. 5 Natural frequencies of H- and X-modes

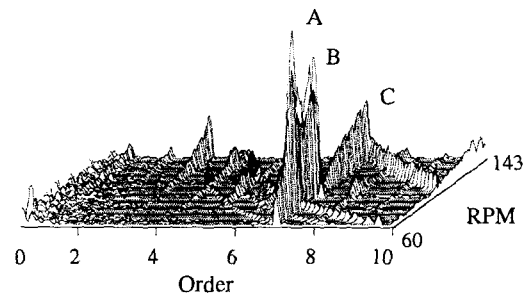


Fig. 6 Order tracking plot of structural vibration at foundation top

H-우력의 7차 성분은 X형 진동 모드를 거의 가진 하지 않기 때문이다. 그리고 2차 H- 및 X-모드의 계측을 위해서는 오버 스피드 시험이 요구되나 현장 여건상 불가능하였다.

정상 운전 시 엔진과 기초의 강제진동 해석결과와 각 위치별 계측치를 Table 2에 나타내었다. 계산치와 측정치가 다소 차이를 보이는데, 이는 간략화 한 진동 해석 모델과 규명한 동특성 계수 등에서의 오차와 엔진 운전시 엔진에 부착된 터보차저, 펌프, 배기관, 주번기기 등의 가동에 의한 영향으로 보인다. 계산치와 측정치 모두 엔진의 진동 허용기준치(25mm/s,0-P)를 만족함을 알 수 있다.

Table 2. Vibration values of system(unit: mm/s,0-P)

(a) 4th order vibration

	Gsoil (MPa)	Position		
		E.T	F.T	F.B
Calculations	20	7.14	0.10	0.11
	40	7.15	0.07	0.07
	60	7.15	0.05	0.05
	80	7.15	0.04	0.04
	100	7.15	0.03	0.03
	150	7.15	0.02	0.03
Measurements	-	10.0	1.29	0.58

(b) 7th order vibration

	Gsoil (MPa)	Position		
		E.T	F.T	F.B
Calculations	20	18.5	7.59	5.10
	40	15.6	4.98	3.28
	60	14.8	4.08	2.76
	80	11.9	2.99	2.09
	100	10.0	2.35	1.69
	150	8.59	1.86	1.37
Measurements	-	10.6	1.64	0.78

3. 엔진 축계 연성 종진동 해석⁽⁵⁾

대형 저속 디젤엔진 축계의 건전성에 비틀림진동과 함께 종진동이 많은 영향을 미친다. 엔진 축계에서의 종진동은 내부적으로는 굽힘 응력에 의한 크랭크 스톱우 필렛(fillet) 부위에 균열을 발생시키거나, 스러스트 베어링의 이상마멸 등의 원인으로 작용한다. 엔진 축계에서의 종진동은 발전기 회전자 다이아프레임부의 우산효과(umbrella effect)에 의한 피로 파손 문제를 일으킬 수 있다. 또한, 종진동은 엔진 구조물 및 엔진을 고정하는 기초와 인접 구조물의 가진원으로 작용하여 주위 구조물

의 진동 문제를 발생시키기도 한다. 이러한 이유로 내연 발전용 엔진-발전기 축계의 종방향 진동기준치는 선박용 엔진 축계보다 엄격하게 규제된다.

저속 대형 디젤엔진 축계에서의 종진동은 가스 폭발력과 왕복동 관성력의 반경 방향 성분에 의한 크랭크 스톱우의 호흡작용(breathing effect)으로 인하여 발생된다. 또한, 비틀림진동의 영향으로 종진동이 발생하며, Fig.7과 같이 비틀림진동의 공진점과 비틀림진동에 의한 종진동의 공진점은 서로 일치하게 된다. 반면에 종진동은 비틀림진동에 거의 영향을 미치지 않는다. 비틀림진동을 연성 시키지 않고 종진동만을 계산하면 실제 측정치와는 달리 Fig. 7의 (b)와 같이 잘못된 계산결과를 초래한다.

엔진 축계의 진동계 모델링 과정에서 가장 중요한 것 중의 하나는 크랭크 축의 강성 계수를 규명하는 것이다. 크랭크 축의 강성 계수를 규명하는 방법에는 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 엔진 크랭크 스톱우를 유한 요소로 모델링한 후 정적 축약(static condensation)하는 방법을 이용하였다.

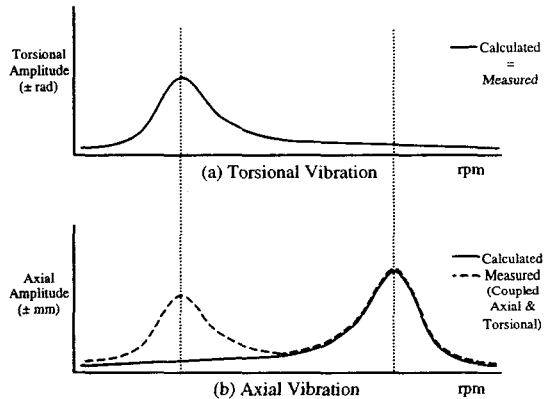


Fig. 7 Coupled vibration observation

3.1 종-비틀 연성 진동 모델링

엔진 크랭크 축의 강성계수를 구하기 위해 Fig.8과 같이 단일 크랭크 스톱우의 절반을 유한요소 모델링 하였다. 유한 요소해석에서 크랭크 핀과 메인저어널을 주자유도면으로 하는 3차원 연속체의 유한 요소 평형 방정식은 식(2)와 같다.

$$[S]\{\delta\} = \{F\} \quad (2)$$

여기서 베어링 지지부의 반력은 메인 저어널의 중심면에, 가스폭발력과 왕복동 관성력은 핀의 중심면에 있는 각각의 절점에 작용한다고 가정할 때, 절점 당 3자유도를 갖는 모든 절점의 자유도는 주자유도(master degree of freedom)와 부자유도(slave degree of freedom)로 나눌 수 있다. 여기서 외력은 주자유도에 대해서만 작용하고 부자유도에는 작용

하지 않는다. 식(2)을 주자유도와 부자유도로 나누면 식(3)과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} [S_{MM}] & [S_{MS}] \\ [S_{SM}] & [S_{SS}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\delta_M\} \\ \{\delta_S\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_M\} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(3)에서 부자유도는 다른 보 요소의 자유도와는 관계없이 요소 내의 주자유도로 표현이 가능하므로 유한 요소 모델에서 정적축약 이론을 적용하면 식(4)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} [S_M] \{\delta_M\} &= \{F_M\} \\ [S_M] &= [[S_{MM}] - [S_{MS}][S_{SS}]^{-1}[S_{SM}]] \end{aligned} \quad (4)$$

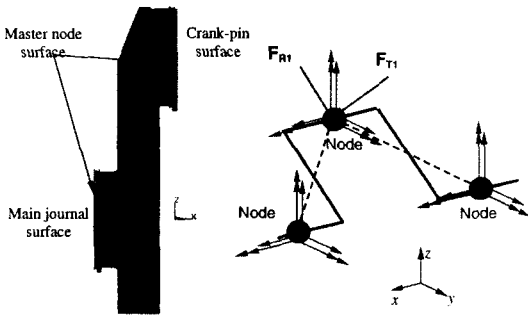


Fig. 8 Finite element model and lumped mass model of crank throws

여기서 $[S_M]$ 는 크랭크 핀 중심면과 메인 저어널 중심면에 대해 축약된 주자유도 강성행렬이 된다. 식(4)의 축약된 강성계수 행렬을 티모셴코 보 요소 이론을 적용하여 크랭크 핀 중심과 메인 저어널 중심의 두 점으로 각각 6자유도계의 강성행렬로 변환할 수 있다. 이를 식(3)~식(4)의 과정을 반복하여 관심 자유도인 4자유도(x, y, z, θ)의 행렬로 축약하고 나머지 절반의 크랭크 스톱에 대한 좌표계를 고려하면 단일 크랭크 스톱에 대한 강성행렬을 계산할 수 있다.

계산된 단일 크랭크 스톱의 강성행렬에 인접 크랭크 스톱의 배치각을 고려하여 전체 크랭크 축의 강성행렬을 계산할 수 있다.

Fig. 9 및 Fig. 10과 같이 24개의 집중질량 비틀림 진동 등가계와 종진동 등가계로 모델링 하였다. 실제 계산에서 크랭크 축은 4자유도계로 모델링 되었으며, 여기서는 y, z 자유도에 대한 모델링은 생략하였다.

강제진동을 해석에서의 가진력은 압력-부피 선도로부터 구한 가스 폭발력 (1~16차)과 왕복동 질량 관성력 (1~4차)의 접선력과 반경력의 조화성분으로 구성된다.

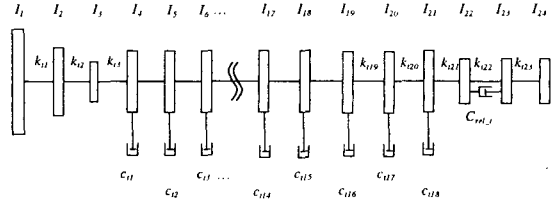


Fig. 9 Torsional vibration model for engine-generator shafting system

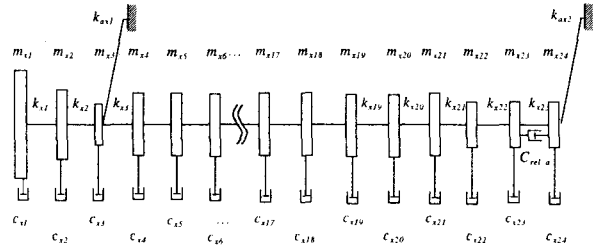


Fig. 10 Axial vibration model for engine-generator shafting system

3.2 지배 방정식

엔진 축계를 진동 등가계로 모델링 하였으며, 각 질점에 대한 관심 자유도를 크랭크 축은 4자유도계(x, y, z, θ)로, 나머지 부분은 2자유도(x, θ)의 진동 등가계로 치환하였다. 질점의 운동 방정식은 다음 식(5)와 같다.

$$\begin{cases} (m_{x1} - jc_{x1})\ddot{x}_1 + k_{x1}x_1 - k_{x1}x_2 = 0 \\ I_1\ddot{\theta}_1 + k_{\theta 1}\theta_1 - k_{\theta 1}\theta_2 = 0 \\ (m_{x2} - jc_{x2})\ddot{x}_2 + (k_{x1} + k_{x2})x_2 - k_{x1}x_1 - k_{x2}x_3 = 0 \\ I_2\ddot{\theta}_2 + (k_{\theta 1} + k_{\theta 2})\theta_2 - k_{\theta 1}\theta_1 - k_{\theta 2}\theta_3 = 0 \\ (m_{x3} - jc_{x3})\ddot{x}_3 + (k_{x2} + k_{x3} + k_{ax1})x_3 - k_{x2}x_2 - k_{x3}x_4 = 0 \\ I_3\ddot{\theta}_3 + (k_{\theta 2} + k_{\theta 3})\theta_3 - k_{\theta 2}\theta_2 - k_{\theta 3}\theta_4 = 0 \\ \vdots \\ (m_{x22} - jc_{x22})\ddot{x}_{22} + (k_{x21} + k_{x22})x_{22} - k_{x21}x_{21} - k_{x22}x_{23} = 0 \\ I_{22}\ddot{\theta}_{22} + c_{rel,a}\dot{\theta}_{22} - c_{rel,a}\dot{\theta}_{23} \\ \quad + (k_{\theta 21} + k_{\theta 22})\theta_{22} - k_{\theta 21}\theta_{21} - k_{\theta 22}\theta_{23} = 0 \\ (m_{x23} - jc_{x23})\ddot{x}_{23} + c_{rel,a}\dot{x}_{23} - c_{rel,a}\dot{x}_{24} \\ \quad + (k_{x22} + k_{x23})x_{23} - k_{x22}x_{22} - k_{x23}x_{24} = 0 \\ I_{23}\ddot{\theta}_{23} + c_{rel,a}\dot{\theta}_{23} - c_{rel,a}\dot{\theta}_{24} \\ \quad + (k_{\theta 22} + k_{\theta 23})\theta_{23} - k_{\theta 22}\theta_{22} - k_{\theta 23}\theta_{24} = 0 \\ (m_{x24} - jc_{x24})\ddot{x}_{24} + c_{rel,a}\dot{x}_{24} - c_{rel,a}\dot{x}_{23} \\ \quad + (k_{x23} + k_{ax2})x_{24} - k_{x23}x_{23} = 0 \\ I_{24}\ddot{\theta}_{24} + k_{\theta 23}\theta_{24} - k_{\theta 23}\theta_{23} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

식(5)에서 절대 감쇠는 $-2\rho M\omega$ 의 형태로 표현되며, 진동 각속도 ω 의 함수로 정의되어 강제 진동 응답 해석 시 해당 진동 각속도의 변화에 따라 그 값을 변화 시켜줘야 하는 불편함이 있다. 따라서 식(6)과 같이 2차 미분 항으로 근사화 시켜 질량 행렬화 한다.

$$c_{abr}\dot{x} \approx -2\rho M\omega \cdot j\omega e^{j\omega t} = j2\rho M\ddot{x} \quad (6)$$

식(5)의 운동 방정식을 행렬 형태로 표시하면 식(7)과 같다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (7)$$

식(7)은 모드 해석을 위해 식(8)과 같은 상태 공간 형태로 표현할 수 있다.

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = 0 \quad (8)$$

여기서,

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}, \quad [B] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}$$

식(6)으로 주어진 감쇠 항이 질량 항으로 근사화 되어 질량행렬이 복소수로 되므로 식(8)에서 시스템 행렬도 복소수로 된다. 시스템 행렬을 decoupled 대각행렬로 하기 위해서는 adjoint 고유치 문제를 해석해야 한다.

이렇게 해서 구해진 고유벡터와 adjoint벡터를 이용하여 시스템 행렬을 biorthonormalization 한 후, 모드 해석법으로 강제 진동응답을 구하였다.

3.3 연성 진동 해석결과

모드 해석을 통하여 엔진 축계의 중-비틀 연성 진동 고유치와 고유 벡터를 계산하였으며, 고유진동수를 Table 3에 나타내었다.

Table 3. Natural frequencies of coupled vibration.

Mode	Natural frequency(CPM)	
	AVD passive	AVD active
1 st	354.7	450.5
2 nd	669.3	680.0
3 rd	689.0	795.7

고유진동수 계산에 있어 종진동 댐퍼 지지대와 추력 베어링의 강성계수는 $2.7 \times 10^8 (N/m)$ 를 적용하였다. 또한 종진동 댐퍼 정상작동시의 감쇠값은 $3.8 \times 10^6 (Nm/sec)$ 를 적용하였으며, 비작동 시의 감쇠값은 0으로 계산하였다.

강제 진동계산에서의 가진력은 서론에서 언급한

바와 같이 엔진 실린더 내부의 가스 폭발력과 왕복 동부의 관성력을 접선력과 반경력의 조화 급수형태로 전개하고, 이를 크랭크 핀에 해당하는 등가계 질점의 y, z-자유도에 대입하여 강제진동 응답을 계산하였다. 내연 발전용 엔진은 부하 운전이 특정한 회전수에서 이루어지므로 본 논문에서는 강제진동 계산결과를 고유진동수 계산 결과와 비교하기 위하여 무부하 운전 시의 운전 특성을 적용하여 강제진동 응답을 계산하였다.

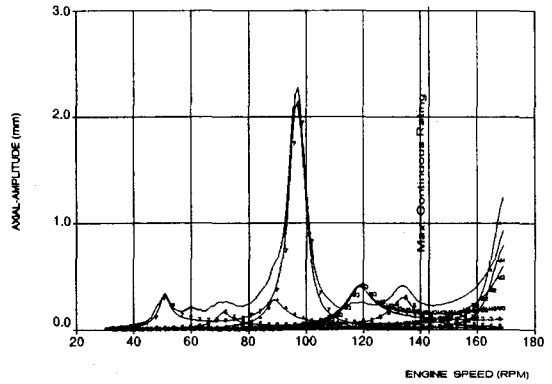


Fig. 11 Axial amplitudes of A.C. generator(AVD passive)

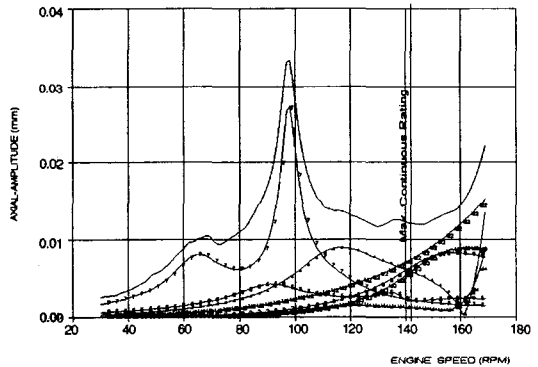


Fig. 12 Axial amplitudes of A.C. generator(AVD active)

Fig.11은 종진동 댐퍼 비작동 시의 계산결과를 나타낸다. 강제진동 계산결과를 Table 3의 자유진동 계산결과와 고유진동수와 비교하면 종진동의 2차 고유진동수(669.3CPM)와 비틀진동의 2차 고유진동수(689.0CPM)가 서로 근접하고 있으며, 이로 인하여 종진동 댐퍼 비작동 시 큰 종진동이 유발되고 있음을 알 수 있다.

Fig.12는 종진동 댐퍼가 정상 작동하는 경우의 엔진 축계 강제진동 계산 결과이다. Table 3에서 알 수 있듯이 종진동 댐퍼 작동 여부에 따라 고유진동

수가 크게 변하고 있으며, Fig.11과 Fig.12를 비교하면 종진동 댐퍼 비작동 시 98rpm부근에서 크게 발생하던 7차 종진동 성분이 댐퍼의 감쇠 작용에 의해 크기가 확연히 줄었음을 알 수 있다. 또한 원제작사에서 제시한 축 방향 진동 규제치인 0.9mm.p-p를 충분히 만족하고 있음을 알 수 있다.

본 연구를 통해 개발된 전산 프로그램은 차후 실측치와 해석치의 비교를 통하여 수정, 보완될 예정이다

4. 엔진 축계 비틀 진동 해석⁽⁶⁾

비틀진동 계산에서도 선박용 엔진과는 달리 정해진 회전수에서 엔진의 부하가 변동하는 특성을 충분히 고려해야 한다. 이를 위해 엔진의 부하를 무부하, 부하, 과부하 상태로 나누고, 계산 회전수 범위를 연속 최대회전수의 ± 10%로 설정하여 계산을 행한다.

본 단원에서는 내연 발전용 대형 2행정 저속 디젤 엔진-발전기 축계의 비틀 진동 해석을 위한 수학적 모델링을 행하였으며, 해석결과를 실측치와 비교, 설계 조건 만족여부를 검토하였다.

4.1 비틀 진동 해석

해석 대상 모델인 7K60MC-S 엔진-발전기 축계의 비틀 진동을 계산하기 위해서 먼저 14 개의 집중질량 비틀 진동 등가계로 모델링 하였다.

엔진 크랭크의 강성계수는 크랭크 스로우 절반의 유한 요소 모델링과 정적 축약법을 이용하여 티모센코 보로 축약하여 구하였다.

강제진동 해석에서의 가진력은 압력-부피 선도로부터 구한 실린더 내부의 가스 폭발력 (1~16 차)과 왕복동 질량 관성력 (1~4 차)의 조화성분으로 구성된다.

축계에서 규명한 동특성계수와 가진력을 이용하여 자유진동해석은 모드 해석법, 강제진동해석은 전달 행렬법으로 각각 행하였다.

강제 진동의 계산은 각진동 주파수에 종속적인 감쇠항 때문에 반복계산이 필요하므로 본 프로그램에서는 계산 시간면에서 유리한 전달 행렬법을 사용하였다. 자세한 해석 방법은 참고문헌 [6]에 기술되어있다.

4.2 해석 및 실측치의 비교경토

내연 발전용 엔진 축계의 자유 진동과 강제 감쇠 비틀진동을 계산하였으며, 대상엔진의

사양은 Table 1과 같다. 대상 엔진 축계의 고유진동수 계산결과를 Table 4에 나타내었다.

Fig. 13은 엔진의 무부하 운전 중 회전수를 천천히 증가 시키면서 축계의 댐퍼 측 선단에 설치한 엔코더를 통해 얻어진 비틀진동 신호의 차수추적(order tracking) 캐스케이드 선도(cascade plot)를 보여준다. Fig. 14는 합성치와 7차 진동 성분의 계산결과와 측정결과를 비교한 것이다. 7차 진동 성분의 공진점이 약 1.8RPM (2.2%)의 근소한 오차를 보이고 있으며, 계산치와 측정치의 진동진폭은 7 차와 합성치 진동성분의 경향 및 크기가 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Table 4. Calculated natural frequencies

Modes	Natural frequencies	
	Hz	CPM
1 st	2.97	177.98
2 nd	11.73	703.90
3 rd	34.05	2042.95
4 th	57.78	3466.73

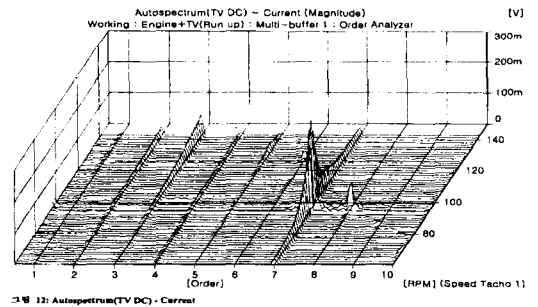


Fig. 13 Cascade plot of order tracking of torsional vibration at fore-end of crankshaft (damper side)

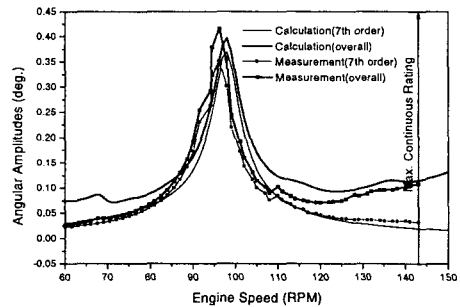


Fig. 14 Angular amplitudes of calculations and measurements

이상의 결과를 바탕으로 각 질점에서의 비틀림 진동 진폭과 엔진 축계의 각 부에 작용하는 진동 부가 응력을 계산하였다. 계산결과와 대표적인 경우로 엔진 운전 조건에 대해 엔진 축계 댐퍼 축선단에서의 비틀림 진동 진폭과 2 번과 3 번 실린더 사이의 크랭크 축에 작용하는 진동 부가 응력을 보인다.

4.3 강제 진동 해석결과 검토

(1)엔진 정상 운전시의 비틀림 진동

엔진의 정상 운전은 앞서 언급한 바와 같이 크게 3 가지로 나눌 수 있으며, 엔진 시동에서부터 발전기 부하 적용 전까지의 무부하 운전과 발전기 100% 부하 시의 운전 및 110% 과부하 운전 시의 엔진 축계의 비틀림 진동을 계산하였다.

Fig. 15는 엔진 무부하 운전 시에 대한 계산결과를 나타낸다. 98 RPM 부근에서 주위험 차수인 7 차 진동성분의 영향으로 합성진동 진폭이 다른 진동 성분에 비해 크게 발생하고, 진동 부가 응력도 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 그러나, 7 차 진동 성분의 공진점인 회전수는 엔진의 연속 운전 구역이 아니며, 비틀림 진동 댐퍼가 적용되어 있으므로 엔진 축계에 큰 영향이 없는 것으로 사료된다.

Fig. 16은 엔진 100% 부하, 정상운전 시의 계산결과를 나타낸다. 4 차 진동성분이 주로 크게 발생하고 있으며, 이의 영향으로 2 번과 3 번 실린더 사이의 크랭크 축에 작용하는 진동 부가 응력이 전 계산구간에서 평균적으로 28 N/mm^2 의 크기를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 17은 엔진 110% 부하 시에 대한 계산결과를 나타낸다. 100% 부하 시와 마찬가지로 4 차 진동 성분이 크게 영향을 미치고 있으며, 실린더 내부의 폭발압력 증가로 인한 가진력의 증가로 각종 진동 응답의 크기가 이전에 비해 증가한 것을 알 수 있다. 그리고, 축계에 진동 부가 응력이 모두 설계 요구 조건인 32 N/mm^2 이내이므로 축계는 구조적으로 건전하다고 판단되었다.

(2)엔진 비정상 운전 시의 비틀림 진동

엔진의 비정상 운전은 실린더 착화 실패와 실린더 별 불균일 폭발압력 등을 들 수 있다.

먼저 Fig. 18은 1 번 실린더 착화 실패 시의 비틀림 진동 계산결과를 나타낸다. 그 결과를 살펴보면 착화 실패의 영향으로 정상운전 시 연속 최대 회전수에서 약 0.25 도의 비틀림 진폭이 0.38 도로 증가하였으며, 진동 부가응력도 28 N/mm^2 에서 30

N/mm^2 로 증가했음을 알 수 있다.

Fig. 19는 실린더 내의 폭발압력 불균일 시의 비틀림 진동 계산결과를 나타낸다. 실린더 간 최대 0.5bar의 평균 지시압력 차이를 두고 1 번 실린더부터 순서대로 0.5, 0.25, -0.25, 0.5, -0.25, -0.25, -0.5 값을 적용하였다. 계산결과를 살펴 보면 실린더 간 불균일 착화에 대한 영향은 거의 없는 것으로 판단된다. 두 운전조건에서도 축계에 진동 부가 응력이 모두 설계 요구조건 이내이므로 축계는 구조적으로 건전하다고 판단되었다.

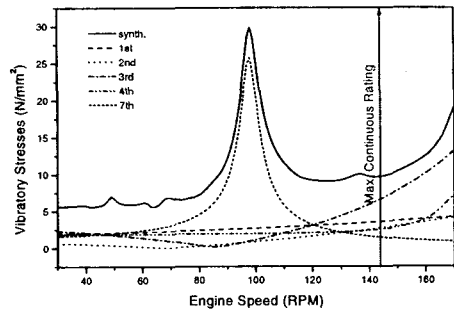


Fig. 15 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (unload)

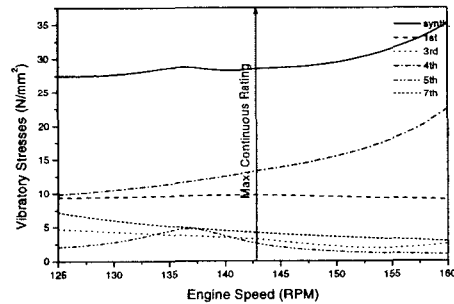


Fig. 16 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (100% load)

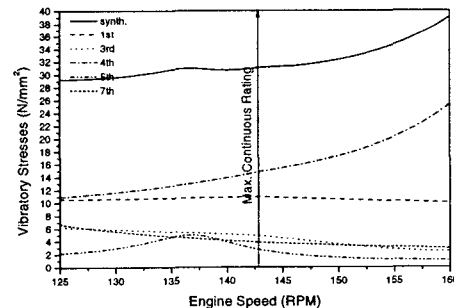


Fig. 17 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (110% load)

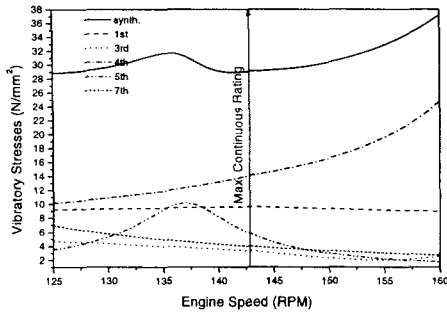


Fig. 18 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (No.1 cylinder mis-firing)

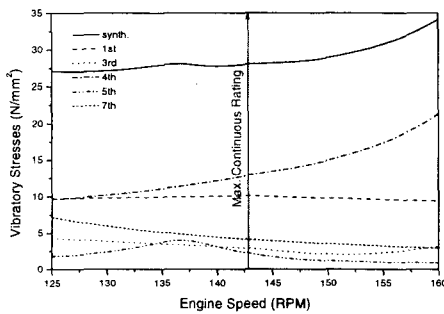


Fig. 19 Vibratory stresses at the shaft before No.3 cylinder (uneven firing)

5. 요약 및 결론

본 논문에서는 내연 발전용 대형 저속 2행정 디젤 엔진, 발전기와 지반을 포함한 콘크리트 기초로 구성되는 내연 발전 엔진 시스템의 구조 진동 해석을 위한 시스템 모델링, 엔진에서 유발되는 기진력 및 엔진 구조와 기초의 동특성 계수를 규명하고, 해석 결과를 실측치와 비교 검토하였다. 또한, 엔진-발전기 축계의 중-비틀 연성 진동 방정식을 유도 하였으며, 계산을 위해 필요한 크랭크 스로우의 강성계수를 유한요소해석 및 정적 축약 방법으로 구하였고, 이를 이용하여 강제진동 해석을 행하였다. 무부하 운전 시의 비틀진동 계산결과 및 부하 운전 시와 운전 조건에 따른 강제진동 해석결과를 실측치와 비교 검토하였고 서로 잘 일치함을 보였다.

참 고 문 헌

(1) J. Jenzer, 1996, "Dynamic Aspects in Diesel Power Plants with Two-Stroke Diesel Engines," Wartsila New Sulzer Diesel Technical Paper, pp. 1-28.

- (2) MAN B&W, 1996, "New Developments in Two-Stroke Low Speed Diesel Engines for Stationary Application," Proc. of MAN B&W Diesel Course 1996, pp.353-374.
- (3) 박종포, 신언탁, 2000, "발전용 대형 2행정 디젤 엔진 및 기초의 구조진동해석," 한국소음진동공학회지, 제10권 제3호, pp.493-499.
- (4) MAN B&W, 1998, "Coupled Axial and Torsional Vibration Calculation on Long-Stroke Diesel Engines," Proc. of Symposium of Engine Dynamics, pp. 185-196.
- (5) 박희주, 박종포, 2000, "내연 발전용 대형 디젤 엔진-발전기 축계의 중-비틀 연성진동 해석," 한국소음진동공학회 춘계학술대회 2000, pp. 1040~1045.
- (6) 박종포, 박희주, 2000, "발전용 대형 2행정 디젤 엔진의 비틀진동 해석," 대한기계학회, 제 24권 제10호, pp2529-2534.