

## 多自由度系를 갖는 듀핑진동계의 強制振動解析

전진영\* · 박용남\*\* · 김정렬\*\*\* · 김의간\*\*\*\*

### Forced Vibration Analysis for Duffing' s Vibration Systems with the Multi-Degree-of-Freedom Systems

J. Y. Jeon · Y. N. Park · J. R. Kim · U. K. Kim

**Key words** : Multi-degree-of-freedom system(多自由度系), Duffing' s equation(듀핑 方程式)  
Quasi-Newton method(準-뉴턴法), Nonlinear forced vibration(非線形 強制振動)  
Ship' s propulsion shafting system(船舶推進軸系)

#### Abstract

As ship' s propulsion shafting system has been complicated, many linear methods that have been used until now are not sufficient enough to produce proper solutions and these solutions are often unreasonable. So we need to solve nonlinear systems, and many methods for solving nonlinear vibration system have been developed.

In this study, the propulsion shafting system was modeled with Duffing' s nonlinear vibration system and multi-degree-of-freedom, and analyzed by using Quasi-Newton method.

And for the purpose of confirming the reliability of the calculating results for nonlinear forced torsional vibration of the propulsion shafting system, the nonlinear calculated results were compared with the linear calculated ones for ship' s propulsion shafting system. In the result, for analysis of the forced torsional vibration of the propulsion systems with nonlinear elements, the modified Newton' s method is confirmed reasonable.

#### 1. 緒 論

最近 에너지節約에 대한 要求가 增加함에 따라

中·小型 디젤機關 製作社들은出力 및 效率 向上을 위하여 平均有效壓力과 最高爆發壓力을 增加시키고 있다. 이 結果 軸系 비틀림振動的 起振力이

\* 韓國海洋大學校 大學院 博士課程(원고접수일 : 99년 4월)

\*\* 梁山大學 自動車學科

\*\*\* 韓國海洋大學校 機關시스템工學部

\*\*\*\* 韓國海洋大學校 機械工學部

되는 토크變動力도 增加하여 비틀림 附加應力이 軸系の 許容値를 超過하는 問題가 發生하고 있다.

이에 대한 對策의 하나로 起振力을 吸收하는 댐퍼를 採擇하여 비틀림振動을 制御하는 境遇가 많다. 특히 中·高速機關에는 비틀림댐퍼로서 粘性 댐퍼를 採擇하고 있다. 粘性댐퍼는 댐퍼 케이싱과 慣性링 사이의 좁은 틈에 高粘度的 실리콘油가 充填된 構造로 되어 있으며, 運轉中에는 慣性링과 케이싱의 相對運動에 의하여 실리콘油에 剪斷抵抗力이 發生하여 비틀림 減衰力을 增加시키는 機能을 갖는다. 粘性댐퍼를 갖는 機關軸系를 等加振動系로 모델링할 때 一般的으로 粘性댐퍼는 粘性減衰만 있다고 假定한다.

그러나 岩本<sup>(1)~(3)</sup> 등은 실리콘유의 복소점도를 振動粘度計로 測定하고 分析한 結果, 粘性댐퍼 內의 실리콘油는 댐퍼케이싱과 慣性링의 相對速度에 比例한 減衰力 外에 높은 振動數에서는 位相遲延에 의해 變位에 比例하는 剛性도 存在함을 報告하였다. 또한 朴<sup>(4)</sup> 등은 粘性댐퍼를 갖는 中·高速 機關 軸系의 비틀림振動을 測定하고 分析한 結果, Fig. 1에서 보이는 바와 같이 特定 機關回轉數 回轉領域에서 機關의 回轉數를 增加시키면서 測定한 振動振幅과 減少시키면서 測定한 振動振幅이 다른 것을 確認하였다.

이는 非線形振動의 一種인 跳躍現象이 實際의 機關軸系에서도 發生하고 있음을 나타내는 것으로, 粘性댐퍼가 減衰係數와 非線形 剛性係數를 함께 가지고 있어 Duffing 振動系(Duffing Oscillator)와 같은 特性을 보이는 것으로 判斷된다. 이러

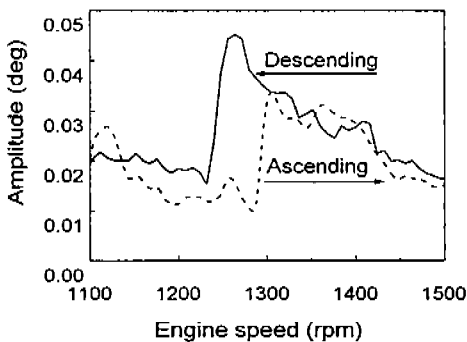


Fig. 1 Measured torsional amplitude on the free end side of crankshaft(3rd order)

한 特性을 갖는 軸系의 비틀림振動은 지금까지의 線形解析으로는 不可能하기 때문에 軸系를 非線形 振動系로 모델링하여 解析하여야 한다. 따라서 朴<sup>(4)</sup> 등은 이런 粘性댐퍼를 갖는 엔진 軸系를 2質點系의 非線形 Duffing 振動系로 모델링하여 非線形 運動方程式을 誘導하고, 調和均衡法(Harmonic balance method)을 適用하여 非線形強制振動을 解析하였으나, 이 方法으로는 多自由度系를 갖는 振動系의 運動方程式의 誘導 및 비틀림強制振動의 精確한 解析은 困難하다. 따라서 本研究에서는 이러한 問題를 解決하기 위한 基礎研究로서 먼저 Duffing型 振動系의 特性을 갖는 非線形 直線振動系와 非線形 回轉振動系를 多自由度系로 모델링하여 非線形 運動方程式을 誘導하고 이를 準-Newton法<sup>(5),(6)</sup>에 BFGS公式(Broyden-Fletcher-Goldfarb-ShannoFormula)을 適用하여 非線形 多自由度系의 強制振動을 解析하고자 한다.

## 2. Duffing型 非線形振動系の 解析

### 2.1 Duffing型 非線形 剛性函數 $\hat{K}(A)$

非線形 特性을 갖는 1自由度系에서  $F(\dot{x}, x)$ 를 非線形 復原力이라고 하면, 運動方程式은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\dot{x} + F(\dot{x}, x) = P \cos \omega t \quad (1)$$

여기서,  $m$ 은 質量,  $x$ 는 振動變位,  $P$ 는 最大強制力,  $\omega$ 는 角振動數,  $t$ 는 時間, 도트記號는 時間에 대한 微分을 의미한다. 復原力이 變位の 3乘에 比例하는 非線形 特性을 포함하고 있다고 하면, 이를 Duffing型 非線形 復原力이라고 하는데, 이 復原力  $F(\omega t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F(\omega t) = kx + \beta x^3 \quad (2)$$

여기서,  $k$ 는 線形 剛性係數이고  $\beta$ 는 非線形 剛性係數를 의미한다. 振動變位  $x$ 가  $A \sin \omega t$ 와 같이 調和振動을 한다고 하면 이를 式(2)에 代入하여 整理하면,

$$F(\omega t) = kA \sin \omega t + \beta A^3 \sin^3 \omega t \quad (3)$$

가 되고, 式(3)을 基本波成分만을 考慮하여 整理하면 다음 式과 같이 된다.

$$F(\omega t) = (k + \frac{3}{4}\beta A^2) A \sin \omega t = \bar{K}(A) A \sin \omega t \tag{4}$$

여기서,

$$\bar{K}(A) = (k + \frac{3}{4}\beta A^2) \tag{5}$$

이고,  $\bar{K}(A)$ 는 非線形 剛性函數이며 線形 剛性係數와 같은 次元을 갖는다.

### 2.2 Duffing型 非線形系의 運動方程式

Fig. 2와 같이 Duffing型 非線形 剛性係數  $\beta$ 를 갖는 多自由度系의 運動方程式은 다음과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [\bar{K}]\{x\} = \{p\} \tag{6}$$

$$\{p\} = \{P_r\}e^{i\omega t}, \{x\} = \{A\}e^{i\omega t} \tag{7}$$

여기서,  $\{p\}$ ,  $\{x\}$ 는 調和振動의 合成이고,  $[\bar{K}]$ 는 非線形 剛性係數  $\beta$ 를 包含하는 非線形 剛性行列이며, 이를 式(6)에 代入하고 整理하면 最大振幅 $\{A\}$ 을 函數로 包含하는 運動方程式을 다음 式과 같이 誘導할 수 있다.

$$[-\omega^2[M] + j\omega[C] + [\bar{K}_n]]\{A\} = \{P_r\} \tag{8}$$

上式에서  $\{A\}$ 를 實數部와 虛數部로 나누고 式(8)에 代入하여 整理하면, 다음과 같이 Duffing型 非線形 多自由度系의 運動方程式이 誘導된다.

$$\begin{bmatrix} -\omega^2[M] + [\bar{K}_n] & -\omega[C] \\ \omega[C] & -\omega^2[M] + [\bar{K}_n] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_r \\ A_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_r \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

이 運動方程式이 非線形方程式을 最適化하기 위한 目的函數(Objective function)로 된다.

### 2.3 BFGS公式을 適用한 準-Newton法

非線形 1, 2自由度系에 대한 強制振動은 逐次近似法<sup>(7)</sup>, Newton法<sup>(8)</sup> 등으로 解析이 可能하다.

그러나 解析結果의 信賴性을 높이기 위해 振動

計를 非線形 多自由度系로 모델링하여 解析할 때에는 이들 方法은 計算 精度와 收斂速度面에서 適用이 困難하다. 多變數를 갖는 非線形 運動方程式의 解析法으로는 準-Newton法, Powell法, Marquardt法 등 여러 가지가 있으나, 計算時間, 收斂性, 誤差等を 考慮하여 本 研究에서는 準-Newton法에 BFGS公式을 適用하여 非線形 多自由度系의 強制振動을 解析하였다. 이 方法은 非線形 運動方程式의 目的函數를  $f(x)$ 라 하면, 다음과 같은 過程으로 最適解 즉, 最小點이 구하여진다.

먼저, 非線形 聯立方程式의 形態로서 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} g_1(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0, \\ g_2(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0, \\ &\vdots \\ g_n(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \end{aligned}$$

여기서, 各 函數  $g_n$ 은  $n$ 次元 空間  $R^n$ 의 벡터  $x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)^T$ 를 實數軸  $R$ 로 사상시키는 函數이다.  $n$ 個의 未知數를 갖는  $n$ 個의 非線形 方程式으로 구성된 非線形 聯立方程式 즉, 目的函數  $f(x)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = (g_1(x_1, x_2, \dots, x_n), g_2(x_1, x_2, \dots, x_n), \dots, g_n(x_1, x_2, \dots, x_n))^T \tag{10}$$

여기서, 函數  $g_1, g_2, \dots, g_n$ 은  $f$ 의 座標函數 (coordinate function)이다.<sup>(9)</sup>

目的函數를 點  $x^{(k)}$ 에서 2次項까지 Taylor展開한 뒤, 點  $x^{(k)}$ 로부터의 變位를  $d = x - x^{(k)}$ 로 表示하면 式(11)과 같이 된다.

$$\tilde{q}^{(k)}(x) = f(x^{(k)}) + \nabla f(x^{(k)})^T d + \frac{1}{2} d^T B^{(k)} d \tag{11}$$

여기서,  $B^{(k)}$ 는  $(n \times n)$ 陽의 限定 對稱行列이고, 이때  $\tilde{q}^{(k)}$ 의 最小點을  $d^{(k)}$ 라 하면,  $d^{(k)}$ 는  $\nabla \tilde{q}^{(k)}(d) = 0$ 이므로 式(12)와 같이 된다.

$$d^{(k)} = -(B^{(k)})^{-1} \nabla f(x^{(k)}) \tag{12}$$

또한 행렬  $B^{(k)}$ 의 陽의 限定性에 의해 式(13)이 成立한다.

$$\nabla f(x^{(k)})^T d^{(k)} = -(d^{(k)})^T B^{(k)} d^{(k)} < 0 \quad (13)$$

式(13)은 벡터  $d^{(k)}$ 가 点  $x^{(k)}$ 에서 函数  $f(x)$ 의 降下方向(Descent direction)을 意味하므로 適當한 增分  $t^{(k)} > 0$ 을 選擇하면 다음과 같이 된다.

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + t^{(k)} d^{(k)}, f(x^{(k+1)}) < f(x^{(k)}) \quad (14)$$

이와 같이 目的函数가 最適解로 찾아가는데 빠른 收斂性을 갖기 위해서는 行列  $B^{(k)}$ 가 헤시안行列  $\nabla^2 f(x^{(k)})$ 의 近似行列이 되도록 選擇할 必要가 있다. 이러한 概念을 準-Newton 條件(Quasi-Newton condition)이라고 한다.

다음은 準-Newton 條件을 滿足하는  $B^{(k+1)}$ 을 定하기 위하여 式(15)와 같이 BFGS公式을 適用하여 헤시안行列  $B^{(k)}$ 를 更新한다.

$$B^{(k+1)} = \frac{B^{(k)} + y^{(k)}(y^{(k)})^T}{(y^{(k)})^T s^{(k)}} - \frac{B^{(k)} s^{(k)}(s^{(k)})^T B^{(k)}}{(s^{(k)})^T B^{(k)} s^{(k)}} \quad (15)$$

여기서,  $s^{(k)} = x^{(k+1)} - x^{(k)}$ ,  
 $y^{(k)} = \nabla f(x^{(k+1)}) - \nabla f(x^{(k)})$  이다.

實際 式(13)에 의해 句配벡터  $\nabla f(x^{(k)})$ 와 벡터  $d^{(k)}$ 의 內積은 陰이므로  $x^{(t)} = x^{(t)} + t d^{(t)}$  ( $t \geq 0$ )으로 表示되는 半直線上에서 函数  $f^{(t)}$ 의 句配벡터는 点  $x^{(t)}$ (任意의 始作点)로부터 멀어질수록 降下하여 最小点, 즉 最適解를 찾아가게 된다.<sup>(10)</sup>

### 3. Duffing型 非線形 直線振動계의 解析

Duffing型 非線形 스프링을 갖는 多自由度系는 지금까지 非線形 聯立方程式의 誘導와 解析方法

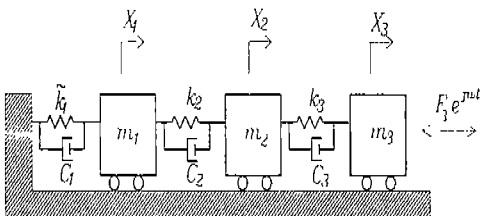


Fig. 2 Nonlinear multi-degree-of-freedom system

Table 1 Parameters for the vibration system(Fig. 2)

$m_i$	$c_i$	$k_i$	$b_1$	$F_3$
10.0	0.1	10.0	2.0	10.0
kg	Ns/m	N/m	N/m <sup>3</sup>	N

등의 問題로 强制振動을 解析하기가 곤란하였다. 따라서, 本論文에서는 이런 問題를 解決하기 위해 Duffing型 非線形 復原力을 非線形剛性函数로 置換하고 非線形 聯立方程式을 誘導한 後, 準-Newton法에 BFGS公式을 適用하여 非線形 多自由度系의 强制振動을 解析하였다.

이 解析方法이 非線形 多自由度系에도 適用이 可能한 가를 確認하기 위하여, Fig. 2와 같은 3質點 3自由度系를 갖는 振動系를 解析 對象으로 選定하였다. 非線形은 어느 要素에 複數로 있어도 關係는 없으나, 여기서는  $k_1$ 만이 非線形 剛性係數 ( $\beta_1 > 0$ )를 갖는 것으로 하였다. 解析對象에 適用한 振動系의 動特性은 Table 1과 같다.

周波數應答을 解析할 때 이 振動系의 周波數  $\omega$ 의 範圍는 0.0~2.4rad/s까지로 하였으며, 이 사이를 24,000点의 周波數로 나누어 計算하였다. Fig. 3과 Fig. 4에  $k_1$ 이 線形 剛性係數와 非線形 剛性係

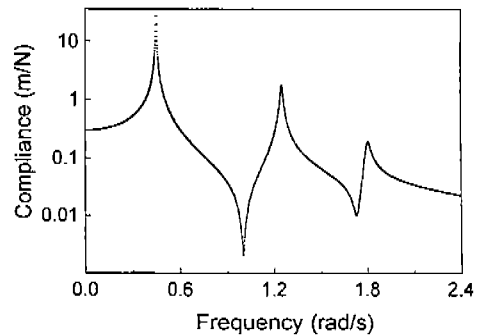


Fig. 3 Compliance for the linear multi-degree-of-freedom system

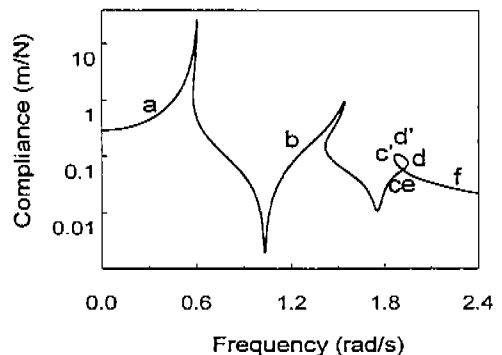


Fig. 4 Compliance for the nonlinear multi-degree-of-freedom system

數를 가질 때 解析한 周波數應答函數( $X_3/F_3$ )를 各 各 보인다.

Fig. 3과 Fig. 4를 比較 檢討하여 보면,  $k_1$ 이 非線形 剛性係數를 가질 때 1次 固有角振動數는 거의 變化가 없으나, 2次, 3次 固有角振動數의 周波數應答函數는 複雜한 양상을 보이고 있는 것을 알 수 있다. 특히, 角振動數가 3次 固有角振動數에 該當하는 1.86~1.96rad/s에서는 角振動數가 增加하는 境遇에 周波數應答函數 값이 a, b를 따라  $c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f$ 로, 減少하는 境遇에  $f \rightarrow e \rightarrow c' \rightarrow c$ 로 變化하는 跳躍特性을 보이고 있다.

$c' - d'$  구간은 不安定領域에 該當하며 實際로 測定하는 것은 困難하다.

#### 4. Duffing型 非線形 回轉振動系의 비틀림振動振幅解析

本章에서는 機關軸系를 Fig. 5와 같이 3質點 2 自由度系를 갖는 非線形 回轉振動系로 모델링하여 非線形 비틀림强制振動을 解析하였다. 또한, 線形系와 非線形系의 振動振幅을 比較하여 非線形特性인 跳躍現象과 回轉數 增加·減少時 危險回轉數의 變化程度를 檢討하였다.

Table 2 Parameters for the torsional vibration system(Fig. 5)

$J_1$	0.182 (kg · m <sup>2</sup> )
$J_2$	0.347 (kg · m <sup>2</sup> )
$J_3$	6.400 (kg · m <sup>2</sup> )
$c_1$	1.020 (Nm s/rad)
$c_2$	0.920 (Nm s/rad)
$k_1$	31700 (Nm/rad)
$k_2$	100000 (Nm/rad)
$\beta_1$	-90000 (Nm/rad <sup>3</sup> )

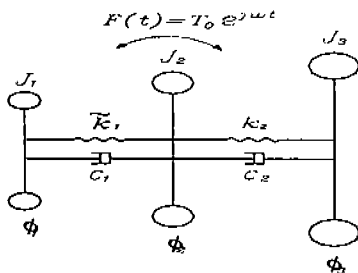


Fig. 5 Nonlinear torsional multi-degree-of-freedom system

解析對象은 Fig. 5와 같이  $k_1$ 이 Duffing型 非線形 剛性係數( $\beta < 0$ )를 갖는 系로 모델링하였으며, 振動系의 動特性은 Table 2와 같다. 여기서,  $J_1, J_2, J_3$ 는 質量慣性모멘트,  $c_1, c_2$ 는 비틀림 減衰係數,  $k_1, k_2$ 는 各 變位에 比例하는 線形 비틀림剛性係數,  $\beta$ 는 各變位의 3乘에 比例하는 非線形 비틀림剛性係數를 意味한다.

비틀림 强制振動을 解析할 때, 비틀림 振動系의 回轉數範圍는 600~2,500rpm까지로 하였으며, 이 사이를 0.001rpm씩 增加·減少시키며 振動振幅을 計算하였다. Fig. 6과 Fig. 7에  $k_1$ 이 振動振幅을 計算하였다. Fig. 6과 Fig. 7에  $k_1$ 이 線形 비틀림剛性係數만을 가질 때와, 線形과 非線形 비틀림剛性係數를 함께 가지고 있을 때 解析한 振動振幅을 各 各 보인다.

이들 그림을 檢討하여 보면,  $k_1$ 이 線形 비틀림剛性係數만을 가질 때는 Fig. 6과 같이 回轉數의 增

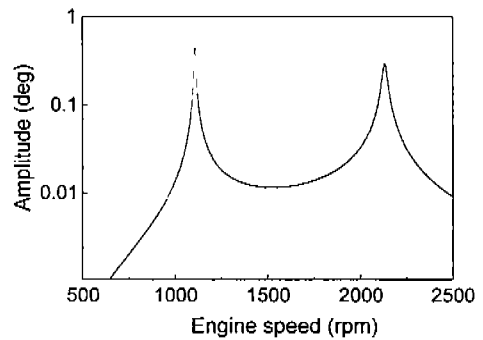


Fig. 6 Torsional amplitude  $\phi_1$  for the linear multi-degree-of-freedom system

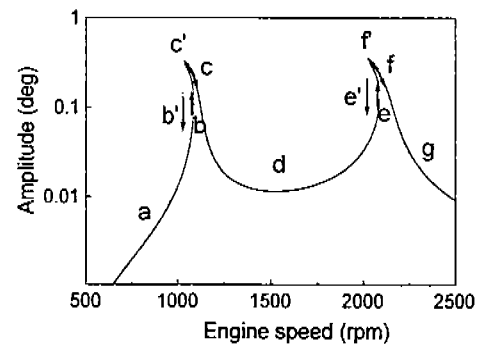


Fig. 7 Torsional amplitude  $\phi_1$  for the nonlinear multi-degree-of-freedom system

加時와 減少時 비틀림 振動振幅은 하나의 解를 갖지만,  $k_1$ 이 線形과 非線形 비틀림剛性係數를 함께 가지고 있을 때는 Fig. 7과 같이 回轉數 增加時에는  $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow g$ 로, 回轉數 減少時에는  $g \rightarrow f \rightarrow e \rightarrow d \rightarrow c \rightarrow b \rightarrow a$ 로 振動振幅이 變化함을 알 수 있다. 여기서  $c' \leftrightarrow b(1,026 \sim 1,090\text{rpm})$ ,  $f' \leftrightarrow e(2,074 \sim 2,121\text{rpm})$ 의 區間은 不安定 領域으로 實際로는 測定이 困難하며, 非線形特性인 跳躍現象이 發生하는 領域으로 된다.

### 5. 結 論

中·高速機關의 비틀림振動을 制御하기 위하여 高粘度의 실리콘油를 갖는 粘性댐퍼를 採擇하면 非線形 振動의 一種인 跳躍現象이 發生할 수 있음을 確認하였다. 이러한 機關軸系의 비틀림振動은 線形으로 解析이 困難하기 때문에, 軸系를 非線形 多自由度系로 모델링하여 解析하여야 한다.<sup>(11)</sup>

本論文은 多自由度系를 갖는 非線形 비틀림 振動계의 強制진동을 解析하기 위한 基礎研究로, 非線形 多自由度系의 非線形 運動方程式을 誘導하고 이를 準-Newton法에 BFGS公式을 適用하여 非線形 強制진동을 解析하였다. 또한 非線形성을 갖는 多自由度系의 強制진동解析에 適用한 結果 滿足할 만한 成果를 얻었다고 判斷되나, 實際로 比較 考察할 研究 結果가 거의 없어 信賴性을 確認하는 것은 困難하였다.

다만, 2質點 1自由度系에 대해서는 本 研究에서 開發한 電算프로그램으로 非線形 強制진동을 解析하고 이를 非線形 1自由度系에 대해서는 信賴性이 確認된 調和均衡法, 攝動法, 交點直接探查法, 最急降下法 等으로 解析한 結果와 比較하였다. 그 結果 2質點系에 대해서 滿足할만한 結果를 얻었다.<sup>(11)</sup>

또한 本 研究 結果를 基礎로 하여 實際 機關軸系를 非線形 多自由度系로 모델링하고 強制진동을 解析하여 實測結果와 比較檢討하는 研究가 必要하다고 判斷된다.

### 參考文獻

- (1) 岩本昭一, “粘性ねじり振動ダンバ作動油の實效粘度に關する研究(作動油の作動粘度測定 びに測定結果の檢討)”, 日本舶用機關學會誌, 第8卷 第12號, pp.63~76, 1973.
- (2) 岩本昭一, “粘性ねじり振動ダンバ作動油の溫度上昇に關する實驗的研究(特に小形ダンバにおける吸振仕事と作動油の溫度との關係について)”, 日本舶用機關學會誌, 第12卷 第4號, pp.40~49, 1977.
- (3) 岩本昭一, Reiner Hartmann, “ディーゼル機關における粘性ねじり振動ダンバ作動油の實效粘度に關する研究(その1: 作動油複素粘度の虛部の效果)”, 日本舶用機關學會誌, 第17卷 第7號, pp.54~60, 1982.
- (4) 박용남·송성욱·김의간·전효중, “粘性댐퍼를 갖 엔진軸系의 非線形 비틀림強制진동”, 韓國舶用機關學會誌, 第20卷 第4號, pp.372~380. 1996.
- (5) Arora, J. S., “Introduction to Optimum design”, McGraw-Hill, pp.326~340, 1989.
- (6) Singiresu S. Rao, “Engineering Optimization Theory and Practice”, Wiley-Interscience, pp.394~399, 1996.
- (7) 渡部 和, “非線形特性を考慮したモード解析法に關する研究” 東京大學
- (8) 今野 浩·山下 浩, “非線形計劃法”, 日科技進, pp.140~152, 1995.
- (9) 김규철·나연묵, “알기쉬운 數值解析”, 시스마프레스, pp.447~467, 1996.
- (10) 茨木俊秀·福島雅夫, “Fortran 77 最適化プログラミング”, 岩波書店, pp.145, 1991.
- (11) 박용남, “디젤 엔진 軸系의 非線形 비틀림振動에 關한 研究”, 韓國海洋大學校 博士論文, 1997.

## 저 자 소 개



### 전진영 (全珍諤)

1970년 5월 28일 출생. 1993년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1998년 동대학원 기관공학과 석사졸업. 1999년~현재 동대학원 기관공학과 박사과정중.



### 박용남 (朴容男)

1961년 1월 11일생, 1983년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1986년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(석사), 1997년 동대학원 기계공학과졸업(박사), 1988~1998년 (사)한국선급주무검 사원, 1998년~현재 양산대학 자동차과 전임강사



### 김정렬 (金正烈)

1961년 9월 30일 출생. 1983년한국해양대학교 기관학과 졸업. 1985년 한국해양대학교대학원 박용기관학과석사졸업. 1988년 7월~1993년 2월 현대중공업 엔진사업부. 1998년 일본名古屋(나고야)대학 대학원 기계공학과 공학박사. 1993년3월~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 조교수.



### 김익간 (金義干)

1956년 3월 27일 출생. 1978년한국해양대학교 기관학과 졸업. 1980년 한국해양대학교대학원석사졸업(기계공학), 1988년동경대학 대학원박사졸업(소음진동공학), 1980년~1982년현대중공업엔진설계부. 현재 한국해양대학교기계공학부교수.