

## 육상에 설치된 저속 7실린더 디젤엔진의 폭발 기진력 및 고진동 현상

High Vibration Phenomena due to Cylinder Explosion Pressure  
of Low-speed Diesel Engine with 7 Cylinders installed on Land

김 연 환† · 배 용 채\* · 배 춘 희\* · 이 영 신\*\*

Yeon-Wahn Kim, Yong-Chae Bae, Chun-Hee Bae and Young-Shin Lee

(2007년 6월 11일 접수 ; 2007년 8월 21일 심사완료)

**Key Words** : Low-speed Diesel Engine(저속 2행정 디젤엔진), Structural Vibration(구조 진동), Vibration Mode Shape(진동 모드 형상), Cylinder Explosion Pulsation(실린더 폭발 맥동), Resonance(공진)

### ABSTRACT

A 7K60MC-S low speed diesel engine in a power plant has frequently experienced high vibration since the unit completed construction works. Up to date, no fundamental vibration solutions were reached. Hence, several vibration tests and analyses were conducted to identify the root cause of this high vibration and to suggest the optimal countermeasures for diesel engine. The 9.25 Hz and 25.4 Hz vibrations have been observed on main body during operation. The magnitude of engine upper structural vibration is generally similar in horizontal transverse direction. However, differences in the 'Fore' and 'After' vibration magnitude with the same vibration phase angle at 9.25 Hz occur due to the explosion pulsations of 7 cylinders and the inertia momentum added by the SCR(selective catalytic reduction) duct system. It was analyzed that the excess structural vibration occurred when the natural frequency of engine body is affected by the exciting sources due to the explosion pressure and the discharge pulsation of the seven cylinders in resonance range.

### 1. 서 론

1898년 MAN사에서 제작한 20마력급 디젤엔진의 실험적인 성공과 함께 지난 1세기 동안 많은 발전을 거듭하여 왔다. 디젤엔진은 열효율과 성능이 우수하여 국내의 도서지역에서 주 동력원으로 채용하고 있다. 디젤엔진을 사용한 발전은 타 동력기관에 비하여 도서 지역에 매우 유리하며 열효율, 내구성 및

신뢰성이 높다. 이러한 장점과는 달리 디젤엔진은 고유의 큰 기진력인 실린더 내 연소 폭발력에 의하여 높은 진동이 본체에 유기된다. 대형 디젤엔진 본체의 진동은 횡방향 진동형태로써 H형 모드 및 X형 모드가 있고 본체의 길이방향 진동으로써 L형 모드로 분류하고 있다. 선박 엔진에서는 구조 진동이 심할 경우 엔진 프레임과 선체 사이에 탑 브레이싱(top bracing)을 설치하여 손쉽게 진동을 제어할 수 있지만 육상용 발전시스템은 그 구조상 엔진 주변에 탑 브레이싱이 적합하지 않아 설계 초기부터 지반을 포함한 기초, 엔진본체, 질소 산화물 처리 시스템(SCR), 과급기(turbo-charger) 및 덕트로 구성되는 전체시스템 상호간의 연성에 의하여 발생하는 진동

† 교신저자 : 정희원, 한전 전력연구원 수화력발전연구소  
E-mail : ywkim@kepri.re.kr  
Tel : (042) 865-5426, Fax : (042) 865-5444

\* 정희원, 한전 전력연구원 수화력발전연구소

\*\* 정희원, 충남대학교 기계설계공학과

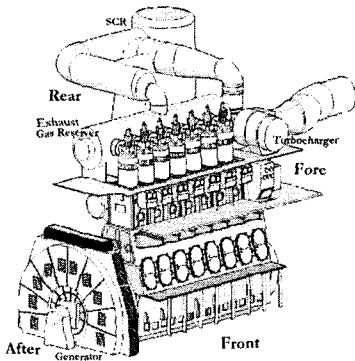


Fig. 1 Low-speed diesel engine in 10 MW class diesel power plant

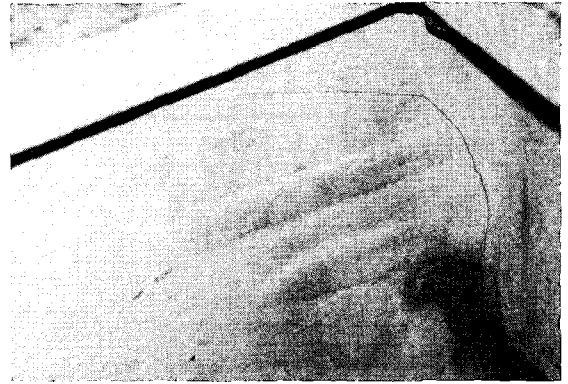


Fig. 2 The cracked foundation supporter in exhaust gas reserver

특성이 매우 중요하다. Fig. 1은 육상에 MAN B&W사의 7K60MC-S(10,450 kW, 138.5 rpm) 디젤엔진을 전력생산용으로 설치한 모습이다.

이 논문은 국내 설치된 10 MW급 발전용 대형 저속 2행정 디젤엔진(Fig. 1참조)에서 나타난 구조 진동 현상을 운전 중 진동모드와 고유진동수시험을 통하여 규명하고자 한다. 특히 기초를 비롯한 엔진본체, 배 가스관(exhaust gas reserver), 덕트 및 질소 산화물 처리시스템 등을 고려한 구조 해석 모델링을 통하여 실험에서 얻은 주 거동 모드를 비교 검토하였다. 또한 방진대책으로써 고유진동수를 낮추기 위하여 질량을 추가하는 시험을 통하여 진동저감 방안을 검토하였다.

## 2. 시스템 현황

7K60MC-S 디젤엔진 발전기의 제원은 Table 1과 같다. 7K60MC-S는 7실린더형 2행정 직렬형 기관이다. Fig. 1과 같이 배가스에 포함된 질소산화물 처리 시스템을 엔진 뒤쪽에 설치하고 디젤발전기 2대를 병렬로 계통에 전력을 공급한다. 크랭크축 앞쪽에는 회전체의 관성모멘트에 의하여 여기 되는 비틀림 진동에 대한 방진대책으로써 비틀림 진동 댐퍼가 설치되어 있다.

엔진본체는 고압의 폭발 변동력이 회전에너지로 변환되는 과정에서 크랭크축의 불평형 모멘트 및 회전축의 비틀림 모멘트에 의한 외력이 지지 베어링 및 실린더 프레임을 통하여 전달된다. 7 실린더 엔진본체의 주 비틀림 모멘트인 7차 및 그 정수배 차수에 의한 H형 진동보다는 X형 모드에 가까운 4차

Table 1 Specification of the 7K60MC-S generator set

Item		Specification
Engine	Type	7K60MC-S
	Cyl.bore×stroke	600×1,650 mm
	Power at MCR	10,450 kW×138.5 rpm
	Recip./rot. mass	5,425/3,733 kg/cyl.
	Firing order	1-7-2-5-4-3-6
	Conn. ratio(r/l)	0.364
	Crankshaft diameter	670 mm
	No. of cylinder	7 ea
	Weight(dry)	388 ton
	Generator	Maker
No. of poles		52 ea
Idling speed		70 rpm
Dia of rotor/shaft		73,000/720 mm
Weight of rotor		34.7 ton
Thickness of rim		150 mm
M.O.I for rotor		235.5 ton·m <sup>2</sup>

진동응답에서 진폭이 크게 나타났으며 엔진 상부 후면(rear)에 위치한 배 가스관은 이와 별개로 L형 모양으로 진동하였다. Fig. 2는 배 가스관의 중앙지지대의 하부에서 진동진폭이 진동 권고치를 초과하면서 발생한 지지부의 피로 크랙이 진전된 상태를 보여준다.

## 3. 엔진본체의 고유진동 특성 분석

### 3.1 정지 중 고유진동수 시험

“Dytron”의 임팩트 헤머 Model 5803A를 사용하여

여 본체를 가진하고 가속도센서를 사용하여 고유진동수를 시험하였다. Fig. 3은 4대의 발전기중 2개 호기가 발전하는 조건이어서 신호에 운전해 해당하는 특성이 나타나나 옆 호기가 정지되어 있는 조건이었다. 주 고유진동수가 10.0~10.6Hz사이에 1차가

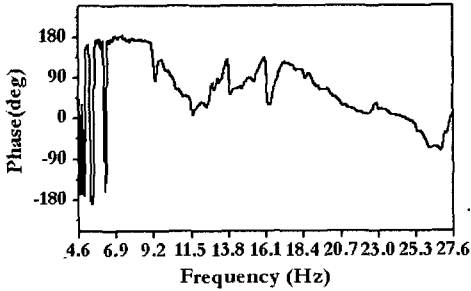
위치하고 2차가 25.0~26.0Hz 사이에 위치하는 것으로 분석할 수 있다.

### 3.2 운전 중 진동형상 변형 모드분석

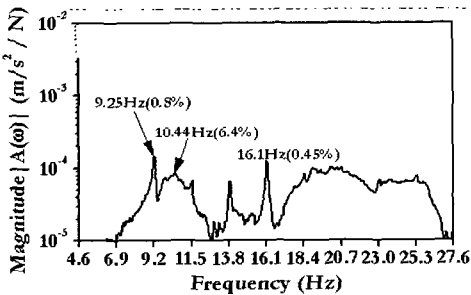
Fig. 4는 진동변형이 큰 엔진본체 상부에 대하여 운전 중 진동모드실험을 수행한 결과이다.

기준 센서를 엔진상부 과급기 측에 설치하고 전체 측정방향을 36개 지점 대하여 진동을 시험하고 ME'scope VES를 사용하여 9.25 Hz와 25.4 Hz의 진동변형을 분석하였다.

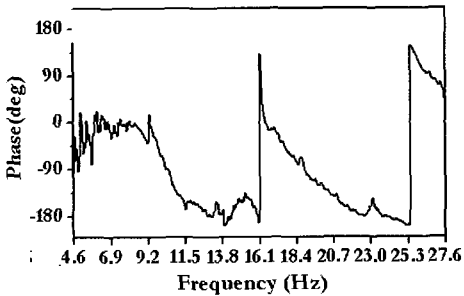
Fig. 4(a)는 9.25Hz는 본체에서 과급기가 위치한



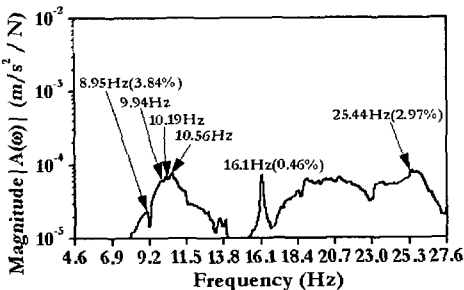
(a) Phase of body at front force



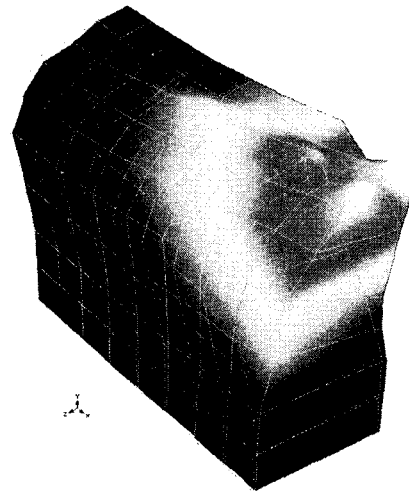
(b) FRF of body at front force



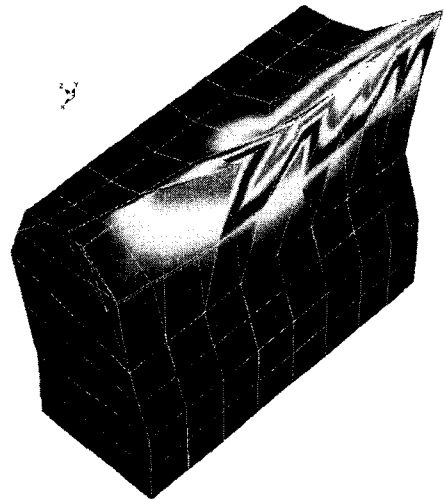
(c) Phase of #7 cylinder



(d) FRF of #7 cylinder



(a) View of 9.25 Hz



(b) View of 25.4 Hz

Fig. 4 Operating deflection shapes of engine top part

Fig. 3 Natural frequency response of engine body

본체 변위가 크고 발전기 쪽의 본체 변위가 작은 방향으로 진동모드로써 H형 또는 X형과 다른 형태의 거동(일명 V자형 또는 T형 진동이라고 함)을 나타내었다. Fig. 4(b)에서 25.4 Hz는 본체 진동모드와 별개로 뒤쪽(rear)의 배 가스관의 종방향 진동모드를 나타내고 있으며 Fig. 2에서 보인바와 같이 배 가스관 최하위 지지부가 피로 손상을 일으키는 원인은 25.4 Hz의 영향으로 분석할 수 있다.

**3.3 유한요소 해석 모델과 해석적 모드 검토**  
 디젤엔진의 모드규명 및 기진력 해석을 수행하기 위하여 유한요소모델링 및 진동해석은 ANSYS 코드를 사용하였다. 다양한 형상학적 특성(real property)과 단면 두께의 복잡한 형상의 엔진본체는 주로 셸(shell)요소로 고려하였고 엔진 기초인 콘크리트 구조물은 solid요소를, 크랭크샤프트 및 길이 방향이 긴 볼트 및 덕트 등은 빔(beam)요소를 적용하였다. 사용

된 전체 노드 수는 61,624개, 요소 수는 60,619개였다. 디젤엔진은 베드 플레이트(bed plate) 하단과 콘크리트 기초(foundation) 구조물을 체결하는 긴 볼트위치에서 절점을 서로 공유하도록 고려하였다. 콘크리트 하부는 고정(fixed) 조건으로 적용하였다. 본체 및 배 가스관에 관성 모멘트로써 영향을 주는 Fig. 1의 SCR 시스템은 빔요소로 모델링하였으며 Fig. 5 및 Fig. 6에서는 보이지 않도록 처리된 상태이다. 7K60MC-S 디젤엔진의 유한요소 모델링에 대한 고유진동 모드해석은 non-reduced method의 하인인 block-lanchos method를 사용하였다.

Fig. 6은 엔진본체의 1차 고유진동모드로써 Fig. 4(a)의 운전 중 9.25 Hz의 변형모드 결과와 유사한 거동을 나타내며 엔진회전수의 4차와 본체의 고유진동모드가 접근함으로써 9.25 Hz의 진동이 커져 본체의 주 진동 성분으로 나타난 것으로 분석되었다. 따라서 9.25 Hz의 거동은 H형 모드도 X형 모드도 아닌 10.2 Hz의 본체 고유진동모드의 진동으로 볼 수 있다. 9.25 Hz의 기진모멘트는 실린더들 간의 우력에 의한 진동이기보다는 엔진의 착화가 비등간격 조건에서 발생한 H형 모멘트에 의한 진동의 한 형태로 볼 수 있다. 단 형태상으로 X형과 유사한 진동이어서 기존의 형태로 구분기 어려운 진동모드로 분석된다. Fig. 6은 Fig. 4의 모드가 엔진본체의 고유진동수라기 보다는 배 가스관의 국부 진동모드로 보인다. 해석결과 실제 값인 25.4 Hz와 유사한 거동은 24.3 Hz와 26.5 Hz에서 나타난다.

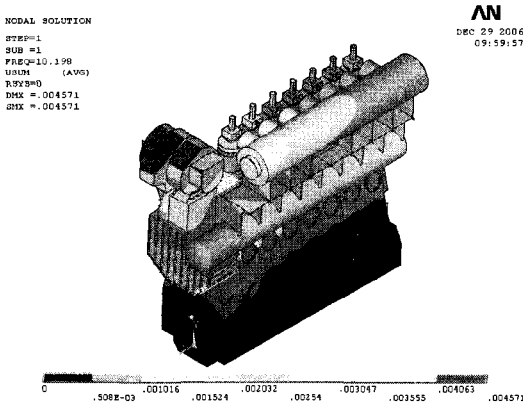


Fig. 5 Natural vibration mode shape of 10.2 Hz

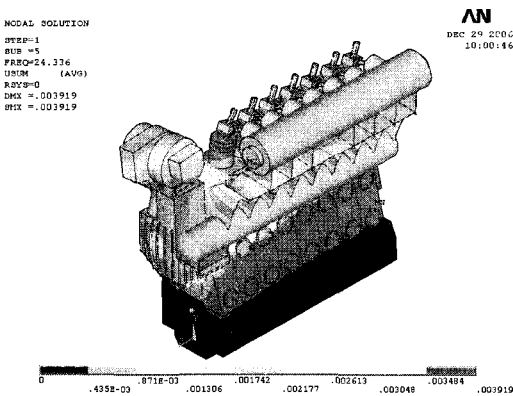


Fig. 6 Natural vibration mode shape of 24.3 Hz

#### 4. 엔진본체 진동의 기진원 검토

##### 4.1 폭발 기진력 검토

Fig. 7은 육상에 채용한 7K60MC-S 디젤엔진 7개 실린더의 폭발 맥동압을 측정하기 위하여 PCB quartz 동압센서를 사용하여 7개 실린더에 대하여 시험한 90% 부하조건의 폭발 압력 파형을 보여준다. 7개 실린더는 등간격의 폭발이 아니라 부등간격의 형태로 폭발하였다.

엔진 몸체에 작용하는 우력은 피스톤이 실린더 벽면을 미는 힘과 반작용인 크랭크샤프트가 베어링을 미는 힘에 의하여 구조진동이 발생한다. Fig. 8은 각 실린더의 벽면에서 발생하는 실측한 Fig. 7을 사용하여 구한 각 실린더에서의 측면 힘의 파형이다. 엔진

본체 진동의 주 기진력은 실린더의 폭발력으로 인하여 발생하는 엔진본체의 횡방향 거동형태에 근거하여 구분하며 H형 모멘트 및 X형 모멘트로 분류한다.

엔진본체를 강체로 가정할 경우 식 (1)에 의한 우력은 H형 진동만을 발생시켜  $i$  번째 실린더에서  $k$  차 H형 모멘트는 식 (1)과 같이 표현된다.

$$M_{Hk} = l_c F_k \sin\{k(\theta + \alpha_i) + \beta_k\} \quad (1)$$

여기서,  $\theta$  크랭크각도,  $\alpha_i$ : 착화 지연각,  $F_k$ :  $k$  차의 측면 힘,  $l_c$ : 모멘트 암의 길이,  $k$ : 조화차수, 및  $\beta_k$ : 각 조화차수의 위상을 각각 나타낸다.

엔진본체는 실체는 유연구조물이라는 측면에서 실린더 사이에서 발생하는 우력에 의하여 X형 모드의 진동이 나타나고 있어 그 기진력을 X형 모멘트로 정의하여  $i$  번째 실린더에서  $k$  차 X형 모멘트는 식 (2)과 같이 정의된다.

$$M_{Xk} = F_k L_i \sin\{k(\theta + \alpha_i) + \beta_k\} \quad (2)$$

여기서  $L_i$ : 엔진 중심으로부터 해당 실린더 중심까지의 거리이다.

Fig. 9는 모멘트 암의 길이로써 변동 길이를 적용하여 Fig. 7의 실린더 측면 힘을 사용하여 구한 변동 모멘트이다. Fig. 8은 엔진본체를 기진하는 실 기진 모멘트로써 식 (1)과 식 (2)특성을 포함한다.

#### 4.2 배 가스관의 맥동압

Fig. 10은 7K60MC-S 엔진의 0rpm에서 138.5rpm까지 회전수를 증가시키는 기동 시험에서 실린더의 배가스에 의하여 기진되는 배 가스관의 7차의 압력맥동을 맵으로 나타낸 것이다. 맥동압은 84 rpm

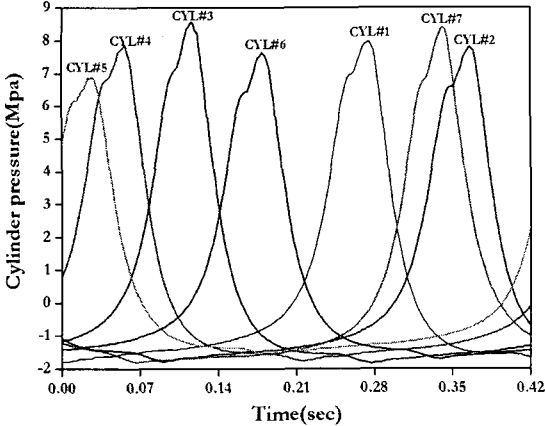


Fig. 7 Explosion pressure of cylinders

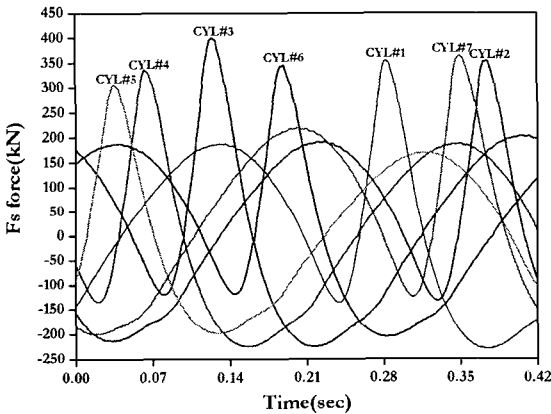


Fig. 8 Guide forces of cylinders

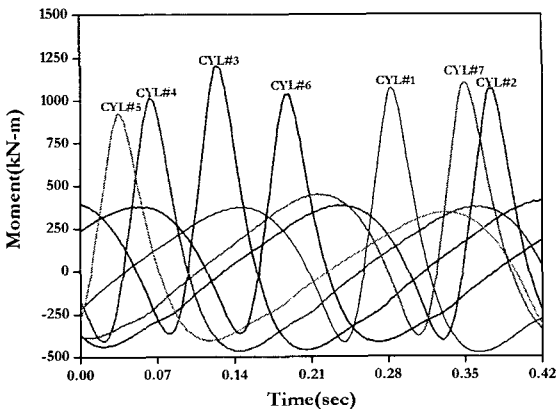


Fig. 9 Guide force moments of cylinders

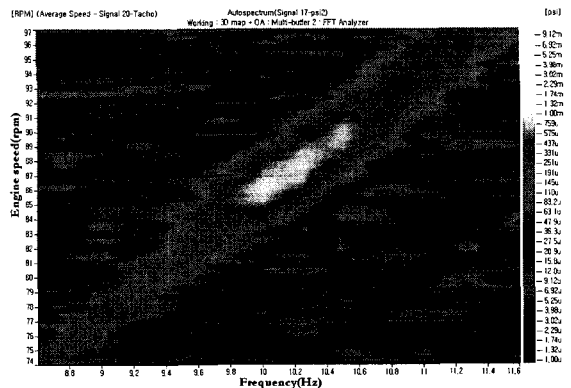


Fig. 10 The 7th order pressure pulsation in exhaust gas reserver

이후 진폭이 커져 최대 피크 진폭은 7차의 85~91 rpm에서 나타나 4차에 대한 주파수로 변환하면 9.9~10.6 Hz와 일치한다. 이 결과는 Fig. 7의 7개 실린더 폭발압의 조합에 의한 기진특성이 엔진본체의 1차 고유진동수인 10.2 Hz에 접근하는 기진원으로써 의미를 가질 수 있다.

반면 Fig. 11은 100% 부하조건에서 배가스 온도를 기준으로 구한 Fig. 1의 배 가스관에 대하여 ANSYS 코드로 해석한 길이방향 음향모드의 형태를 보여준다. 배 가스관의 1차 음향 정재파에 해당하는 음향모드의 주파수는 25 Hz 근처에 있는 것으로 해석되었다. 배 가스관에서 SCR 덕트로 나가는 출구에서 가장 큰 음압이 나타났으며 저장조의 과급기측 끝단과 발전기측 끝단에서 서로 압력차가 나는 음향 모드으로써 배 가스관은 1차 음향 정재파가 쉽게 기진되며 고유진동수 근처에 위치하게 될 때 길이방향으

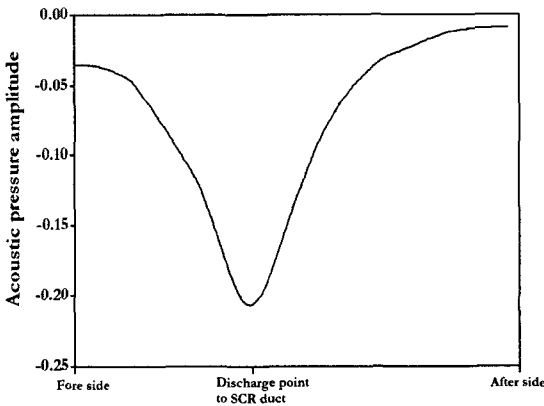


Fig. 11 Acoustic mode shape of exhaust gas reserver

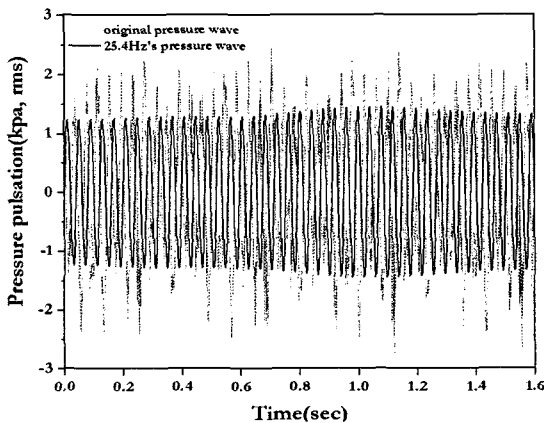


Fig. 12 Acoustic pressure in exhaust gas reserver

로 심하게 움직일 수 있는 조건이다.

Fig. 4(b)의 운전 중의 진동변형 모드 및 Fig. 6과 시험된 고유진동수 결과 Fig. 3은 Fig. 2의 손상과 연관이 있음을 보여준다. Fig. 12는 100% 부하조건에서 배 가스관에서 직접 시험한 맥동압의 파형으로써 주성분은 25.4 Hz 성분으로 분석된다. 따라서 정상운전조건에서 배 가스관 내에서 발생하는 공명 맥동압은 본체의 9.25 Hz 진동의 기진원이기보다는 배 가스관의 길이방향에 대한 국부 기진원으로써 의미로 나타낸다.

### 5. 기진력에 대한 본체 진동응답 검토

#### 5.1 정상운전중의 본체 진동 분석

Fig. 13은 10,450 kW의 70% 부하에서 엔진 전면부의 위치별 횡방향 진동을 보여준다. 전면부의 발전기측 진동스펙트럼에서의 9.25 Hz에서 최대 피크가 나타났으며 주변에 10~11 Hz에서 구조진동 특성이 나타난다. Fig. 14는 10,450 kW의 70% 부하에서 배 가스관 중앙 하부지지부의 횡방향 및 길이방향 진동 스펙트럼이다. 횡방향에서는 전면부에서와 같이 9.25 Hz 진동이 주도하였으나 길이방향의 진동은 25.4 Hz의 성분이 61.9 mm/s (= 41.7 mm,rms)로써 권고레벨을 초과하였다.

즉 전면부의 주 진동은 4차의 9.25 Hz와 7차의 16.1 Hz이나 후면부에서는 11차의 25.4 Hz를 중심으로 10차와 12차 진동이 크게 나타난다. Table 2는

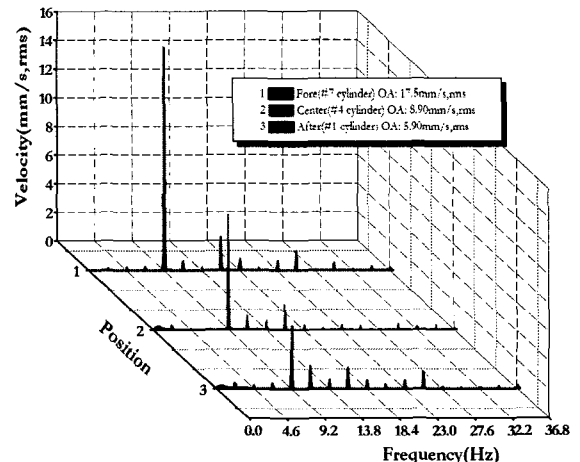


Fig. 13 Transverse vibrations on locations of engine top-front face at 70% load

Table 2 Vibrations on locations of engine top-front face at 70 % load

Position	Dir	9.25 Hz	16.1 Hz	25.4 Hz	OA	
		mm/s,rms	mm/s,rms	mm/s,rms	mm/s,rms	mm/s,o-p**
#1 cylinder	L*	3.22	0.09	4.27	6.93	8.34
	T*	4.36	0.30	1.14	5.90	9.80
	V*	1.13	0.18	1.17	5.74	8.12
#4 cylinder	L	3.51	0.09	3.86	6.42	9.08
	T	8.02	0.37	0.30	8.90	12.6
	V	3.51	0.09	3.86	4.92	6.96
#7 cylinder	L	4.78	0.15	2.81	6.46	9.14
	T	15.5	0.47	1.25	17.5	24.7
	V	2.65	0.08	0.68	3.47	4.91

\* L : longitudinal direction, T : transverse direction, V : vertical direction

\*\* o-p : zero-peak

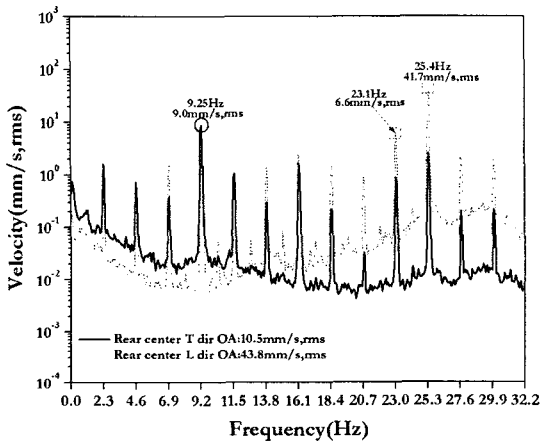


Fig. 14 Vibrations of foundation supporter in exhaust gas reserver at 70 % load

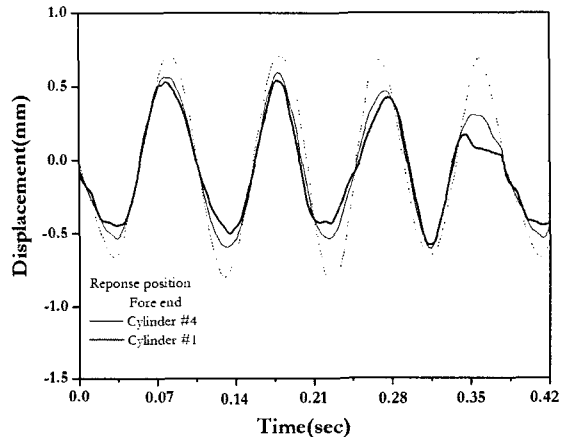


Fig. 15 Time history analysis result on explosion pressure of cylinders

엔진본체 전면부에 대하여 위치별로 나타난 진동시험 결과이다.

### 5.2 실린더 폭발압력의 기진력 응답 해석

Fig. 15는 Fig. 7의 실린더 폭발압과 Fig. 9의 실린더 측면력에 의한 모멘트를 유한요소모델의 기진력으로 적용하여 구한 과도응답결과이다. Fig. 15의 응답은 7개 실린더의 폭발순서에 따라 기진된 엔진본체의 응답으로써 Fig. 4(a)와 Fig. 11 및 Table 2와 같이 횡방향 진동응답은 과급기가 설치된 과급기측에서 가장 크고 중앙부(= 4번 실린더)의 진폭이 크고 발전기측(1번 실린더) 위치에서 가장 낮은 진폭을 나타낸다. 해석결과에서 본체는 폭발압에 의하여 4차보다 파장이 짧은 본체의 1차 고유진동수인

10.2 Hz의 파장에 가까운 형태로 응답하는 것을 알 수 있다. 해석결과에 근거할 때 본체는 각 실린더가 Fig. 7~9와 같이 2.31 Hz의 주기성의 정수 조화파 형태로 가진될 때 본체 고유진동수에 의해 영향을 받는 것을 해석적으로 보여준다.

### 6. 진동저감 방안 검토

Fig. 1의 육상에 설치된 7K60MC-S의 9.25 Hz 진동은 본체의 10.2 Hz 고유진동모드에 기진력인 7개 실린더의 높은 착화 폭발압 조합 특성이 접근하여 나타난 고 진동 현상으로 규명되었으며 25.4Hz의 국부 진동모드는 배 가스관 차체에서 만들어지는 맥동모드와 배 가스관의 고유진동모드의 접근에 의한

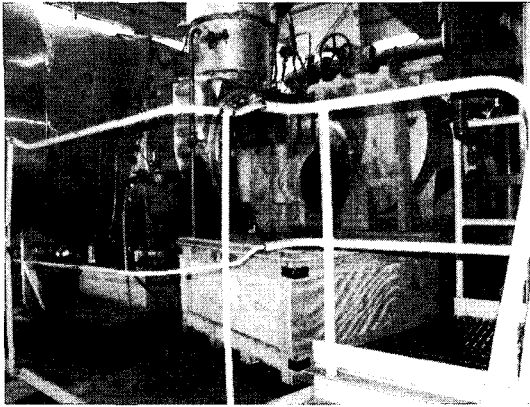


Fig. 16 View of adding mass for engine vibration test

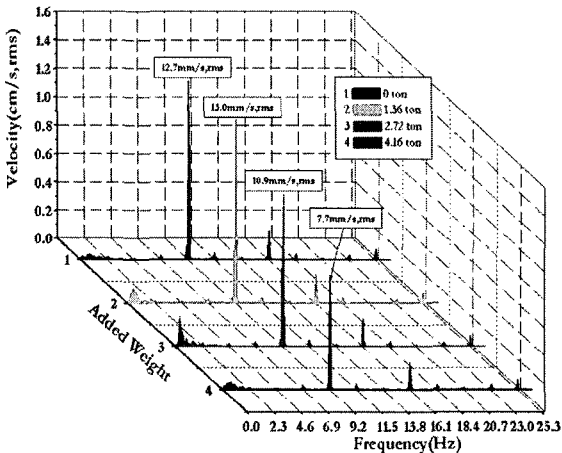


Fig. 17 Vibration level in transverse direction of engine top-fore by adding mass

결과로 분석된다.

Fig. 16은 전자의 진동레벨을 저감하기 위하여 정상 운전 중 본체 상부 과급기측에 부가질량을 추가한 모습이다. 이는 엔진본체의 고유진동수를 변경하는 방법을 찾기 위한 것이다.

Fig. 17은 90% 부하에서 관성모멘트에 민감한 과급기 후단부 및 주변에 4 ton 이상의 질량을 부가한 결과 진동레벨이 40% 이상 저감되는 효과를 나타내었다.

이 대책은 배 가스관 하부지지부의 횡방향 진동저감에는 도움을 주어 총합 진동을 완화하는 정도로써 길이방향의 진동에 대한 대책으로는 충분치 않은 면이 있다. 이 논문에서는 디젤엔진 본체를 기진하여 나타난 특별한 진동모드의 저감과 배 가스관 하부

지지부의 손상원인을 규명하는 데 초점을 맞추었으며 배 가스관 하부지지부의 길이방향에서 나타나는 공진문제를 회피하기 위하여 배 가스관 하부 지지대의 두께를 변경하는 방법 또는 배 가스관 내부의 맥동레벨을 저감하는 방법 등을 검토 중이다.

## 7. 결 론

국내 설치된 10 MW급 발전용 대형 저속 2행정 디젤엔진 본체에서 발생하는 진동현상에 대하여 현장 실험과 유한요소 해석을 수행한 결과는 다음과 같다.

(1) 엔진본체의 진동은 발전기측에 비해 과급기측 진동이 높게 나타나 70% 운전 부하에서 엔진 제작사의 권고치 범주에 있었다. 반면, 후면부 배 가스관 중간 지지부에서 25.4 Hz 진동이 권고레벨을 초과하는 61.9 mm/s, o-p로 나타났다.

(2) 본체의 주 진동모드는 일반적으로 디젤엔진에서 잘 나타나지 않은 H형도 X형도 아닌 특이한 V형(또는 T형) 형태로 운전 중 진동 변형 모드였으며 배 가스관의 주 진동은 길이방향으로 국부 진동 모드가 나타났다. 이는 실린더의 착화 및 폭발압이 본체의 고유진동모드를 기진하는 특성과 배 가스관에서의 압력맥동과 연관이 있는 것으로 분석되었고 회전체의 비틀림 모멘트의 영향도 기진원의 하나로 추정되었다.

(3) 본체 후면부 배가 관 지지부의 손상은 배 가스관내의 종방향 1차 정재파가 배 가스관 시스템의 고유진동수에 근접하고 있는 특성에 따른 공진경향과 정재파 자체가 저장조 양끝단의 압력차 발생으로 배 가스관이 길이방향으로 기진하여 하부지지부의 피로허용치를 초과함 따라 지지대에서 손상이 발생한 것으로 분석되었다.

(4) 본체진동은 일종의 공진문제로서 본체의 고유진동수를 낮추기 위하여 관성모멘트에 민감한 부위에 질량을 부가하는 시험을 통하여 진동레벨을 40% 정도 저감하는 결과를 확인하였다.

## 참 고 문 헌

(1) Park, J.-P. and Shin, E.-T., 2000, "Structural Vibration Analysis of a Large Two-stroke Engine



and Foundation System for Stationary Power Plants”, Journal of KSNVE Vol. 10, No. 3, pp. 493 ~499.

(2) Lee, D. C. and Kim, S. H. 2006, “A Study on Shaft Fatigue Strength due to Torsional Vibrations in Two Stroke Low Speed Diesel Engines”, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, KSNVE06A-22-04.

(3) Park, J.-P., 2001, “Vibration/Structural Integrity Analysis for Large Diesel Engines” , Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp.

41~49.

(4) ISO, 1991, Reciprocating Internal Combustion Engine Driven Alternating Current Generating Sets-Part 9 : Measurement and Evaluation of Mechanical Vibrations(ISO 8528-9).

(5) KHIC, “Instruction Book for KHIC-MAN B&W Main Diesel Engine”.

(6) MAN B&W, 1997, “MAN B&W Diesel Two-stroke Uniflow Engine for Power Generation Type 7K60MC-S”.