

크랭크축 비틀림振動粘性댐퍼의 設計와 댐퍼 性能시뮬레이션프로그램開發

李 忠 紀*·全 孝 重*

A Study on the Design of the Torsional Vibration Viscous Damper
for the Crankshaft and Developing of its Performance
Simulation Computer Program

C. K. Lee · H. J. Jeon

Absract

In diesel engines, it is inevitable that the torsional vibration is produced by the fluctuation of engine torque. Therefore, if the occurrence of torsional vibration is confirmed in the design stage or the torsional vibration is observed on the bed of test run, it is necessary to establish some preventive measures to avoid dangerous conditions.

Major preventive measures are as follows :

1. Changing the natural frequency of shaft system.
2. Repressing the vibration amplitude by the damping energy.
3. Counterbalancing the exciting torque by the resistant torque.
4. Counterbalancing the harmonic component of exciting energy.

In above methods, the damper is the last measure to be used for controlling the torsional vibration.

In this thesis, the design of viscous damper that absorbs the exciting energy is investigated and a number of problems associated with the design of viscous damper are treated and a computer program for the process of damper design is developed.

A viscous damper for a high speed diesel engine is designed and its effect is simulated by the author's computer program.

1. 머릿말

크랭크축系 비틀림振動은 디젤機關이 最初로
實用化되기 始作한 數年後인 1900년에 벌써 研

究結果가 發表되고 그 後 90年 가까운 歲月이
흐르면서 많은 사람들에 의하여 數많은 研究가
遂行되었고 그 結果가 公表되어 왔다.

아직도 現場에서는 새로운 形態로 登場하는
軸系비틀림振動의 對策에 쫓기고 있는 形便이

* 正會員, 韓國海洋大學

지만 基本的인 것은 大體로 解析할 수 있게 되었다. 그러나 아직 起振力과 減衰力에 관해서는 不明한 點이 많으며 特히 減衰力에 대해서는 理論的으로 解明할 수 없는 事項들이 많이 남아 있다.

設計段階에서, 또는 試運轉段階에서 危險한 程度의 비틀림振動이 確認되거나 發生하면 이를 回避, 低減 또는 緩化하기 위하여 여러가지 對策이 提案되고 있으며 最終的인 手段으로서 댐퍼를 設置하게 된다.

댐퍼는 結局 振動에너지를 吸收하는 型式, 또는 共振點을 바꾸어 使用點과 一致하지 않도록 하는 型式이 있는데 後者의 경우 舶用主機關과 같이 使用範圍가 넓고 많은 共振點이 있는 경우에는 慎重한 檢討가 必要하게 된다.

本研究에서는 이와 같은 댐퍼中 特히 振動에너지를 吸收하는 型式인 粘性댐퍼의 設計와 關聯된 諸問題를 다루고 이의 設計過程을 電算化하는데 目的을 두고 있다.

2. 推進軸비틀림진동의 回避 및 抑制方法

推進軸비틀림振動을 制限條件內에 收容하기 위하여 取할 수 있는 對處方案을 列舉하면 다음 表2.1과 같은 것이 있다.

表2.1

(1) 起振力の 減少

이 方法은 實際로 適用하기가 어렵고 效果도

特定の 경우에만 期待할 수 있기 때문에 適用例는 많지 않다.

① 逆起振力を 주는 方法: 이 方法은 特定共振點에서만 效果가 있으며 實際와 理論이 一致할 때는 顯著한 成果를 얻을 수 있다. 다만, 特定共振點에서만 效果가 있기 때문에 舶用機關과 같이 機關使用範圍가 넓은 境遇에는 適用하기 어려운 難點이 있다. 또한 附加되는 댐퍼系의 스프링에 큰 應力이 發生할 수 있기 때문에 댐퍼의 壽命에도 關心을 기울일 必要가 있다.

② 크랭크軸과 프로펠러날개의 組立角을 調整하는 方法: 이 方法은 프로펠러를 갖는 舶用機關에서만 採擇이 可能하다. 이 方法은 機關側 起振力과 프로펠러側 起振力の 크기가 비슷한 크기일 境遇에만 顯著한 效果를 期待할 수 있고 特히 兩側의 起振力位相角을 正確히 알고 있어야 한다.

現段階에서는 起振力の 位相角을 事前에 알 수 있는 方法이 아직 確立되어 있지 않기 때문에 實際로 利用하기에는 어려움이 있다.

③ 主機着火順序를 變更하는 方法: 크랭크軸의 設計段階에서 크랭크스로우의 配置를 바꾸면 主危險次數의 起振力에는 變化가 없으나 副危險次數의 起振力값이 變化하게 된다. 實際로는 主危險次數의 起振力이 통상 매우 크기 때문에 큰 기대를 걸기 어렵고 또한 機關自體의 構造를 바꿔야 하므로 實現性은 적다.

④ 變則크랭크配置를 採擇하는 方法: 變則크

表2-1 비틀림振動的 回避 및 抑制方法

回避對象	回 避 方 法
(1) 起振力の 減少	① 逆起振力を 주는 方法(다이나믹 댐퍼) ② 크랭크軸과 프로펠러의 組立角을 調整하는 方法 ③ 機關着火順序를 變更하는 方法 ④ 變則크랭크配置를 採擇하는 方法
(2) 共振의 回避 (固有振動數 變更)	① 軸系스프링定數의 變更(軸系의 지수變更, 彈性커플링의 插入, 流體커플링의 插入) ② 慣性모멘트의 變更(回轉部分, 特히 플라이휠의 慣性모멘트의 크기, 또는 位置變更)
(3) 起振에너지의 吸收	① 라버댐퍼(慣性質量과 고무의 彈性效果 利用) ② 粘性댐퍼(기름의 粘性效果 利用) ③ 粘性라버댐퍼(위의 두가지 效果利用) ④ (粘性 스프링댐퍼 스프링의 彈性和 기름의 粘性效果의 利用)

랭크配置方法도 起振力의 크기를 바꾸는 方法인데 一般的으로 回轉토크를 均一化하기 위해서는 等間隔의 크랭크配置가 要求되므로 變則크랭크配置는 매우 드문 境遇이다.

(2) 共振의 回避

振動系의 固有振動數를 變更하여 起振力과의 共振을 回避하는 方法으로서 가장 흔히 採擇하고 있는 方法이다.

① 스프링定數의 變更: 軸系의 스프링定數는 지름의 네제곱에 比例하여 變하므로 軸지름을 약간 變更하여도 스프링定數는 크게 變化한다. 特히 節點의 지름을 變更하면 效果가 있다.

이와같은 軸지름變更 外에도 彈性커플링을 設置함으로써 軸系의 스프링剛性을 크게 낮출 수 있으며 또한 彈性커플링은 軸心調整에도 도움을 주고 減速齒車가 있는 境遇 토크變動을 緩化하여 齒車를 保護하는 機能도 갖는다.

流體커플링의 利用은 振動系를 分離하기 때문에 振動回避에는 卓越한 效果가 있으나 費用이 高價이기 때문에 變速의 目的과 兼해서 利用되는 境遇가 있으나 振動緩化의 目的만으로 利用되는 境遇는 매우 드물다.

② 慣性모멘트의 變更: 慣性모멘트의 變更은 質量의 加減을 뜻하는데 스프링定數의 變更만큼 그의 效果가 顯著하지 않고 實際로 適用하기 어려운 點이 많다. 또한 慣性 모멘트의 位置變更도 마찬가지로 많은 制限을 받는다.

通常 플라이휠과 舶用機關推進軸系에서 프로펠러의 慣性모멘트變更을 考慮할 수 있는데 前者는 機關의 採擇함에 있어서는 慎重한 配慮가 必要하다.

(3) 起振에너지의 吸收

앞의 (1), 또는 (2)의 方法을 實施하기 困難하거나 充分한 效果를 거둘 수 없을 境遇에 最終적으로 考慮하는 것이 起振에너지의 吸收方法이다.

起振에너지를 吸收하기 위해서는 댐퍼裝置를 利用하고 이 設置에는 別途로 設置費를 必要로 하기 때문에 機關價格을 上昇시킨다. 또한 이것이 機關運轉中에 故障을 일으킬 境遇 振動事故가 發生하기 때문에 不得已한 對策으로 認定되고 있으며 最善의 方法은 아니다. 그러나 다

른 어떤 方法도다도 確實한 效果를 얻을 수 있는 方法이기 때문에 종종 採擇되고 있다.

① 라버댐퍼: 다이나믹댐퍼의 一種이라 看做되나 라버의 減衰力이 作用하기 때문에 振動에너지를 吸收하는 能力이 있다. 다이나믹댐퍼의 機能을 發揮하기 위해서는 主振動系의 固有振動數에 맞추어 댐퍼의 라버스프링數를 正確히 調節해야 하는데 實際로는 이와 같은 것이 困難하기 때문에 다이나믹댐퍼의 機能을 發揮하기 어렵다. 또한 라버는 起振에너지를 吸收할 境遇 熱이 發生하여 破損하기 쉽게 되기 때문에 큰 制振效果를 期待하기 어렵다. 다만 라버댐퍼는 製作費가 低廉하기 때문에 自動車等과 같은 小形機關에서는 흔히 使用되고 있다.

② 粘性라버댐퍼: 라버댐퍼의 缺陷인 制振力이 적은 것과 壽命이 짧은 것, 信賴性의 不足 등을 粘性減衰의 添加에 의하여 補償시킨 型式으로서 다음에 說明하는 粘性댐퍼와 앞의 라버댐퍼를 結合시킨 것이다. 라버댐퍼보다 값이 비싼 것이 問題로 되고 있으나 有望한 댐퍼로 看做되고 있다.

③ 粘性댐퍼: 粘性物質의 減衰作用을 利用하는 댐퍼로서 機械的 應力을 받는 部分이 없기 때문에 機關이 크게 됨에 따라 漸次 크게 되어 價格과 設置上의 理由로 大型機關에서는 利用하기 困難한 問題點이 있다. 따라서 粘性댐퍼는 中形機關에 適用하기 좋은 댐퍼로 思料된다. 다만, 이 境遇에만 粘性댐퍼에 利用되고 있는 粘性劑인 실리컨油가 油性이 매우 不足하기 때문에 慣性體와 케이싱間의 潤滑問題, 漏泄防止問題 등이 難點으로 登場하고 있다.

④ 스프링粘性댐퍼: 다이나믹댐퍼처럼 스프링을 利用하여 主振動系의 固有振動數에 調和시키는 外에도 減衰力을 利用하여 起振力을 吸收하는 댐퍼로서 粘性댐퍼보다 크기가 작아지고 性能을 向上시킬 수 있다. 더구나 振動에너지를 吸收하여 發生하는 熱을 減衰油에 依하여 除去시킬 수 있으므로 熱로 因한 障害가 적다. 다만, 댐퍼스프링에 應力이 發生하므로 이것의 切損으로 말미암아 댐퍼機能을 喪失할 수 있다.

大體로 價格이 비싼 것이 흠으로 되고 있으

表2.2 여러가지 비틀림振動댐퍼의 特性比較[11]

項 目	粘 性 댐 퍼		粘性라버댐퍼	라버댐퍼
	組立型	좌입型		
吸振效果	良	良	良	普通
크기의 制限(最大저름)mm	1400	600	500	500
크기의 制限(慣性모멘트) (kg. cm, sec ²)	4500	100	15	15
價格比	100	90	50	20
生産량	少量	少~多量	多量	多量
適用機關範圍(最高PS)	10000	2000	1000	1000
耐熱性 °C	150	150	100	100
耐油性	良	良	不良	不良
耐久性	普通	普通	良	普通

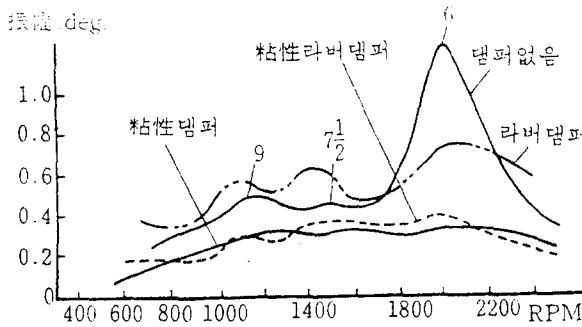


그림2.1 6실린더機關用으로서 設計된 各種댐퍼

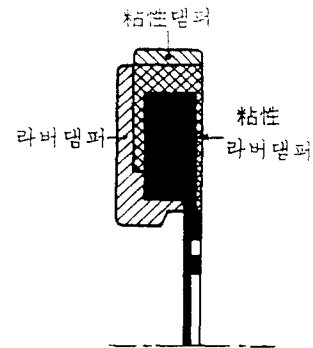


그림2.2 粘性댐퍼 및 粘性라버댐퍼와 라버댐퍼의 크기比較[11]

며 다른 댐퍼를 利用하기 困難한 大形機關에서 주로 利用된다.

表2.2는 本研究의 對象인 粘性댐퍼와 競合對象이 되고 있는 라버댐퍼, 粘性라버댐퍼 등과 特性을 比較한 것이다. 또한 그림2.1은 이들 各種댐퍼를 附着시켰을 境遇 그들의 減衰效果의 實例를 보인 것이고 그림2.2는 同一減衰效果를 얻고자 할 境遇의 댐퍼外形크기를 比較한 것이다.[11]

以上에서 살펴본 바와같이 여러가지 種類의 비틀림振動댐퍼가 開發되어 利用되고 있으나 各各 適合한 固有의 領域이 있다.

本研究에서는 中形, 中速機關에 適合하며 特別히 機械의 運動部品이 없어서 切損같은 故障이 없는 粘性댐퍼의 特性과 設計製作法을 究明하

여 必要한 電子計算 프로그램을 開發하고자 한다.

3. 비틀림振動粘性댐퍼의 理論

3.1 비틀림振動粘性댐퍼의 概要

粘性댐퍼의 構造는 이미 알고 있는 바와같이 (그림4.1 參照) 慣性링(댐퍼質量)을 하우징에 密封한 것으로서 하우징과 慣性링사이에는 좁은 틈이 있고 이 틈에 실리콘油가 充滿되어 있다. 따라서 이 兩者間에는 彈性的인 連結이 없으며 單純한 構造로 되어 있어 作動流體가 安定할 境遇 넉넉한 信賴性和 耐久性이 있음을 容易하게 알 수 있다.

一自由度系에 댐퍼를 固定한 振動特性에 對하여서는 이미 Den Hartog等에 의하여 解析이 이루어 졌으나 當時에는 作動流體로서 適合한 液體가 없었다. 第二次世界大戰後期에 美國에서 실리콘油가 開發되어 溫度에 의한 粘度變化가 적고 物理的, 化學的으로도 安定한 特性을 지닌, 댐퍼用 作動流體로서 매우 適合한 기름임이 確認되었다. 그리하여 이 기름을 使用한 所謂 粘性댐퍼가 J. C. Georgian이나 O' Conner等에 依하여 研究되었고 急速히 發展하였다.

粘性댐퍼의 製作에서 重要한 것은 油膜面의 加工精密度를 좋게하고 좁은 틈에 高粘度의 기름을 充滿시키는 同時에 漏泄防止에 萬全을 期하는 것이며 이에 대한 對策으로서 特別한 考案과 技術이 必要한 것으로 알려져 있다.

우리나라에서는 아직도 粘性댐퍼의 研究나 製作에 있어 전혀 實績이 없으며 겨우 고무댐퍼의 試作이 試圖되고 있는 形便이다.

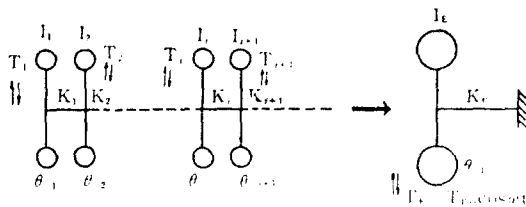
3.2 多실린더機關에 適合한 비틀림粘性 댐퍼의 크기와 最適減衰值

그림3.1(a)에 보이는 多自由度系의 運動에너지 E_d 는

$$E_d = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (I_i \dot{\theta}_i^2) \quad (3.1)$$

한편 系의 位置에너지 E_p 는 彈性에너지와 起振토오크에 의한 에너지와의 차이므로

$$E_p = \sum_{i=1}^n \left\{ \int_0^{\Delta\theta_i} k_i (\Delta\theta_i) d(\Delta\theta_i) \right\} - \sum_i^m \left\{ \int_0^{\theta_i} T_{i0} \cos(\omega t + \alpha_i) d\theta_i \right\} \quad (3.2)$$



(a) 多自由度系 (b) 等價1自由度系

그림3.1 軸의 等價換算系

$$= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \{ k_i (\Delta\theta_i)^2 \} - \sum_i^m \{ \theta_i T_{i0} \cos(\omega t + \alpha_i) \}$$

여기서

- i : 質點番號
- n : 質點數
- θ_i : i 番째 質點의 角變位
- k_i : i 番째 軸의 비틀림스프링定數
- T_{i0} : 各실린더質點에 作用하는 起振토오크의 振幅
- α_i : 起振토오크의 位相差
- $\Delta\theta_i$: i 와 $(i+1)$ 番째 質點間의 相對角變位(= $\theta_i - \theta_{i+1}$)

윗式에서 第2項 \sum_i^m 는 실린더質量位置의 것만

이 對象으로 된다.

θ_i 는 位置 i 와 時間 t 의 函數이기 때문에 θ_i 는 $\theta_{(i)} \cdot \theta_{(t)}$ 라 쓰면 $\theta_{(t)}$ 는 時間에 關係없이 多自由度系의 變形狀態를 나타내는 函數로 된다. 따라서

$$\theta_{(i)} = \theta_{(i)} \{ \theta_{(t)} / \theta_{(i)} \} \equiv \beta_i \theta_{10} \quad (3.3)$$

라 놓으면 θ_{10} (= $\theta_{(i)}$)는 $i=1$ 에 있어서의 角變位振幅이고 β_i 는 그에 대한 無次元係數, 즉 各質點의 $i=1$ 質點에 대한 角變位比振幅으로서 系의 正規彈性曲線으로부터 求할 수 있다. 따라서

$$\theta_i = \theta_{10} \beta_i \phi_{(i)} = \beta_i \theta_{(i)} \phi_{(i)} \equiv \beta_i \theta_1 \quad (3.4)$$

이들 關係를 利用하여 Lagrange의 方程式으로부터

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_1 \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) + \theta_1 \sum_{i=1}^n \{ k_i (\Delta\beta_i)^2 \} \\ = \sum_{i=1}^m T_{i0} \bar{\beta}_i \cos \omega t \end{aligned} \quad (3.5)$$

여기서 $i=1$ (機關前端)에 대한 換算值로서

$$\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) \equiv I_E$$

$i=1$ 에 있어서의 系全體의 有效慣性 모멘트

$$\sum_{i=1}^n \{ k_i (\Delta\beta_i)^2 \} = \omega_E^2 I_E \equiv K_E$$

: 等價비틀림스프링定數

$$\sum_i^m (T_{i0} \bar{\beta}_i) = T_{i0} \sum_i^m \bar{\beta}_i \equiv T_{E0}$$

: 等價起振토크의 振幅

다만, ω_E 는 系の 固有角振動數, $\Delta\beta_i - \beta_{i+1}$ 이
고, $\sum_i^m \bar{\beta}_i$ 는 位相벡터의 合

以上の 結果를 整理하면 式(3.5)는

$$I_E \ddot{\theta}_1 + K_E \theta_1 = T_{E0} \cos \omega t \quad (3.6)$$

이 式에서 I_E , K_E 및 T_{E0} 는 多自由度系가 強制振動을 하고 있을 때에도 自由振動과 같은 狀態, 즉 共振狀態에서 減衰가 없는 自由振動의 振幅比가 減衰가 있는 強制振動時에도 그대로 成立한다고 假定하면 이것을 그림3.1(b)와 같은 等價系로 다룰 수 있다. 그러할 境遇 軸端에 粘性댐퍼를 붙인 多실린더機關의 軸系는 그림3.2와 같은 等價2自由度系로 된다. 이와같은 系에 있어서의 댐퍼慣性모멘트 I_d 의 크기는 主系의 唯一한 慣性모멘트 I_E 와의 比率에 대하여 論할 수 있으므로 多自由度系의 境遇에도 式(3.6)의 換算等式을 利用하여 檢査한다.

지금 그림3.2의 系에 있어 댐퍼慣性모멘트比 $\lambda = I_d/I_E$ 를 一定하다고 假定하면 角變位の 振幅倍率 β_1/β_{st} (여기서 β_{st} 는 平衡比振幅)의 曲線群은 댐퍼減衰 C에 關係없이 $C \rightarrow 0$ 과 $C \rightarrow \infty$ 의 境遇의 兩共振曲線의 交點을 通過한다. 이것을 定點의 法則이라 부른다.

여기서 이 交點에서의 振幅倍率 β_1/β_{st} 가 最大値를 取하도록 減衰係數 C를 決定하면 되며 이것이 最適減衰係數 C_{opt} 이다.

交點에서는

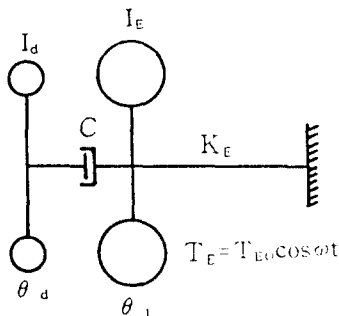


그림3.2 비틀림振動 粘性댐퍼를 갖는 等價系

$$\omega = \omega_E \sqrt{\frac{2}{2+\lambda}} = \frac{K_E}{I_E} \sqrt{\frac{I_E}{I_E + I_d/2}} = \frac{\sqrt{K_E}}{\sqrt{(I_E + I_d/2)}} \quad (3.7)$$

強制角振動數 ω 에 共振하는 系の 固有角振動數는 I_E 에 $I_d/2$ 를 보탠 것으로부터 求하여지므로 慣性링의 有效慣性모멘트 $I_e = \frac{I_d}{2}$ 로 된다.

이 때의 減衰係數 $C_{opt} = \frac{\partial \beta_1}{\partial \omega} = 0$ 으로부터

$$C_{opt} = \frac{I_d \omega}{\sqrt{1 + I_d/I_E}} \quad (3.8)$$

이것을 等價2自由度系에 의한 最適條件이라 한다.

한편 하우징이 $\theta_1 = \theta_{10} \sin \omega t$ 에서 正常振動할 境遇의 慣性링과 하우징에 대한 有效慣性모멘트 I_e 는

$$I_e = \left\{ \frac{(\frac{C}{I_d \omega})^2}{1 + (\frac{C}{I_d \omega})^2} \right\} \times I_d \quad (3.9)$$

여기서 C는 댐퍼의 減衰係數이다.

또한 每사이클當 댐퍼에서 消散되는 에너지 W_d 는

$$W_d = \pi C \omega \theta_{r0}^2 = \frac{\pi C \omega}{1 + (\frac{C}{I_d \omega})^2} \theta_{r0}^2 \quad (3.10)$$

θ_{r0} 는 하우징과 慣性링間의 最大相對振幅이다.

따라서 最大減衰일은 $\frac{\partial W_d}{\partial C} = 0$ 에 의하여

$$C_{opt} = I_d \omega \quad (3.11)$$

이것을 式(3.9)에 代入하면 $I_e = I_d/2$ 로 된다. 이것을 에너지法에 의한 最適條件이라 한다.

위에서 보는 바와같이 粘性댐퍼의 最適減衰値를 決定하는 데는 두 가지 方法이 있는데 實際의 機關에서 이들의 條件이 어떻게 適用되는가 研究한 結果에 의하면 다음과 같다.

(1) 하우징角變位の 計算振幅이 實測値와 一致하는가 與否는 機關軸系側의 減衰가 正當하게 把握되고 있는나 與否에 달려있다. 그리고

댐퍼質量 I_d 가 過少하지 않으면(적어도 $I_d/\sum_{i=1}^n$

$(I_d/\beta_i^2) > 0.1$ 軸系側의 減衰影響은 적다.

(2) 하우징角變位の 振幅을 最小로 하는 作動油의 粘度值 附近에 있어서 粘度의 變化에 대한 振幅의 變化는 작으며 댐퍼慣性質量모멘트의 크기에 따라 상당히 넓은 作動粘度範圍에 걸쳐 큰 制振效果를 期待할 수 있다. 따라서 最適減衰係數를 式(3.8), 또는 式(3.11)의 어느 것으로 定하더라도 費用上 이들 兩者의 差는 問題로 되지 않는다.

(3) 댐퍼의 效果는 軸系의 有效慣性 $\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 에 대한 慣性링의 質量 I_d 의 크기에 따라 決定된다. 그리고 댐퍼設計에 있어서는 減衰해야 할 비틀림振幅의 크기에 따라 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) = 0.1 \sim 0.5$ 의 範圍에서 選擇하는 것이 適切하다. 이 問題는 다음 節에서 보다 詳細히 檢討하여 보고저 한다.

以上은 共振點附近에 대한 論議이며 共振點으로부터 크게 벗어난 位置에서는 自由振動모드와 強制振動모드와는 상당히 어긋나기 때문에 이 境遇에는 實情에 따라 軸系側과 댐퍼側의 減衰值를 推定하고 多自由度系의 強制減衰振動을 直接設計하여야 하는데 댐퍼設計에 있어서는 通常 共振點에 있어서의 角變位와 附加토크의 크기를 問題로 삼는다.

한편 댐퍼가 最適減衰를 주는 作動油의 粘度值를 바르게 決定하는데는 상당히 複雜한 手續節次와 어려움이 存在하므로 위와같은 事實들을 함께 考慮할 境遇 通常 우리들이 다루는 機關軸系에 있어서는 等價2自由度系法, 또는 에너지法中 어느 하나로 決定되는 댐퍼最適條件은 系全體에 대하여서도 近似的으로 最適條件을 부여한다고 생각하여도 無妨하다.

3.3 비틀림振動粘性댐퍼의 慣性모멘트

機關軸系側의 減衰를 無視하고 댐퍼가 最大減衰일을 부여하는 條件으로부터 얻은 最適倍率은 近似的으로

$$M_{opt} = 1 + \frac{2}{\frac{I_d}{\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)}} \tag{3.12}$$

로서 주어진다. 이것을 圖示하면 그림3.3과 같은 雙曲線으로 된다. 이것을 보면 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) < 0.1$

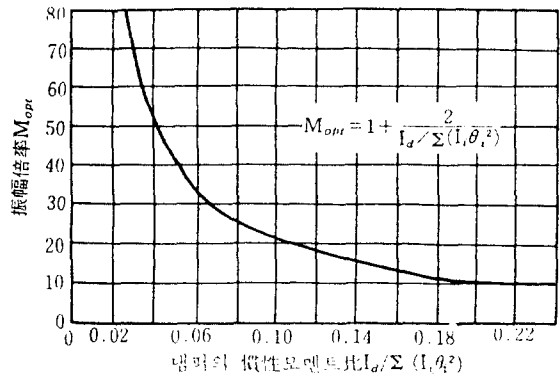


그림3.3 댐퍼의 粘性모멘트比에 대한 振幅倍率

의 範圍에서 動倍率의 變化가 急激하나 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) > 0.1$ 의 範圍에서는 動倍率의 變化가 緩慢하게 된다. 따라서 機關軸系側의 減衰는 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 의 減少와 더불어 急激히 增加하고 그 에 따라서 計算値와 實測値의 差異는 더욱더 크게 되는 것을 그림3.3으로부터 豫想할 수 있다.

機關軸系側의 減衰는 댐퍼減衰와 같이 單純한 粘性減衰가 아니므로 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 의 變化에 따른 變化比率이 어떤 形態로 나타나는지는 豫測이 困難하며 實驗이나 實測에 依存할 수 밖에 없다. 以上의 檢討結果로부터 어떤 機關에 대하여 粘性댐퍼를 設計할 境遇 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) > 0.1$ 의 範圍에 있도록 댐퍼의 慣性모멘트 I_d 를 決定하면 振幅, 附加應力의 推定이 容易하며 設計하기가 쉬운데 反하여 $I_d/\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) < 0.1$ 의 範圍로 選擇할 境遇에는 機關軸系側의 減衰影

響이 상당히 크게 되므로 이것을 充分히 考慮하여 推定할 必要가 있다.

3.4 비틀림振動粘性댐퍼의 減衰係數

다음에 各粘度에 대한 댐퍼의 減衰係數 C를 求하여 본다.

Newton의 假說에 依하여 油膜중의 速度勾配가 直線이라 하고 v : 相對速度, μ : 絶對粘度, R : 回轉半徑, A : 油膜의 面積, h : 油膜의 두께, θ_r : 하우징의 慣性링에 대한 相對角變位라 하면 油膜의 剪斷力에 起因하는 토오크 T 는

$$T = \frac{\mu v}{h} RA = \frac{\mu R^2 A}{h} \dot{\theta}_r = C \dot{\theta}_r \quad (3.13)$$

따라서

$$C = \frac{\mu R^2 A}{h}$$

粘性댐퍼의 總減衰係數 C는 慣性링의 各面에 대한 減衰係數의 合으로 表示되며

$$C = C_i + C_o + C_s \quad (3.15)$$

여기서, C_i, C_o, C_s 는 各 慣性링의 內面, 外面, 側面에 대한 減衰係數이다. 따라서 斷面長方形의 慣性링의 幅을 b 라하고 內, 外半徑을 R_i, R_o 라 하면

$$C_i = \frac{2\pi\mu_i b R_i^3}{h_i}$$

$$C_o = \frac{2\pi\mu_o b R_o^3}{h_o} \quad (3.16)$$

$$C_s = 2 \int_{R_i}^{R_o} \frac{2\pi\mu_s R^3}{h_s} dR = \frac{\pi\mu_s}{h_s} (R_o^4 - R_i^4)$$

지금 $\mu_i = \mu_o = \mu_s, h_i = h_o = h_s$ 라 놓고 式(3.16)을 式(3.15)에 代入한 다음 最適減衰值 式

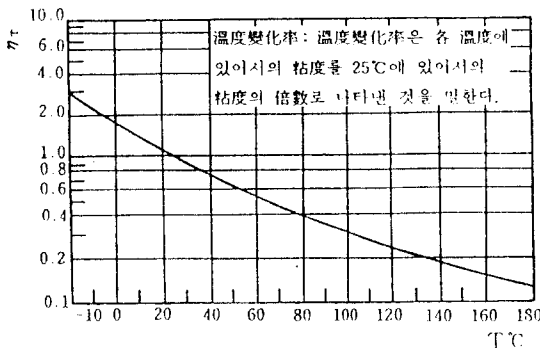


그림3.4 실리콘油 粘度의 溫度變化率[8]

(3.11)을 다시 代入하여 整理하면 最適減衰值에 대한 粘度를 다음과 같이 얻는다.

$$\mu = \frac{\frac{\rho h \omega R_o}{4g}}{1 + \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3 + \frac{R_o}{1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3 + \frac{R_o}{2b}}} \quad (3.17)$$

다만, ρ 는 댐퍼慣性링의 比重量(kgf/cm^3), h 는 平均油膜間隔(cm), R_i, R_o 는 댐퍼慣性링의 內, 外徑(cm), b 는 댐퍼링의 두께(cm), ω 는 振動의 角振動數(rad/sec)

실리콘油의 겉보기 剪斷比 $r = \frac{v}{h}$ 가 크면 Newton의 假說에 따르지 않고 絶對粘度 μ 는 剪斷比의 增加와 더불어 減少한다. 또한 粘度는 溫度에 따라서도 變化하므로 標準絶對粘度 μ_{or} , 溫度變化率 η_T , 剪斷비에 의한 變化率 η_r 라 하면 댐퍼의 作動狀態에 있어서의 有效 絶對粘度 μ 는

$$\mu = \eta_T \eta_r \mu_{or} \quad (3.18)$$

실리콘油에 대한 η_T, η_r 의 값은 各 各 그림3.4와 그림3.5로 주어진다.[8]

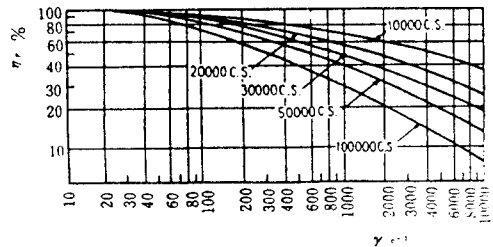


그림3.5 실리콘油 粘度의 剪斷비에 따른 變化率[8]

여기서 1사이클에 대한 平均剪斷比를 求해보면

$$r_m = \frac{\omega}{\pi} r_{max} = \frac{2}{\pi} \frac{R \omega \theta_{r0}}{h} \quad (3.19)$$

여기서 θ_{r0} 는 相對振幅이며 따라서

$$r_m = \frac{2}{\pi} \frac{R \omega}{h} \sqrt{1 + \left(\frac{C}{I \omega}\right)^2} \quad (3.20)$$

慣性링의 內面, 外面 및 側面에 대하여 各 各

$$r_{mi} = \frac{2}{\pi} \frac{R \omega}{h_i} \sqrt{1 + \left(\frac{C}{I \omega}\right)^2}$$

$$r_{mo} = \frac{2}{\pi} \frac{R_s \omega}{h_o} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d \omega}\right)^2}} \quad (3.21)$$

$$r_{ms} = \frac{2}{\pi} \frac{R_s \omega}{h_s} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d \omega}\right)^2}}$$

또는 最適減衰에 대한 平均剪斷比는

$$r_m = \frac{2}{\pi} \frac{\omega \theta_{10} R}{\sqrt{2} h} \quad (3.22)$$

實際로 使用되는 실리콘油의 粘度範圍는 12, 500~200, 000cSt/25°C 程度이고 通常의 範圍는 30, 000~60, 000cSt이다. 粘度의 選擇은 適正減衰를 주는 粘度를 決定한 다음 剪斷比, 作動時의 溫度等으로 有效粘度를 補正하여 25°C에서 的 실리콘油 粘度를 算出한다.

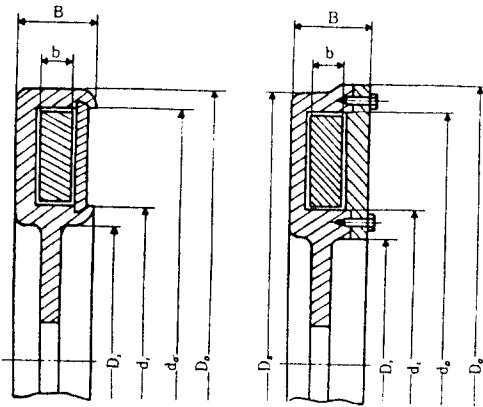
4. 비틀림振動댐퍼의 設計製作

4.1 粘性댐퍼의 構造와 치수

粘性댐퍼의 構造는 一般的으로 그림4.1(a)와 그림4.1(b)에 보이는 것처럼 卷임型(Roll type)과 組立型(Bolt type)과의 2種類가 있으며 前者는 主로 中, 小形用, 後者는 大形用으로 採擇되는 構造이다. [8]

Iwamoto가 實際機關에 設置된 粘性댐퍼의 過去 製造實績으로부터 減振各部의 치수를 調査하여 整理한 것이 그림4.2, 그림4.3이다[8]

Ker Wilson에 의하면 慣性링의 치수 內徑



(a) 卷임型

(b) 組立型

그림 4.1 粘性비틀림振動댐퍼의 斷面

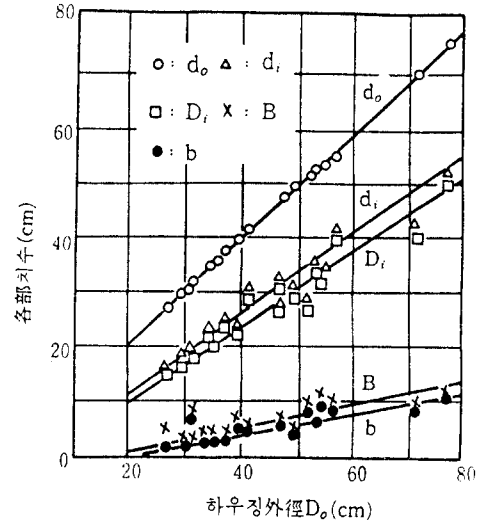


그림 4.2 하우징外徑에 대한 各部치수[8] (卷임型)

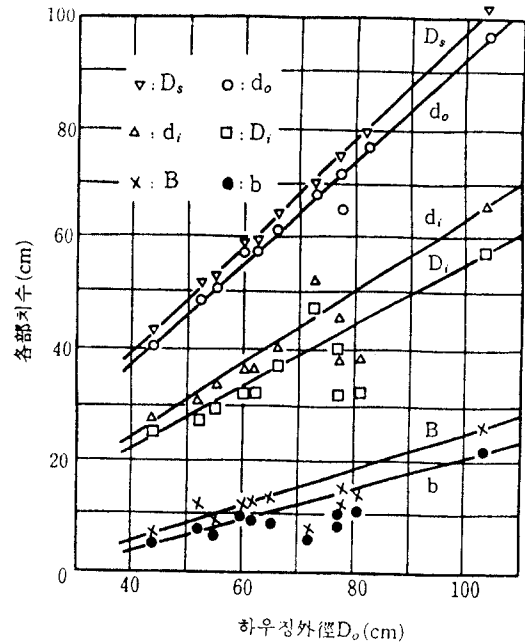


그림 4.3 하우징外徑에 대한 各部치수[8] (組立型)

表 4.1 하우징外徑 D_o에 대한 各部치수

項目	卷 임 型	組 立 型
d_o cm	$D_o - 15$	$0.91D_o + 2.0$
d_i cm	$0.74D_o - 4.6$	$0.62D_o$
D_i cm	$0.72D_o - 5.4$	$0.55D_o$
D_s cm	-	$0.97D_o$
B cm	$0.2D_o - 2.2$	$0.31D_o - 0.6$
b cm	$0.18D_o - 2.7$	$0.27D_o - 6.4$

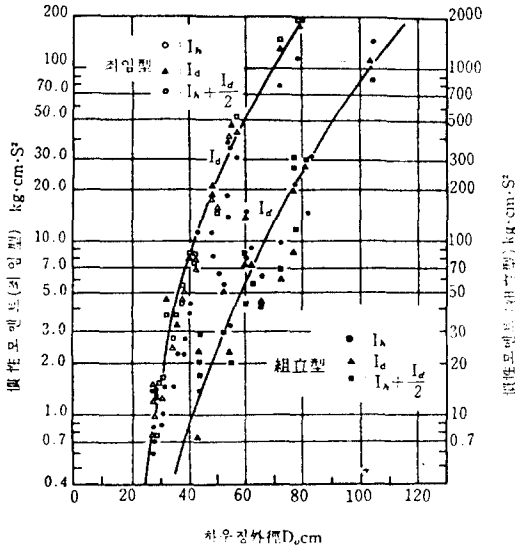


그림 4.4 하우징외徑에 대한 慣性모멘트 [8]

(R_i), 外徑(R_o)比는 大體로 1/2程度이고 두께 (b)의 外徑에 대한 比는 1/3程度로 取하도록 하고 있다. 따라서 무게(W)와 慣性모멘트(I)는 慣性링두께 1cm當

$$w = \pi \rho (R_o^2 - R_i^2) \tag{4.1}$$

$$i = \frac{\pi \rho}{2g} (R_o^4 - R_i^4) = \frac{w}{2g} (R_o^2 + R_i^2)$$

慣性링全體에 대하여

$$W = \pi b \rho (R_o^2 - R_i^2)$$

$$I = \frac{\pi b \rho}{2g} (R_o^2 - R_i^2) (R_o^2 + R_i^2) \tag{4.2}$$

$$= \frac{W}{2g} (R_o^2 + R_i^2)$$

$R = R_o/2$, $b = R_o/3$ 의 關係를 代入하면

$$w = \frac{3}{4} \pi \rho R^2. \tag{4.1a}$$

$$i = \frac{15}{32} \pi \rho R^4.$$

$$W = \frac{\pi}{4} \rho R^3. \tag{4.1b}$$

$$I = \frac{5}{32g} \pi \rho R^5.$$

다만 여기서 ρ 는 慣性링材質의 比重量(kgf/cm^3)이다.

Iwamoto는 하우징과 慣性링의 慣性모멘트比 I_h/I_d 는 平均値로서

최임型 : 0.55, 組立型 : 0.85

를 提示하고 있으며 이 程度의 값으로 設計하면 하우징이 慣性링을 支持하는데 充分한 強度를 갖는 것으로 생각한다.

Ker Wilson은 慣性모멘트比 $I_d/(I_h + I_d)$ 의 平均値로서 0.6을 提示하고 있으며 慣性링을 重金屬(텅스텐等)으로 할 境遇 0.75, 慣性링을 鋼製, 하우징을 輕金屬으로 할 境遇 0.8~0.9 까지 取하도록 하고 있다.

한편 하우징의 두께는 Ker Wilson의 境遇 慣性링지름의 1/50~1/60程度 卽, 지름 7.5~90in(19~230cm)에 대하여 0.125~1.75in(0.32~4.45cm)程度로 할 것을 勸奨하고 있다. 다만, 이러한 寸수는 強度計算에 依하여 값의 妥當性이 決定되어야 할 것이다.

케이싱과 慣性링間의 틈은 Iwamoto의 境遇 熱膨脹等を 考慮하여 定하되 大體로 0.3~0.5 mm程度로 하고 있다. 이에 대하여 Ker Wilson은 外周와 側面 모두 0.015~0.030in(0.381~0.762mm)로 하되 一般的으로는 다음 式으로 틈새 h 를 決定한다.

$$h = (1 + \sqrt{0.2Ro})/100(in) \tag{4.3}$$

한편 Iwamoto에 의하면 舶用主機械와 같이 機關과 프로펠러를 連結하는 軸의 等價長이 매우 긴 軸에서는 機關單獨의 1節振動이 問題로 되고 이에 대하여 댐퍼를 計劃하는 일이 많다. 이와같은 境遇 댐퍼의 慣性링의 慣性모멘트는 概略的으로 다음 式에 의하여 決定하도록 하고 있다. [8]

$$I_d = \frac{q \cdot Z \cdot \alpha \cdot S^2}{2} \left(\frac{D}{10}\right)^5 (kg \cdot cm \cdot s^2) \tag{4.4}$$

여기서,

Z : 실린더數

S : 行程/실린더지름

α : 平衡錘를 갖지않는 트런크피스톤型, 0.28

q : 減衰하고저 하는 角振幅에 따라 0.2~0.5

D : 실린더지름(cm)

4.2 粘性댐퍼의 材質과 組立

댐퍼의 材質은 하우징과 慣性링 모두 鋼製

또는 鑄鋼, 靑銅, 텅스텐合金等으로 製作할 境遇도 있다.

또한 실리콘油는 油性이 모자라기 때문에 물어뜯는 事故를 防止하기 위하여 慣性링에 摩擦링을 壓入하는 것이 普通이다. 慣性링의 內側구멍에 磷靑銅製의 붓싱이나 強化플라스틱붓싱을 끼우며 支持저어널의 틈새는 저어널반지름 1in당 0.001in, 즉 지름의 1/1000程度로 取한다. 이 때에 붓싱은 慣性링의 兩側에 튀어나와 있어야 하고 케이싱과의 틈새는 兩側에서 0.004~0.008in(0.1~0.2mm)程度로 한다. 위의 틈새는 모든 側面에서 油膜틈보다 적어야 한다. 또한 安全措施로서 케이싱內壁와 磷靑銅붓싱의 表面을 카드뮴이나 亞鉛으로 鍍金하는 것이 좋다고 한다.

댐퍼의 組立에 있어서는 댐퍼케이싱을 크리크로에틸렌으로 脫脂하고 알칼리成分이 있는 物質이 없어야 한다. 알칼리成分은 실리콘油를 分解하여 메탄가스를 形成하고 爆發의 危險이 있다. 실리콘油는 95~125°C로 加熱하여 注入하고 시일링은 天然 고무製를 使用한다.

組立을 完了한 다음 洗滌하고 作動油溫度보다 若干 높게 加熱하여 실리콘油의 漏泄與否를 點檢한다.

4.3 댐퍼의 發熱

댐퍼에서는 減衰作用에 依하여 熱이 發生하고 이로 말미암아 溫度가 上昇하게 된다. 따라서 댐퍼의 設計에 있어서는 이 問題와 關聯하여 댐퍼의 作動溫度를 어느 限度以內로 維持할 必要가 있다.

通常 크랭크케이스內에 댐퍼를 設置할 境遇에는 75°C以內로, 外部에 設置할 境遇에는 45°C以內로 取하고 이보다 溫度가 上昇할 可能性이 있을 境遇에는 冷却問題를 考慮한다. 一般的으로 댐퍼의 消散에너지는 Ker Wilson에 의한 境遇 0.8hp/ft²(8.6hp/m², 6.43kW/m²)을 超過하지 않도록 勸獎하고 있다.

지금 消散에너지를 式(3.10)에 依하여 計算하고 여기에 振動數를 곱하면 相當에너지가 求하여진다.

實際는 위의 값보다 낮게 取하는 것이 完全

하며 Ker Wilson에 의한 境遇 다음과 같다.⁹⁾

$$H = h \cdot A_d \quad (4.5)$$

H : 許容消散熱量(Btu/hr)

$A_d = 2\pi(R_o + R_i)(B + R_o - R_i)$: 댐퍼의 慣性링 總表面積(ft²)

$h = 1,600 \sim 2,000 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (4340~5425 kcal/m²/hr) : 危險速度에서 過渡의 運轉

$= 800 \sim 1,000 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (2170~2712 kcal/m²/hr) : 自動車機關과 같은 小形高速機關의 危險速度에서 連續運轉

$= 400 \sim 500 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (1085~1356 kcal/m²/hr) : 船用機關과 같은 低速大形機關의 危險速度에서 連續使用

한편 Iwamoto에 의하면 댐퍼全體의 熱傳達率 h_m 은[12]

$$h_m = 90.21 a_m A_m^{0.3} \omega^{0.8} \text{ (kcal/m}^2/\text{h/}^\circ\text{C)} \quad (4.6)$$

댐퍼하우징의 單位放熱面積當의 吸振일 L_d/A_m 은[12]

$$L_d/A_m = 0.15 a_m (t_m - t_\infty) A_m^{0.3} \omega^{0.8} \text{ (kW/m}^2) \quad (4.7)$$

여기서,

a_m : 係數(0.021~0.03=0.025)

A_m : 댐퍼의 放熱面積(m²)

ω : 角振動數(rad/sec)

$t_m - t_\infty$: 댐퍼溫度와 大氣溫度差(=55°C~60°C)

4.4 댐퍼의 強度

鋼鐵製케이싱의 댐퍼外周速度는 50~100ft/sec(15~30m/sec)範圍로 取하고 이 境遇에 低速은 大形機關에 대한 값이다. 이 때에 실리콘油壓과 熱應力이 遠心力에 加算됨을 銘心할 必要가 있다.

지금 任意半徑 r (cm)에 있어서의 流體壓力 p 는

$$p = \rho_f \omega^2 r^2 / 2g \quad (4.8)$$

ρ_f : 流體의 比重量(실리콘油: 0.000970 kgf/cm³)

ω : 半徑 r 에서의 角速度($2\pi N/60$ rad/sec)

N : 댐퍼의 回轉速度(rpm)

g : 重力加速度(980cm/s^2)
 流體는 事實上 比壓縮性이므로 殼에 作用하
 는 總荷重은

$$P = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^4 - R_i^4) / 4g$$

(kgf) (4.9)

R_o, R_i : 케이싱의 內, 外徑(cm)
 壓力中心까지의 距離는 回轉軸둘레의 모멘트
 로부터 구한다.

$$M = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r^2 dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^5 - R_i^5) / 5g$$

(kgf · cm) (4.10)

$$R_p = M/P = 4(R_o^5 - R_i^5) / 5(R_o^4 - R_i^4) \text{ (cm)}$$

R_p : 壓力의 中心半徑
 內外徑의 스타트에 걸리는 荷重은

$$P_{si} = P(R_{so} - R_p) / (R_{so} - R_{si})$$

(kgf) (4.11)

$$P_{so} = (P - P_{si}) \text{ (kgf)} \text{ (4.12)}$$

P_{so}, P_{si} : 內, 外스타트에 걸리는 荷重
 R_{si}, R_{so} : 內, 外스타트볼트 피치원의 반지
 림

慣性링의 遠心力에 의한 引張應力 σ_t 는

$$\sigma_t = \frac{\rho v^2}{9.8 \times 10^4} \text{ (kgf/mm}^2\text{)} \text{ (4.13)}$$

ρ : 慣性링의 比重量(kg/cm^3)

v : 慣性링의 圓周速度(cm/s)

周邊限界速度는 鑄鐵 $3 \times 10\text{mm/s}$, 鑄鋼 $4.5 \times 10\text{mm/s}$, 鐵鋼 $5 \times 10\text{mm/s}$ 程度 以內가 되도록 한다.

熱膨脹은 $V_t = V_o(1 + \beta t)$ 에서 V_o 를 0°C 에서의 부피, V_t 를 $t^\circ\text{C}$ 에서의 부피라 하면 體積膨脹係數 β 는 다음과 같다.

실리콘油 : 0.000780

鑄鐵 : 0.000035

磷靑銅 : 0.000054

5. 댐퍼性能시뮬레이션프로그램

5.1 開發된 시뮬레이션프로그램의 特徵과 플로우차트

(1) 本프로그램은 關聯 中小企業體에서도 使用할 수 있도록 컴퓨터機種을 16비트 PC

TriGem 88II를 使用하였고, 言語는 GW-BASIC Ver. 3.21을 使用하였다.

(2) (社)韓國船級에서 要求하는 最大許容應力에 맞추어 危險次數에서의 應力曲線과 振動모오드를 TriGem LQ1500으로 그래픽하도록 하였다.

(3) 往復慣性力은 4次까지 考慮하였고 가스爆發力은 16次 考慮하였다.

計算프로그램의 플로우차트는 다음과 같다.

5.2 實際機關에 대한 시뮬레이션結果와 機關製作者에 의한 計算結果와의 比較檢討

本프로그램의 信賴性을 確認하기 위하여 既存의 댐퍼본이 舶用디젤機關에 適用한 結果는 다음과 같다.

(1) 供試機關

型式 : HYUNDAI B & W 8L60MCE
 WITH 2100mm × 359mm DAMPER

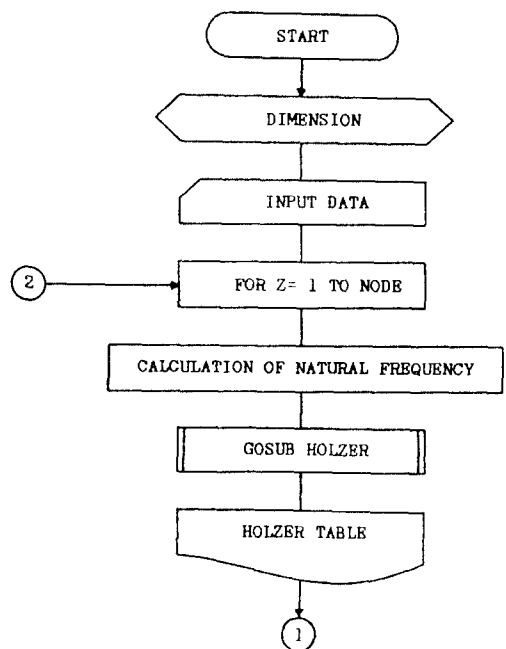
실린더數 : 8

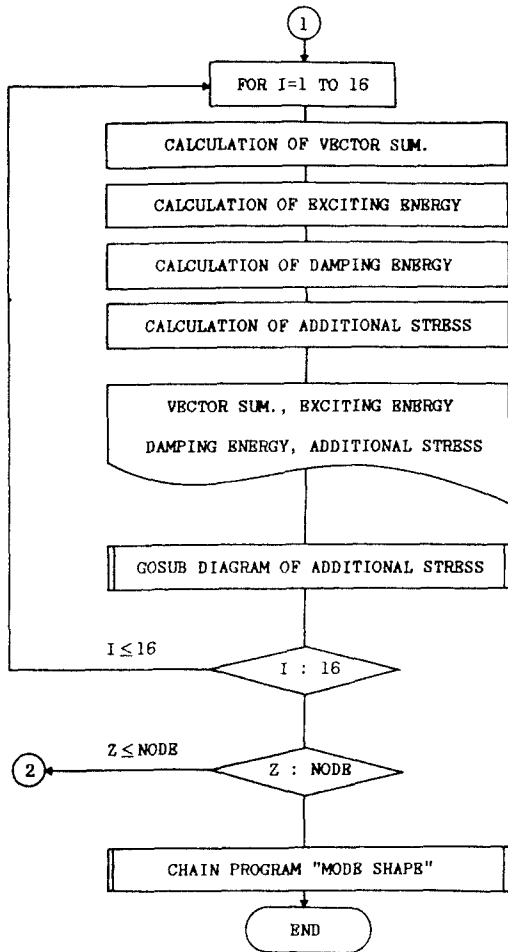
실린더直徑 × 行程 : 600mm × 1944mm

定格回轉數 × 出力 : 111rpm × 14,599.6PS

平均有效壓力 : 14.99kgf/cm²

着火順序 : 1-8-3-4-7-2-5-6





(2) 메이커側의 計算結果

實測資料가 없었기 때문에 메이커가 提示하는 計算結果를 일단 充分한 信賴性이 있는 것으로 看做하고 이를 基準으로 하여 本研究에서 開發한 프로그램의 結果와 比較檢討하고자 한다.

그림5.1은 HOLSET側에서 提示한 計算結果로서 縱軸과 橫軸에 各各 應力과 機關回轉數를 取하고 附加應力을 描繪하고 있다. 供試機關의 主危險回轉數인 28.8rpm(1節8次)에서 中間軸의 附加應力은 약 35.7N/mm², 프로펠러軸의 附加應力은 약 16.5N/mm²을 보여주고 있다.

表5.1은 엔진메이커側에서 提示한 計算結果로서 主危險回轉數인 29rpm(1節8次)에서 플라

이휠附近의 附加應力이 23.5N/mm²임을 보여주고 있다.

(3) 本研究의 시뮬레이션結果

엔진메이커側에서 提示한 資料를 利用하여 시뮬레이션한 結果는 다음과 같다.

表5.2와 表5.3은 各各 1節振動의 Holzer 表와 減衰에너지 및 附加應力값이다. 그림5.2는 表5.3의 結果를 描繪한 附加應力線圖로서 縱軸과 橫軸에 附加應力과 機關回轉數比를 取하여 1節8次와 1節3次的 最大應力값을 描繪하였고, 그림5.3은 表5.2의 Holzer 表의 값을 描繪한 正規彈性曲線이다. 이 그림에서 1節振動의 節點은 中間軸에 있고, 2節振動의 節點은 크랭크軸과 프로펠러軸에 나타나 있다.

(4) 시뮬레이션結果의 吟味

本研究의 시뮬레이션結果와 메이커側의 結果를 比較하면 다음과 같다.

上記 表에서 보는 바와같이 本시뮬레이션結果와 HOLSET側에서 提示한 計算結果는 거의 一致하고 있으나, 엔진메이커側에서 提示한 計算結果와는 相當한 差異를 보이고 있는데, 이것은 엔진메이커側에서 提示하는 값은 節點(中間軸)으로 부터 相當히 떨어진 곳에서의 應力값이기 때문인 것으로 생각된다.

6. 비틀림振動粘性댐퍼의 設計

6.1 供試機關

(1) 機關要目

型式: 4사이클, 單動, 直列型, 水冷

실린더數: 1

실린더直徑×行程: 95.6mm×172mm

定格回轉數×出力: 1800rpm×10PS

平均有效壓力: 5.4kgf/cm²

(2) 慣性모멘트와 비틀림스프링定數

質點順序 慣性모멘트 비틀림스프링定數
(kg·cm·s²) (kg·cm/rad)

1	플랜지	0.1730	0.7903×10 ⁶
2	실린더	0.4946	0.1037×10 ⁸
3	플라이휠	20.2600	0.1986×10 ⁶
4	中間軸	0.4061	0.1519×10 ⁶

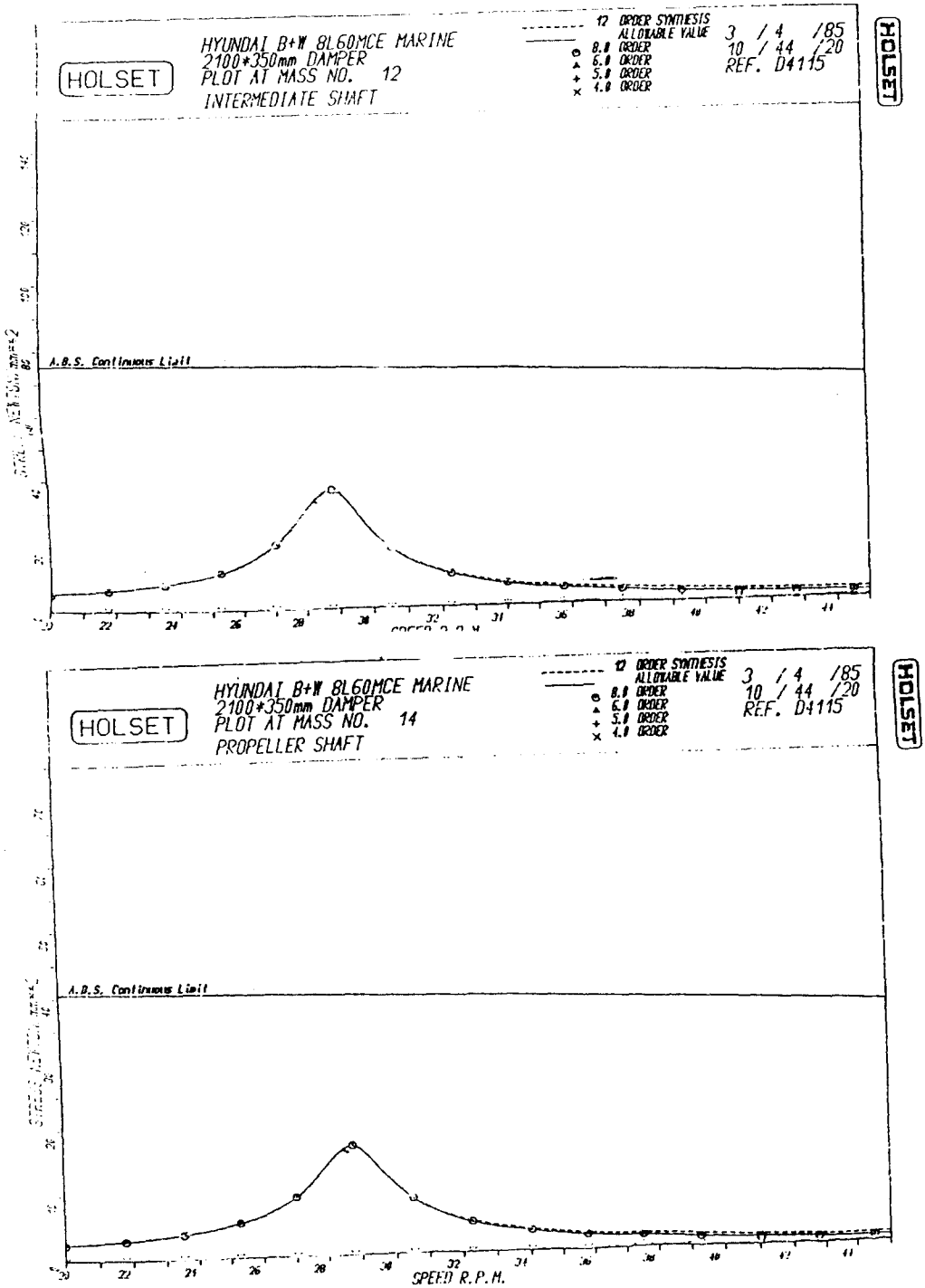


그림5.1 HOLSET側에서 提示한 計算結果

表5.1 엔진메이커에서 提示한 計算結果

```

MODE
NO 1 FREQUENCY 0 231017E+03 VPM
MASS DESCRIPTION ROTATION TORQUE STRESS/DEGREE
NO NO RADIANS Nm MN/m**2
1 2100mm DAMPER 1 0.0000 0.18997E+07 0.000
2 CYL 1 1 0.0000 0.64227E+07 1.881
3 CYL 2 0 99420 0.10957E+08 3.209
4 CYL 3 0 98429 0.15322E+08 4.488
5 CYL 4 0 97043 0.19701E+08 5.771
6 CYL 5 0 95261 0.23926E+08 7.008
7 CYL 6 0 93098 0.28173E+08 8.252
8 CYL 7 0 90552 0.32189E+08 9.429
9 CYL 8 0 87643 0.36190E+08 10.601
10 CH DRIVE 0 85147 0.37721E+08 11.049
11 FLYWHEEL 0 83329 0.39971E+08 38.990
12 CPL 1 -0.26783 0.39913E+08 38.933
13 CPL 2 -1.33217 0.39458E+08 17.976
14 PROPELLER -1.64019 0.22400E+03 0.000

MODAL
CONSTANTS OMEGA SQ 0.585255E+03 SUM J TH SQ 0.176187E+06
EQU AMP 0.266526E-08 X TH VECTSUM RADIANS FOR ENG 1

DYNAMIC
MAGNIFIERS DAMPER 1 0.123904E+03
PROPELLOR 1 0.304904E+01 X ORDER NO FOR NORMAL RUNNING

SYSTEM RESPONSE
SPEED ORDER TH ENGI SYSTEM MASS NO 2 MASS NO 1 MASS NO 5 MASS NO 9 MASS NO 11 MASS NO 13
RPM NO MN/m**2 MAG DEGREES MAX W/m**2 MAX MN/m**2 MAX MN/m**2 MAX MN/m**2 MAX MN/m**2 MAX
116 2 0 0.4492 6.740 0.04787 0. 1.039 0. 0.276 1. 0.507 2. 1.866 4. 0.861 4.
77 3 0 0.0939 8.974 0.00813 0. 0.030 0. 0.047 0. 0.086 0. 0.317 1. 0.146 1.
58 4 0 0.2684 11.428 0.10307 0. 4.815 1. 0.535 2. 1.093 4. 4.019 6. 1.853 8.
46 5 0 0.1534 14.482 0.01865 0. 0.158 0. 0.108 0. 0.198 1. 0.727 1. 0.335 1.
39 6 0 0.0817 17.013 0.02197 0. 0.219 0. 0.127 0. 0.233 1. 0.856 1. 0.395 1.
33 7 0 0.0497 19.388 0.00235 0. 0.002 0. 0.014 0. 0.025 0. 0.091 0. 0.042 0.
29 8 0 0.0305 18.960 0.60184 0. 164.183 30. 3.473 10. 6.380 19. 23.466 30. 10.819 38.
26 9 0 0.0207 23.615 0.00120 0. 0.001 0. 0.007 0. 0.013 0. 0.047 0. 0.021 0.
23 10 0 0.0141 25.476 0.00569 0. 0.015 0. 0.033 0. 0.060 0. 0.222 0. 0.102 0.
    
```

表5.2 Holzer表

* CALCULATION OF NATURAL FREQUENCY *

○ Holzer Table: 1Node Vibration

```

=====
NO J JP^2 B JP^2B SUM K DEL.B
=====
1 0.3312E+05 0.1937E+08 1.0000000 0.1937E+08 0.1937E+08 0.1020E+15 0.000
2 0.7885E+05 0.4612E+08 0.9999998 0.4612E+08 0.6549E+08 0.1128E+11 0.006
3 0.7956E+05 0.4653E+08 0.9941958 0.4626E+08 0.1117E+09 0.1128E+11 0.010
4 0.7732E+05 0.4522E+08 0.9842918 0.4451E+08 0.1563E+09 0.1127E+11 0.014
5 0.7865E+05 0.4600E+08 0.9704281 0.4464E+08 0.2009E+09 0.1127E+11 0.018
6 0.7732E+05 0.4522E+08 0.9526038 0.4308E+08 0.2440E+09 0.1128E+11 0.022
7 0.7956E+05 0.4653E+08 0.9309773 0.4332E+08 0.2873E+09 0.1128E+11 0.025
8 0.7732E+05 0.4522E+08 0.9055153 0.4095E+08 0.3282E+09 0.1128E+11 0.029
9 0.7956E+05 0.4653E+08 0.8764243 0.4078E+08 0.3690E+09 0.1478E+11 0.025
10 0.3133E+05 0.1832E+08 0.8514651 0.1560E+08 0.3846E+09 0.2116E+11 0.018
11 0.4710E+05 0.2755E+08 0.8332892 0.2296E+08 0.4076E+09 0.3702E+09 1.101
12 0.3774E+04 0.2207E+07 -0.2678047 -0.5910E+06 0.4070E+09 0.3824E+09 1.064
13 0.5951E+04 0.3481E+07 -1.3321170 -0.4636E+07 0.4024E+09 0.1306E+10 0.308
14 0.4194E+06 0.2453E+09 -1.6401350 -0.4024E+09 -0.1280E+03

O W 24.13403 (RAD/SEC)
O N 231017005 (RPM)
    
```

表5.3 減衰에너지 및 附加應力

* CALCULATION OF DAMPING ENERGY & STRESS *

o 1 Node Damping Energy and Stress

ORDER	CRITICAL SPEED (RPM)	EXCITING ENERGY (N-m/C)	TOTAL DAMPING ENERGY (N-m/Cycle)	AMPLITUDE (Degree)	STRESS AT CRA. SHAFT (N/mm ²)	STRESS AT LINESHAFT (N/mm ²)	STRESS AT PRO. SHAFT (N/mm ²)
2.0	115.470	.56878230E+05	.59337970E+08	0.0549221	0.517	2.140	0.987
3.0	78.980	.10804220E+06	.42482260E+08	0.145716	1.373	5.677	2.618
4.0	57.735	.16785610E+05	.34054410E+08	0.028241	0.266	1.100	0.507
5.0	46.188	.34877130E+05	.26997700E+08	0.068913	0.649	2.685	1.258
6.0	38.490	.43771460E+04	.25626560E+08	0.009786	0.092	0.381	0.176
7.0	32.991	.20428190E+04	.23218600E+08	0.005041	0.047	0.196	0.091
8.0	28.868	.33965960E+06	.21412630E+08	0.903859	8.564	35.411	16.326
9.0	25.660	.90752850E+03	.20007980E+08	0.002599	0.024	0.101	0.047
10.0	23.094	.95203910E+03	.18884270E+08	0.002889	0.027	0.113	0.052
11.0	20.995	.33721130E+04	.17964870E+08	0.010755	0.101	0.419	0.193
12.0	19.245	.72875010E+03	.17198700E+08	0.002428	0.023	0.095	0.044
13.0	17.765	.15800750E+04	.16550400E+08	0.005470	0.052	0.213	0.098
14.0	16.496	.21619270E+03	.15994720E+08	0.000774	0.007	0.030	0.014
15.0	15.396	.95034210E+02	.15513130E+08	0.000351	0.003	0.014	0.006
16.0	14.434	.17081530E+05	.15091730E+08	0.064850	0.611	2.527	1.165

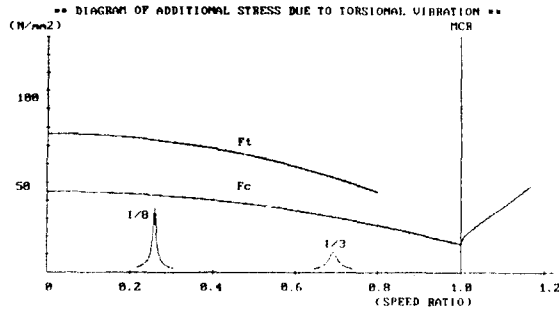


그림5.2 附加應力線圖

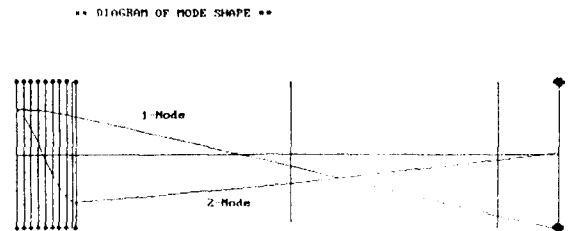


그림5.3 正規彈性曲線

表5.4 시뮬레이션 結果의 比較

項 目	筆 者		HOLSET		엔진메이커
節/次	I/8		I/8		I/8
位 置	中間軸	프로펠러軸	中間軸	프로펠러軸	플라이휠
應力 (N/mm ²)	35.4	16.3	35.7	16.4	23.5

- 5 水動力計 0.7452 0.5426 × 10⁶
- 6 튜닝휠 1.9990

6.2 供試機關軸系の 概略圖와 비틀림진동시뮬레이션結果

本研究에서 採擇한 供試機關軸系는 單실린더 機關을 水動力計에 連結한 것으로서 그의 概略的 配置圖는 다음의 그림 6.1과 같다.

비틀림진동이 供試機關의 速度範圍에서 發生하도록 하기 위하여 튜닝휠을 水動力計의 軸端에 設置하였다. 이들 軸系의 비틀림진동시뮬레이션結果는 그림6.2와 그림6.3과 같다.

6.3 設計된 댐퍼의 要目

4章에서 提示한 方法과 資料에 의하여 設計된 粘性댐퍼의 要目은 다음과 같다.

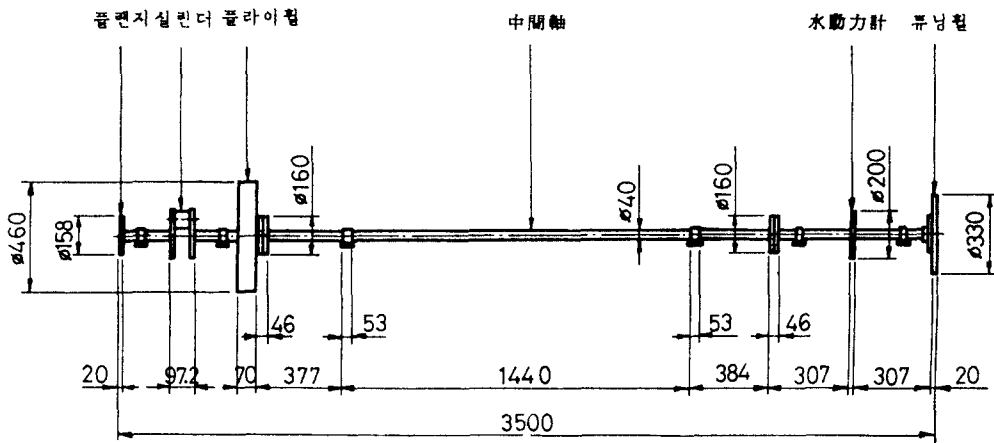
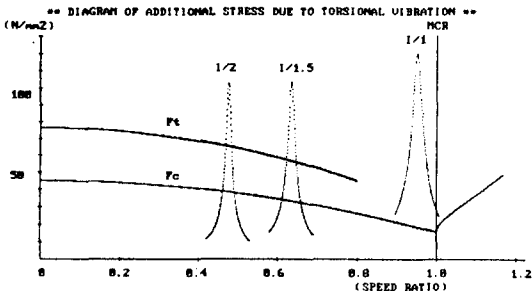
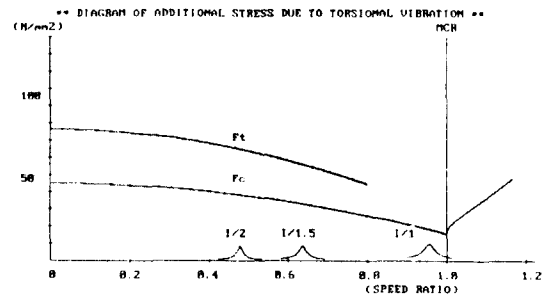


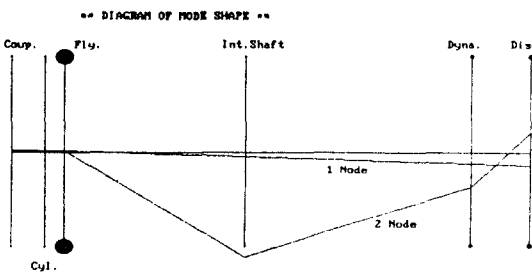
그림6.1 供試機關軸系の 概略圖



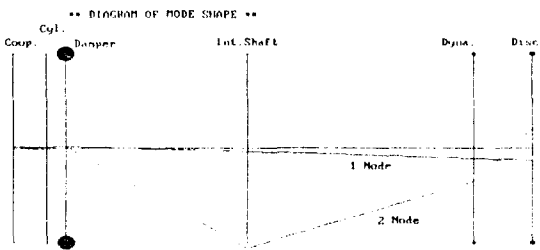
(a) 附加應力線圖



(a) 附加應力線圖



(b) 正規彈性曲線



(b) 正規彈性曲線

그림6.2 粘性댐퍼가 없을 境遇의 시뮬레이션結果

그림6.3 粘性댐퍼를 附着하였을 境遇의 시뮬레이션結果

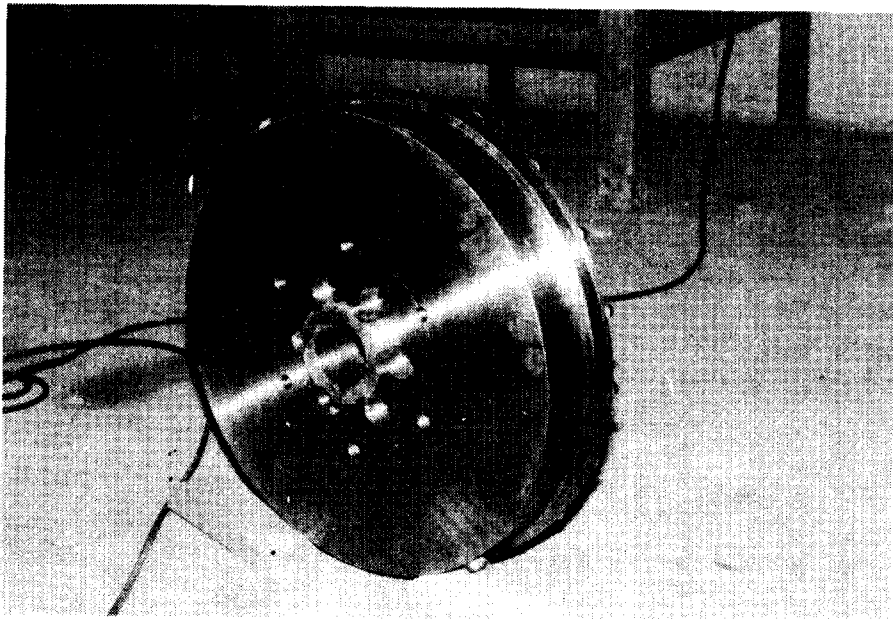
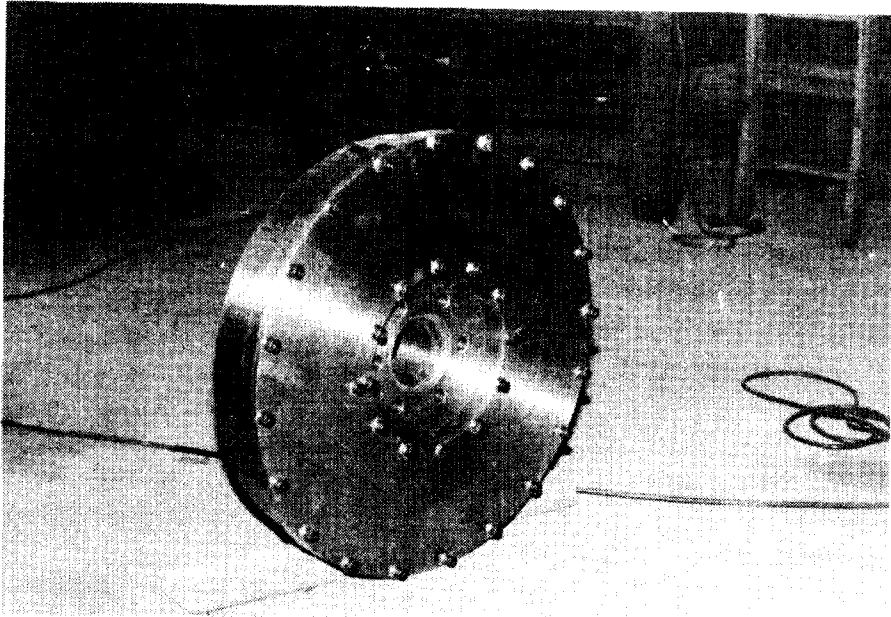


그림6.5 設計圖에 따라 製作된 댐퍼의 外形圖

댐퍼링의 外徑×內徑×두께 : $389.2mm \times 195mm \times 64.2mm$

댐퍼링과 케이싱간의 틈 : $0.4mm$

댐퍼의 慣性質量모멘트 : $19.18kg \cdot cm \cdot sec^2$

其他詳細한 事項은 다음의 댐퍼設計圖面 및 外形圖와 같으며 機關의 使用回轉數範圍에서 共振點이 發生하도록 하고, 댐퍼의 有無에 不拘하고 비슷한 回轉數에서 共振狀態가 되도록 하기 위하여 플라이휠을 除去하고 그 位置에 댐퍼를 設置하였으며, 플라이휠의 機能도 兼하도록 하면서 댐퍼의 性能을 評價할 수 있도록 하였다.

7. 結 論

本研究에서 開發한 粘性댐퍼性能시뮬레이션 프로그램에 의하여 設計製作된 비틀림振動댐퍼는 時間과 費用關係로 인하여 實際機關에서 直接 그의 性能을 確認하지는 못하였으나 間接的인 方法으로서 既存 비틀림粘性댐퍼붙이 機關을 通하여 開發된 粘性댐퍼性能시뮬레이션프로그램의 實用性은 確認할 수 있었다. 따라서 비틀림振動粘性댐퍼를 設計할 境遇 本研究에서 開發한 粘性댐퍼性能시뮬레이션프로그램은 有用하게 使用될 수 있다고 생각한다.

한편, 앞으로의 課題는 設計製作된 粘性댐퍼를 供試機關에 設置하여 댐퍼의 치수를 變更하고, 또 設置位置를 變更하면서 實驗을 通하여 設計된 댐퍼의 最適狀態를 確認하는 것이 課題로 남아있다.

參考文獻

1. 全孝重, “船舶動力轉達裝置”, 太和出版社, 1986.

2. 全孝重, “機械力學”, 一中社, 1984.

3. 全孝重, “舶用디젤機關 推進軸系의 強制減衰 비틀림振動에 關한 研究”, 韓國舶用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1980.

4. B.I.C.E.R.A., “A Handbook on Torsional Vibration”, Cambridge University Press, 1958.

5. Ker Wilson, “Practical Solution of Torsional Vibration Problems”, Chapman & Hall Ltd., London. Vol.1(1956), Vol.2(1963), Vol.3(1965), Vol.4(1968), Vol.5(1969).

6. Den Hartog J.P., “Mechanical Vibration”, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958.

7. Shan S.Kuo. “Computer Applications of Numerical Method”, Addison Wesley, 1972.

8. 岩本昭一, “ターボ機械のねじり振動ダンパについて”, 日本舶用機關學會誌, 第9卷 第8號, 1980.

9. Denji Hirayama, Shoichi Iwamoto, “Characteristics of a Torsional Vibration Damper of Viscous-Shear Type Attached to a Multi-Cylinder Diesel Engine”, 日本機械學會論文集(第2部), 第27卷 第18, 昭和36.

10. Toshiro Seki, Takeshi Saito, Shoichi Iwamoto, “Characteristics of a Viscous-Torsional Vibration Damper Attached to a High-Speed Multi-Cylinder Diesel Engine”, 와세다大學研究所報告集, 35集, 1966.

11. “トーション ナル バイブレーションダンパ”, 富士自動車興業(株)

12. Shoichi Iwamoto, “粘性ねじり振動ダンパ作動油の溫度上昇に關する實驗的研究” Journal of the M.E.S.J., Vol.12, No.4, 1977.