

工學碩士 學位論文

分枝를 갖는 艦艇 推進軸系의  
固有 비틀림振動 解析에 관한 研究

*A Study on the Analysis of Natural Torsional  
Vibration of Branched Shafting System  
for a Naval Vessel Propulsion*

指導教授 金正烈

2007年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

尹 泳 權

# 목 차

<i>List of Tables</i> .....	iii
<i>List of Figures</i> .....	iv
<i>Abstract</i> .....	ix
제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 대상 축계 시스템 .....	3
2.1 함정의 개요 .....	3
2.2 추진축계 시스템 .....	4
2.3 진동해석 모델 .....	6
제 3 장 운동방정식 .....	8
3.1 기초이론 .....	8
3.1.1 감속기어 축계의 등가화 .....	8
3.1.2 분지계의 고유진동수와 진동 모드 계산 .....	11
3.2 운동방정식 .....	11
3.3 모드 해석 .....	14
3.4 추진기 부가수 효과 .....	18

제 4 장 진동해석 결과 및 검토 .....	20
4.1 해석모델 .....	20
4.2 계통의 운전조건 및 해석 범위 .....	22
4.3 해석결과 및 검토 .....	25
제 5 장 결 론 .....	72
참고문헌 .....	74

## *List of Tables*

<i>Table 2.1</i>	Shafting system data .....	5
<i>Table 3.1</i>	Equivalent values of branched system .....	10
<i>Table 4.1</i>	Physical properties of major material .....	21
<i>Table 4.2</i>	Analysis cases of torsional vibration .....	23
<i>Table 4.3</i>	Exciting frequencies of system .....	24
<i>Table 4.4</i>	Natural frequencies of torsional vibration(port) .....	25
<i>Table 4.5</i>	Natural frequencies of torsional vibration(stb'd) .....	26

## *List of Figures*

<b>Fig. 2.1</b>	Destroyer .....	3
<b>Fig. 2.2</b>	Schematic diagram of port shaft system .....	4
<b>Fig. 2.3</b>	Schematic diagram of stb'd shaft system .....	4
<b>Fig. 2.4</b>	Equivalent mass-elastic system(port) .....	7
<b>Fig. 2.5</b>	Equivalent mass-elastic system(stb'd) .....	7
<b>Fig. 3.1</b>	Branched rotating system with different speed .....	8
<b>Fig. 4.1</b>	Reduction gear ratio(1 engine operation) .....	20
<b>Fig. 4.2</b>	Reduction gear ratio(2 engines operation) .....	21
<b>Fig. 4.3</b>	Operating map .....	22
<b>Fig. 4.4</b>	Campbell diagram of port shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 50 %) .....	27
<b>Fig. 4.5</b>	Mode shapes of port shaft [2차(20.0 Hz), 3차(22.9 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.5 Hz)] .....	28
<b>Fig. 4.6</b>	Campbell diagram of port shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 50 %) .....	29

<b>Fig. 4.7</b>	Mode shapes of port shaft [1차(2.8 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(21.5 Hz)] .....	31
<b>Fig. 4.8</b>	Mode shapes of port shaft [4차(23.4 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz)] .....	32
<b>Fig. 4.9</b>	Mode shapes of port shaft [7차(43.4 Hz), 8차(58.8 Hz)] .....	33
<b>Fig. 4.10</b>	Campbell diagram of port shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 20 %) .....	34
<b>Fig. 4.11</b>	Mode shapes of port shaft [2차(20.0 Hz), 3차(23.0 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.6 Hz)] .....	35
<b>Fig. 4.12</b>	Campbell diagram of port shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 20 %) .....	36
<b>Fig. 4.13</b>	Mode shapes of port shaft [2차(8.6 Hz), 3차(21.6 Hz), 4차(23.5 Hz)] .....	37
<b>Fig. 4.14</b>	Mode shapes of port shaft [5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz), 7차(43.6 Hz), 8차(58.9 Hz)] .....	38
<b>Fig. 4.15</b>	Campbell diagram of port shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 38.8 %) .....	39
<b>Fig. 4.16</b>	Mode shapes of port shaft [2차(20.0 Hz), 3차(22.9 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.5 Hz)] .....	40
<b>Fig. 4.17</b>	Campbell diagram of port shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 38.8 %) .....	42

<b>Fig. 4.18</b>	Mode shapes of port shaft [2차(8.6 Hz), 3차(21.5 Hz), 4차(23.4 Hz)] .....	43
<b>Fig. 4.19</b>	Mode shapes of port shaft [5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz), 7차(43.5 Hz), 8차(58.8 Hz)] .....	44
<b>Fig. 4.20</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 50 %) .....	46
<b>Fig. 4.21</b>	Mode shapes of stb'd shaft [1차(2.3 Hz), 2차(18.1 Hz), 3차(20.8 Hz)] .....	47
<b>Fig. 4.22</b>	Mode shapes of stb'd shaft [4차(27.3 Hz), 5차(34.4 Hz), 6차(46.0 Hz)] .....	48
<b>Fig. 4.23</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 50 %) .....	50
<b>Fig. 4.24</b>	Mode shapes of stb'd shaft [1차(2.2 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.3 Hz)] .....	51
<b>Fig. 4.25</b>	Mode shapes of stb'd shaft [4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz)] .....	52
<b>Fig. 4.26</b>	Mode shapes of stb'd shaft [7차(34.4 Hz), 8차(46.0 Hz), 9차(59.8 Hz)] .....	53
<b>Fig. 4.27</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 20 %) .....	55
<b>Fig. 4.28</b>	Mode shapes of stb'd shaft [2차(18.2 Hz), 3차(20.8 Hz), 4차(27.3 Hz)] .....	56

<b>Fig. 4.29</b>	Mode shapes of stb'd shaft [5차(34.5 Hz), 6차(46.1 Hz)] .....	57
<b>Fig. 4.30</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 20 %) .....	59
<b>Fig. 4.31</b>	Mode shapes of stb'd shaft [1차(2.4 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.4 Hz)] .....	60
<b>Fig. 4.32</b>	Mode shapes of stb'd shaft [4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz)] .....	61
<b>Fig. 4.33</b>	Mode shapes of stb'd shaft [7차(34.4 Hz), 8차(46.1 Hz), 9차(59.8 Hz)] .....	62
<b>Fig. 4.34</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (1 engine, propeller entrained water inertia 38.8 %) .....	64
<b>Fig. 4.35</b>	Mode shapes of stb'd shaft [1차(2.4 Hz), 2차(18.1 Hz), 3차(20.8 Hz)] .....	65
<b>Fig. 4.36</b>	Mode shapes of stb'd shaft [4차(27.3 Hz), 5차(34.4 Hz), 6차(46.0 Hz)] .....	66
<b>Fig. 4.37</b>	Campbell diagram of stb'd shaft (2 engines, propeller entrained water inertia 38.8 %) .....	68
<b>Fig. 4.38</b>	Mode shapes of stb'd shaft [1차(2.2 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.3 Hz)] .....	69
<b>Fig. 4.39</b>	Mode shapes of stb'd shaft [4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz)] .....	70



**Fig. 4.40** Mode shapes of stb'd shaft  
[7차(34.4 Hz), 8차(46.0 Hz), 9차(59.8 Hz)] ..... 71

*A Study on the Analysis of Natural Torsional Vibration of  
Branched Shafting System for a Naval Vessel Propulsion*

*Young - Kw on, Yun*

*Department of Marine System Engineering  
Graduate School  
Korea Maritime University*

*Abstract*

A propulsion shafting system in a naval vessel consists of twin propeller shafts mainly according to the requirement of high power, high speed and various operating modes.

Destroyer is intended for multi-purpose naval vessel. Destroyer's propulsion system consists generally of two controllable pitch propellers(twin screws) powered by a combined gas turbine and gas turbine(COGAG) propulsion system.

Two gas turbines are connected at the reduction gear assembly by a independent driving shaft. Each gas turbine set, gear drive and shaft line are mechanically not restrained each other.

Therefore, the system includes the branched shafting and such a branched shafting system has very intricate vibrating characteristics.

In this study, to evaluate vibrational characteristics of the propulsion shafting system some analytical methods are studied and vibrational equations are derived. And then, torsional natural frequencies and mode shapes of the system are analyzed.

The analysis, including natural frequencies and mode shapes, for 12 cases of the system is conducted using ANSYS code with an equivalent mass-elastic model.

## 제 1 장 서 론

함정 특히 전투함의 추진계통은 고출력, 고속 및 다양한 함 운용 특성이 요구되므로 쌍 추진축(twin propeller shaft)을 갖추며, 각 축은 순항용 엔진과 마력증강용 엔진을 결합하는 방법에 따라

- COGOG : combined gas turbine or gas turbine
- CODOG : combined diesel or gas turbine
- CODAD : combined diesel and diesel
- COGAG : combined gas turbine and gas turbine
- COSAG : combined steam turbine and gas turbine
- CODLAG : combined diesel-electric and gas turbine

등으로 나누어진다<sup>[1][2]</sup>.

본 연구에서 대상으로 하고자 하는 함정의 추진축은 2 개의 추진축이 설치되며, 각 축은 출력이 같은 2 대의 가스터빈 엔진과 1 대의 감속기어(reduction gear), 추진축(shaft) 및 가변 피치 프로펠러(controllable pitch propeller, CPP)로 구성되어 있으며, 분지 시스템을 갖는 축계로 복잡한 해석을 필요로 한다.

또한, 본 축계는 CPP를 가지므로 피치 각(pitch angle)의 변화와 가스터빈 엔진의 운용 방법에 따른 축의 공진 상태를 판단하기 위하여 모드해석을 수행하여 모드를 검토할 필요가 있다.

본 논문에서는 이와 같은 함정의 추진축계에 대하여 비감쇠 자유 비틀림진동을 해석하여 운전영역에서 공진점 존재 여부 및 비진폭을 파악하고자 하였다.

이를 위하여 추진축계를 집중 질량계로 모델링하여 운동방정식을 유도하였으며, 이에 대한 해석은 신뢰도를 높이기 위하여 현재 일반적으로 널리 사용하고 있는 상용 프로그램인 ANSYS code 를 이용하였다.

가스터빈 엔진의 운용방법(즉, 순항모드와 전속모드로 구분)과 추진기의 부가수 효과(20%, 38.8%, 50%), 그리고 좌현축과 우현축의 길이가 상이하므로 좌현축과 우현축 각각에 대하여 고유 비틀림진동 해석을 수행하였으며, 고유 진동수 및 모드형상을 통하여 진동특성을 확인하였다.

## 제 2 장 대상 축계 시스템

### 2.1 함정의 개요

함정의 형상은 **Fig. 2.1** 과 같으며, 대공전, 대잠전 그리고 전술탄두 미사일 방어능력을 갖춘 다목적 함정(multi-purpose naval vessel)이다. 추진체계는 COGAG(combined gas turbine and gas turbine) 시스템으로서 2 개의 추진축이 설치되며, 각 축은 동일 출력의 가스터빈 엔진 2 대, 감속기어 1 대, 추진축 그리고 추진기(propeller)는 CPP를 설치하였다.

운용방법은 순항모드에서는 각 축당 1 대의 가스터빈 엔진이 구동되고, 전속모드에서는 각 축당 2 대의 가스터빈 엔진이 구동되어 감속기어와 축를 통하여 추진기에 동력을 전달하며, 축의 회전방향은 외선회 (함미에서 축을 바라볼 때 좌현축은 반시계 방향, 우현축은 시계방향으로 회전) 방향이고, 추진기의 피치를 변경하여 전진 또는 후진한다.

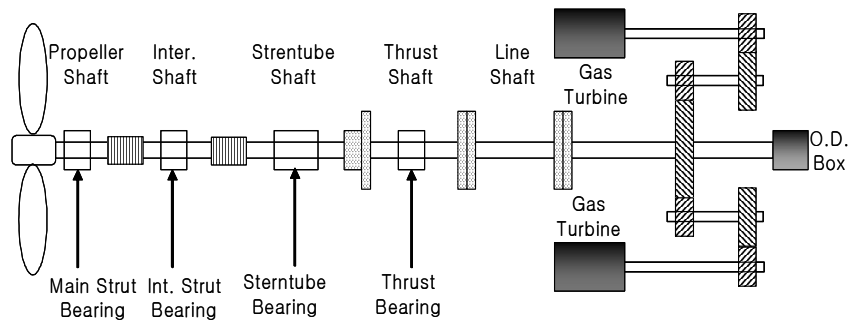


*Fig. 2.1 Destroyer (Internet download)*

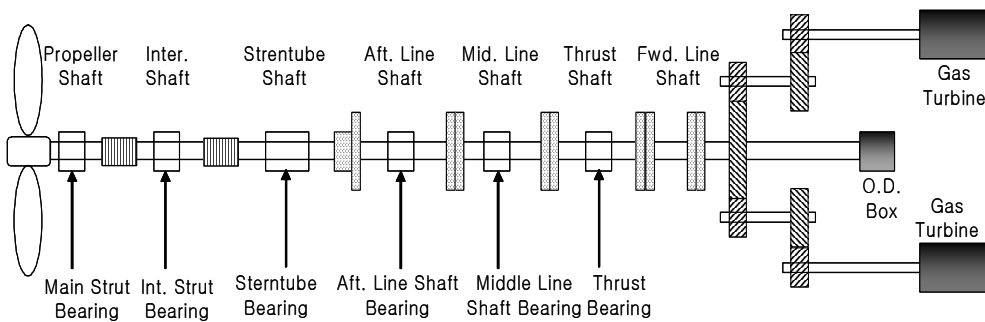
## 2.2 추진축계 시스템

함의 추진축계는 COGAG(combined gas turbine and gas turbine) system 으로, 각 축당 1 개의 CPP로 구성되며, **Fig. 2.2**와 **Fig. 2.3**은 각각 좌현축계와 우현축계의 개요이고, **Table 2.1**은 축계의 주요 제원이다.

각 축은 2 대의 가스터빈 엔진이 감속기어와 연결되어 있으며, 좌현축과 우현축은 서로 독립되어 있다.



**Fig. 2.2** Schematic diagram of port shaft system



**Fig. 2.3** Schematic diagram of stb'd shaft system

**Table 2.1 Shafting system data**

Description		Data
Propeller	Shaft power	43,395 kW
	Propeller speed	55 ~ 172 rpm
	Type	165/XF5
	Diameter	5.4 m
	Weight	28,082 kgf
Shafting (port)	Material	MIL-S-23284 Class I
	Propeller shaft	12.50 m
	Intermediate shaft	11.75 m
	Stern tube shaft	14.00 m
	Thrust shaft	5.05 m
	Line shaft	10.35 m
	Shaft spacer	0.10 m
	Total shaft length	53.75 m
Shafting (starboard)	Material	MIL-S-23284 Class I
	Propeller shaft	12.50 m
	Intermediate shaft	11.75 m
	Stern tube shaft	12.00 m
	After line shaft	10.25 m
	Middle line shaft	12.00 m
	Thrust shaft	4.52 m
	Forward line shaft	10.00 m
	Shaft spacer	0.10 m
	Total shaft length	73.12 m

좌현축은 길이가 약 54 m이고, 1 개의 함내 베어링과 3 개의 함외 베어링 그리고 감속기어에 결합된 2 개의 베어링에 의하여 지지된다.

우현축은 길이가 약 73 m이고, 3 개의 함내 베어링과 3 개의 함외 베어링 그리고 감속기어에 결합된 2 개의 베어링에 의하여 지지된다.

좌현축은 추진축(propeller shaft), 선외 중간축(intermediate shaft), 선미관축(stern tube shaft), 추력 축(thrust shaft), 라인 축(line shaft) 그리고 주 기



어 축(main gear shaft)으로 구성된다.

우현축은 추진축(propeller shaft), 선외 중간축(intermediate shaft), 선미관 축(sterntube shaft), 후부 라인 축(after line shaft), 중간 라인 축(middle line shaft), 추력 축(thrust shaft), 전부 라인 축(forward line shaft) 그리고 주 기어 축(main gear shaft)으로 구성된다.

CPP는 블레이드가 5 개이고, 직경은 5.4 m이며, 172 rpm 에서 각 축당 59,000 ps(43,395 kW)의 출력을 낸다.

그리고, 추진축의 속도 범위는 순항모드에서는 55 rpm 에서 136.6 rpm 이고, 전속모드에서는 55 rpm 에서 172 rpm 이다.

## 2.3 진동 해석 모델

*Fig. 2.2* 및 *Fig. 2.3* 과 같은 연구대상 추진축계에 대해 이론적으로 비틀림 진동을 해석하기 위하여 *Fig. 2.4* 및 *Fig. 2.5* 와 같이 등가 질량관성모멘트 - 탄성계 즉, 축을 제외한 각 회전체를 질량관성모멘트가 같은 원판으로 치환하고, 이들을 연결하는 축에 대해서는 질량은 없고 강성만을 가지는 등가 스프링으로 모델링하였다.

그림에서  $J$  는 질량관성모멘트,  $k$  는 축의 강성계수,  $g$  는 기어 메쉬의 강성계수,  $C$  는 클러치이며, 일반적으로  $g \gg k$  이므로 기어에 발생하는 고주파성분의 진동은 무시하기로 한다.

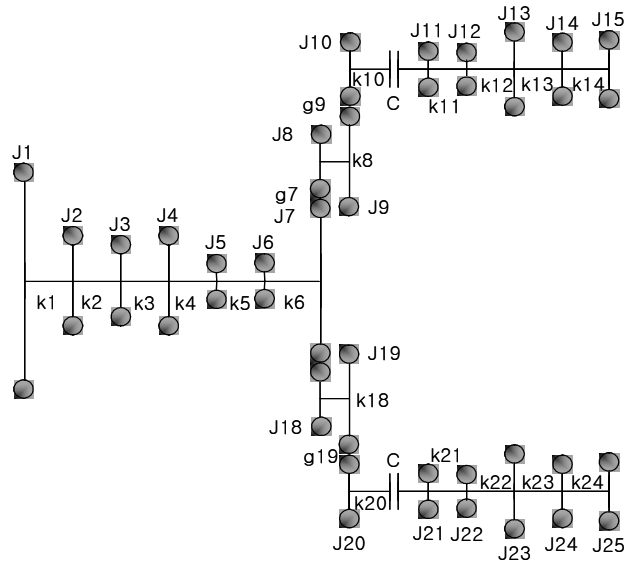


Fig. 2.4 Equivalent mass-elastic system(port)

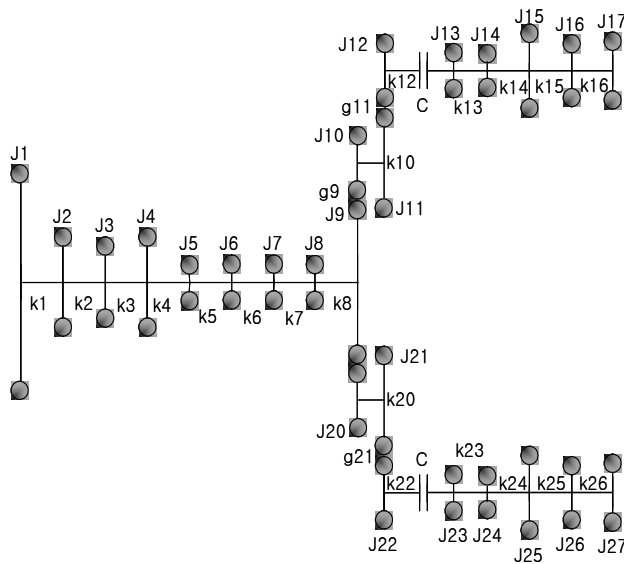


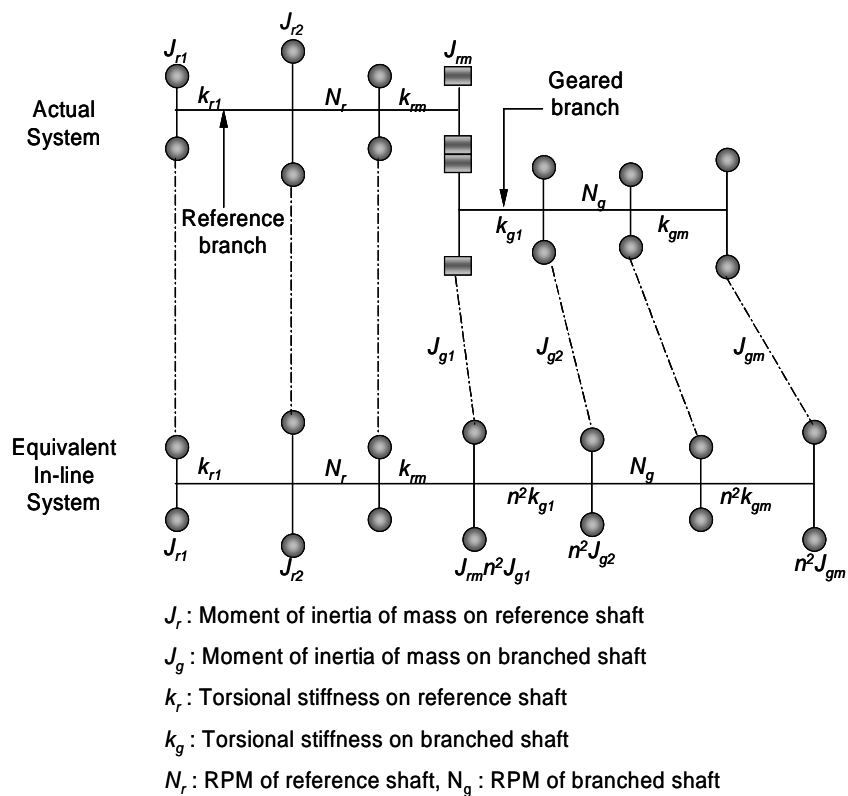
Fig. 2.5 Equivalent mass-elastic system(stb'd)

## 제 3 장 운동방정식

### 3.1 기초이론

#### 3.1.1 감속기어 축계의 등가화

증감속 기어를 갖는 분지축계는 복잡한 시스템으로 이루어져 있고 서로 다른 속도로 회전하는 분지축이 존재하므로, 기준 회전속도에 대해 시스템 전체를 동역학적으로 등가가 되도록 **Fig. 3.1**과 같이 등가계로 환산<sup>[3][4][5]</sup>하여 해석한다.



**Fig. 3.1** Branched rotating system with different speed

증감속기어부의 각변위, 각속도 및 회전수 관계로부터

$$T_r = R_r F, \quad T_g = R_g F \quad (3.1)$$

여기서,

- $T_r$  : 기준축의 토크 [N·m]
- $T_g$  : 분지축의 토크 [N·m]
- $R_r$  : 기어 휠의 피치원 반경 [m]
- $R_g$  : 피니언의 피치원 반경 [m]
- $F$  : 전달력 [N]

맞물린 기어에 대해서는 같은 힘이 작용하므로 다음과 같이 된다.

$$\frac{T_r}{T_g} = \frac{R_r}{R_g} = \frac{\Theta_g}{\Theta_r} = \frac{\omega_g}{\omega_r} = \frac{N_g}{N_r} = n \quad (3.2)$$

여기서,

- $\Theta_r$  : 기준축의 진동진폭 [rad]
- $\Theta_g$  : 분지축의 진동진폭 [rad]
- $\omega_r$  : 기준축의 각속도 [rad/s]
- $\omega_g$  : 분지축의 각속도 [rad/s]
- $n$  : 기어 이수(齒數) 비

분지축의 비틀림 강성계수  $k_g$  및 등가 비틀림 강성계수  $k_e$  에 대한 변형에너지는 다음과 같다.

$$U_g = \frac{k_g \Theta_g^2}{2} \quad (3.3)$$

$$U_e = \frac{k_e \Theta_e^2}{2} \quad (3.4)$$

식 (3.2), 식 (3.3) 및 식 (3.4)로부터 등가 비틀림 강성계수를 구하면 다음과

같이 된다.

$$k_e = k_g \left( \frac{\Theta_g}{\Theta_e} \right)^2 = k_g \left( \frac{N_g}{N_r} \right)^2 = k_g n^2 \quad (3.5)$$

그리고, 질량관성모멘트  $J_g$  및 등가질량관성모멘트  $J_e$  에 대한 운동에너지는

$$V_g = \frac{J_g \omega_g^2}{2} \quad (3.6)$$

$$V_e = \frac{J_e \omega_e^2}{2} \quad (3.7)$$

식 (3.2), 식 (3.6) 및 식 (3.7)로 부터 등가 질량관성모멘트를 구하면 다음과 같다.

$$J_e = J_g \left( \frac{\omega_g}{\omega_e} \right)^2 = J_g n^2 \quad (3.8)$$

이상의 결과를 요약하여 정리하면 **Table 3.1**과 같다.

**Table 3.1** Equivalent values of branched system

Description	Reference branch actual value	Geared branch	
		Actual value	Value referred to revolution of reference branch
RPM	$N_r$	$N_g$	$N_g / n$
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	$\Theta_r$	$\Theta_g$	$\Theta_g / n$

### 3.1.2 분지계의 고유진동수와 진동 모드 계산

분지계의 고유진동수와 진동모드의 계산<sup>[6]</sup>은 먼저 주 진동계에 대해 계산을 시작한 다음 분지계가 연결된 질점까지 계산을 진행하며 분지계의 시작점부터 주 진동계의 연결점까지 계산을 진행하여 계산 결과를 비교한다.

주 진동계와 분지계의 연결점을  $i$ , 질점  $i$ 의 질량을  $m_i$ 라 하면 주 진동계의 비틀림각은  $i$ 점에서  $\theta_i = a_{11}\theta_1$ , 분지계의  $i$ 점에서 비틀림각을  $\theta_{i'} = a_{11}'\theta_1'$ 라 하면 질점  $m_i$ 의 비틀림각은  $\theta_i = \theta_{i'}$  즉,

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\theta_1 &= a_{11}'\theta_1' \\ \theta_{11}' &= \left( \frac{a_{11}}{a_{11}'} \right) \theta_{11} \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

식(3.9)로 얻은 값으로 분지계를 계산하고  $m_i$ 에서의 계산결과를 주 진동계에 다음과 같이 합산한다.

$$\left\{ \begin{array}{c} \theta_{i'} \\ T_{i'} \end{array} \right\} = \left[ \begin{array}{cc} a_{11}' & a_{12}' \\ a_{21}' & a_{22}' \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} (a_{11}/a_{11}')\theta_1 \\ T_1' \end{array} \right\} \quad (3.10)$$

여기서,

$\theta_{i'}$  : 분지계  $i$ 점에 있어서의 각변위

$T_{i'}$  : 분지계  $i$ 점에 있어서의 토크

## 3.2 운동방정식

비틀림진동을 이론적으로 해석하기 위하여 좌, 우현 추진축계를 **Fig. 2.4** 및 **Fig. 2.5** 와 같이 등가계로 나타내고, 각 요소별 운동방정식<sup>[7]</sup>을 구한다. 운동

방정식은 시스템의 운용개념에 따라 다음과 같이 분리하여 구한다.

- (i) 좌, 우현 각각 1 대의 가스터빈 엔진으로 운전하는 경우  
(이하 “순항모드”라 함)
- (ii) 좌, 우현 각각 2 대의 가스터빈 엔진으로 운전하는 경우  
(이하 “전속모드”라 함)

(1) 순항모드 - 좌현측에 대한 운동방정식

$$J_1 \ddot{\Theta}_1 + k_1 (\Theta_1 - \Theta_2) = 0 \quad (3.11)$$

$$J_2 \ddot{\Theta}_2 - k_1 (\Theta_1 - \Theta_2) + k_2 (\Theta_2 - \Theta_3) = 0 \quad (3.12)$$

$$J_3 \ddot{\Theta}_3 - k_2 (\Theta_2 - \Theta_3) + k_3 (\Theta_3 - \Theta_4) = 0 \quad (3.13)$$

$$J_4 \ddot{\Theta}_4 - k_3 (\Theta_3 - \Theta_4) + k_4 (\Theta_4 - \Theta_5) = 0 \quad (3.14)$$

$$J_5 \ddot{\Theta}_5 - k_4 (\Theta_4 - \Theta_5) + k_5 (\Theta_5 - \Theta_6) = 0 \quad (3.15)$$

$$J_6 \ddot{\Theta}_6 - k_5 (\Theta_5 - \Theta_6) + k_6 (\Theta_6 - \Theta_7) = 0 \quad (3.16)$$

$$J_7 \ddot{\Theta}_7 - k_6 (\Theta_6 - \Theta_7) = -n_{11} \{ J_8 \ddot{\Theta}_8 + k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) \} \quad (3.17)$$

$$J_9 \ddot{\Theta}_9 - k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) = -n_{12} \{ J_{10} \ddot{\Theta}_{10} + k_{10} (\Theta_{10} - \Theta_{11}) \} \quad (3.18)$$

$$J_{11} \ddot{\Theta}_{11} - k_{10} (\Theta_{10} - \Theta_{11}) + k_{11} (\Theta_{11} - \Theta_{12}) = 0 \quad (3.19)$$

$$J_{12} \ddot{\Theta}_{12} - k_{11} (\Theta_{11} - \Theta_{12}) + k_{12} (\Theta_{12} - \Theta_{13}) = 0 \quad (3.20)$$

$$J_{13} \ddot{\Theta}_{13} - k_{12} (\Theta_{12} - \Theta_{13}) + k_{13} (\Theta_{13} - \Theta_{14}) = 0 \quad (3.21)$$

$$J_{14} \ddot{\Theta}_{14} - k_{13} (\Theta_{13} - \Theta_{14}) + k_{14} (\Theta_{14} - \Theta_{15}) = 0 \quad (3.22)$$

$$J_{15} \ddot{\Theta}_{15} - k_{14} (\Theta_{14} - \Theta_{15}) = 0 \quad (3.23)$$

(2) 순항모드 - 우현측에 대한 운동방정식

$$J_1 \ddot{\Theta}_1 + k_1 (\Theta_1 - \Theta_2) = 0 \quad (3.24)$$

$$J_2 \ddot{\Theta}_2 - k_1 (\Theta_1 - \Theta_2) + k_2 (\Theta_2 - \Theta_3) = 0 \quad (3.25)$$

$$J_3 \ddot{\Theta}_3 - k_2 (\Theta_2 - \Theta_3) + k_3 (\Theta_3 - \Theta_4) = 0 \quad (3.26)$$

$$J_4 \ddot{\Theta}_4 - k_3 (\Theta_3 - \Theta_4) + k_4 (\Theta_4 - \Theta_5) = 0 \quad (3.27)$$

$$J_5 \ddot{\Theta}_5 - k_4 (\Theta_4 - \Theta_5) + k_5 (\Theta_5 - \Theta_6) = 0 \quad (3.28)$$

$$J_6 \ddot{\Theta}_6 - k_5 (\Theta_5 - \Theta_6) + k_6 (\Theta_6 - \Theta_7) = 0 \quad (3.29)$$

$$J_7 \ddot{\Theta}_7 - k_6 (\Theta_6 - \Theta_7) + k_7 (\Theta_7 - \Theta_8) = 0 \quad (3.30)$$

$$J_8 \ddot{\Theta}_8 - k_7 (\Theta_7 - \Theta_8) + k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) = 0 \quad (3.31)$$

$$J_9 \ddot{\Theta}_9 - k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) = -n_{11} \{J_{10} \ddot{\Theta}_{10} + k_{10} (\Theta_{10} - \Theta_{11})\} \quad (3.32)$$

$$J_{11} \ddot{\Theta}_{11} - k_{10} (\Theta_{10} - \Theta_{11}) = -n_{12} \{J_{12} \ddot{\Theta}_{12} + k_{12} (\Theta_{12} - \Theta_{13})\} \quad (3.33)$$

$$J_{13} \ddot{\Theta}_{13} - k_{12} (\Theta_{12} - \Theta_{13}) + k_{13} (\Theta_{13} - \Theta_{14}) = 0 \quad (3.34)$$

$$J_{14} \ddot{\Theta}_{14} - k_{13} (\Theta_{13} - \Theta_{14}) + k_{14} (\Theta_{14} - \Theta_{15}) = 0 \quad (3.35)$$

$$J_{15} \ddot{\Theta}_{15} - k_{14} (\Theta_{14} - \Theta_{15}) + k_{15} (\Theta_{15} - \Theta_{16}) = 0 \quad (3.36)$$

$$J_{16} \ddot{\Theta}_{16} - k_{15} (\Theta_{15} - \Theta_{16}) + k_{16} (\Theta_{16} - \Theta_{17}) = 0 \quad (3.37)$$

$$J_{17} \ddot{\Theta}_{17} - k_{16} (\Theta_{16} - \Theta_{17}) = 0 \quad (3.38)$$

### (3) 전속모드 - 좌현축에 대한 운동방정식

전속모드는 2대의 가스터빈 엔진이 구동되므로 순항모드의 운동방정식에 다음과 같은 운동방정식이 추가된다.

$$J_7 \ddot{\Theta}_7 - k_6 (\Theta_6 - \Theta_7) = -n_{21} \{J_{18} \ddot{\Theta}_{18} + k_{18} (\Theta_{18} - \Theta_{19})\} \quad (3.39)$$

$$J_9 \ddot{\Theta}_9 - k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) = -n_{22} \{J_{20} \ddot{\Theta}_{20} + k_{20} (\Theta_{20} - \Theta_{21})\} \quad (3.40)$$

$$J_{21} \ddot{\Theta}_{21} - k_{20} (\Theta_{20} - \Theta_{21}) + k_{21} (\Theta_{21} - \Theta_{22}) = 0 \quad (3.41)$$

$$J_{22} \ddot{\Theta}_{22} - k_{21} (\Theta_{21} - \Theta_{22}) + k_{22} (\Theta_{22} - \Theta_{23}) = 0 \quad (3.42)$$



$$J_{23} \ddot{\Theta}_{23}^- - k_{22} (\Theta_{22} - \Theta_{23}) + k_{23} (\Theta_{23} - \Theta_{24}) = 0 \quad (3.43)$$

$$J_{24} \ddot{\Theta}_{24}^- - k_{23} (\Theta_{23} - \Theta_{24}) + k_{24} (\Theta_{24} - \Theta_{25}) = 0 \quad (3.44)$$

$$J_{25} \ddot{\Theta}_{25}^- - k_{24} (\Theta_{24} - \Theta_{25}) = 0 \quad (3.45)$$

(4) 전속모드 - 우현축에 대한 운동방정식

좌현축과 마찬가지로 전속모드는 2 대의 가스터빈 엔진이 구동되므로 순항 모드의 운동방정식에 다음과 같은 운동방정식이 추가된다.

$$J_9 \ddot{\Theta}_9 - k_8 (\Theta_8 - \Theta_9) = -n_{21} \{J_{20} \ddot{\Theta}_{20}^- + k_{20} (\Theta_{20} - \Theta_{21})\} \quad (3.46)$$

$$J_{21} \ddot{\Theta}_{21}^- - k_{20} (\Theta_{20} - \Theta_{21}) = -n_{22} \{J_{22} \ddot{\Theta}_{22}^- + k_{22} (\Theta_{22} - \Theta_{23})\} \quad (3.47)$$

$$J_{23} \ddot{\Theta}_{23}^- - k_{22} (\Theta_{22} - \Theta_{23}) + k_{23} (\Theta_{23} - \Theta_{24}) = 0 \quad (3.48)$$

$$J_{24} \ddot{\Theta}_{24}^- - k_{23} (\Theta_{23} - \Theta_{24}) + k_{24} (\Theta_{24} - \Theta_{25}) = 0 \quad (3.49)$$

$$J_{25} \ddot{\Theta}_{25}^- - k_{24} (\Theta_{24} - \Theta_{25}) + k_{25} (\Theta_{25} - \Theta_{26}) = 0 \quad (3.50)$$

$$J_{26} \ddot{\Theta}_{26}^- - k_{25} (\Theta_{25} - \Theta_{26}) + k_{26} (\Theta_{26} - \Theta_{27}) = 0 \quad (3.51)$$

$$J_{27} \ddot{\Theta}_{27}^- - k_{26} (\Theta_{26} - \Theta_{27}) = 0 \quad (3.52)$$

여기서,  $n_{11}$ ,  $n_{12}$ ,  $n_{21}$ ,  $n_{22}$  는 감속기어의 속도비이다.

### 3.3 모드 해석<sup>[7]</sup>

다자유도계의 Lagrange 방정식을 매트릭스로 표시하여 비감쇠  $n$  자유도계의 자유진동의 경우 감쇠와 외력을 0 이라 놓으면 다음과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (3.53)$$

여기서,

$[M]$  : 질량 관성모멘트 매트릭스

$[K]$  : 비틀림 강성 매트릭스  
 $\{\ddot{q}\}$  : 변위의 2 차 도함수 벡터  
 $\{q\}$  : 변위 벡터

미분방정식 (3.53)의 기본해인 벡터  $\{q\}$ 의 요소를

$$q_j = u_j \cos(\omega t - \phi) \quad (\text{단, } j = 1, 2, \dots, n) \quad (3.54)$$

라 가정하고 식 (3.53)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$([K] - \omega^2[M])\{u\} = \{0\} \quad (3.55)$$

식 (3.54)는  $u_j$ 에 관한 제차방정식이므로  $u_j$ 가 0이 아닌 해를 갖기 위해서는 식 (3.54)의 계수행렬식이 0이어야 한다. 즉,

$$|[K] - \omega^2[M]| = \begin{vmatrix} k_{11} - \omega^2 m_{11} & k_{12} - \omega^2 m_{12} & \dots & k_{1n} - \omega^2 m_{1n} \\ k_{21} - \omega^2 m_{21} & k_{22} - \omega^2 m_{22} & \dots & k_{2n} - \omega^2 m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} - \omega^2 m_{n1} & k_{n2} - \omega^2 m_{n2} & \dots & k_{nn} - \omega^2 m_{nn} \end{vmatrix} = 0 \quad (3.56)$$

특성방정식 (3.55)는  $\omega^2$ 에 관한  $n$ 차 대수방정식이며, 이것을 풀면  $n$ 개의 고유 각진동수  $\omega_r^2$  (단,  $r = 1, 2, \dots, n$ ) 이 결정된다. 물리적 특성을 고려하여  $\omega_r$ 의 양(+)의 값만을 취하면 이들 값 중에서 적은 것으로부터 순차로 1차, 2차, ...,  $n$ 차 고유진동수이다. 지금  $r$ 차 고유진동수  $\omega_r$ 을 식 (3.54)에 대입하고 그 때의 진폭 벡터를  $\{u^{(r)}\}$ 라고 하면 다음과 같이 된다.

$$([K] - \omega_r^2[M])\{u^{(r)}\} = \{0\} \quad (3.57)$$

이 성분을 풀어쓰면 다음과 같다.

$$(k_{11} - \omega_r^2 m_{11})u_1^{(r)} + (k_{12} - \omega_r^2 m_{12})u_2^{(r)} + \dots + (k_{1n} - \omega_r^2 m_{1n})u_n^{(r)} = 0$$



여기서,  $2n$  개의 임의의 정수  $c_r, \psi_r$  (단,  $r=1, 2, \dots, n$ ) 은 초기조건  $q_i(0), q_j(0)$  (단,  $j=1, 2, \dots, n$ ) 에 의하여 결정된다. 또한, 식 (3.55)를 다음과 같이 고쳐 쓰고,

$$[K]\{u\} = \omega^2[M]\{u\} \quad (3.63)$$

위 식의 양변에 왼쪽으로부터  $[M]^{-1}$  을 곱하고,  $\lambda = \omega^2$ ,  $[A] = [M]^{-1}[K]$  라 놓으면 다음과 같이 된다.

$$[A]\{u\} = \lambda\{u\} \quad (3.64)$$

이 식을 만족하는  $\lambda$  및  $\{u\}$ 를 구하는 문제가 고유치 문제이며, 식 (3.64)에서  $\lambda$  는 매트릭스  $[A]$ 의 고유치,  $\{u\}$ 는 고유치  $\lambda$  에 대한 고유벡터이다. 즉, 다자유도계의 고유진동수와 기준진동형을 구하는 문제는 매트릭스  $[A]$  ( $= [M]^{-1}[K]$ ) 의 고유치와 고유벡터를 구하는 문제로 귀착된다. 다만, 고유진동수는  $[A]$  의 고유치의 평방근을 취해야 하고, 이와 같이 구한 고유 각진동수를  $2\pi$  로 나누어야 한다.

식 (3.55)의 해는, 만약 행렬식  $([K] - \omega^2[M]) = 0$  이고  $\{u\} \neq 0$  이면, 이는 의미 있는 해가 되며 식 (3.55)는 다음과 같이 간략하게 된다.

$$([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (3.65)$$

$\omega^2$  을  $\lambda$  라 놓으면,

$$([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (3.66)$$

이 행렬은 이산 고유값  $\lambda_j$  또는  $\omega_j^2$ 에서 오직 0 이 되고, 따라서 식 (3.65)는 다음과 같이 정리된다.

$$([K] - \omega_j^2[M])\{u_j\} = 0 \quad (\text{단, } j=1, 2, \dots, n) \quad (3.67)$$

각 고유치와 고유벡터는 물체의 자유진동모드를 정의하고,  $j$  차 고유값  $\lambda_j$  는 다음과 같은  $j$  차 고유진동수와 관련이 있다.

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} \quad (3.68)$$

$$\omega_j = \sqrt{\lambda_j} \quad (3.69)$$

그리고, 고유치 및 고유벡터의 수는 자유진동의 수와 같다.

ANSYS에서 다자유도계의 유한요소로 표시되는 계의 고유 진동응답은 주 좌표계에서 방정식 (3.53)의 해로서 얻어지며, 전체 시스템의 모델은 각각의 타 좌표계와 독립된 단일 좌표계에 의한 각 질량요소의 운동으로 나타낸다.

그리고, 각 독립적인 방정식은 모든 절점에 대하여 1 자유도계로 처리한다.

### 3.4 추진기 부가수 효과

추진기의 질량관성모멘트는 물 속에서의 진동에 의한 부가수 효과를 고려하여야 하는데, 추진기의 치수와 특성에 의하여 부가수의 효과를 추정하는 계산식에는 다음과 같은 것이 있다. 여기서 식 (3.70)은 Schuster의 부가수 질량관성모멘트 계산식이고, 식 (3.71)은 Schwanecke의 부가수 질량관성모멘트 계산식이다.<sup>[2][7][8]</sup>

$$\Delta I_p = \frac{\rho \pi D^5}{128} \left[ \frac{1 - \frac{(P/D)^2}{4}}{1 - b_o} \left( \frac{A_E}{A_o} \right)^2 - \frac{(P/D)^2}{Z} \right] \quad (3.70)$$

$$\Delta I_p = 0.0703 \times \frac{\rho D^5}{\pi Z} \left( \frac{P}{D} \right)^2 \left( \frac{A_E}{A_o} \right)^2 \quad (3.71)$$

여기서,

$\rho$  : 부가수 질량 밀도(해수,  $1.04592 \times 10^{-6} [\text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2]$ )

$D$  : 추진기 지름 [cm]

$P$  : 추진기 피치 [cm]

$A_E$  : 추진기 날개의 전개면적 [ $\text{cm}^2$ ]

$A_O$  : 추진기 날개의 전원면적 [ $\text{cm}^2$ ]

$Z$  : 추진기 날개 수

$b_o$  : 추진기 보스비

본 연구대상 축계의 추진기는 CPP이므로 zero 피치일 경우 식 (3.70)과 식 (3.71)에서 추진기의 피치가 “0”이 되어 부가수 질량관성모멘트는 “0”이 된다.

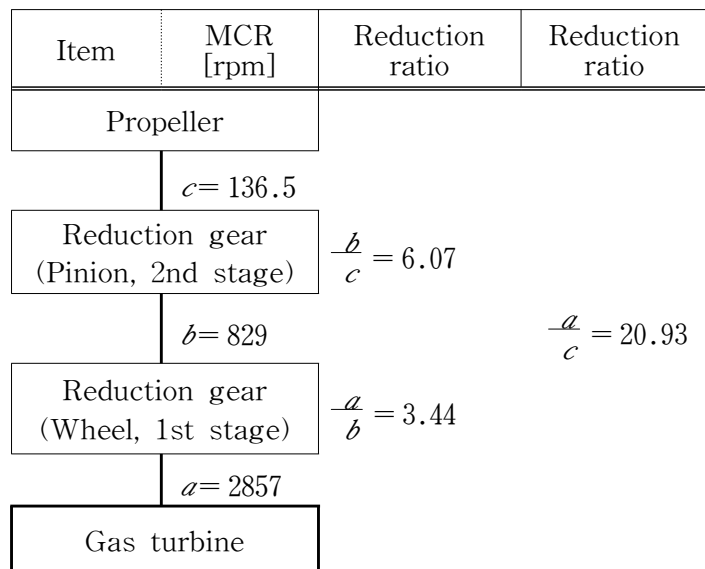
그리고, 피치 100%일 경우 추진기의 피치거리는 8.79m이며 이 값을 식 (3.70)과 식(3.71)에 대입할 경우 추진기의 부가수 효과는 각각 38.8%와 73.0%로 나타났다. 추진기의 재질이 망간황동인 경우 부가수 질량관성모멘트는 공기 중에서의 추진기 질량관성모멘트의 20 ~ 30% 정도이다.

따라서, 본 연구에서는 피치 100% 일 경우 식 (3.70)으로 계산하여 구한 값 (38.8%)과 추진기 제작사에서 제공한 zero 피치에서의 부가수 질량관성모멘트 (20%)와 full 피치에서의 부가수 질량관성모멘트(50%)를 적용하여 비틀림진동을 해석하였다.

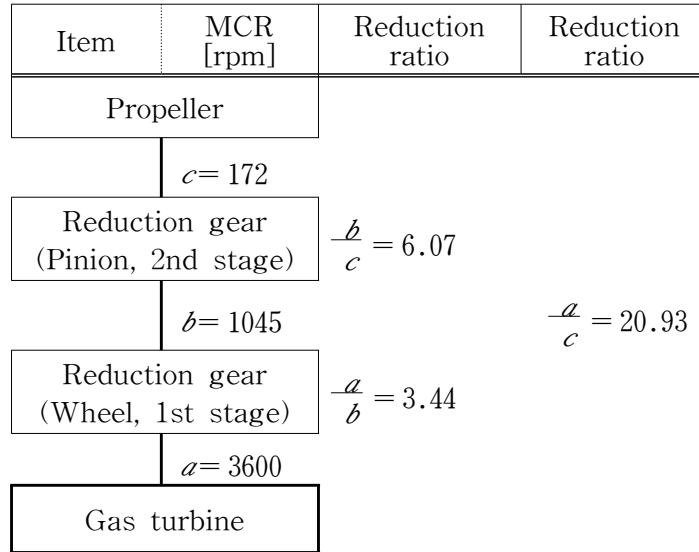
## 제 4 장 진동해석 결과 및 검토

### 4.1 해석모델

본 연구에서 대상으로 하는 추진축계는 **Fig. 2.2**와 **Fig. 2.3**에서 제시한 시스템과 같고, 모델링은 **Fig. 2.4**, **Fig. 2.5**와 같다. 또한, 각 요소의 특성치는 각 장비 제작사에서 제시한 값을 이용하였고, **Fig. 4.1**은 가스터빈 엔진 1 대 운용시 각 장비별 회전수와 감속비를 나타내었고, **Fig. 4.2**는 가스터빈 엔진 2 대 운용시 각 장비별 회전수와 감속비를 나타내었다.



**Fig. 4.1 Reduction gear ratio(1 engine operation)**



**Fig. 4.2 Reduction gear ratio(2 engines operation)**

추진기는 단일 질량관성모멘트로 모델링하였으며 각 축계, 가스터빈 엔진, 감속기어 등은 다질점 상당 질량관성모멘트와 상당 스프링으로 모델링하였다.

또한, 각 기어 시스템에 대한 관성과 강성의 치환을 위한 기준축은 추진축을 기준으로 하였다.

해석모델의 각 요소의 특성치는 각 장비 제작사가 산출한 자료를 이용하였으며, 해석모델에 적용한 축의 재질은 MIL-S-23284 Class I (니켈-몰리브덴 단조강)으로서 그 물성치는 **Table 4.1**과 같다.

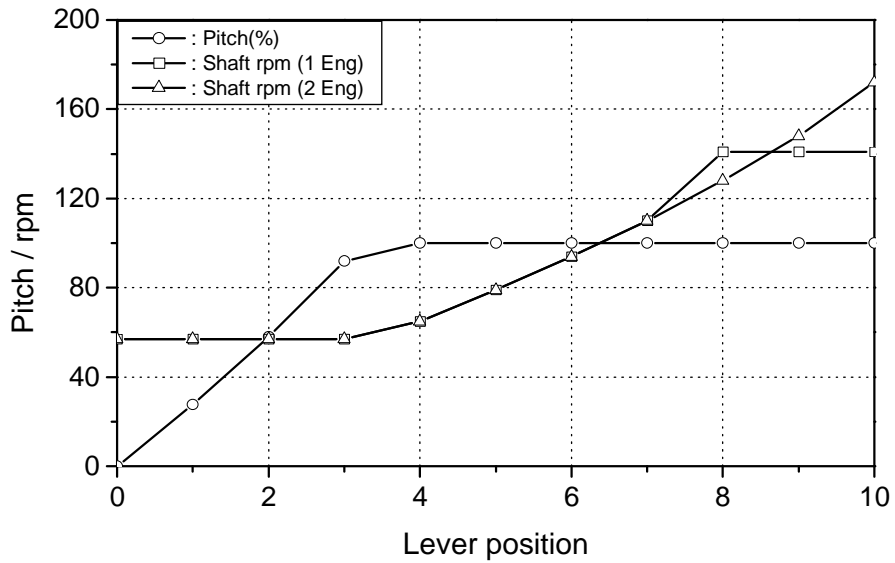
**Table 4.1 Physical properties of major material**



Material	Density $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Young's modulus $E$ [MPa]	Modulus of rigidity $G$ [MPa]	Yield stress [MPa]
MIL-S-23284 Class I	7,861.0	203,395.0	81,013.0	517.1

## 4.2 계통의 운전조건 및 해석 범위

본 연구대상의 추진축계는 COGAG 시스템으로 운용 모드에 따라 **Fig. 4.3** 과 같이 운용되고, 또한 CPP가 설치되어 운전되는 복잡한 체계이므로 비틀림 진동 해석 범위를 결정하기 위해 계통의 작동을 다음과 같이 나누어 검토한다.



**Fig. 4.3** Operating map

( i ) 순항모드에서 부가수 효과를 고려한 좌, 우현축에 대한 비틀림 진동 해석

( ii ) 전속모드에서 부가수 효과를 고려한 좌, 우현축에 대한 비틀림 진동 해석

본 연구대상의 추진기는 CPP이기 때문에 추진기의 피치 변화에 대한 부가수 효과의 변화를 고려하여야 한다. 부가수 효과는 장비 제작사에서 제시한 값과 식(3.70)에 의한 계산값을 상기 ( i )항과 ( ii )항에 적용하였다.

이상과 같은 작동개념에 따라 **Table 4.2**와 같은 12 가지 경우에 대하여 비틀림진동을 해석하고자 한다.

**Table 4.2** *Analysis cases of torsional vibration*

CASE	구분	가스터빈 엔진 운용모드	추진기(CPP)	
			부가수(%)	비고
1	좌현축	순항모드	50	제작사 제시값(100 % pitch)
2	좌현축	전속모드	50	제작사 제시값(100 % pitch)
3	좌현축	순항모드	20	제작사 제시값(zero pitch)
4	좌현축	전속모드	20	제작사 제시값(zero pitch)
5	좌현축	순항모드	38.8	계산값(100 % pitch)
6	좌현축	전속모드	38.8	계산값(100 % pitch)
7	우현축	순항모드	50	제작사 제시값(100 % pitch)
8	우현축	전속모드	50	제작사 제시값(100 % pitch)
9	우현축	순항모드	20	제작사 제시값(zero pitch)
10	우현축	전속모드	20	제작사 제시값(zero pitch)
11	우현축	순항모드	38.8	계산값(100 % pitch)
12	우현축	전속모드	38.8	계산값(100 % pitch)

그리고 추진축계는 회전체로 구성되고, 왕복동 엔진 축계와는 달리 구동토크가 균일하며 기진원으로서의 추진기, 가스터빈 로터, 감속기어 및 회전축 등을 생각할 수 있다. 추진기의 기진 토크는 추진기에 유입하는 기류와 추진기 블레이드의 상호간섭에 의하여 발생하며, 가장 중요한 기진원이다. 가스터빈 로터는 가스터빈의 블레이드로 인한 토크 변동이 미미하므로, 가스터빈의 블레이드 수에 따른 기진 주파수는 검토하지 않는다.

또한, 감속기어에서 고주파 진동이 발생할 수 있으나 이로 인해 축계에 위험을 초래할 가능성은 적으므로 가진 주파수로 고려할 필요가 없다. 이상을

정리하여 대상축계의 가진 주파수를 정리하면 **Table 4.3**과 같다.

**Table 4.3 Exciting frequencies of system**

Part	Operating range [rpm]	Exciting frequency [Hz]	Remark
Shaft of gas turbine	1151 ~ 3600	19.2 ~ 60.0	
Shaft of propeller (1 G/T)	55 ~ 136.6	4.6 ~ 11.4	5 blade × 1
		9.2 ~ 22.8	5 blade × 2
		0.9 ~ 2.3	shaft
Shaft of propeller (2 G/T)	55 ~ 172	4.6 ~ 14.3	5 blade × 1
		9.2 ~ 28.7	5 blade × 2
		0.9 ~ 2.9	shaft

### 4.3 해석결과 및 검토

시스템의 각 case 별 해석은 ANSYS code로 수행하였으며, 고유진동수 해석결과는 **Table 4.4** 및 **Table 4.5**와 같다.

해석대상 각각의 축계는 중공축, 1대의 감속기어 및 1개의 분지에 의한 가스터빈 엔진 구동계통으로 구성되어 있어 그 구조가 복잡하고 또한 다양한 축계 특성치를 포함하고 있는 관계로 인하여, 좌현축 case 2의 경우 운전영역의 98.4%에서 고유진동수가 나타났으며, 우현축은 case 7은 운전영역의 100%에

서 고유진동수가 나타났으며, case 8, case 10 그리고 case 12 는 운전영역의 75.7 % ~ 82.3 %에서 고유진동수가 나타났다.

이에 대해 각 고유진동수에 대한 모드형상을 해석하였으며, 각 case 별 해석 결과를 검토해 보면 다음과 같다.

**Table 4.4 Natural frequencies of torsional vibration(port)**

Mode (order)	Natural frequency[Hz]					
	case 1	case 2	case 3	case 4	case 5	case 6
	1 G/T	2 G/T	1 G/T	2 G/T	1 G/T	2 G/T
	50 %	50 %	20 %	20 %	38.8 %	38.8 %
1	3.0	2.8	3.2	3.1	3.1	2.9
2	20.0	8.6	20.0	8.6	20.0	8.6
3	22.9	21.5	23.0	21.6	22.9	21.5
4	27.3	23.4	27.3	23.5	27.3	23.4
5	43.5	26.7	43.6	26.7	43.5	26.7
6	58.8	27.9	58.9	27.9	58.8	27.9
7	68.1	43.4	68.1	43.6	68.1	43.5
8	-	58.8	-	58.9	-	58.8
9	-	68.0	-	68.0	-	68.0

**Table 4.5 Natural frequencies of torsional vibration(stb'd)**

Mode (order)	Natural frequency[Hz]					
	case 7	case 8	case 9	case 10	case 11	case 12
	1 G/T	2 G/T	1 G/T	2 G/T	1 G/T	2 G/T
	50 %	50 %	20 %	20 %	38.8 %	38.8 %
1	2.3	2.2	2.5	2.4	2.4	2.2
2	18.1	8.6	18.2	8.6	18.1	8.6
3	20.8	18.3	20.8	18.4	20.8	18.3
4	27.3	22.6	27.3	22.6	27.3	22.6
5	34.4	26.7	34.5	26.7	34.4	26.7
6	46.0	27.8	46.1	27.8	46.0	27.8
7	59.8	34.4	59.8	34.4	59.8	34.4
8	65.4	46.0	65.5	46.1	65.5	46.0
9	79.0	59.8	79.0	59.8	79.0	59.8
10	-	65.4	-	65.4	-	65.4
11	-	79.0	-	79.0	-	79.0

(1) case 1 : 좌현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 50 %

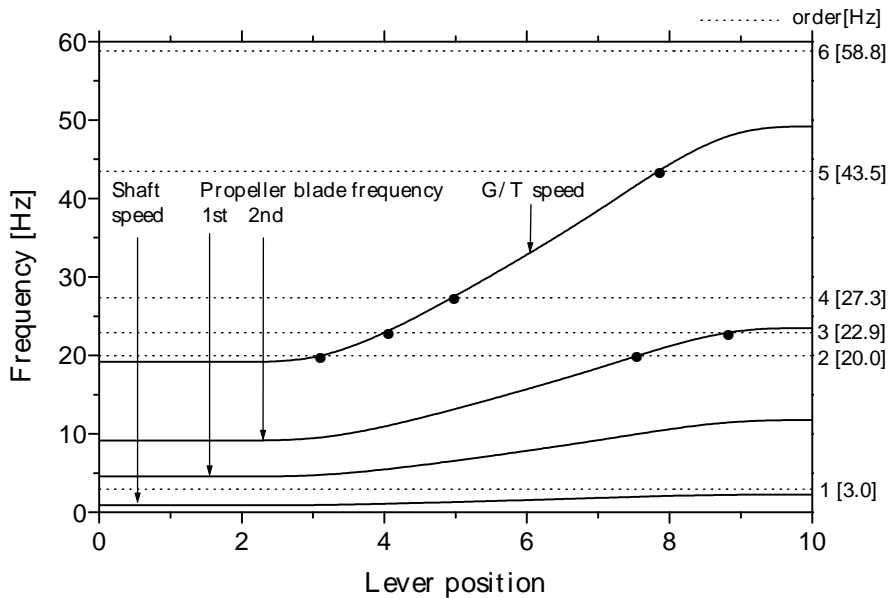
case 1의 경우 고유진동수는 **Table 4.4**에 나타낸 바와 같이 7개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.4**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 2 차 (20.0 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 3 차 (22.9 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진

가스터빈 엔진과 공진

- 4 차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (43.5 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.4**에서 1 차 (3.0 Hz) 모드, 6 차 (58.8 Hz) 모드 그리고 7 차 (68.1 Hz) 모드는 운전영역에서 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다. 그리고, 2 차 (20.0 Hz) 모드, 3 차 (22.9 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2 차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났고, 4 차 (27.3 Hz) 모드와 5 차 (43.5 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



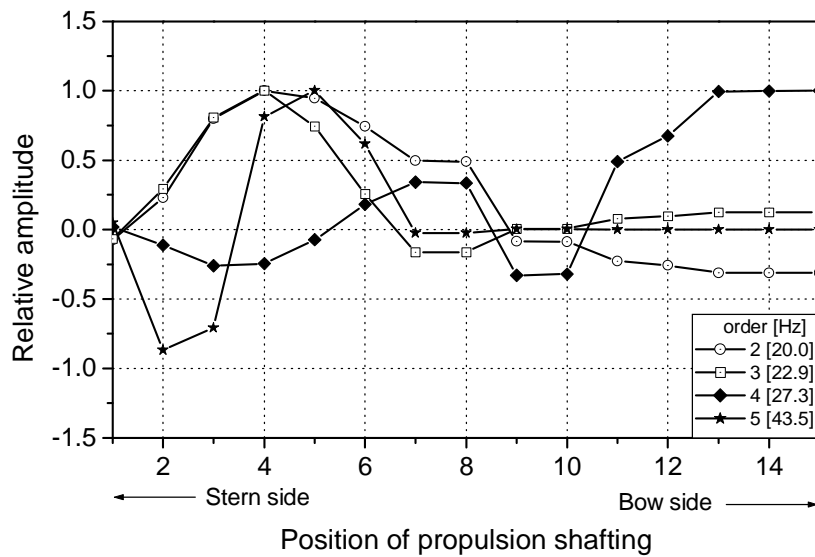
**Fig. 4.4** Campbell diagram of port shaft

( 1 engine, propeller entrained water inertia 50 % )

그러나 **Fig. 4.5** 에서 알 수 있듯이 2 차 (20.0 Hz) 모드, 3 차 (22.9 Hz) 모드에

서는 추진기와 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

또한, **Fig. 4.5** 에서 5 차 (43.5 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생되지 않을 것으로 사료된다. 그러나, 4 차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



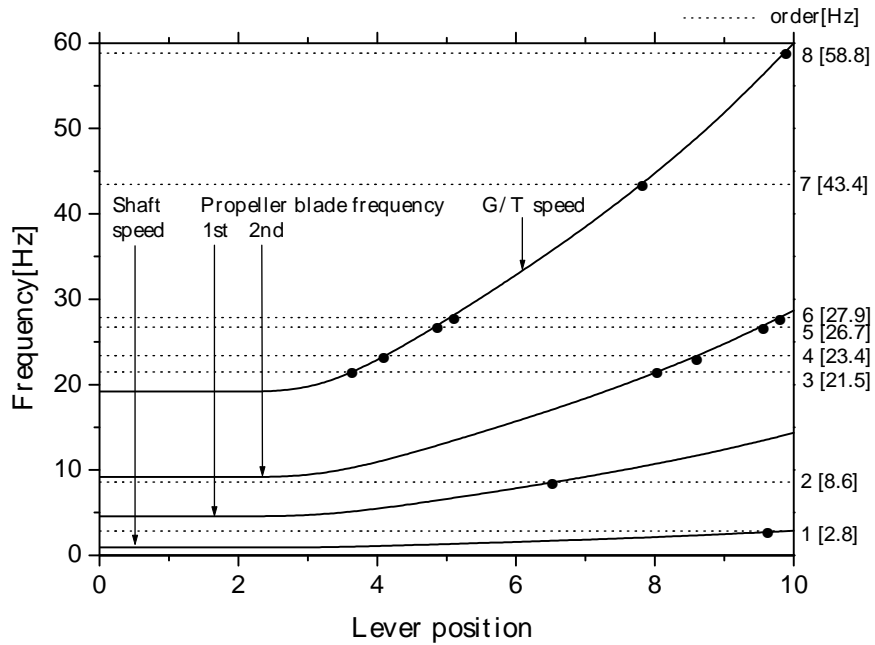
**Fig. 4.5** Mode shapes of port shaft

[ 2차(20.0 Hz), 3차(22.9 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.5 Hz) ]

(2) case 2 : 좌현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 50 %



case 2의 경우 고유진동수는 **Table 4.4**에 나타낸 바와 같이 9개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.6**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.



**Fig. 4.6** *Campbell diagram of port shaft*  
 ( 2 engines, propeller entrained water inertia 50 % )

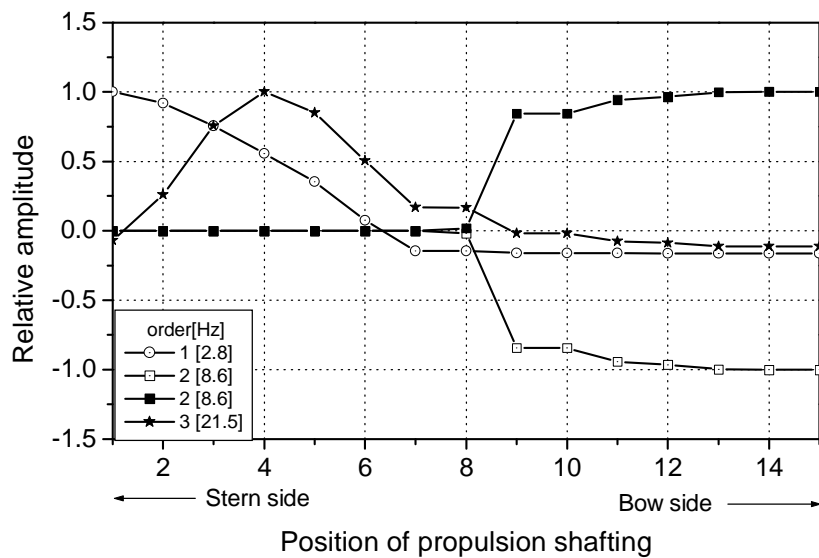
- 1 차 (2.8 Hz) 모드 : 추진축과 공진

- 2 차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1 차 성분과 공진
- 3 차 (21.5 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (23.4 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (27.9 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7 차 (43.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8 차 (58.8 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.6** 에서 1 차 (2.8 Hz) 모드에서는 추진축과 동조하는 것으로 나타났고, 2 차 (8.6 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 1 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3 차 (21.5 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.9 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2 차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났으며, 7 차 (43.4 Hz) 모드와 8 차 (58.8 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.

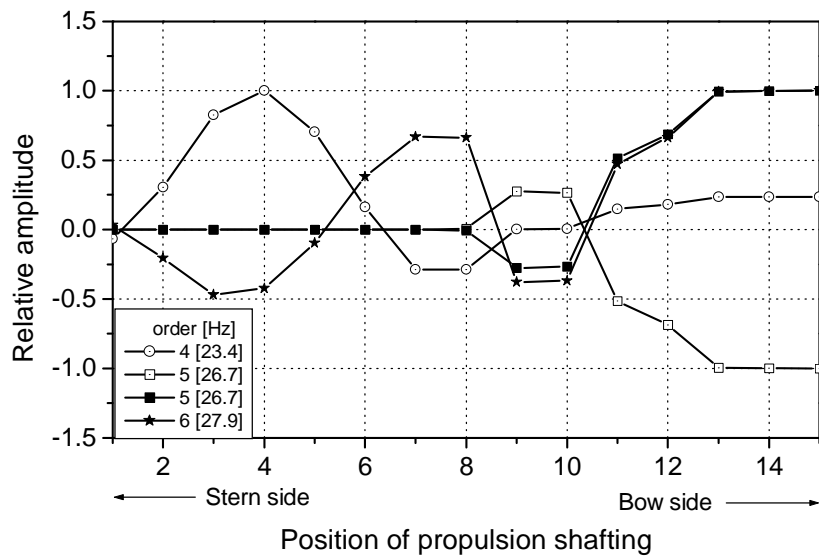
그러나 **Fig. 4.7**에서 알 수 있듯이 1차 (2.8 Hz) 모드에서 추진축에 발생하는 진폭이 크게 나타났으나, 축계 비틀림진동을 일으키는 주요 기진력의 주파수는 추진기 블레이드 성분<sup>[9]</sup>이므로 공진의 문제는 없을 것으로 사료된다.

그리고, 2차 (8.6 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭과 3차 (21.5 Hz) 모드에서 추진기와 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



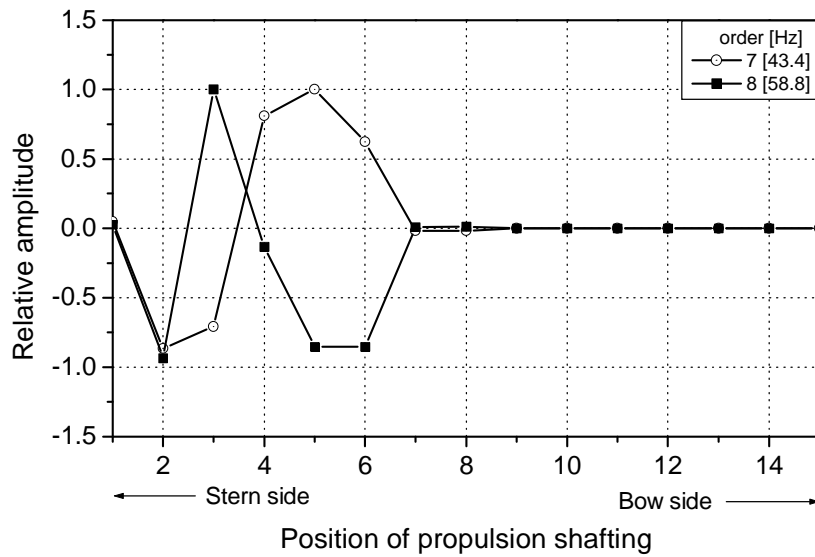
**Fig. 4.7** Mode shapes of port shaft  
[ 1차(2.8 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(21.5 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.8** 에서도 알 수 있듯이 4 차 (23.4 Hz) 모드에서 추진기와 가스 터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작고, 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다. 그러나, 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 가스 터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정<sup>[5]</sup>함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.8** Mode shapes of port shaft  
[ 4차(23.4 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz) ]

또한, **Fig. 4.9**에서도 알 수 있듯이 7차 (43.4 Hz) 모드와 8차 (58.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



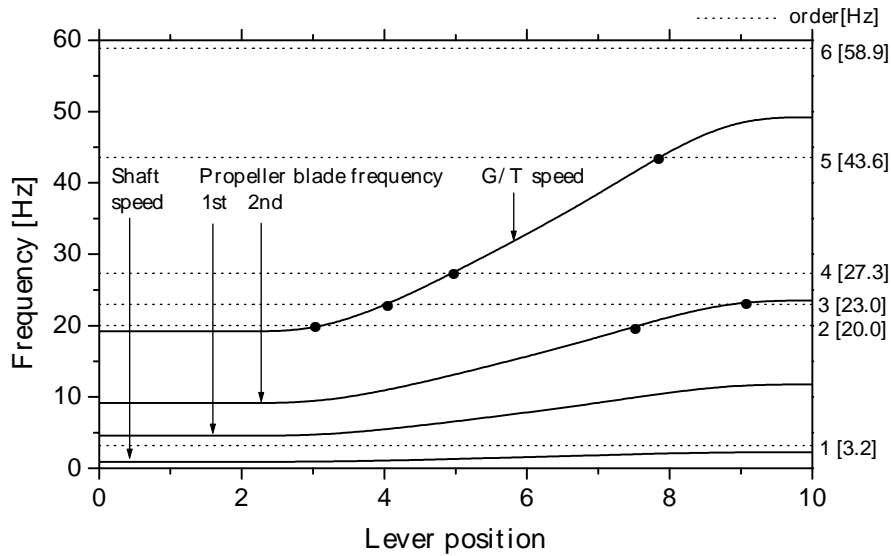
**Fig. 4.9 Mode shapes of port shaft**  
[ 7차(43.4 Hz), 8차(58.8 Hz) ]

(3) case 3 : 좌현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 20 %

case 3의 경우 고유진동수는 **Table 4.4**에 나타낸 바와 같이 7개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.10**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

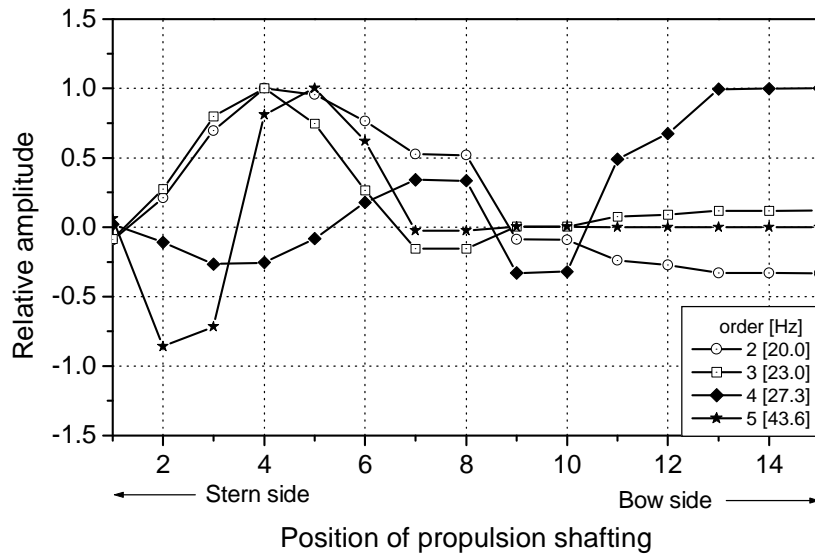
- 2 차 (20.0 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 3 차 (23.0 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (43.6 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.10** 에서 1 차 (3.2 Hz) 모드, 6 차 (58.9 Hz) 모드, 그리고 7 차 (68.1 Hz) 모드에서는 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.10** *Campbell diagram of port shaft*  
( 1 engine, propeller entrained water inertia 20 % )

그리고 2차 (20.0 Hz) 모드와 3차 (23.0 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났지만, **Fig. 4.11**에서 알 수 있듯이 추진기와 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다. 또한, 5차 (43.6 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다. 그러나, 4차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.

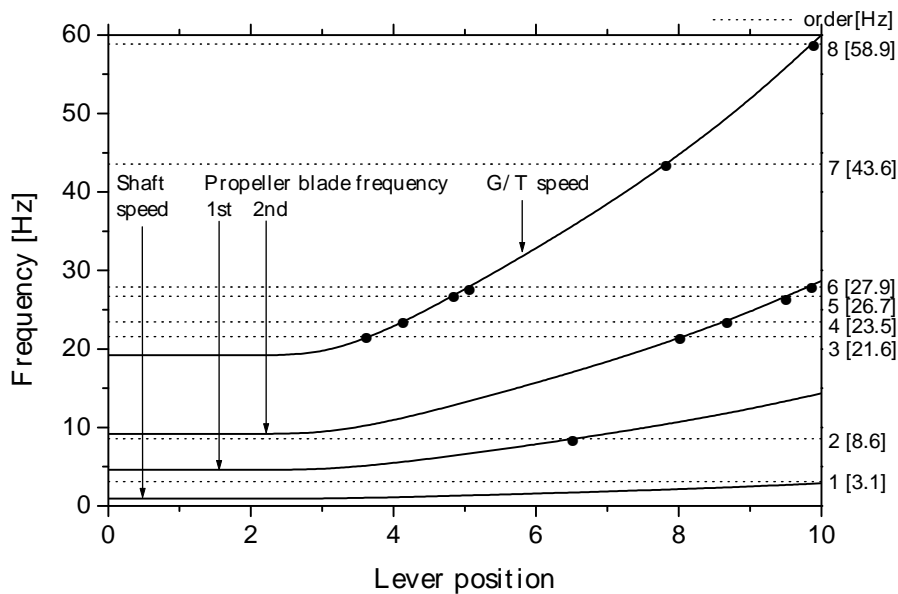


**Fig. 4.11** Mode shapes of port shaft  
 [ 2차(20.0 Hz), 3차(23.0 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.6 Hz) ]

(4) case 4 : 좌현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 20 %

case 4 의 경우 고유진동수는 **Table 4.4** 에 나타낸 바와 같이 9 개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.12** 의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 2 차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1 차 성분과 공진
- 3 차 (21.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (23.5 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진



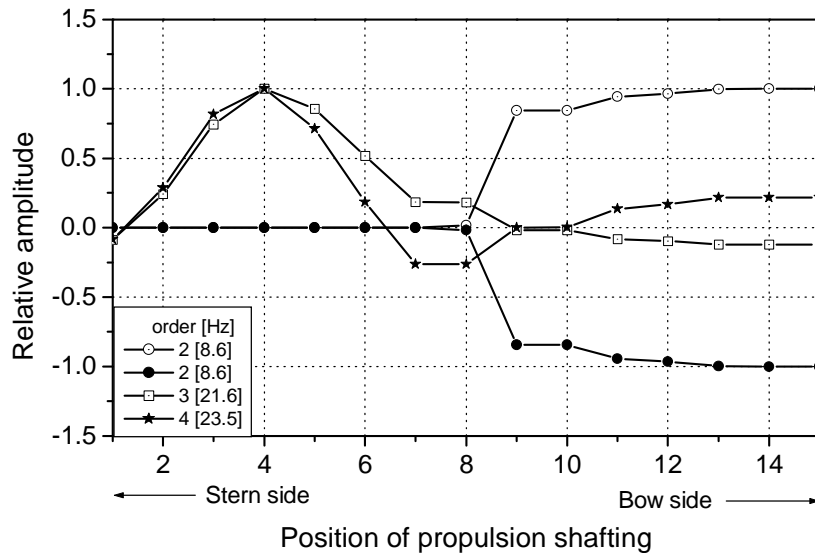
**Fig. 4.12** Campbell diagram of port shaft  
( 2 engines, propeller entrained water inertia 20 % )



- 6 차 (27.9 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7 차 (43.6 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8 차 (58.9 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.12** 에서 2 차 (8.6 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 1 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3 차 (21.6 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.9 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2 차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났으며, 7 차 (43.6 Hz) 모드와 8 차 (58.9 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.

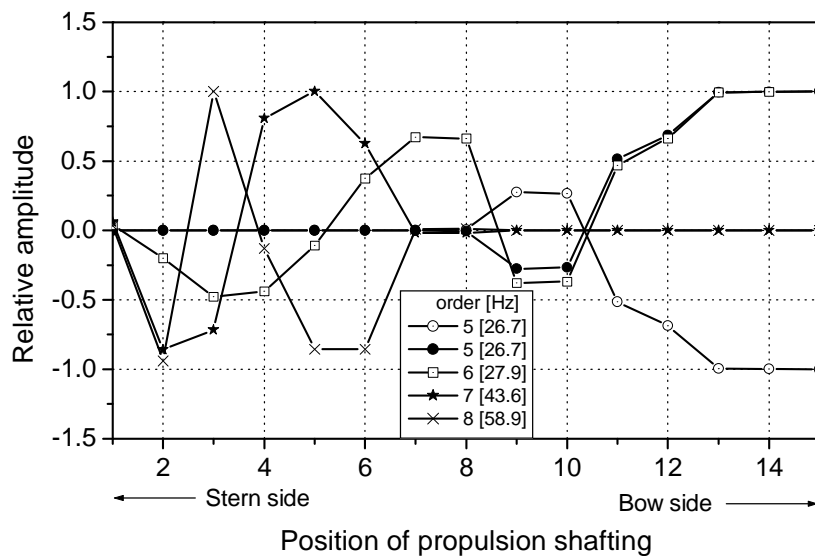
그러나 **Fig. 4.13** 에서 알 수 있듯이 2 차 (8.6 Hz) 모드 ~ 4 차 (23.5 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭과 3 차 (21.6 Hz) 모드와 4 차 (23.5 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.13 Mode shapes of port shaft**  
[ 2차(8.6 Hz), 3차(21.6 Hz), 4차(23.5 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.14** 에서 알 수 있듯이 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭과 7 차 (43.6 Hz) 모드와 8 차 (58.9 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.

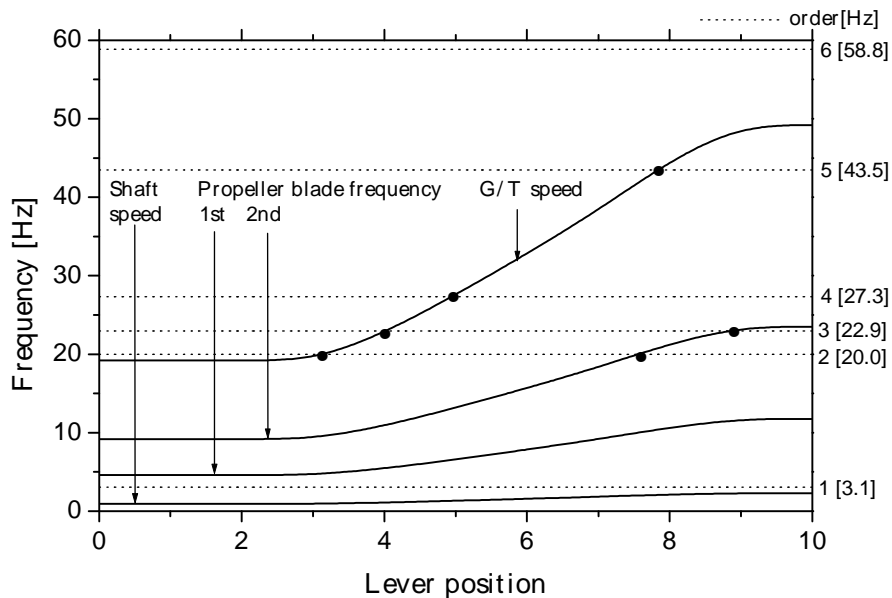


**Fig. 4.14** Mode shapes of port shaft  
 [5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz), 7차(43.6 Hz), 8차(58.9 Hz) ]

(5) case 5 : 좌현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 38.8 %

case 5의 경우 고유진동수는 **Table 4.4**에 나타낸 바와 같이 7개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.15**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 2차 (20.0 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 3차 (22.9 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5차 (43.5 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

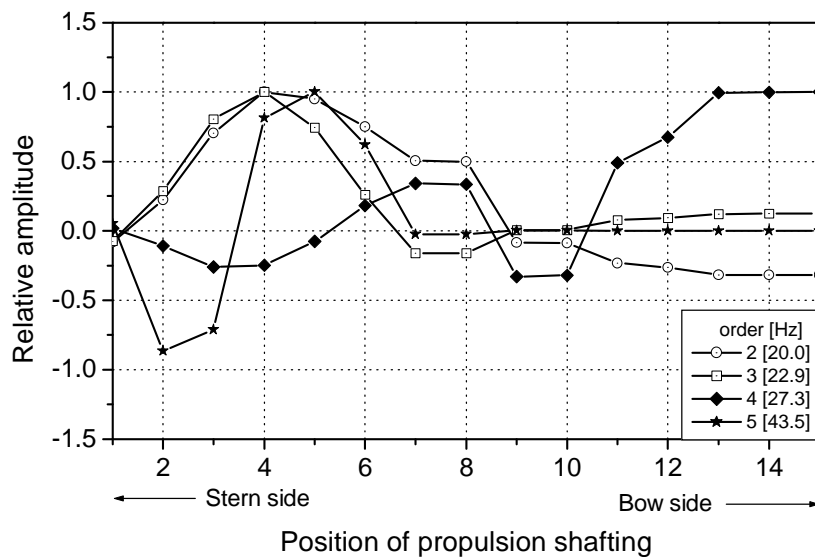


**Fig. 4.15** Campbell diagram of port shaft  
( 1 engine, propeller entrained water inertia 38.8 % )

**Fig. 4.15** 에서 1 차 (3.1 Hz) 모드, 6 차 (58.9 Hz) 모드, 그리고 7 차 (68.1 Hz) 모드는 운전영역에서 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다. 그리고 2 차 (20.0 Hz) 모드와 3 차 (22.9 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2 차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났고, 4 차 (27.3 Hz) 모드와 5 차 (43.5 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.

그러나, **Fig. 4.16** 에서 알 수 있듯이 2 차 (20.0 Hz) 모드와 3 차 (22.9 Hz) 모드에서 추진기와 가스터빈 엔진에 발생한 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다. 또한, 5 차 (43.5 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나 4 차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치 (self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



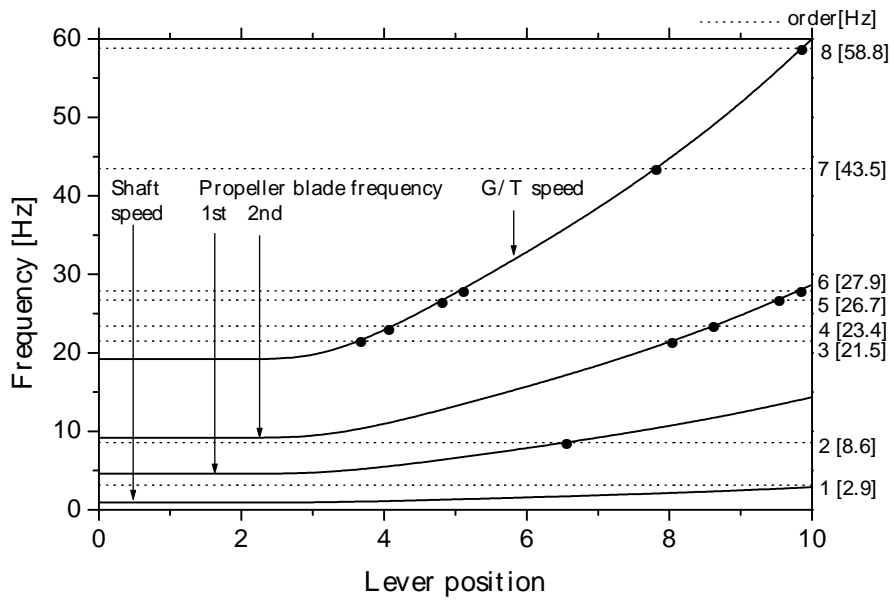
**Fig. 4.16** Mode shapes of port shaft  
 [ 2차(20.0 Hz), 3차(22.9 Hz), 4차(27.3 Hz), 5차(43.5 Hz) ]

(6) case 6 : 좌현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 38.8 %

case 6의 경우 고유진동수는 **Table 4.4**에 나타난 바와 같이 9개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.17**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

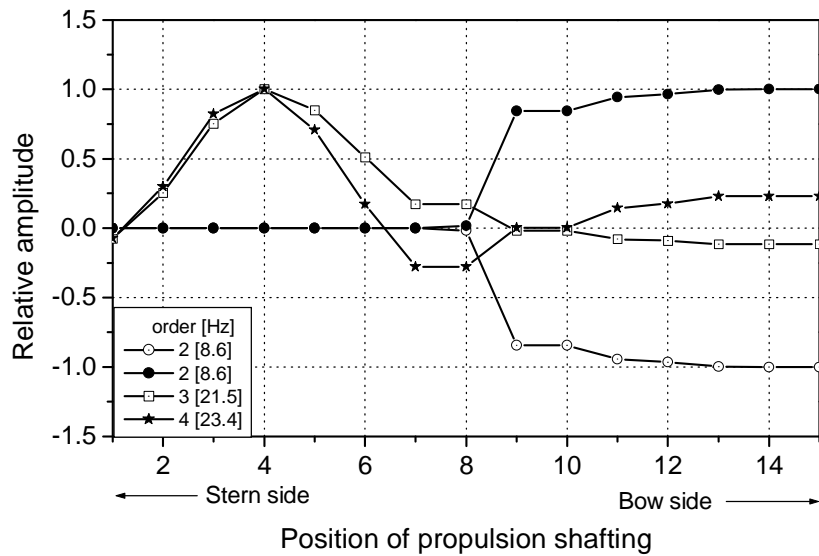
- 2차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1차 성분과 공진
- 3차 (21.5 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4차 (23.4 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 6차 (27.9 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7차 (43.5 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8차 (58.8 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.17**에서 2차 (8.6 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 1차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3차 (21.5 Hz) 모드 ~ 6차 (27.9 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2차 성분 및 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났으며, 7차 (43.5 Hz) 모드와 8차 (58.8 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



*Fig. 4.17 Campbell diagram of port shaft  
( 2 engines, propeller entrained water inertia 38.8 % )*

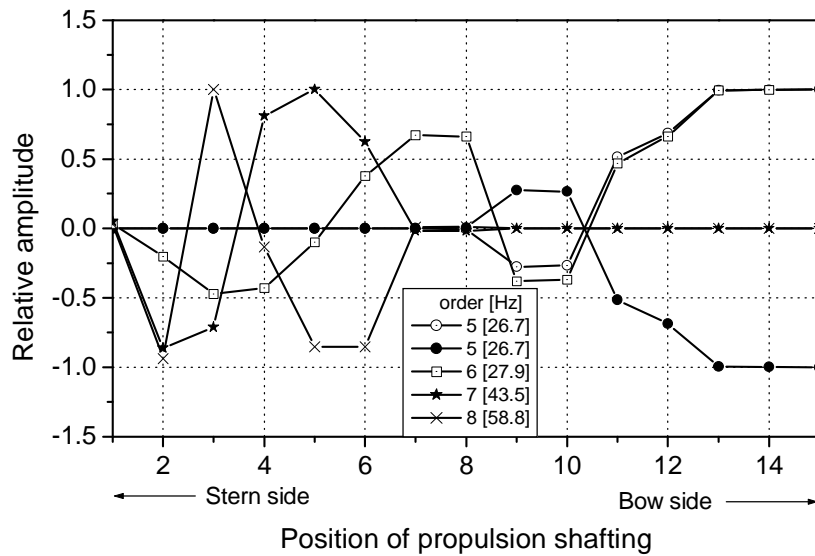
그러나 **Fig. 4.18** 에서 알 수 있듯이 2 차 (8.6 Hz) 모드 ~ 4 차 (23.4 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭과 3 차 (21.5 Hz) 모드와 4 차 (23.4 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.18** Mode shapes of port shaft  
[ 2차(8.6 Hz), 3차(21.5 Hz), 4차(23.4 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.19** 에서 알 수 있듯이 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭과 7 차 (43.5 Hz) 모드와 8 차 (58.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나, 5 차 (26.7 Hz) 모드와 6 차 (27.9 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.19** Mode shapes of port shaft  
 [ 5차(26.7 Hz), 6차(27.9 Hz), 7차(43.5 Hz), 8차(58.8 Hz) ]



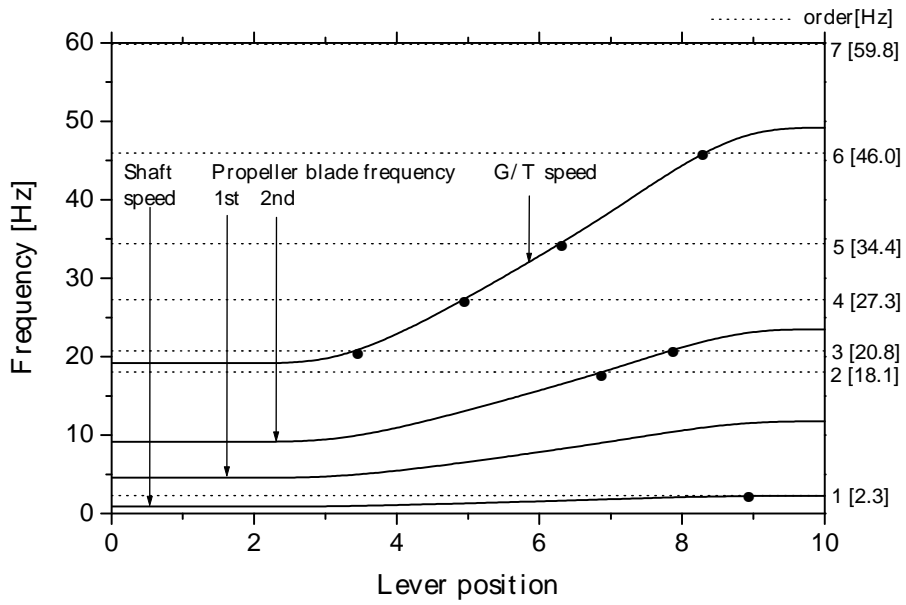
(7) case 7 : 우현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 50 %

case 7의 경우 고유진동수는 **Table 4.5**에 나타낸 바와 같이 9개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.20**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 1 차 (2.3 Hz) 모드 : 추진축과 공진
- 2 차 (18.1 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 3 차 (20.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (34.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (46.0 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.20**에서 7 차 (59.8 Hz) 모드 ~ 9 차 (79.0 Hz) 모드는 운전영역에서 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다.

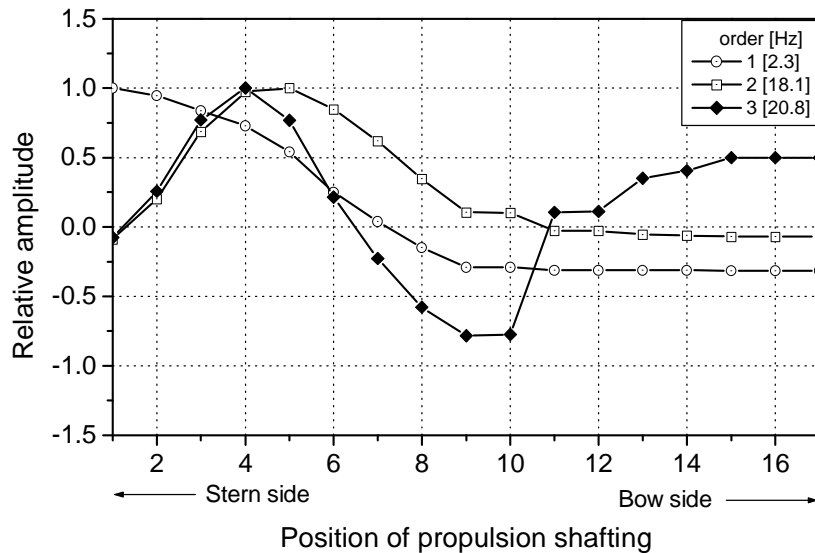
그리고, 1 차 (2.3 Hz) 모드에서 추진축과 동조하고, 2 차 (18.1 Hz) 모드와 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하고, 3 차 (20.8 Hz) 모드 ~ 6 차 (46.0 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



*Fig. 4.20 Campbell diagram of stb'd shaft  
(1 engine, propeller entrained water inertia 50 %)*

그러나, **Fig. 4.21**에서 알 수 있듯이 1 차 (2.3 Hz) 모드에서 추진축에 발생하는 진폭이 크게 나타났으나, 축계 비틀림진동을 일으키는 주요 기진력의 주파수는 추진기 블레이드 성분<sup>[9]</sup>이므로 공진의 문제는 없을 것으로 사료된다.

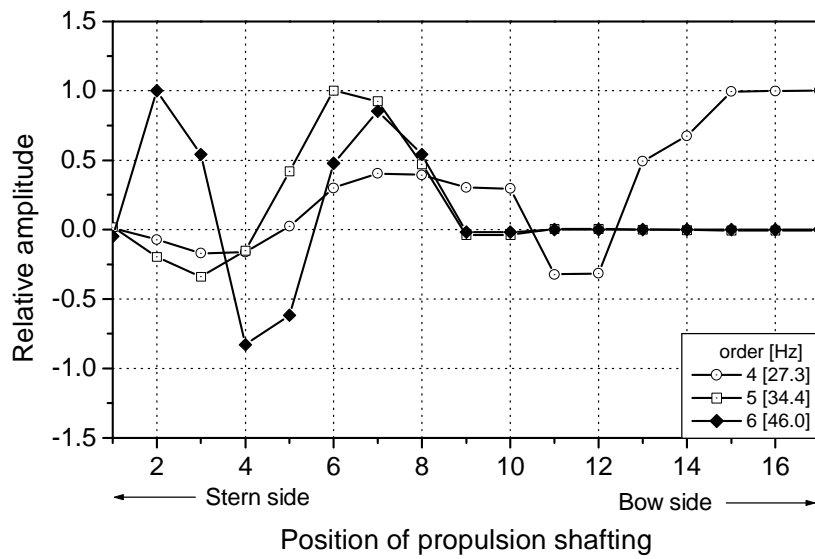
그리고 2 차 (18.1 Hz) 모드와 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.21** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 1차(2.3 Hz), 2차(18.1 Hz), 3차(20.8 Hz) ]

**Fig. 4.22**에서 알 수 있듯이 5 차 (34.4 Hz) 모드와 6 차 (46.0 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나, 3 차 (20.8 Hz) 모드와 4 차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식의 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



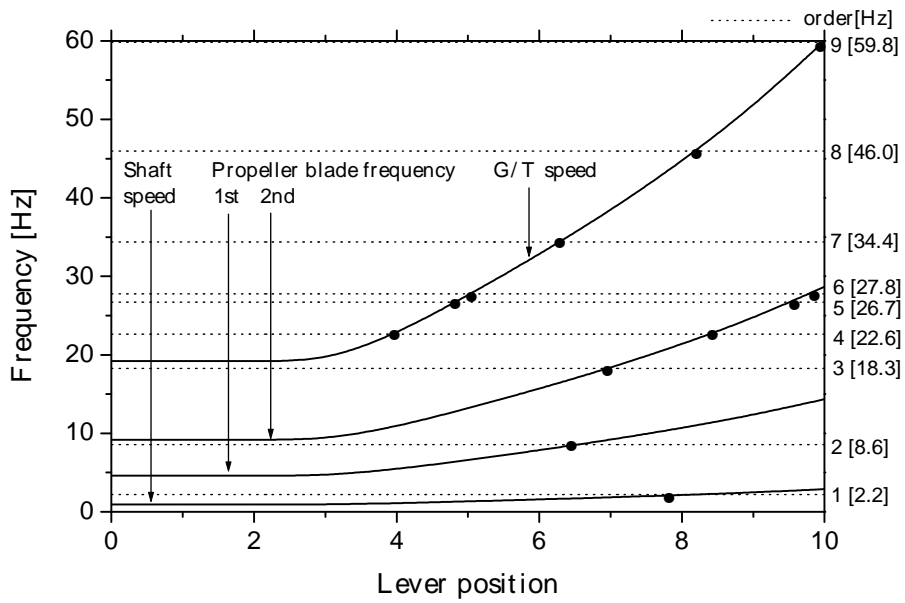
**Fig. 4.22** Mode shapes of stb'd shaft  
[ 4차(27.3 Hz), 5차(34.4 Hz), 6차(46.0 Hz) ]

(8) case 8 : 우현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 50%

case 8의 경우 고유진동수는 **Table 4.5**에 나타낸 바와 같이 11개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.23**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

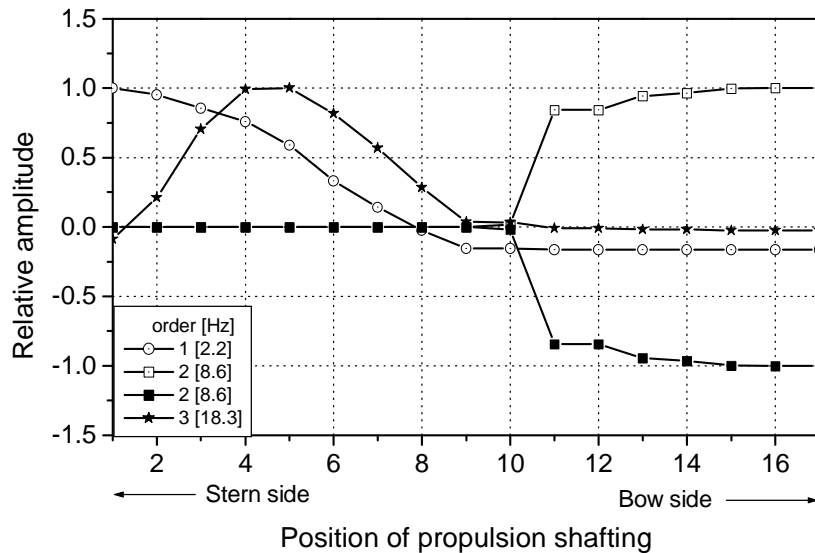
- 1 차 (2.2 Hz) 모드 : 추진축과 공진
- 2 차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1 차 성분과 공진
- 3 차 (18.3 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 4 차 (22.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (27.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7 차 (34.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8 차 (46.0 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 9 차 (59.8 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.23**에서 1 차 (2.2 Hz) 모드에서는 추진축과 동조하는 것으로 나타났고, 2 차 (8.6 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 1 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3 차 (18.3 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.8 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 4 차 (22.6 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



*Fig. 4.23 Campbell diagram of stb'd shaft  
(2 engines, propeller entrained water inertia 50%)*

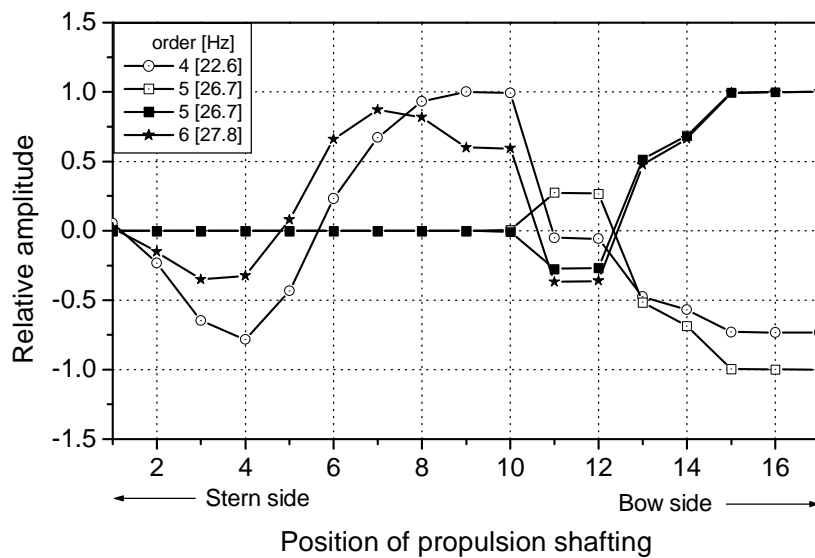
그러나 **Fig. 4.24** 에서 알 수 있듯이 1 차 (2.2 Hz) 모드에서 추진축에 발생하는 진폭이 크게 나타났으나, 축계 비틀림진동을 일으키는 주요 기진력의 주파수는 추진기 블레이드 성분<sup>[9]</sup>이므로 공진의 문제는 없을 것으로 사료된다. 그리고, 2 차 (8.6 Hz) 모드와 3 차 (18.3 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.24** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 1차(2.2 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.3 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.25** 에서도 알 수 있듯이 4 차 (22.6 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

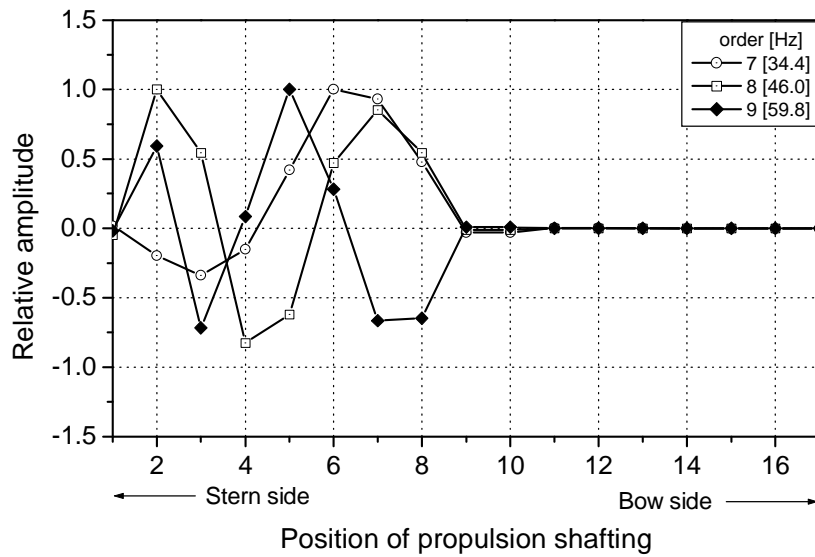
그러나 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.25** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz) ]



또한, **Fig. 4.26** 에서도 알 수 있듯이 7 차 (34.4 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.26** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 7차(34.4 Hz), 8차(46.0 Hz), 9차(59.8 Hz) ]

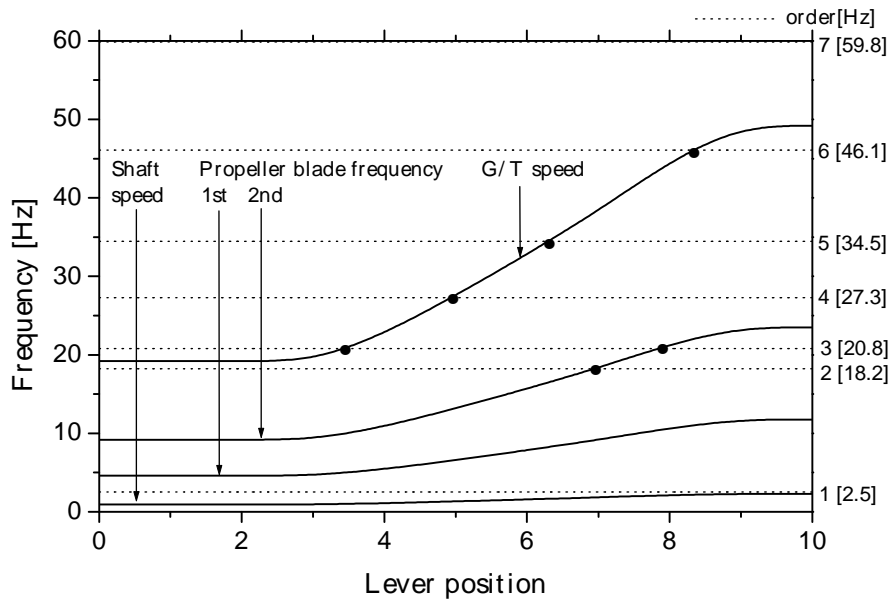
(9) case 9 : 우현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 20 %

case 9의 경우 고유진동수는 **Table 4.5**에 나타낸 바와 같이 9개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.27**의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 2 차 (18.2 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 3 차 (20.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (34.5 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (46.1 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

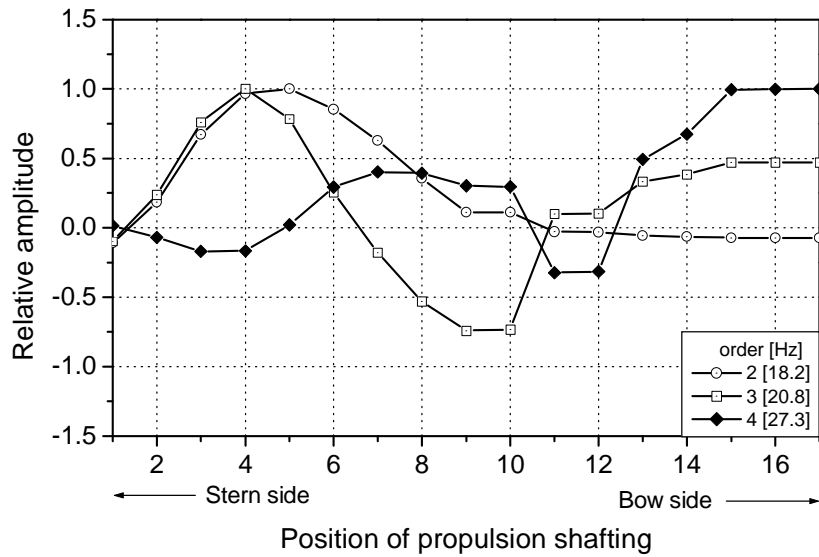
**Fig. 4.27**에서 1 차 (2.5 Hz) 모드, 7 차 (59.8 Hz) 모드 ~ 9 차 (79.0 Hz) 모드에서는 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다.

그리고, 2 차 (18.2 Hz) 모드와 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하고, 3 차 (20.8 Hz) 모드 ~ 6 차 (46.1 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



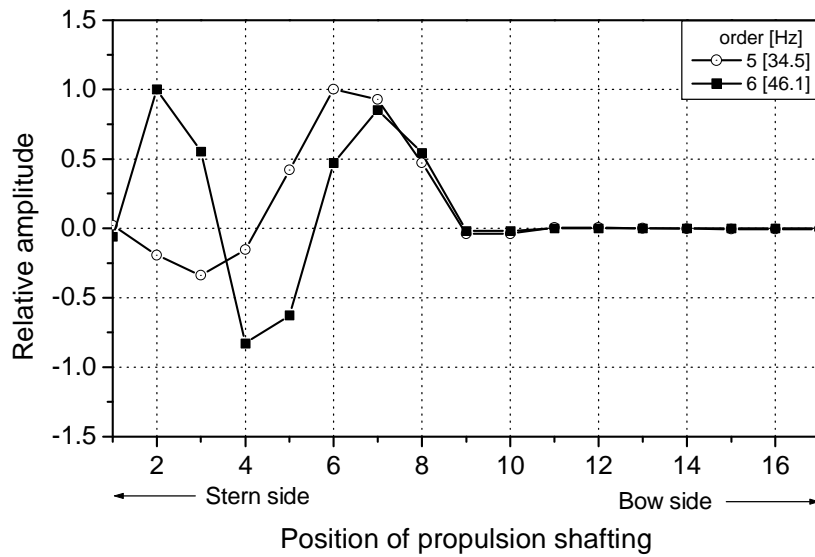
*Fig. 4.27 Campbell diagram of stb'd shaft  
(1 engine, propeller entrained water inertia 20 %)*

그러나 **Fig. 4.28**에서 알 수 있듯이 2차 (18.2 Hz) 모드와 3차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료되나, 3차 (20.8 Hz) 모드와 4차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.28** Mode shapes of stb'd shaft  
[ 2차(18.2 Hz), 3차(20.8 Hz), 4차(27.3 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.29**에서 알 수 있듯이 5차 (34.5 Hz) 모드와 6차 (46.1 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



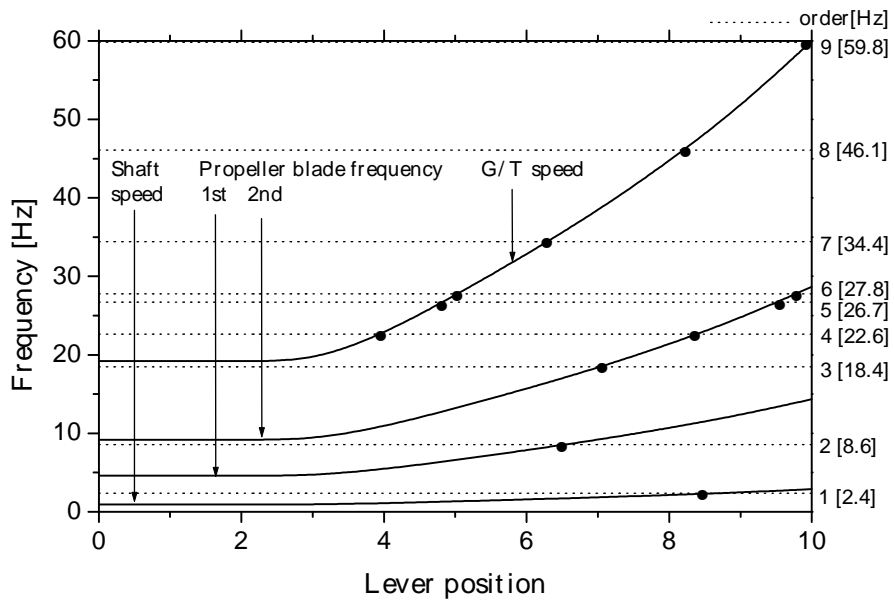
**Fig. 4.29** Mode shapes of stb'd shaft  
[5차(34.5 Hz), 6차(46.1 Hz)]

(10) case 10 : 우현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 20%

case 10 의 경우 고유진동수는 **Table 4.5** 에 나타낸 바와 같이 11 개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.30** 의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 1 차 (2.4 Hz) 모드 : 추진축과 공진
- 2 차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1 차 성분과 공진
- 3 차 (18.4 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 4 차 (22.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (27.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7 차 (34.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8 차 (46.1 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 9 차 (59.8 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

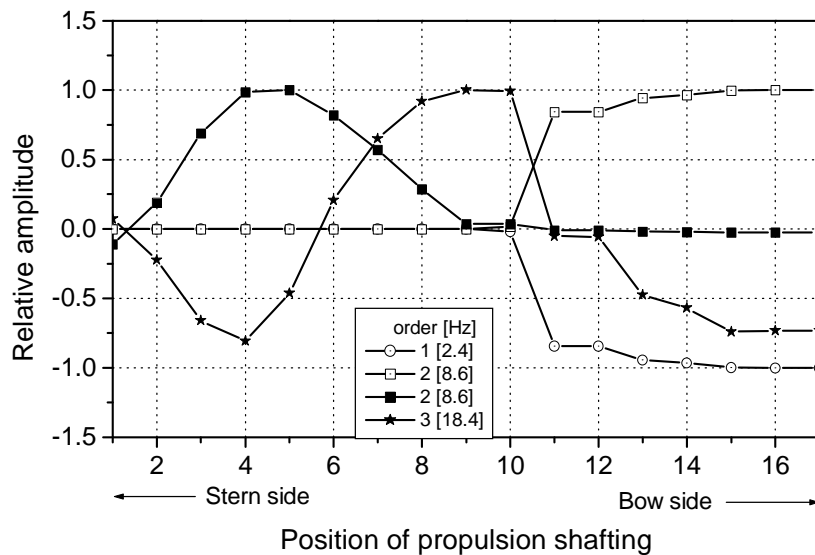
**Fig. 4.30** 에서 1 차 (2.4 Hz) 모드에서는 추진축과 동조하는 것으로 나타났고, 2 차 (8.6 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 1 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3 차 (18.4 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.8 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 4 차 (22.6 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.



*Fig. 4.30 Campbell diagram of stb'd shaft  
(2 engines, propeller entrained water inertia 20 %)*

그러나, **Fig. 4.31** 에서 알 수 있듯이 1 차 (2.4 Hz) 모드에서 추진축에 발생하는 진폭이 크게 나타났으나, 축계 비틀림진동을 일으키는 주요 기진력의 주파수는 추진기 블레이드 성분<sup>[9]</sup>이므로 공진의 문제는 없을 것으로 사료된다.

그리고, 2 차 (8.6 Hz) 모드와 3 차 (18.4 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

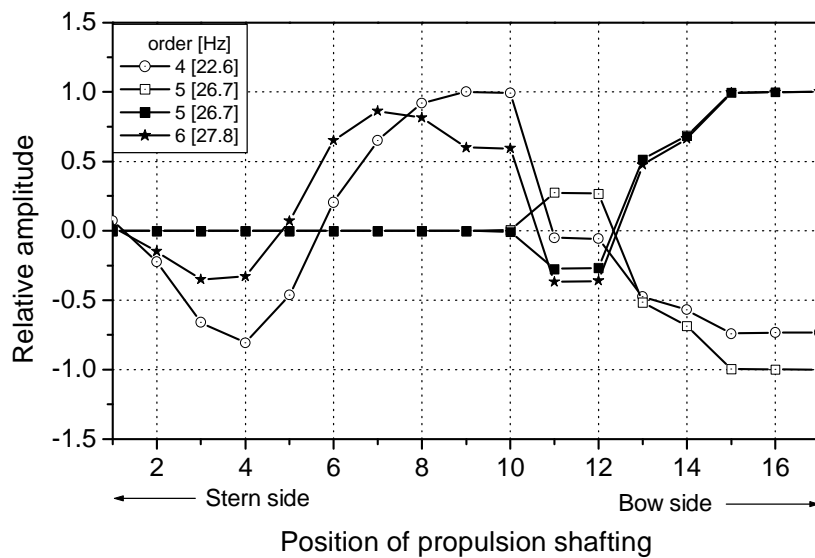


**Fig. 4.31** Mode shapes of *stb'd shaft*  
[ 1차(2.4 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.4 Hz) ]



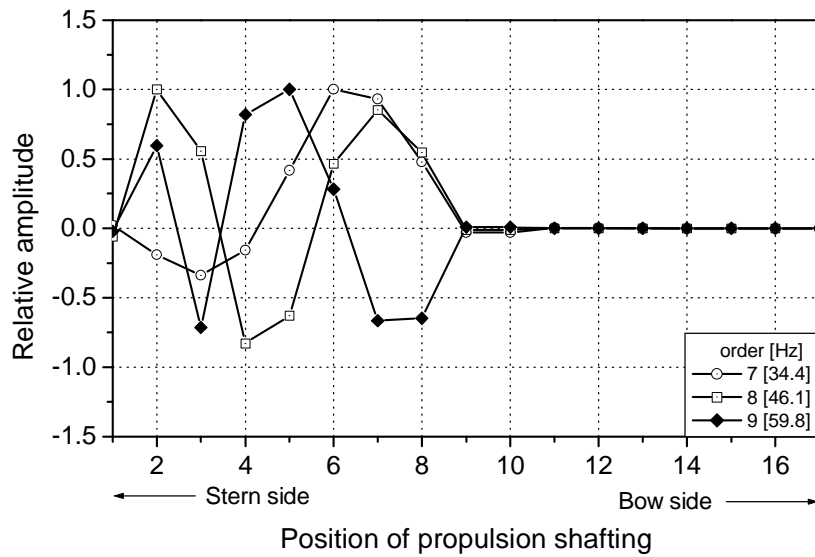
그리고 **Fig. 4.32** 에서도 알 수 있듯이 4차 (22.6 Hz) 모드 ~ 6차 (27.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나, 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.32** Mode shapes of *stb'd shaft*  
[ 4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz) ]

또한, **Fig. 4.33** 에서도 알 수 있듯이 7 차 (34.4 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.33** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 7차(34.4 Hz), 8차(46.1 Hz), 9차(59.8 Hz) ]

(11) case 11 : 우현축, 가스터빈 엔진 1 대 구동, 부가수 효과 38.8 %

case 11 의 경우 고유진동수는 **Table 4.5** 에 나타낸 바와 같이 9 개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.34** 의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 2 차 (18.1 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 3 차 (20.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 4 차 (27.3 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (34.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (46.0 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.34** 에서 1 차 (2.4 Hz) 모드, 7 차 (59.8 Hz) 모드 ~ 9 차 (79.0 Hz) 모드에서는 각 축과 동조하지 않으므로 큰 문제는 없을 것으로 사료된다.

그리고 2 차 (18.1 Hz) 모드와 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하고, 3 차 (20.8 Hz) 모드 ~ 6 차 (46.0 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.

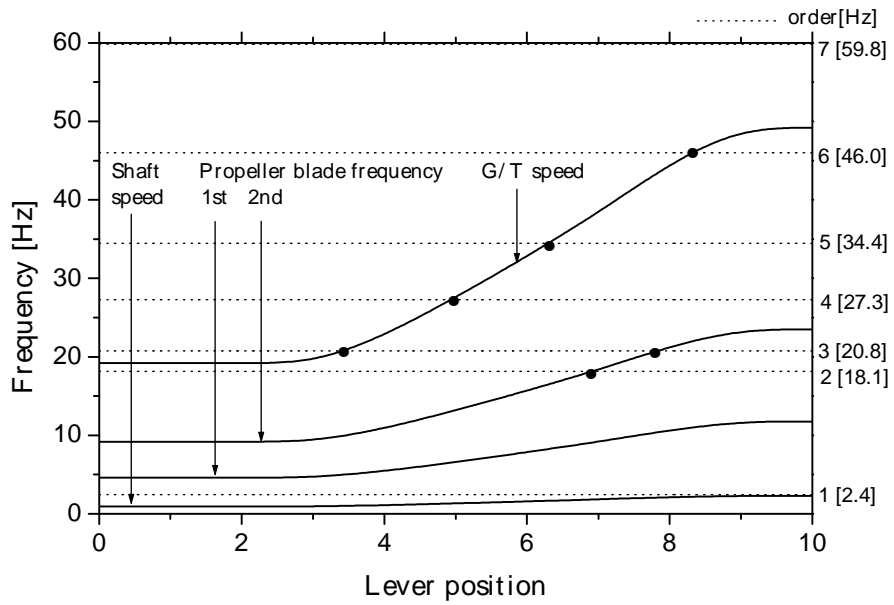
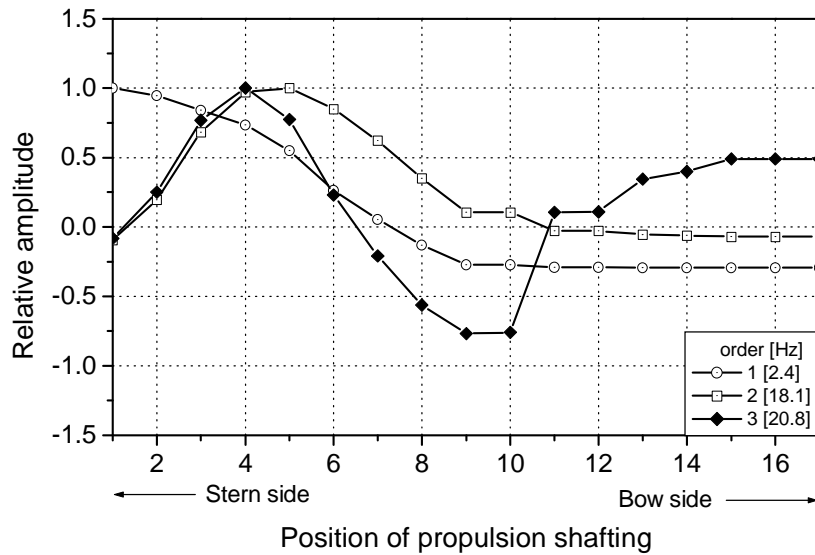


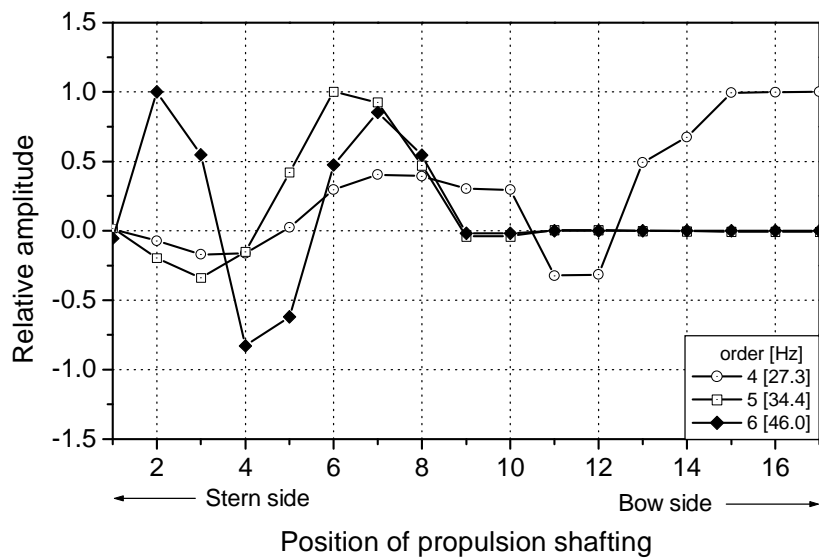
Fig. 4.34 Campbell diagram of stb'd shaft  
 ( 1 engine, propeller entrained water inertia 38.8 % )

그러나 **Fig. 4.35** 에서 알 수 있듯이 2 차 (18.1 Hz) 모드와 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료되나, 3 차 (20.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.35** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 1차(2.4 Hz), 2차(18.1 Hz), 3차(20.8 Hz) ]

그리고 **Fig. 4.36**에서 알 수 있듯이 5차 (34.4 Hz) 모드와 6차 (46.0 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료되나, 4차 (27.3 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



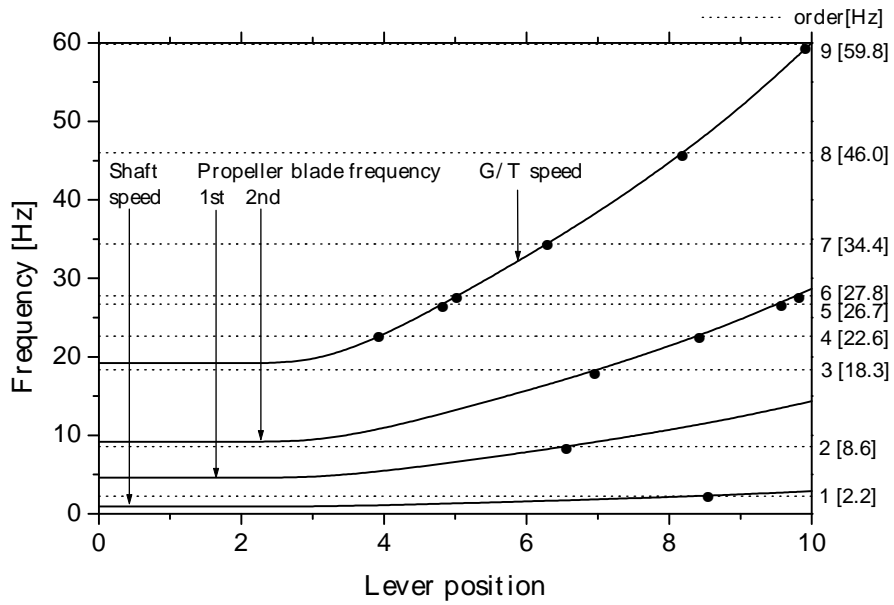
**Fig. 4.36** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 4차(27.3 Hz), 5차(34.4 Hz), 6차(46.0 Hz) ]

(12) case 12 : 우현축, 가스터빈 엔진 2 대 구동, 부가수 효과 38.8 %

case 12 의 경우 고유진동수는 **Table 4.5** 에 나타낸 바와 같이 11 개 모드가 존재하는데, 그 중에서 공진모드는 **Fig. 4.37** 의 캠벨 다이어그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- 1 차 (2.2 Hz) 모드 : 추진축과 공진
- 2 차 (8.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 1 차 성분과 공진
- 3 차 (18.3 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진
- 4 차 (22.6 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 5 차 (26.7 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 6 차 (27.8 Hz) 모드 : 추진기 블레이드 2 차 성분과 공진  
가스터빈 엔진과 공진
- 7 차 (34.4 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 8 차 (46.0 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진
- 9 차 (59.8 Hz) 모드 : 가스터빈 엔진과 공진

**Fig. 4.37** 에서 1 차 (2.2 Hz) 모드에서는 추진축과 동조하는 것으로 나타났고, 2 차 (8.6 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 1 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 3 차 (18.3 Hz) 모드 ~ 6 차 (27.8 Hz) 모드에서는 추진기 블레이드 2 차 성분과 동조하는 것으로 나타났고, 4 차 (22.6 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서는 가스터빈 엔진과 동조하는 것으로 나타났다.

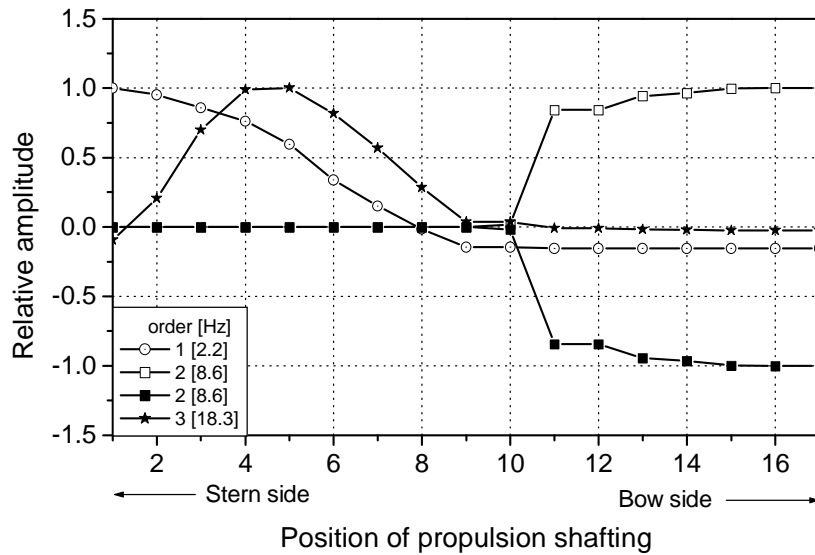


*Fig. 4.37 Campbell diagram of stb'd shaft  
( 2 engines, propeller entrained water inertia 38.8 % )*



그러나, **Fig. 4.38** 에서 알 수 있듯이 1 차 (2.2 Hz) 모드에서 추진축에 발생하는 진폭이 크게 나타났으나, 축계 비틀림진동을 일으키는 주요 기진력의 주파수는 추진기 블레이드 성분<sup>[9]</sup>이므로 공진의 문제는 없을 것으로 사료된다.

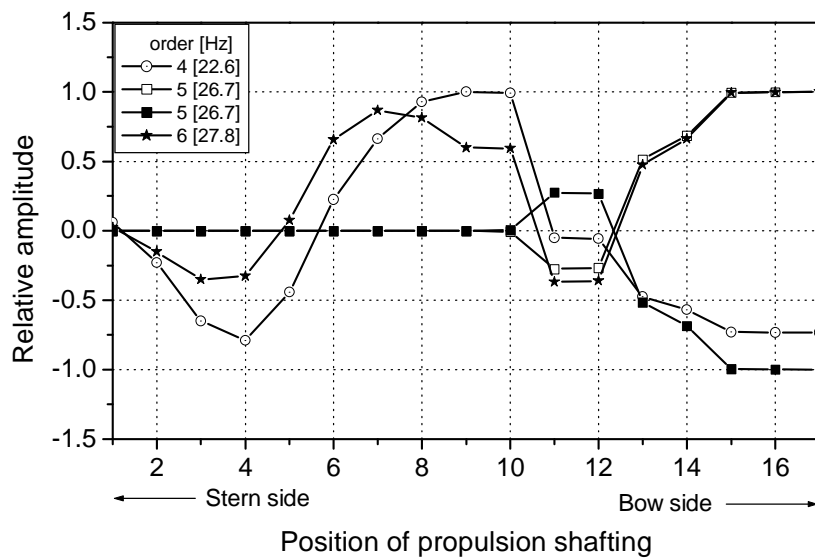
그리고, 2 차 (8.6 Hz) 모드와 3 차 (18.3 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.38** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 1차(2.2 Hz), 2차(8.6 Hz), 3차(18.3 Hz) ]

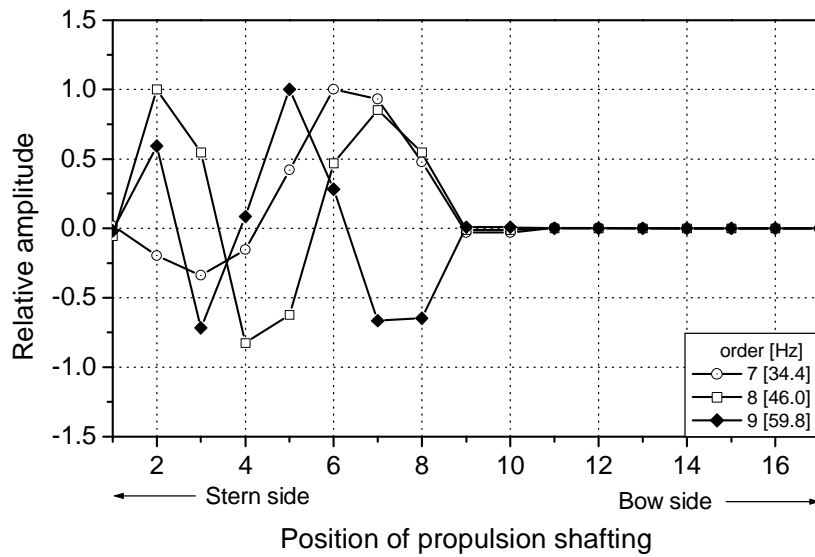
그리고, **Fig. 4.39** 에서도 알 수 있듯이 4차 (22.6 Hz) 모드 ~ 6차 (27.8 Hz) 모드에서 추진기에 발생하는 진폭은 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.

그러나, 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치(self synchronized clutch)를 선정함이 타당한 것으로 사료된다.



**Fig. 4.39** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 4차(22.6 Hz), 5차(26.7 Hz), 6차(27.8 Hz) ]

또한, **Fig. 4.40** 에서도 알 수 있듯이 7 차 (34.4 Hz) 모드 ~ 9 차 (59.8 Hz) 모드에서 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 작으므로 공진으로 인한 문제는 발생하지 않을 것으로 사료된다.



**Fig. 4.40** Mode shapes of *stb'd shaft*  
 [ 7차(34.4 Hz), 8차(46.0 Hz), 9차(59.8 Hz) ]

## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 분지축, 감속기어, 가스터빈 엔진, 그리고 CPP를 포함하는 추진축계에 대해 비감쇠 자유 비틀림진동을 해석하여 운전영역에 공진점 존재 여부 및 비진폭을 파악하기 위하여 시스템을 역학적 등가계로 모델링하여 시스템을 지배하는 운동방정식을 구하였다.

그리고, 해석은 상용 프로그램인 ANSYS code를 이용하였으며, 추진축계에 있어서 비틀림진동에 대한 기진력 특성을 검토하고, 고유진동수와 모드형상을 구하여 축계의 진동특성을 검토한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 좌현축의 case 2와 우현축의 case 7, case 8, case 10, 그리고 case 12는 정상 운전영역에서 1 차 모드가 공진모드를 나타내었다. 그러나 본 축계 시스템은 가스터빈 엔진으로 구동되기 때문에 비틀림진동의 주요 기진원은 추진기이다. 그리고 추진축의 속도 범위는 순항모드에서 55 ~ 136.6 rpm 이며, 이는 추진기 블레이드 차수로 255 ~ 683 cpm 에 상당하고, 전속모드에서는 55 ~ 172 rpm 이며, 이는 추진기 블레이드 차수로 255 ~ 860 cpm 에 상당하게 된다. 따라서 좌, 우현축 운용에 대한 추진축 운용범위 내에서 추진기 블레이드 차수 기진에 대한 공진은 없을 것으로 사료된다.

(2) 모드형상은 순항모드와 전속모드에 대하여 각각 유사하게 나타났으나, 추진기 부가수 효과값의 변화에 대하여 진동의 1 차 모드 주파수는 zero 피치에서 full 피치로 변할 때, 고유진동수는 축 회전수를 기준으로, 순항모드에서는 좌현축은 9.6 ~ 15.0 rpm, 우현축은 7.2 ~ 11.4 rpm 낮아졌고, 전속모드에서는 좌현축은 10.8 ~ 15.5 rpm, 우현축은 7.8 ~ 11.4 rpm 낮아졌다. 이는 질량이 커지면 주파수가 낮아지기 때문인 것으로 사료된다.

(3) 해석 결과 모든 경우에 가스터빈 엔진에 발생하는 진폭이 크게 나타났

으므로 감속기어 내에 위치한 클러치는 진동에 강한 형식인 자기동기클러치 (self synchronized clutch)를 사용하는 것이 바람직하다고 사료된다.

향후, 프로펠러의 부가수 효과, 기진에너지 및 감쇠에너지를 명확히 파악하여 강제감쇠 비틀림진동에 관해 정밀 해석을 할 필요가 있으며, 아울러 비틀림진동과 횡진동의 연성진동에 대해서도 해석할 필요가 있을 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

- [1] 전효중, 김정렬, 조권희, 이돈출, “축계장치와 프로펠러”, 대진출판사, pp. 123~126, 2003.
- [2] 전효중, “선박 동력전달장치”, 태화출판사, pp. 143~146, pp. 157~159, 1986.
- [3] 전효중, “여러 개의 분지를 갖는 동력장치의 비틀림진동 해석”, 한국과학재단, 1989.
- [4] 옥유관, “모드해석법에 의한 분지를 갖는 추진축계의 합성 비틀림진동 계산에 관한 연구”, 한국해양대학교 대학원 석사학위 논문, 1988.
- [5] 손선태, “분지를 갖는 공기부양선의 추진 및 부양축계의 비틀림진동 해석에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2005.
- [6] 전효중, “User’s manual of TRATOVI”, pp. 40~70.
- [7] 전효중, 이돈출, “추진축계 진동론”, 다솜출판사, pp. 81~89, pp. 153 ~ 155, 2003.
- [8] 한국선급, “선박 진동 · 소음 제어지침”, pp. 221~223, 1997.
- [9] W. Ker Wilson, “Practical Solution of Torsional Vibration Problems”, Chapman & Hall Ltd., pp. 175~180, 1971.

## 감사의 글

본 논문이 완성되기까지 여러 가지 어려운 여건에도 불구하고 배움의 길을 열어주시고, 항상 학문적인 충고와 배려해 주신 김정렬 지도교수님께 진심으로 감사드립니다.

또한, 세심한 심사와 조언을 하여 주신 전효중 전 한국해양대학교 총장님께 깊이 감사드리며, 바쁘신 가운데 시간을 할애하시어 논문 심사를 맡아주신 최재성 교수님께도 깊이 감사드립니다.

그리고, 본 학위과정을 이수할 수 있도록 배려하여 준 한국해양대학교 학교당국에 감사드리며, 배움의 길을 열어주신 해사대학 모든 교수님들께 감사드립니다. 특히, 배종욱 교수님, 최재성 교수님, 조권희 교수님께 감사드립니다.

본 학위과정을 원만히 할 수 있도록 관심과 배려를 해주신 한상순 분실장님과 김상국 팀장님께 감사드리며, 직장동료와 주위에서 직·간접으로 격려하여 주신 모든 분들께 고마운 마음을 여기에 담아 두고자 합니다.

그리고, 본 논문작성에 많은 도움을 주신 손선태님과 김경래님께 감사드립니다.

헌신적인 사랑과 이해를 해준 아내 박미영, 아들 준기 그리고 많은 격려를 해주신 자형 박영길님과 친지 모든 분들께 감사드리며 이 논문을 드립니다.