

# 推進軸系の 비틀림振動과 縱振動에 의한 低速船用디젤機關의 前後振動에 관한 研究

李炳濤<sup>1)</sup> · 朴炳學<sup>2)</sup> · 全孝重<sup>3)</sup>

## A Study on the L-mode Vibration of Low Speed Marine Diesel Engine Body Due to the Torsional and Axial Vibration of Propulsion Shafting

*B.U. Lee · B.H. Park · H.J. Jeon*

< 目 次 >	
Abstract	3. 防振對策
記號說明	4. 計算實例
1. 序 論	5. 結 論
2. 機關本體의 前後振動 起振力	參考文獻

### Abstract

During the 1980s, the low speed marine diesel engine was the subject of remarkable and intensive development. On the technical side, two-stroke, low speed diesel engines with a small number of cylinders have become very popular for the propulsion of oceangoing ships, mainly on the grounds of their low installation and operating costs.

Particularly, for the reduction of fuel cost, the power-up and the propulsion efficiency, the engine has been developed into the larger bore and super-long stroke one(stroke/bore ratio is more than 3.5). These engines have increased the exciting energy of vibration and the engine height, and decreased the axial stiffness of crankshaft. So, the fore and aft vibration(L-mode vibration) of engine body has occurred aboard as a new problem.

In this paper, this problem is theoretically investigated by varying forces in the thrust bearing due to torsional and axial vibration of propulsion shafting and carried out

1) 現代重工業(株)  
2) 麗水水大  
3) 韓國海洋大

measurements for a actual ship to analyse the results. Based on the above investigation various kinds of countermeasures for L-mode vibration of engine body and hull structure vibration are examined.

### 記號說明

$a_{1,2}$	: 크랭크저널 길이
$b$	: 크랭크스로우 길이
$D$	: 프로펠러 直徑
$E$	: 縱彈性係數
$F_c$	: 프로펠러의 回轉速度에 의해서 發生되는 힘
$F_s$	: 프로펠러의 回轉加速度에 의해서 發生되는 힘
$F_{torp}$	: 비틀림振動에 의한 프로펠러의 推力
$F_{rn}$	: 半徑方向의 힘
$f_a$	: 軸方向의 힘에 의한 影響係數
$f_r$	: 半徑方向의 힘에 의한 影響係數
$f_1$	: 單位力에 의한 軸方向 變位
$f_2$	: 單位모우멘트에 의한 軸方向 變位
$G$	: 橫彈性係數
$J_a$	: 크랭크 암의 0.5R位置에서 X軸에 關한 斷面2次모우멘트
$J_j$	: 크랭크 저어널의 斷面2次모우멘트
$J_p$	: 크랭크 핀의 斷面2次모우멘트
$K_L$	: 프로펠러가 前後振動을 할 경우 軸의 動的剛性
$L$	: 실린더間의 距離
$M_L$	: 左側 크랭크스로우에 依한 拘束모우멘트
$M_r$	: 右側 크랭크스로우에 依한 拘束모우멘트
$m_p$	: 피스톤과 여기에 連結된 往復運動部の 質量
$m_c$	: 크랭크의 回轉質量
$m$	: 프로펠러의 質量
$N_c$	: 실린더 數
$n$	: 次數
$P_a$	: 크랭크軸에 作用하는 軸方向의 힘
$P_r$	: 크랭크핀에 作用하는 半徑方向의 힘

- $R, r$  : 크랭크 半徑  
 $X_p$  : 피스톤의 變位  
 $\alpha$  : 비틀림振動 角變位の 位相  
 $\beta$  : 비틀림 角振動 變位  
 $\gamma$  : 位相角  
 $\eta$  : 推力變換率  
 $\theta$  : 크랭크 回轉角  
 $\theta_{el}$  : 最右端 크랭크의 左側 隣接角  
 $\theta_{nl}$  : 左側 크랭크의 接續角  
 $\theta_{nr}$  : 右側 크랭크의 接續角  
 $\theta_{1,2,3}$  : 크랭크에 作用하는 힘과 모우멘트에 의한 角變位  
 $\lambda$  : 連接棒 比  
 $\rho$  : 海水의 密度  
 $\phi$  : 連接部의 角度  
 $\psi_1$  : 單位힘 및 모우멘트에 의한 角變位  
 $\psi_x$  : X軸 方向의 프로펠러 回轉運動 變位  
 $\omega$  : 回轉角速度  
 $A_{xx1}$  : 프로펠러의 縱方向 速度에 의하여 發生하는 經驗的인 反力係數  
 $A_{xx2}$  : 프로펠러가 縱方向의 加速運動을 할 境遇 發生하는 經驗的인 反力係數  
 $B_{xx1}$  : 프로펠러의 回轉速度에 의해서 發生하는 經驗的인 縱方向의 反力係數  
 $B_{xx2}$  : 프로펠러의 回轉加速에 의해서 發生하는 經驗的인 縱方向의 反力係數

## 1. 序 論

最近 船舶에 있어서 에너지 節約 및 프로펠러의 效率를 增大하기 위하여 大口徑, 超長行程, 少數실린더 機關을 採用함으로써 機關의 높이가 增加하고 그로 因하여 主機關本體의 前後振動이 큰 問題로 擡頭하게 되었다. 機關本體의 前後振動이 發生하는 主原因은 크랭크軸에서 일어나는 縱振動과 비틀림振動 및 프로펠러의 推力變動과 機關內部的 不平衡 偶力을 들 수 있다. 프로펠러 直結 大形 디젤機關은 高過給으로 因한 出力增加 및 실린더 直徑의 近 4배에 달하는 超長行程화와 크랭크軸 縱剛性的 低下로 縱振動 共振點이 最高 運轉點 附近 또는 그 以下에서 나타나고 있다. 縱振動은 크랭크軸의 內部에 過大한 應力을 發生시키고 스러스트베어링을 通하여 엔진 및 船體居住區의 前後振動을 惹起시키는 起振源中的 하나이다.

비틀림振動은 디젤 機關의 長行程化 및 이에 따른 回轉토키의 增大로 크랭크 半徑과 크랭크軸 지름의 增加, 大直徑, 低回轉 프로펠러의 採用으로 因한 軸系의 質量慣性 모멘트 增加, 크랭크軸 半徑의 增大에 依한 剛性的 低下 등으로 비틀림振動 및 縱振動의 固有振動數가 低下하는 傾向을 보이고 있다.

그러나, 機關의 低回轉化로 定格回轉數도 낮아지므로 비틀림振動 共振回轉數와 縱振動 共振回轉數와의 比는 從來의 機關에 比하여 별 差異가 없다. 다만, 長行程化로 因한 토키 增加, 실린더當 出力을 增大시키기 위한 圖示平均 有效壓力 上昇, 燃料消費率 節減을 爲한 실린더內 最高壓力 增加 등으로 비틀림振動과 縱振動의 起振力이 增大함으로써 振動 附加應力이 增加하게 되었다.

이것을 迴避하기 爲한 手段으로 中間軸과 프로펠러軸의 直徑을 增加시켜 主次數 共振點을 最大連續 運轉點보다 上向調整하는 境遇가 있는데 이때 비틀림振動에 依한 프로펠러의 回轉變動에 依해 推力이 惹起되어 機關뿐만 아니라 船體의 上部構造에 傳達되어 심한 前後振動을 일으키는 것을 흔히 볼 수 있다.

따라서 本 論文에서는 機關의 前後振動 起振源인 비틀림振動과 縱振動 및 프로펠러의 推力變動을 중심으로 主機關과 船體에 미치는 縱方向의 힘을 理論적으로 究明하고 實船計測에 依해서 얻어진 結果에 依據하여 이들 問題를 解析해 보고자 한다.

## 2. 機關本體의 前後振動의 起振源

### 2.1 縱振動

크랭크軸系 縱振動의 起振力은 가스壓力에 依한 半徑方向의 힘과 往復質量에 依한 慣性力을 軸方向의 推力으로 換算한 것이 그 主된 成分이며 여기에 船尾附近 伴流의 不均一로 因하여 發生하는 推力變動이 加算된다. 또한 크랭크軸系의 비틀림 振動에 依한 縱振動이 誘發되기도 하는 데 特히 兩側 共振點이 接近하고 있을때는 無視할 수 없을 程度의 크기로 되기도 한다.

크랭크軸 半徑力은 全部가 縱方向 振動의 起振力이 되는것이 아니고 여기서 推力變換率을 곱해야 縱振動의 起振力이 된다.

Fig. 1(A)와 같이 單一 크랭크스로우의 크랭크핀에 半徑力  $P_r$ 가 作用한다면 크랭크는 點線으로 表示된 바와 같이 變形하고 軸方向으로  $\delta$  길이만큼의 變化가 생긴다. Fig. 1(B)와 같이 같은 크랭크에 軸方向으로 같은 길이의 變位를 일으키는데 必要한 軸方向의 힘을  $P_a$ 라 하면 크랭크핀에 半徑力  $P_r$ 가 作用하는 것이나, 자아날에 軸方向의 힘  $P_a$ 가 作用하는 것이나, 縱振動의 觀點에서 보면 結果는 마찬가지이다.

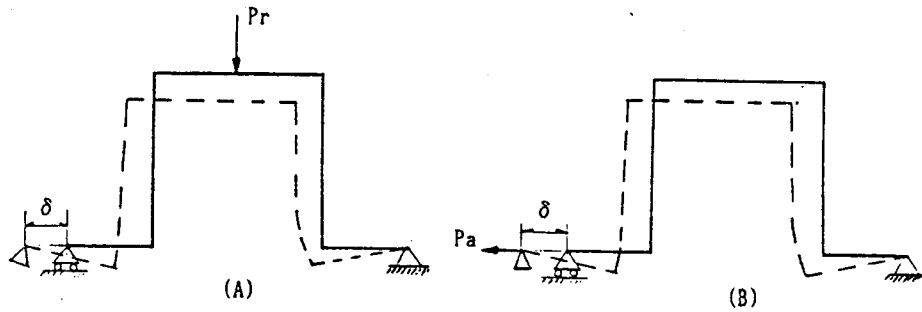


Fig. 1 Conversion of the radial force into the axial force.

따라서  $\eta = P_a/P_r$ 를 推力變換率이라 하고 半徑力  $P_r$ 에다 이것을 곱하면 縱振動의 起振力이 된다. 推力變換率은 다음과 같이 影響係數로써 나타낼 수 있다.

크랭크핀에 作用하는 半徑力( $P_r=1$ )에 의한 자아날의 影響係數를  $f_r$ , 자아날에 作用하는 軸方向의 힘( $P_a=1$ )에 의한 影響係數를  $f_a$ 라 하면  $\delta = P_r \cdot f_r = P_a \cdot f_a$ 이므로 推力變換率  $\eta$ 는 다음과 같이 된다.

$$\eta = P_a/P_r = f_r/f_a \quad (1)$$

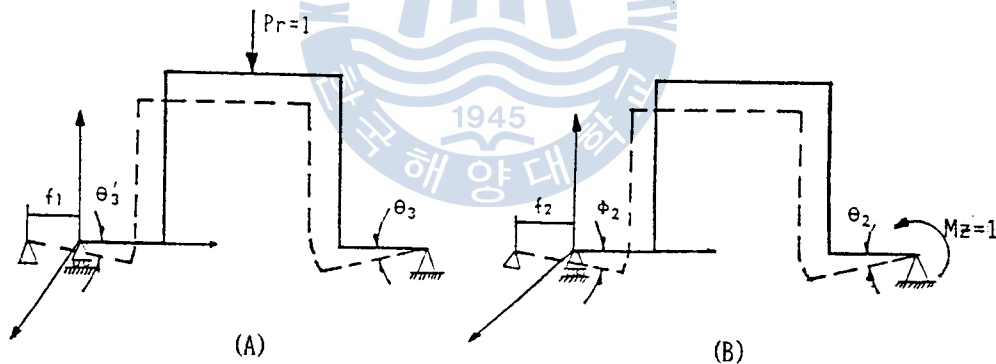
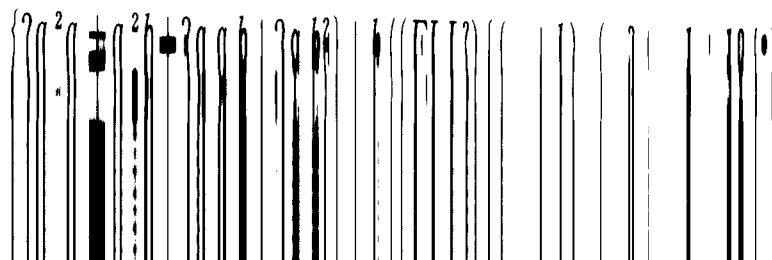


Fig. 2 Angular and axial displacements of unit radial force and moment for single crank throw.

Fig. 2(A)와 같이 兩端이 單純支持되어 있는 單一 크랭크스로우에 있어서 크랭크핀에 作用하는 半徑方向 單位力에 의한 軸方向 變位를  $f_1$ , 左右端의 角變位를  $\theta_3'$ ,  $\theta_3$ , Fig. 2(B)에서 크랭크스로우의 右端에 가해지는 單位모우먼트에 의한 軸方向 變位를  $f_2$ , 마찬가지로, 左端에 가해지는 單位모우먼트에 의한 軸方向 變位를  $f_2$  라고 하면  $\theta_3$ ,  $f_1$ ,  $f_2$ 는 다음과 같이 된다.<sup>1)</sup>

$$\theta_3 = 1/(3EJ_s L^2) \{ (a_2 + b) a_1^3 + (a_1 + b) (3L/2 - a_2^2) a_2 \} + R/(EJ_a L^2)$$



$$+ (a_1 + b) (a_1 b/2 + a_1 a_2 + 3a_2 b/2 + 2b^2/3) \quad (2)$$

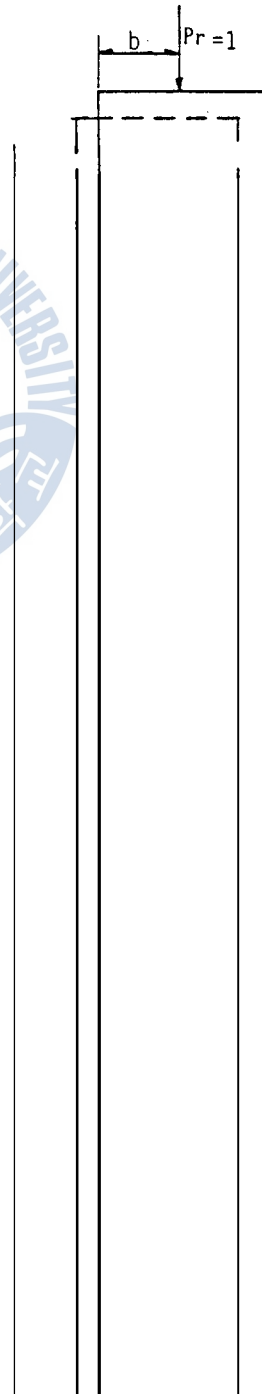
$$f_1 = R^2 \{ (a_2 + b) a_1 + (a_1 + b) a_2 \} / (2EJ_a L) + R \{ (a_2 + b) (a_1 b + b^2/2) + (a_1 + b) \cdot (a_2 b + b^2/2) \} / (EJ_p L) \quad (3)$$

$$f_2 = R^2 (a_1 + b) / (EJ_a L) + 2R (a_1 b + b^2) / (EJ_p L) \quad (4)$$

또한  $\theta'_3$ ,  $f'_2$ 는 식(2), 식(4)에서  $a_1$ 과  $a_2$ 를 바꾸어 고쳐쓰면 된다.

Fig. 3과 같이 隣接 크랭크스로우에 의한 抱束모우멘트  $M'_L$ ,  $M'_r$ 는 다음과 같이 된다.

(1) 크랭크축 先端(自由端)의 크랭



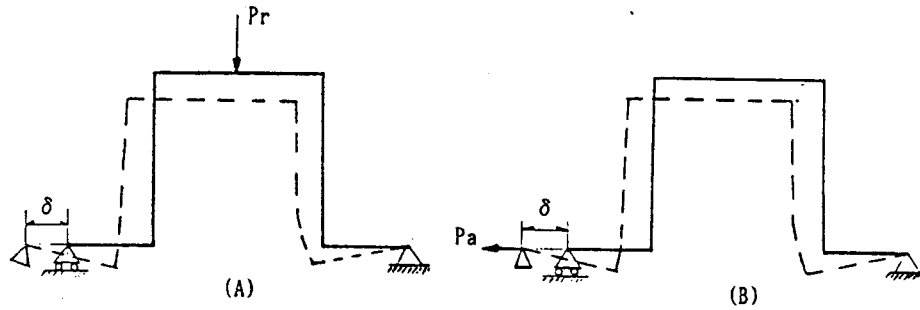


Fig. 1 Conversion of the radial force into the axial force.

따라서  $\eta = P_a/P_r$ 를 推力變換率이라 하고 半徑力  $P_r$ 에다 이것을 곱하면 縱振動의 起振力이 된다. 推力變換率은 다음과 같이 影響係數로써 나타낼 수 있다.

크랭크핀에 作用하는 半徑力( $P_r=1$ )에 의한 자아날의 影響係數를  $f_r$ , 자아날에 作用하는 軸方向의 힘( $P_a=1$ )에 의한 影響係數를  $f_a$ 라 하면  $\delta = P_r \cdot f_r = P_a \cdot f_a$ 이므로 推力變換率  $\eta$ 는 다음과 같이 된다.

$$\eta = P_a/P_r = f_r/f_a \quad (1)$$

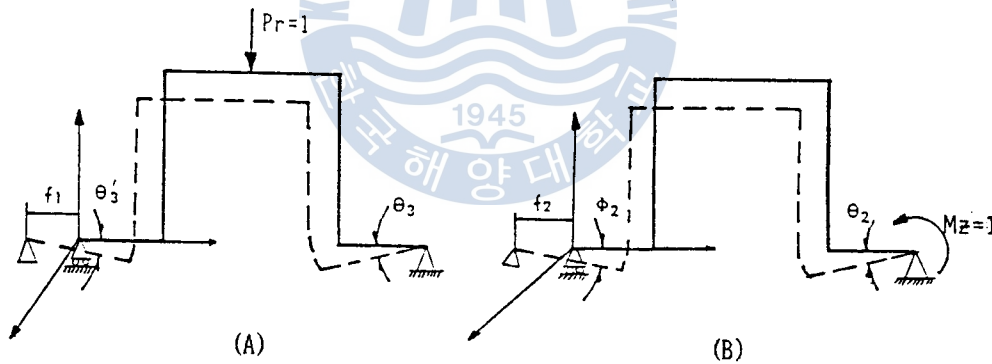


Fig. 2 Angular and axial displacements of unit radial force and moment for single crank throw.

Fig. 2(A)와 같이 兩端이 單純支持되어 있는 單一 크랭크스로우에 있어서 크랭크핀에 作用하는 半徑方向 單位力에 의한 軸方向 變位를  $f_1$ , 左右端의 角變位를  $\theta_3'$ ,  $\theta_3$ , Fig. 2(B)에서 크랭크스로우의 右端에 가해지는 單位모우먼트에 의한 軸方向 變位를  $f_2$ , 마찬가지로, 左端에 가해지는 單位모우먼트에 의한 軸方向 變位를  $f_2$  라고 하면  $\theta_3$ ,  $f_1$ ,  $f_2$ 는 다음과 같이 된다.<sup>1)</sup>

$$\theta_3 = 1/(3EJ_s L^2) \{ (a_2 + b) a_1^3 + (a_1 + b) (3L/2 - a_2^2) a_2 \} + R/(EJ_a L^2) \{ 2a_1^2 a_2 + a_1^2 b + 3a_1 a_2 b + 2a_2 b^2 \} + b/(EJ_p L^2) \{ (a_2 + b) \cdot (a_1^2 + a_1 b + b^2/3) \}$$

$$+ (a_1 + b) (a_1 b / 2 + a_1 a_2 + 3a_2 b / 2 + 2b^2 / 3) \quad (2)$$

$$f_1 = R^2 \{ (a_2 + b) a_1 + (a_1 + b) a_2 \} / (2EJ_a L) + R \{ (a_2 + b) (a_1 b + b^2 / 2) + (a_1 + b) \cdot (a_2 b + b^2 / 2) \} / (EJ_p L) \quad (3)$$

$$f_2 = R^2 (a_1 + b) / (EJ_a L) + 2R (a_1 b + b^2) / (EJ_p L) \quad (4)$$

또한  $\theta'_3$ ,  $f'_2$ 는 식(2), 식(4)에서  $a_1$ 과  $a_2$ 를 바꾸어 고쳐쓰면 된다.

Fig. 3과 같이 隣接 크랭크스로우에 의한 抱束모우멘트  $M'_l$ ,  $M'_r$ 는 다음과 같이 된다.

(1) 크랭크축 先端(自由端)의 크랭크스로우일 境遇

$$M'_l = 0$$

$$M'_r = \theta_3 / (\theta_2 + \theta'_2 \cos^2 \theta_{1r} + \psi_1 \sin^2 \theta_{1r}) \quad (5)$$

(2) 크랭크軸 中間部の 크랭크스로우일 境遇

$$M'_l = \frac{\theta'_3 (\theta_2 + \theta'_2 \cos^2 \theta_{nr} + \psi_1 \sin^2 \theta_{nr}) - \theta_3 \phi_2}{\left\{ \begin{array}{l} (\theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{nl} + \psi_n \sin^2 \theta_{nl}) \\ \times (\theta_2 + \theta'_2 \cos^2 \theta_{nr} + \psi_1 \sin^2 \theta_{nr}) - \phi_2^2 \end{array} \right\}} \quad (6)$$

$$M'_r = \frac{\theta_3 (\theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{nl} + \psi_1 \sin^2 \theta_{nl}) - \theta'_3 \phi_2}{\left\{ \begin{array}{l} \theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{nl} + \psi_1 \sin^2 \theta_{nl} \\ \cdot (\theta_2 + \theta'_2 \cos^2 \theta_{nr} + \psi_1 \sin^2 \theta_{nr}) - \phi_2^2 \end{array} \right\}}$$

(3) 크랭크軸 끝단의 크랭크스로우일 境遇

$$\left. \begin{aligned} M'_l &= \frac{\theta'_3 (\theta_2 + \alpha) - \theta_3 \phi_2}{(\theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{el} + \psi_1 \sin^2 \theta_{el}) (\theta_2 + \alpha) - \phi_2^2} \\ M'_r &= \frac{\theta_3 (\theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{el} + \psi_1 \sin^2 \theta_{el}) - \theta'_3 \phi_2}{(\theta'_2 + \theta_2 \cos^2 \theta_{el} + \psi_1 \sin^2 \theta_{el}) (\theta_2 + \alpha) - \phi_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

그리고, Fig. 3에서 一般的인 影響係數  $f_r$ 은

$$f_r = f_1 - M'_r f_2 - M'_l f'_2 \quad (8)$$

로 된다.

이들 影響係數  $f_a$ 와  $f_r$ 의 比가 各各의 크랭크스로우에 대한 推力變換率이다.

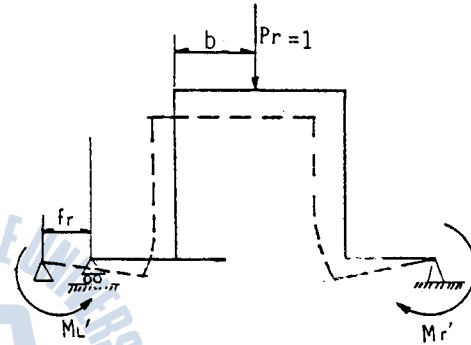


Fig. 3 Axial displacement by unit radial force and constraint moments.



이 計算式으로 여러種類의 舶用 디젤機關 크랭크軸에 對한 推力變換率을 求하여 얻은 값은 크랭크스로우의 隣接角, 시린더數, 시린더 直徑, 機關型式 등에 依한 差異가 있으며 대개 0.2에서 0.5사이에 分布되어 있다.<sup>2)</sup>

## 2.2 비틀림振動

디젤機關의 크랭크軸, 中間軸, 프로펠러軸, 플라이휠, 프로펠러 등 慣性質量을 갖는 軸系는 하나의 비틀림 振動系를 形成하고 往復慣性力과 시린더內의 燃燒가스壓力에 依한 週期的 起振토오크를 받아서 비틀림 強制振動을 誘發한다. 이 起振토오크의 週期가 軸系 自身이 갖는 固有振動週期和 一致할 境遇 振動振幅이 커지게 된다. 이 共振點에서 連續回轉을 할 境遇 크랭크軸, 中間軸, 프로펠러軸의 切損, 減速齒車 齒面의 損傷, 기어의 切損 등이 發生하고 多시린더 往復動 內燃機關의 크랭크軸에서는 비틀림變形, 굽힘變形, 縱變形이 聯成하므로 縱 비틀림 聯成振動을 일으킬 可能性이 있다.

비틀림振動에 의해서 發生하는 振動變動은 크랭크와 피스톤, 프로펠라로 나누어서 생각할 수 있다.

(1) 크랭크와 피스톤에서 發生하는 推力變動

크랭크와 피스톤에서 發生하는 推力變動은 다음 理論式을 利用하여 求할 수 있다.<sup>3)</sup>

Fig. 4에서 半徑方向( $F_r$ )의 힘은 式(9)와 같이 表示된다.

$$F_r = -m_p \cdot X_p \cdot \{ \cos(\theta + \phi) / \cos \phi \} - m_c \cdot r \cdot \theta^2 \quad (9)$$

여기서,  $m_c$ 는 크랭크 回轉質量을,  $\theta$ 는 크랭크의 角度를,  $m_p$ 는 피스톤과 여기에 連結된 往復運動部의 質量을,  $\phi$ 는 連接部의 角度를,  $\lambda$ 는  $l/r$ 을 나타내고 있다.

이 式을 다시 展開할 境遇

$$F_r = -\{m_c + (m_p/2)\} \cdot r \cdot \theta^2 - (m_p/2) \cdot r \cdot \theta^2 \cdot \{ \cos 2\theta + (1/2\lambda) \cdot (-\cos \theta + 3\cos 3\theta) \} + (m_p/2) \cdot r \cdot \theta \{ \sin 2\theta + (1/\lambda) (-\sin \theta + \sin 3\theta) \} \quad (10)$$

비틀림 角振動變位를  $\beta$ 라 놓으면 角速度는 다음과 같이 表示된다.

$$\dot{\theta} = \omega t + \beta \sin(n\omega t + \alpha) + (2\pi/N_c) K \quad (11)$$

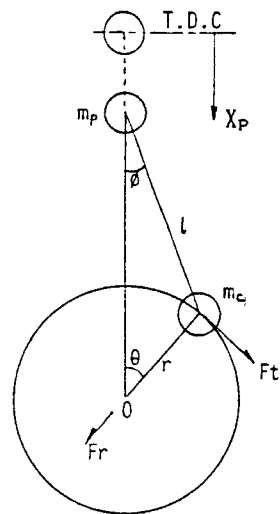


Fig. 4 Inertia force of crank and piston.

여기서  $n$ 는 振動의 次數를,  $\alpha$ 는 비틀림振動 角變位의 位相을,  $\omega$ 는 機關의 回轉速度를  $N_c$ 는 실린더 數를,  $K$ 는 실린더 爆發 順序에 따른 係數를 나타낸다.

式(11)을 式(10)에 代入하고 該當次數인  $n$ 次만을 考慮할 境遇 式(12)가 된다.

$$F_{rn} = \{m_e + (m_p/2)\} \cdot 2 \cdot n \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \beta \cdot \sin\{n\omega t + \alpha + (\pi/2)\} \quad (12)$$

따라서 半徑方向의 힘을 軸方向으로 轉換할 境遇 式(13)이 된다.

$$F_{tor} = F_{rn} \cdot \eta' \quad (13)$$

(2) 프로펠러의 推力變動

프로펠러의 推力變動은 비틀림振動에 의해서 發生하는 推進器의 回轉速度 變動때문에 일어난다. 그리고 이 推力變動의 推定은 最近에 와서 프로펠러의 各部에 作用하는 힘을 理論的으로 解析함으로써 可能하게 되었다. 여기서는 實際로 類似한 프로펠러에 대한 모델實驗을 통해서 얻어진 資料를 利用하여 計算하였다. Table 1은 프로펠러의 各種 流體力學的 起振力係數를 體系의으로 나타낸 것이다. 프로펠러係數의 決定은 잘 알려진 揚力面理論(Lifting surface theory)를 利用함으로써 計算할수가 있다.<sup>4),5)</sup>

Table 1. Hydrodynamic propeller coefficients for vibratory propeller motions.

		Components in Vibration Motion					
		$\delta_x$	$\delta_y$	$\delta_z$	$\psi_x$	$\psi_y$	$\psi_z$
Components of unsteady load	$F_x$	$A_{xx1} A_{xx2}$			$B_{xx1} B_{xx2}$		
	$F_y$		$A_{yy1} A_{yy2}$	$A_{yz1} A_{yz2}$		$B_{yy1} B_{yy2}$	$B_{yz1} B_{yz2}$
	$F_z$		$A_{zy1} A_{zy2}$	$A_{zz1} A_{zz2}$		$B_{zy1} B_{zy2}$	$B_{zz1} B_{zz2}$
Components of unsteady load	$M_x$	$C_{xx1} C_{xx2}$			$D_{xx1} D_{xx2}$		
	$M_y$		$C_{yy1} C_{yy2}$	$C_{yz1} C_{yz2}$		$D_{yy1} D_{yy2}$	$D_{yz1} D_{yz2}$
	$M_z$		$C_{zy1} C_{zy2}$	$C_{zz1} C_{zz2}$		$D_{zy1} D_{zy2}$	$D_{zz1} D_{zz2}$

Components of unsteady load

이중에서 縱方向만을 考慮하여 方程式을 세울 境遇 式(14)가 된다.

$$m\ddot{\delta}_x + K_L\delta_x = A_{xx2}\ddot{\delta}_x + A_{xx1}\dot{\delta}_x + B_{xx2}\ddot{\psi}_x + B_{xx1}\dot{\psi}_x (m - A_{xx2})\ddot{\delta}_x - A_{xx1}\dot{\delta}_x + K_L\delta_x = B_{xx2}\ddot{\psi}_x + B_{xx1}\dot{\psi}_x \quad (14)$$

$m$  : 프로펠러 質量

$K_L$  : 프로펠러가 前後振動을 할 境遇 軸의 動的 剛性

$A_{xx1}$  : 프로펠러의 縱方向 速度에 의하여 發生하는 經驗的인 反力係數

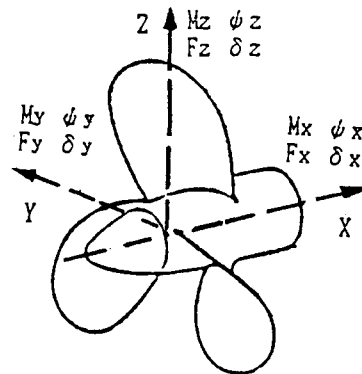


Fig. 5 Direction of the reaction moments and displacements on the propeller.

- $A_{xxz}$  : 프로펠러가 縱方向 加速運動을 할 境遇 發生하는 經驗的인 反力係數
- $B_{xx1}$  : 프로펠러의 回轉速度에 의해서 發生하는 經驗的인 縱方向의 反力係數
- $B_{xx2}$  : 프로펠러의 回轉加速에 의해서 發生하는 經驗的인 縱方向의 反力係數

式(11)을 微分하고 式(14)의 右項  $\psi_x$ 에 代入하여 비틀림振動에 의한 推力變動만을 計算하면 式(15)가 된다.

$$F_{torp} = \sqrt{F_s^2 + F_c^2} \sin\{\alpha + \gamma + (\pi/2)\} \tag{15}$$

$$F_s = -B_{xx2}\rho \cdot D^4 \cdot n^2 \cdot \omega^2 \cdot \beta, \quad F_c = 2 \cdot B_{xx1}\rho \cdot D^4 n \omega \beta, \quad \gamma = \tan^{-1}(F_c/F_s)$$

$D$  : 프로펠러 直徑       $\rho$  : 海水의 密度

### 2.3 프로펠러 推力變動

프로펠러 推動變動値는 프로펠러가 回轉하면서 各位相에서 맞나는 伴流를 模型 實驗結果로부터 調和 分析하고 이를 利用하여 推力變動値를 求한다. 그러나, 이 方法은 實際로 매우 複雜하고 時間이 必要하기 때문에 實際에 있어서는 다음과 같은 實驗値를 널리 利用하고 있다. 프로펠러의 推力變動은 프로펠러 날개수의 倍數次가 問題로 되고 特히 偶數날개수를 갖는 境遇에는 平均推力에 對한 推力變動値가 Table 2와 같이 큰 값을 갖는다.

Table 2. Ratio of thrust variation to the mean thrust of propeller

No. of propeller blades	order	variation ratio	order	variation ratio	order	variation ratio
4	4	13.0~9.0	8	4.0~2.0	12	1.2~0.5
5	5	3.5~2.5	10	3.0~2.0	15	0.8~0.2
6	6	9.0~5.0	12	3.0~2.0	18	1.5~0.5

또한 프로펠러 推力變動 位相은 船尾의 形狀, 吃水, 船速, 波浪狀態 등 無數한 條件에 依하여 變動하므로 프로펠러의 推力變動 起振力과 機關起振力이 서로 相殺하도록 프로펠러를 固定하는 것은 困難하다. 現在 數件의 프로펠러 推力變動의 位相 實測例가 發表되고 있기는 하나 一般的으로 利用할 수 있는 段階는 아니므로 設計段階에서는 兩側의 位相을 같다고 보고 計算한다.

## 3. 防振對策

### 3.1 共振點의 迴避

舶用 디젤機關本體 前後振動의 共振點은 機關 本體의 剛性과 그와 連結된 船體 二重底의 剛性에 의해서 左右된다. 機關의 剛性은 주로 A컬럼(디젤機關에서 크랭크도아가 있는 中間部分)의 剛性에 影響을 받고 있지만 그 값이 커서 共振點 主次數는 機關使用範圍까지 接近하지 않

는다. 따라서, 主機關과 連結된 船體의 剛性이 振動系의 支配的인 要素이므로 이것과 起振源을 連繫하여 機關本體의 前後振動을 解析하는 것이 바람직할 것으로 생각된다. 이 중 비틀림振動에 의한 影響을 考慮하여 起振源을 計算한 結果와 主機關本體의 前後振動 計測結果를 比較하여 보면 다음과 같은 傾向을 보이고 있다.

(1) 軸의 材質強度가 比較的 높은 것(SF60以上)을 使用함으로써 軸徑이 줄어들고, 또한 機關設置位置가 船尾로부터 멀리 떨어져서 軸길이가 길어짐으로써 그의 剛性이 낮으며, 크랭크 軸 先端에 비틀림振動 댐퍼(Geisinger damper)를 設置하여 主次數 共振點이 最大運轉點(MCR) 以下에 나타나도록 함으로써 運轉制限區域(Barred speed range)을 없게 할 境遇, 最大運轉點에서 비틀림토크와 프로펠라의 角變位가 아주 적게 나타나며, 프로펠라의 回轉變位에 依한 推力가 發生하지 않기 때문에 機關本體의 前後振動은 나타나지 않는다. 이것을 Over critical layout이라 부른다.

(2) 主機關을 船尾쪽으로 設置한 境遇, 프로펠라와의 거리가 가깝기때문에 上述한 解決方法의 適用이 不可能하고 船主가 비틀림振動 댐퍼를 設置하지 않고 運轉制限區域을 運轉範圍內에 나타나지 않도록 要求할때는 軸徑을 增加시켜 主次數 共振點을 最大運轉點보다 40-50% 높은 位置에 나타나게 해야한다. 이 境遇, 軸徑이 크기때문에 軸에 걸리는 비틀림 應力이 작고 運轉制限區域을 없게 했지만 軸系에 높은 變動코오르크를 發生함으로써 비틀림토크와 프로펠라의 角變位가 매우 크게된다. 따라서, 프로펠라의 回轉變動이 커지고 이로인한 推力變動이 發生하게 된다.

이 推力는 機關의 스톱베어링을 通하여 主機關과 船體에 傳達되어 前後振動의 起振力으로 作用하게 된다. 이것을 Under critical layout이라 부른다.

實例로써, 5실린더 機關의 軸系를 設計할 境遇 비틀림振動 1節 5次(Major critical)가 最大運轉點보다 높은 回轉數에서 나타나게 된다. 이때 軸系에 0節5次 振動모드(Mode)가 不規則적으로 나타날수 있으며 이것은 프로펠라의 비틀림振幅과 합해져서 프로펠라의 비틀림比振幅을 더욱 크게 增加시킨다(Fig. 6(A)參照). 그러나, (1)의 境遇 (Over critical layout)와 같이 1節5次的 共振點을 通過해서 使用할 境遇, 비틀림振動 位相이 180° 바뀌게 되어 1節5次와 0節5次的 位相이 反對가 되므로 프로펠라의 比振幅이 減少하게 된다(Fig. 6(B)參照). (2)의 경우 (Under critical layout) 主機關 스톱베어링에 作用하는 變動推力는 計算 및 計測結果에 依할 境遇 프로펠라의 形狀과 軸系에 따라  $\pm 200$  KN에서  $\pm 400$  KN 까지 나타나고 있으며 (1)의 境遇(Over critical layout)는  $\pm 60$  KN에서  $\pm 100$  KN까지 나타나고 있다.<sup>9)</sup>

따라서, 推進軸系를 設計할 境遇 主次數 共振點을 最大運轉點보다 더 낮게 設計하는 것이 비틀림振動에 依한 主機關 本體의 前後振動을 줄이는데 큰 도움이 될것으로 사료 된다.

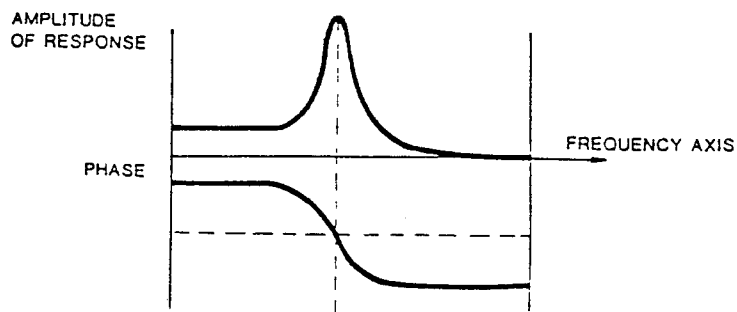
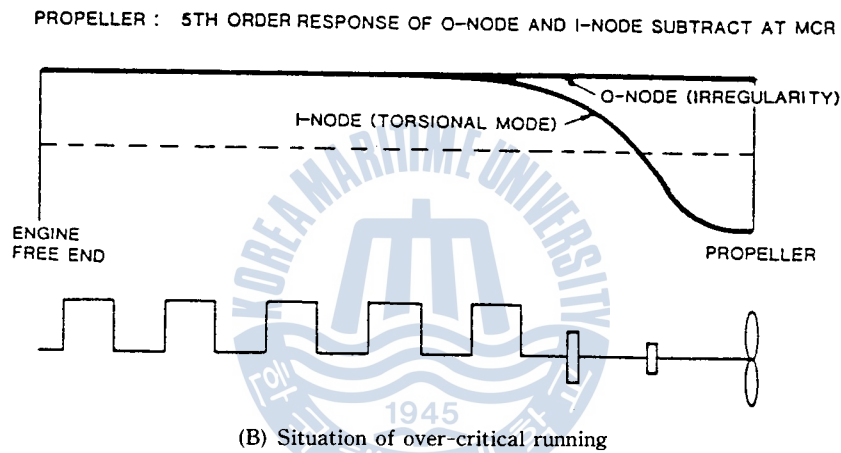
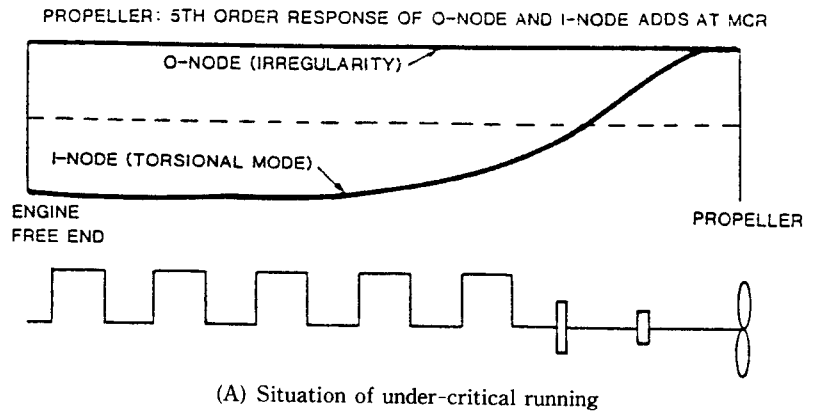


Fig. 6 Torsional response for 5-cylinder engines shown in order to illustrate torsional vibration induced propeller thrust.

### 3.2 縱振動 댐퍼

超長行程 低速 디젤機關은

첫째, 縱振動에 의하여 크랭크 스로우에 加해지는 過度한 應力으로부터 크랭크軸을 保護하기 위해 크랭크의 縱振幅을 어떠한 水準以下(대략  $\pm 1.0\text{mm}$ 以下)로 維持하여야 하며,

둘째 스러스트 베어링을 통해서 主機關 本體 및 船體의 前後振動을 惹起시키는 推力을 制御할 수 있는 縱振動 댐퍼를 設置하여야 한다.

縱振動 댐퍼는 主機關 크랭크軸 先端에 設置되는 것으로 스러스트 베어링에 作用하는 힘과 크랭크軸에서 發生하는 推力은 效果的으로 減少시키지만, 비틀림振動에 依한 프로펠러 推力은 縱振動댐퍼를 設置하여도 推力이 줄어들지 않고 스러스트베어링을 통한 主機關 本體의 前後振動 起振에너지가 된다. 따라서 設計段階에서 비틀림振動과 이와 關聯된 縱振動問題를 풀기 위해서는 機關製作者와 造船所間의 緊密한 協助가 要求된다.

특히 스러스트베어링에 作用하는 힘을 縱振動에 依한 推力, 비틀림振動에 依한 프로펠러의 推力, 그리고 縱振動과 비틀림振動의 聯成에 의한 推力 等の 複合的인 힘으로부터 各各의 힘을 解析해 내야 한다.

### 3.3 브레이싱

브레이싱(Bracing)은 主機關 가이드슈(Guide shoe)의 側壓에 依한 主機關의 左右振動, 卽 主機關本體가 左右로 振動하는 H型(Mode), 앞뒤가 反對方向으로 振動하는 X型(Mode) 等이 發生하는 境遇 이것을 防止하기 위해 設置하는 것으로 主機關의 左側 또는 右側으로부터 船體와 連結하여 振動을 防止하기 위한 것이다. 그러나, 비틀림振動에 의한 프로펠러 推力 및 縱振動推력에 의해 主機關 前後振動이 심하게 發生할 경우 이 브레이싱을 主機關 앞쪽 上部에 縱方向으로 設置하여 機關의 前後振動을 減少시키고, 共振點을 多少 높혀줄 수 있으나 스러스트베어링에 加해지는 推力을 減少시키는데는 效果가 거의 없다. 振動이 심할 경우 連結部位의 크랙이나 破損이 憂慮된다.

## 4. 計算實例

앞서 檢討한 理論의 내용을 確認하기 위하여 HYUNDAI-B&W 5L80MCE 機關을 選定하여 그에 대한 資料로 計算을 行하고 實測을 한 다음 計算値와 比較 檢討하였다.

4.1 入力資料와 計算모델

(1) MAIN ENGINE

Type : Hyundai-B&W 5L80MCE  
 No. of Cylinder : 5  
 Cyl.Bore×Stroke : 800mm×2592mm  
 MCR : 16000BHP×83rpm  
 PMI : 14, 3 bar  
 Firing Order : 1-4-3-2-5  
 Recip./Rotating Mass : 12413/9656 kg  
 Conn. Rod Ratio : 0, 415

(2) PROPELLER

Type : F·P·P  
 No. of Blade : 4ea.  
 Diameter : 7900mm  
 Moment of Inertia : 95150 kg.m<sup>2</sup> (in Air)  
 Weight : 40700kg  
 Propeller Pitch : 5476mm at 0, 7R  
 Pitch Ratio : 0, 6932 at 0, 7R  
 Expanded Area Ratio : 0, 517

(3) AXIAL DAMPER DAMPING

6280000 n·sec/m

(4) MASS SYSTEM

No.	MASS NAME	TORSIONAL		AXIAL			DIA. (MM)
		INERTIA (KG.M <sup>2</sup> )	STIFFN. (NM/RAD)	MASS (KG)	AXI. ST. (MN/M)	TH. ST. (MN/M)	
1	DOUBLE BOTTOM			10000	8000	infinite	
2	MAIN ENGINE			675000	2800		
3	SUPER STRUCT.			10000	2200(K <sub>eq</sub> )	infinite	
4	LONGI. BRACING			11600	2200(K <sub>eq</sub> )		896
5	FLANGE	7329	3289.5	1149	infinite		896
6	CYLINDER 1	33000	2958.6	9621	1295		896
7	CYLINDER 2	35100	2958.6	25721	1295		896
8	CYLINDER 3	33000	2857.1	25721	1295		896
9	CYLINDER 4	33000	2958.6	25721	1295		896
10	CYLINDER 5	35100	3787.9	25721	1295		896
11	CHAIN DRIVE	19200	4926.1	28248	143700		896
12	TURNING WHEEL	21400	497.5	45041	11931		900
13	COUPLING	5000	694.4	51533	27753		900
14	PROPELLER	118000		84445			

4.2 計算結果

全體 計算時間을 短縮하기 위하여 各 回轉數 및 次數別로 비틀림振動을 計算하여 主機 關 크랭크와 프로펠러의 角變位를 求하여 貯藏하고 縱振動 計算時 이것을 利用하여 비틀림振動에 의해서 發生하는 縱起振力을 計算하여 縱振動 起振力과 合算하여 적용하였다. 이것은 縱振動이 비틀림振動에는 거의 影響을 주지 않으나, 비틀림振動은 縱振動에 至大

한 影響을 미치므로 비틀림振動을 計算한 後 縱振動을 計算할 境遇 自由度가 半으로 줄어 들게 되고 計算時間을 切半程度로 줄일 수 있는 利點이 있었다.

따라서 本 計算結果는 連續最大回轉數(83RPM)에서 主次數인 5次成分인 비틀림振動에 의한 크랭크(Mass No.6-10)와 프로펠러(Mass No. 14)의 角變位와 位相을 計算하고 이것을 利用하여 縱振動을 計算하였다.

Fig. 8은 비틀림振動에 依해서 發生하는 프로펠러의 推力이 縱方向 브레이싱(Bracing)을 通해서 船體 上部構造에 傳達되는 힘을 求한 것을 보이며 Fig. 9는 機關의 二重底로 傳達되는 힘을 求한것을 나타낸 것이다.

Fig. 10과 Fig. 11은 主機關 크랭크 先端 및 스러스트베어링에서의 縱振動 振幅을 求한 것을 보이고 있다.

Table 3. 1-node 5th order torsional vibration

83 RPM HARMONIC 5.0							
MASS	AMPLITUDE RAD	PHASE DEG.	TORQUE N-H	PHASE DEG.	STRESS N/MM**2	EXC.TORQUE N-M	N PHASE DEG.
5	0.000862	35.6	11927.0	35.7	0.08		
6	0.000858	35.6	393303.9	-12.3	2.78	354953.7	-20.5
7	0.000775	42.9	771998.6	-12.8	5.47	354953.7	-20.5
8		61.9	1132861.0	-13.1	8.02	354953.7	-20.5
9	0.000679	96.2	1469031.0	-13.3	10.40	354953.7	-20.5
10	0.000966	125.2	1771282.0	-13.4	12.54	354953.7	-20.5
11	0.001353	138.4	1728143.0	-12.7	12.54		
12	0.00168	144.2	166272.0	-11.8	11.64		
13	0.004920	160.3	1620252.0	-11.5	11.32		
14	0.007230	162.9					

Table 4. 0-node 5th order axial vibration induced by torsional vibration

83 RPM HARMONIC ORDER 5.0								
MASS	AMPLITUDE MM	PHASE DEG.	FORCE N	PHASE DEG.	TH.FORCE N	EXC.FORCE AND N (DUE TO AXIAL)	PHASE DEG.	EXC.FORCE AND PHASE N DEG (DUE TO TORSIONAL)
1	0.0000	71.7	487899.9	-108.3	487990.2			
2	0.0615	71.7	397470.9	-99.7				
3	0.0000	71.8	67886.9	-108.2	67899.7			
4	0.0309	71.8	67209.7	-108.3				
5	0.4340	116.6	949.3	122.2				
6	0.4339	116.6	50555.3	158.9		83388.5	54.2	1985.9 125.6
7	0.4558	112.9	66830.4	148.1		83388.5	54.2	1801.2 132.9
8	0.3648	108.3	81904.9	141.5		83388.5	54.2	1524.1 151.9
9	0.3138	101.9	94563.7	136.8		83388.5	54.2	1570.3 186.2
10	0.2573	92.6	104052.2	133.0		83388.5	54.2	2239.9 215.2
11	0.2029	77.7	414159.7	-116.3				
12	0.2057	77.5	397619.1	-117.2				
13	0.2381	75.5	375583.7	118.3				
14	0.2513	74.8	0.0	0.0				344599.7 60.0



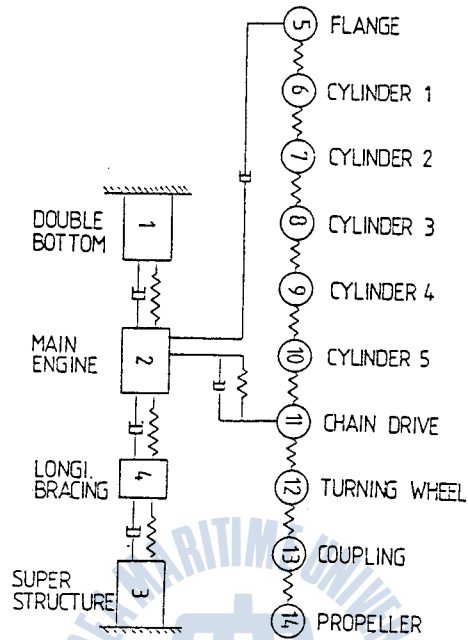


Fig. 7 Schematic mass-spring system.

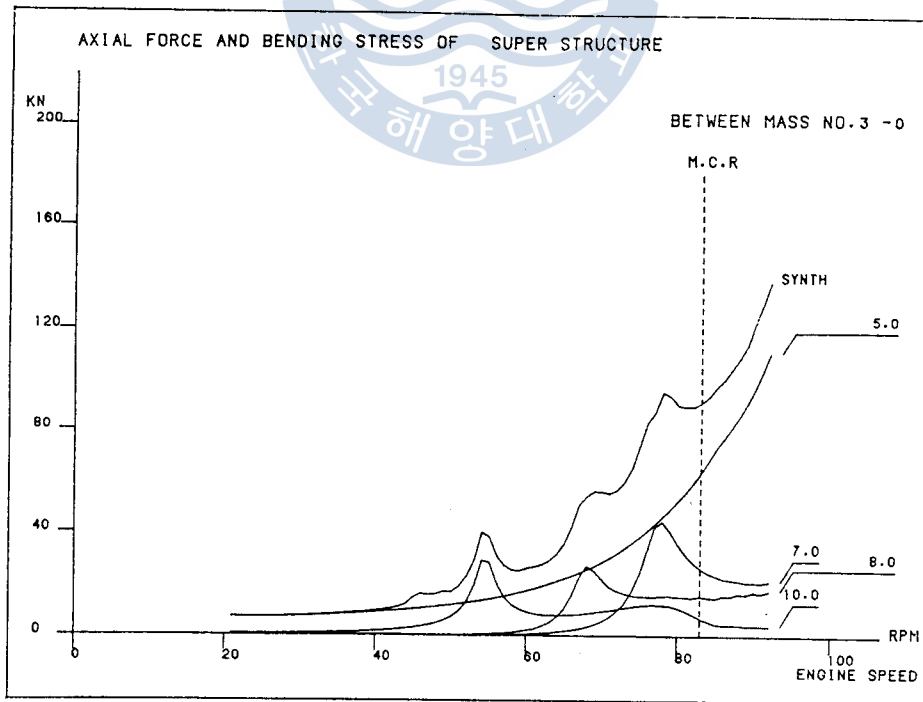


Fig. 8 Axial force and bending stress of super-structure for a 5L80MCE engine.

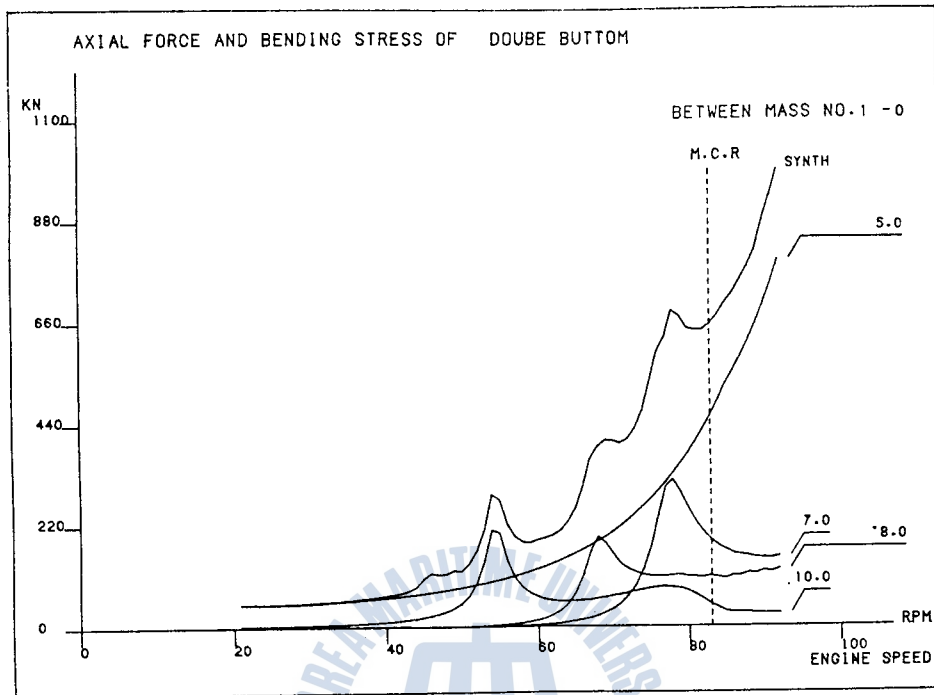


Fig. 9 Axial force and bending stress of double bottom for a 5L80MCE engine.

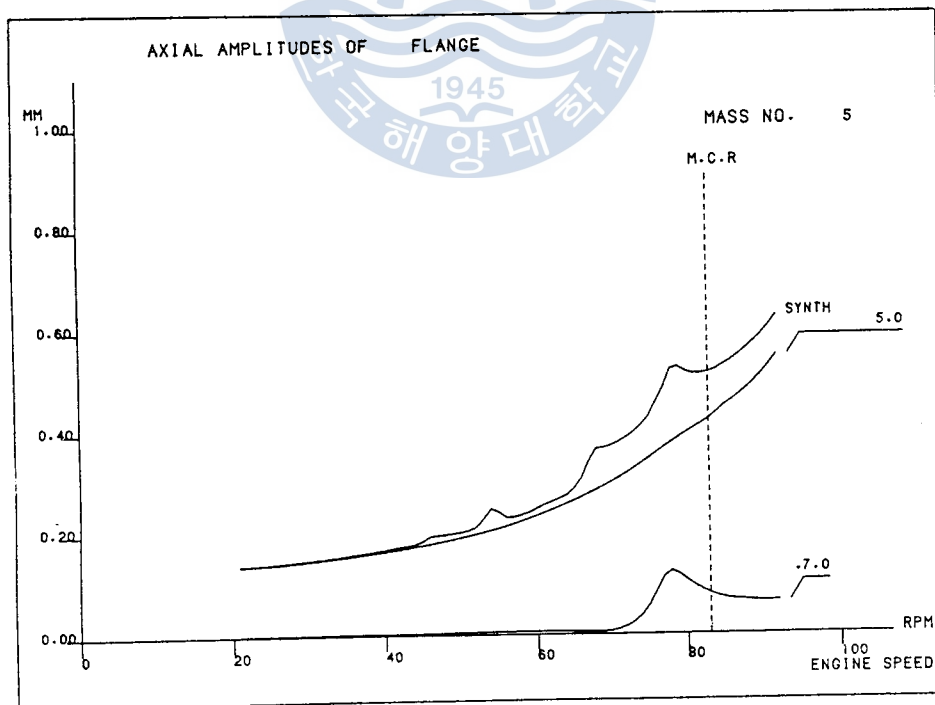


Fig. 10 Axial amplitudes of flange for a 5L80MCE engine.

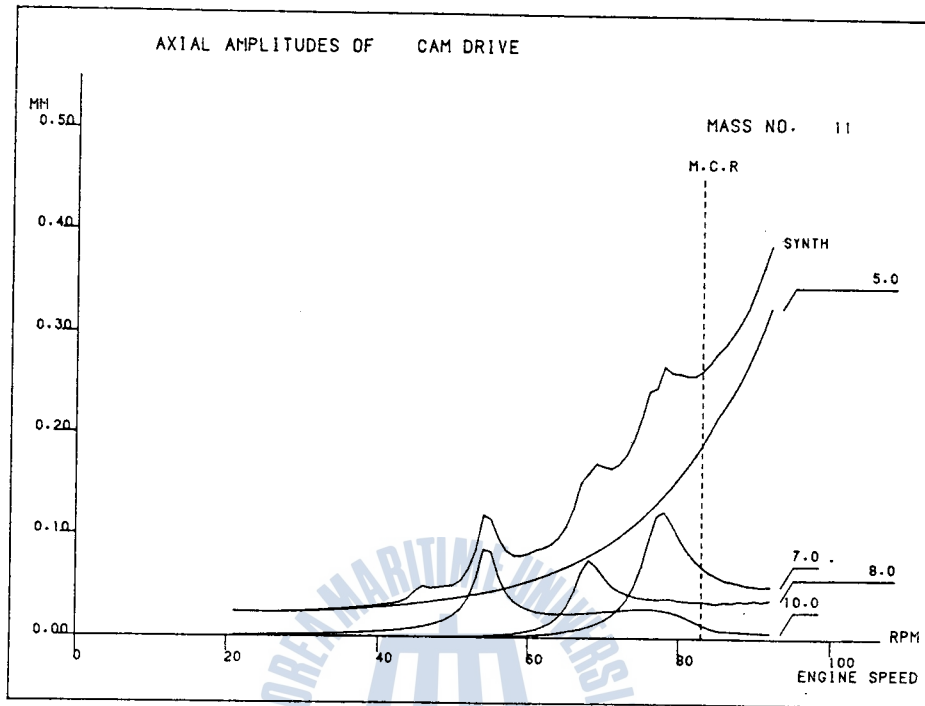


Fig. 11 Axial amplitudes of cam drive for a 5L80MCE engine.

#### 4.3 計算結果와 實測結果의 比較 檢討

비틀림 振動은 MCR에서 5次成分이 상당히 적게 計測되었으며 計測結果대로 修正하여 縱振動 計算에 適用한 結果 縱變位와 縱方向 브레이싱의 推力變動은 比較的 잘 一致하고 있다. 그러나 中間軸에서 計測된 推力變動은 큰 誤差를 나타내고 있다.

Table 5. Calculation and measuring results of 5th order at MCR

計 測 部 位	計算結果	計測結果
中間軸에서 비틀림振動 토크(kn-m)	1666	1140
中間軸에서 推力變動(kn)	398	240
縱方向 브레이싱에서 推力變動(kn)	68	70
二重底에서 主機의 縱變位(mm)	0.0615	0.065
스러스트 블록에서 縱變位(mm)	0.203	0.23
機關 先端에서 縱變位(mm)	0.434	0.44

이는 中間軸에서의 推力變動 計測은 軸徑이 크기때문에 變位가 아주 적고 비틀림振動 토크의 影響을 많이 받으므로 高度의 計測技術과 經驗 및 裝備가 뒤따라야 보다 正確한 計測이 可能할 것으로 생각되나 縱變位の 計測은 機關 크랭크 先端이나 스러스트 블록에서 큰 制約없이 計測할 수 있으므로 正確하다고 볼 수 있다.

여러臺의 船舶機關에서 縱振動 計測結果의 모드형을 比較해 볼때 스톱스트 블록의 剛性은 計算에서 利用한 값과 잘 一致한 것으로 判斷 되었고 二重底의 剛性은 다른 剛性보다 크기 때문에 큰 變數로 作用되지 않음을 알 수 있었다.

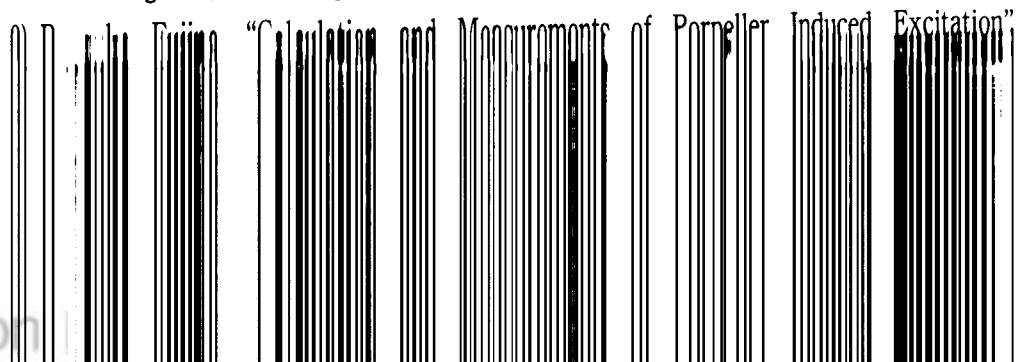
## 5. 結 論

舶用 디젤機關의 前後振動과 縱變位를 計算하여 計測結果와 比較해 보면 縱變位는 잘 一致하나 中間軸에서 計測된 推力變動은 상당한 誤差를 보였다. 이중 비틀림振動에 依해서 發生되는 스톱스트 블록의 縱變位는 다른 要素보다 프로펠라의 推力變動에 依해서 決定됨을 알 수 있고 中間軸에서 計測된 推力變動은 비틀림振動과 縱振動的 計測結果를 檢討하여 볼때 상당한 計測誤差가 있는것으로 判斷되었다.

主機關本體의 前後振動 起振에너지를 初期 設計段階에서 豫測할 수 있음으로써 主機關本體의 前後振動과 船體振動的 防振對策에 큰 도움이 될 것으로 思料된다.

## 6. 參考文獻

- 1) Yoshihiro Iseki & Akira Urushihara, "Axial Vibration in Crank Shafts of Large Marine Diesel Engines", Japan Shipbuilding & Marine Engineering, Jan.1967
- 2) Hiojung Jeon, Eukan Kim, "The Axial Vibration of Marine Diesel Engine Crankshaft(Part 1 Axial Stiffness and Transfer Factor of Axial to Radial Force)", Journal of the M.E.S.J, Vol 12, No.2
- 3) Hiojung Jeon, "Theoretical Analysis of the Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting", Japan Shipbuilding & Marine Engineering Vol.4 No. 5 1969
- 4) S. Hylarides & W. Vangent, "Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibration", Trans IME(C)Vol.91, Conference No.4, Paper C37.
- 5) S. Hylarides, "Thrust Measurement by Strain Gauge without the Influence of Torque", Shipping World & Shipbuilder, Dec.1974
- 6) Shinji Kumazaki, "Fore and Aft Vibration of Main Engine and Ship Vibration Due to the Torsional of 5-cylinder M/E", ICMES, '84
- 7) K. Fujii, "Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System", ICMES, '84
- 8) Lars Bryndum & Stig B. Jakobsen, "Vibration Characteristic of Two-stroke Low Speed Diesel Engines", Motor Ship. Mar. 12-13, 1987



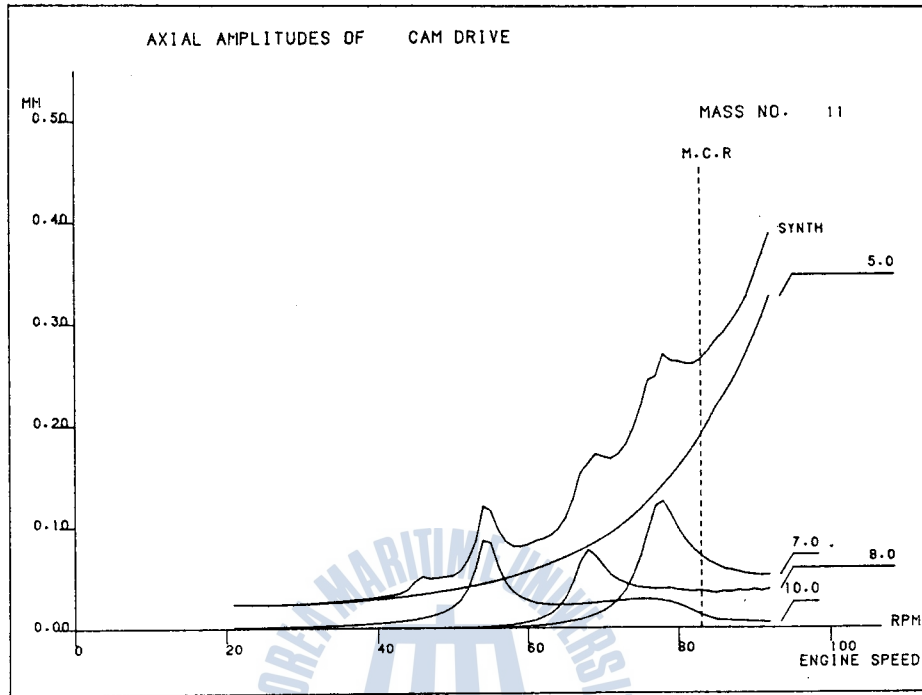


Fig. 11 Axial amplitudes of cam drive for a 5L80MCE engine.

#### 4.3 計算結果와 實測結果의 比較 檢討

비틀림 振動은 MCR에서 5次成分이 상당히 적게 計測되었으며 計測結果대로 修正하여 縱振動 計算에 適用한 結果 縱變位와 縱方向 브레이싱의 推力變動은 比較的 잘 一致하고 있다. 그러나 中間軸에서 計測된 推力變動은 큰 誤差를 나타내고 이다.

Table 5. Calculation and measuring results of 5th order at MCR

計 測 部 位	計算結果	計測結果
中間軸에서 비틀림振動 토크(kn-m)	1666	1140
中間軸에서 推力變動(kn)	398	240
縱方向 브레이싱에서 推力變動(kn)	68	70
二重底에서 主機의 縱變位(mm)	0.0615	0.065
스러스트 블록에서 縱變位(mm)	0.203	0.23
機關 先端에서 縱變位(mm)	0.434	0.44

이는 中間軸에서의 推力變動 計測은 軸徑이 크기때문에 變位가 아주 적고 비틀림振動 토크의 影響을 많이 받으므로 高度의 計測技術과 經驗 및 裝備가 뒤따라야 보다 正確한 計測이 可能할 것으로 생각되나 縱變位의 計測은 機關 크랭크 先端이나 스러스트 블록에서 큰 制約없이 計測할 수 있으므로 正確하다고 볼 수 있다.

여러臺의 船舶機關에서 縱振動 計測結果의 모드型을 比較해 볼때 스템 블록의 剛性은 計算에서 利用한 값과 잘 一致한 것으로 判斷 되었고 二重底의 剛性은 다른 剛性보다 크기 때문에 큰 變數로 作用되지 않음을 알 수 있었다.

## 5. 結 論

船用 디젤機關의 前後振動과 縱變位를 計算하여 計測結果와 比較해 보면 縱變位는 잘 一致하나 中間軸에서 計測된 推力變動은 상당한 誤差를 보였다. 이중 비틀림振動에 依해서 發生되는 스템 블록의 縱變位는 다른 要素보다 프로펠라의 推力變動에 依해서 決定됨을 알 수 있고 中間軸에서 計測된 推力變動은 비틀림振動과 縱振動的 計測結果를 檢討하여 볼때 상당한 計測誤差가 있는것으로 判斷되었다.

主機關本體의 前後振動 起振에너지를 初期 設計段階에서 豫測할 수 있음으로써 主機關本體의 前後振動과 船體振動的 防振對策에 큰 도움이 될 것으로 思料된다.

## 6. 參考文獻

- 1) Yoshihiro Iseki & Akira Urushihara, "Axial Vibration in Crank Shafts of Large Marine Diesel Engines", Japan Shipbuilding & Marine Engineering, Jan.1967
- 2) Hiojung Jeon, Eukan Kim, "The Axial Vibration of Marine Diesel Engine Crankshaft(Part 1, Axial Stiffness and Transfer Factor of Axial to Radial Force)", Journal of the M.E.S.J, Vol 12, No.2
- 3) Hiojung Jeon, "Theoretical Analysis of the Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting", Japan Shipbuilding & Marine Engineering Vol.4 No. 5 1969
- 4) S. Hylarides & W. Vangent, "Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibration", Trans IME(C)Vol.91, Conference No.4, Paper C37.
- 5) S. Hylarides, "Thrust Measurement by Strain Gauge without the Influence of Torque", Shipping World & Shipbuilder, Dec.1974
- 6) Shinji Kumazaki, "Fore and Aft Vibration of Main Engine and Ship Vibration Due to the Torsional of 5-cylinder M/E", ICMES, '84
- 7) K. Fujii, "Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System", ICMES, '84
- 8) Lars Bryndum & Stig B. Jakobsen, "Vibration Characteristic of Two-stroke Low Speed Diesel Engines", Motor Ship. Mar. 12-13, 1987
- 9) Ryosuke Fujino, "Calculation and Measurements of Propeller Induced Excitation", Ishikawajima-harima Heavy Industries Co., Ltd, Tokyo-Japan.
- 10) 全孝重, "船用往復內燃機關軸系 縱ねじり連成強制減衰振動の理論的解析", 日本船用機關學會

- 誌, 第5卷 第3號, 1970, pp. 1-17
- 11) 藤井克哉, “プロペラ推力變動とディーゼル機關 縱起振力の位相調整による振動輕減” 日本造船學會誌 第580號 pp. 19-25, 1977
  - 12) 藤井克哉, “プロペラにより誘起される變動水壓の計測とその解析”, 石川島播技報 第25卷 第1號 pp. 18-24, 1984
  - 13) 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986



