

디젤 主機로 인한 船體上下굽힘振動의 消振에 關하여

安 時 榮

造船工學科

(1980. 11. 10 접수)

〈要 約〉

디젤 船의 主機의 二次垂直不平衡偶力으로 인한 船體上下굽힘振動이 許容限界値를 초과할 경우에는 造船所에서는 消振手段으로서 平衡자(balancer)를 가감 設置하곤한다. 이러한 主機로 인한船體굽힘 共振振動을 消去하기 위한 消振裝置의 設置必要性을 推定하는 方法을 檢討하고 消振方法의 一種인 平衡자에 對하여 種類 및 그 消振效果를 實船의 振動의 實例를 들어 解說하고 同時에 共振振動의 값을 許容値內로 制限하기 위하여 主機의 許容二次不平衡偶力을 구하는 方法을 說明하였다. 결론적으로 이러한 振動에 關하여 一般的으로 고려하여야 할점들을 提示해 보았다.

On the Reducing of Vertical Vibration of Diesel-Ship due to 2nd-Order Unbalanced Vertical External Couple of the Main Diesel Engine

Si Young, Ahn

Dept. of Naval Architecture & Shipbuilding

(Received November 10, 1980)

〈Abstract〉

It is often required after the ship trial trip to install a balancer as a means of [reducing hull vertical vibration due to second order moment produced by the main diesel engine, whenever it exceeds the allowable limit value of hull vibration.

The methods which can be used for judging the necessity of a balancer are introduced, and balancer types and their vibration-reducing characteristics are shown with some examples of hull vibration of existing ships. A method to estimate the allowable second order moment for a given limit of hull vertical resonance amplitude is shown.

In conclusion, general items to be considered with respect to hull vertical vibration due to the main diesel engine are proposed.

I . 序 論

船舶에 있어서의 起振源은 直接的인것과 間接的인 것이 있다. 즉 裝備된 機械의 不平衡力 및 不平衡偶力, 프로펠러推力の 變動 및 偏心作用, 프로펠러 토오크의 變動, 船尾 및 舵 表面에서의 水壓變動, 波浪의 衝激 등이 전자에 속하고, 이들 起振源으로

인한 主機關 및 軸系의 振動이 船體振動을 유발하고 또 船體振動이 裝備된 機器, 甲板室 隔壁, 構造部材 등을 變位加振하는 경우가 후자에 속한다.

船體振動은 上下振動, 水平振動, 비틀振動 등의 振動型으로 구분된다. 主起振源은 프로펠러, 主機關 및 軸系의 振動, 波浪衝激 등이며 이로인한 船體振動은 副構造物의 振動, 構造部材의 振動, 및 裝備機器의 振動에 대한 變位起振源이 된다.

主起振源이 디젤主機關일 경우는 다음과 같은 機關振動이 있다.

(1) 비틀振動

디젤船의 경우 프로펠러의 起振力에 비하여 機關의 起振力이 크다. 간혹 비틀振動때문에 軸系計劃의 變更이 불가피할때도 있다.

(2) 機關의 不平衡力 및 不平衡偶力, 船舶의 大型化, 高出力化로 主機關이 大型化하게 되고 이에따라 기관의 不平衡 및 不平衡偶力이 증가하는 경향이 있다. 따라서 機關製作會社는 着火順序의 조정 등으로 不平衡力 및 不平衡偶力을 감소시키고 있다. 一次不平衡偶力은 이러한 機關의 着火順序의 조정으로 감소시킬수 있으나 二次不平衡偶力은 그 값이 클경우는 別度의 方法을 使用하지 않으면 안되며 例로서 바란사에 의한 方法등이다. 主機關의 振動型은 水平振動과 垂直振動이 있다.

(3) 機關의 左右振動

機關의 燃費周期力에 의하여 發生하는 側壓으로 架構(column)의 左右振動이 야기되며 이振動이 機關의 基礎台를 통해서 船體에 전달되어 機關室附近에 비교적의 高次數의 振動이 發生한다. 이러한 振動은 適當한 方法으로 消振될수있다.

(4) 프로펠러의 周수와 기관시린다수

프로펠러의 周수에 相當한 諸振動이 主槓의 시린다수에 相當한 諸振動과 同調한 서는 增幅으로 인한 위험이 있으므로 이를 피하기 위해서는 프로펠러의 轉數에 注意하여야 한다.

상기 機關의 振動中에서 主槓의 二次垂直不平衡偶力에 由한 moment(이하 2차 moment 또는 M_{2V} 라 함)가 클경우는 船體上下굽힘 振動에 미치는 영향이 甚대히 크므로 이로인한 共振은 바란사 등의 方法으로 消振되어야 한다.

따라서 디젤船의 主槓의 二次 moment의 發生 메카니즘(mechanism)과 例로서 Sulzer-RND-M型 및 B&W·L-GFCA型 機關의 M_{2V} 를 說明하고 主槓의 M_{2V} 으로 因한 船體上下굽힘 振動의 消振方法인 巴란사의 對하여 種類다 設置目的을 論한다.

디젤船의 初期設計段階에서 主槓의 二次 moment의 振動數와 船體굽힘 固有振動數와의 共振狀態의 可能性檢討을 위해서는 排水量과 船體固有振動數와의 關係를 나타내는 曲線으로 부터 共振可能性을 檢討하여 巴란사의 設置必要性을 推定한다.

電動式과 機械式 巴란사의 設置場所의 選定에 따른 消振效果 그리고 實船의 振動例와 消振效果를 解說하고 이러한 主槓이 二次垂直不平衡偶力으로 因한 船體上下굽힘 振動의 消振에 對한 綜合的인 對策을 提示하고자 한다.

II. 主槓의 二次垂直不平衡偶力發生의 메카니즘(mechanism)과 M_{2V} 의 例

1. 發生의 mechanism

主槓의 二次垂直不平衡偶力은 Fig. 1.에서와 같이 피스톤의 上下運動에 依하여 發生한다. 즉 크랭크軸이 一定角速度 w 로 回轉하고 피스톤이 上死點으로 부터 x 인 位置에 있다면

$$x = OA - OP = (r + l) - (r \cos \theta + l \cos \varphi) = r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \varphi) \quad (1)$$

여기서

r = 크랭크반경

l = 연결봉길이

$l/r = \lambda$ 라하면 $r \sin \theta = l \sin \varphi$ 로 부터

$$\begin{aligned} \cos \varphi &= \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \\ &= 1 - \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda^2} - \frac{\sin^4 \theta}{8\lambda^4} - \frac{\sin^6 \theta}{16\lambda^6} \end{aligned} \quad (2)$$

$1/\lambda$ 의 高次項은 微少하므로 省略하면 (1)式은

$$\begin{aligned} x &= r \left\{ (1 - \cos \theta) + \frac{\sin^2 \theta}{2\lambda} \right\} \\ &= r \left\{ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \right\} \end{aligned}$$

따라서 피스톤의 上下方向加速度는

$$\alpha = \frac{d^2 x}{dt^2} = r w^2 \left(\cos \theta - \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right) \quad (3)$$

(3)式의 第二項 $\alpha_2 = r w^2 \cdot \frac{\cos 2\theta}{\lambda}$ 가 二次의 上下方向의 加速度로서 이가속도 α_2 와 上下方向의 運動質量 m 의 積이 上下方向의 二次垂直力 f_2 가 된다. 즉

$$f_2 = m \cdot \alpha_2 = m \cdot r \cdot w^2 \cdot \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \quad (4)$$

上記의 힘 f_2 는 1個의 시린다에 대한것이지만 n 個의 시린다로된 디젤機關에 對해서는 어느기준면으로 부터 시린다간의 거리와 상기의 上下方向의 二次의 힘 f_2 와의 積의 Vector合이 主槓의 二次垂直不平衡偶力에 의한 二次 moment, M_{2V} 가 된다.

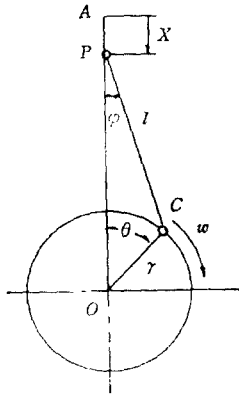


Fig.1. Mechanism of generation of 2nd order exciting.

2. 主機의 M_{2V} 值의 例

디젤 船의 主機關으로 現在 많이 使用하고 있는 Sulzer RND-M 型 機關에 對한 2차순회 모멘트 M_{2V} [T·m]는 Fig.2에 例示되고있다. 이 그림에서 보듯 主機의 機種과 2차순회수에 따라 M_{2V} 가 현저히 변하고 특히 6기린다 이하에서는 큰 증가현상을 나타냄을 알수있다.

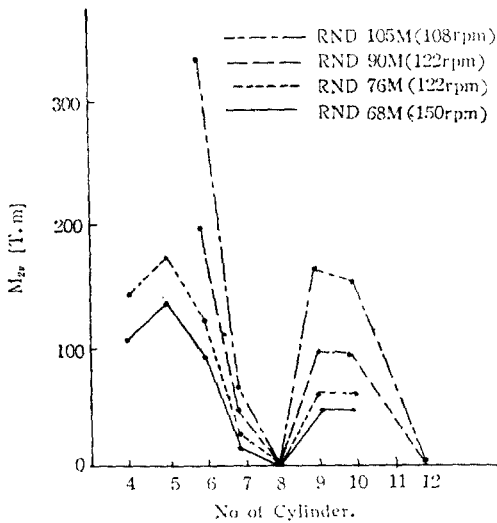


Fig.2. Sulzer RND-M Type Engine.

正 現在 B&W 社의 新開發品으로 장차 널리 쓰일 것이 예상되는 L-GFCA 型機關에 對한 2차순회 모멘트 M_{2V} [T·m]는 Fig.3에 보여주고 있다. 역시 主機의

機種과 2차순회수에 따라 M_{2V} 值가 크게 변하며 여기서도 6기린다이하에서는 M_{2V} 值가 현저히 증가하고 있다.

따라서 이러한 M_{2V} 值의 크기로 인한 船體振動의 영향에 각별히 유의하여야 한다.

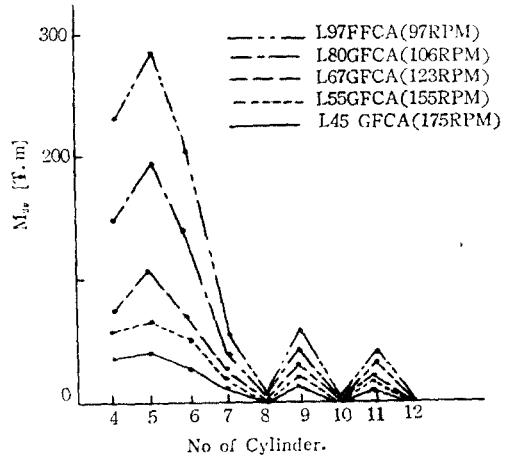


Fig.3. B&W. L-GFCA Type Engine.

III. Balancer의 種類와 設置目的

主機의 二次 moment로 인한 船體上下굽힘 振動을 防止하기 위한 消費方法으로서의 balancer 이는 대별하여 電氣式과 機械式이 있다.

1. 電動式 balancer

Fig.4에서 알수있듯이 같은 크기의 불평형중량을 같은 角速度로 反對方向으로 回轉시킬때 發生하는 合成遠心力은 단지 垂直分力로서만 나타난다. 이 원심력이 消振起振力으로서, 主機의 二次 moment M_{2V} 에 의한 船體振動과 位相差가 180° 인 振動을 發生시킨다. 이 不平衡重量的 回轉은 電動구동방식에 의한다.

2. 機械式 balancer

Fig.5에서와 같이 主機의 前後端에 設置하며 그 原理는 電動式에서와 같이 不平衡重량은 크랭크샤프트에 의하여 스프로킷으로 부터서 구동하여 수직 원심력만을 발생케하고 이힘에 의하여 위상차가 180°

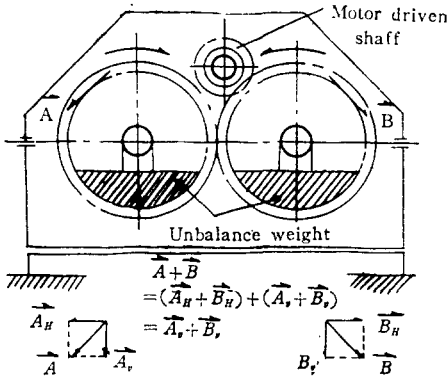


Fig. 4. Principle of elect. balancer.

인 moment 을 발생시킨다. 이 경우 主機와 balancer 에 의한 合成 moment M_{2V} 은 主機의 二次 moment M_{2V} 에 대하여

$$M_{2V}' = M_{2V} - F_3 \times l \quad (5)$$

로 表示할수있다. 이식이 보이는마와 같은 機械式 balancer 에서는 主機가 가진 二次 moment 自體를 줄임으로써 船體固有振動을 減少시킨다.

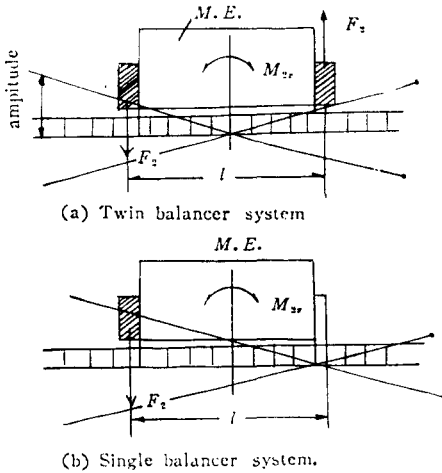


Fig. 5. Balancer system.

3. 設置目的

一般商船의 船體上下굴림振動에는 다음 같은 경향이 있다.

(a) 單位起振力에 對한 振動加速度가 比較의 커

서 적은 振動力으로도 容易하게 振動한다.

(b) 船體上下振動으로 上部構造室의 前後振動이 誘發되어 居住性이 나빠진다.

(c) 低次의 振動이 定格回轉數附近에서 發生하는 경우에는 船體의 補強에 依한 共振의 回避, 振幅의 減少는 거의 불가능하다.

이상과 같은 경향에 대응하여 디젤主機의 二次 moment 에 連續적으로 위상차가 180°인 起振 moment 를 加하여 船體上下굴림振動이 減少되도록 하는 것이 balancer 의 設置目的이다.

Fig. 6은 電氣式 balancer 에 의한 消振同調狀態를 나타내고 있다.

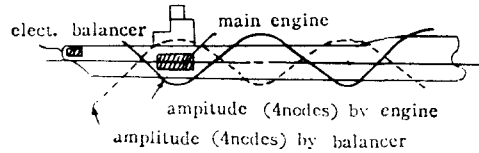


Fig. 6. Balancer-damping resonance.

Ⅶ. Balancer의 設置必要性檢討

디젤主機의 二次 moment가 큰 경우는 이 moment에 의한 船體上下振動의 진폭이 限界値를 초과하여 기기류 및 구조의 손상이 일어날수있고 쾌적환경의 확보가 어려워진다. 예를들면 Sulzer 9RND-105型 機關은 定格回轉數 108rpm 에서 164[T·m]의 높은 二次 moment, M_{2V} 를 發生함으로써 船體固有振動數가 216cpm 附近인 경우 共振現狀을 야기하여 balancer의 設置가 必要하게 된다.

Balancer 設置의 必要性檢討와 所要消振力의 算定은 一般적으로 다음의 方法으로 한다.

(1) 船體의 上下固有振動數는 同型船의 資料를 토대로하여 推定한다. 이의의 近似的 推定方法은 (5)에서 논의한다.

(2) 排水量과 各節固有振動數의 關係曲線을 作成하여 常用回轉數範圍內에서 主機의 M_{2V} 의 振動數와 船體上下振動數와의 共振有無를 檢討한다. 例로서 Fig. 7[1]은 主機 Sulzer 9RND-105 기관을 탑재한 26,000 DWT의 container 船에 對한 排水量과 振動數關係曲線을 表示하고 있다. 여기서 主機는 36,000 Bhp(108rpm), M_{2V} 는 108rpm에서 164 [T·m]으로 NCR및 MCR 사이의 振動數에서 4節의 船體振動數와 共振이 일어남을 보여주고 있다.

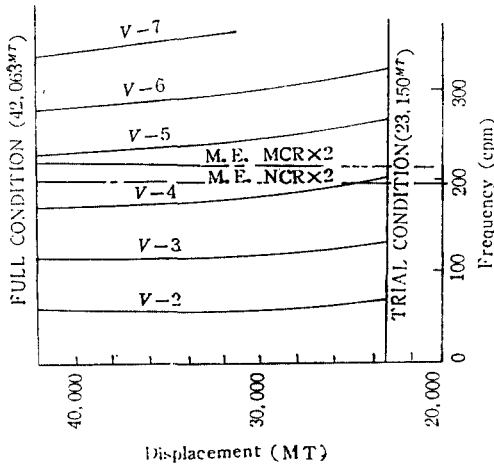


Fig. 7. Displacement-Frequency curve.

(3) 共振이 예상될때나 M_{2V} 가 큰값인때는 船尾 및 上部構造에 對하여 振幅 또는 加速度를 推定한다. 이를 위한 方法으로서는 여러사람들에 의하여 제안된 경험식이 있으며 이중 진폭계산에는 다음식 [2]을 사용한다.

$$Y = \frac{1}{\Delta \cdot (1+\lambda) \cdot N^2} \cdot \beta \cdot \frac{M_{2V}}{L_{BP}} \quad (6)$$

여기서

- Y.....共振振幅(mm)
- N.....主機回轉數(rpm)
- M_{2V}主機의 二次 moment [T·m]
- $\Delta(1+\lambda)$附加質量을 포함한 排水量(T)
- β實驗常數
- L_{BP}垂線間距離(m)

위式에서 振幅의 값을 制限하면 許容二次 moment는 다음과같이 얻어진다.

$$M_{2V} < \frac{Y_0 \cdot (1+\lambda) \cdot N^2 \cdot L_{BP} \cdot \Delta}{\beta} \quad (7)$$

여기서 Y_0 는 振幅制限值,

上記의 船體上下굽힘振動의 振幅計算中 附加質量의 計算方法으로 F.M. Lewis [3], 金極天 [4], Kumai [5], 金極天 [6], 金正濟 [7]의 計算등이 있다.

(4) 推定한 振動振幅 또는 振動加速度가 許容值 [8]를 초과할경우, ballast 조정에 의한 消振方法이 實用성이 없을때는 balancer의 設置가 불가피하다. 上記 ballast 조정에 의하여 船體固有振動數를 變更

함으로 共振을 避하는것은 balancer에 의하지않는 다른 消振方法이라 하겠으나 滿載狀態에서는 이런 方法으로 消振할수없고 balancer에 의존함이 불가피하다.

(5) 船體의 固有振動에 대해서는 보통 가장 문제 가 되는 二節의 上下굽힘振動數에 대한 연구결과가 많이 발표되어있고 高次의 振動數에 대해서는 二節의 振動數에 약간의 修正値를 加해서 近似的으로 예측함이 통예이다.

二節의 振動數算定에는 F.M. Todd [9], L.C Burrill [10]의 실험식과 기타 여러가지 方法이 있고 또 저차고차초기 추정을 위한 간략법으로 R. Nagamoto外 [11]의 方法이 있다. 저고차선체상하진동수를 구하기위한 상세한 계산에는 金極天 [12]이 발표한 方法이 있다. Todd와 Burrill의 실험식은 다음 식과 같다.

(a) 二節의 船體上下固有振動數

(a.1) L.C. Burrill의 實驗式

$$N_V = \phi \cdot \left[\frac{I}{\Delta \cdot L^3 (1+B/2T)(1+r_s)} \right]^{1/2} \quad (8)$$

여기서

N_V垂直船體振動數(cpm)

I.....中央斷面의 二次 moment(ft⁴)

Δ排水量 [t]

L.....垂線間距離(ft)

B.....船幅(ft)

D.....型깊이(ft)

T.....吃水(ft)

r_sLockwood Taylor의 전단수정계수

$$r_s = \frac{3.5D^2 [3 \cdot (B/D)^3 + 9(B/D)^2 + 6(B/D) + 1.2]}{L^2 \cdot (3B/D + 1)} \quad (9)$$

ϕ實驗係數=2,400,000

(a.2) F.M. Todd의 實驗式

$$N_V = C_1 \left[- \frac{B \cdot D_E^3}{(1.2 + B/3T) \cdot L^3 \cdot \Delta} \right]^{1/2} + C_2 \quad (10)$$

이式속의 기호들은 Burrill式에서와 같다. D_E 는 船樓가 짧은 유조선과 貨物船에서는 D_E 는 強力甲 까지의 長이를 表示하고 船樓가 긴배에서는

$$D_E = \left(\frac{\sum D_1^3 L_1}{L} \right)^{1/3} \quad (11)$$

여기서

L_1각부분의 최상갑판의 길이

D_1용골로부터 최상갑판에 이르는 높이를 선

체중양에서 측정된 값이며 Δ 는 모든 노를
값만을 포함한다.

式(10)에서의 常數 C_1 과 C_2 의 값으로는 다음
Table.1의 것이 추정되고 있다.

Table.1. 船種과 C_1 및 C_2 의 값

	C_1	C_2
유 조 선	52,000	28
화 불 선	46,750	25
선루를 가진 여객선	44,000	20

(b) 高次의 船體上下固有振動數

三節이상의 크차의 船體上下固有振動數의 근사값은 그물과 二節振動數의 인더진 비율로부터 근사적으로 推定할수도 있고 R.Nagamoto의 간략법 [11]은 사용하여 예측할수도 있다. Table.2[13]는 몇가지 예들에서 그러한 비율들을 實測한 結果를 보여 준다.

Table.2. 垂直二節振動數와 高次振動數와의 比率

船 種	三節	四節	五節	六節
U. S. 3 Niagara(수송선)	1.8	2.65	3.23	4.07
Charles Ware(구축함)	1.49	3.3	4.4	—
Gopher Mariner(화물선)	1.92	2.60	3.15	4.40
Perc Marquette(차량도선)	2.0	3.10	4.6	—
C. A Poul(광석운반선)	2.14	3.75	4.65	6.9

V. Balancer의 設置場所와 消振效果

1. 電動式 balancer

Fig.6에서 알수있듯이 振動數의 關係없이 항상 最大의 진폭이 일어나는 船尾端이나 船首端을 택하여 인더단을 設置할 경우는 보통 rudder-carrier의 位置에 設置한다. 그림에서와같이 船體上下振動에 相差가 180°인 振動은 同調가 되면 船體上下振動이 減少된다.

2. 機械式 balancer

Fig.5의 (a),(b)에서와 같이 主機의 上단 또는 下단의 balancer를 設置함으로써 主機의 M_{21} 에 對하여 相差가 180°인 moment를 發生시켜 消振시킨다. Fig(a)에서와 같이 船體上下굽힘진동의 角이 主機의 上단에 올라가는 balancer는 主機의 전

단에 設置하고 Fig(b)의 경우처럼 角이 主機의 前단 또는 后단에 올라가는 반대단에만 balancer를 設置한다. 진동角의 위치에 balancer를 設置하는 것은 아무런 效力이 없으므로 더이 前진에서는 조기 설계단계에서 되도록 精確한 彈力상각단형 振동의 mode curve를 추정하는것이 重要하다.

II. 實船의 振動 와 消振效果檢討

1. 電動式 balancer의 消振效果(例 1)

Fig.8[14]은 Sulzer 6RND68 型의 主機를 搭載한 32,700DWT bulkcarrier에서 發生한 共振狀態의 船尾端에 電動式 balancer를 設置했을때의 消振效果를 표시하고 있다. 이때의 主要한 尺寸과 같다.

- L_{LP} 178.6m
- B_{mid} 28.4m
- D_{mid} 15.3m

主機 關於 Sulzer 6RND68 (150rpm에서 9,000 bio)
主機의 M_2150rpm에서 92.0(T·m)

이 그림으로 부터 알수있듯이 ballast 重量에 對하여 常속회전수 152rpm에 船體上下固有振動과 主機의

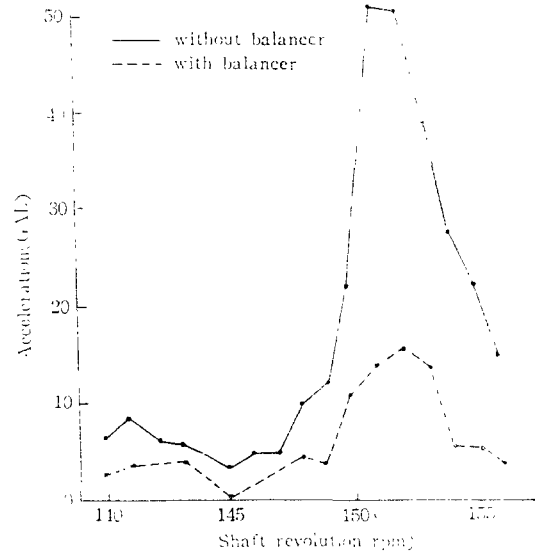


Fig.8. Resonance curve bridge, fore & aft. vibration (32,700 DWT bulk carrier, heavy ballast condition).

二次 moment가 共振하여 上部構造의 前後振動이 일어나 操舵室에서 50Gal의 加速度가 計測되고있다. 電動式 balancer를 船尾端에 設置함으로써 公진에의 가속도가 16Gal 정도로 줄어 balancer를 설치하지 않았을 때에 비하여 약 $\frac{1}{3}$ 로 消振되었음을 알수 있다. 電動式 balancer의 容量은 起振機 Test結果와 試運轉時의 計測結果를 토대로하여 定한다.

2. 電動式 balancer의 消振效果(例 2)

Fig.9 [1]는 Sulzer 9RND-105主機를 탑재한 26,000DWT Container 船에서 主機의 二次 moment으로인한 船체공진현상이 電動式 balancer에 의한 소진효과를 나타내고 있다. 主機回轉數 103.3 rpm에서 船체의 수직 四節固有振動과 公진이 일어나기 이는 Fig.7에서 추정한것과 거의 같음을 알수있다.

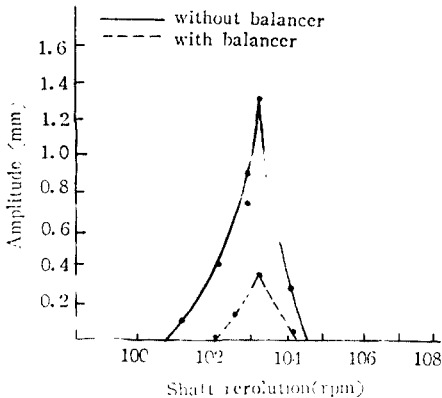


Fig.9 Resonance curve (26,000 DWT Container ship, ballast conditon).

3. 機械式 balancer의 消振效果(例 3)

Fig.10[14]는 Sulzer 5RND68의 主機를 탑재한 10,000 DWT 貨物船에서 發生한 共振狀態와 機械式 balancer에 의한 消振效果를 나타내고있다.

貨物의 主要口은 다음과 같다.

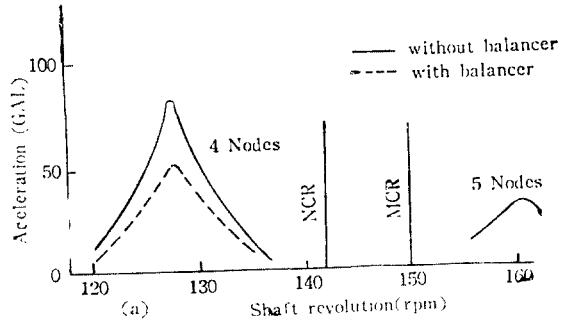
- L_{BP} 126.8m
- B_{mid} 19.8m
- D_{mid} 11.0m

主機開...Sulzer 5RND68(150rpm에서 8,250bhp)
 主機 M_2150rpm에서 132.3[T·m]

Fi.10의 (a)는 ballast condtion에서 시운전결과 주기의 회전수가 128rpm 일때 공진현상이 발생하여

최대가속도는 약 90Gal 정도이다. 이때에 기계식 balancer를 주기의 후반에 설치함으로써 약 50Gal 정도로 감소된다.

Fig(b)는 上下四節의 船體굽힘진동의 mode curve를 표시하고 있다. 그림에서 balancer가 설가까이 설치되고 있음을 알수있으며 소진효과가 $\frac{1}{3}$ 정도 소진되었다.



Resonance curve of hull girder vertical vibration at aft. end (100,000 DWT cargoship, ballast condition).

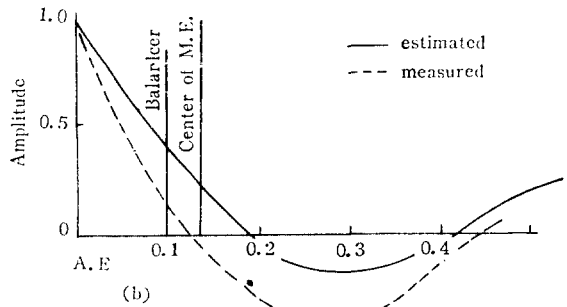


Fig.10. Mode curve of hull girder vertical vibration (10,000 DWT cargo ship, ballast condition).

Ⅶ. 綜合的인 對策

다이젤船의 主機의 二次 moment, M_{GV} 와 船體固有굽힘振動과의 共振有無를 推定하여 共振이 예상될때에는 적절한 방법으로 이에 대응하여야 한다.

(1) balancer 설치필요성을 船舶設計初期에 檢討해야한다. (이론위한 例證은 4節참조)

(2) 共振點을 피하여 運航하는 方法도 一種의 消振方法이다. 즉 ballast 조정에 의한 船體固有振動

數의 變化로 共振點을 피하든지 共振의 범위가 적을 경우에는 主機의 回轉數를 2% 정도 變化시켜 共振을 피할수 있다.

(3) 船體의 上下振動의 節에 主機設置를 피해야 한다.

(4) balancer의 설치에 필요할지는 이 balancer를 設置하기 위한 provision을 해야한다. 즉 電動式 balancer의 경우는 선미단의 rudder carrier 후단에, 機械式 balancer는 主機전후단에 설치 및 보수하기 위한 충분한 장소를 마련해야한다.

(5) balancer의 설치여부의 결정은 다음의 消振方法을 사용하여 그결과로부터 확정하므로써 經濟的인 면에서 유리하다. 시운전시 共振이 일어날경우 첫째 共振을 피하기위한 운항이 가능한지 확인하고 그것이 가능하면 主機의 回轉數를 $\pm 2\%$ 변화시키거나 ballast 조정을 해서 공진을 피하나 이方法이 비효율적인 경우에는 balancer의 설치가 불가피하다

(6) 기계식 balancer는 이미 설치장소가 마련되어 있는 主機前後端 또는 一端에 부착한다.

VIII. 結 論

다이젤 主機의 二次 moment, M_{2v} 에 의한 船體上下 굽힘振動을 消振하기위한 綜合的인對策을 檢討하였다. 다이젤 主機로 인한 船體굽힘振動을 防止하기 위해서는 3개의 原因이 되는 起振力을 最少화하고 다음은 共振을 피하여 運航하는 것이 必要하다. 그러나 이러한 方法이 可能치 못할때는 實船의 事情에 따라 適合한 消振方法을 講究해야되며 機械式 또는 電氣式 balancer의 設置等에 의한 消振方法을 講究한다.

參 考 文 獻

1. 島山幸治郎：“新形電動バランサーの概要”，日本造船學會誌，第559號，1976.
2. 問野正己外：“船體振動의 調査とその應用”，石川島播枝報 第一卷第一號，1961.
3. F.M. Lewis, “The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship”, Trans of

- SNAME, Vol.37, 1929.
4. Kim, K.C., “Added Mass for both Vertical and Horizontal Vibration of two Dimensional Cylinders of Curvilinear-Element Sections with Chines in a Free Surface” Jour. of SNA, Korea, Vol.6, No.1, 1969.
5. Kumai, T., “On the Three Dimensional Correction Factor for the Vertical Inertia Coefficient in the Vertical Vibration of Ships I (J-Value of Elliptical Cylinder)”, Jour. of SNA Japan, Vol.112, 1962.
6. Kim. K.C., “A Note on the Three Dimensional Correction Factor for the Vertical Inertia Coefficient of Ships in Vertical Vibration.” Jour of SNA, Koreann Vol. No.1.1, 1975.
7. Kim. J.J., “Three Dimensional Correction Factor Distribution Method for Calculation of Added Mass of Vertically Vibrating Ship”, UIT Report Vol.8 No.2, 1977.
8. 金極天 “船舶振動의 許容基準”，大韓造船學會誌 第11卷，第1號，1974.
9. F.M. Todd., “Ship Vibration”, Edward Arnold Publishing Company, New York, N.J.
10. L.C. Burrill. “Ship Vibration Simple Methods of Estimating Critical Frequency,” Trans. NECI. Vol.51, 1934-5.
11. R. Nagamoto “On the Natural Frequency of Main Hull Vibration”, Jour. of SNA of Western Japan, Vol.35, 1968.
12. 金極天外, “선체진동해석 전산프로그램 개발에 관한 연구” 서울대학교공과대학 R-75-9, 1975, 12.15.
13. F.M. Lewis. “Hull vibration” Principles of Naval Archutecture” SNAME, 1967.
14. 問野正己 “데이저럴 主機의 二次不平衡偶力による船體撓み振動”，日本造船學會誌 第590號 1978.8.