

船用디젤機關軸系の 縱振動減衰裝置에 關하여

全 孝 重*

A Study on the Axial Vibration Damper of the Marine Diesel Engine Shafting

by

Hiojung Jeon

ABSTRACT

Since there has been no analytical method to calculate principal dimensions of the axial vibration damper of marine diesel engine shaftings in design stage, it has often happened to install the axial vibration damper after the ship's trial trip.

In this paper a method to calculate the coefficient of equivalent damping of the axial vibration damper is introduced and with this value one can calculate fairly accurate vibrating amplitudes of the crankshaft that is fitted with an axial vibration damper, by using author's matrix methods.[1][2][3][4]

A comparison of the calculated amplitudes with measured ones is shown and its result is fairly good, except values of the case where the damper nozzle is almost closed.

1. 結 言

近年 船舶의 大型化, 高速化에 따라서 搭載하는 디젤機關의 馬力도 過給度의 上昇, 시린더直徑과 行程의 增大等에 의하여 大幅的으로 增強되었다. 그 結果 平均有效壓力이 上昇하는 한편 크랭크軸系自由振動數의 低下를 招來하고, 從來 別로 問題視되지 않았던 縱振動 및 비틀림과 縱方向의 聯成振動이 機關의 常用回轉數範圍內에 強하게 나타나고, 여기에 基因한 것으로 生覺되는 事故도 屢屢로 報告되고 있다.

著者는 이러한 問題를 設計段階에서 充分히 檢討하여 事前에 適切한 對策을 取할 수 있도록 上記 振動의 理論的 解析法[1][2][3][4]을 發表한 바 있으나 그 結果에 의하면

crank throw의 形狀 및 寸法

着火順序(throw의 配置狀態)

推力軸受의 位置, 組立狀態 및 그의 剛性

프로펠러의 날개數 및 그의 取付角度等이 縱方向 또는 비틀림과의 聯成振動에 影響을 주므로 設計段階에 있어서는 이와같은 點에 對하여 充分한 檢討를 함으로서 上記 各振動을 어느程度 回避할 수가 있다. 그러나 設計段階에 있어 不得已한 事情으로 因하여 到底히 滿足한 回避가 不可能할 경우에는 減衰裝置를 設置한다. 現在까지의 實情으로서는 縱振動을 設計段階에서 비틀림振動만큼 正確하게 豫測하는 것은 困難하였기 때문에 試運轉段階에서 縱振動을 制止할 必要를 느끼게 되는 경우가 많으며 따라서 只今까지는 減衰裝置와 같은 積極的手段에 의하여 軸系의 安全을 確保하여 왔다.

接受日字 1970. 11. 9.

*正會員, 韓國 海洋大學

2. 油壓실린더式縱 振動減衰裝置

縱振動減衰裝置로서 理論的으로는 여러形式의 것이 發表되었으나[5] 實用化되고 있는 것은 단 하나의 形式이 있을 뿐이다. 그 理由는 여러가지 있으나, 먼저 機關組立完了後에 減衰裝置를 追加하여 取付하여야 한다는 只今까지의 事情外에도 小形, 頑固하며 다루기가 簡便할 뿐만 아니라 同時에 效率이 좋아야 한다는 理由에 의한다. 그 原理는 그림 1에 보이는 바와 같이 機關架構에 固定된 油壓실린더 內에서 크랭크 先端에 固定된 피스톤이 滑動할 수 있도록 되어 있으며 主로 作動部分의 作用液體流動에 의하여 振動을 制止한다. 또한 이 形式의 初期의 것에 는 作動部分이 없고 單只 機關潤滑油系統으로 부터의 油供給孔과 排出孔만을 設置한 것이 있고, 이것을 閉鎖한 狀態의 振動制止力은 製作時의 피스톤과 실린더 間의 間隙에 의하여 決定된다[6]. 그러나 最近에는 피스톤의 前後에 있는 油壓室을 노즐로서 連絡하고 이 노즐의 通路斷面積을 調整함으로써 振動制止力을 調節할 수 있게 되어있다[7][8].

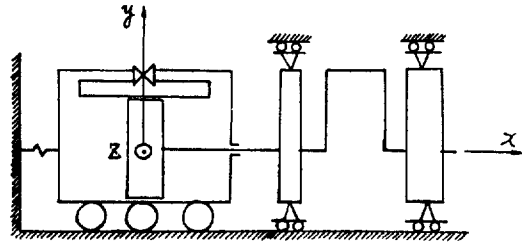


Fig. 1. Model System of the Crankshaft with Axial Vibration Damper

3. 縱振動減衰裝置의 等價減衰係數

그림 1의 油壓실린더內의 피스톤運動을 制止하는 直接的 要因은 피스톤兩側의 壓力差인데, 減衰를 주는 要素로서는

- a) 노즐部分의 噴流에 의한 運動에너지,
- b) 피스톤과 실린더間의 間隙을 흐르는 液體의 運動에너지,
- c) 피스톤이 液體內에서 振動함으로써 받는 抵抗,
- d) 피스톤과 실린더間의 固體接觸에 의한 諸摩擦抵抗,

等으로 나누어서 生覺할 수 있다.

지금 피스톤 및 실린더의 縱變位를 각각 x_p, x_c 라 하고

$$x_p = X_p \sin(\omega t + \delta_p)$$

$$x_c = X_c \sin(\omega t + \delta_c)$$

라 假定하면 相對變位 x 는

$$x = x_p - x_c = X_p \sin(\omega t + \delta_p) - X_c \sin(\omega t + \delta_c) = X \sin(\omega t + \delta) \tag{1}$$

但

$$X = \sqrt{(X_p \cos \delta_p - X_c \cos \delta_c)^2 + (X_p \sin \delta_p - X_c \sin \delta_c)^2}$$

$$\tan \delta = (X_p \sin \delta_p - X_c \sin \delta_c) / (X_p \cos \delta_p - X_c \cos \delta_c)$$

따라서 피스톤의 실린더에 對한 相對速度 \dot{x} 는

$$\dot{x} = -\frac{dx}{dt} = X \omega \cos(\omega t + \delta) \tag{2}$$

실린더내의 液體의 壓縮에 의한 體積變化를 無視하면 液體가 노즐을 통하여 흐르는 量은 노즐의 流量法則에 의하여

$$A_n \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma_0} p}$$

但

A_n : 노즐의 斷面積(cm^2)

α : 流量係數($=C_c C_v$, C_v 는 速度係數이며 0.99~0.98, C_c 는 收縮係數이며 完全流體에서는 0.621)

γ_0 : 作用液體의 單位體積當 무게 (kg/cm^3)

p : 피스톤 兩側의 壓力差(kg/cm^2)

피스톤과 실린더間의 間隙을 통하여 흐르는 流體量은 Poiseuille의 흐름의 法則에 의하여

$$\frac{\pi d_p h_p^3 p}{12 \nu_0 l_p} \tag{4}$$

但

d_p : 減衰裝置의 피스톤徑(cm)

h_p : 피스톤과 실린더間의 間隙(cm)

ν_0 : 作用液體의 粘度($\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$)

l_p : 피스톤의 길이(cm)

따라서 피스톤의 受壓面積을 $A_p(\text{cm}^2)$ 라 하면

$$A_p \dot{x} = A_n \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma_0} p} + \frac{\pi d_p h_p^3 p}{12 \nu_0 l_p} \tag{5}$$

지금 피스톤에 作用하는 抵抗力을 F_d 라 하면 피스톤의 單位面積當에 걸리는 壓力 $p(\text{kg}/\text{cm}^2)$ 는

$$p = \frac{F_d}{A_p} \tag{6}$$

이것을 (5)式에 代入하면

$$A_p \dot{x} = A_n \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma_0} \cdot \frac{F_d}{A_p}} + \frac{\pi d_p h_p^3}{12 \nu_0 l_p} \cdot \frac{F_d}{A_p} \tag{7}$$

(7)式에 있어 노즐의 흐름단을 考慮한다면 右邊 第 2 項을 無視하고

$$F_d = \frac{\gamma_0 A_p^3}{2\alpha^2 g A_n^2} \cdot \dot{x}^2 = C_n \dot{x}^2 \tag{8}$$

但

$$C_n = \frac{\gamma_0 A_p^3}{2\alpha^2 g A_n^2}$$

(8)式은 周知한 바와 같이 流體가 노즐(또는 orifice)을 通過할 때는 抵抗이 速度의 自乘에 比例함을 나타낸다.

(7)式의 右邊 第 1 項을 無視하면 作用液體는 피스톤과 실린더間만을 흐르는 것이 되며 노즐을 設置하지 않은 경우에 該當한다.

$$F_d = \frac{12\nu_0 l_p A_p^2}{\pi d_p h_p^3} \cdot \dot{x} = C_p \dot{x} \tag{9}$$

但

$$C_p = \frac{12\nu_0 l_p A_p^2}{\pi d_p h_p^3}$$

이 경우에는 速度에 比例하는 速度比例形減衰로 된다.

一般的으로 이들은 同時に 作用하므로

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{F_d}{C_n}} + \frac{F_d}{C_p} \tag{10}$$

上式을 F_d 에 關하여 整理하면

$$F_d = C_p \dot{x} + \frac{C_p^2}{2C_n} \pm C_p \sqrt{\frac{C_p}{C_n} \dot{x} + \left(\frac{C_p}{2C_n}\right)^2} \tag{11}$$

또한 $\dot{x} - \frac{F_d}{C_p} > 0$ 이므로, $F_d < C_p \dot{x}$ 로 되고 負의 根만을 取한다.

$$F_d = C_p \dot{x} + \frac{C_p^2}{2C_n} - C_p \sqrt{\frac{C_p}{C_n} \dot{x} + \left(\frac{C_p}{2C_n}\right)^2} \tag{12}$$

지금 (12)式으로 表示되는 非線形減衰의 等價粘性減衰係數 C_{eq} 를 計算하면

$$\begin{aligned} C_{eq} &= \frac{1}{\pi \omega X^2} \oint (F_d) \dot{x} dt = \frac{1}{\pi \omega X} \left\{ \oint C_p X \omega \cos^2(\omega t + \delta) \cdot d(\omega t + \delta) \right. \\ &\quad + \oint \frac{C_p^2}{2C_n} \cos(\omega t + \delta) \cdot d(\omega t + \delta) \\ &\quad \left. - \oint C_p \sqrt{\frac{C_p}{C_n} X \omega \cos(\omega t + \delta) + \left(\frac{C_p}{2C_n}\right)^2} \cdot \cos(\omega t + \delta) \cdot d(\omega t + \delta) \right\} \\ &= C_p + \frac{1}{\pi \omega X} \left\{ 2 \frac{C_p^2}{C_n} - 2C_p \int_{-\frac{\pi}{2}-\delta}^{\frac{\pi}{2}-\delta} \sqrt{\frac{C_p}{C_n} X \omega \cos(\omega t + \delta) + \left(\frac{C_p}{2C_n}\right)^2} \cdot \right. \\ &\quad \left. \cos(\omega t + \delta) \cdot d(\omega t + \delta) \right\} \tag{13} \end{aligned}$$

다음에 d)項의 固體摩擦抵抗은 規定하기 困難하며 別로 重要하지 않으므로 無視하고 c)項에 對하여서는, 피스톤이 液體內에서 振動함으로써 받는 流體摩擦抵抗 F_f 는

$$F_f = \frac{1}{2} C_d \rho_0 A_p \dot{x}^2 = C_f \dot{x}^2 \tag{14}$$

但

$C_f = \frac{1}{2} C_d \rho_0 A_p$ 이며, C_d 는 摩擦抵抗比, $\rho_0 = \gamma_0/g$ ($\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$)이다.

이 경에도 F_f 는 極히 적은 값이므로 省略하여도 無妨하다.

(13)式의 計算은 그대로는 演算이 困難함으로 數值 또는 圖式積分한다. 實際의 크랭크軸에 있어서 縱振動時的 크랭크端振幅은 減衰裝置를 必要로 하는 경우라도 數 mm 內外이므로 노즐을 調節하여 減衰裝置의 作用을 強化함에 따라서 振幅을 減少하고 피스톤과 실린더間의 間隙을 흐르는 流體의 影響은 적어진다. 따라서 實用的 計算法으로서는 노즐에 의한 減衰단을 使用하여 計算하여도 振幅이 큰 곳을 除外하고는 거의 差가 없다. 이 경우의 等價粘性減衰係數는

$$C_{eq} = \frac{8C_n \omega X}{3\pi} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{\gamma_0 A_p^3 \omega X}{\alpha^2 g A_n^2} \tag{15}$$

와 같이 되고 計算은 極히 簡略化된다. 그러나 이 경우에 있어서도 (13)式과 같이 振幅과 振動數에 依存하는 減衰係數가 된다.

4. 減衰裝置가 있는 크랭크軸系振動方程式

減衰裝置와 크랭크先端間의 距離가 짧고 또한 減衰裝置가 크랭크에 比하여 적은 경우에는 크랭크先端 第 1

相當慣性物體[1]에 直接 減衰裝置의 減衰가 作用한다고 보고 計算한다. 만약 減衰裝置 피스톤의 質量이 크거나 缸軸에 의하여 減衰裝置가 連結되어 있는 경우에는 別途로 相當慣性物體를 設定한다. 이 경우의 慣性物體의 相當質量 m_d 는

$$m_d = m \sqrt{1 + 0.848(\rho_0/\rho_p)} \tag{16}^*$$

但 m 은 減衰裝置의 피스톤 및 附屬振動體의 質量이며 ρ_0, ρ_p 는 각각 作用液體와 피스톤의 單位體積當 質量 (kg/cm^3)이다. 그 以外의 諸計算法은 減衰裝置가 없는 크랭크軸系 自由振動 및 強制振動과[1][2][3][4] 똑 같이 行한다. 設計段階에 있어서는 減衰裝置의 노즐狀態에 따른 振幅이 不分明하므로 遂次近似法에 의하여 振幅과 等價粘性減衰係數를 計算한다. 먼저 減衰裝置가 없는 狀態로 振幅을 計算한 다음, 이 振幅을 利用하여 (13) 또는 (15)式에 의한 等價粘性減衰係數를 計算하여 振幅을 求한 다음 兩方의 平均振幅에 의하여 다시 한번 振幅計算을 되풀이 한다. 이와같은 計算法에 의하여 노즐이 거의 全閉된 狀態를 除外하고는 良好한 結果를 얻는다. 노즐의 全閉 또는 여기에 가까운 狀態에 있어서는 피스톤의 振幅도 매우 적게 됨으로 減衰裝置 실린더의 振幅을 無視할 수 없게 되며 또한 packing gland 등으로부터 作用液體가 새는 影響도 크게 됨으로 計算은 困難하다. 그러나 實地의 경우에 있어 이와같은 狀態로 機關을 運轉하는 일은 거의 없으므로 支障은 없다.

5. 減衰裝置가 있는 軸系의 實測振幅과 計算振幅의 比較

M 船**은 강한 6次의 節이 없는 縱振動이 發生하였기 때문에 油壓式縱振動減衰裝置를 設置하여 이를 安全한 範圍內로 制限하였다. 이 船舶에 있어서는 프로펠러의 날개數가 6枚이기 때문에 프로펠러의 推力變動이 6次의 節이 없는 縱振動을 誘發하게 된 것이며 著者의 理論的 計算法에 의하면 推進效率이 犧牲되지 않으면 5翼의 프로펠러를 採用함으로써 安全한 運轉이 確保될 것으로 豫想되었으나 關係者間의 意見에 따라 減衰裝置를 設置하게 된 것이다.

M 船의 縱振動減衰裝置의 各要目은

$A_p = 1937 \text{ cm}^2$	$\alpha = 0.65$
$d_p = 67 \text{ cm}$	$\gamma_0 = 0.95 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^2 \cdot$
$\nu_0 = 0.2 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}^2 (25^\circ\text{C})$	$l_p = 5 \text{ cm}$
$h_p = 0.025 \text{ cm}$	$C_d = 1.2$
$\omega = 68 \text{ rad/sec}$	

上記資料에 의하여 노즐斷面積 A_n 와 크랭크端振幅 X 를 變更시켜가면서 (13)式과 (15)式에 의하여 計算한 結果를 그린 것이 그림 2A와 2B이다. 但 이 計算에 있어서 減衰裝置의 실린더變位는 無視하고 피스톤의 變位만을 考慮하였다.

表 1은 노즐 各狀態의 크랭크先端變位實測值에 對한 等價粘性減衰係數를 그림 2A, 2B로부터 求하여 比較한 것이다. 그림 2A, 2B 및 表 1에서 보는 바와 같이 (13)式과 같은 複雜한 式 代身에 노즐의 流量만을 考慮한 單純한 (15)式을 利用하여도 거의 差가 없음을 알 수 있다.

그림 3은 노즐의 各狀態에 對한 等價粘性減衰係數를 求한 다음 定常振動解法[3]에 의하여 計算한 結果中에서 크랭크先端振幅만을 그린 것이다. 實測值은 Ascania式 振動計로 測定한 것을 調和分析한 것이다. 이 外에도 strain gage에 의하여 測定한 것이 있으나 값이 고르지 못하다. 計算結果는 減衰裝置의 影響이 적은 곳에

*日本機械工學便覽改訂5版 p. 8-48

**油槽船, 72,000總屯, 船尾機關, 主機 2行程單動 十字頭形디젤機關, 10氣筒, 23,000ps×115 rpm, 6翼프로펠러

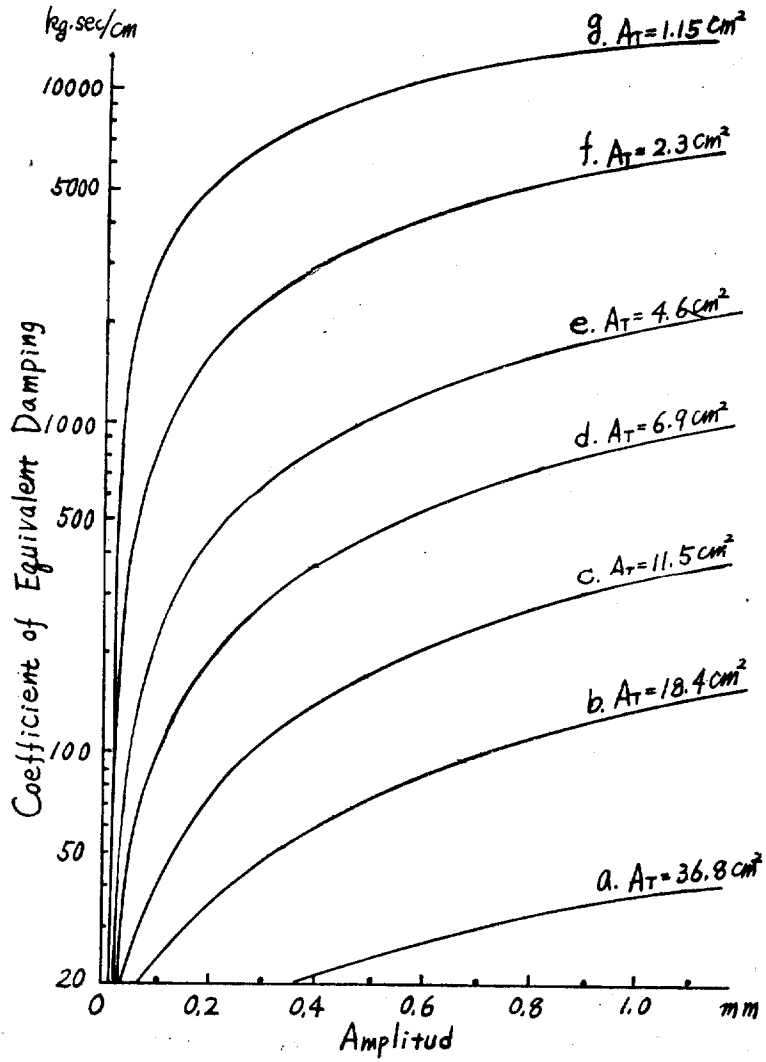


Fig. 2A. Curves Calculated by Formula (13)

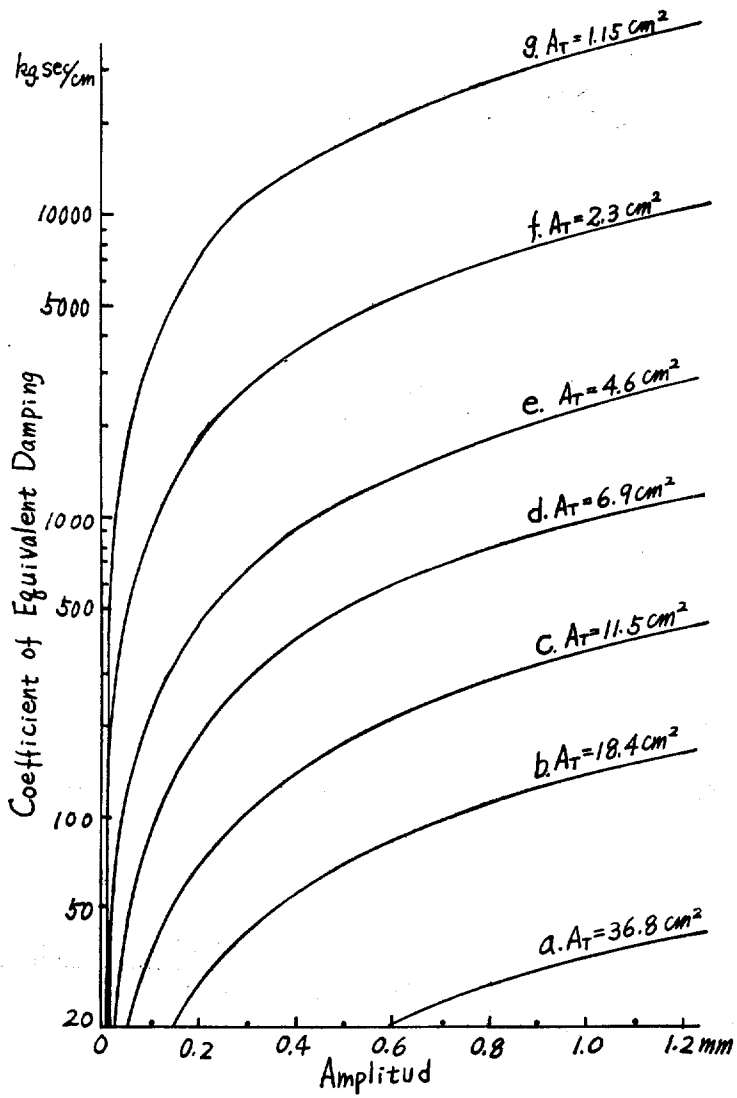


Fig. 2B. Curves Calculated by Formula (15)

Table 1 Coefficients of Equivalent Damping according to Nozzle Conditions of the Axial Vibration Damper of Ship M

Nozzle condition	a	b	c	d	e	f	g
Section area of nozzle cm^2	36.8	18.4	11.5	6.9	4.6	2.3	1.15
Amplitude of the crankshaft fore-end mm	0.60	0.53	0.46	0.36	0.28	0.12	0.08
Coefficient of equivalent damping calculated by formula (13) $\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}$	28	76	165	350	600	1000	2500
Coefficient of equivalent damping calculated by formula (15) $\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}$	21	72	165	350	600	1000	2500

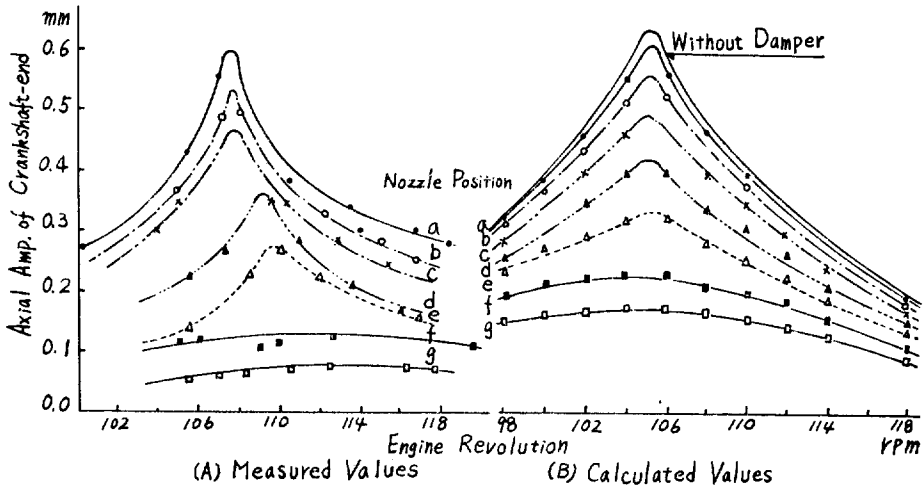


Fig. 3. Comparison of Calculated Amplitudes with Measured Ones

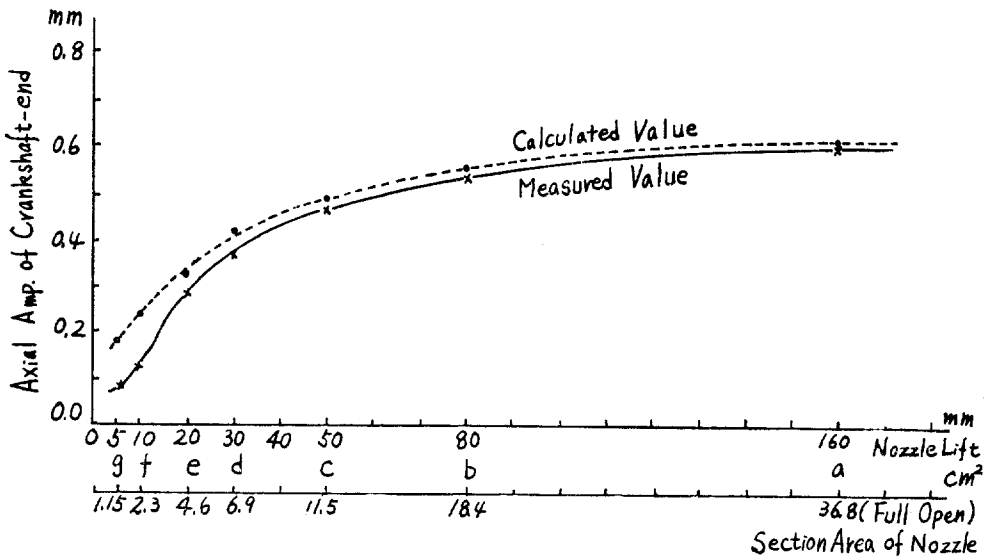


Fig. 4. Comparison of Calculated Maximum Amplitudes with Measured Ones

서는 比較的 實測値와 잘 맞는다.

그림 4는 最大振幅에 대하여 實測値와 計算値를 比較한 것인데 이러한 傾向을 잘 보여주고 있다.

그림 3의 實測値에 있어서 共振點을 調査하여 보면 減衰裝置의 效果가 크게 됨에 따라서 共振點은 조금씩 回轉數의 높은 곳으로 移動한다. 表 2는 이와 같은 關係를 나타내며, 이것은 減衰가 剛性과 같은 效果를 나타내는 데 基因한 것으로 生覺되며 計算에 있어서는 이 影響이 分明하게 나타나지 않는다. 非聯成振動에 있어서는 共振點이 若干變動 하여도 問題로 되지 않으나 강한 縱方向과 비틀림의 聯成振動이 있을 경우에는 비틀림振動의 共振點이 縱振動共振點보다 높은 곳에 있으면 減衰裝置에 의하여 兩共振點이 더욱 接近하여 減衰裝置의 效果가 減少하거나 逆效果를 줄 念慮가 있다. 또한 聯成振動의 경우에는 크랭크先端縱振幅이 반드시 最大로 된다고 말할 수 없다. 따라서 縱方向과 비틀림의 聯成振動의 경우에 縱振動減衰裝置를 設置할 때는 充分히 檢討할 必要가 있다. 縱振動減衰裝置效果에 對한 報告中[8]에서 縱方向과 비틀림의 聯成振動에 의한 縱振動의 制止에는 別로 有效하지 않다는 것이 있는데 이것은 以上과 같은 理由에 의하는 것으로 生覺된다.

Table 2. Resonance Engine Revolution according to Nozzle Conditions of the Axial Vibration Damper of Ship M

Nozzle condition	Resonance engine revolution measured by Ascania type vibroscope	Resonance engine revolution measured by strain gage
a	108 rpm	107 rpm
b	108	108
c	108	107
d	109	108
e	110	114
f	113	113
g	114	117

6. 結 論

現在까지 一般的로 使用되고 있는 油壓실린더式 縱振動減衰裝置의 設計에 있어 利用할 수 있는 理論式은 發表된 것이 거의 없었기 때문에 設計에 있어서는 概略의 推算에 依存하는 實情에 있다. 本文에 있어서는

- (1) 油壓실린더式 縱振動減衰裝置의 等價粘性減衰係數의 理論的 概算法을 提示하고
- (2) 이 等價粘性減衰係數를 著者が 提案한 解法에 適用시키는 方法을 說明하고, 이 方法에 의하여서 實用上 支障이 없는 結果를 얻을 수 있음을 보였다.
- (3) M 船의 減衰裝置에 對하여 等價粘性減衰係數를 求한 다음 노즐의 各狀態에 對한 振幅을 求하여 實測値와 比較한 結果 良好한 一致를 보여 주었다.
- (4) 本文에 있어서는 油壓실린더와 固定部의 機關架構彈性 및 作用液體의 壓縮에 基因하는 縱彈性을 無視하였기 때문에 노즐의 죄임에 따른 縱彈性的의 增加가 考慮되지 않은 結果, 共振點의 變化가 計算値에서는 分明하게 나타나지 않는다. 今後 이 點을 考慮한 보다 詳細한 研究가 期待된다.

後 記

本研究에 있어 日本海事協會 技術研究所 機關研究室長 星野次郎博士의 好意로 日本造船研究協會 第100研究

部會 1968年度報告書로부터 M 船의 實測値一部를 引用케 됨을 感謝드립니다.

參 考 文 獻

- [1] 全孝重, 津田公一: “船用往復內燃機關軸系 縦ねじり連成自然振動の理論的解釋”, 日本船用機關學會誌, 第 4 卷 7 號, 1969
- [2] 全孝重: “クランク軸 縦, 曲げおよびねじり連成振動のマトリックス解法の研究”, 第19回 日本應用力學連合講演會 論文集, 1969
- [3] 全孝重: “船用往復內燃機關軸系縦ねじり連成強制振動の理論的解釋”, 日本船用機關學會誌, 第 5 卷 5 號, 1970
- [4] Hiojung Jeon: “Theoretical Analysis of the Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting,” *Japan Shipb & Marine Eng.* Vol.4 No.5, 1969
- [5] J.R. Kane, et al., “Longitudinal Vibration of Marine Propulsion Shafting System”, *Trans. SNAME*, Vol. 57, 1949
- [6] G. Anderson, et al., “Axial Vibration and Measurements of Stresses in Crankshefts” *CIMAC*, 1962, Copenhagen
- [7] A. Guglielmotti, et al., “Recheres experimentales pour létude des vibrations axiales des vilebrequins”, *CIMAC*, 1962, Copenhagen
- [8] 日本海事協會, “船用 2 サイクル大形ディーゼル主機關のクランク軸系の縦振動について”, 日本海事協會技術研究所研究報告, 1965