

병렬 엔진의 X형 진동 위상조정에 의한 디젤 발전플랜트 진동제어

이돈출* · 이병운* · 김용근* · 전효중**

Vibration Control on the Diesel Power Plant by the Phase Adjustment of Parallel Engines' X-mode Vibration

by D.C. Lee · B.W. Lee · Y.K. Kim · H.J. Jeon

Abstract

Structural vibrations of adjacent buildings, manufacturing factories and engines on the stationary diesel power plant were increased by the variation of phase angle between two engines sometimes. In this paper, top bracings and synchrophaser have been introduced in order to reduce these vibrations.

As a result, all of structural vibrations were greatly improved by the phase adjustment of 6th order X-mode vibration with these.

1. 머리말

디젤엔진을 이용한 발전은 선박, 전기의 공급이 어려운 도서, 산간지방 등과 같이 제한된 구역에서 많이 적용하고 있다. 이중 대용량의 저속 2행정 디젤엔진은 다른 동력기관보다 열효율이 높고 기동성과 내구성이 좋을뿐만 아니라 수리보수도 간편하다. 그리고 여기서 발생하는 배기가스와 보일러를 이용하여 복합발전도 가능하다. 이러한 장점때문에 최근에는 일반 발전용으로 그 수요가 증가하고 있는 추세다.

그러나 이러한 초대형 디젤엔진의 단점은 실린더의 왕복동 운동과 높은 연소압력으로 인하여 타 동력기관보다 진동을 일으키는 기진력이 크다. 그리고 엔진의 진동은 인접 건물과 주변공장들에 전달되어 새로운 환경문제를 불

러 일으킬 수 있으며, 각종 기기와 악세사리 등에 국부진동을 일으키기도 한다.

본 논문에서는 발전 플랜트 내에 설치된 대형 디젤엔진 2기(30MW급)의 X형 본체진동이 인접건물에 전달되어 건물진동이 발생하였고, 이에 대한 대책으로 엔진 2대의 X형 진동 위상을 조정하여 제어하는 방법을 검토하고자 한다. 여기서는 톱 브레이싱과 싱크로페이저를 이용하여 2대 엔진의 X형 진동 위상을 조정하였으며, 이 방법의 타당성을 확인하였다.

2. 엔진의 X형진동 및 제어

일반적으로 대형저속 디젤엔진의 X형 진동은 8 실린더 이상을 갖는 엔진에서 주로 문제로 되고 있으며, 기진모멘트는 Fig. 1과 같이 작용한다. 본 논문에 적용된 엔진 및 발전기 요목은 Table 1과 같다.

* 현대중공업 엔진사업본부

** 한국해양대학교 이공대학

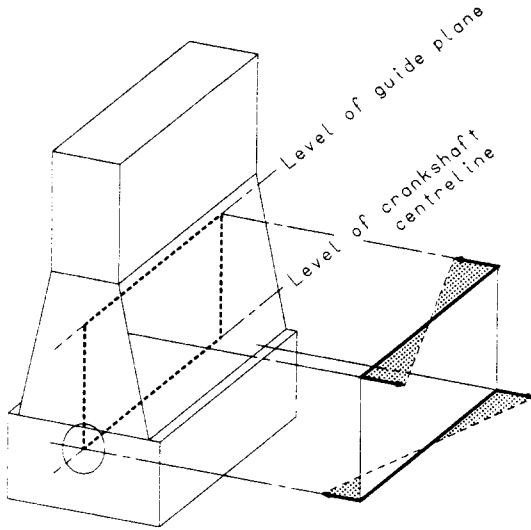


Fig. 1 X-mode guide force moment

Table 1. Specification for the 9K80MC-S power station engine

Engine	Type	HHI-MANB&W 9K80MC-S×2sets
	Cyl. bore	800mm
	Stroke	2300 mm
	MCR	103.4 rpm
	Power	41,670bhp
	Pmi	18.2 bar
	Recip. mass	12381 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
output		37,300 kVA
Frequency		50 Hz
Poles		58 ea
Power factor		0.8
Weight	367 ton	

선박에서의 X형 고유진동수는 엔진을 지지하고 있는 선체구조의 강성에 좌우되며, 육상 발전소의 경우에는 엔진 지지기반의 강성에 영향을 받는다. 지반의 강성은 흙, 점토, 모래, 자갈 등의 구성비에 통계적인 방법을 적용하여 대략적인 값을 추정하기에는 어려움이 있어 주로 진동계측에 의존하고 있다.

Fig. 2는 지반의 횡강성계수 변화에 따른 대상 엔진(9K80MC-S)의 X형 고유진동수를 예측한 결과이다. 그리고 진동계측에 의하면 강성계수는 200~300MPa 정도로 평가되었다.

엔진의 X형 진동을 제어하는 방법으로 첫째, 특정차수의 기진력을 감소시키기 위해 실린더 폭발순서를 변경하는 방법이 있다.⁽¹⁾ Table 2, Table 3은 9실린더 엔진의 대표적인 폭발순서 두 가지와 이때 엔진에서 발생하는 X형 모멘트 값을 보여 주고 있다. 여기서 Case A는 3, 4, 5차 X형 모멘트는 크지만 6차의 X형 모멘트는 작아 6차 진동이 공진할 경우는 다소 유리하다. 그러나 Fig. 2에서 보는 바와 같이 1차 진동모드의 공진 가능성이 높으며, 5차 비틀림진동이 증가하게 된다. 이때 비틀림진동을 제어하기 위해 대용량의 댐퍼를 부착한다 할지라도 공진점이 MCR(Maximum continuous rating) 근처에 위치하고 있어 크게 개선되지 않는다. 그리고 비틀림진동으로 인하여 발전기의 출력변동도 증가한다. 따라서 여기서는 Case B의 실린더 폭발순서로 변경하였다.

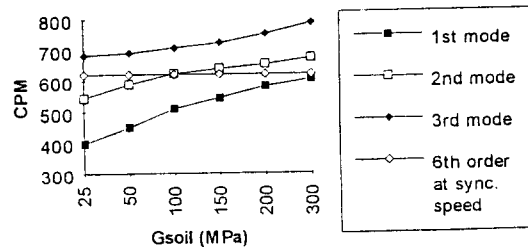


Fig. 2 Natural frequencies of X-mode vibration for 9K80MC-S

Table 2. Firing order for 9K80MC-S

Case	Firing order(even angles)
A	1-9-2-5-7-3-6-4-8
B	1-6-7-3-5-8-2-4-9

둘째, X형 고유진동수를 변경하기 위하여 기초부의 강성을 변경하는 방법이 있다. 여기서는 엔진의 주진동인 6차 X형 고유진동수를 MCR보다 상향 조정하기 위하여 기초부의 강성을 충분히 보강하였다. 이외에도 건물과 엔진을 서로 연결하는 방법이 있는데 건물은 선박과 달리 횡방향으로 취약하여 강성을 증가시키기 곤란하다.

Table 3. X-moment (unit : kN-m)

Order	Case A	Case B
1st	447	491
2nd	2	7
3rd	680	1366
4th	3133	1076
5th	2487	856
6th	797	1646
7th	102	78
8th	35	39

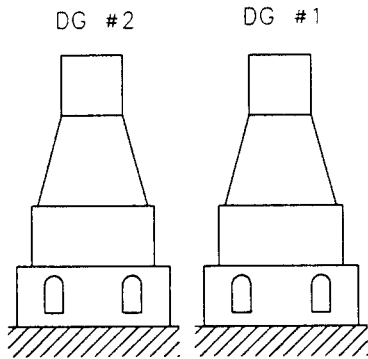


Fig. 3 X-mode vibration for 9K80MC-S

셋째, 엔진의 내부감쇠를 증가시키기 위하여 엔진 양 끝단에 다이내믹 댐퍼를 설치하는 방법이 있다.⁽²⁾ 이 경우에는 추가질량을 부착하여 주 공진점이 MCR에 위치하도록 하고 다이내믹 댐퍼를 부착하여야 한다. 그러나 대상 엔진은 이 두 가지를 동시에 부착할 수 있는 공

간이 부족할뿐만 아니라 댐퍼의 감쇠효과도 크게 기대할수 없었다.

넷째, 역진동을 발생시켜 엔진에서 발생하는 X형 모멘트를 감소시키는 방법으로, FLS사에서 개발한 일렉트릭 밸런서로 진동을 제어할수 있다.⁽³⁾ 그러나, 엔진 기초부는 파일(Pile)로 고정되어 있어 2기의 엔진이 진동할 경우 두 엔진 사이의 지반은 구조물의 연결체로 되므로 서로 간섭현상이 발생한다. 이때 두 엔진의 위상차 변동에 의해서 Fig. 3과 같은 진동이 발생하게 된다. 따라서 엔진의 상부진동을 제어하기 위해서는 4기의 일렉트릭 밸런서를 엔진상부에 설치해야 하며, 인접건물의 구조진동을 제어하기 위해서 추가로 4기의 일렉트릭 밸런서를 엔진하부 또는 엔진을 지지하고 있는 기초부에 설치해야 한다. 여기서 일렉트릭 밸런서 8기를 동시에 작동시켜 진동을 제어하는 것은 다소 복잡하지만 기술적으로 큰 문제가 없다. 그러나 이를 설치하기 위한 경제적인 부담과 모터를 구동하기 위한 전력소비가 클 뿐만 아니라 정기적인 수리보수가 필요하다.

본 연구에서는 엔진이 병렬로 설치되어 있으므로 양 엔진의 위상을 조정하여 X형 진동을 제어하는 방향을 채택하였다.

3. 병렬엔진의 X형진동 제어

두 엔진의 위상차를 제어하기 위해서는 엔진의 속도를 변경하여야 한다. 회전체의 관성모멘트가 Table 4에서 보는 바와 같이 크므로 외부의 동력 대신 엔진 자체의 동력을 이용하는 것이 바람직하다. 위상제어를 하기 위한 블럭 선도(Block diagram)는 Fig. 4와 같다.

Table 4. Moment of inertia and weight for rotating parts

Rotating part	M.O.I (ton-m)	Weight (ton)
Crank shaft	232	223
Generator	2998	249
Total	3230	472

위상제어 방법은 우선 기준이 되는 엔진에 전기적인 부하를 걸어 준다. 이때 전기적인 부하가 걸린 엔진은 차 상위 그리드(Grid)와 서로 연결되어 있기 때문에 위상과 속도는 변동하지

도 않고 변경할 수도 없다. 따라서 Fig. 4에서 보는 바와 같이 싱크로페이저로 두 엔진의 위상과 속도를 감지하고 전기적인 부하가 걸리지 않은 엔진의 위상을 부하가 걸린 엔진의 위상과 동일하도록 조속기를 조정한다.

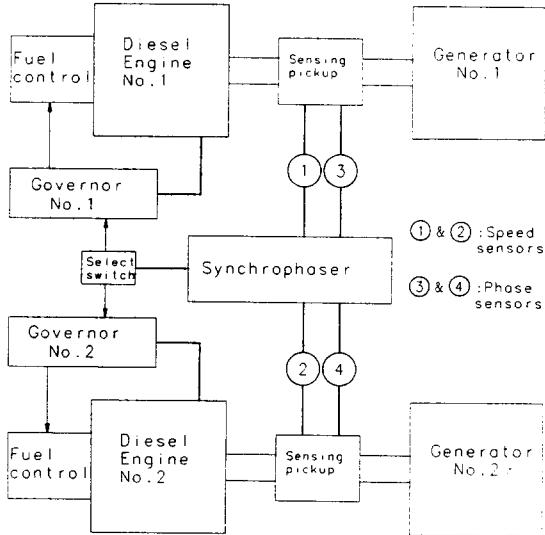


Fig. 4 Block diagram for phase adjustment of X-mode vibration.

조속기는 연료분사량을 조절하여 위상이 같도록 엔진의 속도를 제어하고, 두 엔진의 위상이 일치하면 다른 하나의 엔진도 전기적인 부하를 걸어 준다. 두 엔진 사이의 위상 제어한다는 전기적인 극을 고려하여 6.4° 내에 있으면 가능하다. 그러나 실제로 진동테스트 결과 각 실린더간의 불균등한 부하와 비틀림진동 등으로 인한 순간적인 속도변동, 센서의 설치상 문제와 장비의 감지능력 등을 고려하여 위상차는 3.0° (4.8 msec)이내가 되도록 제어하는 것이 바람직하였다.

여기서 정확하게 위상각이 제어되지 않아 전기적으로 1극의 차가 나면 두 엔진의 위상차는 12.4° 가 되고, 제어 대상인 6차 위상차는 75.5° 로 되어 인접전물과 엔진의 진동 양상은 현저하게 달라진다.

먼저 위상제어가 가능하게 되면 수평방향으로 작용하는 X형 모멘트를 상쇄 시키기 위해 두 엔진사이를 톱 브레이싱으로 연결한다. 브레이싱은 상하 좌우변형이 생기지 않도록 충분한 강성을 갖도록 한다.

대상의 두 엔진은 연결 부위의 높이가 같지 않아, Fig. 5와 같이 톱 브레이싱을 설계, 제작하였다. 이들의 강성을 확인하기 위해 한 엔진만을 운전하고 두 엔진의 진동을 계측한 결과, 진동진폭은 동일하였다. 이는 톱 브레이싱이 변형 없이 두 엔진의 X형 모멘트를 그대로 전달하고 있는 것을 확인하였다.

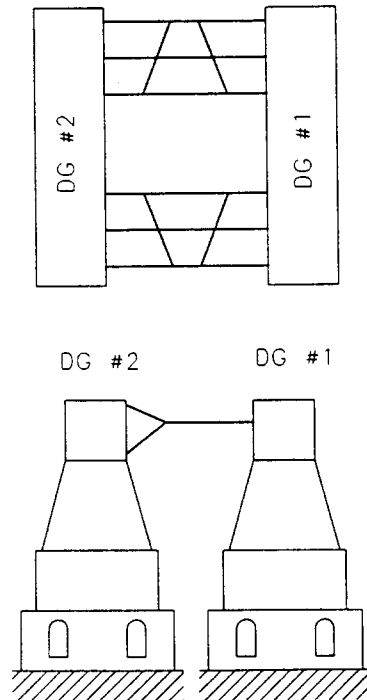


Fig. 5 Top bracing arrangement for 9K80MC-S

4. 측정 및 고찰

Fig. 5에서 보는 바와 같이 톱 브레이싱이 대칭구조가 아니며, 엔진의 지지부와 발전기의 지지부의 폭이 서로 상이하어 횡강성이 서로 다르다. 그리고 기진력은 주 차수인 6차 X형 모멘트 외에 Table 3에서 보는 바와 같이 3, 4차 X형 모멘트가 서로 다른 위상을 갖고 동시에 작용하고 있다.

여기서 엔진에서 발생하는 X형 진동이 지반을 통해서 인접 구조물들에 전달되는데 위치,

방향 및 엔진 위상차에 따라 진동이 달라지게 되므로, 이를 이론적으로 계산하거나 추정하기는 매우 어렵다. 따라서 기준이 되는 No. 1 엔진에 위상센서를 고정하고 No. 2 엔진에 설치한 위상센서를 옮겨 가면서 진동계측을 수행하였다.⁽⁴⁾

이러한 과정을 거쳐 톱 브레이싱에 걸리는 힘에 관계없이 인접 건물들과 엔진의 구조진동이 최적이 되는 위상각을 찾아 위상센서를 고정하였다. Fig. 6은 각 구조물들의 진동진폭, 엔진의 위상 및 톱 브레이싱에 걸리는 힘 등의 계측위치와 계측장비의 배치를 보이고 있다.

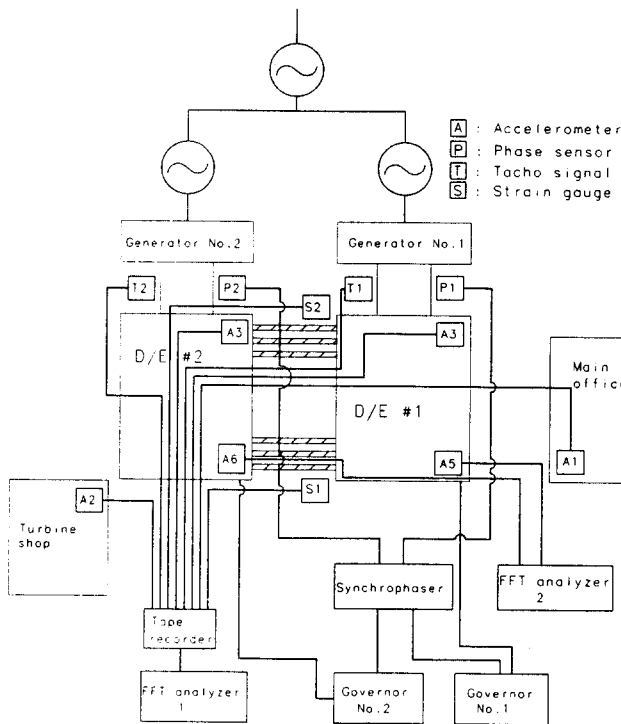
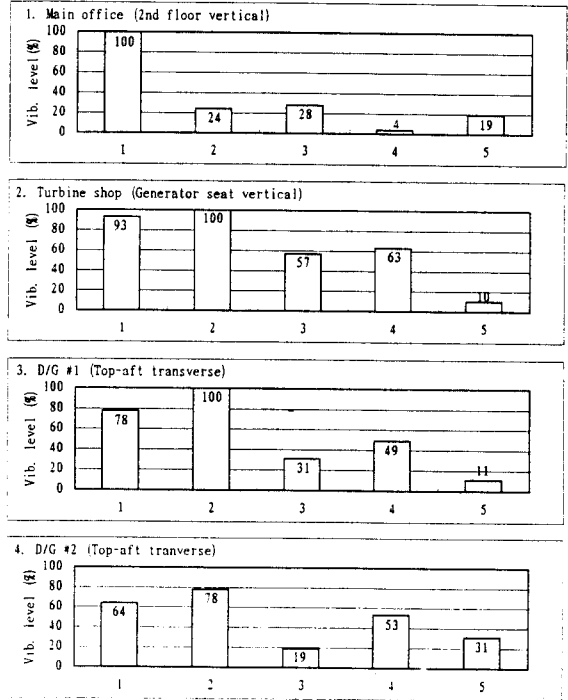


Fig. 6 Schematic diagram for synchrophaser test

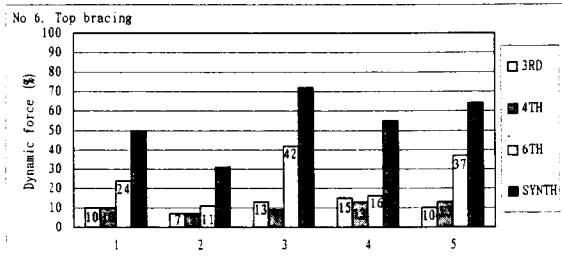
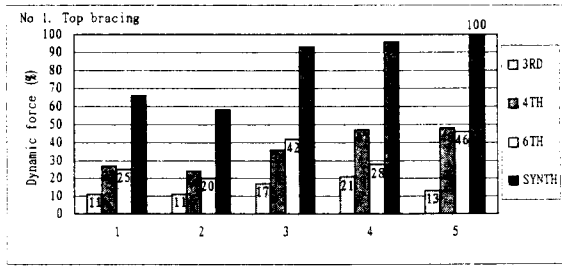


1. Maximum vibration of main office before top bracing(T/B) and synchrophaser(SP) installation
2. Minimum vibration of the main office before T/B and SP installation.
3. Maximum vibration of main office after T/B and SP installation
4. Maximum vibration of main office after T/B and SP installation
5.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

Fig. 7 Vibration levels for main office, turbine shop and diesel engines.

Fig. 7은 톱 브레이싱과 싱크로페이저 설치 전, 후의 본관 건물, 인접 공장 및 엔진 상부 후미에서 계측한 6차 진동진폭을 백분율로 비교한 결과이다. 그리고 Fig. 8은 스트레인 게이지를 이용하여 No.1과 6번 톱 브레이싱에 걸리는 힘을 계측하여 비교한 결과다.

이 결과들에 의하면 본관 건물의 구조진동이 감소하면 엔진 및 터빈 공장의 구조진동은 증가하였다. 역으로 본관 진동이 증가하면 엔진진동은 감소하였다.



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

Fig. 8 Dynamic forces for top bracings.

5. 맺는말

본 논문에서는 육상발전소에 설치된 대형 2행정 디젤엔진의 X형 진동을 제어하기 위하여 실린더폭발순서 변경과 지반의 강성을 증가시켜 주 공진점을 MCR이후로 상향 조정하였다. 그 결과 엔진의 X형 진동은 크게 문제가 되지 않았으나, 이 진동이 인접 건물에 전달되고 새로운 진동이 발생하였다. 이에 대한 대책으로 엔진에 톱 브레이싱과 싱크로페이저를 설치하고, X형 진동의 위상을 조정하여 건물의 진동을 제어하였다. X형 진동의 최적위상각은 건물과 엔진본체의 진동을 계측하고, 이를 분석하여 정하였으며, 그 결과 만족할 만한 수준으로 진동을 감소시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) 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 Yokohama, Vol II p.51,1995
- (2) 大津正樹,青木純,杉浦公彦, "低速ディーゼル發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.25,1993
- (3) Soren O. Sloth, "Elimination of Ship Hull Vibration (a presentation of the FLS vibration compensator)", ISME '95 Yokohama, Vol II p.58,1995
- (4) HHI-EMD, "The vibration measurement of Dead Sea Works", Document No. A14-129773-6, 1996