

〈論 文〉

병렬 엔진의 X형 진동 위상 조정에 의한 디젤 발전 플랜트 진동 제어

Vibration Control on the Diesel Power Plant by the Phase Adjustment
of Paralled Engines' X-Mode Vibration

이돈출* · 김의간** · 전효중**

D. C. Lee · U. K. Kim · H. J. Jeon

(1996년 5월 10일 접수 ; 1996년 8월 30일 심사완료)

Key Words : Vibration Control(진동 제어), Diesel Power Plant(디젤 발전 플랜트), X-Mode Vibration(X형 진동), Firing Order(착화 순서), Synchrophaser(싱크로페이저), Top Bracing(톱 브레이싱), Phase Adjustment(위상 조정)

ABSTRACT

Diesel power plants are frequently used as a power supplier on the island and the isolated places where electric power is required. The heat efficiency of the low speed 2 stroke diesel engines is higher than those of 4 stroke diesel engines or other heat engines and further its mobility and durability is also better than other engines. They can be also easily repaired and maintained. With these advantages, demand for the use of the low speed 2 stroke diesel engine as a power source is increasing. However, there are some disadvantages with these diesel engines such as the bigger vibrating excitation forces generated by higher combustion pressure in cylinder and by the inertia force of the reciprocating parts. Further, engine vibrations are transfered into their adjacent buildings and manufacturing factories and eventually produces local vibrations. In order to reduce X-mode vibrations of engine body, several methods^(1~4) have been introduced in the recent researches. In this paper, accordingly, a new vibration control method applying a synchrophaser and a top bracing between two diesel engines is adopted in order to reduce these structural vibratins of diesel power plant. It was experimentally verified that the structural vibrations were greatly reduced by the phase adjustment for the 6th order X-mode vibration with the synchrophaser and the top bracing.

1. 서 론

디젤엔진을 이용한 발전은 선박, 도서, 산간 지방 등과 같이 제한된 지역에서 많이 적용되고 있다. 특히 고효율의 저속 2행정 디젤엔진은 다른 동력기관보다 열효율이 높고 내구성이 좋을 뿐만 아니라, 엔진에서 발생하는 배기가스와 보일러를 이용한 복합발전도 가능하다. 이러한 장점 때문에 최근에는 일

반 발전용으로 그 수요가 증가하고 있는 추세다.

그러나 이러한 초대형 디젤엔진은 실린더의 왕복 운동과 높은 연소압력으로 인하여 다른 동력기관보다 진동을 일으키는 기진력이 크게 되는 단점이 있다. 또한 엔진의 진동은 인접 건물과 주변 공장들에 전달되어 새로운 환경문제를 불러일으킬 수 있으며, 각종 기기와 부장품 등에 국부 진동을 일으키기도 한다. 실제로 Fig. 1과 같이 배치된 디젤발전 플랜트에서 대형 디젤엔진 2대(30.5 MW급)의 진동이 인접 건물에 전달되어 건물 진동이 발생하였고, 건물의 안전성과 근무여건에 심각한 영향을 미치고 있었

*정회원, 현대중공업 엔진사업본부

**정회원, 한국해양대학교 이공대학 기계시스템공학부

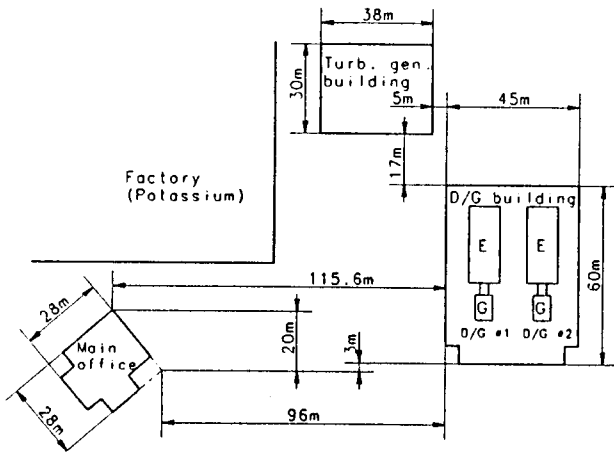


Fig. 1 Layout of diesel power plant and adjacent buildings.

다. 이 진동을 분석한 결과, 이는 병렬로 설치한 대형 디젤엔진 2대의 X형 엔진 본체진동에 기인한 것이 확인되었다.

본 논문에서는 이에 대한 대책으로 먼저 엔진본체의 X형 고유진동수와 기진력을 분석하고 실린더착화 순서를 변경하여 엔진의 X형 모멘트를 제어하는 방법과 엔진 2대가 병렬로 설치된 것을 고려하여 양 엔진의 X형 진동 위상을 톱 브레이싱과 싱크로케이

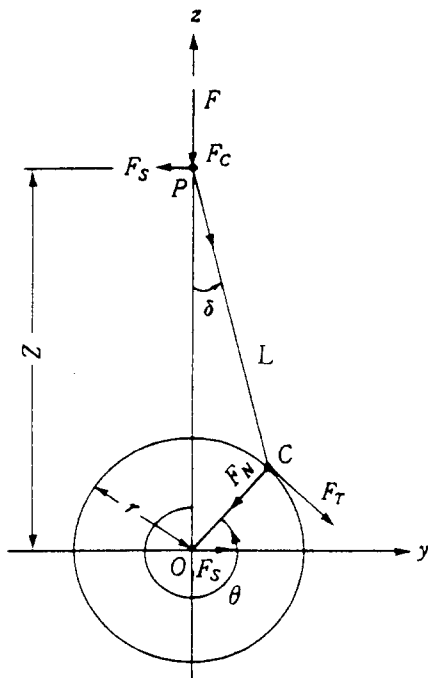


Fig. 2 Exciting force on single cylinder engine.

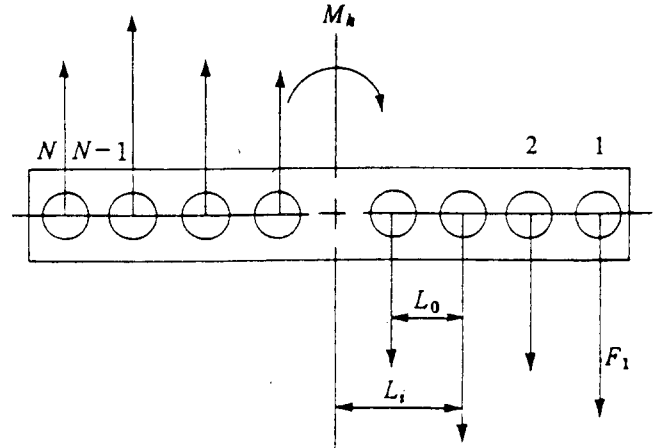


Fig. 3 X-mode guide force on the cylinder frame (upper part)

저로 조정하여 X형 기진력을 제어하는 방법을 검토하고자 한다. 또한 이들 방법의 신뢰성과 타당성을 실험으로 확인한다.

2. 엔진본체의 X형 진동 및 제어

2.1 엔진본체의 X형 기진모멘트

엔진에서 발생하는 가스 압력과 왕복 관성력에 의한 수평 방향의 분력 F_s 는 Fig. 2와 같이 되며, 이를 조화 함수의 합성으로 표현하면, 식 (1)과 같이 된다.

$$F_s = F_0 + \sum_k F_{sk} \sin(k\theta + \beta_k) \quad (1)$$

F_k : k 차의 측면 힘

임의 실린더 i 에서 X형 기진력으로 작용하는 k 차의 기진 모멘트 M_{Xk} 는 식 (1)과 Fig. 3을 이용하여 정리하면 식 (2)와 같이 된다.

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

L_i : 엔진 중심에서 해당 실린더 중심까지의 거리

따라서 N 실린더 엔진에 대한 X형 기진 모멘트 M_X 는 식 (3)과 같이 유도된다.

$$M_X = \sum_{i=1}^N M_{Xk} = F_k \sum_{i=1}^N L_i \sin\{k(\theta + \alpha_i) + \beta_k\} \\ = F_k L_0 \sqrt{s^2 + c^2} \sin(k\theta + \beta_k) \quad (3)$$

$$s = \sum_{i=1}^N l_i \sin k\alpha_i, \quad c = \sum_{i=1}^N l_i \cos k\alpha_i$$

L_0 : 실린더간의 거리, i : 실린더 번호,

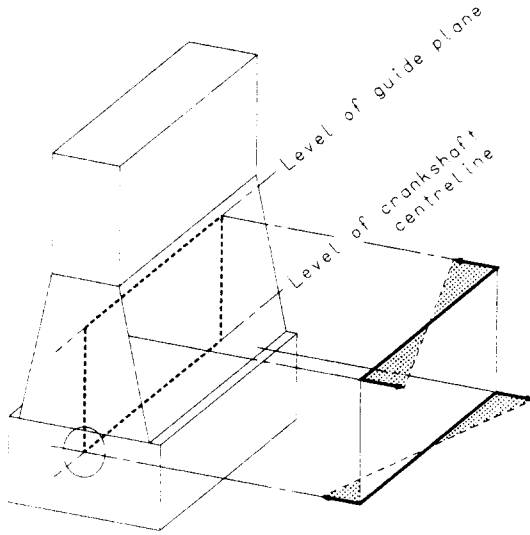


Fig. 4 X-mode vibration of diesel engine

$$l_i = L_i / L_0, \quad \alpha_i = (n_i - 1) \cdot 2\pi / N$$

(크랭크 배치각이 등간격인 경우),

n_i : i 번째 실린더의 착화순서 ($n_1=1$ 이라 한다), N : 실린더 수

이와 같이 엔진에서 발생하는 X형 모멘트는 Fig. 4와 같이 엔진 상, 하부에서 서로 반대 방향으로 작용한다. 그리고 이 기진모멘트에 의해서 발생하는 X형 진동은 주로 엔진의 전후방향 길이가 긴 8실린더 이상을 갖는 대형 저속 디젤엔진에서 문제로 된다.

2.2 엔진본체의 X형 진동 제어

엔진의 X형 고유진동수는 엔진 지지대의 강성에 따라 변하게 된다. 즉 선박의 경우에는 선체 이중저의 강성에, 육박 발전소의 경우에는 기반의 강성에 영향을 받는다. 기반의 강성은 흙, 점토, 모래, 자갈 등의 구성비에 따라 대략적인 값을 추정하고 있으나, 정확성에 문제가 있어 주로 진동 측정 결과로부터 환산한다. Fig. 1의 발전플랜트에 대한 기반의 강성계수는 설치된 엔진의 X형 고유진동수를 측정하고 분석한 결과, 200~300MPa 범위의 값을 갖는 것으로 평가되었다. 본 논문에 적용된 엔진 및 발전기 요목은 Table 1과 같다. Fig. 5에 기반의 횡강성계수에 따른 대상 엔진(9K80MC-S)의 X형 고유진동수 계산결과를 보인다.

엔진의 X형 진동을 제어하는 방법은 다음과 같이 크게 5가지를 생각할 수 있다.

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

Engine	Type	HHI-B & W 9K80MC-S × 2sets
	Cyl. bore	800 mm
	Stroke	2,300 mm
	MCR	103.4 rpm
	Power	41,670 bhp
	Pmi	18.2 bar
	Recip. mass	12,381 kg
	Conn. ratio (r/l)	0.394
	No. of cyl.	9 ea
	Weight	983 ton
	Torsional damper	Holset 2770 × 540
Governor type	Woodward 527DCS	
Generator	Type	W888/82/58
	Output	37,300 kVA
	Frequency	50 Hz
	Poles	58 ea
	Power factor	0.8
	Weight	367 ton

Table 2 Typical firing orders and crank angles for the 9K80MC-S.

Case	Firing order
A	1-9-2-5-7-3-6-4-8 (even angles)
B	1-8-3-6-5-4-7-2-9 (even angles)
C	1-9-2-5-7-3-6-4-8 (even angles)
D	1-6-7-3-5-8-2-4-7 (even angles)
E	Uneven crank angle of Case D (0-237.3-114.8-267.3-145.3-26.4-chain drive -55.8-174.2-301.9 deg.)

(1) 특정 차수의 기진력을 저감하기 위해 실린더착화순서 변경 및 엔진의 크랭크 배치각을 부등간격으로 하는 방법^(1,2).

9실린더를 갖는 엔진의 대표적인 실린더착화순서를 Table 2의 Case A~D에 보인다. Table 2의 Case E는 Case D의 실린더착화순서에 크랭크 배치각을 불규칙하게 한 경우이다. Table 3, 4는 Table

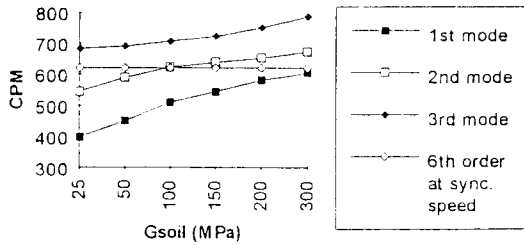


Fig. 5 Variation of X-mode natural frequencies according to the G_{soil} .

2의 실린더착화순서와 크랭크 배치각에 따른 엔진의 X형 모멘트와, 비틀림진동에 의한 크랭크축의 부가응력을 각각 계산한 결과이다. 각 경우에 대한 엔진의 상하방향 2차 불평형모멘트 계산 결과를 Table 5에 보인다.

이들을 검토하여 보면, Case B, C의 실린더착화순서를 갖는 엔진은 3, 4, 5차 X형 모멘트는 상당히 크게 되고, 6차 성분은 상대적으로 작은 값을 갖는다. 본 엔진은 Fig. 5 및 Table 4에서 알 수 있는 바와 같이 X형 고유진동수의 4, 5, 6차 성분이 연속최대회전수 근방에 위치할 가능성이 높고, 또한 비틀림진동에 의한 크랭크축의 부가응력도 상당히 높다. 따라서 Case B, C의 경우에는 4, 5차 X형 진동의 공진이 예상되고, 비틀림진동의 공진점도 연속최대회전수 근처에 있어 내용량의 댄퍼를 부착하여도 개선을 기대하기 어렵다. 또한, 비틀림진동으로 인하여 발전기의 출력 변동도 증가하게 되는 문제가 있다.

Case A, D의 경우에는 X형 모멘트가 거의 같은 값이 되나, Table 5에서와 같이 Case D가 엔진의 상하방향 2차 불평형모멘트에 대해서 다소 유리하다.

Case E는 공진 가능성이 높은 5, 6차 X형 모멘트를 제어하기 위해 크랭크 배치각을 불규칙하게 설계한 경우이다. 이때에는 Table 4에서와 같이 X형 모멘트는 상당히 개선되나, Table 4, 5에서와 같이 엔진 부하가 작을 경우에는 3차 비틀림진동이 증가하고, 상하방향의 2차 불평형모멘트도 증가한다. 이들을 줄이기 위해서는 각 실린더의 왕복부 질량을 적절하게 조정해야 하는 문제가 있다. 또한 엔진의 크랭크스로우를 등간격으로 배치한 경우보다 출력 변동이 증가하고, 과급기의 효율도 증가시켜야 하는 어려움이 있다.

(2) 기초부의 강성으로 X형 고유진동수를 변경하는 방법

Table 3 Calculated X-moment of the 9K80MC-S. (unit : kN-m)

Case / Order	A	B	C	D	E
1st	423	540	420	461	386
2nd	38	18	75	35	97
3rd	1256	119	625	1256	1437
4th	964	3511	3071	965	908
5th	794	2891	2529	795	701
6th	1639	155	814	1639	64
7th	71	33	139	68	79
8th	32	40	32	35	275
9th	22	22	22	22	348
10th	10	13	10	10	69

Table 4 Calculated additional stress of crankshaft due to the torsional vibration. (unit : N/mm²)

() : Low load condition of engine.

Case / Order	A	B	C	D	E
3rd	5.0 (13.7)	1.3 (3.6)	2.8 (7.6)	5.0 (13.7)	7.8 (21.3)
4th	8.2	24.3	21.7	8.0	5.1
5th	8.6	32.5	28.4	8.7	3.2
6th	8.2	2.1	4.1	8.2	6.2
Synth	20.1	52.7	46.6	18.2	20.3

Table 5 Calculated vertical unbalance moment of the 9K80MC-S (unit : kN-m)

Case / Order	A	B	C	D	E
2nd	1116	522	2166	1027	2813
4th	173	632	552	173	163

Fig. 1의 발전플랜트에 대해서는 엔진 지지기반의 강성을 높여 엔진의 주 진동차수인 6차 X형 고유진동수를 연속최대회전수보다 상향으로 조정하는 것이 바람직하다. 그러나, 엔진 기초부의 강성을 높이는 데에는 경제성과 시공면에서 한계가 있다.

(3) 엔진 양 끝단에 동흡진기를 설치하여 공진을 회피하는 방법⁽³⁾

일반적으로 발전기 원동기는 엔진의 연속최대회전

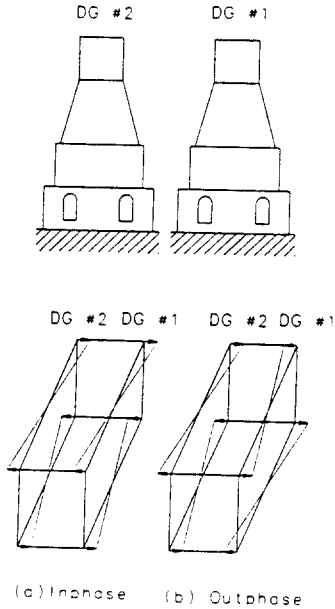


Fig. 6 X-mode vibration for the paralleled engines

수를 운전회전수로 일정하게 사용한다. 따라서 동흡진기로 X형 진동을 효과적으로 제어하기 위해서는 먼저, 공진점이 연속최대회전수에 위치하도록 고유진동수를 조정하고, 그 다음에 동흡진기의 기능을 갖는 부진동계를 부착하여야 한다. 그러나 X형 고유진동수가 연속최대회전수와 일치하도록 엔진의 설계를 변경하는 것은 현실적으로 곤란할 뿐만 아니라, 본 연구에서 대상으로 하고 있는 엔진이 병렬로 설치되어 있어 동흡진기를 부착할 공간확보에도 어려움이 있다.

(4) 역 기진력을 발생시켜 엔진에서 발생하는 X형 모멘트를 서로 상쇄시키는 방법⁽⁴⁾

이 방법은 엔진본체에 전기적 평형기(electric balancer)를 부착하고 역 기진력을 발생하여 X형 모멘트를 제어하는 것이다. 여기서 대상 엔진의 기초부는 파일로 고정되어 있기 때문에 두 엔진 사이의 지반은 구조물의 연결체로 된다. 따라서 2대의 엔진이 진동할 경우에는 서로 간섭 현상이 발생한다. 이때 두 엔진의 위상차 변동에 의해서 Fig.6과 같은 진동이 야기된다.

따라서 엔진의 상부 진동을 제어하기 위해서는 엔진 한대당 2대의 전기적 평형기를 엔진 상부에 설치해야 하며, 또한 인접 건물의 구조 진동을 제어하기 위해서 추가로 2대의 전기적 평형기를 엔진 하부 또는 엔진을 지지하고 있는 기초부에 각각 설치해야 한다. 이 방법은 전기적 평형기 8대에서 적절한 역

기진력이 발생하여야 하므로 제어장치가 복잡해지는 문제가 있다. 또한 이를 설치하기 위한 경제적인 부담과 모터를 구동하기 위한 전력 소비 및 정기적인 수리 보수도 필요하게 되는 단점이 있다.

이상의 검토 결과를 토대로 하여 본 연구에서는 발전 플랜트의 진동을, 엔진의 실린더착화순서로 Table 2의 Case D를 채택하여 4, 5차 X형 모멘트를 적절히 제어하고, 이에 따라 문제로 남는 6차 X형 모멘트는 엔진이 병렬로 설치되어 있는 것을 이용하여 톱 브레이싱과 싱크로페이저로 양 엔진의 위상을 조정하여 제어하는 방법을 검토하였다.

3. 병렬 엔진의 X형 모멘트 제어

두 엔진의 위상차를 제어하기 위해서는 엔진의 속도를 조정하여야 한다. 위상 제어를 하기 위한 블럭 선도는 Fig.7과 같다. 위상 제어 방법은 먼저 기준이 되는 엔진에 전기적인 부하를 걸어 준다. 이때 전기적인 부하가 걸린 엔진은 차 상위 그리드(grid)와 서로 연결되어 있기 때문에 위상과 속도는 변동하지 않는다. 두 엔진의 위상과 속도는 싱크로페이저로 감지하고, 전기적인 부하가 걸리지 않은 엔진의 위상은 부하가 걸린 엔진의 위상과 동일하게 되도록 조속기를 조정한다. 이는 최적위상각을 측정으로 찾기 위하여 먼저 양엔진의 위상을 맞추기 위한 것이다.

조속기는 연료 분사량을 조절하여 위상이 같도록

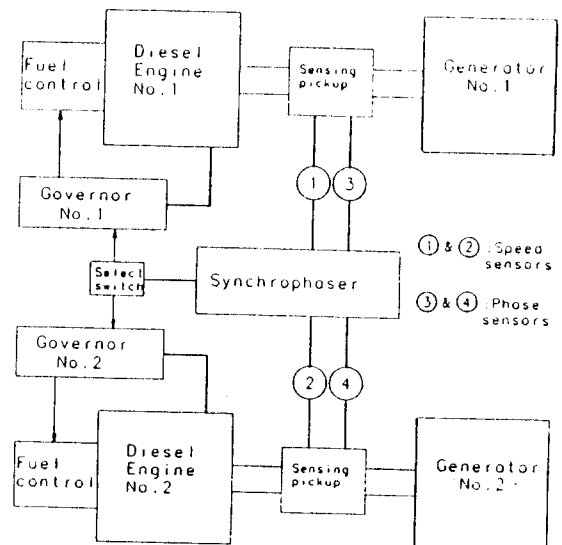


Fig. 7 Block diagram for the phase adjustment of X-mode vibration.

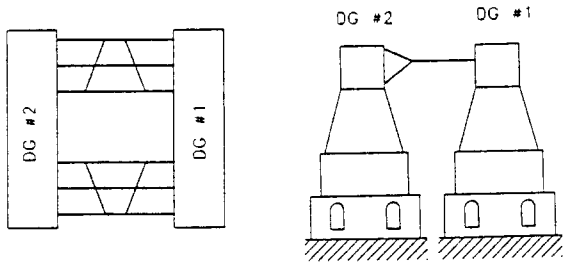


Fig. 8 Top bracing for the paralleled engines

엔진의 속도를 제어하고, 두 엔진의 위상이 일치하면 다른 하나의 엔진도 전기적인 부하를 걸어 준다. 두 엔진 사이의 위상 제어는 전기적인 극을 고려하여 두 엔진의 위상차가 6.2° 이내에 있으면 가능하다. 그러나 실제로 진동 테스트 결과 각 실린더간의 불균등한 부하, 비틀림진동 등으로 인한 순간적인 속도 변동, 센서의 설치상 오차, 감지 능력 등을 고려하여 위상차는 3.0° (4.8 msec) 이내에 있는 것이 바람직하였다. 여기서 양 엔진의 위상각은 ± 1 극 이내가 되도록 제어하지만, 정확하게 위상각이 제어되지 않으면 전기적으로 2극의 차가 나게 된다. 그리고 이때에는 두 엔진의 위상차가 12.4° 로 되고, 제어 대상인 6차 X형 모멘트의 위상차는 74.5° 로 되어 인접 건물과 엔진의 진동 양상은 현저하게 달라지게 된다.

이와 같이 양 엔진의 위상 제어가 가능하게 되면 수평 방향으로 작용하는 X형 모멘트를 상쇄시키기 위해 두 엔진 사이를 톱 브레이싱으로 연결한다. 톱 브레이싱은 상하 좌우 변형이 생기지 않도록 충분한 강성을 갖도록 한다. 대상의 두 엔진은 병렬로 설치되어 있기 때문에 연결 부위의 높이를 맞추는 것이 곤란하여 Fig. 8과 같은 톱 브레이싱을 설계, 제작하였다. 톱 브레이싱의 연결상태를 확인하기 위해 한 엔진만을 운전하고 두 엔진의 좌우방향진동을 측정 한 결과, 양 엔진의 진동 진폭은 동일하였다. 이는 두 엔진의 X형 모멘트가 톱 브레이싱의 변형없이 그대로 전달되고 있음을 의미한다.

4. 측정 및 고찰

Fig. 8에서와 같이 톱 브레이싱이 대칭 구조가 아니며, 엔진과 발전기 지지부의 폭이 서로 상이하므로 횡강성이 서로 다르게 된다. 또한 기진력은 주차수인 6차 X형 모멘트 외에 3, 4차 X형 모멘트도 서로 다른 위상을 갖고 동시에 작용하고 있다. 이들 X형 진동은 지반을 통해 인접 구조물들에 전달되는

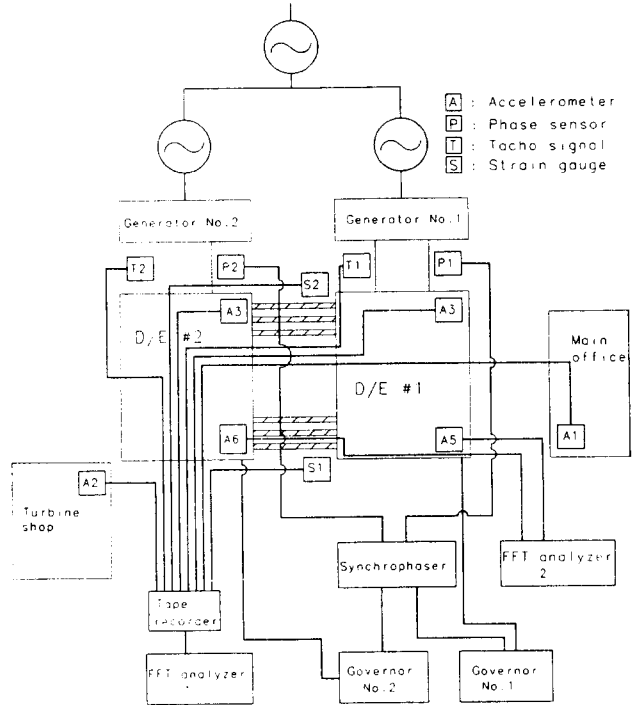


Fig. 9 Schematic diagram for the vibration control of diesel power plant.

데 위치, 방향 및 엔진의 위상차에 따라 전파되는 진동 양상이 달라지게 되므로, 이를 이론적으로 계산하거나 추정하는 것은 현실적으로 곤란하다.

따라서 여기서는 기준이 되는 No.1엔진에 위상 센서를 고정하고, No.2엔진에 설치한 위상 센서를 옮겨가면서 진동 측정을 수행하였다⁽⁵⁾. 이러한 과정을 거쳐 인접 건물들과 엔진의 본체 진동이 최적이 되는 위상각을 찾아 위상 센서를 고정하였다. Fig. 9에 각 구조물들의 진동 진폭, 엔진의 위상각 및 톱 브레이싱에 걸리는 힘 등을 측정하기 위한 위치와 장비의 배치를 보인다.

Fig. 10은 엔진에 톱 브레이싱과 싱크로페이저를 설치한 후 두 엔진의 위상을 조정하며 측정 한 6차 진동진폭을 극좌표를 이용하여 백분율로 비교한 결과이다. Fig. 9에서 #1, #2표시는 각각 No.1, No.2 엔진 단독운전시, 엔진과 측정대상물 사이의 6차 위상각을 측정 한 결과이며, 다른 점은 No.1과 No.2 엔진을 동시에 운전한 경우에 측정 한 6차 위상각과 진동진폭의 백분율을 나타낸다. 이들을 검토하여 보면 두 엔진 사이의 위상차는 본관 건물에 대해서는 136° , 터빈 공장에 대해서는 57° , No.1엔진에 대해서는 21° , No.2엔진에 대해서는 4° 였다. 그리고 이들 진동이 최소가 되는 6차 X형 진동의 최적 위상각

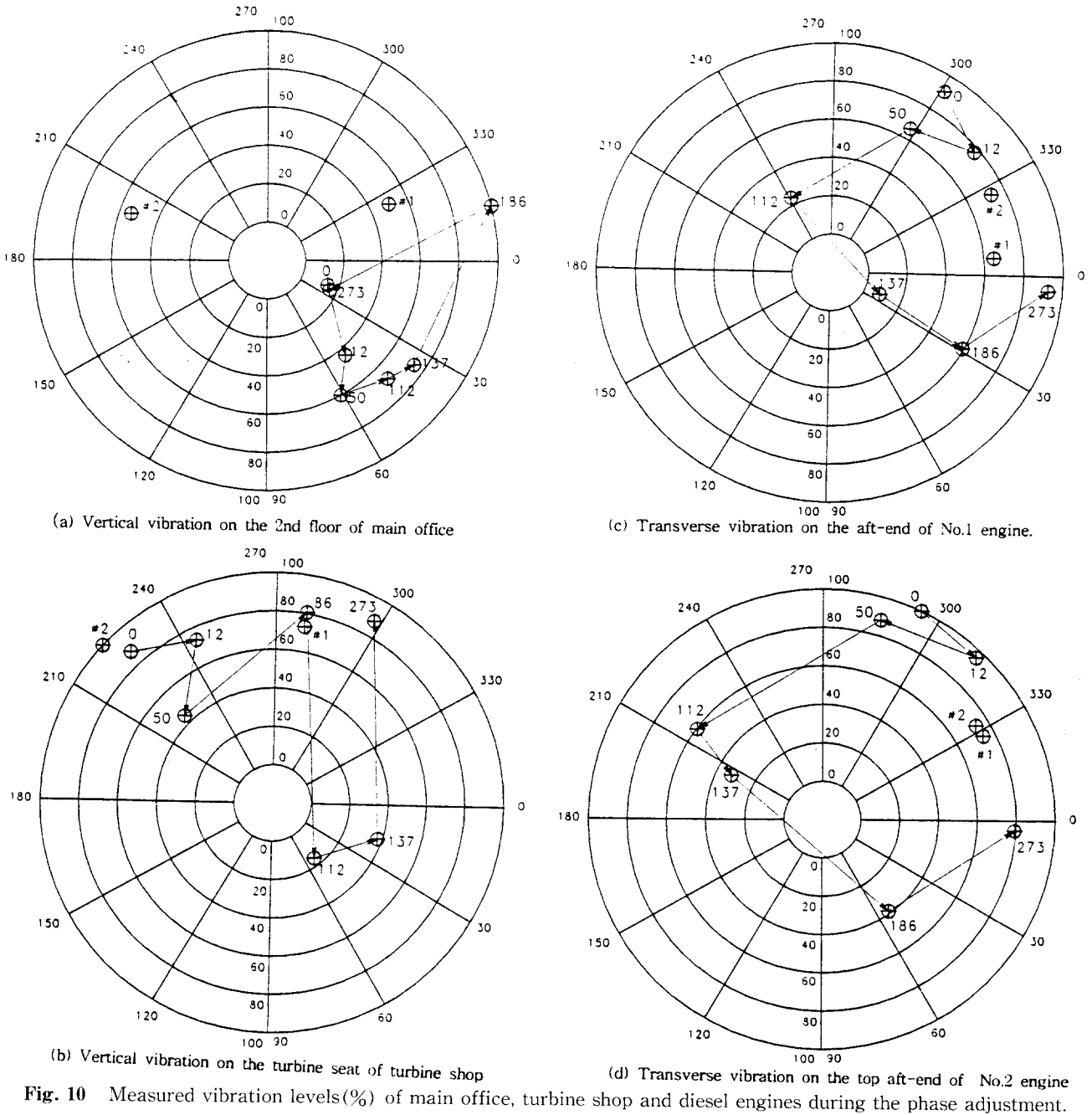
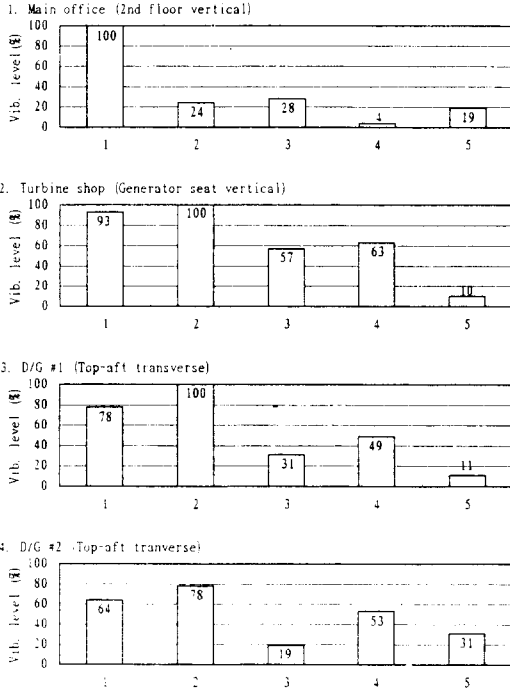


Fig. 10 Measured vibration levels(%) of main office, turbine shop and diesel engines during the phase adjustment.

은 본관 건물이 273~0° 사이, 터빈 공장과 No.1 엔진이 112~137° 사이, No.2 엔진이 137~186° 사이로 서로 상이하였다. 즉 본관 건물의 구조 진동이 감소하면 엔진 및 터빈 공장의 진동은 증가하고, 역으로 본관 진동이 증가하면 엔진 진동은 감소하였다. 따라서 6차 X형 진동 위상각은 이들의 진동이 전체적으로 감소하는 112°로 조정하였다. Fig. 11은 톱 브레이싱과 싱크로에이저의 효과를 확인하기 위해 이들의 설치 전, 후에 본관 건물, 인접 공장 및 엔진

상부 후미에서 측정된 6차 진동 진폭을 백분율로 비교한 결과로 만족할만한 진동제어 효과를 얻었다.

Fig. 12는 스트레인 게이지를 이용하여 No.1과 No.6 톱 브레이싱에 걸리는 힘을 여러가지 운전상태에 대하여 측정하고 비교한 결과이다. 이를 분석하여 보면 톱 브레이싱에 작용하는 6차 성분의 힘은 진동 위상각이 서로 반대가 되는 186°에서 최대가 되어야 하나, 실제로는 112°에서 최대값을 갖는다. 이는 6차 X형 모멘트 이외에 3, 4차의 X형 모멘트



1. Maximum vibration of main office before top bracing (T/B) and synchrophaser (SP) installation
2. Minimum vibration of the main office before T/B and SP installation.
3. Maximum vibration of main office after T/B and SP installation
4. Maximum vibration of main office after T/B and SP installation
5. Optimization of structural vibrations after T/B and SP installation.

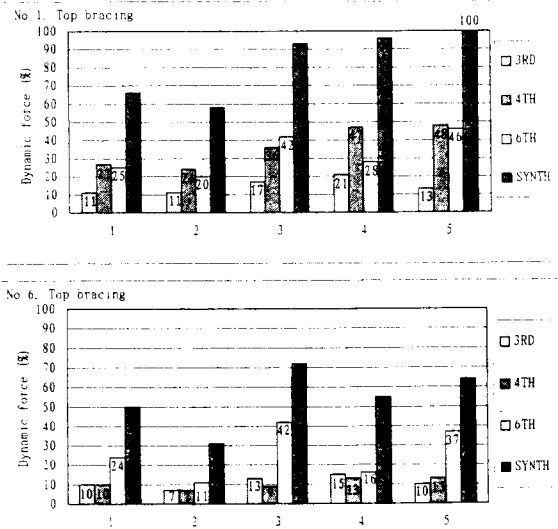
Fig. 11 Measured Vibration levels(%) of main office, turbine shop and diesel engines before and after phase adjustment.

가 동시에 작용하고 톱 브레이싱이 비대칭으로 설치된 것에 기인한다고 추정된다.

5. 결론

본 논문에서는 육상 발전소에 설치된 대형 2행정 디젤엔진의 X형 진동을 제어하기 위하여 실린더폭발 순서를 변경하고, 지반의 강성을 증가시켜 주 공진 점을 엔진의 연소최대회전수 이후로 상향 조정하였다. 그 결과 4, 5차 X형 진동은 제어되었으나, 6차 X형 진동이 인접 건물에 전달되어 새로운 건물진동이 발생하였다.

이에 대한 대책으로 엔진에 톱 브레이싱과 싱크로



1. Only D/G #1 engine operation.
2. Only D/G #2 engine operation.
3. Maximum vibration of main office.
4. Minimum vibration of main office.
5. Optimization of structural vibrations.

Fig. 12 Measured dynamic forces for the top bracing.

페이저를 설치하고, X형 진동의 위상을 조정하여 건물의 진동을 제어하였다. X형 진동의 최적 위상각은 건물과 엔진 본체의 진동을 측정하고, 이들을 분석하여 결정하였으며, 그 결과 발전플랜트 전반의 진동이 만족할 만한 수준으로 감소하였다.

참고문헌

- (1) D.C. Lee, B.W. Lee, U.K. Kim and H.J. Jeon, 1995, "Vibration Controls of Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container Vessel", ISME' 95 Yokohama, Vol II p. 51.
- (2) MAN B & W Diesel A/S, 1994, Optimization Firing Orders for 10, 11 and 12 Cylinder Diesel Engines, Document No. P302-9411.
- (3) 大津正樹, 青木純, 杉浦公彦, 1993, "低速ディーゼル発電機関へのダイナミックダンパの適用", 日本船用機関學會誌 第28卷 第1號 p. 25.
- (4) Soren O. Sloth, 1995, "Elimination of Ship Hull Vibration," ISME' 95 Yokohama, Vol II p. 58.
- (5) HHI-EMD, 1996, The Vibration Measurement of Dead Sea Works, Document No. A14-129773-6.