



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

Slow steaming이 적용된 선박용 대형 2행정기관  
추진축계의 비틀림진동 제어에 관한 연구

A Study on the Torsional Vibration Control for Propulsion  
Shafting System with Slow Steaming on 2-Stroke Main Engine

지도교수 김 의 간



2016년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김 상 원

본 논문을 김상원의 공학석사 학위논문으로 인준함.



위원장

조 종 래



위 원

도 덕 희



위 원

김 의 간



2016년 1월 12일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

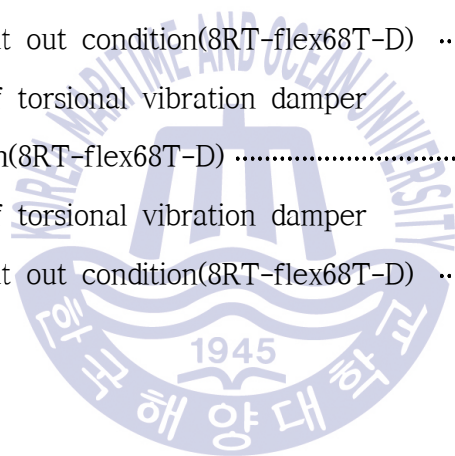
<b>List of Figures</b> .....	ii
<b>List of Tables</b> .....	v
<b>Abstract</b> .....	vi
<b>제1장 서론</b> .....	1
1.1 연구 배경 및 목적 .....	1
1.2 연구 내용 및 구성 .....	3
<b>제2장 Slow steaming이 적용된 기관축계의 비틀림진동 기진력 해석</b> .....	4
2.1 Slow steaming이 적용된 기관의 비틀림진동 이론적 고찰 .....	4
2.2 과급기 차단 상태도 .....	7
2.3 과급기 차단이 적용된 기관의 기진력 해석 .....	9
<b>제3장 Slow steaming이 적용된 기관축계의 비틀림진동 해석</b> .....	12
3.1 12RTA96C-B 기관을 갖는 추진축계의 비틀림진동 해석 .....	12
3.1.1 비틀림 자유진동 해석 .....	15
3.1.2 비틀림 강제진동 해석 .....	16
3.2 12RTA96C-B 기관을 갖는 추진축계의 비틀림진동 계측 .....	27
3.3 8RT-flex68T-D 기관을 갖는 추진축계의 비틀림진동 해석 .....	31
3.3.1 비틀림 자유진동 해석 .....	34
3.3.2 비틀림 강제진동 해석 .....	35
<b>제4장 결론</b> .....	45
<b>참고문헌</b> .....	47

## List of Figures

<b>Fig. 2.1.1</b> Tangential force of crankshaft .....	6
<b>Fig. 2.2.1</b> Normal condition of turbocharger .....	8
<b>Fig. 2.2.2</b> Imagery of turbocharger cut out .....	8
<b>Fig. 2.3.1</b> Excitation force of 12RTA96C-B in turbocharger normal condition .....	11
<b>Fig. 2.3.2</b> Excitation force of 12RTA96C-B in turbocharger cut out condition .....	11
<b>Fig. 3.1.1</b> Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B .....	14
<b>Fig. 3.1.2</b> Mode shape of propulsion shafting system with 12RTA96C-B .....	15
<b>Fig. 3.1.3</b> Torsional stress of crank shaft in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	17
<b>Fig. 3.1.4</b> Torsional stress of crank shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	17
<b>Fig. 3.1.5</b> Torsional stress of No.1 intermediate shaft in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	19
<b>Fig. 3.1.6</b> Torsional stress of No.1 intermediate shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	19
<b>Fig. 3.1.7</b> Torsional stress of propeller shaft in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	20
<b>Fig. 3.1.8</b> Torsional stress of propeller shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	20
<b>Fig. 3.1.9</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	22

<b>Fig. 3.1.10</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	22
<b>Fig. 3.1.11</b> Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	24
<b>Fig. 3.1.12</b> Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	25
<b>Fig. 3.1.13</b> Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	25
<b>Fig. 3.1.14</b> Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	26
<b>Fig. 3.2.1</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition & turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	28
<b>Fig. 3.2.2</b> Vibration velocity of exhaust in turbocharger normal condition & turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	29
<b>Fig. 3.2.3</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(12RTA96C-B) .....	29
<b>Fig. 3.2.4</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B) .....	30
<b>Fig. 3.3.1</b> Equivalent mass elastic system for 8RT-flex68T-D .....	33
<b>Fig. 3.3.2</b> Mode shape of propulsion shafting system with 8RT-flex68T-D ....	34
<b>Fig. 3.3.3</b> Torsional stress of crank shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D) .....	36
<b>Fig. 3.3.4</b> Torsional stress of crank shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	36
<b>Fig. 3.3.5</b> Torsional stress of intermediate shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D) .....	38

<b>Fig. 3.3.6</b> Torsional stress of intermediate shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	38
<b>Fig. 3.3.7</b> Torsional stress of propeller shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D) .....	39
<b>Fig. 3.3.8</b> Torsional stress of propeller shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	39
<b>Fig. 3.3.9</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D) .....	40
<b>Fig. 3.3.10</b> Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	41
<b>Fig. 3.3.11</b> Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D) .....	43
<b>Fig. 3.3.12</b> Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	43
<b>Fig. 3.3.13</b> Vibratory torque of torsional vibration damper in normal condition(8RT-flex68T-D) .....	44
<b>Fig. 3.3.14</b> Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D) .....	44



## List of Tables

<b>Table 2.3.1</b> Specifications of 12RTA96C-B .....	10
<b>Table 3.1.1</b> Specifications of the main engine and shafting system (12RTA96C-B) .....	13
<b>Table 3.3.1</b> Specifications of the main engine and shafting system (8RT-flex68T-D) .....	32





# A Study on the Torsional Vibration Control for Propulsion Shafting System with Slow Steaming on 2-Stroke Main Engine

Kim, Sang Won

Department of Mechanical Engineering,  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

Currently, there are two highly controversial topics in ship industry, which are the reducing the cost of oil used and decreasing the emission of chemical gas through efficient energy consumption with technological innovation. This paradigm shift caused the ship industries to become involved in green shipping. This phenomenon is not only visible in domestic markets but also in international markets as well.

In order to reduce emission gases and operating expenses, increasing number of newly constructed ships are integrating the slow steaming system. Slow steaming system restricts the air flow of compressor and the turbine to increase the efficiency of turbocharger in the operating range

**KEY WORDS** : Slow steaming; 감속운항; Turbocharger cut out; 과급기차단; Torsional vibration; 비틀림진동

of a main engine with two or more turbocharger. However, fuel saving engines equipped with slow steaming system are causing the harmful vibration on the exhaust gas manifold of the main engine.

Furthermore, if additional torsional stress and amplitude of the shafts exceed the limit value regulated by classes within the operating range of the shaft's torsional vibration exceeds the limitation within the normal operating range of the engine, it could result in fatigue of the shaft and accelerate the wear in the gear system it may be caused to break the shafts. Since shaft vibration also causes vibrations such as local vibration of the engine room and hull vibration, it is essential to limit the revolution of the shaft or limit the additional torsional stress in the design stage.

There are several ways to control torsional vibration, which are controlling the exciting force, avoiding the critical revolution from operating area, and reducing the response level of the vibration. Changing the ignition sequence of the engine or changing the angle of the crank to unequal interval are mostly used methods to control exciting force. Changing ignition sequence helps to control torsional vibration from critical revolution, and changing the angle of the crank to unequal interval helps to control torsional vibration of main critical revolution or particular sub-main revolution. This method should consider both the engine's revolution and engine's structural vibration. Next, increasing the mass moment of inertia of tuning/turning wheel allows to avoid the critical revolution from operating area. Also, changing the stiffness by changing the diameter of the countershaft or propeller shaft helps to avoid the critical revolution. To reduce the response level of the vibration, mostly used method is to use a torsional vibration damper and increase the damping energy to control additional torsional stress.

In conclusion, onboard vibration was measured by analytical analysis of vibration from shafts torsional vibration response and vibration from engine' s major component exhaust manifold that changed exciting force in ship' s main engine due to Integration of Slow Steaming. As a result, the integration of slow steaming causes the increase of exciting force in the main engine and affects the shaft' s torsional vibration and hull vibration. Thus, pre-inspection is crucial and countermeasures in case of resonance is essential.



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경 및 목적

최근 선박과 관련한 주요 두 가지 이슈는 운영비와 관련된 연료비 절감과 환경에 유해한 배출가스의 발생량 줄임이다. 이는 선박과 관련된 주요 관계자들에게 녹색해운이라는 용어를 만들고, 녹색해운은 국내 해양산업뿐만 아니라 전 세계적으로 새로운 패러다임으로 정착되고 있다. 이와 같이 세계적으로 해양환경 문제가 중요하게 부각되면서 신조 선박뿐만 아니라 기존 운항중인 선박들은 운영비 절감을 위해 많은 노력을 기울이고 있다. 운영비 절감을 위하여 연료 소모량을 감소시키기 위한 방법으로 많이 채택되고 있는 방식이 slow steaming이다.<sup>[1][2][3]</sup>

slow steaming은 2기 이상의 과급기(turbocharger)를 갖고 있는 주기관에 적용이 가능한 방법으로, 여러개의 과급기 중에서 일부 과급기의 압축기(compressor)와 터빈(turbine)축의 공기흐름을 막아 그 외에 작동중인 과급기의 성능을 저 부하 영역에서 개선하고자 적용된 개념이다.<sup>[4][5][6]</sup> 그러나 최근 slow steaming이 적용된 선박에서 초기에는 문제로 되지 않았던 진동문제가 주기관의 주요부품인 배기관 및 배기관 시트에서 발생하여 이로 인한 파손사례가 종종 일어나고 있다.<sup>[1][7][8][9]</sup>

더욱이 선박의 추진축계에서 발생하는 비틀림진동의 진동진폭 또는 부가응력이 기관의 사용회전수 범위 내에서 허용한계를 초과하면, 축계에 피로절손이 발생할 수도 있고 축에 연결되는 치차 등의 전달 장치에 마멸을 촉진시켜 파손을 초래하기도 한다. 또한 추진축계 진동은 기관실 국부진동, 선체 상부구조 또는 선체진동 등을 일으키는 원인이 되는 경우도 있다. 따라서 추진축계 설계 시에는 문제가 되는 위험회전수가 기관의 사용회전수 범위 내에 들어오지 않도록 회피하거나 위험회전수에서 부가응력이 허용한계 이하가 되도록 설계하여야 한다.<sup>[10][11][12]</sup>

추진축계의 설계 단계에서 비틀림진동을 제어하는 방법으로는 크게 기진력을 제어하는 방법, 기관의 위험회전수를 운전 영역에서 회피 시키는 방법, 진동 응답레벨을 감소시키는 방법 등이 있다. 기관의 기진력을 제어하는 방법으로는 기관의 착화순서를 변경하거나 크랭크 각을 부등 간격으로 하는 방법을 적용하고 있다. 기관의 착화순서를 변경하면 부 위험회전수에 대한 비틀림진동을 제어할 수 있고 크랭크 각을 부등 간격으로 하면 주 위험회전수 또는 특정한 부 위험회전수에 대한 비틀림진동을 제어할 수 있다. 이 방법은 기관 본체진동의 기진력인 가이드 포스 모멘트(guide force moment)에도 영향을 줌으로 기관의 원활한 회전과 기관 자체의 구조진동도 함께 고려하여야 한다. 다음으로 기관의 위험회전수를 운전 영역에서 회피시키는 방법으로는 튜닝 휠 또는 플라이휠의 질량 관성모멘트를 증가시키거나 중간축 또는 프로펠러축의 직경을 변경해 강성계수를 변경시키는 방법이 있다. 비틀림진동 부가응력을 저감하는 방법으로는 비틀림진동 댐퍼로 감쇠에너지를 증가시켜 부가응력을 제어하는 방안을 적용할 수 있다.<sup>[12][13][14]</sup>

본 논문에서는 slow steaming이 적용된 컨테이너선의 주기관과 추진축계의 비틀림진동 문제를 검토하고자 한다. 검토방법은 선박에 slow steaming 적용 전·후 기진력 변화를 분석한 후 이를 적용하여 추진축계의 비틀림진동을 해석하고 검토한다. 또한 실제 slow steaming이 적용된 선박의 축계 비틀림진동을 계측하여 해석결과의 타당성을 검증하고자 한다.

## 1.2 연구 내용 및 구성

본 논문은 총 4장으로 구성되어 있으며, 1장은 서론으로 연구배경, 목적, 내용 및 구성에 대하여 기술하였다.

2장은 slow steaming을 위한 과급기 차단(turbocharger cut out)에 관하여 설명하였고, slow steaming이 적용된 선박의 주기관의 기진력에 대한 이론을 다루었다. slow steaming이 적용된 기관의 기진력을 고찰하여 slow steaming의 적용 전·후의 기진력을 비교하였다.

3장에서는 slow steaming이 적용된 선박의 실제 기관 축계에 미치는 비틀림 진동 해석을 수행하고 결과를 기술하였다. 기진력 변화의 영향으로 추진축계에 미치는 진동문제를 검토하였다. 해석 대상으로는 W사의 12RTA96C-B를 갖는 추진축계의 비틀림진동을 자유진동 및 강제진동으로 해석하고, 이 추진축계를 갖는 실선의 축계 비틀림진동을 측정하고 해석 결과와 비교 검토하였다. 또한 추가적으로 W사의 8RT-flex68T-D를 주기관으로 장착한 추진축계의 비틀림진동을 자유진동 및 강제진동으로 나누어 각각 해석하고 slow steaming의 영향을 검토하였다.

4장은 본 논문의 결론으로 slow steaming의 적용에 따라 선박의 주기관에서 발생한 기진력 변화에 따른 축계 비틀림진동 응답에 대하여 연구한 결과를 요약하였다.

## 제 2 장 Slow steaming이 적용된 기관축계의

### 비틀림진동 기진력 변화

본 장에서는 slow steaming이 적용된 선박의 기관축계에 발생된 진동문제를 이론적으로 고찰하고자 한다. slow steaming이 적용된 주기관의 과급기 차단을 적용하면 압축기 측과 터빈 측의 공기흐름을 막아 실린더내의 소기압력이 증가한다. 이로 인하여 실린더내 압축압력과 폭발압력이 상승하게 되며, 기진력의 변화로 기관축계에 미치는 비틀림진동이 증가 할 것으로 예측된다. 따라서 본 장에서는 과급기 차단에 따른 비틀림진동 기진력 변화에 대해 다루고자 한다.

#### 2.1 Slow steaming이 적용된 기관축계의 비틀림진동 이론적 고찰

2행정 대형 기관의 크랭크축에는 실린더내의 가스압력과 왕복질량 관성력에 의한 회전토크가 작용한다. 이들은 일정한 주기를 갖고 변동하고 가스압력  $P$ 에 의한 힘은 Fig. 2.1.1과 같이 연결봉( $\overline{AB}$ )을 거쳐 크랭크를 회전시킨다. 여기서  $P$ 를 연결봉에 미치는 힘  $Q$ 와 실린더 벽에 직각인 힘  $R$ 로 나누면, 힘  $Q$ 는 연결봉을 거쳐 크랭크 핀B에 작용한다. B에서 힘  $Q$ 를 다시 크랭크 반경방향의 힘과 여기에 직각인 접선력  $T$ 로 나누면,  $T$ 가 크랭크를 회전시키는 유효한 회전력인 회전토크가 되고 비틀림진동의 기진력이 된다. 축계의 강제진동 방정식을 행렬로 나타내면 다음과 식(2.1.1)과 같이 된다.

$$[J]\{\theta''\} + [C]\{\theta'\} + [K]\{\theta\} = \{Q(t)\} \quad (2.1.1)$$

$[J]$  : 질량 관성모멘트 행렬

$[C]$  : 감쇠계수 행렬

$[K]$  : 강성계수 행렬

$\{Q(t)\}$  : 강제력 벡터

강제진동에 의한 정상응답을 전달행렬법으로 계산한 결과 식(2.1.2)과 같이 된다. 식(2.1.2)에서 위의 4행만이 의미를 갖는 값을 갖게 되고 미지수는 4개지만 이중에 2개는 경계조건에 의하여 정하여 진다. 예를 들어 추진축계와 같이 양단이 자유인 경우에는 토크가 '0' 이므로,  $T_i^r = T_i^j = T_0^r = T_0^j = 0$ 이 된다. 이를 이용하여 좌단의 경계조건으로 순차적으로 각 요소의 전달매트릭스를 곱하면 전체 상태량의 응답을 구할 수 있다. 따라서 엔진의 각 회전수에 대하여 전달매트릭스를 구하고 강성계수를 대입하면 강제 진동진폭을 구할 수 있다.

$$\{Z\}_i^R = \begin{Bmatrix} \theta^{(r)} \\ T^{(r)} \\ \theta^{(i)} \\ T^{(i)} \\ 1 \end{Bmatrix}_i^R = [P]_i [F]_i \{Z\}_{i-1}^R \quad (2.1.2)$$

$$= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & -Q(t)^{(r)} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & -Q(t)^{(i)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta^{(r)} \\ T^{(r)} \\ \theta^{(i)} \\ T^{(i)} \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1}^R$$

$$a_{11} = a_{33} = 1, \quad a_{13} = a_{31} = 0,$$

$$a_{12} = a_{34} = \frac{k_{i-1}}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2},$$

$$a_{14} = -a_{32} = \frac{c_{i-1} \omega}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2},$$

$$a_{21} = a_{43} = -\omega^2 J_i + k_{di},$$

$$a_{22} = a_{44} = \frac{-k_{i-1} \omega^2 J_i + k_{i-1} k_{di} + c_{i-1} d_i \omega^2}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2} + 1$$



$$a_{23} = -a_{41} = -\omega d_i,$$

$$a_{24} = \frac{d_i k_{di} \omega - c_{i-1} k_{di} \omega - c_{i-1} \omega^3 J_i}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2},$$

$$a_{42} = \frac{d_i k_{i-1} \omega - c_{i-1} k_{di} \omega + c_{i-1} \omega^3 J_i}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2}$$

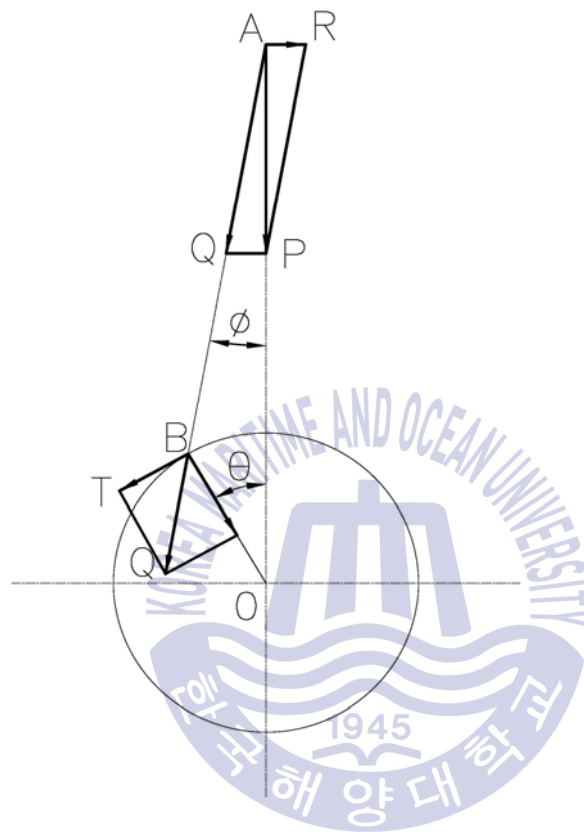


Fig. 2.1.1 Tangential force of crankshaft

## 2.2 과급기 차단이 적용된 기관의 기진력 고찰

본 절에서는 slow steaming을 사용하기 위한 과급기 차단에 대하여 다루고자 한다. 과급기 차단을 적용한 경우와 정상 상태의 과급기를 사용한 상태에서 주기관을 같은 범위에서 운전하면 과급기에서 이용된 공기량은 같다. 이를 이용하여 부피-유량간의 상관관계에 따라 과급기가 정상 상태 일 때 보다 과급기 차단이 적용되었을 때 과급기 노즐의 공기접촉 면적이 감소하게 되고 이로 인한 공기의 유속 증가에 따라 터빈날개의 회전속도는 증가한다. 따라서 터빈과 연결된 압축기의 회전수는 상승하게 되어 기관 실린더내의 소기압력이 상승하게 된다. 그 결과 실린더내의 압축압력은 증가하고 폭발압력 또한 상승하게 된다. 이러한 원리로 기진력의 변화가 발생함을 알 수 있다.

앞에서 설명한 내용을 간략한 상태로 보이면 Fig. 2.2.1과 같다. 이 그림은 과급기가 정상 작동 상태의 간략도이고, 왼쪽 압축기에 공기가 유입되어 흡기 매니폴드를 통하여 공기가 실린더내로 유입되며 배기 매니폴드를 통하여 터빈을 거쳐서 공기가 빠져나가는 상태를 간략히 이미지화 하였다. Fig. 2.2.2는 과급기 차단을 적용한 상태를 간략히 나타낸 것이며, 압축기를 통하여 유입되는 공기를 차단하고, 터빈을 통하여 배출되는 공기를 차단하는 상태를 보이고 있다.

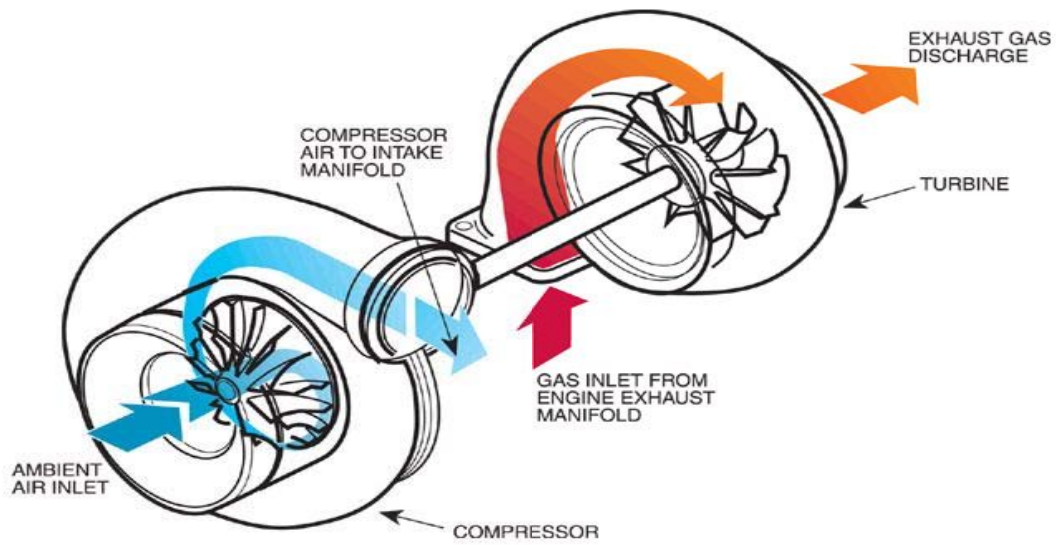


Fig. 2.2.1 Normal condition of turbocharger

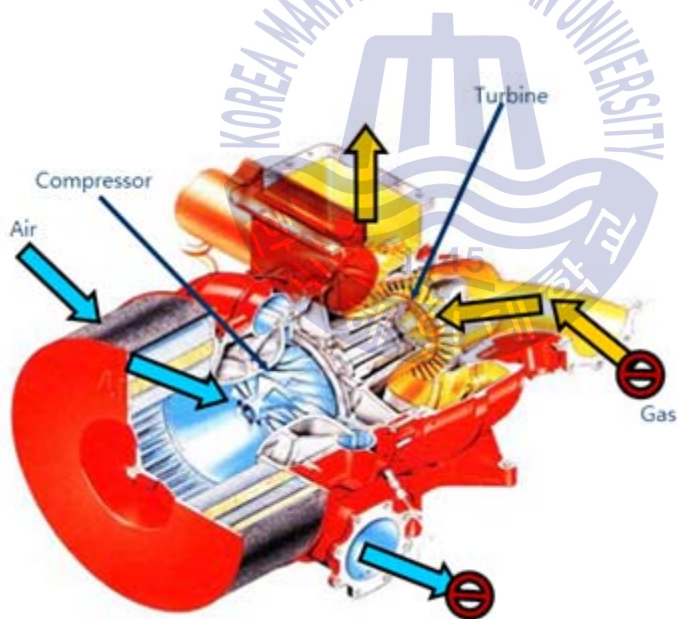


Fig. 2.2.2 Imagery of turbocharger cut out

## 2.3 과급기 차단이 적용된 기관의 기진력 고찰

본 절에서는 과급기 차단이 적용된 경우와 정상 상태의 과급기를 사용할 경우의 실험모델의 기진력에 대해 고찰하고자 한다. 실험모델로는 W사의 12RTA96C-B를 선정하였다. 이 기관에 대한 주요사양을 Table 2.3.1과 같다.

Fig. 2.3.1은 12RTA96C-B의 정상 상태의 과급기를 사용할 경우 기관의 기진력 변화를 그래프 상단 1차 성분부터 아래쪽으로 24차 성분까지 나타내고 있다. 8차 성분 이전까지는 선형적인 상승 경향을 뚜렷하게 보이며 9차 성분 이후에는 선형적 상승 경향이지만 변화 값이 작다.

Fig. 2.3.2는 12RTA96C-B의 과급기 차단을 적용한 기관의 기진력 변화를 차수별로 나타내었다. 상단 1차 성분부터 24차 성분까지 나타낸 그래프이다. 모든 차수 성분이 선형적 상승 경향을 보이다가 12(bar)에서 모든 성분의 값이 소폭 내려갔다가 다시 상승하는 경향을 보이고 있다.

Fig 2.3.1과 Fig. 2.3.2를 비교해 보면 과급기 차단을 적용 하였을 때 대부분의 차수에서 기진력이 비교적 가파르게 증가함을 알 수 있다. 또한 11(bar)에서의 값 차이가 1차 성분에서는  $0.22 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ , 2차 성분은  $0.29 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ , 3차 성분은  $0.25 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ , 4차 성분은  $0.18 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ , 5차 성분은  $0.13 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 만큼의 차이를 보였으며 차수 성분들이 최대 10% 정도 차이가 있음을 알 수 있다. 12(bar)이후의 높은 차수 성분에서는 두 값의 차이가 크지 않음을 알 수 있다.

Table 2.3.1 Specifications of 12RTA96C-B

Engine Type	12RTA96C-B
Type	2-stroke
Cyl. No.	12 In line
Bore	960.0 (mm)
Stroke	2500.0 (mm)
Conn. rod ratio	0.434
Osc. mass	17834.0 (kg)
Output	68640.0 (kW)
Speed	102.0 (rpm)
MIP	19.77 (bar)
Ahead firing order	1-9-11-4-3-8-10-6-2-7-12-5
Turbocharger System	Maker: ABB TPL85-B12 Number : 3

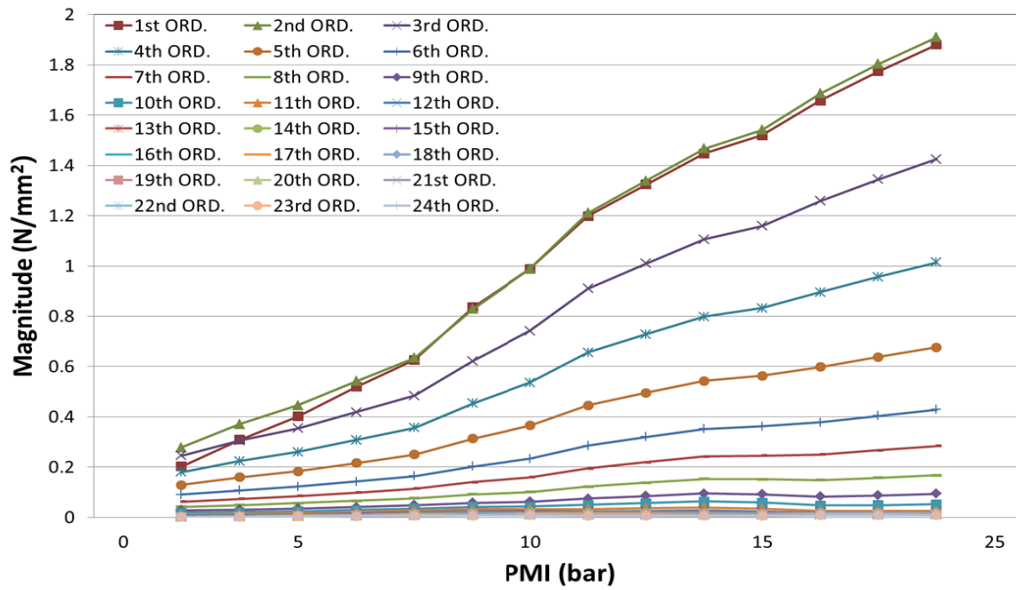


Fig. 2.3.1 Excitation force of 12RTA96C-B in turbocharger normal condition

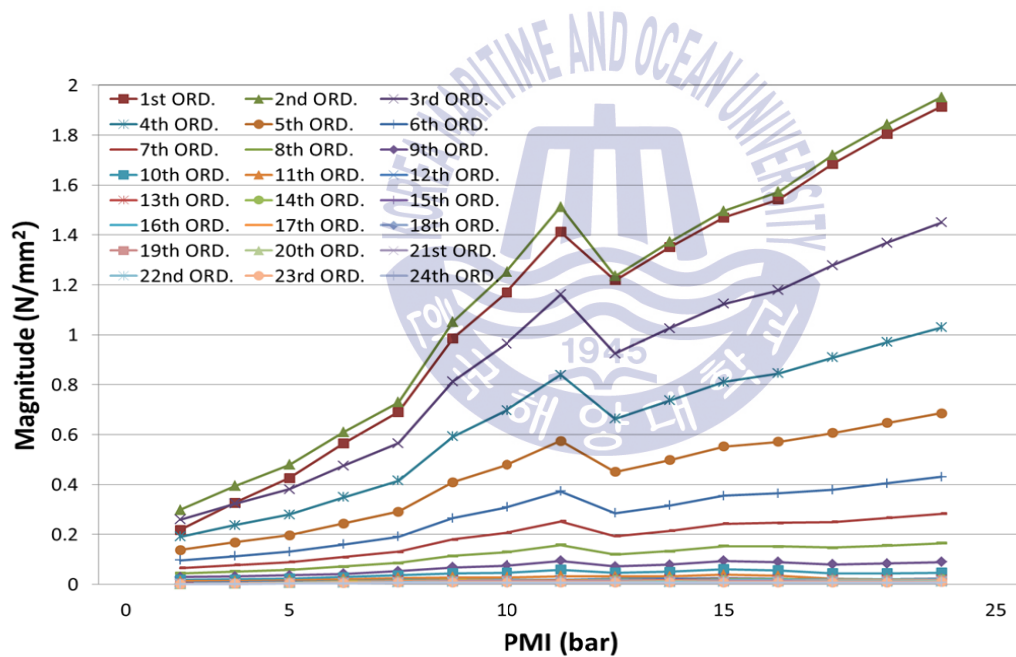


Fig. 2.3.2 Excitation force of 12RTA96C-B in turbocharger cut out condition

## 제 3 장 Slow steaming이 적용 된 기관축계의

### 비틀림진동 해석

주기관에 적용된 slow steaming의 영향으로 기관 및 축계에 미치는 진동 문제를 사전에 검토할 필요성이 대두되었다. 2장에서 언급한 바와 같이 과급기 차단 적용은 비틀림진동 기진력이 변화하여 기관 및 축계에 공진에서의 위험성을 초래하게 될 수 있다. 따라서 본 장에서는 과급기 차단의 영향으로 인한 진동 문제를 해석하고 검토하였다.

#### 3.1 12RTA96C-B 기관을 갖는 추진축계의 비틀림진동 해석

본 절에서는 slow steaming이 적용된 선박의 실제 기관 축계에 미치는 비틀림진동 해석을 수행하고자 W사의 12RTA96C-B 기관을 선정하였으며, 과급기가 정상적으로 사용된 경우와 과급기 차단이 적용된 경우 기관 축계에 미치는 비틀림진동에 대해 검토하였다. 해석 대상인 기관과 축계 사양은 Table 3.1.1에 보이고 있다. 이 추진 축계는 2행정 12실린더를 갖고 실린더 직경은 960 (mm)이고, 행정의 길이는 2500 (mm)이다. 2개의 중간축으로 연결되어 있으며 각각의 치수는  $D795 \times 8672$  (mm)와  $D795 \times 7289$  (mm)이며, 프로펠러축은  $D975 \times 445$  (mm)이다. 프로펠러는 6개의 날개를 갖고 그 지름은 8.8 (m)이다. 해당 기관의 과급기는 총 3기가 설치되어 있으며, A사의 TPL85-B12를 사용하고 있다. 추진축계의 비틀림진동 해석은 총 3기의 과급기를 사용하는 경우와 3기중 1기의 과급기를 차단하여 사용하는 경우에 대해 수행하였다.

Fig. 3.1.1은 12RTA96C-B 기관의 등가 탄성 질량계를 보이고 있다. 1번 선 수방향 비틀림진동 댐퍼를 시작으로 20번 프로펠러까지의 등가 탄성 질량계로 모델링 한 것이다. 2번은 플랜지이고, 3번부터 14번까지는 기관의 실린더이다. 계속하여 16번은 플라이휠이고, 17번 및 18번은 중간축이며, 19번은 프로펠러축

이다.

**Table 3.1.1** Specifications of the engine and shafting system(12RTA96C-B)

Node Name	Specification	
Engine	Maker	W사
	Type	12RTA96C-B
Torsional Vibration Damper	Maker	Geislinger
	Type	D260/28
No. 1 Intermediate Shaft	External Diameter	795 (mm)
	Length	8672 (mm)
No. 2 Intermediate Shaft	External Diameter	795 (mm)
	Length	7289 (mm)
Propeller Shaft	External Diameter	975 (mm)
	Length	445 (mm)
Propeller	Number of Blades	6
	Diameter	8.8 (m)



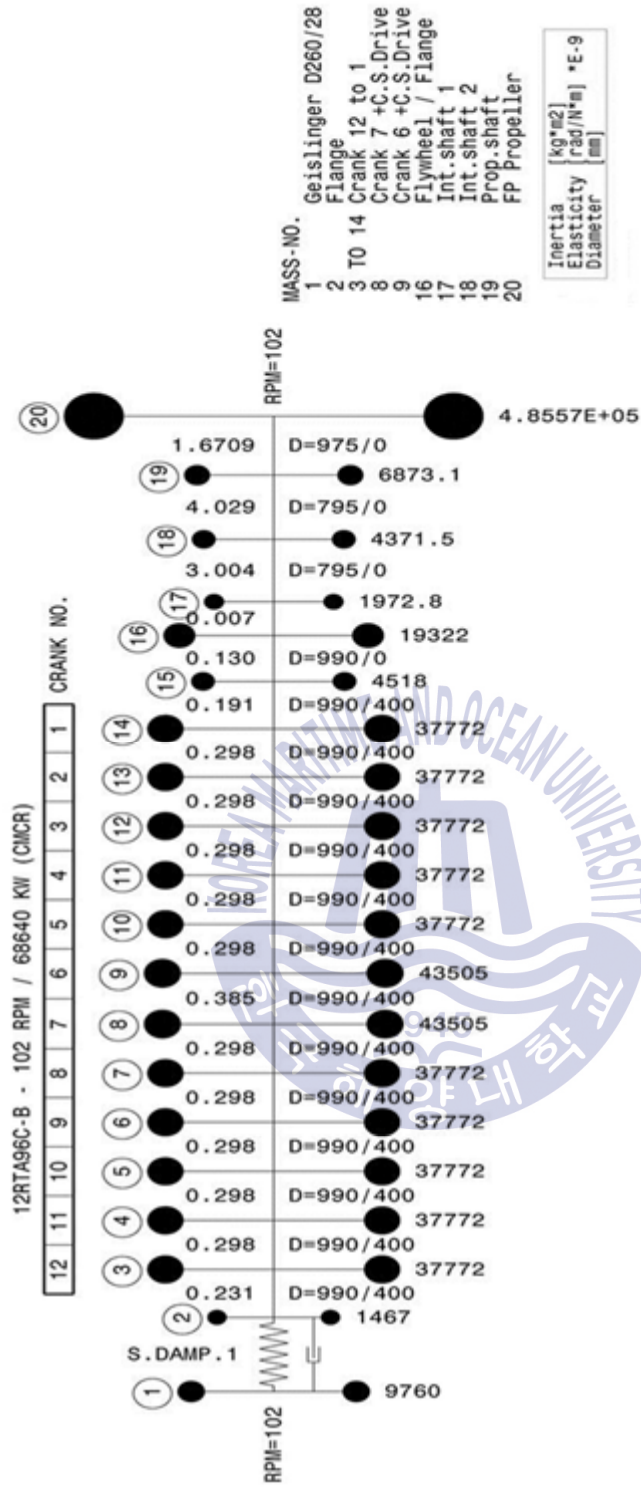


Fig. 3.1.1 Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B

### 3.1.1 비틀림 자유진동 해석

구조물의 특성에 따라 진동하는 형상과 진동수가 정해지는데 이 때 구조물이 진동하는 형상을 고유모드라고 부르며, 각 고유모드의 진동수를 구조물의 고유진동수라고 한다. Fig. 3.1.2는 12RTA96C-B의 자유진동 해석결과를 보이고 있으며, 각 모드의 공진진동수는 mode 1 ~ 4 순서대로 191.6, 653.1, 791.1, 1379.9 cpm으로 해석 되었다. 1차 모드에서는 중간축 2번에 절점이 발생한다. 2차 모드에서는 실린더 7번과 6번 사이와 프로펠러축에 절점이 있다. 3차 모드에서는 비틀림진동 댐퍼, 실린더 6번과 5번 사이, 프로펠러축에 각각의 절점이 있다. 4차 모드에서는 비틀림진동 댐퍼, 실린더 10번과 9번 사이, 실린더 4번과 3번 사이, 프로펠러축에 각각의 절점이 위치하게 된다.

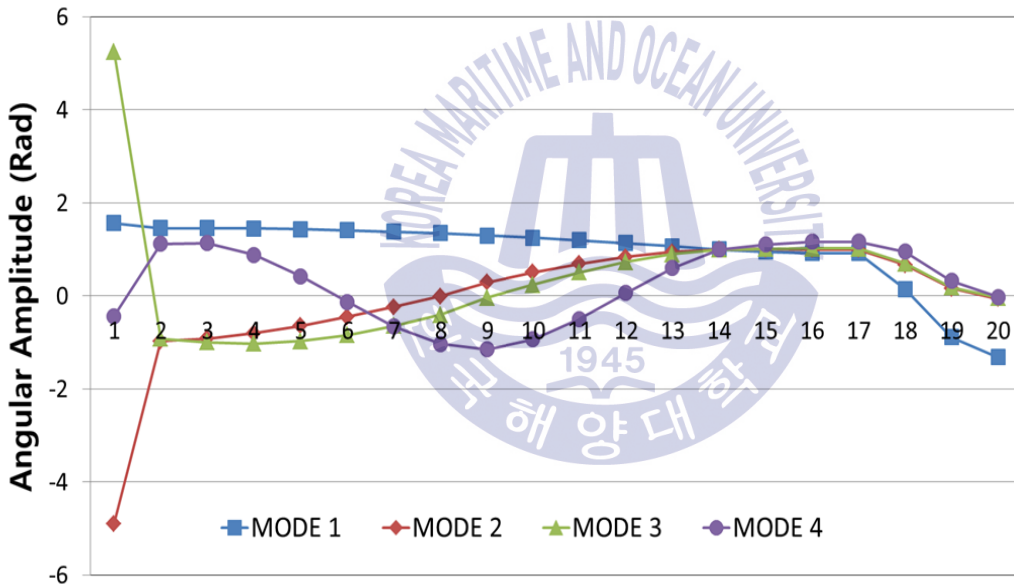


Fig. 3.1.2 Mode shape of propulsion shafting system with 12RTA96C-B

### 3.1.2 비틀림 강제진동 해석

#### (1) 크랭크축에서의 비틀림 강제진동 해석

기관의 크랭크축에 작용하는 비틀림진동 응력을 알아보기 위하여 해당 부분의 비틀림 강제진동 해석을 수행하였다. Fig. 3.1.3은 과급기가 정상적으로 작동된 경우의 크랭크축에 작용하는 응력을 나타낸 그래프이다. 모든 크랭크축들이 22 rpm부터 46 rpm까지는 변화가 거의 없었으나, 48 rpm부터 선형적인 증가를 보이기 시작하였다. 그 중 76 rpm에서 대부분의 크랭크축에 최대응력이 작용함을 알 수 있다. 4번 크랭크축이 가장 높은  $17.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보였다. 모든 크랭크축의 응력 값들은 IACS에서 정한 규정치 이내에 분포하고 있었다.

Fig. 3.1.4는 과급기 차단이 적용된 경우 크랭크축에서의 비틀림진동 응력 값을 보여주고 있으며, 모든 크랭크축에서 22 rpm부터 46 rpm까지는 값의 변화가 거의 없었다. 48 rpm이후 점차 증가하다가 64 rpm이후로 급격히 증가하여 76 rpm에서 대부분의 크랭크축에서 최대응력이 발생하였다. 그 중 4번 크랭크축이  $22 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 로 가장 높은 응력 값을 보였다. 모든 크랭크축의 응력 값들은 IACS에서 정한 규정치 이내에 분포하고 있다.

Fig. 3.1.3과 Fig. 3.1.4에서 알 수 있듯이 기관의 회전수가 상승할수록 응력이 상승하다가 76 rpm에서 최대 응력 값을 보이며 그 이후에는 응력 값이 감소하거나 유지하고 있다. 또한 과급기를 차단하면 76 rpm 부근에서 과급기 정상 상태인 경우에 비해 비틀림진동 응력 값이 증가하고 있다. 특히 76 rpm에서 4번 크랭크축의 응력 값이 최대 28% 증가함을 알 수 있다.

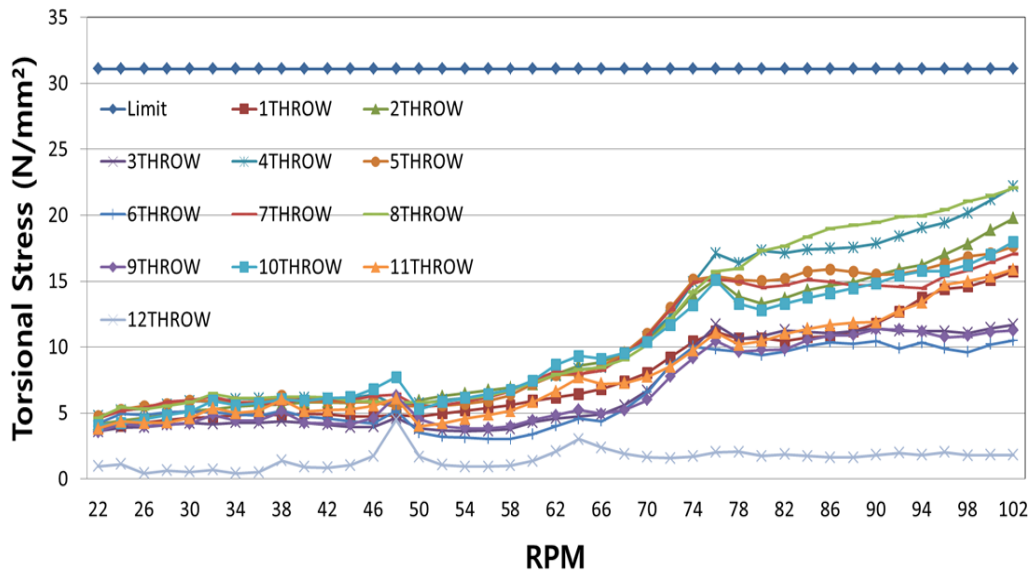


Fig. 3.1.3 Torsional stress of crank shaft in turbocharger normal condition(12RTA9C-B)

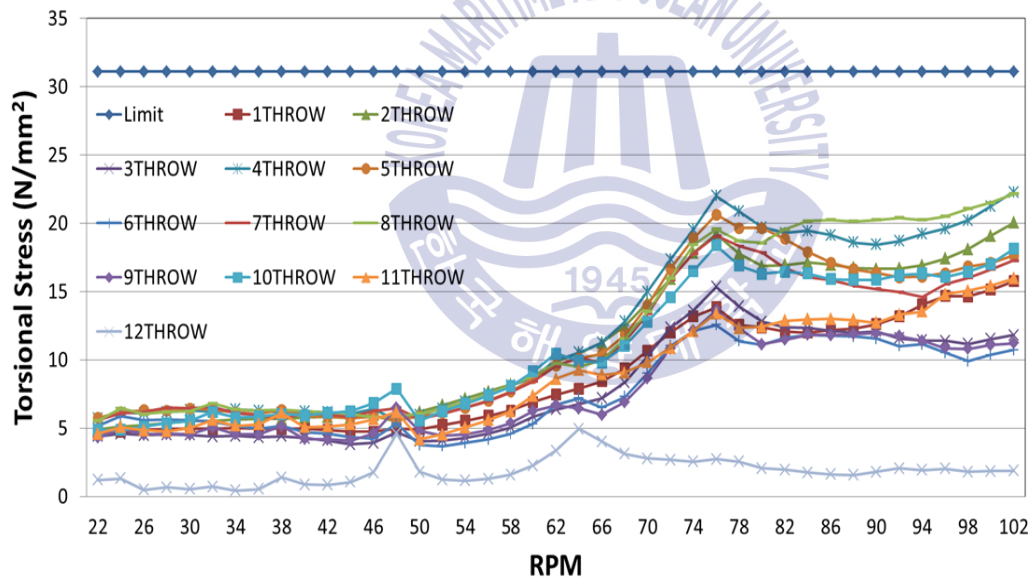


Fig. 3.1.4 Torsional stress of crank shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)

## (2) 중간축 및 프로펠러축에서의 비틀림 강제진동 해석

중간축 및 프로펠러축에서의 비틀림 강제진동 해석을 수행하고, 그 결과를 Fig. 3.1.5부터 Fig. 3.1.8까지에 나타내었다.

Fig. 3.1.5는 과급기가 정상적으로 작동된 경우 1번 중간축의 비틀림 응력 그래프이다. 대부분의 응력 값들이 작은 값을 갖고 있지만, 48 rpm에서 4차 성분의 값이  $8.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보였다. 또한 64 rpm에서 3차 성분의 값이  $5.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보였지만, 모든 응력 값들이 모두 IACS 규정치 이내에 포함되어 있다.

Fig. 3.1.6은 과급기 차단이 적용된 경우 1번 중간축의 비틀림 응력 그래프이다. 대부분의 응력 값들이 작은 값을 갖고 있다. 48 rpm에서  $8.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있으며, 64 rpm에서  $8.9 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보였다. 모든 응력 값들이 IACS 규정치 이내에 만족하고 있다.

Fig. 3.1.5 와 Fig. 3.1.6에서 알 수 있듯이 중간축 부분에 작용하는 비틀림 응력은 그 값들이 크지 않지만 64 rpm에서 3차 성분이 71% 정도 증가하였다.

Fig. 3.1.7은 과급기가 정상적으로 사용된 경우 프로펠러축에서의 비틀림 응력 그래프이다. 이는 앞서 보았던 중간축의 그래프와 비슷한 양상을 보이고 있다. 48 rpm에서 4차 성분이  $4.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이  $2.7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보였다. 중간축보다 다소 엄격한 IACS 규정치 이지만, 프로펠러축에 작용하는 응력 값들이 비교적 작아 IACS 규정치를 만족함을 알 수 있다.

Fig. 3.1.8은 과급기 차단이 적용된 경우 프로펠러축의 비틀림 응력 그래프이다. 48 rpm에서 4차 성분이  $4.6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이  $4.8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다. 모든 응력 값들이 IACS 규정치 이내에 만족하고 있다.

Fig. 3.1.7과 Fig. 3.1.8에서 알 수 있듯이 프로펠러축 부분에 작용하는 비틀림 응력 값들이 크지 않지만 64 rpm에서 3차 성분이 77% 증가하였다. 증가량은  $2.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$  정도로 해석되었다.

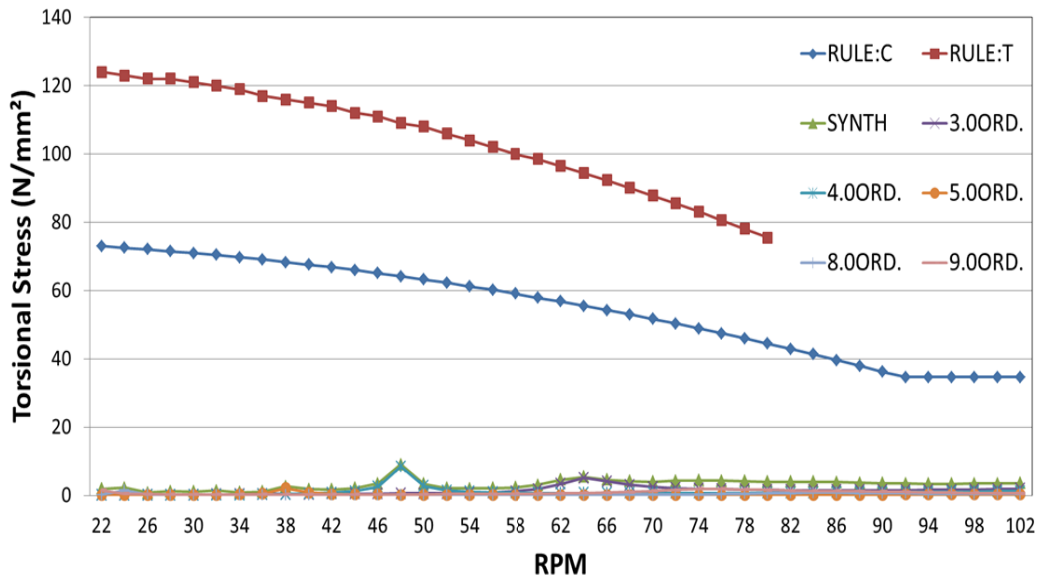


Fig. 3.1.5 Torsional stress of No.1 intermediate shaft in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)

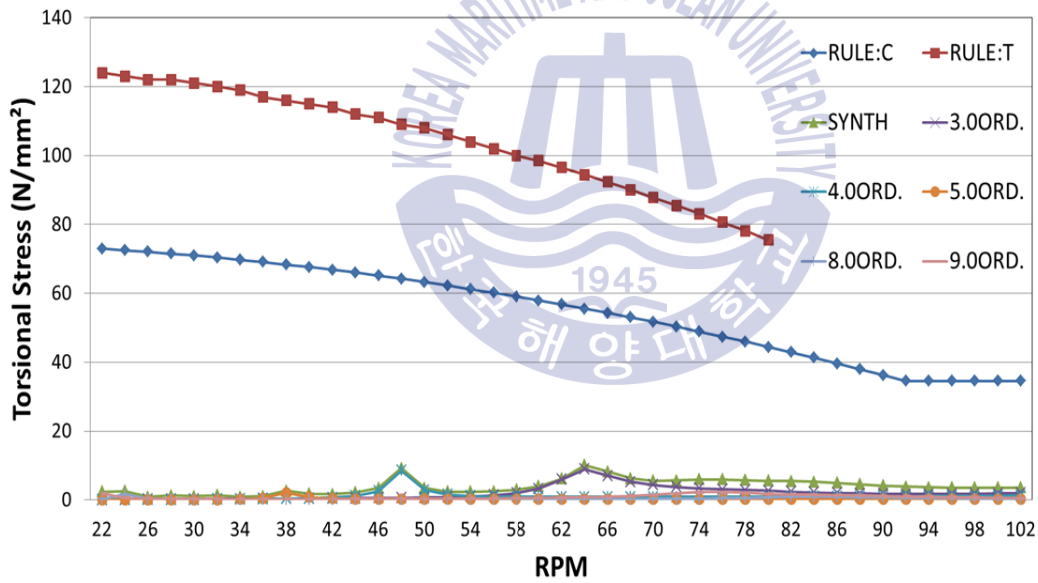


Fig. 3.1.6 Torsional stress of No.1 intermediate shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)

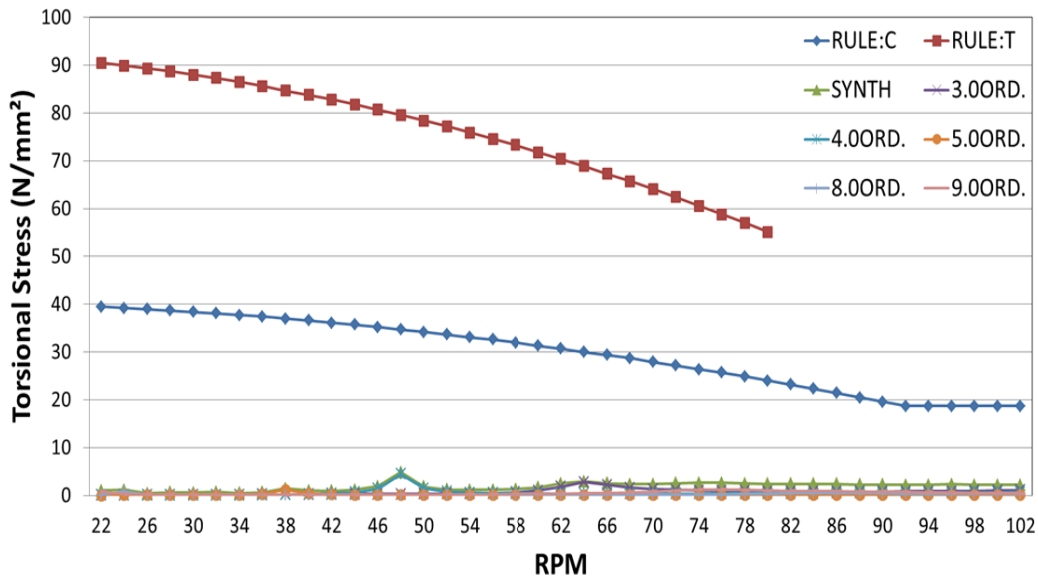


Fig. 3.1.7 Torsional stress of propeller shaft in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)

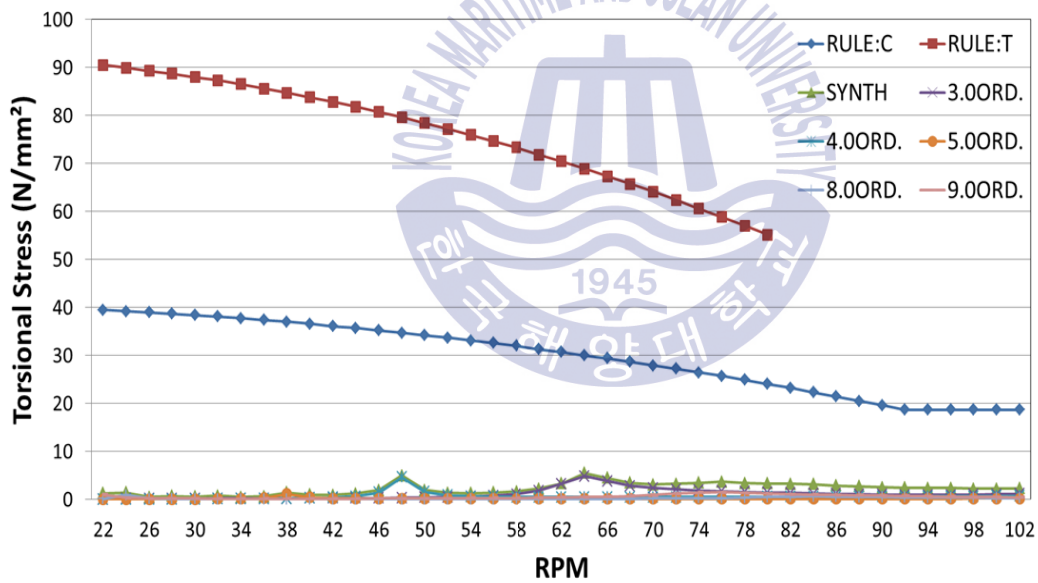


Fig. 3.1.8 Torsional stress of propeller shaft in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)



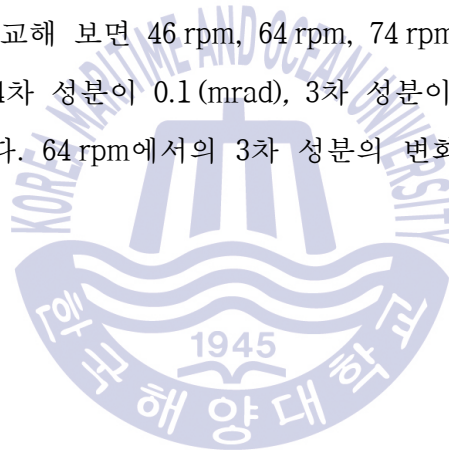
### (3) 플라이휠에서의 비틀림 강제진동 해석 평가

본 절에서는 플라이휠에서의 비틀림 강제진동 해석 결과를 검토하였다. 이 결과를 Fig. 3.1.9와 Fig. 3.1.10에 정리하였다. 이들 그림에서는 플라이휠에서의 진동 각변위를 차수별로 보이고 있다.

Fig. 3.1.9는 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 플라이휠에서의 진동 각변위를 주요 차수별로 정리한 결과이다. 그 중 48 rpm에서 4차 성분이 2.9 (mrad)를 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이 1.8 (mrad)을 보이고 있다. 76 rpm에서는 9차 성분이 1.7 (mrad)을 보였다. 그 외의 차수 성분들은 비교적 작은 값을 가졌다.

Fig. 3.1.10은 과급기 차단이 적용된 경우에 플라이휠에서의 진동 각변위를 주요 차수별로 보이고 있다. 48 rpm에서 4차 성분이 3.0 (mrad)을 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이 3.2 (mrad)를 보이고 있다. 76 rpm에서는 2.0 (mrad)을 보였다. 그 외의 차수 성분들은 비교적 작은 값의 변위를 가졌다.

Fig. 3.1.9와 Fig. 3.1.10을 비교해 보면 46 rpm, 64 rpm, 74 rpm에서 변위 값이 과급기 차단을 적용 후 각각 4차 성분이 0.1 (mrad), 3차 성분이 1.4 (mrad), 9차 성분이 0.3 (mrad)만큼 증가했다. 64 rpm에서의 3차 성분의 변화가 77%로 가장 큰 변화를 보였다.





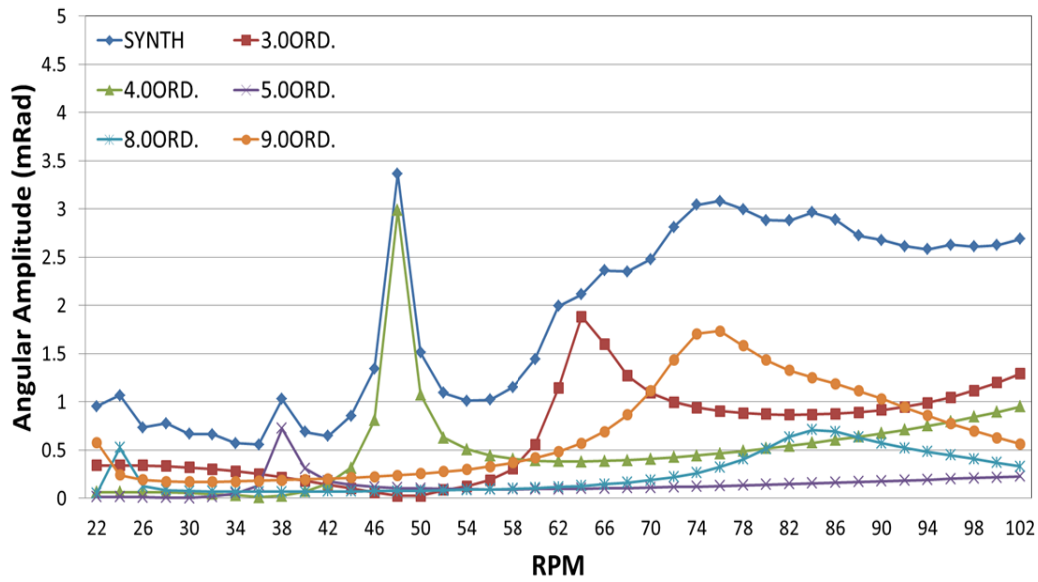


Fig. 3.1.9 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)

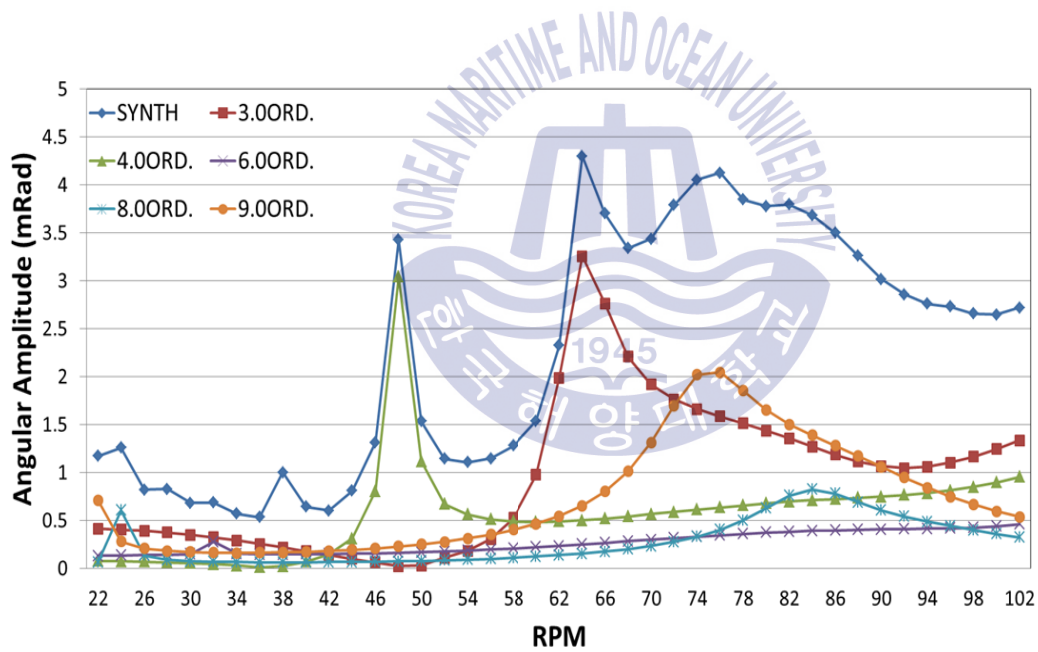


Fig. 3.1.10 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)

#### (4) 비틀림진동 댐퍼에서의 비틀림 강제진동 해석 평가

본 절에서는 해당 추진축계의 선수방향 가장 앞단에 설치되어 있는 비틀림진동 댐퍼의 비틀림진동 해석 결과를 Fig. 3.1.11부터 Fig. 3.1.14까지 나타내고 있다.

Fig. 3.1.11은 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 진동 각변위 해석 결과이다. 그래프의 형상은 플라이휠에서의 그래프와 유사하게 나타났다. 48 rpm에서 4차 성분이 5.0 (mrad)을 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이 3.0 (mrad)을 보이고 있다. 76 rpm에서는 9차 성분이 5.4 (mrad)를 보이고 있으며, 84 rpm에서 8차 성분이 2.1 (mrad)을 보였다. 그 외 다른 차수 성분들은 비교적 작은 값을 가졌다.

Fig. 3.1.12는 과급기 차단이 적용된 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 진동 각변위를 보이고 있다. 48 rpm에서 4차 성분이 5.1 (mrad)을 보이고 있으며, 64 rpm에서 3차 성분이 5.3 (mrad)을 보이고 있다. 76 rpm에서는 9차 성분이 6.4 (mrad)를 보이고 있으며, 84 rpm에서 8차 성분이 2.5 (mrad)를 보였다. 그 외 다른 차수 성분들은 비교적 작은 값을 보였다.

Fig. 3.1.11과 Fig. 3.1.12를 비교해 보면 48 rpm, 64 rpm, 76 rpm, 84 rpm에서 과급기 차단 적용 후, 진동 각변위가 각각 4차 성분이 0.1 (mrad), 3차 성분이 2.3 (mrad), 9차 성분이 1.0 (mrad), 8차 성분이 0.4 (mrad)만큼 증가함을 알 수 있었다. 그 중 3차 성분이 최대 76% 증가하여 가장 큰 변화를 보였다.

Fig. 3.1.13은 과급기가 정상적으로 사용된 경우 토크 변화량을 보이고 있다. 22 rpm부터 64 rpm까지는 토크 변동이 거의 없거나 작은 변화를 보이고 있다. 66 rpm이후 9차 성분이 급격히 증가하여 76 rpm에서 272.9 (kNm)으로 최고값을 보였다. 8차 성분은 74 rpm이후 증가하여 86 rpm에서 109.4 (kNm)으로 최고값을 보였다. 6차 성분의 그래프는 80 rpm 이후 조금씩 증가하였다. 102 rpm에서 73.2 (kNm)으로 최고값을 보였다.

Fig. 3.1.14는 과급기 차단이 적용된 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 토크 변화량을 보이고 있다. 22 rpm부터 64 rpm까지는 토크 변화가 거의 없거나 작은 변

화를 보이고 있다. 66 rpm 이후 9차 성분이 급격히 증가하여 76 rpm에서 322 (kNm)으로 최고값을 보였다. 74 rpm 이후 8차 성분이 증가하면서 86 rpm에서 123.7 (kNm)으로 최고값을 보였다. 78 rpm 이후 6차 성분이 조금씩 증가하였고 102 rpm에서 72.7 (kNm)으로 최고값을 보였다.

Fig. 3.1.13과 Fig. 3.1.14를 비교해 보면 과급기 차단을 적용 하였을 때가 9차 성분이 76 rpm에서 49.1 (kNm) 만큼 증가하였고, 이는 18%만큼 증가하였음을 의미한다. 8차 성분은 86 rpm에서 14.3 (kNm) 만큼 증가하였고, 이는 13% 만큼 증가하였음을 의미한다. 6차 성분은 102 rpm에서 0.5 (kNm) 만큼 감소하였다.

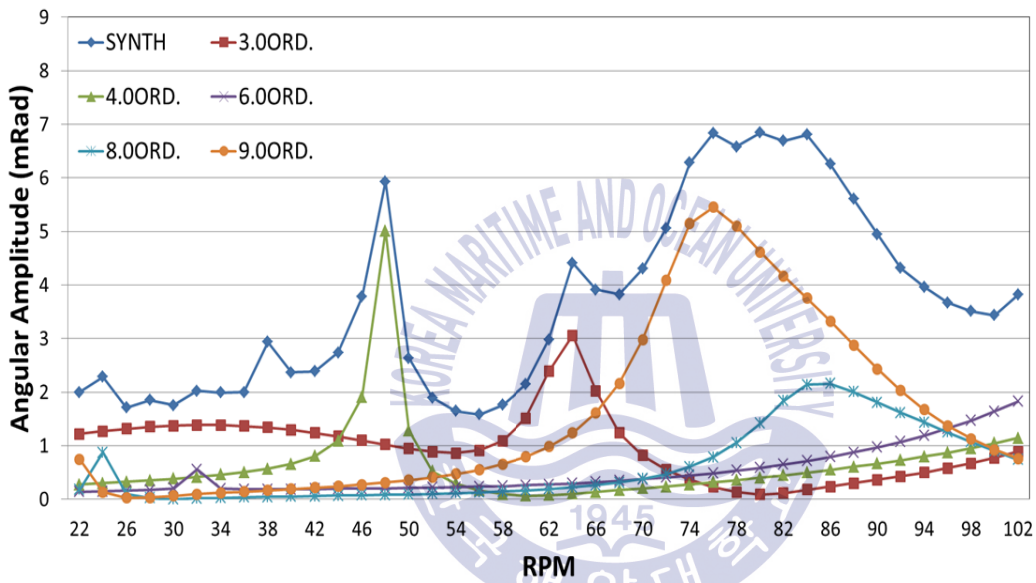


Fig. 3.1.11 Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)

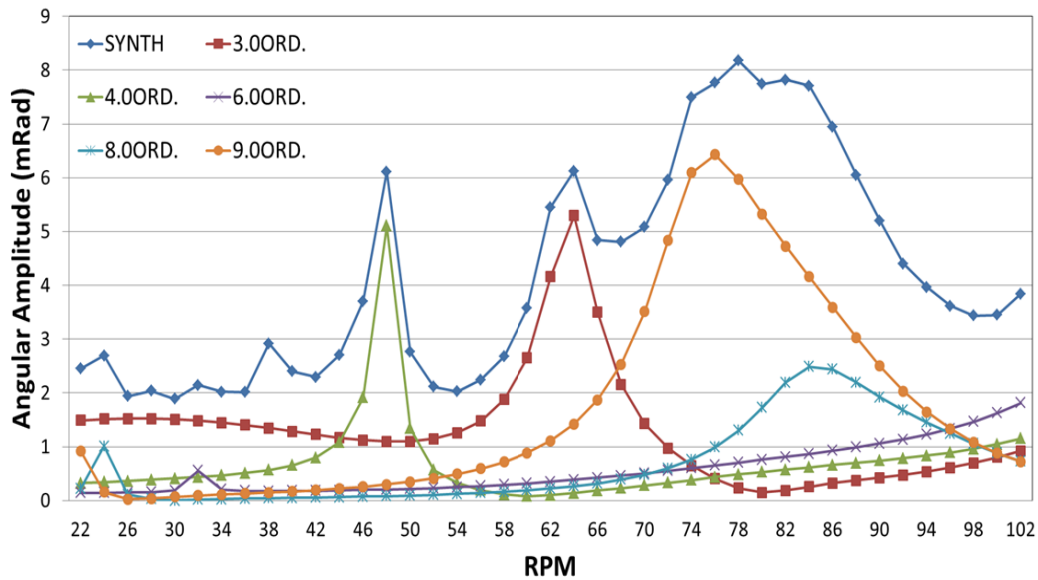


Fig. 3.1.12 Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)

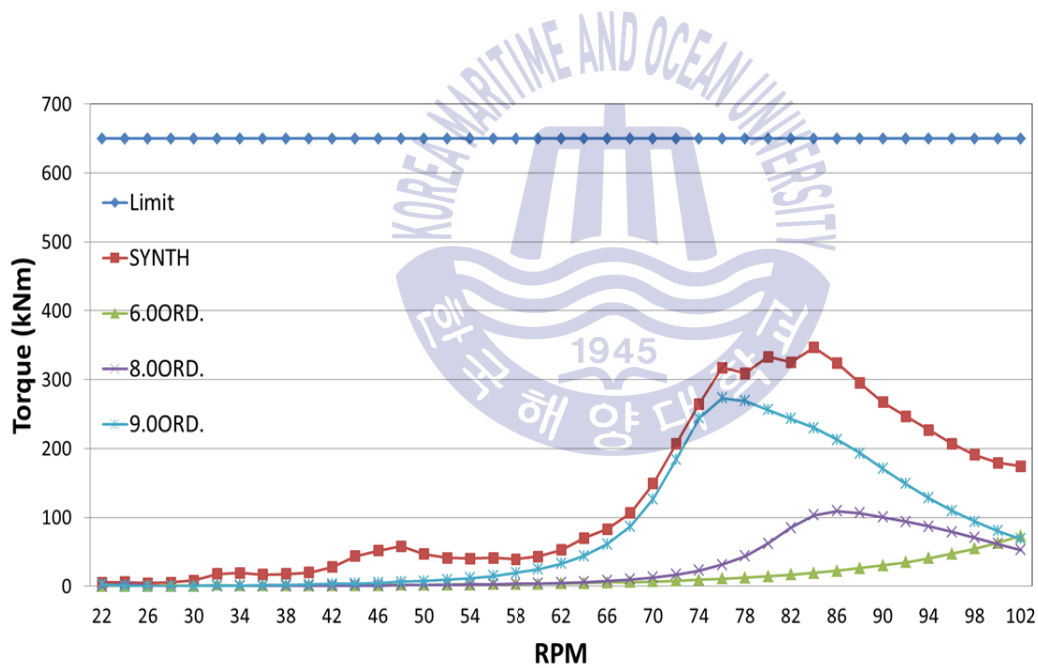


Fig. 3.2.13 Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)

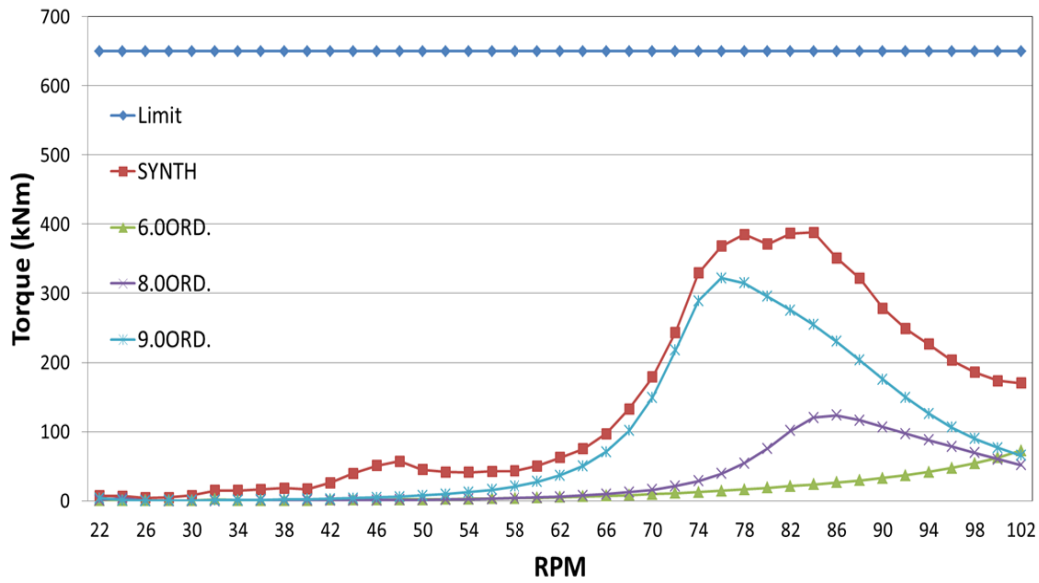


Fig. 3.2.14 Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)



### 3.2 12RTA96C-B 기관을 갖는 비틀림진동 계측 결과 평가

본절에서는 3.1절에서 해석한 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여, 해석에 적용한 실제 12RTA96C-B 기관을 갖는 추진축계에 대하여 비틀림진동 계측하고 해석 결과와 비교 검토하였다. 과급기가 정상적으로 작동하는 경우와 과급기 차단이 적용된 경우의 비틀림진동을 플라이휠 부근에서 계측하였다.

이 결과를 Fig. 3.2.1에 보이고 있다. 이 그림은 과급기가 정상적으로 사용된 경우 계측 결과와 과급기 차단이 적용된 경우의 9차 성분 분포 그래프이다. 이 그림에서 과급기가 정상적으로 사용된 경우의 데이터가 삼각형이고, 계측 범위는 40 rpm부터 90 rpm까지이다. 비틀림진동 각변위가 가장 큰 값을 75 rpm에서 0.097 (deg)로 계측되었다. 원형 데이터는 과급기 차단이 적용된 경우에 계측한 9차 성분을 나타내었다. 계측 범위는 25 rpm부터 85 rpm까지이며, 75 rpm에서 가장 큰 0.118 (deg)을 보였다. 이들 그림을 비교하여 보면 과급기 차단이 적용된 경우 75 rpm에서 최대값이 21% 증가하였다.

배기관에서의 진동 계측은 운항 중 배기관에서의 진동 발생이 예상되어 수행하게 되었다. Fig. 3.2.2는 과급기가 정상적으로 사용된 경우와 과급기 차단이 적용된 경우를 배기관에서의 진동 계측을 시행한 결과를 보이고 있다. 60 rpm 이하에서는 배기관에서의 진동이 크지 않았지만 70 rpm 이후 급격하게 진동이 증가하였다. 과급기가 정상적으로 사용된 경우에는 78 rpm에서 74.7 (mm/s)의 값을 보이며, 과급기 차단이 적용된 경우에는 78 rpm에서 98 (mm/s)의 값을 보였다. 과급기 차단이 적용된 경우에 배기관에서의 진동 값이 최대 31% 증가함을 알 수 있었다.

Fig. 3.2.3과 Fig. 3.2.4는 3.1절에서의 해석 결과의 타당성을 검증하고자 각각 플라이휠에서의 과급기가 정상적으로 사용된 경우와 과급기 차단이 적용된 경우를 보이고 있다.

Fig. 3.2.3은 과급기가 정상적으로 사용된 경우의 9차 성분을 해석과 계측 데이터 비교 그래프이다. 분포 데이터는 계측 결과이며, 곡선 데이터는 해석 결

과이다. 해석 결과가 계측 결과와 비슷한 형상을 나타내고 있어 해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

또한, Fig. 3.2.4는 과급기 차단이 적용된 경우의 9차 성분의 해석과 계측 데이터 비교 그래프이다. 분포 데이터는 계측 결과이며, 곡선 데이터는 해석 결과이다. Fig. 3.2.3과 마찬가지로 해석 결과가 계측 결과와 비슷한 형상을 나타내고 있어 해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

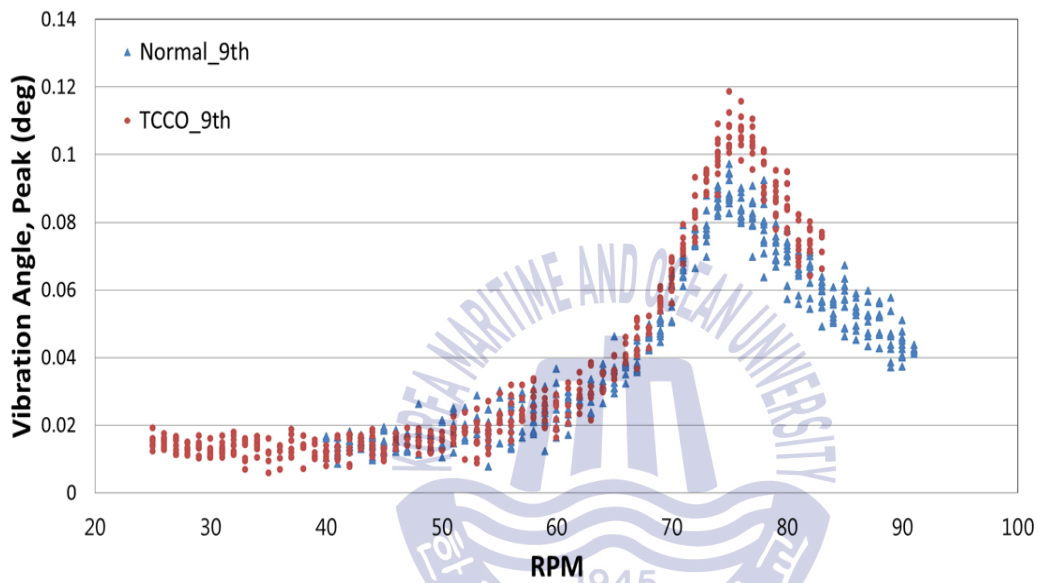


Fig. 3.2.1 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition & turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)



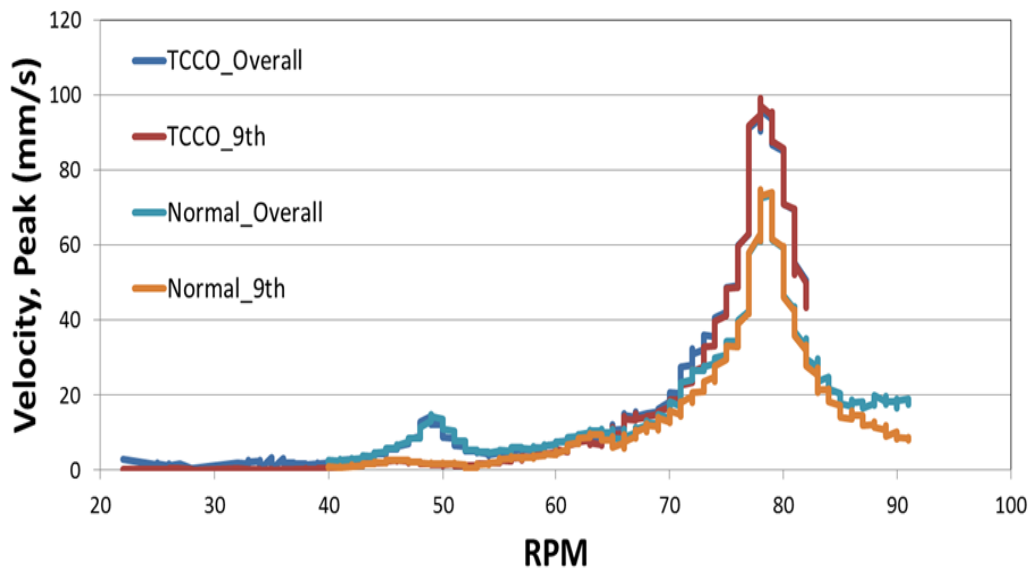


Fig. 3.2.2 Vibration velocity of exhaust in turbocharger normal condition & turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)

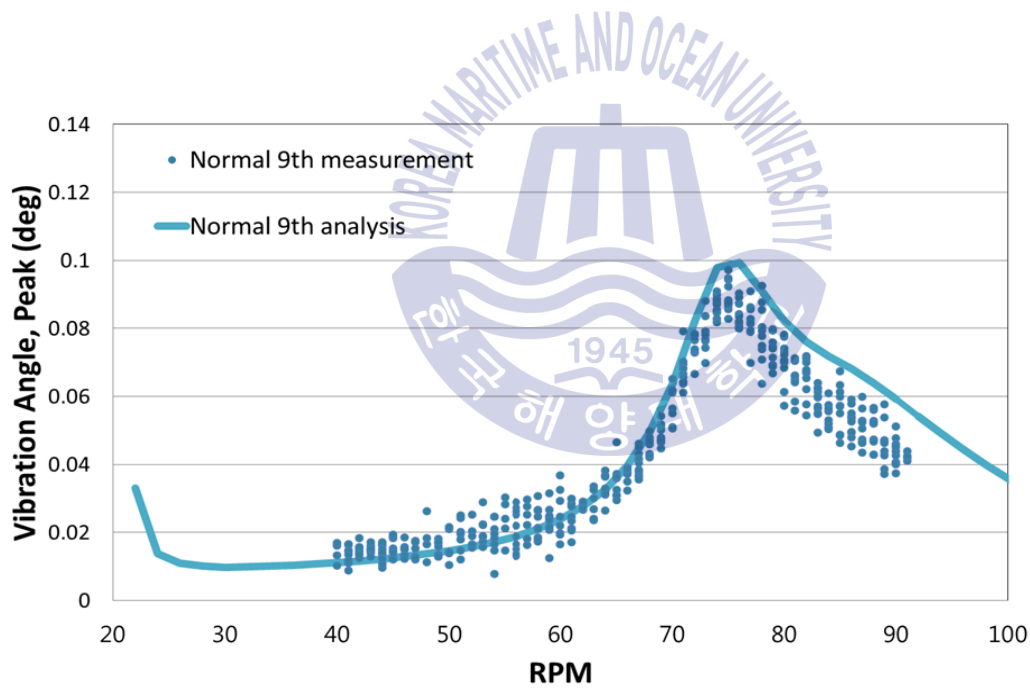


Fig. 3.2.3 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(12RTA96C-B)



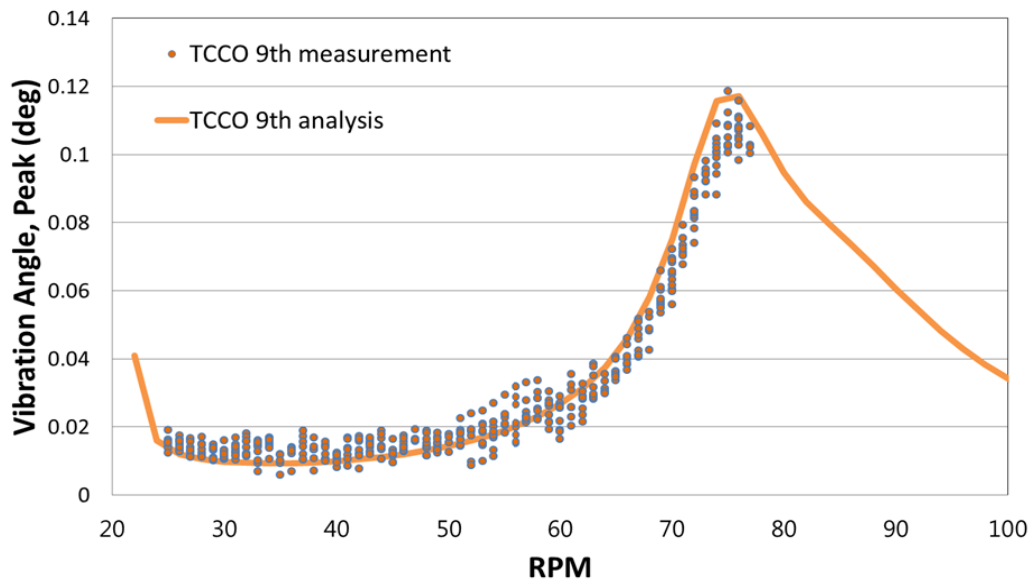


Fig. 3.2.4 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(12RTA96C-B)



### 3.3 8RT-flex68T-D 기관을 갖는 추진축계의 비틀림진동 해석

본 절에서는 비틀림진동 해석의 타당성을 검증하기 위하여 다른 추진축계에 대해 비틀림진동을 해석하고 검토하였다. 해석은 W사 8RT-flex68T-D 기관을 주기관으로 갖는 추진축계를 대상으로 하였다. 과급기가 정상적으로 작동하는 경우와 과급기 차단이 적용된 경우에 대해 기관 축계의 비틀림 자유진동 및 강제진동을 해석하고 검토하였다.

해석 대상인 기관과 축계 사양은 Table 3.3.1에 보이고 있다. 이 추진 축계는 2행정 8실린더를 갖고 실린더 직경은 680 (mm)이고 행정의 길이는 2720 (mm)이다. 중간축 1개와 프로펠러축 1개로 연결되어 있으며, 각각 치수는 D590×5844 (mm)와 D720×1160.5 (mm)이다. 프로펠러는 5개의 날개로 구성되어 있으며 지름은 7.5 (m)이다.

해당 기관은 총 2기의 과급기가 설치되어 있으며, M사의 MET66-MA를 사용하고 있다. 해석 방법은 2기의 과급기를 모두 사용하는 경우와 2기중 1기의 과급기를 차단하여 사용하는 경우로 수행하였다.

Fig. 3.3.1은 기관을 등가 탄성 질량계로 모델링 한 것을 보이고 있다. 이 그림은 1번 선수방향 비틀림진동 댐퍼를 시작으로 15번 프로펠러까지의 등가 탄성 질량계로 모델링 한 것이며, 2번은 플랜지이고, 3번부터 10번까지는 기관의 실린더이다. 계속하여 11번은 체인 드라이브, 12번은 플라이휠, 13번은 중간축, 14번은 프로펠러축을 의미하고 있다.

**Table 3.3.1** Specifications of the main engine and shafting system(8RT-flex68T-D)

Node Name	Specification	
Engine	Maker	W사
	Type	8RT-flex68T-D
Torsional Vibration Damper	Maker	Geislinger
	Type	D220/22
Intermediate Shaft	External Diameter	590 (mm)
	Length	5844 (mm)
Propeller Shaft	External Diameter	720 (mm)
	Length	1160.5 (mm)
Propeller	Number of Blades	5
	Diameter	7.5 (m)

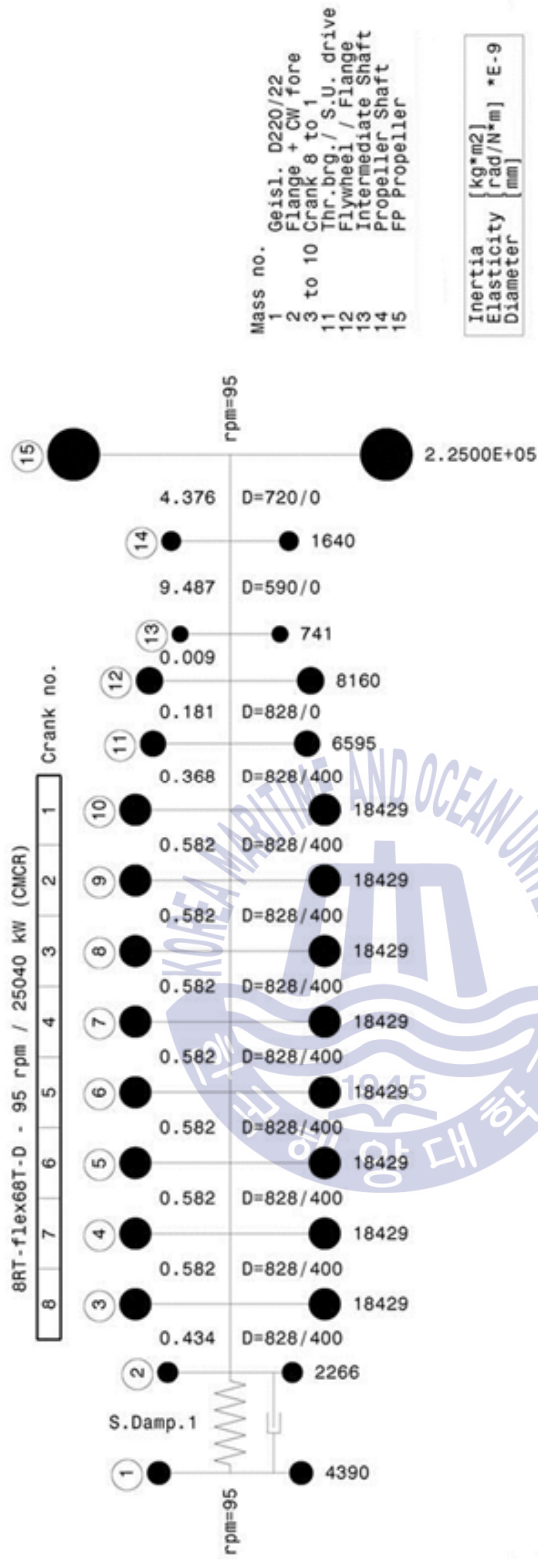


Fig. 3.3.1 Equivalent mass elastic system for 8RT-flex68T-D

### 3.3.1 비틀림 자유진동 해석

Fig. 3.3.2는 8RT-flex68T-D를 주기관으로 갖는 추진축계의 자유진동 해석 결과를 보인다. 여기서 각 고유모드의 공진진동수 해석 결과는 mode 1 ~ 3 순서대로 246.6, 947.7, 1180.3 cpm 을 나타내었다. 1차 모드에서는 프로펠러축에 절점이 위치하고 있다. 2차 모드에서는 실린더 5번과 실린더 4번 사이 및 프로펠러축에 절점이 위치한다. 3차 모드에서는 비틀림진동 댐퍼, 실린더 4번과 3번 사이 및 프로펠러축에 각각의 절점이 위치한다.

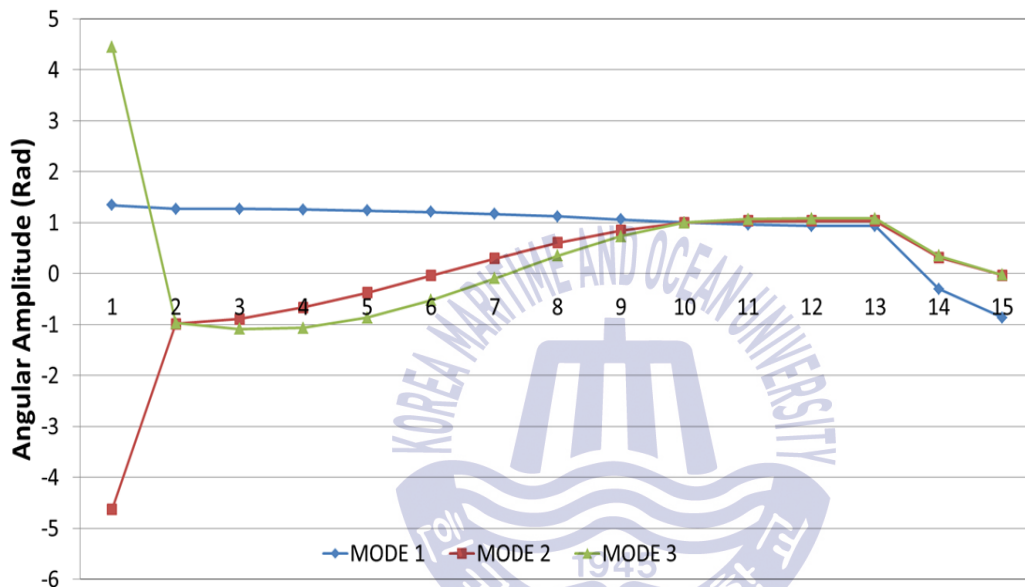


Fig. 3.3.2 Mode shape of propulsion shafting system with 8RT-flex68T-D

### 3.3.2 비틀림 강제진동 해석

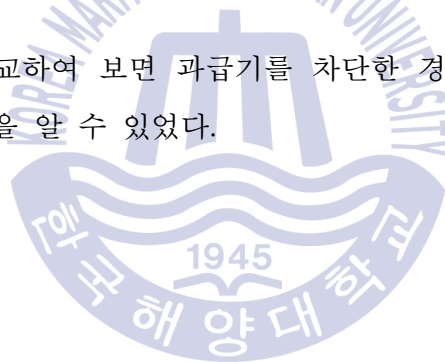
#### (1) 크랭크축에서의 비틀림 강제진동 해석

기관을 크랭크축에 작용하는 비틀림진동 응력을 알아보기 위하여 해당 부분의 비틀림 강제진동 해석을 수행하였다.

Fig. 3.3.3은 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 크랭크축에 작용하는 응력을 나타낸 그래프이다. 31 rpm에서 6번, 7번, 8번 크랭크축의 응력 값들이 각각  $32.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ,  $36.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ,  $35.7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 을 보였다. 이는 IACS 규정치를 초과하기 때문에 이 기관축계에 연속사용 금지구간으로 27 rpm부터 34 rpm을 설정하여야 한다.

Fig. 3.3.4는 과급기 차단이 적용된 경우 크랭크축에 작용하는 응력을 나타낸 그래프이다. 5번, 6번, 7번, 8번 크랭크축의 응력 값들이 각각  $30.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ,  $35.7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ,  $40.0 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ,  $39.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다. 이 경우에도 IACS 규정치를 초과하기 때문에 연속사용 금지구간으로 27 rpm부터 34 rpm으로 설정하여야 한다.

Fig. 3.3.3과 Fig. 3.3.4를 비교하여 보면 과급기를 차단한 경우에 비틀림 부가응력 값이 최대 10% 증가함을 알 수 있었다.



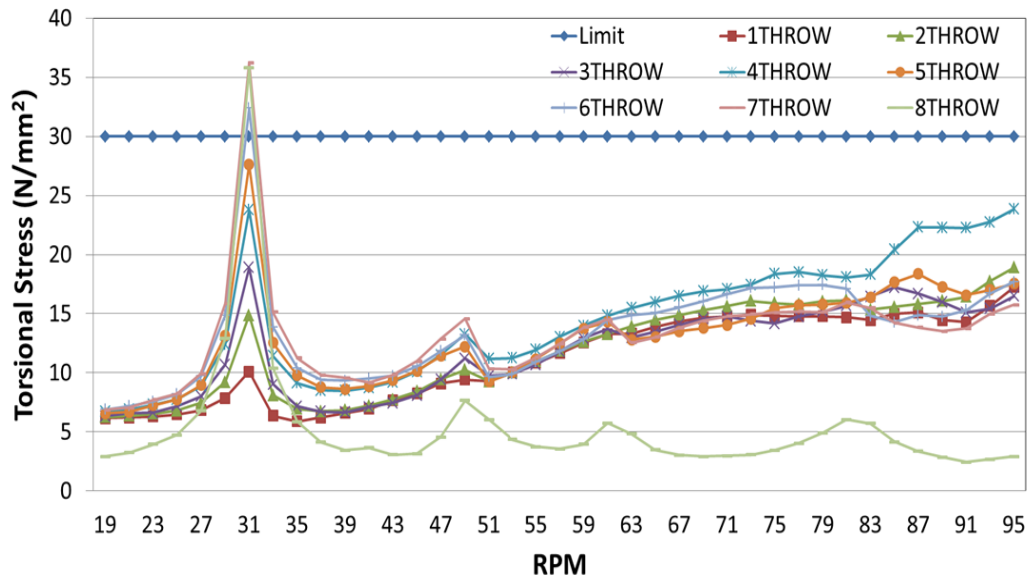


Fig. 3.3.3 Torsional stress of crank shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D)

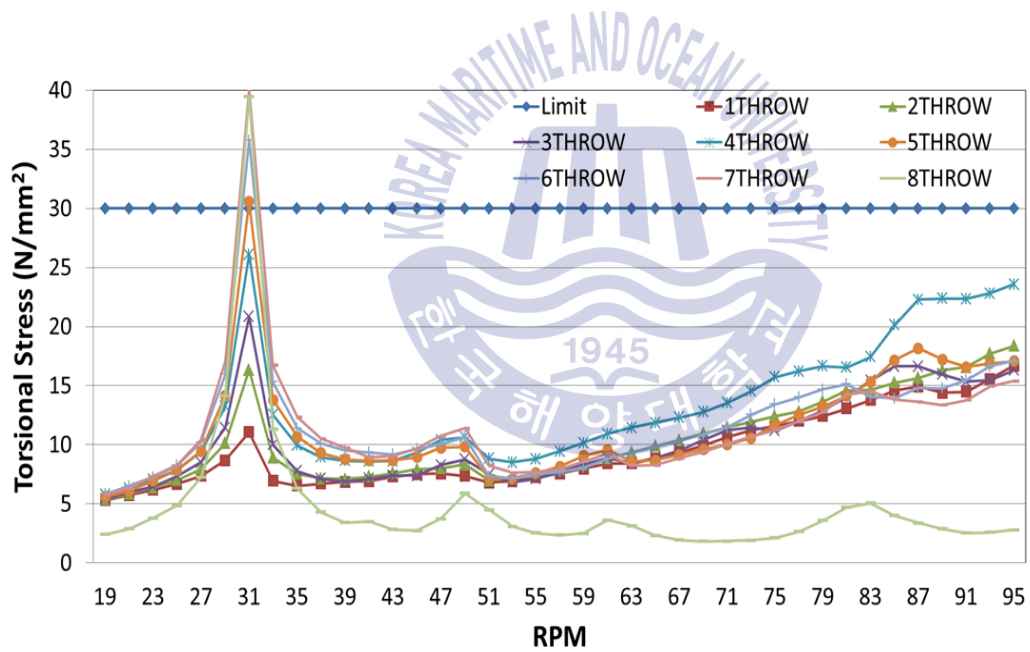


Fig. 3.3.4 Torsional stress of crank shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)

## (2) 중간축 및 프로펠러축에서의 비틀림 강제진동 해석

중간축 및 프로펠러축에서의 비틀림 강제진동을 해석하고 그 결과를 Fig. 3.3.5부터 Fig. 3.3.8에 정리하였다.

Fig. 3.3.5는 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 중간축에서의 비틀림 부가응력 해석 결과이다. 8차 성분이 31 rpm에서  $102 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이며 연속사용금지 규정치를 초과하였다. 이는 크랭크축과 같은 양상으로 연속사용 금지구간을 설정하여야 한다. 그 외 5차 성분이 49 rpm에서  $18.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다. 3차 성분은 81 rpm에서  $14.9 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다.

Fig. 3.3.6은 과급기 차단이 적용된 경우 중간축에서의 비틀림 부가응력 해석 결과이다. 8차 성분이 31 rpm에서  $113 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다. 5차 성분이 49 rpm에서  $14.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있으며, 3차 성분이 81 rpm에서  $11.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있다.

Fig. 3.3.5와 Fig. 3.3.6을 비교하여 보면, 과급기 차단이 적용된 경우 8차 성분이 31 rpm에서 10% 만큼 비틀림 부가응력이 증가하였다.

Fig. 3.3.7은 과급기가 정상적으로 사용된 경우 프로펠러축에서의 비틀림 응력 해석 결과이다. 8차 성분이 31 rpm에서  $56.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 로 가장 큰 부가응력 값을 보이고 있다. 49 rpm에서 5차 성분이  $9.9 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 를 보이고 있으며, 81 rpm에서 3차 성분이  $8.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 을 보이고 있다.

Fig. 3.3.8은 과급기 차단이 적용된 경우 프로펠러축에서의 비틀림 응력 해석 결과이다. 8차 성분이 31 rpm에서  $62.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 을 보이고 있다. 49 rpm에서 5차 성분이  $7.8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 을 보이고 있으며, 81 rpm에서 3차 성분이  $6.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ 을 보이고 있다.

Fig. 3.3.7과 Fig. 3.3.8을 비교해 보면, 31 rpm에서 과급기 차단이 적용된 경우 8차 성분이 10% 만큼 비틀림 부가응력 값이 증가하였다. 중간축과 프로펠러축 또한 크랭크축과 마찬가지로 27 rpm - 34 rpm 구간을 연속사용 금지구역으로 설정하여야 한다.



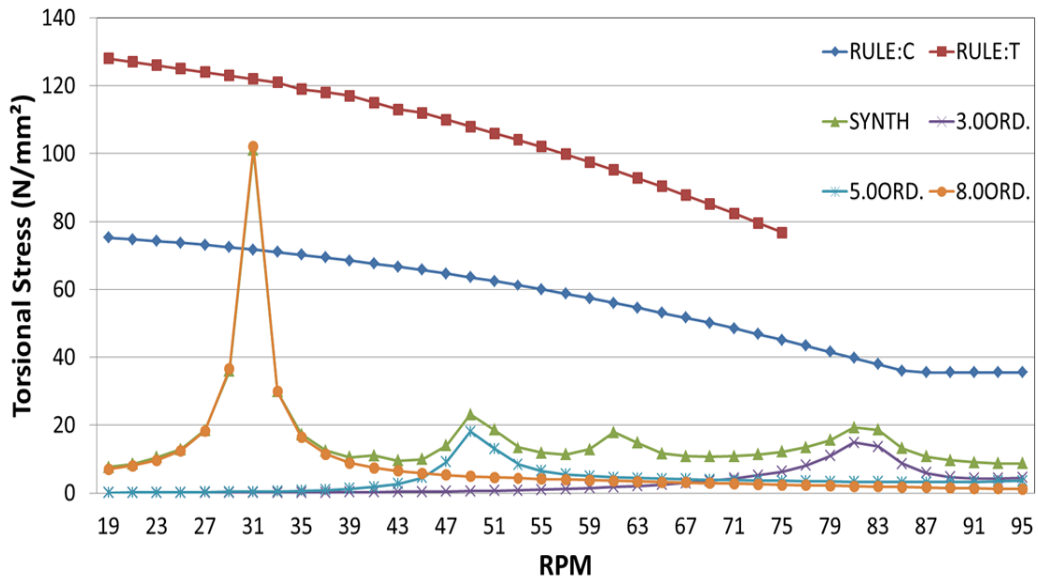


Fig. 3.3.5 Torsional stress of intermediate shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D)

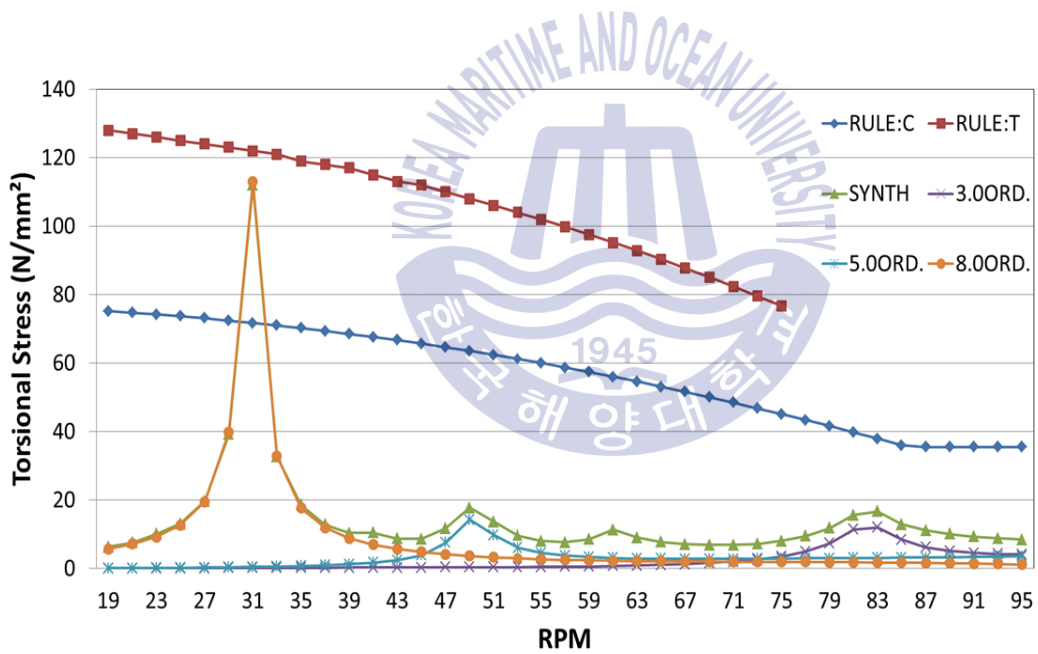


Fig. 3.3.6 Torsional stress of intermediate shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)

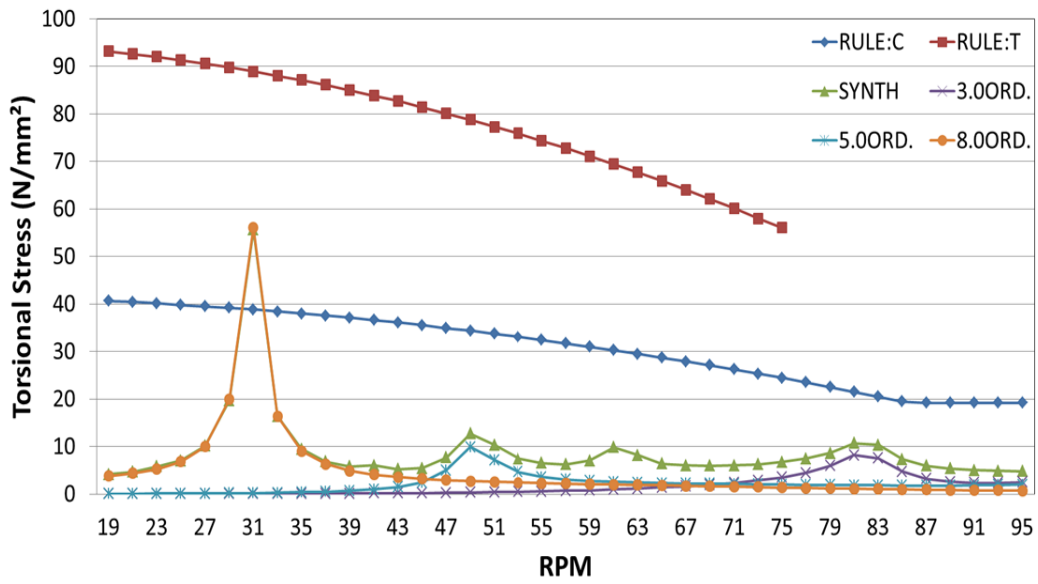


Fig. 3.3.7 Torsional stress of propeller shaft in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D)

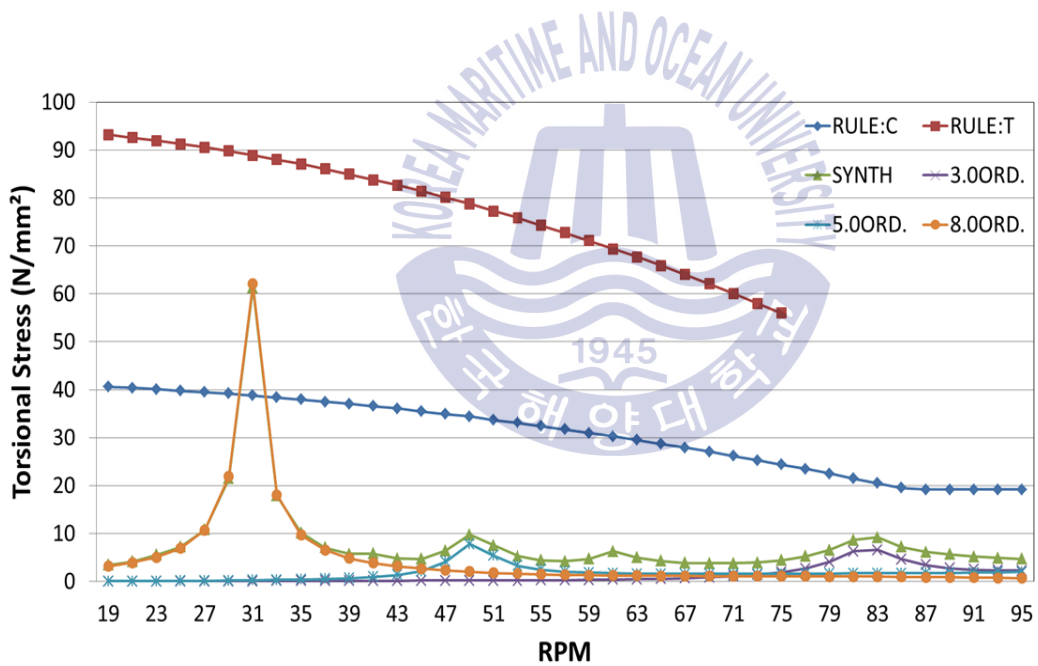


Fig. 3.3.8 Torsional stress of propeller shaft in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)

(3) 플라이휠에서의 비틀림 강제진동 해석 평가

플라이휠에서의 비틀림 강제진동 각변위를 해석하고 그 결과를 Fig. 3.3.9와 Fig. 3.3.10에 각 차수별로 정리하였다.

Fig. 3.3.9는 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 플라이휠에서의 진동 각변위를 차수별로 해석한 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 31 rpm에서 8차 성분이 30.1(mrad)을 보이고 있다. 49 rpm에서 5차 성분이 5.2(mrad)를 보이고 있으며, 81 rpm에서 4.2(mrad)를 보인다.

Fig. 3.3.10은 과급기 차단이 적용된 경우 플라이휠에서의 진동 각변위를 차수별로 해석한 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 31 rpm에서 8차 성분이 33.3(mrad)을 보이고 있다. 49 rpm에서 5차 성분이 4.1(mrad)을 보이고 있으며, 81 rpm에서 3차 성분이 3.2(mrad)를 보인다.

Fig. 3.3.9와 Fig. 3.3.10을 비교해 보면 31 rpm에서 과급기 차단이 적용된 경우 8차 성분이 10% 증가함을 알 수 있었다.

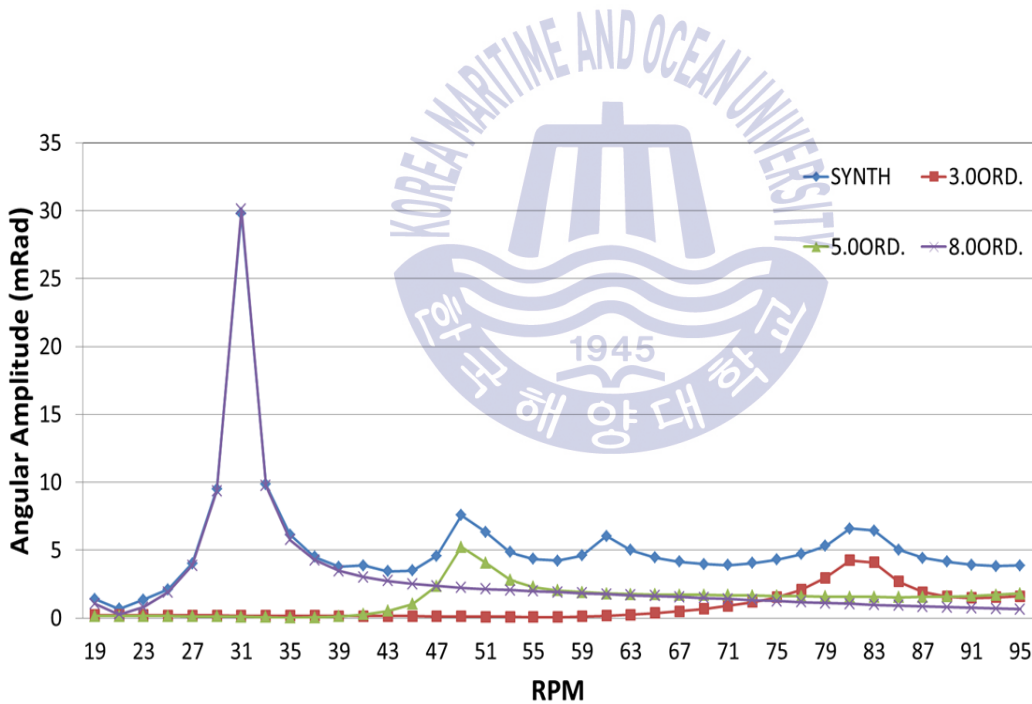


Fig. 3.3.9 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D)

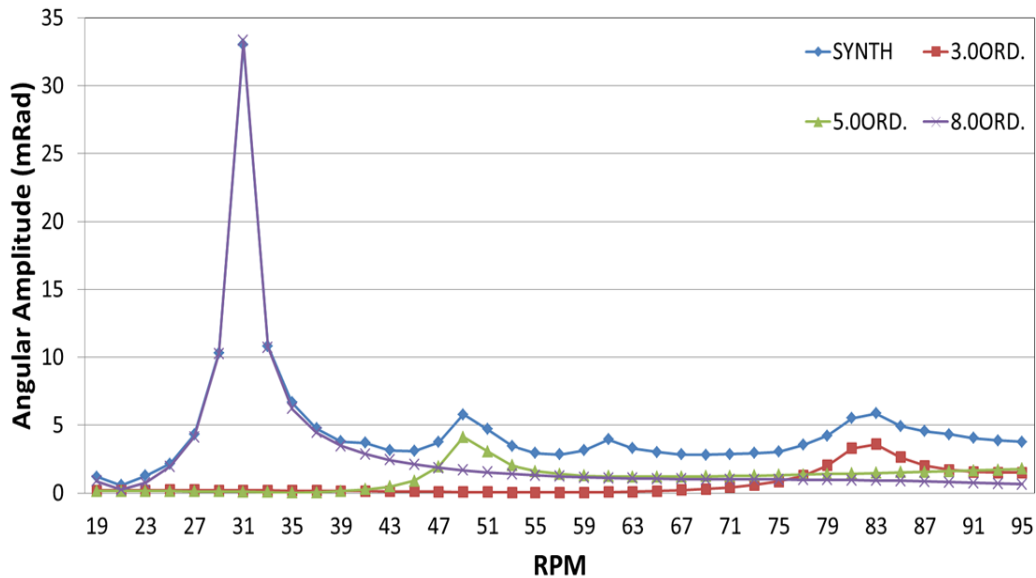


Fig. 3.3.10 Torsional angular amplitude of flywheel in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)

(4) 비틀림진동 댐퍼에서의 비틀림 강제진동 해석

해석에 적용한 추진축계의 선수방향 가장 앞단에 설치되어 있는 비틀림진동 댐퍼에 대한 비틀림 강제진동을 해석하고, 그 결과를 Fig. 3.3.11부터 Fig. 3.3.14에 정리하였다.

Fig. 3.3.11은 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 진동 각변위 해석 결과이다. 이를 검토하여 보면, 31 rpm에서 8차 성분이 43.1 (mrad)로 가장 큰 값을 나타내었다. 그리고 49 rpm에서 5차 성분이 7.7 (mrad)을 보이고 있으며, 81 rpm에서 3차 성분이 6.6 (mrad)을 보이고 있다.

Fig. 3.3.12는 과급기 차단이 적용된 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 진동 각변위 해석 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면, 31 rpm에서 8차 성분이 47.7 (mrad)로 가장 큰 값을 나타내었다. 그리고 49 rpm에서 5차 성분이 6.1 (mrad)을 보이고 있으며, 81 rpm에서 3차 성분이 5.1 (mrad)을 보이고 있다.

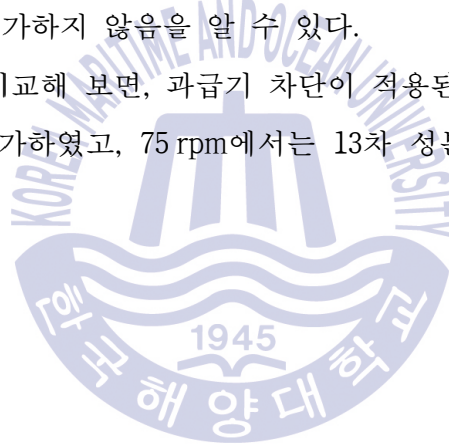
Fig. 3.3.11과 Fig. 3.3.12를 비교해 보면 과급기 차단이 적용된 경우 8차 성분

이 31 rpm에서 10%정도 증가하는 가장 큰 변화를 보였다. 그 외의 성분들에서는 큰 변화가 없었다.

Fig. 3.3.13과 Fig. 3.3.14는 비틀림진동 댐퍼에서의 토크 변동량을 해석한 결과이다. Fig. 3.3.13은 과급기가 정상적으로 작동하는 경우 토크 변동을 해석한 결과로, 31 rpm에서 8차 성분이 127.7 (kNm)을 보이고 있으며, 49 rpm에서 5차 성분이 23.2 (kNm)를 보이고 있다. 75 rpm에서 13차 성분이 67.8 (kNm)을 보이고 있으며, 87 rpm에서 11차 성분이 150.4 (kNm)로 가장 높은 토크 변동값을 보이고 있다. 그리고 모든 차수 성분의 값은 규정치를 초과하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 3.3.14는 과급기 차단이 적용된 경우 비틀림진동 댐퍼에서의 토크변동량을 해석한 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 31 rpm에서 8차 성분이 141.2 (kNm)를 보이고 있으며, 49 rpm에서 5차 성분이 17.3 (kNm)을 보이고 있다. 75 rpm에서 13차 성분이 72.1 (kNm)을 보이고 있으며, 87 rpm에서 11차 성분이 143.3 (kNm)로 가장 높은 토크변동 값을 나타내었다. 그리고 이 경우에도 모든 차수 성분의 값은 규정치를 초과하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 3.3.13과 Fig. 3.3.14를 비교해 보면, 과급기 차단이 적용된 경우 31 rpm에서는 8차 성분이 10% 정도 증가하였고, 75 rpm에서는 13차 성분이 6% 정도 증가하였다.



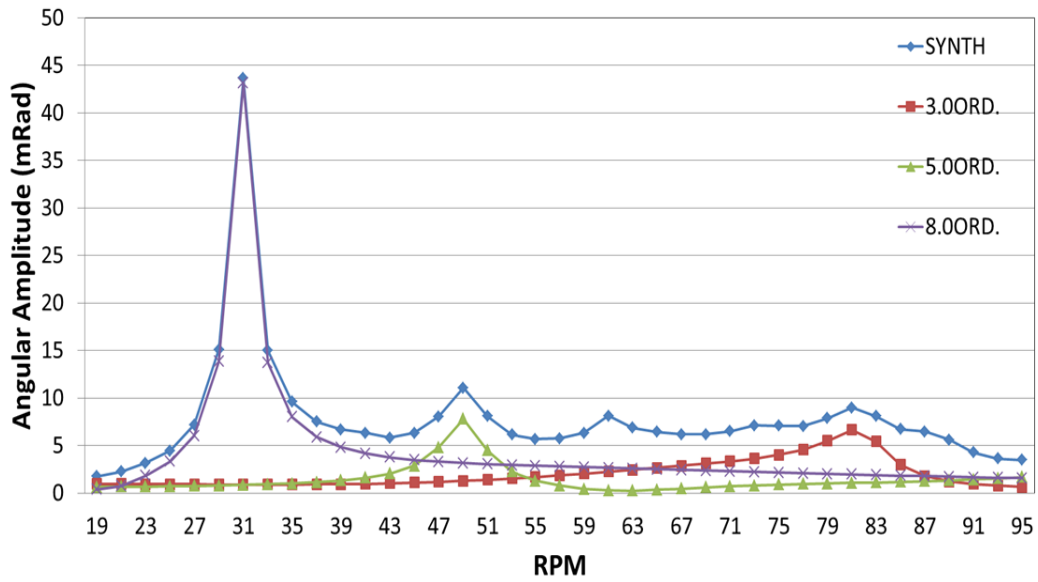


Fig. 3.3.11 Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger normal condition(8RT-flex68T-D)

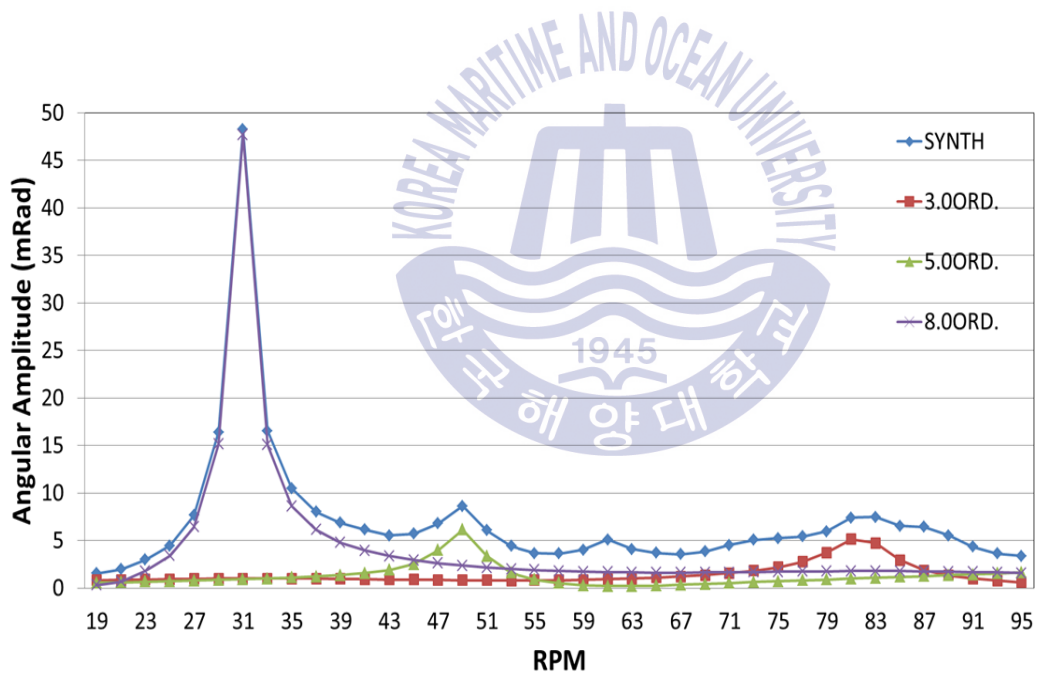


Fig. 3.3.12 Torsional angular amplitude of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)

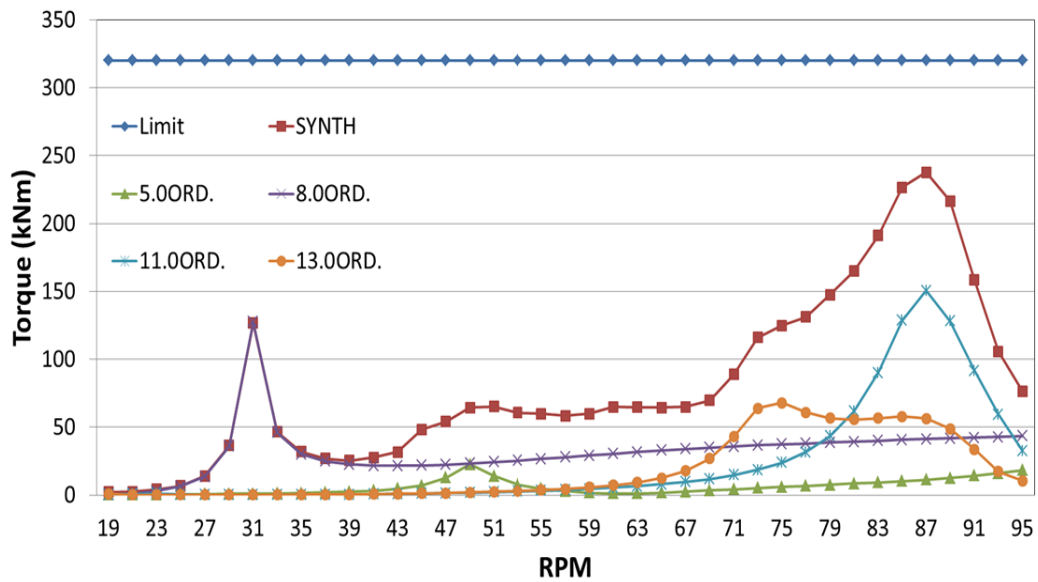


Fig. 3.3.13 Vibratory torque of torsional vibration damper in normal condition(8RT-flex68T-D)

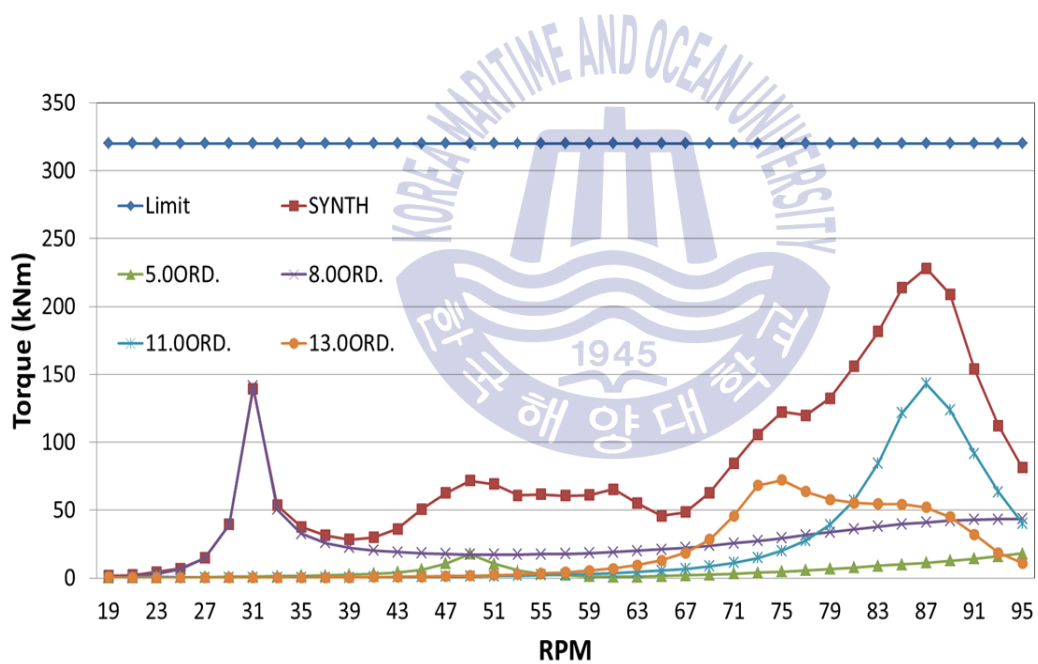


Fig. 3.3.14 Vibratory torque of torsional vibration damper in turbocharger cut out condition(8RT-flex68T-D)



## 제 4 장 결 론

본 논문에서는 slow steaming이 적용된 선박 주기관의 기진력 변화를 분석하였으며, 이에 따른 축계 비틀림 자유진동 및 강제진동에 대하여 이론적 해석을 수행하였고, 이를 실선 진동 계측과 비교 평가하였다.

또한 slow steaming의 적용은 주기관의 기진력을 상승시켜 축계 비틀림진동에 영향을 미칠 수 있음을 확인하였다. 따라서 축계 설계단계에서 이에 대한 검토는 필요하며, 특히 공진 발생 시에는 그의 대책이 필요함을 확인하였다.

본 논문에서 확인된 내용을 요약하여 정리하면 다음과 같다.

- (1) 선박에 slow steaming이 적용되어 기관의 과급기가 차단될 경우 과급기에 연결된 압축기의 회전수 상승으로 기관 실린더내의 소기압력이 상승하게 된다. 그로인해 실린더내의 압축압력은 증가하고 폭발압력 또한 상승하게 된다. 이는 기진력을 상승시키는 영향을 주어 축계 비틀림진동 상태는 악화된다.
- (2) 대상 모델을 W사의 12RTA96C-B로 선정하여 과급기 차단이 적용된 경우와 과급기가 정상적으로 작동하는 경우에 대해 기관의 기진력을 비교한 결과, 과급기 차단이 적용된 경우에는 기진력의 1차 성분부터 8차 성분까지 10%이상 증가하는 것을 확인하였다.
- (3) 12RTA96C-B의 축계 비틀림진동을 해석한 결과 과급기 차단이 적용된 경우 크랭크축에서의 비틀림 응력은 최대 28%만큼 증가하였고, 중간축에서는 최대 71%정도 증가하였다. 또한 프로펠러축에서는 77% 정도 증가하였다. 또한 비틀림진동 댐퍼에서의 응력 값이 과급기 차단이 적용된 경우 최대 76% 증가하였으며, 토크 변동량은 최대 18% 증가함을 확인하였다.



(4) 대상 축계의 진동해석 결과를 검증하기 위하여 12RTA96C-B 기관 축계에 대하여 진동 계측을 수행하였다. 과급기가 정상적으로 사용된 경우와 과급기 차단이 적용된 두 가지 경우에 대해서 플라이휠에서 비틀림진동을 계측하였다. 이들 값을 비교하여 보면 계측 결과와 해석 결과는 비슷한 형상을 나타내고 있어 해석의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

(5) slow steaming이 적용된 W사 8RT-flex68T-D 기관 축계에 대해 비틀림진동을 해석하고 평가하였다. 과급기가 정상적으로 작동하는 경우와 과급기 차단이 적용된 경우 기관 축계에 미치는 비틀림진동을 해석한 결과, 크랭크축, 중간축, 프로펠러축에서 비틀림진동 응력 값이 각각 10%정도 증가함을 확인하였다. 이로 인해 대상 축계는 27rpm부터 34rpm까지 연속사용 금지구간의 설정이 필요함을 확인할 수 있었다. 또한 비틀림진동 댐퍼도 응력 값이 최대 10%정도 증가하였으며, 토크 변동량 역시 최대 10%정도 증가함을 확인하였다.

(6) 이상에서 언급한 것을 종합해 보면 주기관에 slow steaming을 위한 과급기 차단이 적용될 경우 주기관의 기진력에 변화가 발생되므로 축계 비틀림진동은 이를 고려한 추가적인 검토가 필요하다. 즉 신조 선박 및 기존 운항중인 선박들에 slow steaming을 적용하는 경우에는 기진력 변동을 고려하여 비틀림진동을 해석하고 평가하여 축계의 안정성을 검증할 필요가 있다고 판단된다.

## 참고문헌

- [1] MAN B&W, Slow steaming benefiting retrofit solutions from MAN PrimeServ. 2010.
- [2] MAN Diesel & Turbo, Turbocharger cut out slow steaming and SFOC reductions, 2010.
- [3] Wartsila, Slow steaming technical challenges and solutions, 2-stroke solutions management jurgen gerdes, 2012.
- [4] Wartsila, Two-stroke engine thermodynamics and performance, 2013.
- [5] Wartsila, Thermodynamics of turbocharger cut-out operation, 2013.
- [6] BSR InnoShip, Chief engineer's hands-on experience of slow steaming operation, Maritime University of Szczecin Poland, 2014.
- [7] Wartsila, Continuous low load operation, RT-174, 2014.
- [8] Wartsila, Operational limits with turbocharger cut out, RT-162, 2014.
- [9] Solutions and Newbuildings Magazine, Fuel saving : Savings quicken on a go slow, 2010.
- [10] 전효중, 이돈출, 推進軸系 振動論, 다솜출판사, 2003.
- [11] 전효중, 김의간, 기계역학, 효성출판사, 1999.
- [12] 전효중, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
- [13] 선박 진동 소음 제어지침, 한국선급, 1997.
- [14] MAN B&W Diesel, Test report (Torsional vibration measurement for H- 1250/1251), Oct. 2000,