

大型 디젤엔진의 本體 및 軸系 振動 制御

李 敦 彪* · 金 義 珩**

A Study on the Vibration Control of the Engine Body and Shafting System for a Large Scale Diesel Engine

Lee, Don-Chool · Kim, Ue-Kan

Abstract

Nowadays the tendency of development in a large scale diesel engine is a high power rating design for reducing the amount of the fuel consumption and installation cost, super-long-stroke for increasing the propulsion efficiency of the propeller, super-sizedization for the large-sized container ships and P.T.O (power take off) / P.T.I (power take in) system for reducing the operation cost of the engine. In this reason, the shafting system of the large scale diesel engine is getting complicated such that it is impossible to control the vibration in a simple way as before.

This paper is to accomplish the optimal design which reduces the vibration of a large scale diesel engine by varying the natural frequency, engine excitation sources, and damping adjustment. To show the validity of the vibration control method presented in this paper, the computer simulation was performed, and it was compared to the experimental results with manufactured engine.

Especially, a case of vibration control of the propulsion shafting system with the 12K90MC-C engine was shown changing the cylinder firing order, attaching the tuning damper, and applying semi-active control with the hydraulic stay etc. By the proposed control methods, good results reducing the vibration were obtained.

* 박사과정 기계공학과 기계역학전공

** 명동중공업학과 부교수

1. 서론

엔진 및 축계에서 발생하는 진동으로는 비틀림진동, 종진동, 크랭크축의 횡진동, 엔진 본체진동 등이 있으며, 선체에 대해서는 상부구조물의 전후진동, 좌우진동, 굽힘진동 등을 들 수 있다.

여기서 이들 진동은 각각 분리하여 제어하는 경우도 있지만 엔진에서 발생하는 진동들은 서로 유기적인 관계를 갖고 있으므로 이들 진동을 효과적으로 제어하기 위해서는 각종 기진력을 종합적으로 분석 검토하여 진동제어 대책을 수립하여야 한다. 예를 들어 엔진본체진동의 기진력을 줄이기 위하여 실린더폭발순서를 변경하면, X형 모멘트와 추력 변동력은 감소하지만 부가적으로 비틀림진동, 불평형우력 등이 증가할 수 있다. 선체 상부구조물의 전후진동을 제어하기 위하여 종진동댐퍼의 감쇠를 조정하면 선체진동은 감소하지만 크랭크축 선단의 종진폭이 문제로 될 수 있다.

본 논문에서는 대형 디젤엔진의 진동 제어를 크게 3가지로 나누어서 검토하고, 본체 및 축계진동을 제어하기 위한 각종 전산 프로그램들을 개발하고자 한다.

첫째, 진동계의 강성계수 또는 관성모멘트를 조정하여 고유진동수 및 진동모드를 변경하는 방법으로 비틀림진동의 경우에는 튜닝휠과 탄성커플링을 적용하는 방법을 검토하였다. 엔진 본체진동은 하이드로릭 실린더를 갖는 브레이싱이나 스테이를 채택하여 고유진동수를 효과적으로 변경하는 방법을 검토하였다.

둘째, 기진력을 제어하는 방법으로 엔진의 실린더폭발순서 변경, 크랭크 배치각 조정 등에 관하여 검토하였으며 또한 이들 변경시 축계의 종진동과 비틀림진동에 의하여 트러스트 베어링에서 발생하는 추력변동력을 이론적으로 계산하였다.

셋째, 감쇠를 조정하는 방법으로 축계의 비틀림진동을 제어하기 위한 점성댐퍼와 튜닝댐퍼를 검토하였다. 또한 축계의 종진동에 의한 추력변동력은 증가하고 선체 상부구조물의 전후진동 기진력으로 작용하여 공진이 발생할 수 있다. 이때 종진동댐퍼의 감쇠를 조정하여 선체진동을 제어하는 방법을 검토하였다.

2. 고유진동수 변경에 의한 축계 비틀림진동제어

2.1 튜닝휠에 의한 축계 비틀림진동

축계의 비틀림 고유진동수와 진동모드를 변경하는 용이한 방법의 하나로 엔진 앞쪽에 튜닝휠을 설치한다. 튜닝휠을 설치할 경우 인접 베어링의 부하 상태, 크랭크축의 굽힘우력, 엔진의 속도 변동률 등을 고려하여 이들을 적절히 설계하여야 한다.

5L28/32 발전기엔진(1430 bhp × 720 rpm)에서 축계의 1절 7.5차 비틀림 위험회전수가

736.1 rpm으로 되어 발전기의 정속회전수 (720 rpm)와 거의 일치한다.

따라서 엔진의 4번과 5번 실린더 사이의 크랭크축과 발전기축에 과도한 부가응력이 발생하고 있으므로 1절 7.5차의 부가응력을 낮추고 동시에 1절 5차 및 5.5차의 위험회전수는 MCR보다 적절하게 높일 필요가 있다. 위험회전수는 MCR(maximum continuous revolution)을 기준으로 $\pm 10\%$ 범위내에 접근하지 않도록 하는 것이 바람직하다. 이 경우에는 발전기 연결축에서의 진동토크가 선급규제치를 초과하고 있으므로 튜닝휠을 적절히 설계하여 비틀림진동을 제어하는 것이 효과적이다.

Fig. 1은 크랭크축에 걸리는 진동토크를 비교한 결과이며 튜닝휠을 부착하면 1절의 절점이 크랭크축으로 이동하게 되고 7.5차의 위험회전수도 엔진을 사용하지 않는 611.5 rpm으로 낮아져 선급규제치를 만족하고 있다.

2.2 탄성커플링을 갖는 축계의 비틀림진동

비선형 고무형 탄성커플링을 갖는 축계는 Fig. 2에서와 같이 엔진 발전기 펌프 치차구동장치 프로펠러 등 여러가지 시스템이 복잡하게 설치되어 있다. 여기에 사용된 탄성커플링의 강성계수와 감쇠계수는 외부온도, 진동주파수, 진동토크, 전달토크 등에 의하여 비선형적으로 변하므로 이를 고려한 진동계산이 필요하다.⁽¹⁾

본 논문에서는 이러한 비선형을 고려하여 전달매트릭스법으로 진동계산을 수행하였다.⁽²⁾ Fig. 3은 한 실린더 착화실패시 발전기의 각진폭을 계산한 결과로 비선형을 고려한 경우와 유럽의 엔진제작사가 각 부하별로 구분하여 계산한 결과를 서로 비교하였다.

그 결과 비선형을 고려하여 진동계산을 수행할 경우 엔진사용의 전구역에서 정확한 진동의 예측치를 구할 수 있으나 각 부하별의 경우 부하에 해당되는 특정 회전수에서만 그 값을 얻을 수 있으므로 계산의 정도가 떨어지고 불필요한 계산이 많아지게 된다.

3. 기진력 조정에 의한 진동제어

3.1 실린더폭발순서 변경에 의한 진동 제어

콘테이너선에 탑재된 12실린더를 갖는 12K90MC-C(67080 bhp / 104 rpm)엔진은 기존 실린더폭발순서를 사용할 경우 회전수가 증가함에 따라 6차 X형 모멘트, 6차 추력변동 및 비틀림진동의 푸트(foot)응력이 증가한다.

이에 대한 대책으로 여러가지 방법을 검토하였으나, 만족할만한 결과를 얻을 수 없어 실린더폭발순서를 변경하기로 하였다.⁽³⁾ 이 엔진의 실린더폭발순서는 비틀림진동, 종진동, 불평형우력, 메인베어링의 하중 등을 고려한 대표적인 실린더폭발순서 5가지를 Table

1에 보인다.

여기서 A와 B는 각각 MAN-B&W, Sulzer의 기본적인 실린더폭발순서이다. A인 경우는 크랭크축에 6차, 9차 비틀림진동이 B, C, D인 경우에는 3차, 8차, 9차 비틀림진동이 E인 경우에는 6차, 7차 비틀림진동이 검토대상 차수로 된다.

Table 1의 5가지 실린더폭발순서에 대하여 엔진본체진동의 기진력으로 작용하는 X형 모멘트를 Table 2에 보인다. 여기서 실린더폭발순서인 A, B, E인 경우에는 6차 성분의 X형 모멘트가 상당히 크다. 실린더폭발순서가 B, C인 경우에도 6차 성분의 X형 모멘트가 없어지나 3, 4차 성분의 X형 모멘트가 증가하고 있다. 그러나 X형 모멘트의 3, 4차 다음의 진동수는 MCR보다 높으므로 문제가 되지 않는다. 따라서 방법 C를 채택하여 엔진을 제작하고 엔진본체 상부에서 X형 모멘트가 가장 큰 3차 성분의 좌우방향 진동진폭을 측정하였으며, 이 결과를 Fig. 4에 보인다. 또한 실린더폭발순서 변경에 따라 2절 9차 비틀림진동이 증가하여 이를 줄이기 위하여 튜닝댐퍼가 추가적으로 필요하였다.

Table 1 Typical firing orders for the 12K90MC-C propulsion engine.

Case	Firing order	Remarks
A	1-12-5-7-3-11-4-9-2-10-6-8	MC engine
B	1-5-12-7-2-6-10-8-3-4-11-9	RTA engine
C	1-8-12-4-2-9-10-5-3-7-11-6	Alternative 1
D	1-11-9-4-2-12-7-5-3-10-8-6	Alternative 2
E	1-12-2-10-4-8-6-7-5-9-3-11	Alternative 3

Table 2 X-moments of the 12K90MC-C propulsion engine.

(Unit : kN·m)

Order \ Case	A	B, C	D	E
3rd	1656	4102	3752	184
4th	1883	1883	1883	0
5th	0	0	0	3798
6th	6209	0	2740	6209
7th	0	0	0	1461
8th	433	443	443	0
9th	452	1120	1025	50

3.2 크랭크배치각 조정에 의한 진동 제어

컨테이너선에 탑재된 10실린더를 갖는 10K90MC-C(58600 bhp×104 rpm)엔진에서 실린더폭발순서를 변경한 결과 2차 불평형우력이 증가하게 되었다. 따라서 이를 줄일 목적으로 Table 3과 같이 실린더 배치각을 불규칙하게 하였다. 그 결과 Table 4에서 보는 바와 같이 C, D에서 2차 불평형우력을 줄일 수 있었으며, 최종적으로 D의 방법을 채택하였다.

이와 같이 실린더 폭발순서와 배치각을 불규칙하게 조정한 결과 엔진 본체진동의 기진력은 감소하였으나, 크랭크축에서 2절 10차 비틀림진동이 증가하여 이를 줄이기 위해 점성댐퍼가 추가적으로 필요하였다.

Table 3 Firing angles for the 10K90MC-C propulsion engine.
(Unit : deg)

Cylinder No.	Before modification (even)	After modification (even)	Alternative (uneven)	Alternative (uneven)
	: Case A	: Case B	: Case C	: Case D
1	0	0	0	0
2	216	252	254.4	253.6
3	144	108	115.8	114.3
4	72	216	228.7	226.4
5	288	144	141.7	139.3
6	108	324	344.1	339.7
7	252	72	82.5	81.0
8	324	36	36.3	28.8
9	36	180	185.2	180.9
10	180	288	289.0	279.8

Table 4 2nd unbalance moments for the 10K90MC-C propulsion engine.
(Unit : kN·m)

Case	2nd unbalance moment
A	0
B	2188
C	402
D	52

3.3 실린더폭발순서 변경에 따른 추력변동력

3장 1절의 12K90MC엔진에서 실린더폭발순서 변경 전후 트러스트 베어링의 추력변동력을 이론적으로 계산한 결과를 Fig. 5에서 보인다. 일반적으로 컨테이너선의 경우 컨테이너 적재량을 늘리기 위하여 선체 상부구조물의 폭을 좁히고 높이를 증가시켜 거주구가 있는 선체 상부구조물의 전후진동의 고유진동수가 낮아져 공진을 일으킬 가능성이 많다. 따라서 실린더폭발순서를 변경하여 6차 성분의 기진력이 감소하므로써 전후진동을 감소시킬 수가 있었으나, 9차성분은 증가하여 또 다른 진동문제를 일으킬 수 있다.

4. 감쇠조정에 의한 축계 및 선체 진동제어

4.1 점성댐퍼를 갖는 축계의 비틀림진동

대형선박용 다실린더 디젤엔진에서 실린더폭발순서를 변경함에 따라 주공진점이 엔진의 상용회전수내에 존재하는 경우가 늘어나고 있다. 이때 고유진동수변경 등으로 진동을 제어하기 어려운 경우 진동댐퍼를 추가적으로 설치하여 진동을 제어하게 된다. 2장2절의 10K90MC-C엔진에서 실린더 배치각을 불규칙하게 함으로써 2절 10차 비틀림진동이 증가하여 선급의 요구조건을 만족한다 할지라도 크랭크의 부가응력이 엔진제작사의 허용값을 초과하여 댐퍼를 부착하여야 한다. Fig. 6은 댐퍼를 부착하기 전, 그리고 Holset 2765×415, Geislinger D260/17의 댐퍼를 적용하여 비틀림진동을 계산한 결과로 두 경우 모두 적합하나, 튜닝댐퍼인 Geislinger D260/17은 가격이 비싸므로 비경제적이다.

4.2 튜닝댐퍼를 갖는 축계의 비틀림진동

2장 1절에서 부위험차수(6차)에서의 비틀림진동과 X형 모멘트를 줄이기 위하여 12K90MC-C엔진의 실린더폭발순서를 변경하였다. 이 결과 크랭크축의 2절 9차부가응력이 증가하게 되어 이에 대한 대책으로 튜닝댐퍼를 채택하였다. 2절 비틀림진동을 제어하기 위하여 점성댐퍼를 적용하면 1절 비틀림진동을 제어할 때보다 감쇠계수가 증가하여 댐퍼링이 케이싱에 고착할 가능성이 높게 된다. 따라서 이런 경우에는 튜닝댐퍼를 적용하는 것이 바람직 하다.

튜닝댐퍼의 동적특성을 파악하기 위하여 최적의 감쇠계수비를 구하였다. 최적감쇠비에 의한 튜닝댐퍼를 부착하여 비틀림진동을 계측하였으며, 계측결과와 계산결과를 Fig. 8에서 비교하고 있다.⁽⁴⁾ 이때 공진점 근처에서의 부가응력이 커서 이론적인 시뮬레이션을

수행하였으며, 댐퍼는 실제 제작치보다 10% 정도 강성이 크게 제작된 것으로 판단되었다.

4.3 종진동댐퍼에 의한 선체 상부구조물의 진동 제어

저속 2행정 디젤엔진에서 종진동을 줄이기 위해 종진동댐퍼가 모두 부착되어 있다. 9실린더 이상(일부 8실린더 포함)엔진을 탑재한 축계의 종진동 위험회전수는 일반적으로 엔진의 MCR보다 낮은 회전수에 존재하므로 이를 종진동댐퍼를 이용하여 MCR이상으로 이동하는 것은 어려움이 많다. 이런 경우에는 엔진의 사용회전수 범위, 위험회전수의 위치, 종진폭의 크기 및 선체 거주구의 전후진동을 고려하여 종진동댐퍼의 감쇠계수를 적절하게 조정해야 한다. 본 연구에서는 종진동의 감쇠를 정확하게 파악하기 위해 구간별로 진동진폭과 고유진동수에 따른 압력손실을 구하고 이를 식(1)과 같이 강성계수와 감쇠계수를 함께 모델링하여 이론적인 계산을 수행하였다.⁽⁵⁾

$$m_a \ddot{x}_p + a C_d (\dot{x}_p - \dot{x}_e) + \beta K_d (x_p - x_e) + K_a x_p = F e^{j\omega t} \quad (1)$$

- a : 감쇠특성상수, β : 강성특성상수
- x_p : 종진동 댐퍼의 종진폭, x_e : 엔진의 종진폭
- K_a : 종진동 댐퍼 지지구조물의 강성계수, K_d : 종진동 댐퍼의 강성계수
- m_a : 종진동 댐퍼의 질량, C_d : 종진동 댐퍼의 감쇠계수
- $F e^{j\omega t}$: 종진동의 기진력

또한 10K90MC엔진에서 선박의 상부구조물의 전후진동을 제어하기 위하여 종진동댐퍼 내부에 있는 얇은 사각판(Lamella plate)을 이용하여 감쇠를 조정하였다. Fig. 8은 감쇠조정시 선체 상부구조물의 주진동 차수인 5차성분 전후진동을 계측한 결과로 종진동은 엔진제작사의 허용한도 내에서 증가시키고 선체 상부구조물의 전후진동을 줄일 수 있었다.

5. 엔진본체 진동제어

5.1 하이드로릭 브레이싱을 이용한 엔진 11형 진동 제어

일반적으로 엔진본체 진동을 제어하는 방법으로 톱 브레이싱을 채택하고 있다. 이는

엔진본체의 주공진 회전수를 MCR보다 상향조정하기 위함이다. 그러나 엔진본체 진동의 특성을 고려하지 않고 톱 브레이싱을 설치하면 엔진본체 진동의 주공진회전수가 MCR전후로 이동하여 톱 브레이싱이 없을때보다 진동이 악화될 수 있다.

Fig. 9는 6S50MC엔진에서 톱 브레이싱을 부착할 경우 108rpm근처에서 6차 H형 진동이 증가하였다. 또한 톱 브레이싱을 제거할 경우 피크점은 100rpm으로 이동하게 되어 진동이 증가하게 된다. 따라서 하이드로릭 실린더를 갖는 브레이싱을 이용하여 106rpm 이상에서는 솔레노이드 밸브를 이용, 브레이싱에 공급되는 오일을 차단함으로써 브레이싱이 작동되지 않도록 준능동제어를 적용한 결과 엔진의 전회전 구역에서 H형 진동에 대한 만족할 만한 결과를 얻었다.

5.2 하이드로릭 스테이를 이용한 배기관 진동 제어

3장 1절에서 언급한 12K90MC-C에서 실린더폭발순서를 변경하여 비틀림진동의 2절 9차 피크점이 80rpm근처에 존재하고 종진동 및 배기관의 전후진동이 고유진동수가 거의 같은 회전수에 존재하였다. 특히 비틀림진동에 의한 추력변동력이 증가하여 배기관 전후진동이 증가하였다.⁽⁶⁾

먼저 배기관의 전후방향 고유진동수를 변경하기 위해 스테이를 추가적으로 설치할 경우 80rpm에서 진동은 줄어들지만 엔진을 가장 많이 사용하는 MCR근처에서 전후진동이 증가하므로 Fig. 10에서 보는 바와 같이 준능동제어를 행하여 엔진의 전회전구역에서 배기관의 전후진동을 감소시킬 수 있었다.

6. 결 론

본 논문은 실제 엔진 및 선박에서 고유진동수 변경, 기진력 및 감쇠력 조정 등으로 진동을 제어하는 방법을 검토하였으며, 이들을 요약하여 정리하면 다음과 같다.

- (1) 엔진의 본체 및 축계 진동을 제어 하기 위해 엔진에서 발생하는 여러형태의 기진력과 진동해석 방법들을 이론적으로 검토하고 전산프로그램을 개발하였다.
- (2) 탄성 커플링의 외부온도, 진동주파수, 전달토크, 진동토크 등에 의하여 강성계수와 감쇠계수가 비선형적으로 변하므로 이를 고려한 비틀림진동 해석용 전산프로그램을 개발하였다.
- (3) 엔진 본체진동의 기진력인 X형 모멘트와 트러스트 베어링의 추력변동력을 제어하기 위하여 실린더폭발순서를 변경한 결과 만족할 만한 성과를 얻었다. 또한 크랭크 배치각을 불규칙하게 배열하여 2차 불평형우력을 효과적으로 제어할 수 있었다.
- (4) 비틀림진동을 제어하기 위하여 점성댐퍼와 튜닝댐퍼의 최적설계를 위한 이론을 검토

하고 이를 실제 축계에 적용하여 측정치와 비교 분석하였다. 또한 선체 상부구조물의 전후진동을 제어하기 위하여 종진동댐퍼의 감쇠계수를 조정한 결과 전후진동이 현저히 감소하였다.

- (5) 엔진과 배기관에 하이드로릭 실린더를 갖는 브레이싱에 준능동제어를 적용한 결과 엔진의 전 사용회전수에서 효과적으로 진동을 제어할 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] 김의간, 추진축계 비선형 강제 비틀림진동해석 전산프로그램 개발에 관한 연구, 한국해양대학교 부설 산업기술연구소, 1993.
- [2] 이돈출·박병학·전효중, “전달매트릭스법에 의한 다지점 지지계의 연성 강제감쇠 횡진동 계산에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제14권 제2호, 1991.
- [3] 이돈출외 3명, “다실린더 대형 디젤엔진의 착화순서 변경에 따른 진동제어”, 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 1992, p.606.
- [4] 이돈출외 3명, “저속 2행정디젤엔진의 가이스링거형 비틀림 진동댐퍼의 동특성 및 성능에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제16권 제5호, 1992, p.17.
- [5] D. C. Lee, J. S. Choi and U. K. Kim, “Dynamic Characteristics of Axial vibration Damper and Its Application for the Propulsion Shafting System with Marine Diesel Engine”, Proceedings of the International Conference on Vibration Engineering, Beijing, China, 1994. p.471.
- [6] D. C. Lee, B. W. Lee, U. K. Kim and H. J. Jeon, “Vibration Control of Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container Vessel”, ISME (YOKOHAMA '95), T184, 1995.

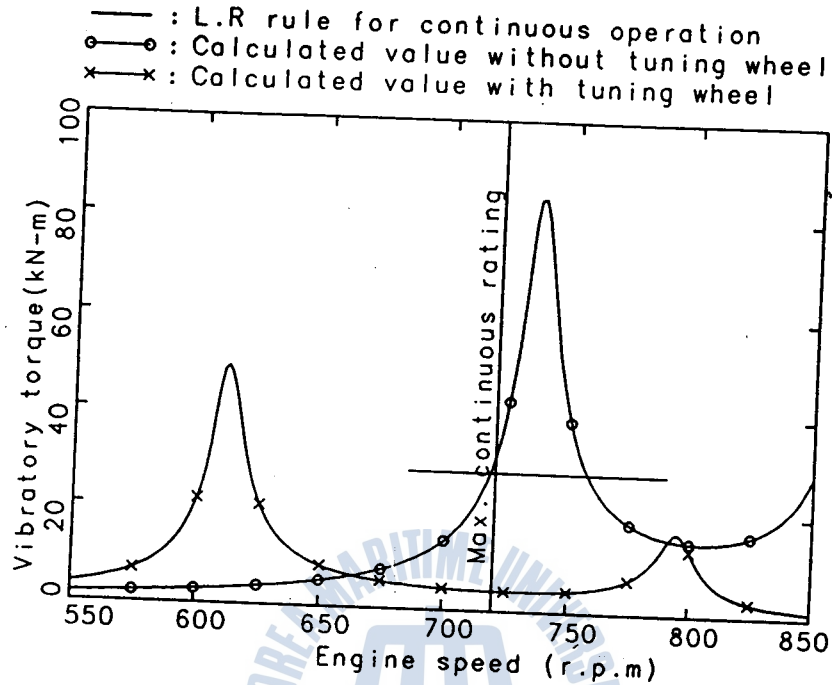


Fig. 1 7.5th vibratory torques of crankshaft for the 5L28/32H auxiliary engine.

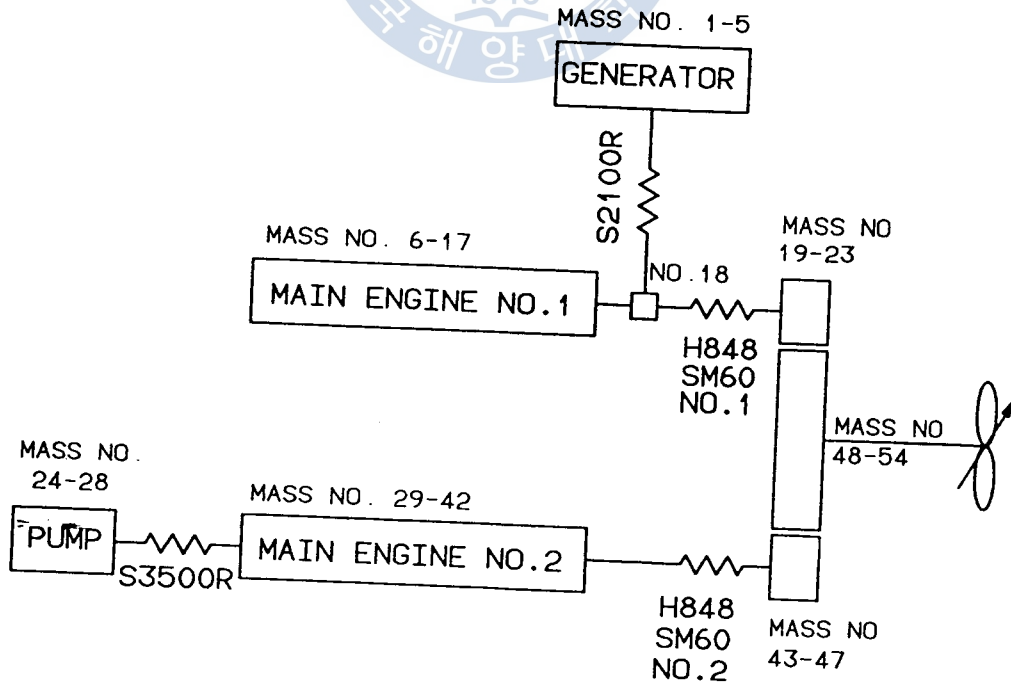


Fig. 2 Branched propulsion shafting system.

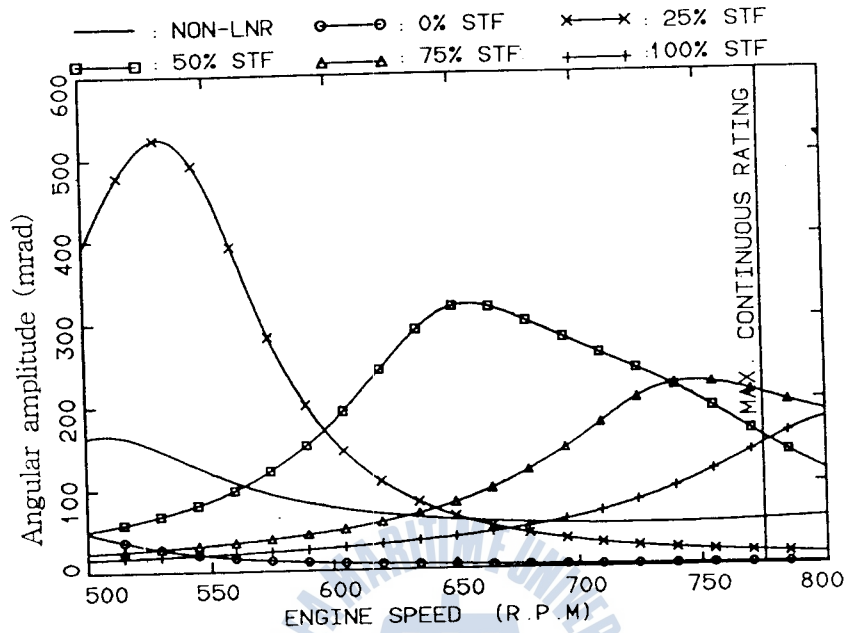


Fig. 3 0.5 order vibratory angles of generator shaft on the No.1 cyl. misfiring condition(No.1 M/E)

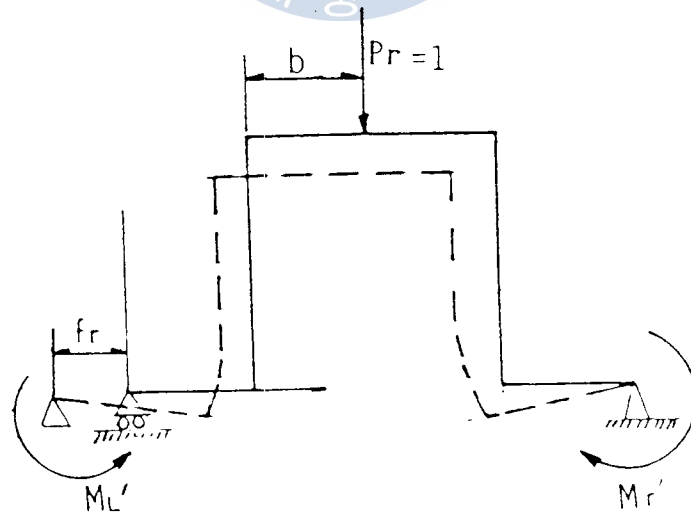


Fig. 4 Measured transverse vibrations of engine upper part for the 12K90MC-C propulsion engine.

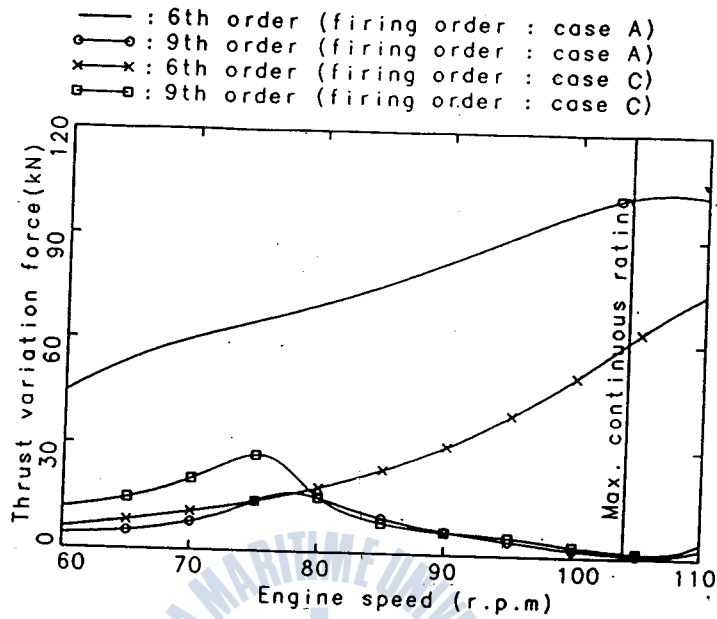


Fig. 5 Calculated thrust variation forces of thrust bearing for the 12K90MC-C propulsion engine

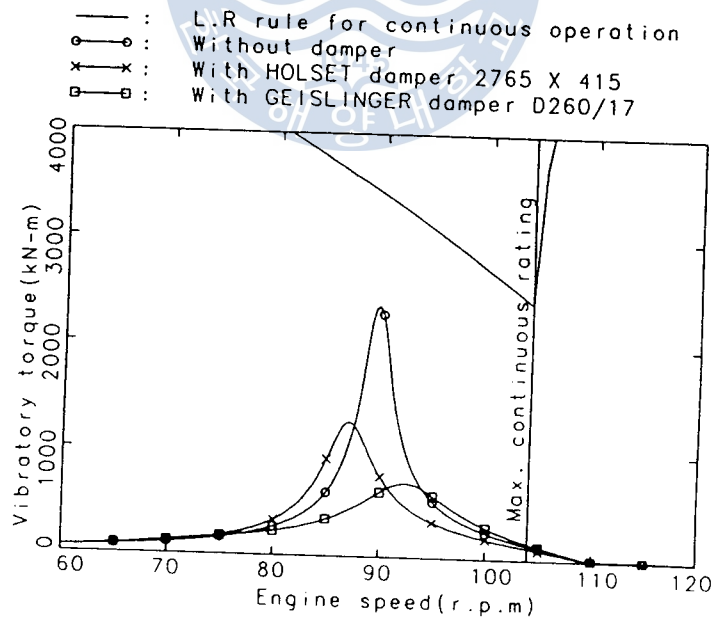


Fig. 6 10th order vibratory torques of crankshaft for the 10K90MC-C propulsion engine.

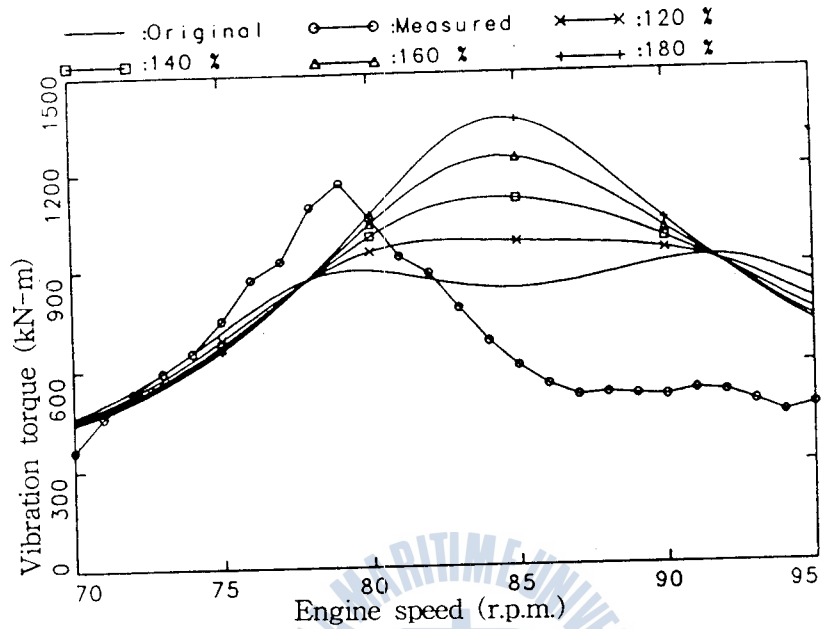


Fig. 7 9th order vibratory torques of crankshaft.

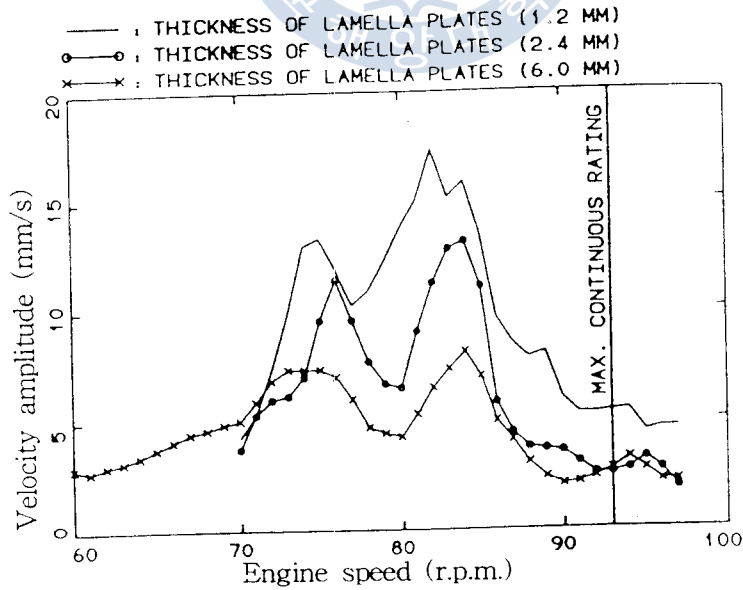


Fig. 8 Measured results on the navigation bridge due to the 5th order longitudinal vibration

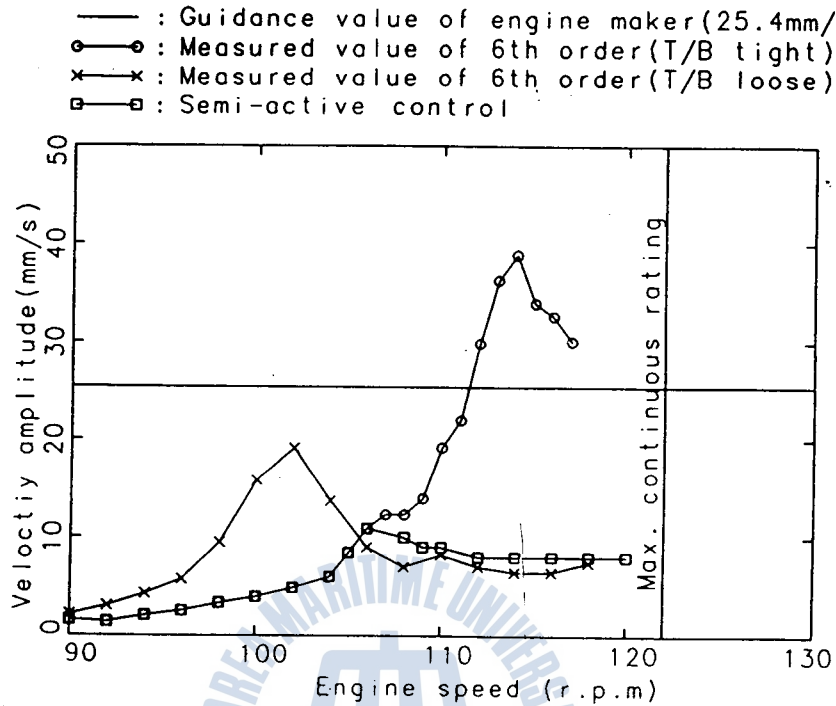


Fig. 9 Transverse vibration of engine forward top for the 6S50MC propulsion engine.

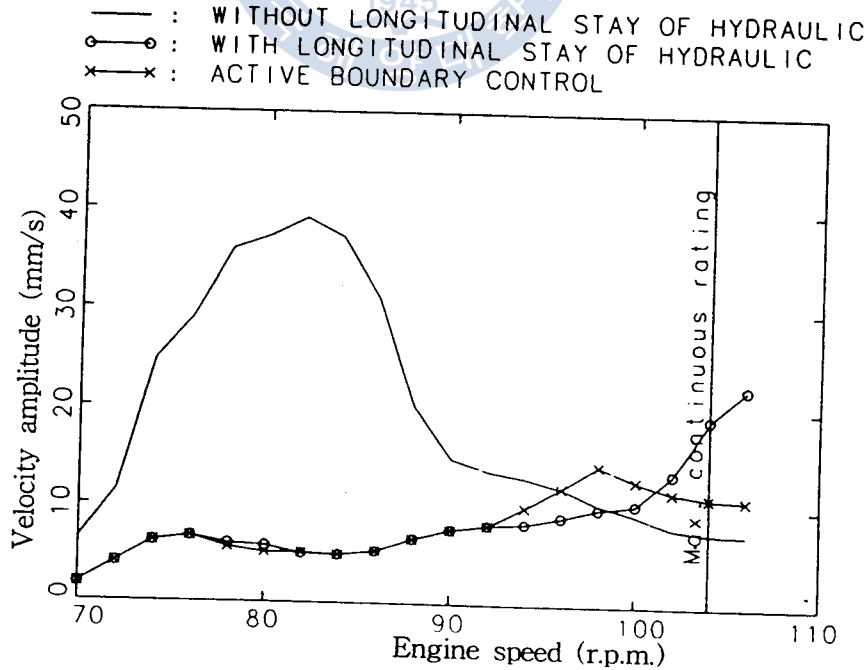


Fig. 10 The results of longitudinal vibration of exhaust receiver using abc