

모드解析法에 의한 分枝를 갖는 推進軸系의 合成비틀림振動計算에 관한 研究

王裕寬 · 金義玕 · 全孝重

A Study on the Calculation of Synthesized Torsional Vibration for Branched Propulsion Shafting System by the Modal Analysis Method

You-Guan Ok, Ue-Kan Kim, Hyo-jung Jeon

< 目 次 >	
Abstract	2.2.5 起振토크벡터
記號說明	3. 모드解析法에 의한 分枝軸系振動計算
1. 序 論	4. 電算프로그램
2. 基礎理論	5. 實際軸系의 計算과 計測結果의 比較
2.1 增減速回轉軸系의 等價振動系	檢討
2.2 多基一軸系의 多自由度強制減衰振動	5.1 計算모델 및 入力資料
2.2.1 二基一軸系의 強制減衰비틀림振動方程式	5.2 振動計算結果
2.2.2 質量寬性모멘트 매트릭스	5.3 實測結果와 計算結果와의 比較檢討
2.2.3 感衰係數 매트릭스	6. 結 論
2.2.4 剛性係數 매트릭스	參考文獻

Abstract

With the trend towards ship's economical operation by saving initial installation costs and maintenance expenses and also lowering high energy consumption, the multi-branched shafting systems with shaft driving generators or hydraulic power packages are widely adopted to utilize the power of main engine under the sea going condition.

In addition, the vessel which equips with multi-engines coupled with one shafting system to get higher output has frequently been built in the yard.

However such a branched shafting system has a very intricated vibrating system and also its analyzing method is very different from the ordinary method for the simple straight system.

In this paper, the equation of forced torsional vibration with damping for the multi-engines coupled with shafting system is derived and its vibrating characteristics are investigated by modal analysis method.

A computer program is developed to get responses of the forced vibration with damping and the results are synthesized to get resultant responded. The calculated results are compared with those of measured ones for an actual ship and they show a good agreements.



- | | |
|---|---------------------------------|
| A_r : r番째 起振力벡터項의 cos成分係數合 | J_{not} : 分枝共有點에서의 質量寬性 모멘트 |
| B_r : r番째 起振力벡터項의 sin成分係數合 | K : 비틀림剛性係數 |
| C, C' : 相對 및 絶對減衰係數 | K_e : 等價비틀림剛性係數 |
| C_c, C_{co} : 發電機 및 彈性커플링 減衰係數 | K_r, K_g : 基準軸 및 分枝軸의 비틀림剛性係數 |
| C_e, C_h, C_p : 機關, 히스테리시스 및 프로펠러減衰係數 | K_{co} : 커플링要素의 動的비틀림스프링 定數 |
| D_r : A_r 및 B_r 의 合成值 | m_i : 分枝軸의 數 |
| F : 傳達力 | N : 分當回轉數 |
| f_i : i次的 起振力하모닉스 係數에 의한 起振力 | N_r, N_g : 基準軸 및 分枝軸의 回轉速度 |
| I : 機關型에 對한 機關減衰의 補正係數 | N_a : 發電機軸의 回轉速度 |
| J_e : 質量慣性모멘트 | n : 齒數比 |
| J_r, J_g : 基準軸 및 分枝軸의 質量慣性모멘트 | n_a, n_b, n_c : 各分枝軸의 質點數 |
| | Q_r : 一般座標系에서의 振動振幅 |
| | J : 等價質量慣性모멘트 |

R_r, R_G : Gearwheel 및 Pinion의 피치圓半徑	$\{q\}$: 振動振幅의 一般座標벡터
T_a : 發電機軸의 負荷토크	$\{\theta\}$: 비틀림振幅벡터
T_r, T_g : 基準軸 및 分枝軸의 토크	$[V]$: 振動型매트릭스
T_p : 프로펠러의 토크	$[V]^T$: $[V]$ 의 轉置매트릭스
U_e, U_g : 等價軸 및 分枝軸의 變形에너지	α_k : k番째 실린더의 基準실린더에 對한 着火位相角
V_e, V_g : 等價軸 및 分枝軸의 運動에너지	α_b, α_c : 機關減衰의 補正係數
ω, ω_i : 固有角振動數 및 起振力 角振動數	α_a, α_p : 發電機 및 프로펠러減衰 補正係數
ω_r : r次의 固有角振動數	β_i : 基準次數의 하모닉스에 對한 i次 起振力 位相角
ω_p : 프로펠러軸의 角速度	ϵ : 減衰係數比
Ω_r, Ω_g : 基準軸 및 分枝軸의 角速度	θ_r, θ_g : 基準軸 및 分枝軸의 振動振幅
$[C]$: 減衰係數매트릭스	θ_{noi} : 分枝共有點에서의 質點角變位
$[\bar{C}]$: $[C]$ 의 對角매트릭스	ν : 彈性커플링 損失係數
$[J]$: 質量慣性모멘트매트릭스	
$[m]$: $[J]$ 의 對角매트릭스	

1. 序

두 차례의 油類波動以後 初期投資, 運般에너지 및 人力節減을 通해서 船舶을 經濟的으로 運航하려는 趨勢에 따라 推進軸系에 있어서는 主機關의 推進에너지의 一部를 PTO (Power take-off)기어를 通해 軸驅動發電機, 또는 油壓動力裝置(Hydraulic power package)를 直接 驅動시키는데 使用하고 있으며 主機의 境遇에는 速度齒車나 彈性커플링을 利用하여 二臺 以上の 低速大型高出力 디젤機關을 結合하여 推進效率增大 및 大出力을 얻을 수 있는 船舶이 頻繁하게 建造되고 있다.

그러나 이러한 推進軸系는 單一推進軸系에 비해 훨씬 複雜한 振動系를 形成하고 있을 뿐만 아니라, 減速齒車의 채터링(Chattering), 低質油使用에 따른 着火失敗로 인한 急激한 토크變動 등 從來의 單一推進軸系裝置에 對한 振動解析法과는 다른 解析法에 의해 다루어야 하는 어려움이 있다.

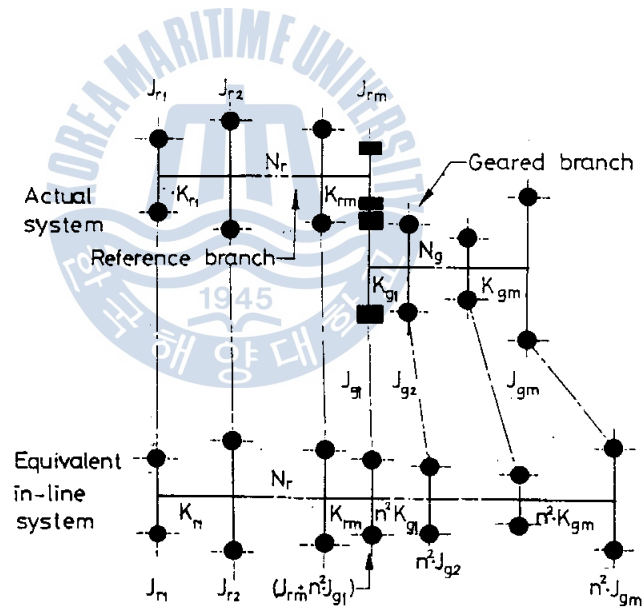
本 論文에서는 二基一軸式 分枝軸系裝置의 強制비틀림振動과 合成振動을 모드解析法에 의해 理論적으로 解析하고 이 解析의 內容을 바탕으로 數值計算이 可能的한 電算프로그램

을 開發하였다. 開發된 電算프로그램의 信賴性を 確認하기 爲하여 實船의 現場實測結果와 計算結果를 比較檢討하였다.

2. 基礎理論

2.1 增減速回轉軸系の 等價振動系

增減速齒車를 갖는 分枝軸系는 複雜한 系로 이루어져 있고 서로 다른 速度로 回轉하는 分枝軸이 存在하므로, 基準回轉速度(一般的으로 機關回轉速度를 擇하는 것이 便利하다)에 對해 系全體를 動力學的으로 等價가 되는 等價系로 換算하여 다룬다.



- J_r : Moment of inertia of mass on reference shaft
- J_x : Moment of inertia of mass on branched shaft
- K_r : Torsional stiffness on reference shaft
- K_x : Torsional stiffness on branched shaft
- N_r : RPM of reference shaft
- N_g : RPM of branched shaft

Fig. 1 The branched system rotating with different speed.

增減速齒車部の 角變位, 角速度 및 回轉數의 關係로부터

$$T_r = R_r F, \quad T_g = R_g F$$

T_r : 基準軸의 토크(kg·cm), T_g : 分枝軸의 토크(kg·cm)

R_r : Gearwheel의 피치圓半徑, R_g : Pinion의 피치圓半徑

F : 傳達力(kg)

맞물린 齒車에 같은 힘이 作用하므로 다음의 結果를 얻게 된다.

$$T_r/T_g = R_r/R_g = \theta_g/\theta_r = \Omega_g/\Omega_r = N_g/N_r = n \quad (1)$$

θ_r : 基準軸의 振動振幅, θ_g : 分枝軸의 振動振幅

Ω_r : 基準軸의 角速度, Ω_g : 分枝軸의 角速度

n : 齒數比

分枝軸의 비틀림剛性係數(K_g) 및 等價비틀림剛性係數(K_e)에 對한 變形에너지는

$$U_g = K_g \theta_g^2 / 2 \quad (2)$$

$$U_e = K_e \theta_e^2 / 2 \quad (3)$$

式(2), (3) 및 式(1)로부터 等價비틀림剛性係數가 求해진다.

$$K_e = K_g (\theta_g/\theta_e)^2 = K_g (N_g/N_r)^2 = K_g n^2$$

質量慣性모멘트(J_g) 및 等價質量慣性모멘트(J_e)에 對한 運動에너지는

$$V_g = J_g \Omega_g^2 / 2 \quad (4)$$

$$V_e = J_e \Omega_e^2 / 2 \quad (5)$$

式(4), (5) 및 式(1)로부터 等價質量慣性모멘트가 求해진다.

$$J_e = J_g (\Omega_g/\Omega_e)^2 = J_g n^2$$

以上の 結果를 要約하여 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Equivalent quantities of branched system

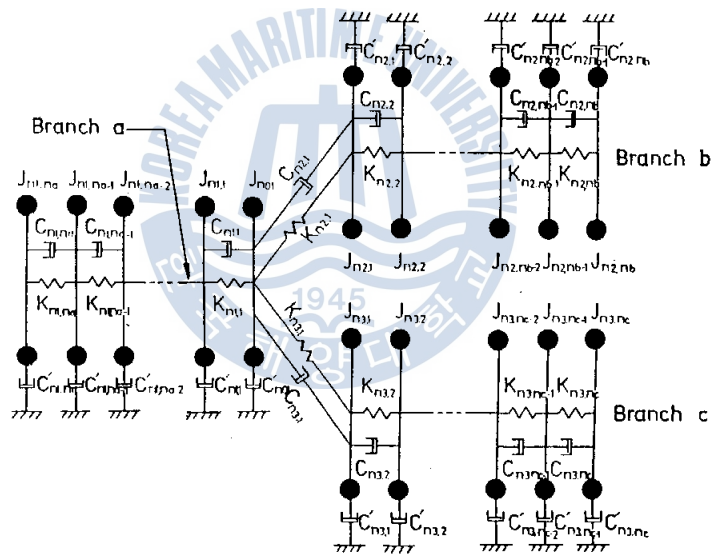
Quantity	Reference branch actual value	Geared	branch
		Actual value	Value referred to rpm of reference branch
R. P. M.	N_r	N_g	N_g/n
Order number	i_r	i_g	$n i_g$
Moment of inertia	J_r	J_g	$n^2 J_g$
Torsional stiffness	K_r	K_g	$n^2 K_g$

Torque	T_r	T_g	$n T_g$
Damping coefficient	C_r	C_g	$n^2 C_g$
Amplitude	θ_r	θ_g	θ_g/n

2.2 多基一軸系의 多自由度强制減衰비틀림振動方程式

2.2.1 二其一軸系의 强制減衰비틀림振動方程式

Fig. 2에 나타난 바와 같이 3개의 分枝는 各各 n_a, n_b, n_c 개의 質點으로 이루어져 있으며 이들 分枝系에 對한 振動方程式은 다음과 같이 區分하여 쓸 수 있다.



J : Moment of inertia , C : Relative damping
 C' : Absolute damping , K : Torsional stiffness

Fig. 2 The mult-branched shafting system

1) 分枝共有點에서의 式

$$J_{n01} \ddot{\theta}_{n01} + \sum_{k=1}^{m_i} K_{nk,1} (\theta_{n01} - \theta_{nk,1}) + C'_{n01} \dot{\theta}_{n01} + \sum_{k=1}^{m_i} C_{nk,1} (\dot{\theta}_{n01} - \dot{\theta}_{nk,1}) f_{n01} \quad (6)$$

m_i : 分枝數

θ_{n01} : 分枝共有點에서의 振幅

2) 各分枝에서의 一般式

$$J_{ni,j} \ddot{\theta}_{ni,j} + K_{ni,1} (\theta_{ni,1} - \theta_{noi}) + K_{ni,j+1} (\theta_{ni,j} - \theta_{ni,j+1}) + C_{ni,1} (\dot{\theta}_{noi,1} - \dot{\theta}_{noi}) + C_{ni,j+1} (\dot{\theta}_{ni,j} - \dot{\theta}_{ni,j+1}) + C'_{ni,1} \dot{\theta}_{ni,j} = f_{ni,j}(t) \quad (7)$$

ni : 分枝番號를 나타내는 添字

j : i番 分枝의 j番째 質點에 對한 添字

式(6)과 式(7) 등으로 表示되는 모든 式을 모아서 매트릭스形式으로 表示하면 다음과 같다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{f(t)\} \quad (8)$$

단, 여기서 [J], [C], [K]는 各各 質量慣性모멘트, 減衰係數 매트릭스 및 비틀림剛性係數 매트릭스이며, n自由度에 對해 n次의 正方 매트릭스가 된다. $\{\dot{\theta}\}$ 와 $\{\ddot{\theta}\}$ 는 時間 t에 關한 1次, 2次 導함數 벡터이며 $\{f(t)\}$ 는 Fourier級數로 表示 가능한 任意의 起振力 벡터이다.

2. 2. 2 質量慣性모멘트 매트릭스

質量慣性모멘트 매트릭스는 主對角線에 對한 값을 갖는 對角 매트릭스이다. 이들 質量慣性모멘트 中 가장 큰 問題가 되는 要素는 프로펠러의 附加水質量慣性모멘트이며, 이들 附加水效果를 理論적으로 計算할 수 있는 式을 Schuster, Schwanecke 및 Thomsen 등이 發表하였다. 實際 프로펠러의 附加水效果를 위의 式으로 計算한 結果에 따르면 망간黃銅材料에 對해서는 大略 20~30%, 니켈알루미늄브론즈材料는 30~35% 範圍內에 있다.

한편 推進効率向上을 爲해 하이스큐프로펠러를 使用하는 境遇가 있는데 이때는 大略 40~60%의 附加水質量을 考慮하여 計算한다.

2. 2. 3 減衰係數 매트릭스

推進軸系 비틀림振動計算에 있어서 가장 不確實한 要素는 減衰이며, 피스톤과 라이너의 摩擦抵抗, 潤滑作用 등 定量的 把握이 거의 不可能한 많은 因子를 包含하기 때문에 速度比例形減衰와 隣接質點의 變位에 比例하는 變位比例形減衰로 크게 區分한다.

여기서 速度比例形減衰는 機關, 프로펠러, 댐퍼 및 發電機 等이며 變位比例形減衰는 軸히스테리시스, 彈性커플링 等이다.

1) 機關減衰

機關減衰는 크랭크軸, 피스톤 및 크로스헤드의 摩擦抵抗, 軸베어링의 衝擊損失 等에 의해서 發生하며 이들에 對해서 BICERA, Carter, Ker Wilson, Draminsky 및 Archer

等に 의해 理論式과 實驗式이 發表되었다.

그中の 몇가지 式을 例示하면 다음과 같다.

① BICERA의 公式

$$C_e = \alpha_b \omega I J_e \quad (9)$$

ω : 固有角振動數(rad/sec), α_b : 定數(0.01~0.04)

I : 定數(直列機關 : I=1, V型機關 : I=2)

J_e : 等價質量慣性모멘트(kg cm sec²)

② Carter의 公式

$$C_e = \alpha_c I J_e^{0.3} \quad (10)$$

α_c : 定數(13~34), J_e : 等價質量慣性모멘트(kg cm sec²)

I : 定數(直列機關 : I=1, V型機關 : I=2)

本 論文에서는 $C_e = 2\epsilon J\omega$ 를 利用하였다.

J : 質量慣性모멘트(kg cm sec²)

ω : 固有角振動數(rad/sec), ϵ : 減衰係數比(0.013~0.03)

2) 軸히스테리시스減衰

軸材料가 彈性限度內的 應力을 받아서 變形할 때 變形일의 大部分은 軸에 變形에너지의 形態로서 貯蓄되나, 그中の 一部分이 分子摩擦에 의하여 消散되며, 이것이 軸히스테리시스減衰이다. 應力이 적은 境遇에는 無視할 수 있으나, 應力振幅이 增加하면 히스테리시스루프의 面積이 增大하여 損失이 增大한다. 이를 等價點性減衰의 形式으로 變形하여 表示하여 다음 式과 같이 된다.

$$C_h = 0.1878441 \times 10^{-2} K / \omega \quad (11)$$

K : 비틀림剛性係數(kg cm/rad), ω : 角振動數(rad/sec)

3) 프로펠러減衰

프로펠러減衰 係數는 프로펠러의 瞬間回轉速度에 對한 토오크變動으로 보고 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$C_p = \alpha'_p = (dT_p/d\omega_p) = \alpha'_p \lambda (T_p/\omega_p) = (60/2\pi) \alpha'_p \lambda (T_p/N) = \alpha_p (T_p/N) \quad (12)$$

α'_p, λ : 係數, ω_p : 프로펠러軸 角速度(rad/sec)

α_p : 定數(28.5~38), N : 每分當 回轉數(rpm)

T : 프로펠러의 토오크(kg cm)

4) 發電機減衰

交流發電機에 의한 減衰는 無視하고 直流發電機에 對해서는 다음의 式으로 減衰係數를

求한다.

$$C_a = \alpha_a T_a / N \quad (13)$$

α_a : 係數(124~135), N_a : 發電機軸의 回轉速度(rpm)

T_a : 發電機軸의 負荷토크(kg cm)

5) 彈性커플링減衰

彈性커플링의 減衰作用은 커플링要素의 히스테리시스作用에 의한 것이므로 다음 式을 利用한다.

$$C_{co} = K_{co} \nu / (2\pi \omega) \quad (14)$$

K_{co} : 커플링要素의 動的비틀림 스프링定數

ν : 損失係數(0.1~1.5), ω : 角振動數(rad/sec)

2. 2. 4 剛性係數매트릭스

크랭크軸의 비틀림剛性係數 計算에 對하여 많은 經驗式 및 實驗式이 Geiger, Ker Wilson 等에 의해서 發表되었으며 理論式도 多數 發表되었다. 비틀림剛性係數는 各機關 製作會社의 獨自의인 經驗式이 提示되기도 하며 計算의 便宜上 適切히 選擇하여 使用하며 一般의으로 影響係數로부터 求한다.

2. 2. 5 起振토크벡터

起振토크는 실린더內 가스壓力 및 往復質量慣性力에 의한 機關토크變動과 프로펠러의 토크變動으로 大別한다. 一般的으로 가스壓力의 指壓線圖로부터 만든 토크線圖를 調和分析하여 直線力하모닉스 값을 求하며 이들 값은 機關製作會社에서 提示한다.

二基一軸을 갖는 分枝軸系에 있어서 同型機關(機關型式, 出力, 回轉速度 等이 同一)이 減速齒車로 連結된 境遇에는 左右機關의 爆發順序에 따라 位相을 考慮해야 하므로 計算의 便宜를 爲해 左右機關中 基準機關을 擇하고, 나머지 機關의 基準機關에 對한 爆發間隔을 $0^\circ \sim 180^\circ$ 까지 考慮한다.

프로펠러의 起振토크는 프로펠러에 流入하는 水流와 프로펠러의 相互干涉에 의하여 發生하며 그 크기는 프로펠러의 水平推進토크에 對한 比率로 표시하여 利用한다. 그의 主된 하모닉스成分은 翼數次 및 그의 2培, 3培次數 成分이며 主로 그의 培數次에서 크게 된다. 現在 一般的으로 利用하고 있는 翼數培數次的 프로펠러平均 토크에 對한 起振토크比를 Table 2에 나타낸다.

Table 2 翼數培數次的 프로펠러平均토포크에 對한 起振토포크比(%)

倍數 / 翼數次	4 翼 프로펠러	5 翼 프로펠러	6 翼 프로펠러
1 × 翼數次	7.5	1.1	4.3
2 × 翼數次	2.1	1.4	0.8
3 × 翼數次	0.7	0.3	0.3

3. 모드解析法에 의한 分枝軸系 振動計算

式(8)에서 減衰項과 起振力項을 除去하면

$$[J]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = 0 \quad (15)$$

으로 되어 多自由度非減衰 振動方程式이 되며 Jacobi法에 의해 固有振動數와 固有모드를 求할 수 있다.

이들의 各固有振動數에 對한 모드벡터를 모아 n次的 正方매트릭스를 만들면 振動型매트릭스[V]가 된다.

모드벡터의 直交性에 의해,

$$[V]^T [J] [V] = [m] \quad (16)$$

$[V]^T$: [V]의 轉置매트릭스, [m] : [J]의 對角매트릭스

$\theta = \theta_0 \sin \omega t$ 라 놓고 이것의 2次導函數를 求한 다음, 式(15)에 代入하여 整理하면 다음과 같이 된다.

$$([K] - \omega^2 [J])\{\theta_0\} = 0$$

$$[K] = \omega^2 [J] \quad (17)$$

$$[V]^T [K] [V] = \omega^2 [m] \quad (18)$$

이 結果로부터 非減衰自由振動方程式은 n個의 非聯成振動方程式群으로 分解되며 다음과 같은 座標系에 對하여 n個의 獨立한 振動方程式群이 된다.

$$\{\theta\} = [V]\{q\} \quad (19)$$

여기서, $\{g\}$ 는 一般座標벡터이며 이 式에 의해 物理的 座標系으로의 變換이 可能하다.

式(16), (18) 및 式(19)를 式(18)에 適用하면

$$[m]\{\ddot{q}\} + [\bar{C}]\{\dot{q}\} + \omega^2 [m]\{q\} = [V]^T \{f(t)\} \quad (20)$$

여기서, $[\bar{C}] = [V]^T [C] [V]$ 로 對角매트릭스이다.

$$f(t) = f_i \cos(\omega_i t + \alpha_k + \beta_i) \quad (21)$$

f_i : i 次의 起振力하모닉스係數에 의한 起振力

α_k : k 番째 실린더의 基準실린더에 對한 着火位相角

β_i : 基準次數의 起振力하모닉스에 對한 i 次 起振力の 位相角

ω_i : i 次의 起振力角振動數

式(20)의 r 번째 方程式을 살펴보면

$$m_r \ddot{q} + \bar{C}_r \dot{q} + \omega_r^2 m_r q = V_{r1} f_{i1} \cos(\omega_i t + \alpha_1 + \beta_i) + V_{r2} f_{i2} \cos(\omega_i t + \alpha_2 + \beta_i) \\ + \dots + V_{rn} f_{in} \cos(\omega_i t + \alpha_n + \beta_i) \quad (22)$$

右邊을 整理하면

$$\cos \omega_i t \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{ik} \cos(\alpha_k + \beta_i) - \sin \omega_i t \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{ik} \sin(\alpha_k + \beta_i) \\ = D_r \cos(\omega_i t + \phi_r) \quad (23)$$

$$D_r = \sqrt{A_r^2 + B_r^2}, \quad \phi_r = \tan^{-1}(A_r/B_r)$$

$$A_r = \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{ik} \sin(\alpha_k + \beta_i)$$

$$B_r = \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{ik} \cos(\alpha_k + \beta_i)$$

式(23)을 式(22)에 對入하여 풀면

$$q = Q_r \sin(\omega_i t + \phi_r - \psi_r)$$

$$Q_r = \frac{D_r}{\sqrt{(\omega_r^2 m_r - m_r \omega_i^2)^2 + (\bar{C}_r \omega_i)^2}}$$

$$\psi_r = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{C}_r \omega_i}{\omega_r^2 m_r - m_r \omega_i^2} \right)$$

따라서 任意의 機關回轉數에 對하여 1次부터 必要한 次數까지의 起振力角振動數 ω_i 를 바꾸어가면서 各質에 對하여 一般座標系의 振動振幅 및 位相各의 값들을 求한 후 이들의 값을 式(19)에 의해 本來의 物理的인 값으로 變換한다.

計算된 各 質點의 振幅에 對해 位相을 考慮하여 一次부터 必要한 次數까지 合成한다.

4. 電算프로그램

本 프로그램은 FORTAN 77에 의해 作成되었으며 計算을 遂行하는데 使用된 電子計算機 機種은 Hewlett Packard 9000 Series이다.

4.1 計算對象: 本 프로그램은 二基一軸分枝軸系를 對象으로 作成되었으며 自由度の 數는 45個까지 許容하도록 잡았다. 그 以上の 自由度에 對해서는 Dimension을 擴張하여야 한다.

4.2 入力資料: 質量과 剛性을 別途로 計算하도록 하였으며 減衰係數計算은 電算프로그램內에서 遂行하도록 하였다. 토오르크하모닉스係數는 B & W型 機關의 境遇와 Sulzer型 機關의 境遇에 該當 機關製作會社의 하모닉스係數를 利用할 수 있도록 프로그램을 作成하였다.

4.3 平均有効壓力과 機關出力: 平均有効壓力은 回轉數의 自乘에, 出力은 回轉數의 3乘에 比例하는 것으로 보고 모든 計算을 行하였다.

4.4 附加應力: 各質點間의 附加應力은 隣接質點間의 變位差中에서 最大值에 剛性을 곱하여 計算된 等價軸의 振動토크를 速度比로 나눔으로써 原軸의 振動토크가 計算되며 그 點의 極斷面係數로 나눔으로써 求한다. 計算應力の 範圍는 MCR의 0.2~1.2 培의 모든 回轉數에 있어 各軸에 對한 것이다.

5. 實際軸系의 計算과 計測結果의 比較檢討

5.1 計算모델 및 入力資料

本 研究에 選定된 計算모델은 大宇造船(株)에서 建造한 128,000톤 셔틀탱커(Shuttle Tanker)의 推進軸計를 擇하였다.

이 모델은 2臺의 主機, 變速기어裝置, 推進軸 및 프로펠러와 軸發電機로 이루어져 있다. 여기에서 變速기어裝置는 프로펠러와 軸發電機가 適當한 回轉數를 갖도록 變速을 시켜주며 複雜한 여러 形式의 運轉條件을 만들어내기 爲해 空氣壓으로 制御되는 클러치를 內藏하고 있다. 또한 클러치의 瞬間的인 接續에 의한 衝擊을 緩和시켜주기 爲해 彈性커플링을 갖추고 있으며 詳細한 結合狀態는 Fig. 3과 같다.

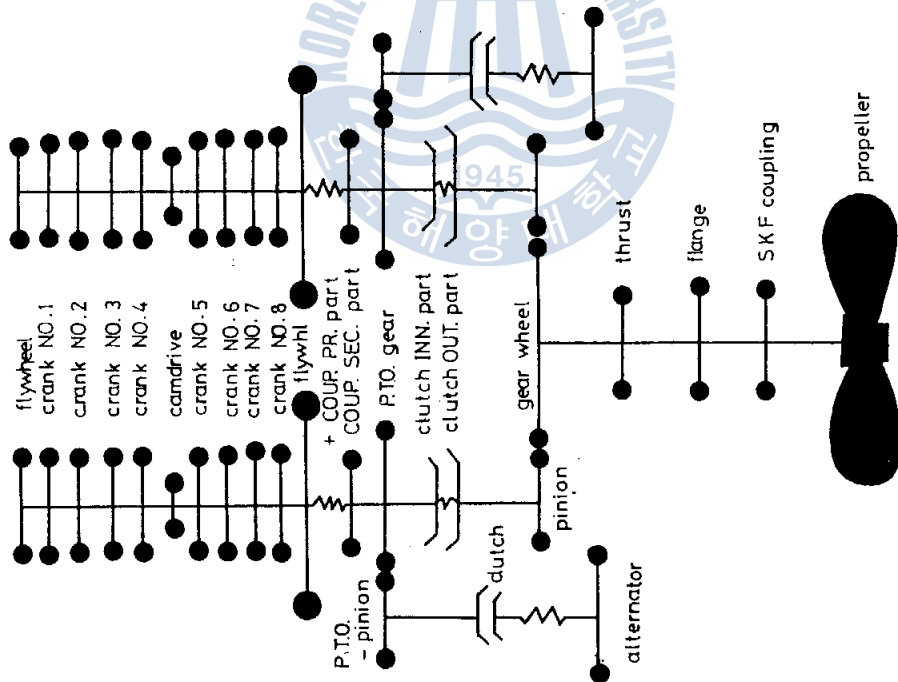


Fig. 3 Mass and elastic system of model propulsion shafting

29	PTO - GEAR	15662.00		0		1.0000
			.9619000E+09		40.0	
30	CLUTCH INNER	7239.00		0		1.0000
			.6593000E+09		.0	
31	CLUTCH OUTER	56735.00		0		1.0000
			.1123140E+11		49.3	
32	PINION	19231.00		0		1.0000
			INFINITE		.0	
*** SUB-BRANCH NO. : 1						
33	GEARWHEEL	175671.00		0		.5154
			.1841640E+11		63.0	
34	THRUST	2441.00		0		.5154
			.1360570E+11		63.0	
35	FLANGE	4379.00		0		.5154
			.1651800E+10		60.0	
36	SKF-COUPLING	9120.00		0		.5154
			.2388500E+10		63.0	
37	PROPELLER	1625845.00		0		.5154
			INFINITE		.0	
*** SUB-BRANCH NO. 2						
38	PTO - PINION	615.00		0		7.7400
			.1648700E+10		28.0	
39	CLUTCH(ENGAGED)	3262.00		0		7.7400
			.4210000E+07		18.0	
40	ALTERNATOR	5760.00		0		7.7400
			INFINITE		.0	
*** SUB-BRANCH NO. 3						
41	PTO-PINION NO.2	615.00		0		7.7400
			.1648700E+10		28.0	
42	CLUTCH (DISENG.)	2040.00		0		7.7400
			INFINITE		.0	

5.2 振動計算結果

5.2.1 固有振動數

MODE	OMEGA**2	OMEGA (RAD/SEC)	VIB.PER.SEC. (HZ)	VIB.PER.MIN. (CPM)
1	.7497470E+02	8.66	1.38	82.69
2	.1079296E+03	10.39	1.65	99.21
3	.4493018E+03	21.20	3.37	202.41
4	.1128442E+04	33.59	5.35	320.78
5	.2548911E+04	50.49	8.04	482.11
6	.6726488E+04	82.02	13.05	783.19
7	.2231996E+05	149.40	23.78	1426.65
8	.2232025E+05	149.40	23.78	1426.66

9	.8925973E+05	298.76	47.55	2852.99
10	.9484272E+05	307.97	49.01	2940.86
11	.9484283E+05	307.97	49.01	2940.86
12	.2198262E+06	468.86	74.62	4477.25
13	.2198268E+06	468.86	74.62	4477.26
14	.2229765E+06	472.20	75.15	4509.22
15	.2317534E+06	481.41	76.62	4597.11
16	.2480611E+06	498.06	79.27	4756.10
17	.2548013E+06	504.78	80.34	4820.28
18	.3087143E+06	555.62	88.43	5305.79
19	.3965710E+06	629.74	100.23	6013.57
20	.3965711E+06	629.74	100.23	6013.57
21	.4157688E+06	644.80	102.62	6157.40
22	.5884800E+06	767.12	122.09	7325.51
23	.5884800E+06	767.12	122.09	7325.51
24	.8246191E+06	908.09	144.53	8671.58
25	.8246191E+06	908.09	144.53	8671.58
26	.9752519E+06	987.55	157.17	9430.40
27	.9752519E+06	987.55	157.17	9430.40
28	.1164710E+07	1079.22	171.76	10305.77
29	.1164710E+07	1079.22	171.76	10305.77
30	.1218255E+07	1103.75	175.67	10540.01
31	.1218255E+07	1103.75	175.67	10540.01
32	.1227922E+07	1108.12	176.36	10581.74
33	.1420569E+07	1191.88	189.69	11381.59
34	.2047749E+07	1431.00	227.75	13665.01
35	.2422557E+07	1556.46	247.72	14863.08
36	.2712516E+07	1646.97	262.12	15727.43
37	.3161234E+07	1777.99	282.98	16978.53
38	.3161234E+07	1777.99	282.98	16978.53
39	.1471674E+08	3836.24	610.56	36633.43
40	.5659237E+08	7522.79	1197.29	71837.41
41	.5659702E+08	7523.10	1197.34	71840.36

25	CRANK NO. 7	. 1159	. 6039470E+07	187.27
26	CRANK NO. 8	. 1561	. 3511602E+07	108.89
27	FLYWHL+COUPL. PR	. 1750	. 7767557E+05	. 00
28	COUPLING SEC.	. 0028	. 7898357E+05	6.29
29	PTO - GEAR	. 0036	. 2082446E+05	1.66
30	CLUTCH INNER.	. 0033	. 2227245E+05	. 00
31	CLUTCH OUTER.	. 0032	. 1208954E+05	. 51
32	PINION	. 0032	. 1139462E+05	. 00
*** SUB-BRANCH NO.				
33	GEARWHEEL	. 0016	. 3099632E+05	. 63
34	THRUST	. 0016	. 3106901E+05	. 63
35	FLANGE	. 0015	. 3118362E+05	. 74
36	SKF-COUPLING	. 0011	. 3117263E+05	. 63
37	PROPELLER	. 0015	. 5156431E+07	. 00
*** SUB-BRANCH NO. : 2				
38	PTO - PINION	. 0180	. 9494966E+04	2.20
39	CLUTCH(ENGAGED)	. 0182	. 1561466E+04	1.36
40	ALTERNATOR	. 0146	. 4930713E+07	. 00
*** SUB-BRANCH NO. : 3				
41	PTO-PINION NO.2	. 0283	. 7036941E+04	1.63
42	CLUTCH (DISENG.)	. 0285		

5.3 實測結果와 計算結果와의 比較檢討

選定된 모델의 計測이 DNV에 의해 遂行되었으며 스트레인게이지와 텔레메트릭裝置 (Telemetric Equipment)를 利用하여 各要素에서 發生하는 振動토크를 計測하였다.

Fig. 4에 計算結果와 計測結果를 나타내었다. 이들의 傾向은 一致하고 있으며 共振時의 應力은 거의 一致하고 있다.

6. 結 論

모드解析法에 의해 分枝를 갖는 推進軸系의 合成強制비틀림 振動解析을 理論的으로 遂行하고, 이의 計算프로그램을 開發하였다. 開發된 電算프로그램의 實用성과 信賴性を 確認하기 爲하여 二機一軸式 推振軸系를 갖는 實船에 對하여 計算을 遂行하고 實測値와 比較한 結果 兩者間에 良好한 一致를 보았다. 이로써 앞으로 分枝軸系를 갖는 船舶의 建造에 있어서 軸系의 初期設計段階에서 振動特性을 解析할 수 있게 되었으며 따라서 信賴性 있는 軸系를 設計할 수 있게 되었다. 結果적으로 우리나라에 있어서도 經濟的이며 高性能의 船舶建造가 可能하게 됨으로써 國內造船所의 受注能力을 向上시키는데 많은 도움을 줄 수 있을 것으로 생각된다.

參 考 文 獻

1. Hiojung Jeon, "Theoretical Analysis of the Coupled Torsional - Axial Undamped Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting", Japan Ship & Marine Engine, Vol. 4, No. 5, 1969
2. BICERA, "A Handbook on Torsional Vibration", Cambridge University Press, 1958
3. Den Hartog, J. P., "Mechanical Vibration", 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958
4. 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)
5. Shan S. Kuo, "Computer Applications of Numerical Method", Addison-Wesley, 1972
6. J. Derek Smith, "Gear and their Vibration", Marcel Dekker, 1983
7. Ahid D. Nashif, "Vibration Damping", John Wiley & Sons Inc., 1985
8. Singiresu S. Rao, "Mechanical Vibration", Addison-Wesley, 1986
9. 小山陽一, 高須續, "高彈性接手採用デイゼル機關のねじり振動特性の考察", 住友重機報, 第22卷, 第66號, pp. 31~43, 1974
10. 全孝重, "船用디젤機關 推進軸系의 強制減衰비틀림振動에 關한 研究", 韓國船用機關學會誌, 第4卷, 第2號, 1980
11. 全孝重, "船舶動力傳達裝置", 太和出版社, 1986

12. 李康福 外 2名, 모드解析法에 의한 船用디젤機關推進軸系의 合成비틀림振動에 관한 研究”, 韓國船用機關學會誌, 第9卷, 第2號, pp. 61~71, 1985
13. 朴容男, 全孝重, “기계적임피던스法에 의한 船用디젤機關推進軸系의 合成비틀림振動計算에 관한 研究”, 韓國船用機關學會誌, 第10卷, 第2號, pp. 46~65, 1986



