



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](#)

工學博士 學位論文

環境改善 技術을 適用한 船舶用 大型 2行程 디젤엔진의
有害 排氣가스 및 振動應答 特性에 관한 研究

A Study on Exhaust Emission Gas and Vibration Response
Characteristics for Large 2 Stroke Marine Diesel Engine
Applying Eco-Technologies



2017년 2월

韓國海洋大學校 大學院

機械工學科

李 文 植

本 論文을李文植의 工學博士 學位論文으로 認准함.



위원장	조 종래	(인)
위원	박 권하	(인)
위원	도 덕희	(인)
위원	장 민오	(인)
위원	김 의간	(인)

2016년 12월 19일

韓國海洋大學校 大學院

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	v
Abstract	xi
제 1 장 서 론	
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	3
1.3 연구의 내용 및 구성	5
제 2 장 디젤엔진의 질소산화물 특성 및 진동 기진력 해석	
2.1 서 언	7
2.2 선박으로부터 발생하는 질소산화물의 특성	8
2.2.1 IMO 질소산화물 배출규정	8
2.2.2 질소산화물 배출규제에 관한 기술코드 NTC 2008	11
2.2.3 질소산화물 발생에 관한 연소모델링	17
2.3 디젤엔진의 진동 기진력 해석	20
2.3.1 엔진본체의 기진모멘트	20
2.3.2 축계 비틀림진동 기진력	26
제 3 장 디젤엔진의 전처리 기술과 축계 비틀림진동 특성	
3.1 서 언	30
3.2 에멀전 연료유의 유해 배기가스 특성 및 비틀림 기진력 변화 ...	32
3.2.1 에멀전 연료유 특성	33
3.2.2 중유와 에멀전 연료유의 유해 배기가스 특성	36
3.2.3 에멀전 연료유 사용에 따른 비틀림진동 기진력 변화	43

3.3 정격출력 조정에 따른 질소산화물 및 비틀림진동 응답특성	47
3.3.1 질소산화물 배출특성	50
3.3.2 비틀림진동 응답특성	53
3.4 배기밸브 개-폐시기에 따른 질소산화물 및 비틀림진동 응답특성	67
3.4.1 질소산화물 배출특성	68
3.4.2 비틀림진동 응답특성	72
제 4 장 디젤엔진의 과급기 차단시 질소산화물 및 진동응답 특성	
4.1 서 언	84
4.2 질소산화물 배출특성	87
4.3 비틀림진동 응답특성	95
4.4 본체진동 및 상부구조물 진동 응답특성	109
4.5 선체진동 응답특성	127
제 5 장 결 론	149
참 고 문 헌	151
감사의 글	154

List of Tables

Table 2.2.1	Test cycle for Propeller-law-operated application	13
Table 2.2.2	Interference effect with gas analyser	14
Table 2.2.3	Permissible deviations and calibration periods of instruments for engine related parameters	15
Table 2.2.4	Permissible deviations and calibration periods of instruments for other essential parameters	15
Table 2.2.5	Engine parameters to be measured and recorded	16
Table 3.2.1	Specification of the emulsion fuel test engine	34
Table 3.2.2	Fuel specification for HFO and emulsion fuel	35
Table 3.2.3	Injection parameter for LFO, HFO and emulsion fuel	38
Table 3.3.1	Specification of the rating and de-rating engine	51
Table 3.3.2	Actual BSFC for rating and de-rating engine	52
Table 3.3.3	Actual NO _x for rating and de-rating engine	52
Table 3.3.4	Specification of the 12RTA84C-UG	56
Table 3.3.5	Specification of the 5RT-flex58T-D	57
Table 3.4.1	Specification of the 12RTA96C-B	70
Table 3.4.2	BSFC values for exhaust valve adjustment operating condition	71
Table 3.4.3	Cyl. pressure for exhaust valve adjustment operating condition	79
Table 4.2.1	Specification of the 14RT-flex96C-B	90
Table 4.2.2	Expected NO _x values for TCCO configuration depend on M/E load	91
Table 4.2.3	IMO NO _x values for TCCO configuration depend on M/E load	91
Table 4.2.4	Specification of the 7RTA84C-U	92
Table 4.2.5	BSFC and NO _x values for 25% load using SSUK on/off	92
Table 4.2.6	Specification of the 8RT-flex68D	93
Table 4.2.7	BSFC and Dry NO _x based on TCCO operating condition	94
Table 4.4.1	Specification of the 12RTA96C-B	112

Table 4.5.1 Specification of the de-rated 14RT-flex96C-B 131



List of Figures

Fig. 2.2.1	IMO NO _x emission limits	10
Fig. 2.2.2	Lower calorific value for stoichiometric air requirement	19
Fig. 2.3.1	Guide force of crankshaft and connecting rod	24
Fig. 2.3.2	X-moment for diesel engine	25
Fig. 2.3.3	Tangential force of crankshaft	29
Fig. 3.2.1	NO _x and smoke measurement at exhaust gas line	39
Fig. 3.2.2	Smoke measurement layout at exhaust gas line	39
Fig. 3.2.3	BSFC values for measured raw values(a), ISO corrected(b)	40
Fig. 3.2.4	NO _x values for Dry NO _x (a), BSNO _x (b)	41
Fig. 3.2.5	Smoke measurement both HFO and emulsion fuel	42
Fig. 3.2.6	PM, EC and OC mass concentration based HFO reference	42
Fig. 3.2.7	Harmonic coefficients for HFO	45
Fig. 3.2.8	Harmonic coefficients for emulsion fuel (onboard test01)	45
Fig. 3.2.9	Harmonic coefficients for emulsion fuel (onboard test02)	46
Fig. 3.3.1	Relation between ship speed and propulsion power	49
Fig. 3.3.2	Fuel saving relation between normal and TCCO condition	49
Fig. 3.3.3	Vibratory stress at intermediate shaft for 5RT-flex58T-D	58
Fig. 3.3.4	Elastic torque at Geislinger damper for 5RT-flex58T-D	59
Fig. 3.3.5	Angular amplitude at Geislinger damper for 5RT-flex58T-D	60
Fig. 3.3.6	Dynamic twist angle at damper for 5RT-flex58T-D	61
Fig. 3.3.7	Vibratory stress at intermediate shaft for 6RT-flex50-D	62
Fig. 3.3.8	Elastic torque at Geislinger damper for 6RT-flex50-D	63
Fig. 3.3.9	Cal. and meas stress at intermediate shaft for 5RT-flex58T-D	64
Fig. 3.3.10	Angular amplitude at damper for 5RT-flex58T-D (waterfall)	64
Fig. 3.3.11	Angular amplitude at damper for 5RT-flex58T-D (5 th order)	65
Fig. 3.3.12	Broken damper inside for 5RT-flex58T-D (YZ-6)	65

Fig. 3.3.13	Dynamic twist angle at damper for 5RT-flex58T-D (YZ-6)	66
Fig. 3.4.1	BSNOx values for exhaust valve adjustment operating condition	71
Fig. 3.4.2	Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B	74
Fig. 3.4.3	Mode shape for 12RTA96C-B	75
Fig. 3.4.4	Vibratory stress at crank shaft for 12RTA96C-B	76
Fig. 3.4.5	Elastic torque at Geislinger damper for 12RTA96C-B	77
Fig. 3.4.6	Angular amplitude at Geislinger damper for 12RTA96C-B	78
Fig. 3.4.7	Harmonics for exhaust valve adjustment condition	79
Fig. 3.4.8	Harmonics for normal operating condition	80
Fig. 3.4.9	Vibratory stress at crank shaft for 12RTA96C-B	81
Fig. 3.4.10	Elastic torque at Geislinger damper for 12RTA96C-B	82
Fig. 3.4.11	Angular amplitude at Geislinger damper for 12RTA96C-B	83
Fig. 4.3.1	Harmonics for normal operating condition	98
Fig. 4.3.2	Harmonics for TCCO operating condition	98
Fig. 4.3.3	Equivalent mass elastic system for 8RT-flex68-D	99
Fig. 4.3.4	Mode shape for 8RT-flex68-D	100
Fig. 4.3.5	Vibratory stress at crank shaft on normal operating condition for 8RT-flex68-D	101
Fig. 4.3.6	Vibratory stress at intermediate shaft on normal operating condition for 8RT-flex68-D	102
Fig. 4.3.7	Angular acceleration at flywheel on normal operating condition for 8RT-flex68-D	103
Fig. 4.3.8	Harmonics for TCCO operating condition for 8RT-flex68D ...	104
Fig. 4.3.9	Harmonics for normal operating condition for 8RT-flex68D ..	104
Fig. 4.3.10	Vibratory stress at crank shaft on TCCO operating condition for 8RT-flex68-D	105
Fig. 4.3.11	Vibratory stress at intermediate shaft on TCCO operating condition for 8RT-flex68-D	106

Fig. 4.3.12 Angular acceleration at flywheel on TCCO operating condition for 8RT-flex68-D	107
Fig. 4.3.13 Angular amplitude at free end on normal operating condition for 8RT-flex68D (4 th order)	108
Fig. 4.3.14 Angular amplitude at free end on TCCO operating condition for 8RT-flex68D (4 th order)	108
Fig. 4.4.1 Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B	113
Fig. 4.4.2 Mode shape for 12RTA96C-B	114
Fig. 4.4.3 Vibratory stress at intermediate shaft on normal operating condition for 12RTA96C-B	115
Fig. 4.4.4 Elastic torque at Geislinger damper on normal operating condition for 12RTA96C-B	116
Fig. 4.4.5 Angular amplitude at flywheel on normal operating condition for 12RTA96C-B	117
Fig. 4.4.6 9 th Harmonic values for normal and TCCO operating condition for 12RTA96C-B	118
Fig. 4.4.7 Vibratory stress at intermediate shaft on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	119
Fig. 4.4.8 Elastic torque at Geislinger damper on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	120
Fig. 4.4.9 Angular amplitude at flywheel on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	121
Fig. 4.4.10 9 th Angular amplitude at flywheel on normal operating condition for 12RTA96C-B	122
Fig. 4.4.11 9 th Angular amplitude at flywheel on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	122
Fig. 4.4.12 Vibration velocity at engine block driving end on normal operating condition for 12RTA96C-B	123

Fig. 4.4.13 Vibration velocity at engine block free end on normal operating condition for 12RTA96C-B	123
Fig. 4.4.14 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint driving end on normal operating condition for 12RTA96C-B	124
Fig. 4.4.15 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint free end on normal operating condition for 12RTA96C-B	124
Fig. 4.4.16 Vibration velocity at engine block driving end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	125
Fig. 4.4.17 Vibration velocity at engine block free end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	125
Fig. 4.4.18 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint driving end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	126
Fig. 4.4.19 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint free end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B	126
Fig. 4.5.1 Equivalent mass elastic system for de-rated 14RT-flex96C-B	132
Fig. 4.5.2 Mode shape for de-rated 14RT-flex96C-B	133
Fig. 4.5.3 Vibratory stress at crank shaft on normal operating condition for 14RT-flex96C-B	134
Fig. 4.5.4 Alternating torque at propeller shaft on normal operating condition for 14RT-flex96C-B	135
Fig. 4.5.5 Angular amplitude at Geislinger damper on normal operating condition for 14RT-flex96C-B	136
Fig. 4.5.6 Harmonics for normal operating condition for 14RT-flex96C-B	137
Fig. 4.5.7 Harmonics for 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	137
Fig. 4.5.8 Vibratory stress at crank shaft on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	138

Fig. 4.5.9	Alternating torque at propeller shaft on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	139
Fig. 4.5.10	Angular amplitude at Geislinger damper on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	140
Fig. 4.5.11	Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	141
Fig. 4.5.12	Torsional angle amplitude at free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	142
Fig. 4.5.13	Torsional angle amplitude at free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	142
Fig. 4.5.14	Longitudinal vibration velocity at engine block free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	143
Fig. 4.5.15	Longitudinal vibration velocity at engine block free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	143
Fig. 4.5.16	Transversal vibration velocity at engine block free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	144
Fig. 4.5.17	Transversal vibration velocity at engine block free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	144
Fig. 4.5.18	Longitudinal vibration velocity at engine block driving end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	145
Fig. 4.5.19	Longitudinal vibration velocity at engine block driving end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	145
Fig. 4.5.20	Transversal vibration velocity at engine block driving end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	146
Fig. 4.5.21	Transversal vibration velocity at engine block driving end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	146
Fig. 4.5.22	Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	147

Fig. 4.5.23 Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	147
Fig. 4.5.24 Contour diagram at Nav. Bridge center on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	148
Fig. 4.5.25 Contour diagram at Nav. Bridge center on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B	148



A Study on Exhaust Emission Gas and Vibration Response Characteristics for Large 2 Stroke Marine Diesel Engine Applying Eco-Technologies

Lee, Moon Seek

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University
(Supervisor : Prof. Kim Ue Kan)

Abstract

Propulsion shafting vibration and exhaust emission gas derived from marine diesel engine are main subjects after development by Rudolf Diesel in 1893 until a recent date. Looking backward above two thesis are separately managed based on individual focused interesting without each other association because generally exhaust emission gas is focused on combustion process optimization.

It was came true quite a change for both high speed vessel and large vessel because of the change of global ocean market and worldwide ship transportation volume increasing. As a consequence marine diesel engine was changed with long stroke and fuel economic type and then both emission air pollution and vibration issue were keep in front not mechanical performance but environmental development subject.

Recently as appearance of electric control diesel engine, it was developed advantage marine diesel engine with eco friendly, fuel saving, low vibration, low noise and finally low exhaust emission gas comparing conventional marine

diesel engine during up to recent. Special regarding latest competed ocean market for propulsion ship and recognition change for global environmental issue, high efficient propulsion ship including marine diesel engine was appeared due to forced international legislation for the prevention of air pollution from ship like MARPOL 73/78 and US EPA. In the results both bigger propulsion ship and bigger marine diesel engine were designed and constructed to satisfy for environmental requirement and to get better fuel efficiency .

Therefore the new vessel main engine or retrofitted main engine of operating vessel are required applicable internal or external application strategies where former is increasing firing pressure, miller cycle like optimal combustion and latter is after treatment like using catalytic or particle filters. Within recent 10 years, retrofitted trend for main engine of operating vessel specially adopted slow steaming to reach both better fuel efficiency and environmental development through internal application like de-rating, low load tuning, turbocharger cut-off, dynamic cylinder cut-out, alternating firing deactivate and above applications mixture.

Eco friendly large marine diesel engine targeted better fuel efficiency via applicable internal measures has often big vibration influence at propulsion shafting system or large construction like gas receiver or wheel house due to increasing cylinder compression and firing pressure in the low load operating range. In case of direct coupled 2 stroke marine diesel engine operating whole range it was difficult to arrange propulsion shafting system due to large barred range relatively, limited performance of torsional vibration damper and coupling or misfiring.

In this paper, Nitrogen Oxides and vibration response characteristic for large 2 stroke marine diesel engine applying eco technologies for operating vessel in 4 different cases due to recently ultra-high oil price have been reviewed and are summarized as below.

First, exhaust NOx characteristic from operating vessel main engine adopted eco friendly technologies according to international legislation is reviewed trade off common relationship between fuel consumption and NOx

increasing with difference at load condition through NOx Technical Code 2008.

Second, torsional excitation change from main engine using emulsion fuel including 30% water comparing conventional HFO is reviewed. Used excitation from HFO determined applying for torsional vibration calculation because the excitation changes are disregard or lower.

Third, de-rating main engine adopted reducing cylinder number and increasing cylinder bore is reviewed for narrow barred speed range, higher torsional vibration level relatively. Specially the performance for torsional vibration damper within normal operating range is examined and suggested for function change.

Fourth, torsional vibration influence for conventional main engine adopted automatic exhaust valve closing adjustment with turbocharger cut-off is examined due to high torsional excitation and then reverse calculated torsional vibration for the propulsion shafting system.

Fifth, recently a respected turbocharger cut-off of the most effective methods in the slow steaming strategies for the operating vessel was presented a studying for vibration response characteristic at propulsion shafting system and then engine body, large construction like gas receiver and hull vibration response characteristic by second excitation through propulsion torsional vibration.

KEY WORDS: ; Turbocharger cut-off 과급기 차단; Torsional vibration 비틀림진동; Nitrogen oxides 질소산화물; Emulsion fuel 에멀전 연료유; Slow steaming 감속운항

제1장 서론

1.1 연구의 배경

최근의 초 고유가 시대를 거치는 동안 전자제어 디젤엔진의 출현 등으로 기존의 디젤엔진과 비교하면 연비개선과 함께 저진동, 저소음 그리고 유해 배기가스 감소 등의 장점을 갖춘 환경 친화적 디젤엔진이 개발되었다. 특히, 환경개선 과제와 관련하여 최근 치열한 시장경쟁과 지구환경 보호에 대한 자연스런 인식의 변화와 함께 국제해사기구(International Maritime Organization, IMO) Tier I/II/III 및 미국 해양환경보호청 (Environmental Protection Agency, EPA) 등과 같은 국제사회의 강제화 및 강화된 규제 확대로 연비개선을 강조한 고효율 개념의 선박이 출현함으로써 선박 및 디젤엔진은 초 대형화 그리고 환경 친화적 요구를 만족하도록 설계 및 제작되었다.^{[1]-[5]}

특히 최근 십여 년간은 초 고유가와 더욱 강제화 및 강화된 국제대기환경 규제로 조선업계는 선박의 에너지 효율향상과 지구온난화 가스(Green House Gas, GHG)저감 그리고 가스연료를 사용한 이중연료(Dual Fuel, DF)엔진의 개발에 이르기까지 빠른 움직임을 보이고 있다.^{[6],[7]}

급변하는 유가변동으로 기존의 디젤엔진이 탑재된 선박에 연비개선을 강조한 환경 친화적 디젤엔진으로 제작 및 개조는 다양한 응용에 따른 높은 유연성과 적용 가능한 내적 및 외적 설계전략을 요구하고 있다. 디젤엔진에 대한 내적 조치는 실린더 연소압력 증가 및 밀러 사이클과 같은 연소과정 그 자체의 최적화를 목표로 하며, 외적 조치는 촉매 및 흡착제 등을 이용한 배기가스 후처리가 그 예이다.^[8]

국제환경규제는 운항선에 대해서도 빠르게 적용되고 있으며 근년에 제작된 선박의 메인엔진에 대하여 선사는 연비와 환경문제의 개선이라는 두 가지 목적을 달성하기 위해 감속운항을 채택하는 추세이다. 이를 위해 메인엔진에 적용된 환경개선 기술의 예를 들면 정격출력 조정, 실린더 교차연소, 동적 실린더

감통, 영구 실린더 감소, 저 부하 튜닝, 과급기 차단, 폐열회수 시스템 그리고 상기 항목들의 접목 등이 이에 해당된다.^{[9],[10]}

이상의 내적 조치를 통한 연비개선을 달성한 환경 친화적 디젤엔진은 저 부하영역에서 최고연소압력의 상승에 따른 비틀림 기진력 증가로 디젤엔진과 연결된 추진축계 및 중요 구조물에 진동문제를 유발하여 시스템의 안전성에 크게 영향을 미칠 수 있다. 특히 최근 급격한 유가상승으로 운항중인 선박의 메인엔진에 더 나은 연비개선을 위하여 정격출력 조정과 과급기 차단 적용 그리고 감속운항에 따른 추진기 사양의 변경과 같은 몇몇 환경개선 기술의 동시적용으로 추진축계 시스템 및 중요 구조물 등에 진동문제가 발생한 사례가 보고되고 있다.^{[11]-[13]}

따라서 본 논문에서는 고유가 시대에 따른 디젤엔진의 연비개선과 더불어 몇 가지 실질적인 환경개선 기술이 적용된 운항중인 선박 메인엔진의 질소산화물 배출특성을 검토하였다. 또한, 환경개선 기술의 적용으로 인한 추진축계 시스템에 미치는 비틀림진동 영향 및 이들의 2차 기진원 작용에 따른 엔진본체 및 엔진상부 가스배기관 그리고 선체진동 응답특성을 검토하고, 이에 대한 대책 방안을 연구하였다.

1.2 연구의 목적

최근 대기환경 유해물질에 대한 강제화 및 강화된 국제대기환경규정의 만족을 위해 디젤엔진 제작자들은 환경 친화적 디젤엔진의 개발에 박차를 가하고 있다. 환경개선 기술이 적용된 디젤엔진의 중요 목적은 연료소모량 절감을 포함한 운영비 절감과 내적 및 외적 기술혁신을 통한 에너지 효율 증대에 따른 유해 배기가스 저감이다.^{[14]-[18]}

연비개선을 위한 몇몇 환경개선 기술의 적용은 운항중인 선박 메인엔진의 추진축계 시스템 및 중요 구조물에 예기치 않은 진동문제를 발생시키고 있으며 비틀림진동과 관련하여서는 축계의 설계 안전율을 감소시키는 경향이 있다. 추진축계와 연결된 2행정 메인엔진에서 비틀림진동으로 인한 연속운전사용금지 구역의 상대적 확대, 비틀림진동 댐퍼 및 탄성커플링의 성능저하 또는 감동운전 조건 등이 추진축계 시스템 및 부속물의 설계를 어렵게 하고 있다.

본 논문에서는 환경개선 기술이 적용된 운항중인 선박 메인엔진의 질소산화물 배출특성과 이들의 적용으로 추진축계 시스템 및 중요 구조물의 진동응답 특성에 대한 다음과 같은 사항을 연구한다.

첫째, 국제유가의 급격한 변동으로 연료비 절감을 위해 기존의 중유 대신 에멀전(Emulsion) 연료유를 사용한 디젤엔진에서 발생한 유해 배기가스 특성과 추진축계 시스템에 미치는 비틀림 기진력 변화를 검토한다.^[19]

둘째, 연비개선을 위한 고효율 개념이 채택된 정격출력조정 디젤엔진에서 발생한 질소산화물 배출특성에 대해 검토한다. 또한 정격출력 조정에 따른 최적 추진기 사양 변경이 추진축계의 비틀림진동에 미치는 영향과 실린더수를 줄이고 직경을 크게 한 정격출력조정 디젤엔진에 대한 추진축계의 비틀림진동 응답특성과 비틀림진동 댐퍼의 설계 안전율을 계산하고 정격출력 조정을 하지 않았을 때와 비교·검토 한다.^{[20]-[25]}

셋째, 기계식 캠으로 구동되는 기존의 디젤엔진에 분사시기 자동조절장치의 설치 및 배기밸브 개-폐시기 조절장치의 설치로 특정 부분부하에서 연비개선을

달성한 메인엔진의 질소산화물 배출특성과 실린더 압축압력 및 최고연소압력 증가에 따른 비틀림 기진력 변화가 추진축계의 비틀림진동에 미치는 영향을 검토한다.

넷째, 감속운항을 위해 메인엔진의 과급기를 선택적으로 차단하는 경우 엔진의 질소산화물 배출특성과 저 부하영역에서 비틀림 기진력 변화에 따른 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성 그리고 이들의 2차 기진원 작용에 의한 엔진본체 및 상부구조물 그리고 선체진동 응답특성을 검토한다.^[26]



1.3 연구의 내용 및 구성

본 논문은 총 5장으로 구성되어 있다.

제1장에서는 연구의 배경 및 목적 그리고 연구의 내용 및 구성에 대하여 소개하고 있다.

제2장에서는 선박용 디젤엔진에서 배출되는 질소산화물 특성과 이들에 대한 최근 강제화 및 강화된 국제대기환경 규제사항에 대해 기술한다. 그리고 신조선 및 운항선에서 이들 규제를 만족하기 위해 적용한 질소산화물 배출규제에 관한 기술코드와 디젤엔진의 진동 기진력과 엔진본체 기진모멘트 그리고 추진축계 비틀림진동 해석 방법에 관하여 검토한다.

제3장에서는 운항중인 선박의 메인엔진에서 진처리 기술의 적용 후 배출된 유해 배기가스 및 축계 비틀림진동 특성에 대하여 기술한다.

3.2절에서는 메인엔진의 연료로 에멀전 연료유를 사용하는 경우 기존의 중유와 비교하여 실린더내로 더 많은 양의 연료분사로 인해 발생하는 유해 배기가스의 영향을 검토하고, 이때 발생하는 비틀림 기진력 변화를 검토한다.

3.3절에서는 정격출력조정 디젤엔진의 연료소모량 절감과 질소산화물 배출증가의 상관관계를 검토하고, 이들의 적용으로 저 부하영역에서 추진축계 시스템의 상대적으로 높아진 비틀림진동 및 비틀림진동 댐퍼의 응답특성을 검토한다.

3.4절에서는 배기밸브 개-폐시기가 기계식 캠으로 조정되는 기존의 디젤엔진에 특정 부분부하에서 연비개선을 위해 실린더 압축압력 및 최고연소압력이 상승하도록 과급기 차단 및 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템이 설치되고 있다. 이 경우 메인엔진의 질소산화물 배출특성과 상승한 비틀림 기진력으로 인한 추진축계 비틀림진동 응답특성을 검토한다.

제4장에서는 운항중인 선박의 메인엔진에서 과급기 차단시 질소산화물 배출 특성 및 추진축계의 비틀림진동 및 중요 구조물의 진동응답 특성에 대하여

기술한다.

4.2절에서는 16,000 TEU, 2,300 TEU 그리고 2,800 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 과급기 차단시 질소산화물 배출 특성을 사례별로 검토한다.

4.3절에서는 2,800 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진에서 과급기 차단시 비틀림 기진력 상승으로 인한 추진축계의 비틀림진동 응답특성을 이론적으로 검토하고, 크랭크축 자유단의 비틀림진동을 실측하여 비교·검토하였다.

4.4절에서는 8,100 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 과급기 차단시 최대 부하영역에서 추진축계의 비틀림진동 응답특성 및 이들의 2차 기진원 작용에 의한 본체 및 상부구조물 공진특성을 실측으로 그의 영향을 분석하고 검토한다.

4.5절에서는 16,000 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 저 부하영역에서 과급기의 선택적 차단 배치에 따른 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성 및 이들의 2차 기진원 작용에 의한 선체진동 공진특성을 실측으로 그의 영향을 분석하고 검토한다.

제5장에서는 논문의 결론으로 운항중인 선박의 메인엔진에 적용한 환경개선 기술로 인해 발생한 유해 배기가스 배출특성, 추진축계의 비틀림진동 및 본체 진동 그리고 선체진동 응답특성에 대한 연구결과를 요약한다.

제2장 디젤엔진의 질소산화물 특성 및 진동 기진력 해석

2.1 서 언

본 장에서는 선박용 대형 2행정 디젤엔진에서 배출되는 대기환경 유해물질 특히 질소산화물의 특성과 이들에 대한 최근의 강제화 및 강화된 국제대기환경 규제사항에 대해 기술한다. 그리고 신조선 및 운항선에서 이들 규제사항을 만족하기 위하여 적용한 조치로 인해 발생한 비틀림진동의 기진력과 엔진본체 및 상부구조물의 기진모멘트의 이론적 해석 방법에 관하여 검토한다.

먼저 선박용 디젤엔진으로부터 발생하는 대기오염 방지에 대한 국제해사기구의 규정 중 질소산화물의 배출규제에 관하여 MARPOL ANNEX VI의 규정과 질소산화물의 배출규제에 관한 기술코드(NO_x Technical Code) NTC 2008을 간략히 소개한다. 또한 질소산화물의 발생 메커니즘 중 질소산화물을 형성하는 대표적 이론식도 간략히 언급하였으며 NTC 2008에 따라 선박용 대형 2행정 디젤엔진으로부터 발생하는 질소산화물의 발생량 측정시 사용 되어진 기본적인 이론방정식도 간략히 기술한다.^{[27]-[32]}

또한 진동의 기진력 중 실린더내의 연소가스 압력변동 성분으로부터 비틀림진동의 기진력인 회전방향의 기진토크와 이들 가스압력의 변동 성분으로부터 기인한 엔진본체 및 상부구조물 그리고 선체진동의 기진력인 X 모드 및 H 모드 모멘트를 수식으로 간략히 기술한다.^{[33]-[38]}

2.2 선박으로부터 발생하는 질소산화물의 특성

본 절에서는 선박용 대형 2행정 디젤엔진에서 발생하는 대기환경 유해 배기가스 중 질소산화물 배출규정 및 최근의 강제화 및 강화된 국제대기환경규정과 배출규제에 관한 NTC 2008 그리고 질소산화물 발생 메커니즘에 대하여 간략히 기술한다.

2.2.1 IMO 질소산화물 배출규정

국제해사기구에서 발효한 질소산화물에 대한 규정은 해양환경보호위원회 (Marine Environment Protection Committee, MEPC)내 MARPOL ANNEX VI에 규정되어 있다. 특히 질소산화물 배출량과 관련해서는 규정 13에 선박의 건조시기 및 정격회전수에 따라 그 배출량에 대한 규제치를 달리하고 있으며 세부적으로는 Tier I, Tier II 그리고 Tier III로 구분하고 있다. 이들의 주요 내용을 살펴보면 아래와 같다.

Tier I에 해당하는 경우는 2000년 1월 1일 이후부터 2010년 1월 1일 이전에 건조된 선박에 탑재된 디젤엔진에 해당하며, 그의 정격회전수에 따라 아래에 있는 값들로 규정하고 있다.

- 1) 130 rpm 미만의 디젤엔진은 17.0 g/kWh
- 2) 130 rpm 또는 2000 rpm 미만의 디젤엔진은 $45 \cdot n^{(-0.2)}$ g/kWh
- 3) 2000 rpm 이상의 디젤엔진은 9.8 g/kWh

여기서, n = 엔진 정격회전수

Tier II에 해당하는 경우는 2010년 1월 1일 이후에 건조된 선박에 탑재된 디젤엔진에 해당하며, 그의 정격회전수에 따라 아래에 나와 있는 값들로 규정하고 있다.

- 1) 130 rpm 미만의 디젤엔진은 14.4 g/kWh
- 2) 130 rpm 또는 2000 rpm 미만의 디젤엔진은 $44 \cdot n^{(-0.23)}$ g/kWh

3) 2000 rpm 이상의 디젤엔진은 7.7 g/kWh

Tier III에 해당하는 경우는 2016년 1월 1일 이후에 건조된 선박에 탑재된 디젤엔진에 해당하며, 그의 정격회전수에 따라 아래에 나와 있는 값들로 규정하고 있다. 단, 이들 선박이 배기가스 배출규제 제한지역(Emission Control Area, ECA) 내에서 운항할 때만 적용되고 그 외의 지역에서는 Tier II의 규정에 따른다.

1) 130 rpm 미만의 디젤엔진은 3.4 g/kWh

2) 130 rpm 또는 2000 rpm 미만의 디젤엔진은 $9 \cdot n^{(-0.2)}$ g/kWh

3) 2000 rpm 이상의 디젤엔진은 2.0 g/kWh

Fig. 2.2.1에 상기의 Tier I, Tier II 그리고 Tier III를 보인다.



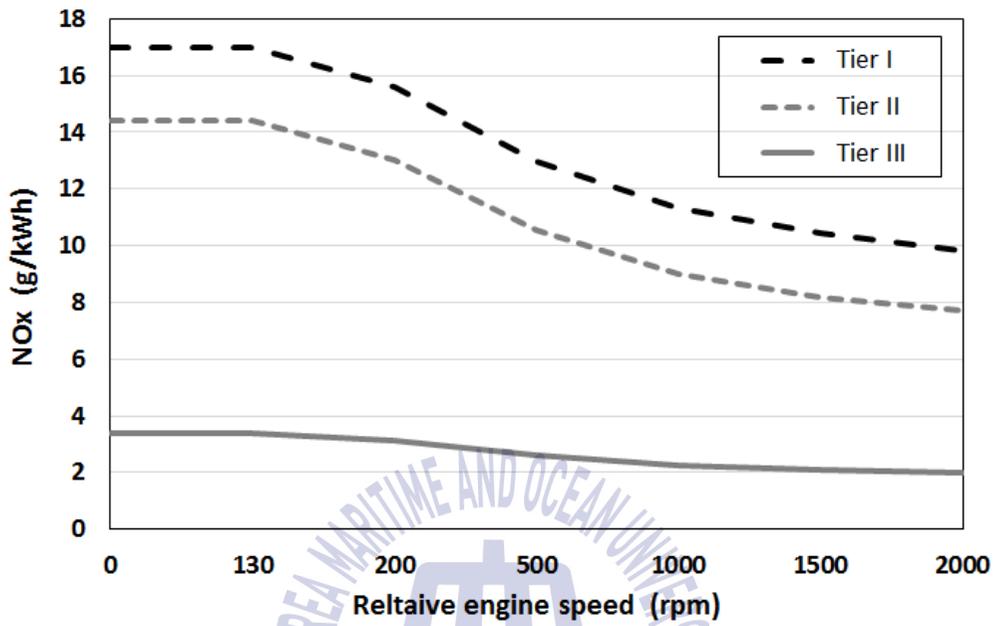
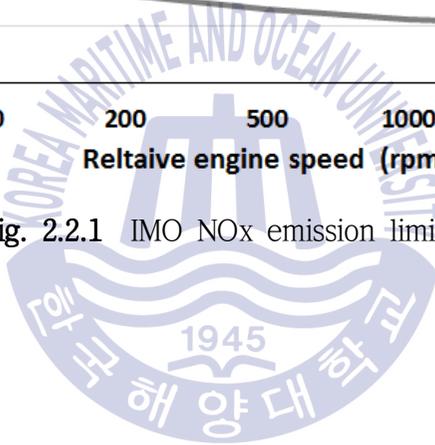


Fig. 2.2.1 IMO NOx emission limits



2.2.2 질소산화물 배출규제에 관한 기술코드 NTC 2008

최근 들어 전 세계적으로 지구환경에 대한 오염규제가 크게 강화되고 있는 가운데 선박으로부터 발생하는 대기오염물질의 배출을 규제하는 새로운 협약이 제정, 채택되었다. 아래는 선박용 디젤엔진으로부터 발생하는 질소산화물의 배출규제에 관한 기술코드 NTC 2008을 간략히 기술하고, 본 논문에서 검토 중인 대형 2행정 디젤엔진에 연관된 내용을 주로 다룬다.

본 논문에서 검토 중인 대형 2행정 디젤엔진은 프로펠러 법칙에 따라 구동되는 메인엔진으로 Table 2.2.1에 시험주기는 E3 및 부하에 따른 가중함수를 보인다.

선박용 디젤엔진으로부터 배출되는 질소산화물의 특성을 알기 위해 반드시 측정하여야 하는 배출가스 성분은 질소산화물(Nitrogen oxides, NOx), 이산화탄소(CO₂) 그리고 산소(O₂)이며, 기본적으로 측정되는 배출가스 성분은 상기 배출가스 외에 일산화탄소(CO), 탄화수소(Hydrocarbons, HC) 등이 있다.

질소산화물의 발생량은 IMO Annex VI에 언급된 다음의 식(2.1)로부터 계산된다.

$$gas_x = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (q_{mgas_i} \cdot W_{Fi})}{\sum_{i=1}^{i=n} (P_i \cdot W_{Fi})} \quad (2.1)$$

q_{mgas} : 개별모드의 가스 질량유량 (g/h)

P_i : 개별모드의 계측된 마력 (kW)

W_{Fi} : 개별모드의 가중함수

또한, Table 2.2.2에 배출가스 분석기의 특성에 따라 질소산화물 배출량을 측정하기 전에 기본적으로 점검하여야 하는 내용을 정리하여 언급하였다. 모든 시험에 앞서 기본적으로 제로 및 스펀 시험이 완료되어 있어야 한다. 이들 중 응답 제한치로 NOx 컨버터 시험은 최소 90% 이상의 효율을, CO₂ quench 시험은 최대값의 2% 미만을, CO 간섭시험은 최대값의 1% 미만을 가져야 한다.

Table 2.2.3 및 Table 2.2.4에 선상에서 질소산화물 배출량의 측정시 측정 기구들의 허용오차와 시험주기를 나타내었으며, Table 2.2.5에 측정시 엔진 파라미터와 관련하여 반드시 측정되어야 할 항목들에 대해 정리하였다. 측정 기구들에 대한 시험주기는 12개월로 같으나 상대습도계는 6개월로 한정되어 있다. 또한 엔진 파라미터 관련하여 질소산화물 측정시 가장 중요한 2가지 항목으로 제동마력과 연료소모량 측정이다.



Table 2.2.1 Test cycle for Propeller-law-operated application

Test cycle type E3	Speed	100%	91%	80%	63%
	Power	100%	75%	50%	2%
	Weighting factor	0.2	0.5	0.15	0.15



Table 2.2.2 Interference effect with gas analyser

Check item	Response limit	Remarks
CO interfere check	CO ₂ interference < 1% full scale	NTC 2008
CO ₂ quench	$E_{CO_2} = \left[1 - \frac{C \cdot A}{(D \cdot A) - (D \cdot B)} \right] \cdot 100$ <p> <i>A</i> = undiluted CO₂ conc meas with NDIR in % by vol <i>B</i> = diluted CO₂ conc meas with NDIR in by vol <i>C</i> = diluted NO conc meas with (H)CLD in ppm <i>D</i> = undiluted NO conc meas with (H)CLD in ppm CO₂ quench < 2% full scale </p>	NTC 2008
Water quench	$E_{H_2O} = 100 \cdot \left(\frac{D_e - C}{D_e} \right) \cdot \left(\frac{H_m}{H} \right)$ <p> <i>D_e</i> = is the expected diluted NO conc in ppm <i>C</i> = is the diluted NO conc in ppm <i>H_m</i> = is the maximum water vapour conc in % <i>H</i> = is the actual water vapour conc in % Water quench < 3% full scale </p>	NTC 2008
O ₂ interfere	Percent O ₂ deviation due to interference 100% CO ₂ : -0.623% 100% CO : -0.354% 100% NO : +44.4% 100% NO ₂ : +28.7%	PMD analyser
Cal. curve	Check on at least 6 calibration points Values < ±2% nominal value, ±0.3% full scale	
NOx converter	$E_{NO_x} = \left(1 + \frac{a-b}{c-d} \right) \cdot 100$ <p> <i>a</i> = NOx conc at NOx mode <i>b</i> = NOx conc at NOx mode (Deactivation of the ozonator) <i>c</i> = NO conc at NO mode <i>d</i> = NO conc at NO mode (Activation of the ozonator) E_{NO_x} ≥ 90% efficiency </p>	
Leakage	Max. allowable leakage rate on vacuum side ≤ 0.5%	

Table 2.2.3 Permissible deviations and calibration periods of instruments for engine related parameters

No	Measurement instrument	Permissible deviation	Calibration validity period (months)
1	Engine speed	$\pm 2\%$ of engine's maximum value	12
2	Torque	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12
3	Power (where measured directly)	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12
4	Fuel consumption	$\pm 4\%$ of engine's maximum value	12
5	Air consumption	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12
6	Exhaust gas flow	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12

Table 2.2.4 Permissible deviations and calibration periods of instruments for other essential parameters

No	Measurement instrument	Permissible deviation	Calibration validity period (months)
1	Temperature $\leq 327^{\circ}\text{C}$	$\pm 2^{\circ}\text{C}$ absolute	12
2	Temperature $\geq 327^{\circ}\text{C}$	$\pm 15^{\circ}\text{C}$ absolute	12
3	Exhaust gas pressure	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12
4	Charge air pressure	$\pm 5\%$ of engine's maximum value	12
5	Atmospheric pressure	$\pm 0.5\%$ of reading	12
6	Other pressures	$\pm 5\%$ of reading	12
7	Relative humidity	$\pm 3\%$ absolute	6

Table 2.2.5 Engine parameters to be measured and recorded

Symbol	Parameter	Dimension
H_a	Absolute humidity (mass of engine intake air water content related to mass of dry air)	g/kg
$n_{d,i}$	Engine speed (at the i^{th} mode during the cycle)	min ⁻¹
$n_{turb,i}$	Turbocharger speed (if applicable) (at the i^{th} mode during the cycle)	min ⁻¹
P_b	Total barometric pressure (in ISO 3046-1, 1995: $p_x = P_x$ = site ambient total pressure)	kPa
$P_{C,i}$	Charge air pressure after the charge air cooler (at the i^{th} mode during the cycle)	kPa
P_i	Brake power (at the i^{th} mode during the cycle)	kW
$q_{mf,i}$	Fuel oil flow (at the i^{th} mode during the cycle)	kg/h
s_i	Fuel rack position (of each cylinder, if applicable) (at the i^{th} mode during the cycle)	
T_a	Intake air temperature at air inlet (in ISO 3046-1, 1995: $T_x = T_{Tx}$ = site ambient thermodynamic air temperature)	K
$T_{SC,i}$	Charge air temperature after the charge air cooler (if applicable) (at the i^{th} mode during the cycle)	K
T_{caclin}	Charge air cooler, coolant inlet temperature	°C
$T_{caclout}$	Charge air cooler, coolant outlet temperature	°C
$T_{Exh,i}$	Exhaust gas temperature at the sampling point (at the i^{th} mode during the cycle)	°C
T_{Fuel}	Fuel oil temperature before the engine	°C
T_{Sea}	Seawater temperature	°C

2.2.3 질소산화물 발생에 관한 연소모델링

선박의 디젤엔진으로부터 발생하는 유해 배기가스 중 질소산화물 생성에 대한 연소모델링에 대하여 간략히 언급한다. 질소산화물의 생성은 연소실내 연소 온도와 잔류시간에 크게 좌우됨이 알려져 있다. 논문에 이용된 연료의 연소에 필요한 이론 공기요구량을 식(2.2)에 연료의 저위 발열량은 식(2.3)으로 간략히 표현하였으며, Fig. 2.2.2에 연료에 따른 이론 공기요구량과 저위 발열량과의 관계를 보인다.

$$L_{st} = 137.8 \left(\frac{X_C}{12.01} + \frac{X_H}{4.032} + \frac{X_S}{32.06} - \frac{X_O}{32.00} \right) \quad (2.2)$$

$$H_U \left[\frac{MJ}{kg} \right] = 2.88462 \left[\frac{MJ}{kg} \right] \cdot L_{st} + 1.43462 \left[\frac{MJ}{kg} \right] \quad (2.3)$$

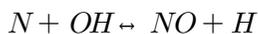
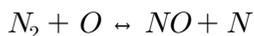
L_{st} : 이론 공기요구량 (kg/kgB)

X_C : 연료의 탄소 질량분율, X_H : 연료의 수소 질량분율

X_S : 연료의 황 질량분율, X_O : 연료의 산소 질량분율

H_U : 저위 발열량

본 논문에서 언급하고 있는 질소산화물의 생성과정을 연료의 연소와 관련하여 수정된 Zeldovich 메커니즘으로 간략 표현하면 열적-질소산화물 형성을 식 (2.3), 연료-질소산화물 형성을 식(2.4) 그리고 급속-질소산화물 형성을 식(2.5)에 보인다. 이중에 열적-질소산화물 형성이 NOx 생성에 가장 지배적이다.





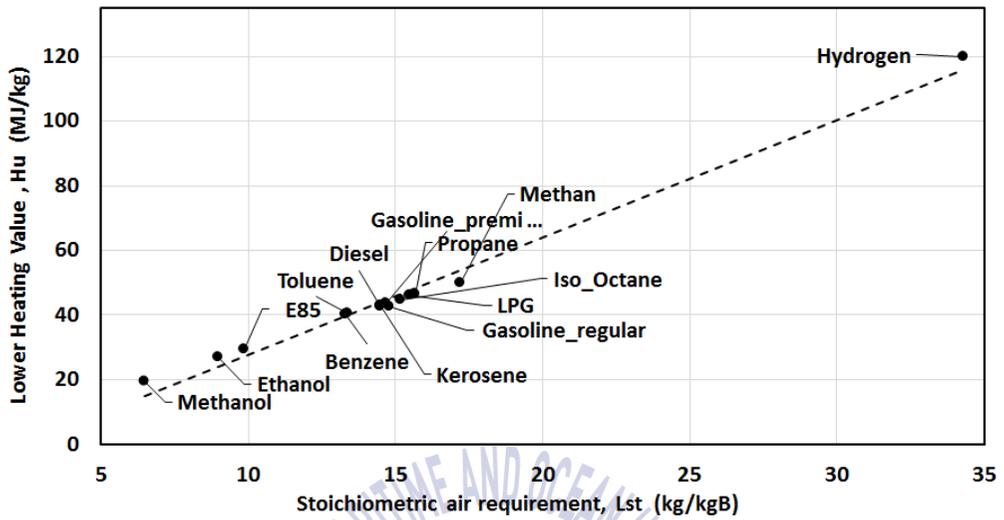


Fig. 2.2.2 Lower calorific value for stoichiometric air requirement



2.3 디젤엔진의 진동 기진력 해석

연비개선을 위한 에멀전 연료유 사용, 정격출력조정, 배기밸브 개-폐시기 조절장치의 설치 그리고 과급기 차단과 같은 환경개선 기술의 적용으로 발생하는 비틀림 기진력 변화는 디젤엔진 및 추진축계의 성능에 영향을 미칠 수 있다. 본 절에서는 디젤엔진의 진동 기진력을 엔진본체에 미치는 기진모멘트와 추진축계에 미치는 비틀림진동 기진력으로 나누어 해석한다. 이상의 이론적 해석방법을 토대로 추진축계 시스템을 다자유도계로 모델링하고, 자유진동 해석은 Holzer 축차근사법으로 축계의 고유치 및 진동모드를 구하였으며, 강제 감쇠진동 해석은 전달매트릭스법을 이용하였다.

2.3.1 엔진본체의 기진모멘트

엔진 및 본체 상부구조물 그리고 선체진동의 기진원인 H 모드 및 X 모드 기진모멘트에 대하여 검토하기로 한다. Fig. 2.3.1에 있어서 왕복부 운동질량에 의한 관성력 F_R 과 피스톤에 작용하는 가스압력 F_G 는 각각 식(2.7), 식(2.8)과 같이 된다.

$$F_R = m_{rec} r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.7)$$

$$F_G = \pi D^2 P_G(\theta) / 4 \quad (2.8)$$

m_{rec} : 왕복운동부 질량, ω : 회전각속도

λ : r/l , D : 실린더 지름

$P_G(\theta)$: 크랭크각도 θ 에 있어서 피스톤에 작용하는 가스압력

이들의 합 $F = F_G - F_R$ 는 점 P 에서 연결봉의 축방향의 힘 F_C 와 피스톤부의 축압 F_S 로 나눌 수 있으며, 식(2.9), 식(2.10)으로 표시할 수 있다.

$$F_C = F \sec \delta \quad (2.9)$$

$$F_S = F \tan \delta = F \lambda \sin \theta / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (2.10)$$

이 축방향의 힘 F_C 를 크랭크핀 C 에 있어서 접선력 F_T 로 나타내면 식(2.11)과 같다.

$$F_T = F_C \sin(\theta + \delta) \quad (2.11)$$

F_T 에 의한 크랭크의 회전토크 Q 는 식(2.12)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} Q &= F_T r = Fr(\sin \theta + \cos \theta \tan \delta) \\ &= Fr \sin \theta (1 + \lambda \cos \theta / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

크랭크축의 중심 O 에서 토크의 반력 F_S 는 식(2.13)과 같다.

$$F_S = Q/Z \quad (2.13)$$

Z : 피스톤핀에서 크랭크축의 중심까지의 거리

이 힘은 피스톤 핀이 위치 P 에 작용하는 F_S 와는 반대방향으로 작용하게 된다. 식(2.10)에서 $\tan \delta \approx \lambda \sin \theta$ 라 놓고 정리하면 F_S 는 식(2.14)와 같이 된다.

$$F_S = \lambda (\pi D^2 / 4) P_G(\theta) \sin \theta + m_{rec} r \omega^2 (1/2) (\lambda \sin \theta - \sin 2\theta - \lambda \sin 3\theta) \quad (2.14)$$

식(2.14)로 구하여진 엔진본체의 횡방향 힘 F_S 를 조화분석 하면, 식(2.15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_S = f_0 + \sum_k f_k \sin(k\theta + \beta_k) \quad (2.15)$$

1) H 모드 진동의 기진모멘트

Fig. 2.3.2에서 엔진 H 모드 진동의 기진력으로 작용하는 k차의 기진모멘트 M_{Hk} 는 식(2.15)를 이용하여 정리하면 식(2.16)과 같이 된다.

$$M_{Hk} = LF_k \sin \{k(\theta + \alpha_i) + \beta_k\} \quad (2.16)$$

α_i : 착화지연각, F_k : k차의 측면의 힘

여기서 엔진이 등간격으로 착화하는 경우에는 실린더수의 정수배를 제외한 여타 차수의 것은 모두 0이 되므로, 실린더 수 및 그의 정수배만을 고려하여 H 모드 진동을 검토하면 식(2.17)과 같이 된다.

$$|M_{HN}| = N \cdot L \cdot F_k \quad (2.17)$$

2) X 모드 진동의 기진모멘트

Fig. 2.3.2에서 X 모드 진동의 기진력으로 작용하는 k차의 기진모멘트 M_{Xk} 는 식(2.15)를 이용하여 정리하면 식(2.18)과 같이 된다.

$$M_{Xk} = F_k L_i \sin \{k(\theta + \alpha_i) + \beta_k\} \quad (2.18)$$

L_i : 엔진 중심으로부터 해당 실린더 중심까지의 거리

따라서 N실린더 엔진에서의 전체 X 모드 기진모멘트 M_X 는 식(2.19)와 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 M_X &= \sum_{i=1}^N M_{Xk} = F_k \sum_{i=1}^N L_i \sin\{(k(\theta + \alpha_i) + \beta_k)\} \\
 &= F_k L_0 \sqrt{s^2 + c^2} \sin(k\theta + \beta'_k)
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

여기서 X 모드 기진모멘트의 진폭은 식(2.20)과 같이 된다.

$$M_X = F_k \cdot L_0 \cdot \sqrt{s^2 + c^2} \tag{2.20}$$

$$s = \sum_{i=1}^N l_i \sin k\alpha_i, \quad c = \sum_{i=1}^N l_i \cos k\alpha_i$$

L_0 : 실린더간의 거리, $l_i = L_i/L_0$, $\alpha_i = (n_i - 1) \cdot 2\pi/N$, N : 실린더 수

i : 실린더 번호, n_i : i 번째 실린더의 착화순서



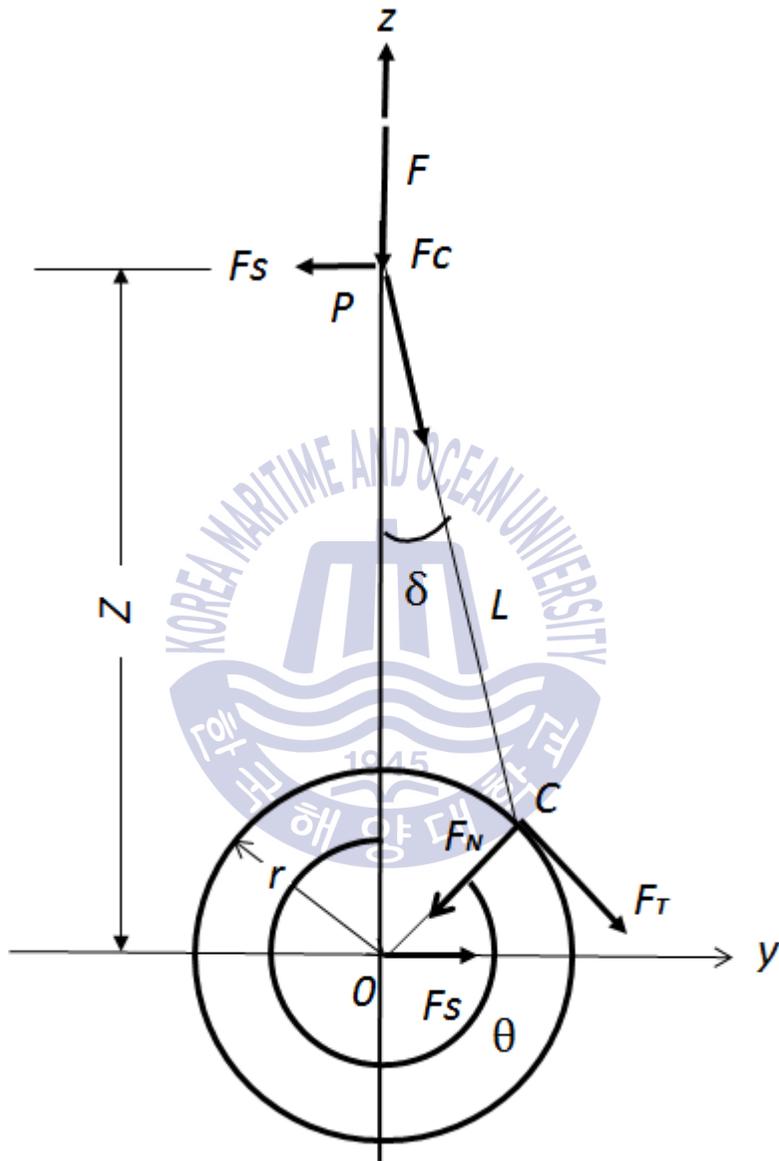


Fig. 2.3.1 Guide force of crankshaft and connecting rod

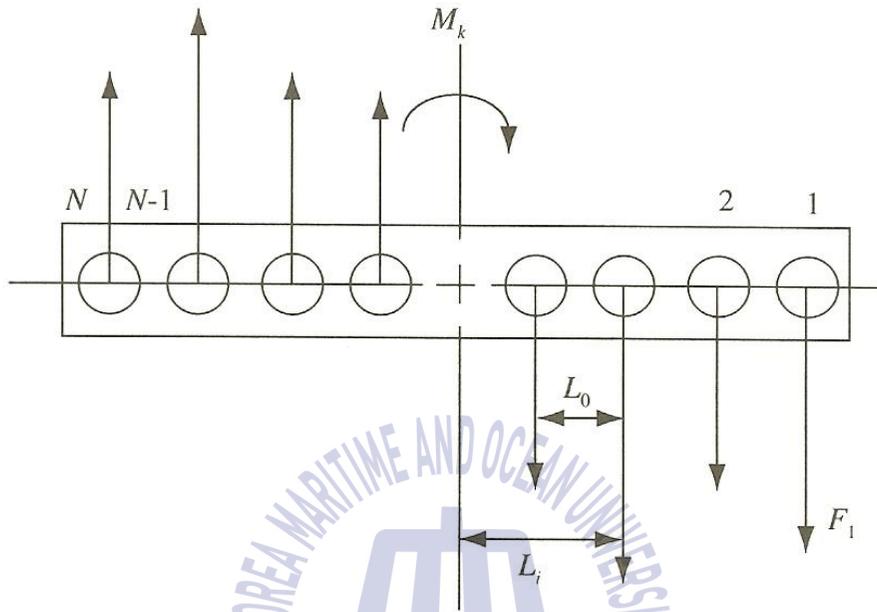
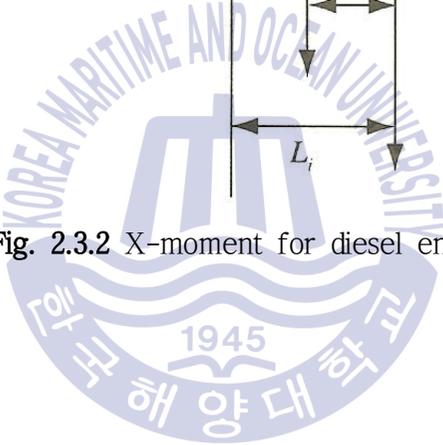


Fig. 2.3.2 X-moment for diesel engine



2.3.2 축계 비틀림진동 기진력

엔진의 크랭크축에는 실린더 내의 가스압력과 왕복질량 관성력에 의한 회전 모멘트가 작용한다. 이들의 압력은 일정한 주기를 갖고 끊임없이 변동하며 그 결과 크랭크스로우의 회전모멘트는 매우 불균일하게 된다. Fig. 2.3.3에 가스압력 P 는 연접봉을 통하여 크랭크를 회전시킨다.

지금 P 를 연접봉에 미치는 힘 Q 와 실린더 벽에 직각인 힘 R 로 나누면, Q 는 연접봉을 거쳐 크랭크핀 B 에 작용한다. B 에서 힘 Q 를 크랭크 반경 방향의 힘과 여기에 직각인 힘 T 로 나누면, T 가 크랭크를 회전시키는 유효한 힘으로 된다. 그림에 있어 Q 는 $Q = P/\cos\phi$, $T = Q\sin(\theta + \phi)$ 이므로 크랭크 회전모멘트, 즉 크랭크 회전력 M 은 다음과 같이 식(2.21)로 된다.

$$M = Tr = Pr \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos\phi} = Pr \left(\sin\theta + \frac{r \cos\theta \sin\phi}{\sqrt{L^2 - r^2 \sin^2\theta}} \right) \approx Pr \left(\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (2.21)$$

L : 연접봉의 길이, r : 크랭크반경, λ : 연접봉 비(r/L)

가스압력 P 를 실측 또는 추정의 지압선도로부터 구하면 가스압력에 의한 크랭크 회전모멘트 $M(\theta)$ 은 식(2.21)로 부터 구할 수 있다. 가스압력 P 는 θ 의 주기함수이기 때문에 $M(\theta)$ 도 θ 의 주기함수가 된다. 따라서 식(2.21)은 θ 를 주기함수로 갖는 \sin 과 \cos 의 다항의 합, 즉 Fourier 급수로 나타낼 수 있으며 식(2.21)의 회전모멘트 M 은 식(2.22)와 같이 된다.

$$M(\theta) = a_0 + a_1 \cos\theta + a_2 \cos 2\theta + a_3 \cos 3\theta + \dots + b_1 \sin\theta + b_2 \sin 2\theta + b_3 \sin 3\theta + \dots \quad (2.22)$$

$$= c_0 + c_1 \sin(\omega t + \Psi_1) + c_2 \sin(2\omega t + \Psi_2) + \dots$$

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M(\theta) d\theta$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M(\theta) \cos n\theta d\theta$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M(\theta) \sin n\theta d\theta$$

$$c^2 = a_n^2 + b_n^2, \quad \tan \Psi_n = b_n / a_n$$

$M(\theta)$ 가 주어지면 이상과 같이하여 급수로 전개할 수 있는데, 그 모양이 복잡한 경우에는 이것을 수식적으로 표시하여 계수의 적분치를 구하는 것은 곤란하기 때문에 도식해법, 수치해석 또는 조화분석기로 적분치를 구한다.

피스톤 및 연결봉의 왕복질량 m_{rec} 에 의한 관성력의 회전모멘트 근사식도 관성력을 식(2.21)에 대입하고 Fourier급수로 전개하여 계산하면 식(2.23)과 같이 된다.

$$M' \approx -m_{rec} \omega^2 r^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) (\sin \theta + \lambda - 2 \sin 2\theta)$$

$$= m_{rec} \omega^2 r^2 \left(\lambda - 4 \sin \theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta - 3 \frac{\lambda}{4} \sin 3\theta - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\theta \right) \quad (2.23)$$

ω : 크랭크축의 회전각속도

지금 왕복질량에 의한 회전모멘트의 조화항 계수를 d_i 라 하면, 합성 회전모멘트는 가스압력에 의한 회전모멘트에 왕복질량 관성력에 의한 회전모멘트를 더하면 된다. 즉, 식(2.22)에 있어서 c_1, c_2, c_3, c_4 를 다음과 같이 바꾸어 쓰면 가스압력과 관성력에 대한 합성 회전모멘트의 조화항 계수로 식(2.24)로 된다.

$$c_i = a_i^2 + (b_i + d_i)^2, \quad \tan \Psi_i = (b_i + d_i) / a_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (2.24)$$

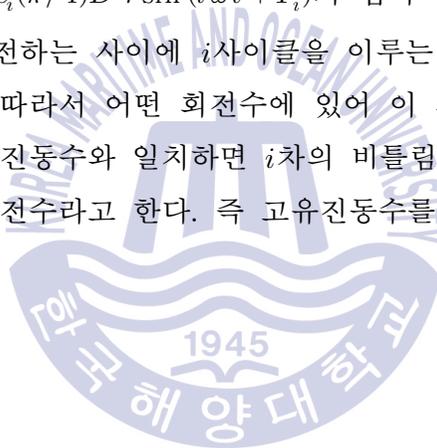
여러 가지 엔진에 있어서 부하의 지압선도를 채취하고 각각의 토크곡선을 그려서 이것을 모두 조화분석 하는 데에는 많은 작업을 요하므로, 연소상태가 비슷한 엔진에 있어서 대표적인 지압선도로부터 실린더 면적을 1mm^2 , 크랭크 암의 길이를 1m로 하였을 때의 토크곡선을 분석하여 사용하면 편리하다. 이것을

토크 하모닉스라고 한다. 이 경우 위식에서 c_i 가 토크 하모닉스로 되며 토크곡선의 고조파진폭을 의미한다. 따라서 실제 엔진의 고조파 토크 Q_i 는 이 값에 실린더 면적과 크랭크 반경 r 을 곱하여 계산하며 식(2.25)와 같이 된다.

$$Q_i = a_{i+}^2 (b_i + d_i)^2 \frac{\pi}{4} D^2 r = c_i \frac{\pi}{4} D^2 r \quad [\text{Nm}] \quad (2.25)$$

D : 실린더 직경 [mm]

따라서 엔진의 축계는 $Q_0 = a_0(\pi/4)D^2$ [Nm]의 정상토크를 받으면서 동시에 많은 고조파토크 $Q_i = c_i(\pi/4)D^2 r \sin(i\omega t + \Psi_i)$ 가 겹쳐서 축을 회전시키고 있다. 이 고조파는 축이 1회전하는 사이에 i 사이클을 이루는 i 회의 충격을 되풀이하여 축에 가하게 된다. 따라서 어떤 회전수에 있어 이 되풀이 하는 고조파토크의 주기가 축계의 고유진동수와 일치하면 i 차의 비틀림진동을 일으키고 이때의 회전수를 i 차의 위험회전수라고 한다. 즉 고유진동수를 i 로 나누면 i 차의 위험회전수로 된다.



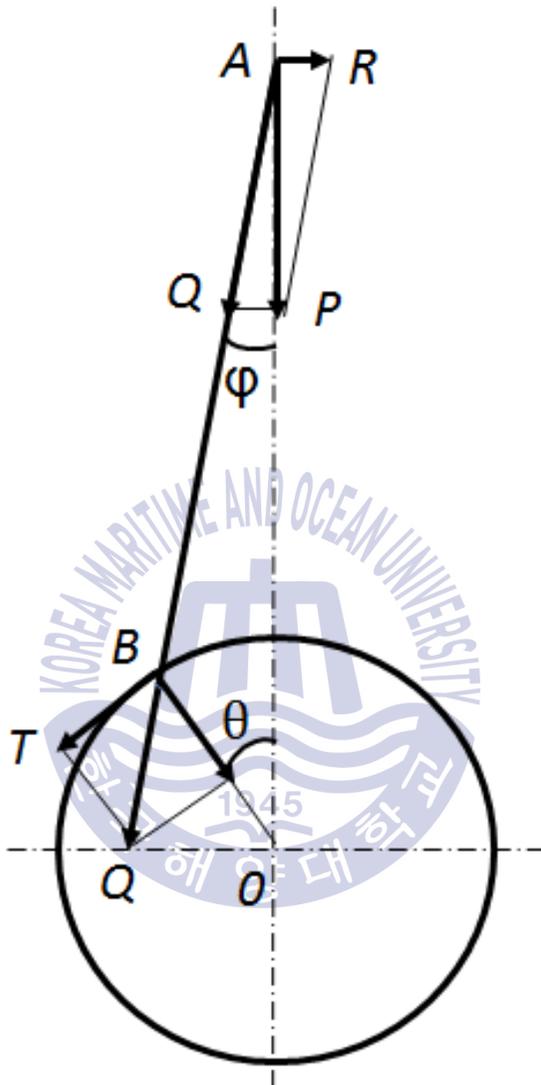


Fig. 2.3.3 Tangential force of crankshaft

제3장 디젤엔진의 전처리 기술과 축계 비틀림진동 특성

3.1 서 언

디젤엔진으로부터 발생하는 유해 배기가스와 관련한 환경개선은 크게 전처리와 후처리 과정으로 구분된다. 전자는 실린더 내 연소과정의 최적화 및 열역학과 관련되어 있고, 후자는 실린더 연소 후 발생된 배기가스의 세정 및 필터링 그리고 촉매환원 작용과 관련되어 있다. 최근의 환경 친화적 대형 2행정 디젤엔진에서 환경개선을 위한 실질적인 작업을 살펴보면, 실린더 내 연소과정의 최적화는 과거에 비해 오히려 최고연소압력을 낮추었다. 열역학과 관련하여서는 완전연소를 위해 희박연소의 조건이 되도록 하였으므로, 진동과 관련한 문제는 줄어들었다고 할 수 있다. 하지만, 저 부하 운전영역에서 이러한 연소 최적화 과정은 대형 2행정 디젤엔진의 추진축계에서 비틀림진동이 필연적으로 발생할 수밖에 없는 공진구간이 존재하는 영역으로 옮겨짐에 따라 그동안 문제가 되지 않았던 문제가 최근 발생하게 되었다.

본 장에서는 2장에서 언급한 이론적 배경을 바탕으로 운항선에서 진행중인 대형 2행정 디젤엔진의 환경개선 사례에 따라 대기환경에 미치는 유해 배기가스 배출특성을 검토하고, 추진축계 시스템에 미치는 비틀림 기진력 변화 및 비틀림진동 응답특성을 검토하였다.

3.2절에서는 최근 국제유가의 고유가 행진으로 이전부터 구현하기 위해 노력해 왔던 에멀전 연료유를 사용한 디젤엔진에서 발생한 환경문제 및 비틀림 기진력 변화에 대하여 검토하였다. 이들 에멀전 연료유는 기본적으로 연료(또는 물)속에 물(또는 연료)을 혼합하여 연소실내에서 미립화 분사한 후 연소시켜 동력원을 얻는 방법이다. 에멀전 연료유의 사용은 기존의 중유와 비교하여 많은 양의 물이 혼합되어 있으므로 배출가스가 대기환경에 미치는 영향이 다를 수 있다. 그리고 에멀전 연료유의 낮은 발열량으로 기존의 중유와 비교하면 더 많은 양의 연료유가 실린더에 분사되므로 연소압력 또한 변경되고 추진축계 시

시스템의 비틀림진동에 영향을 미칠 수 있으므로 비틀림 기진력 변화에 대하여 검토하였다.^[39]

3.3절에서는 선박의 운항목적과 연비개선을 위해 회전수와 디젤엔진의 출력을 최적화한 정격출력조정 디젤엔진에서 발생한 질소산화물 배출특성과 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성을 검토하였다. 특정 부하조건으로 디젤엔진의 정격출력 조정은 연비개선을 위해 큰 프로펠러의 적용 및 과급기와 같은 특정 부속장치 예를 들면 과급기 노즐링 변경이 요구될 수 있다. 이로 인한 질소산화물 배출량이 국제대기환경 기준치를 만족하는지 검증이 요구된다. 초기 설계치 대비 디젤엔진의 정격출력 조정으로 추진축계 시스템의 연속사용금지 구간의 변경이 요구된다. 또한 비틀림진동 댐퍼가 장착된 추진축계 시스템에서는 사용구간 내에서 비틀림진동 댐퍼성능이 제작사에서 제시한 기준치에 근접하게 되어 그것의 피로 한계치가 때때로 위험수준에 달하는 경우도 있으므로 이에 대해서도 검토하였다.

3.4절에서는 특정 부분부하에서 연비개선을 달성하기 위하여 기존의 기계식 캠으로 구동되는 디젤엔진에 배기밸브 개-폐시기 조절 장치 적용시 질소산화물 배출특성 및 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성 대하여 고찰하였다. 기계식으로 구동되는 캠의 형상에 따른 배기밸브의 개-폐시기의 조절 장치는 사전에 계산된 압축압력의 값을 통해 예상되는 특정 부분부하에서 압축압력의 상승을 달성할 수 있으나, 이는 디젤엔진이 가진 초기 설계 값과 다르게 된다. 이로 인해 초기 기술파일(Technical File, TF)에 언급된 연소압력 이상의 값을 갖는 기계적 특성 변경으로 디젤엔진의 질소산화물 배출특성이 미치는 대기환경평가에 대하여 검증이 요구된다. 또한 이들의 적용결과 정상작동 보다 높은 비틀림 기진력 상승에 따른 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성에 대해서도 검토하였다.

3.2 에멀전 연료유의 유해 배기가스 특성 및 비틀림 기진력 변화

본 절에서는 최근 에멀전 연료유를 사용한 대형 2행정 디젤엔진에서 발생한 환경문제 및 비틀림 기진력 변화에 대하여 검토하였다. 에멀전 연료유 사용의 효과는 고유가에 따른 연료비 절감 외에도 많은 양의 물이 혼입되어 있으므로 대기환경에 미치는 영향이 다름을 알 수 있으며 특히, 연료유 중에 물의 기화로 인한 증발잠열 흡수결과 연소실내 연소온도를 낮추어 질소산화물의 배출량 저감과 같은 환경개선 등에도 이점이 있다. 또한 각 실린더에 분사되는 분사량은 에멀전 연료유의 낮은 발열량으로 기존의 중유와 비교하면 실린더 내로 더 많은 양의 연료유 분사로 연소압력이 변경되고 이로 인한 추진축계 시스템 미치는 비틀림 기진력 변화를 검토할 필요가 있다.

본 절에서 검토대상으로 선정한 메인엔진은 전자제어 디젤엔진으로 이러한 에멀전 연료유와 기존의 중유를 모두 사용 가능한 것으로 특히, 저부하의 사용 구간에서 연료소모량 감소를 목적으로 IMO Delta tuning이 적용되었다. 검토대상 디젤엔진의 사양을 Table 3.2.1에 보인다.

한편, 검토대상의 디젤엔진은 최근 연료소모량 감소목적을 위해 감속운항을 적용하였고 이를 위해 부하기준 90%, 회전수대비 97.5%로 정격조정을 실시하였다. 이에 따라 하드웨어적인 기계적 요소뿐 아니라 소프트웨어인 IMO Tier I 파라미터들도 일부 수정되었다. 에멀전 연료유에 혼합된 물의 끓는점으로 기존의 중유를 공급하는 시스템의 일부는 수정되었으며 특히 실린더 분사 전 냉각기 설치 및 대용량의 연료유 분사에 따른 필터의 용량 등 몇몇 중요한 장비에 대한 추가설치 및 사양변경이 요구되었다.

3.2.1 에멀전 연료유 특성

검토대상의 디젤엔진은 6,600 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진으로 선사와 원천기술사와의 협의에 의해 기존의 경유를 섞은 중유가 아닌 연료 타르에 물을 섞은 에멀전 연료유를 디젤엔진의 주 연료로 사용하여 시험하였다. 검토대상의 에멀전 연료유 속에는 30%의 물을 혼합한 것으로 주된 목적은 연료비의 절감과 동시에 극한의 환경적 이득도 함께 하겠다는데 있으며 Table 3.2.2에 사용된 에멀전 연료유에 대한 특성을 요약하여 나타내었다.

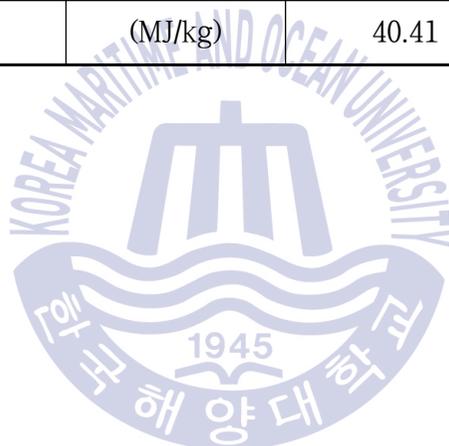


Table 3.2.1 Specification of the emulsion fuel test engine

	Parameter	Specification
Engine	Type	12RT-flex96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm
	Power at CMCR	68,640 kW x 102 rpm
	No. of cylinder	12 ea
Damper	Type	Geislinger D 260/28
	Outer inertia	9,760 kgm ²
	Inner inertia	1522 kgm ²
	Torsional stiffness	5.7E+07 Nm/rad
	Damping coefficient	240,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	653 kNm
T/C	Type	MET83SEIII
	Diffuser	3J37D
	Compressor	GV3J
	Nozzle ring	85K3

Table 3.2.2 Fuel specification comparison for HFO and emulsion fuel

Parameter	Unit	HFO	Emulsion fuel
Carbon mass fraction	(mass %)	86.39	61.70
Hydrogen mass fraction	(mass %)	10.48	9.60
Nitrogen mass fraction	(mass %)	0.57	0.69
Sulphur mass fraction	(mass %)	2.42	1.93
Oxygen mass fraction	(mass %)	0.48	26.1
Sum of above	(mass %)	100.34	100.02
Net calorific value	(MJ/kg)	40.41	26.12



3.2.2 중유와 에멀전 연료유의 유해 배기가스 특성

에멀전 연료유와 기존 중유의 유해 배기가스 특성을 비교·고찰하기 위해, 검토대상 디젤엔진의 부하 및 실린더 최고연소압력은 동일한 조건으로 시험하였다. 에멀전 연료유의 낮은 저위발열량으로 인하여 기존의 중유보다 많은 양의 연료유가 분사노즐을 통해 주입되므로 동일 부하조건을 유지하기 위하여 분사량과 관련한 파라미터를 변경하였다. 그 중 한 예를 아래 Table 3.2.3에 보이며 기존 중유대비 약 34% 증가한 연료분사량을 보인다. 이는 디젤엔진의 공장 시험시 사용하는 LFO와 해상시운전시 사용하는 HFO에 비하여 연료분사 시간을 달리하는 이유는 여기에 근거하기 때문이다. 이와 같은 분사와 관련한 파라미터의 조정 외에도 엔진의 제동마력 또는 계산된 마력을 근거로 한 디젤엔진의 안전과 관련하여 연료분사량, 토크 제한치 및 소기압력 제한치 등을 포함한 몇 가지 파라미터들도 수정하였다.

실제 운항선의 메인엔진에 대하여 에멀전 연료유와 HFO 비교 시험을 10%, 25%, 50% 그리고 75%의 엔진부하별로 실시하였으며 이때 사용된 분사 파라미터는 각 부하별로 HFO 대비 25% 증가한 분사량을 보였고 에멀전 연료유의 경우 75%의 엔진부하에서는 부속장치의 사양 불만족으로 실시할 수 없었다. 질소산화물 측정 및 스모크 계측사진을 Fig. 3.2.1에 스모크 측정 계략도를 Fig. 3.2.2에 각각 보인다. 이들 장비들은 분석가스의 냉각에 의한 수분발생을 억제하기 위해 개별로 샘플 히팅 라인을 가지고 있으며 180°C ~ 200°C 까지 온도를 유지할 수 있다.

이때 각 부하별 계측된 에멀전 연료유와 HFO 연료소모량 특성을 Fig. 3.2.3에 보인다. 이들을 검토하여 보면 각 부하별 평균 45% 많은 실제 연료소모량이 증가되었으나 이들에 대하여 에멀전 연료유의 저위발열량을 고려한 ISO 표준으로 변환하였을 경우 약 6% 연료소모량 절감 이득을 얻을 수 있었다. 또한 각 부하별 에멀전 연료유와 HFO 질소산화물의 배출특성을 Fig. 3.2.4에 보인다. 이들을

검토하여 보면 10%와 50% 부하조건에서는 각각 4%와 30% 감소를 이룩한 반면 25% 부하조건에서는 분산된 특성을 보였다.

최근의 선박으로부터 배출되는 유해 배기가스와 관련한 국제사회의 경향에 맞추어 HFO 대비 에멀전 연료유 사용에 따른 스모크 그리고 입자상 물질에 대한 배출특성도 검토하였으며, 이를 Fig. 3.2.5 및 Fig. 3.2.6에 각각 보인다. 이들을 검토하여 보면 동일부하 조건에서 HFO 연료분사량에 비해 많은 양의 에멀전 연료유 분사로 HFO에 비교하여 높은 양의 스모크 및 입자상 물질이 검출되었다. 이는 연료유 중의 수분으로 낮은 연소온도를 형성하여 질소산화물 배출량은 감소시키는 것으로 나타난 반면 수분의 영향으로 불완전연소 또는 수분의 불활성가스로의 영향 등으로 완전 연소되지 못한 결과 스모크 및 입자상 물질 값이 높게 나타나는 것으로 판단된다.



Table 3.2.3 Injection parameters for LFO, HFO and emulsion fuel

Fuel type	Load	Fuel command scaling
LFO	75	49.3
	50	49.3
	25	49.3
	10	49.3
HFO	75	48.6
	50	48.6
	25	48.6
	10	48.6
Emulsion fuel	75	65
	50	65
	25	65
	10	65



Fig. 3.2.1 NOx and smoke measurement at exhaust gas line

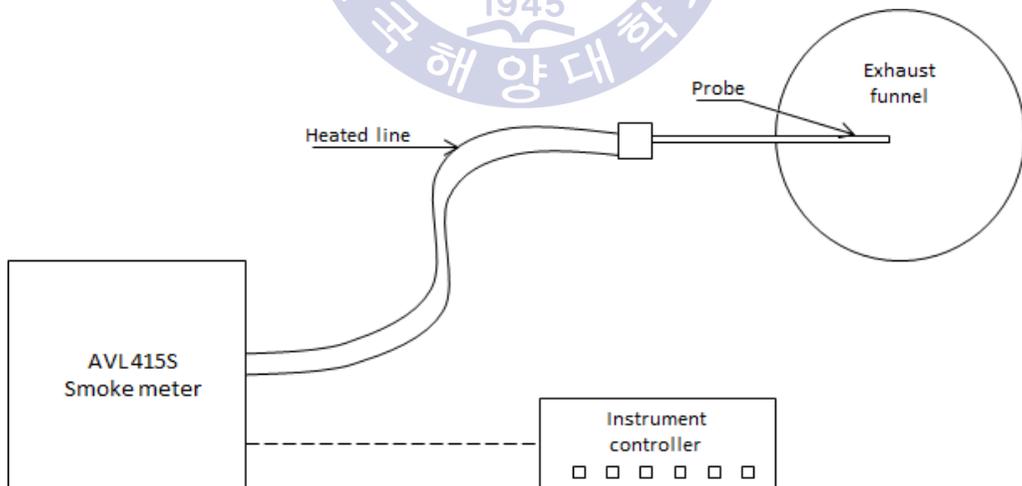


Fig. 3.2.2 Smoke measurement layout at exhaust gas line

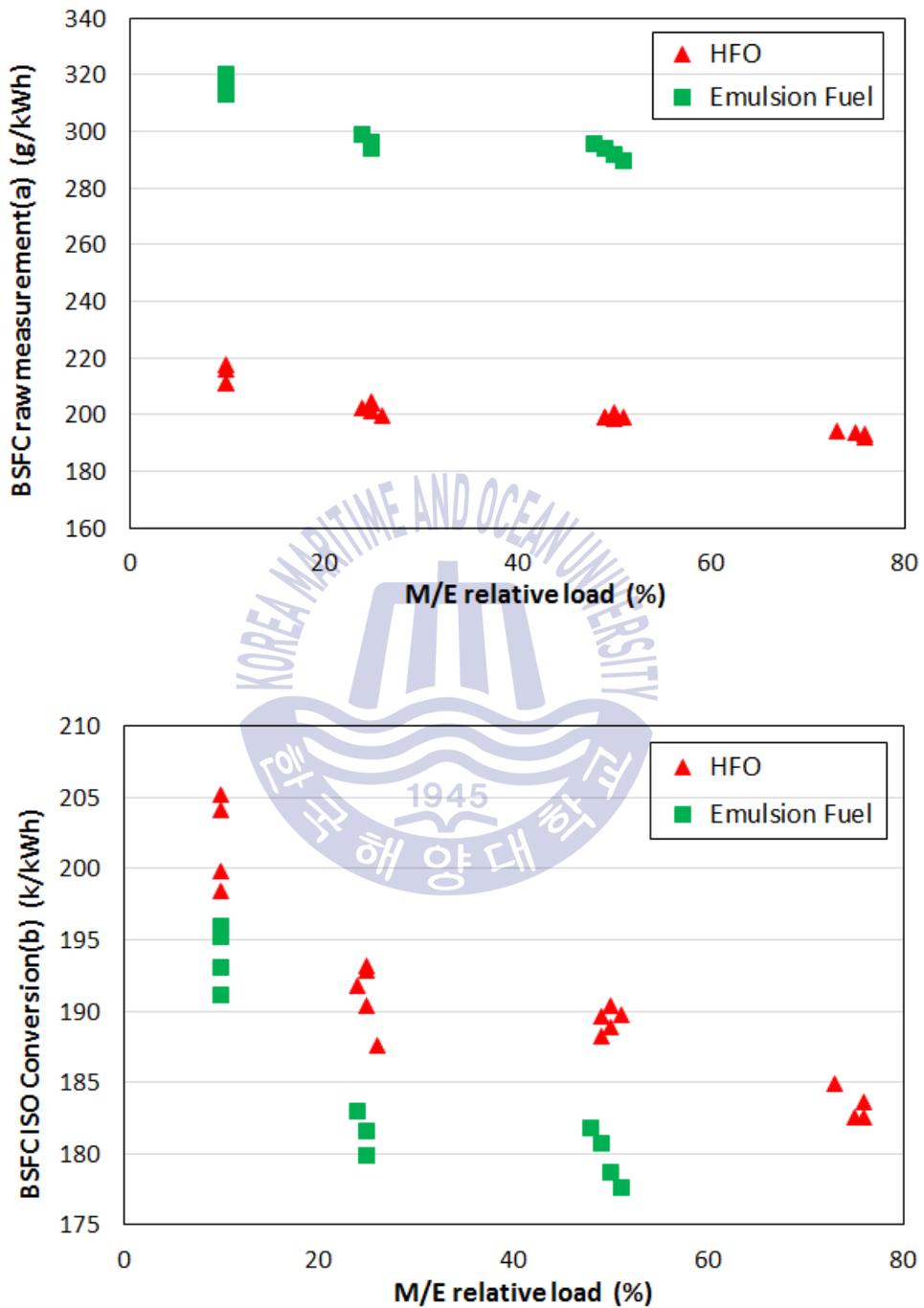


Fig. 3.2.3 BSFC values for measured raw values(a), ISO corrected(b)

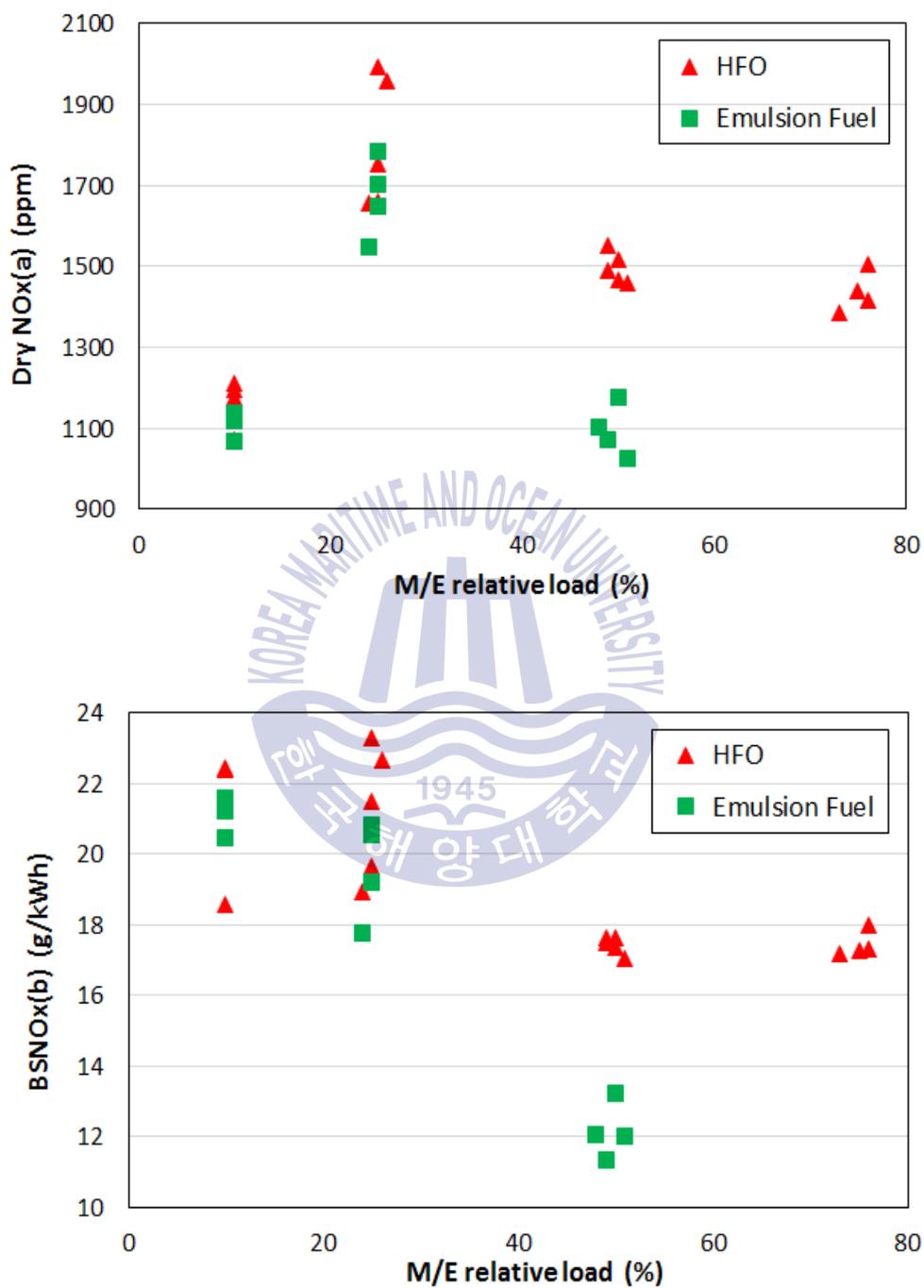


Fig. 3.2.4 NOx values for Dry NOx(a), BSNOx(b)

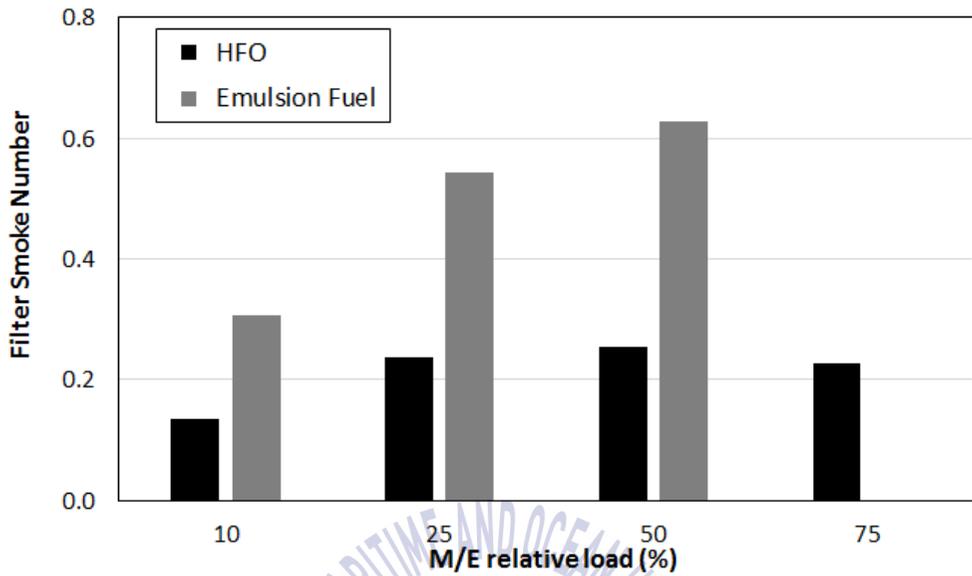


Fig. 3.2.5 Smoke measurement both HFO and emulsion fuel

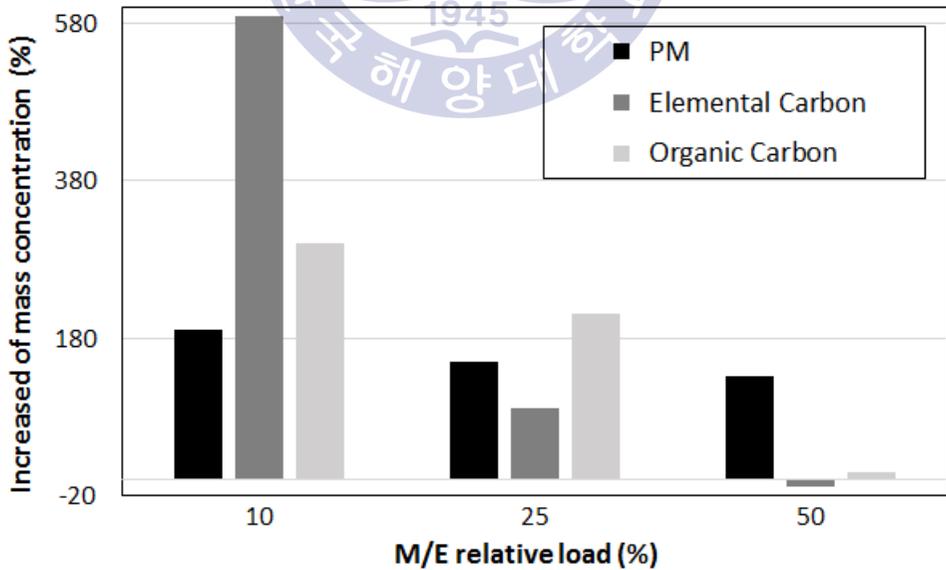


Fig. 3.2.6 PM, EC and OC mass concentration based on HFO reference

3.2.3 에멀전 연료유 사용에 따른 비틀림진동 기진력 변화

두 가지 연료유의 특성이 추진축계의 비틀림진동에 미치는 영향을 비교 판단하기 위해 앞 절에서 언급한 바와 같이 디젤엔진의 제동마력과 실린더 최고연소압력을 같은 조건으로 시험하였다. 제동마력은 축계에 장착된 축마력 측정 장치로 측정되었으며 실린더 압축압력과 최고연소압력은 실린더에 장착된 실린더압력 측정 장비로 측정하였다. 위와 같은 동일조건을 만족하기 위해 기존의 중유와 비교하여 에멀전 연료유를 사용할 때 각 부하별 분사시기를 달리하였다. 즉, 10% 부하의 저 부하 영역에서는 HFO와 비교하여 분사시기를 늦추었고 25% 부하의 영역에서는 분사시기를 비슷하게 그리고 50% 부하의 영역에서는 분사시기를 앞당겨 맞추었다.

앞 절에서 언급한 바와 같이 실제 에멀전 연료유 사용은 각 부하별로 HFO 대비 약 25% 증가한 분사량을 보였으므로 최고연소압력이 상승할 것으로 판단되며 이에 따른 비틀림 기진력 변화를 검토하였다. Fig. 3.2.7에 에멀전 연료유의 기진력 변화를 비교하기 위해 HFO 사용시의 비틀림 기진력 하모닉스를 보인다. 실린더압력 측정 장비로 부터 계측된 압력곡선을 검토하여 보면 에멀전 연료유 사용시 25% 부하조건과 50% 부하조건에서 연소개시 후 최고연소압력에 도달까지 압력곡선은 물결모양의 과동형태를 보였고 최고연소압력은 HFO에 비하여 조금 낮은 값을 보였다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 두 가지 연료 사용시 동일조건을 만족하도록 설정하였기 때문으로 판단된다. Fig. 3.2.8과 Fig. 3.2.9에 10%, 25% 그리고 50%의 부하조건에서 채취한 압력곡선을 토크곡선으로 변환 후 분석한 비틀림 기진력 하모닉스를 보인다.

이들 물결모양의 과동은 비틀림 기진력의 높은 차수 하모닉계수로 나타날 것을 판단된다. 일반적으로 대형 2행정 디젤엔진은 24차의 하모닉계수를 기진차수로 이용하므로 이들에 대한 추진축계 시스템의 비틀림진동 영향은 미미할 것으로 판단된다. 따라서 에멀전 연료유를 사용한 디젤엔진의 추진축계 시스템에

대한 비틀림진동 평가는 기존의 중유에 대한 비틀림 기진력을 이용하여도 무방할 것으로 생각된다.



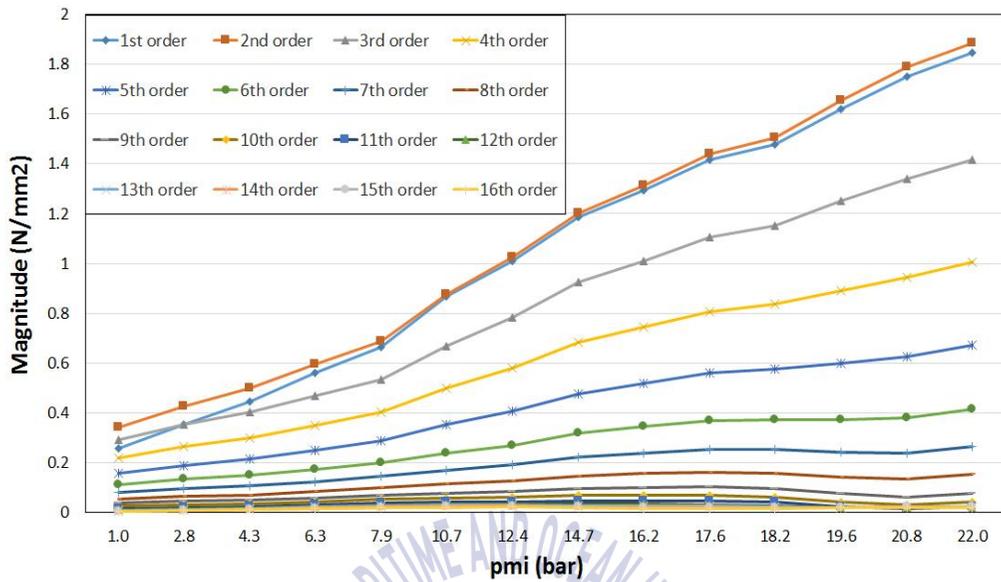


Fig 3.2.7 Harmonic coefficient for HFO

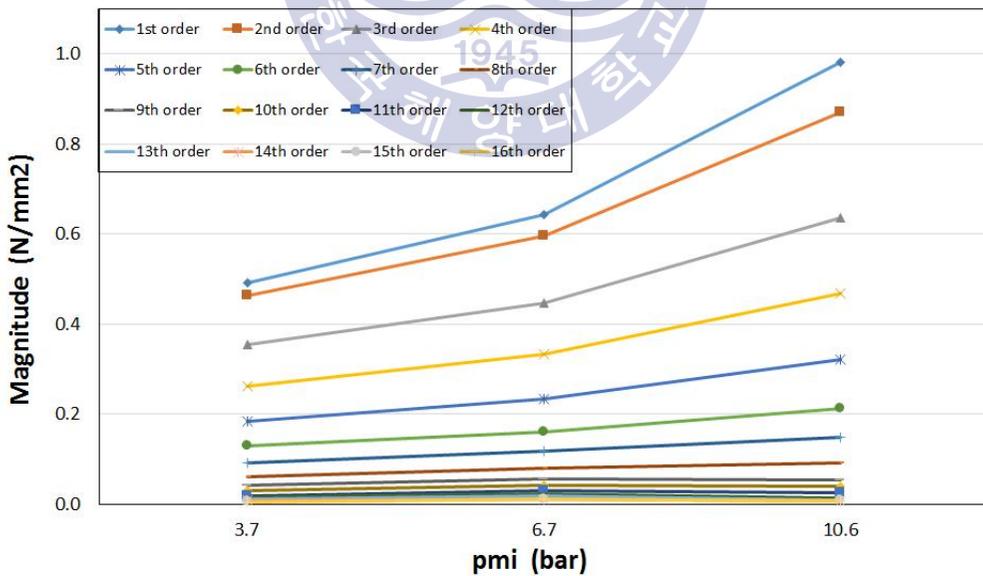


Fig 3.2.8 Harmonic coefficient for emulsion fuel (onboard test01)

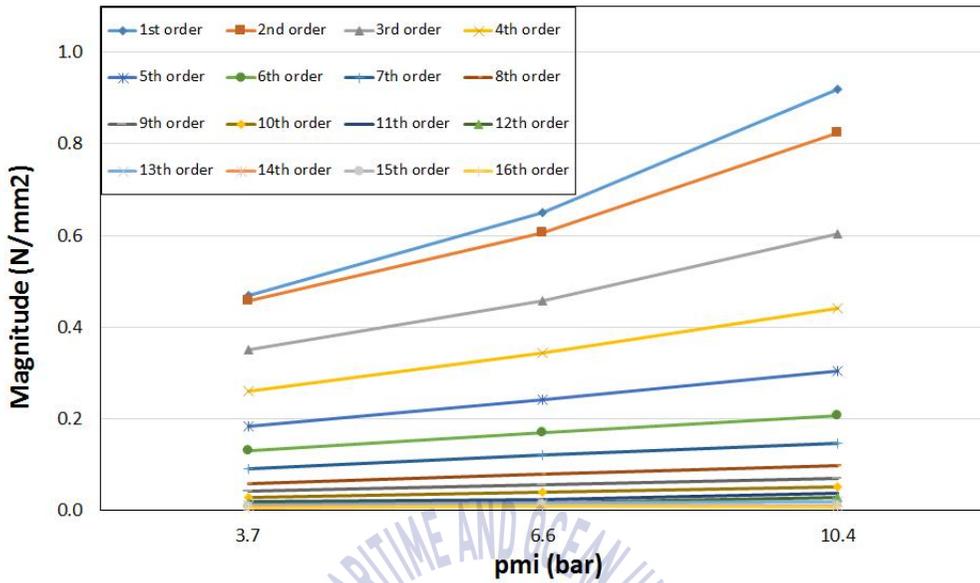
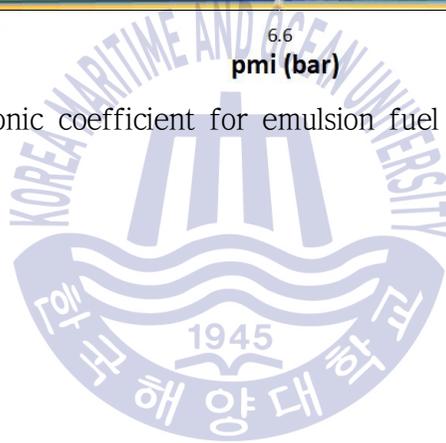


Fig 3.2.9 Harmonic coefficient for emulsion fuel (onboard test02)



3.3 정격출력 조정에 따른 질소산화물 및 비틀림진동 응답특성

1990년대 후반과 2000년대 초반까지 대형 2행정 디젤엔진으로 구동되는 초대형, 초고속의 컨테이너선은 통상 운전점을 엔진 최대출력을 기준으로 연소성능을 튜닝하여 설계 건조하였다. 그러나 최근의 급격한 유가상승과 환경개선문제의 대두로 디젤엔진을 비롯한 선박시장은 환경 친화적 시장체제로 변모하게 되었다. 이에 따라 종전의 선박 운항은 고속에서 17 ~ 20노트로 감속 운항하여 결국 신조선 및 운항선에서 디젤엔진에 요구되는 출력은 필요 이상으로 높지 않게 되었으며 이를 구현하기 위해 저 부하에 적합하게 정격출력 조정을 시행하는 경우가 많이 발생하게 되었다.

일반적으로 이러한 대형 2행정 디젤엔진에 대한 정격출력 조정은 저 부하에서도 정격출력과 비슷한 최고연소압력을 유지하여 연료효율을 좋게 함으로서 운항점에서 낮은 연료소모량을 달성하기 위함이다. 이는 오래전부터 폭넓게 사용되었으며 최근의 정격출력조정 디젤엔진은 더 낮은 연료소모량 감소를 위해 감속운항을 위한 과급기 차단도 같이 적용되고 있는 실정이다.

Fig. 3.3.1과 Fig. 3.3.2에 컨테이너선에 적용된 감속운항에 따른 선속 및 연료절감관계의 한 예를 보인다. 25노트에서 20노트로의 선속 감소는 약 56%의 추진력 감소와 함께 연료소모량 절감은 약 5 ~ 10 g/kWh 정도로 대형선박의 경우 고유가로 될수록 이들에 대한 선택은 필수적이다. 물론 이 결과는 선박의 감소된 운항속도로 인하여 증가하는 세계 물동량에 부정적 영향을 미칠 수 있지만 고유가에 따른 연료소모량 절감 효과는 상당히 크다.

환경개선과 관련하여 최근의 선박시장 경향은 지구온난화의 주범인 이산화탄소의 발생량을 줄이는 것으로 디젤엔진에 대한 설계기준점을 바뀌게 하고 있다. 그러나 기본적으로 연료소모량 절감과 질소산화물 배출량과의 상관관계로 인해 정격출력 조정을 시행한 디젤엔진은 질소산화물 배출량이 증가하게 되고 운항중인 선박의 메인엔진에 적용될 경우 이들에 대한 검증이 요구된다.

운항중인 선박의 메인엔진에서 정격출력 조정은 높은 추진효율을 달성하기 위해 최적화된 더 큰 추진기의 선택이 요구되기도 하며, 이로 인한 추진축계 시스템의 비틀림진동 영향은 축계의 고유진동수 변경으로 귀착된다. 상대적으로 계약 최대출력회전수는 주 공진에 더 가까워지게 이동하였고 적절한 구동라인 배치를 때때로 변경하게 만들뿐 아니라, 추진축계 시스템에 부착된 장치 성능에 대한 설계 제한 값에 근접하게 되어 이들 제품의 기능 변경이 요구되기도 한다.





Fig. 3.3.1 Relation between ship speed and propulsion power

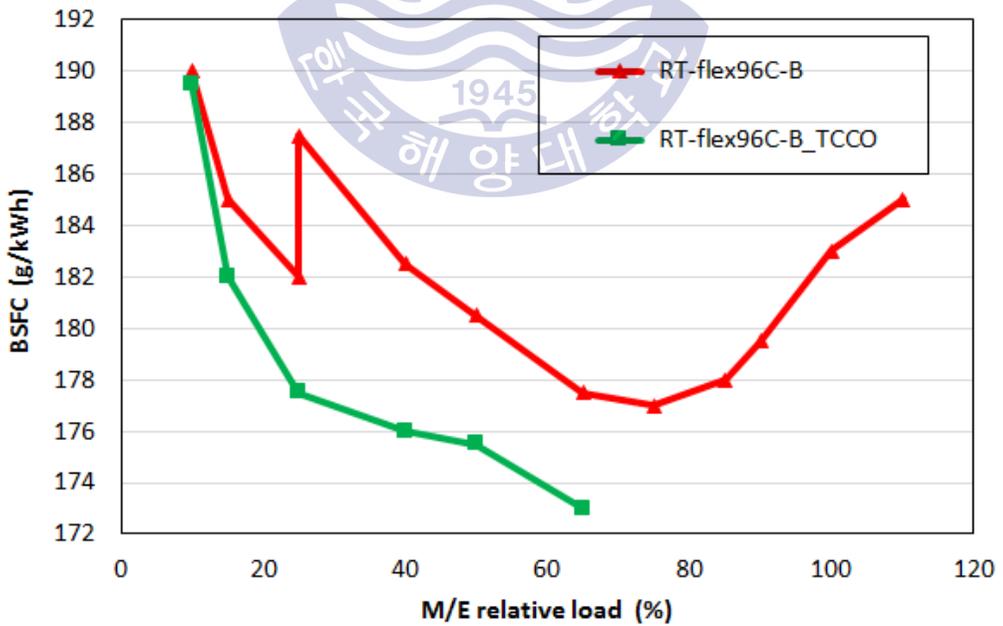


Fig. 3.3.2 Fuel saving between normal and TCCO condition

3.3.1 질소산화물 배출특성

서언에서 언급한바와 같이 기본적으로 연료소모량 절감과 질소산화물 배출량 증가라는 상관관계로 인해 정격출력조정 디젤엔진의 경우는 질소산화물 배출량이 증가하게 되고 운항선의 경우 국제해사기구 등에서 규정한 절차에 의해 국제대기환경 기준치에 대한 검증이 요구된다.

정격출력조정 디젤엔진의 질소산화물 배출량을 검토하고자 11,000 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진을 대상으로 선정하였으며, 이 엔진은 IMO Tier I의 기준을 만족하도록 설계되어 있다. 이 엔진의 연비개선을 위해 초기 설계출력 대비 부하는 72,072 kW(90%)로, 회전수는 98.5 rpm(96.6%)로 정격출력 조정을 단행하였으며, 이를 위해 과급기의 노즐링 사양도 변경하였다. 초기설계와 정격출력 조정에 따른 엔진 및 중요 부속장치의 설계사양을 Table 3.3.1에 보인다.

Table 3.3.2에 정격출력 조정 전과 후의 실제기관에 대한 연료소모량 측정 결과를 보인다. 이를 검토하여 보면 연료소모량 절감에 따라 질소산화물 배출량 증가가 예상되고 국제대기환경 기준치 IMO Tier I의 만족여부에 대한 검증이 요구된다. Table 3.3.3에 정격출력 조정 시행 전과 시행 후의 질소산화물 배출량이 측정 결과를 보인다. 이들은 모두 IMO Tier I 기준치를 만족하며 정격출력 조정 후 각 부하별로 질소산화물 배출량이 11.6%, 4.9%, 6.2% 그리고 19.1% 증가되었으며, 최종적으로 IMO 질소산화물 배출량은 9% 증가하였다. 이상과 같이 디젤엔진의 정격출력 조정으로 인한 연료소모량은 감소하나, 배출되는 질소산화물 양은 증가하였다.

Table 3.3.1 Specification of the rating and de-rating engine

		Rating	De-rating
Engine	Type	14RT-flex96C-B	14RT-flex96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm	960 x 2500 mm
	Power at CMCr	80,080 kW x 102 rpm	72,072 kW x 98.6 rpm
	No. of cylinder	14 ea	14 ea
	Pme	18.6 bar	17.3 bar
Damper	Type	Geislinger D 300/11	Geislinger D 300/11
	Outer inertia	28,600 kgm ²	28,600 kgm ²
	Inner inertia	1640 kgm ²	1640 kgm ²
	Torsional stiffness	5.0E+07 Nm/rad	5.0E+07 Nm/rad
	Damping coefficient	400,000 Nms/rad	400,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	796 kNm	796 kNm
T/C	Type	ABB TPL85	ABB TPL85
	Diffuser	CA15	CA15
	Compressor	CV11	CV11
	Nozzle ring	TA16	TA15
Optimized	Tuning	IMO Delta	IMO Delta
	Heat recovery	WHRS	WHRS

Table 3.3.2 Actual BSFC between rating and de-rating engine

	Fuel consumption (ISO reference, g/kWh)			
Load (%)	25	50	75	100
Rating	178.74	172.4	170.19	180.95
De-rating	175.69	172.36	169.24	175.56
Fuel saving	3.05	0.04	0.95	5.39



Table 3.3.3 Actual NOx between rating and de-rating engine

	NOx values (g/kWh)				
Engine power (%)	25	50	75	100	IMO NOx
Rating NOx specific	21.38	18.23	15.56	9.97	14.54
De-rating NOx specific	23.86	19.12	16.52	11.87	15.85

3.3.2 비틀림진동 응답특성

본 절에서는 연비개선을 목적으로 정격출력조정 디젤엔진의 저 부하영역에서 최고연소압력을 유지하였을 때, 추진축계 시스템의 비틀림진동에 미치는 영향과 공진영역 및 상용 운전영역에서 발생하는 비틀림진동 댐퍼와 관련된 진동문제에 대하여 검토하고자 한다. 첫 번째 검토대상의 디젤엔진은 연료소모량 절감을 위하여 운항중인 선박의 메인엔진에 정격출력 조정과 프로펠러 최적화 시행을 검토한 것으로 디젤엔진 및 축계사양을 Table 3.3.4에 보인다.

초기 설계치 기준으로 정격조정을 부하는 67.9%, 회전수는 91.1%로 정격출력이 조정된 것과 다음으로 부하는 67.9%, 회전수는 75.4%로 정격출력이 조정된 두 가지 조건에 대하여 검토하였다. 여기서 최적의 추진효율을 갖는 추진기로 변경하기 위해 직경을 8.6m까지 키우면 최대 출력밀도는 기존의 1080 kW/m²에서 830 kW/m²로 낮아지고 최적의 추진효율은 3 ~ 4%까지 증가시킬 수 있는 것으로 검토되었다. 그리고 검토대상의 정격출력조정 디젤엔진에서 커진 직경과 낮은 계약 최대출력 변경으로 인한 추진축계 시스템의 주 공진점 변경은 미미하며 실질적인 운항상의 영향은 없을 것으로 검토되었다. 대형 2행정 디젤엔진뿐만 아니라 최근 50k급 선박에 사용되는 저속 2행정 디젤엔진도 정격출력 조정을 많이 시행하고 있으며 이들은 선체공간의 확보를 위해 실린더 수를 줄이고 직경을 크게 한 후 정격출력 조정을 시행하고 있다.

두 번째 검토대상의 디젤엔진은 IMO Tier II의 기준을 만족하도록 설계되었다. 디젤엔진 통상의 사용구간에서 연비개선을 달성하기 위해 디젤엔진의 설계출력에 대하여 부하는 8,050 kW(71.2%), 회전수는 89 rpm(84.8%)에 맞도록 정격출력 조정을 단행하였으며, Table 3.3.5에 디젤엔진 및 축계사양을 보인다. 추진축계 시스템의 중간축에 부가되는 비틀림진동 응력을 줄이기 위하여 크랭크축 자유단에 비틀림진동 댐퍼가 부착되어 있으며 감쇠계수 그리고 허용 댐핑토크는 각각 240,000 Nms/rad, 114k Nm/bar의 값으로 설계되었다. 제작사에서 추천하는 전 운전범위에서 댐퍼에 공급되는 최소 오일 압력은 2.5 bar이다.

Fig. 3.3.3에 이들 추진축계 시스템의 중간축에 부가되는 비틀림진동 응력을 보여주며 비틀림진동 댐퍼 부착에도 불구하고 연속사용금지 구간이 설정되어 있다. Fig. 3.3.4에 비틀림진동 댐퍼에 부가되는 탄성토크 값과 제작사 허용치를 보여주고 있다. Fig. 3.3.5와 Fig. 3.3.6에 비틀림진동 댐퍼에서의 비틀림 각변위와 동적 비틀림 각변위를 보여주고 있다. 검토대상의 추진축계 시스템에 대한 이론적 검토 결과 이들은 제작사에서 제시한 기준치를 모두 만족하고 있음을 알 수 있다. 다음은 정격출력 조정을 시행하지 않은 6기통 실린더를 갖는 추진축계에서 중간축 및 비틀림진동 댐퍼에 작용하는 비틀림진동 응력 및 허용 탄성토크 값을 Fig. 3.3.7과 Fig. 3.3.8에 보인다. 이 엔진에 정격출력 조정을 실시한 경우와 비교하여 연속사용금지 구간이 설정되지 않으며 전 운전영역에서 상당히 낮은 비틀림진동 값을 보여주고 있다.

한편, 운항중이던 검토대상의 디젤엔진에서 연속사용금지 구간 이상에서 회전수 상승이 불가능한 문제가 발생하였다. 이에 대하여 비틀림진동에 의한 원인 여부를 검토하였으며 Fig. 3.3.9에 검토대상 및 동일사양의 시리즈 디젤엔진에 대한 해상 시운전시 중간축에서 측정한 비틀림진동 응력과 계산결과를 보인다. 이를 검토하여 보면 계산치 대비 측정치가 잘 일치하고 있으며 추진축계 시스템에 문제가 없는 것으로 보인다. 그러나 운항중인 디젤엔진의 추진축계 시스템에서 발생할 수 있는 가능한 요인을 찾기 위해 크랭크축 자유단에서 비틀림진동을 측정하고 분석하였다.

Fig. 3.3.10과 Fig. 3.3.11에 운항중인 디젤엔진의 크랭크축 자유단에서 측정한 비틀림진동 측정결과를 보인다. 이들을 검토하여 보면 5차 성분이 주 기진 성분이고 연속사용금지 구간을 벗어난 범위에서는 계산치 대비 약 1.7배 정도 높은 비틀림진폭이 측정되었다. 이들에 대한 주된 원인은 비틀림진동 댐퍼의 파손에 의한 기능 상실에 의한 것으로 판단된다. Fig. 3.3.12에 기능을 상실한 댐퍼의 내부 모습을 보이며 이와 유사한 사고 사례가 몇 차례 보고되었다.

Fig. 3.3.13에 동일 사양으로 교체한 비틀림진동 댐퍼로부터 측정된 동적 비틀림 각변위를 보인다. 이들 동적 비틀림 각변위를 재검토한 결과 상용 운전영역

인 60 ~ 89 rpm의 높은 부하조건으로 운전되는 이 구간에서 비틀림진동 댐퍼는 감쇠에 상당히 민감함을 보여주고 있다. 이는 비틀림진동 댐퍼의 제작사에서 제시한 비틀림 탄성토크 허용치에 매우 근접한다. 이들 계측결과와 비슷한 이론 계산결과를 얻기 위해 비틀림진동 기진력은 높이고 댐퍼의 감쇠계수 낮추어 조정한 결과도 같이 도시하였다. 이와 같이 운항중인 메인엔진의 상용 운전영역에서 감쇠에 민감한 값을 갖는 비틀림진동 댐퍼는 감쇠토크 증가를 위하여 초기 설계치보다 높은 오일 압력을 적용하여 사용하는 것이 바람직하다.

이상을 검토한 결과 초기 설계치 대비 실린더 수를 줄이고 직경을 크게 한 정격출력 조정 디젤엔진에서 Fig. 3.3.7과 비교하면 비틀림진동 응력이 상승하여 상용 운전영역에서 연속사용 금지구간 설정이 불가피하게 되었음을 알 수 있었다. 또한, 상대적으로 낮아진 계약 최대출력회전수는 주 공진점에 접근하게 되고 통상의 운전영역에서 계산치 대비 높은 탄성토크는 높은 기진력과 낮은 감쇠계수를 갖는 것과 유사한 결과를 가지므로 비틀림진동 댐퍼와 같은 감쇠에 민감한 제품의 기능 변경이 요구된다.

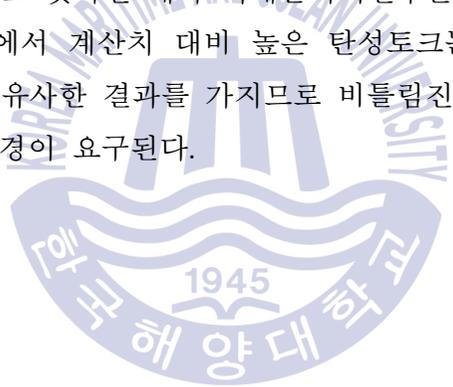


Table 3.3.4 Specification of the 12RTA84C-UG

Parameter	Specification
type	12RTA84C-UG
Number of cylinders	12
MCR	48600 kW
Nominal speed	102 rpm
T/C type	MET 83SD
Propeller specification	
Type	Fixed Pitch Propeller
Diameter	8300 (mm)
Pitch at 0.7 r/R	8740 (mm)
Number of blades	6
Blade-to-disc area ratio	0.8225
Skew angle	26.4 (°)
Mass	66150 (kg)

Table 3.3.5 Specification of the 5RT-flex58T-D

	Parameter	Specification
Engine	Type	5RT-flex58T-D
	Cylinder bore x stroke	580 x 2416 mm
	CMCR / speed	8050 kW / 89 rpm
	Firing order	1 - 4 - 3 - 2 - 5
	Conn. Rod ratio	0.539
	Osc. mass	4575 kg
Damper	Type	D260/38/V/M
	Outer inertia	13900 kgm ²
	Inner inertia	428 kgm ²
	Torsional Stiffness	16 MNm/rad
	Linear viscous damping	240000 Nms/rad
	Total mass	12900 kg
	Permissible elastic torque	497 kNm
	Permissible damping torque	114 kNm/bar
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Number of blades	5
	Diameter	6.7 m
	Moment of inertia	44,155 kgm ² (in air) 55,195 kgm ² (in water)
	Archer damping	25

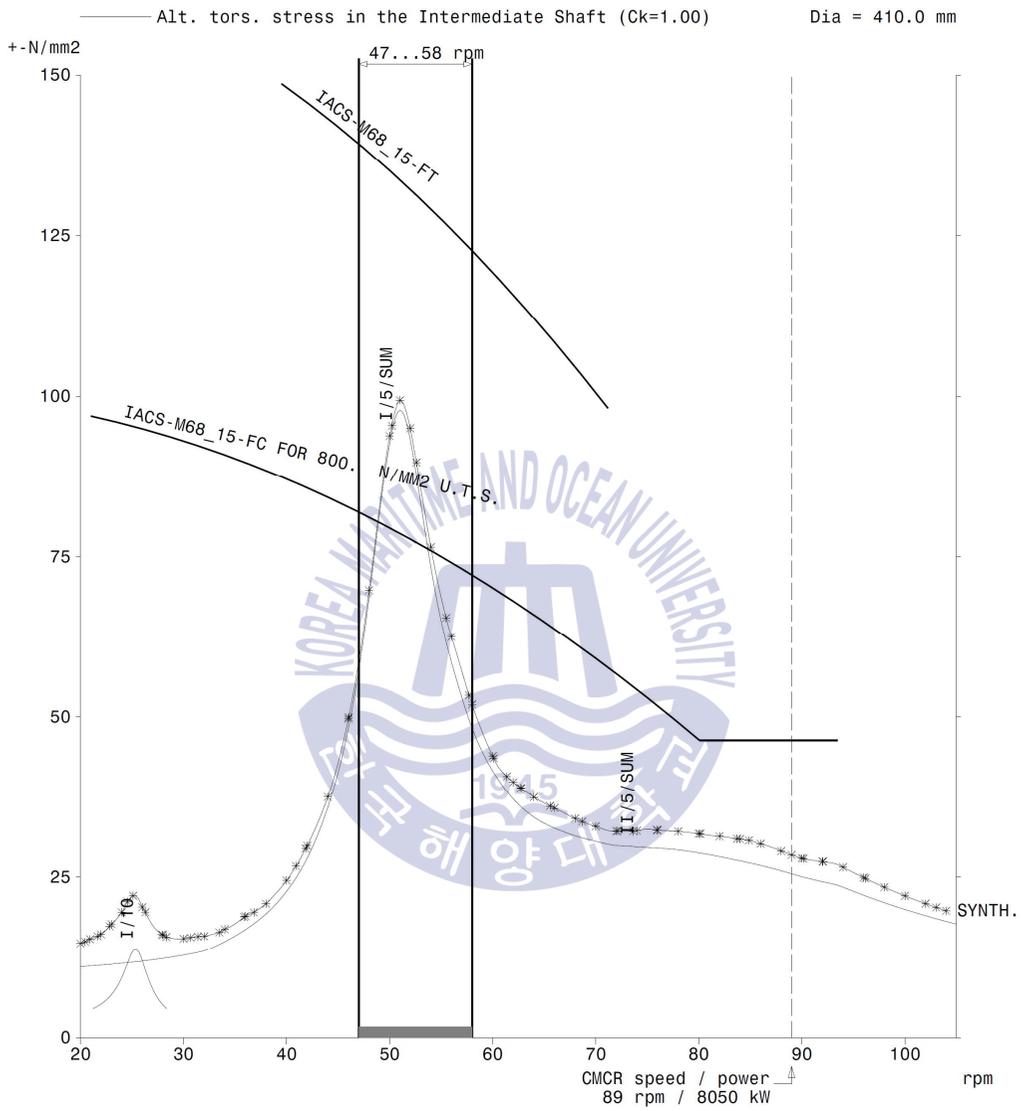


Fig. 3.3.3 Vibratory stress at intermediate shaft for 5RT-flex58T-D

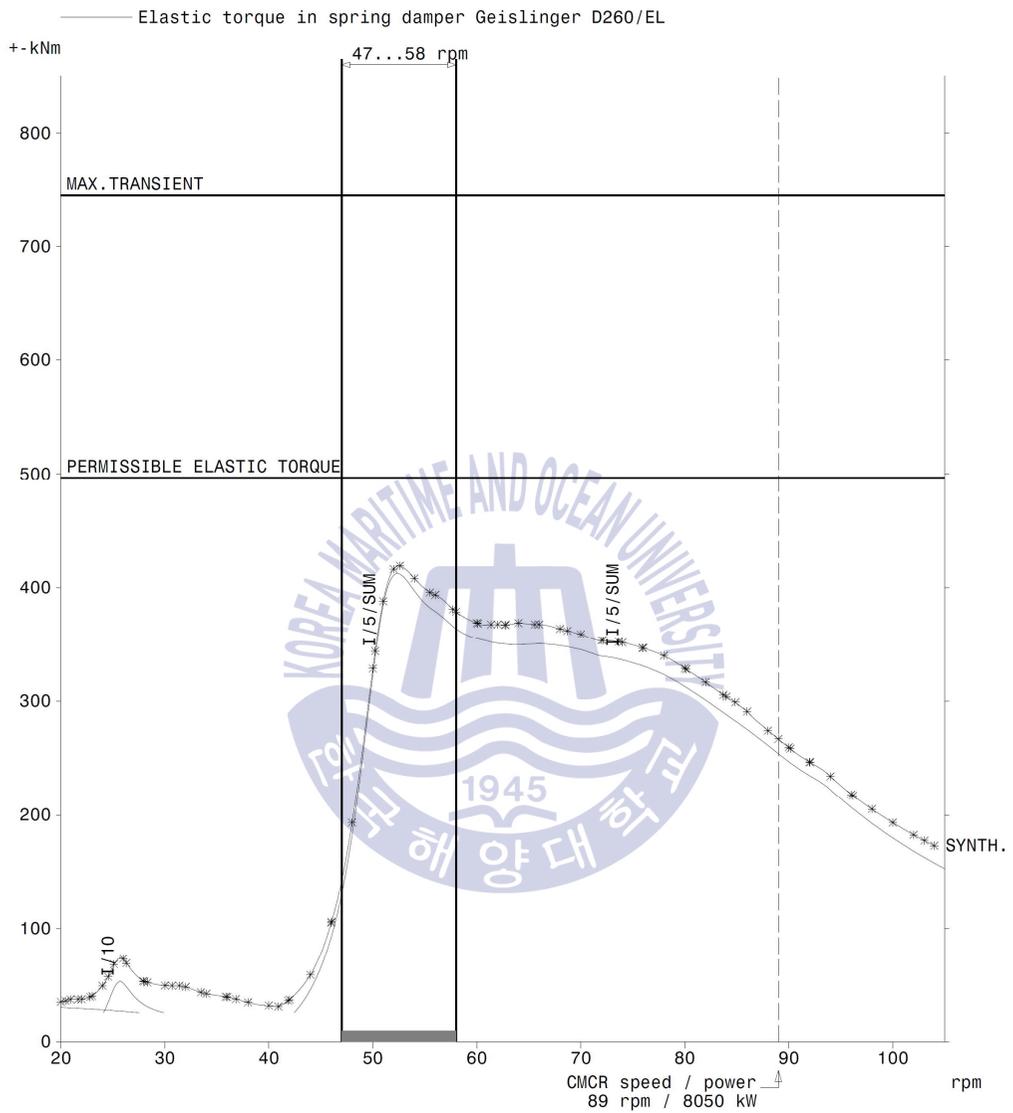


Fig. 3.3.4 Elastic torque at Geislinger damper for 5RT-flex58T-D

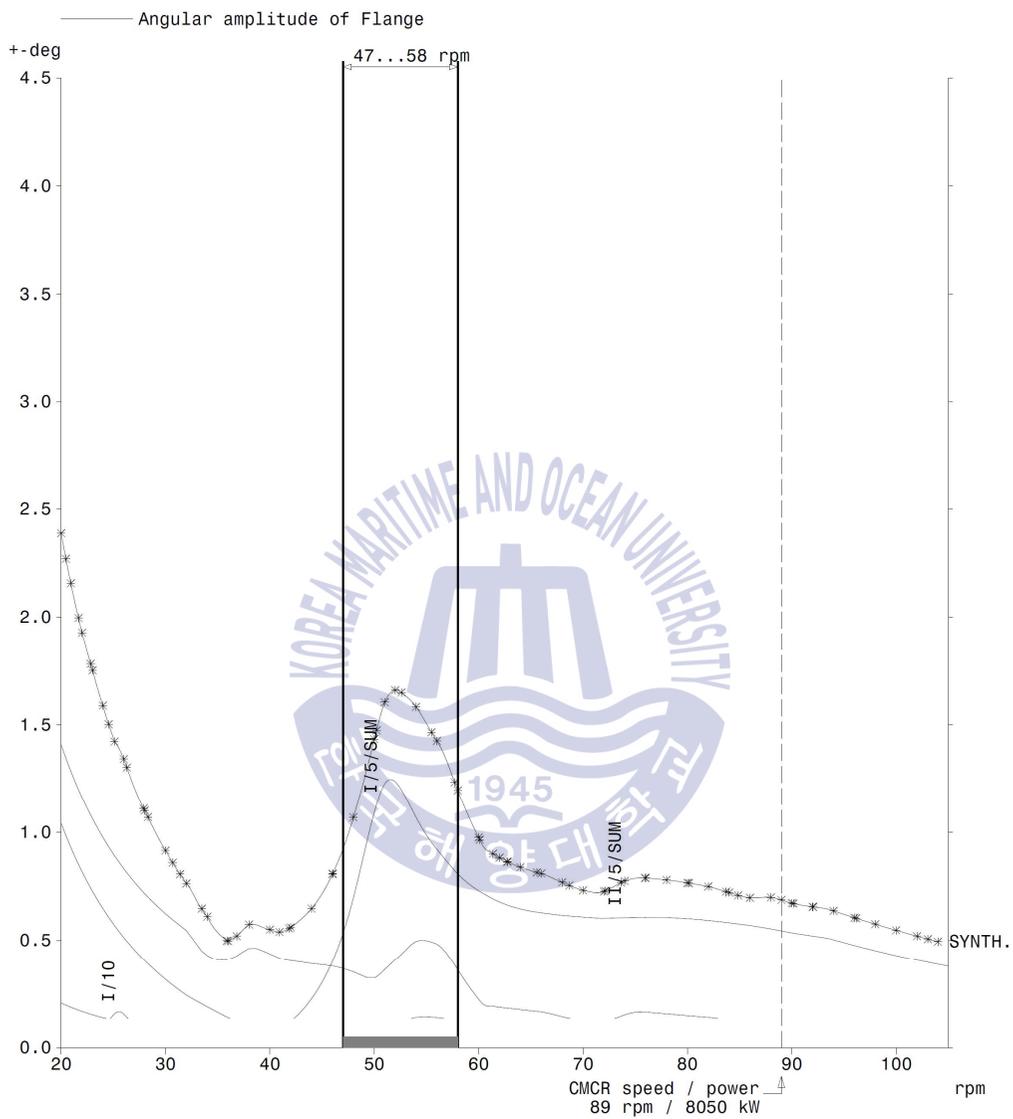


Fig. 3.3.5 Angular amplitude at Geislinger damper for 5RT-flex58T-D

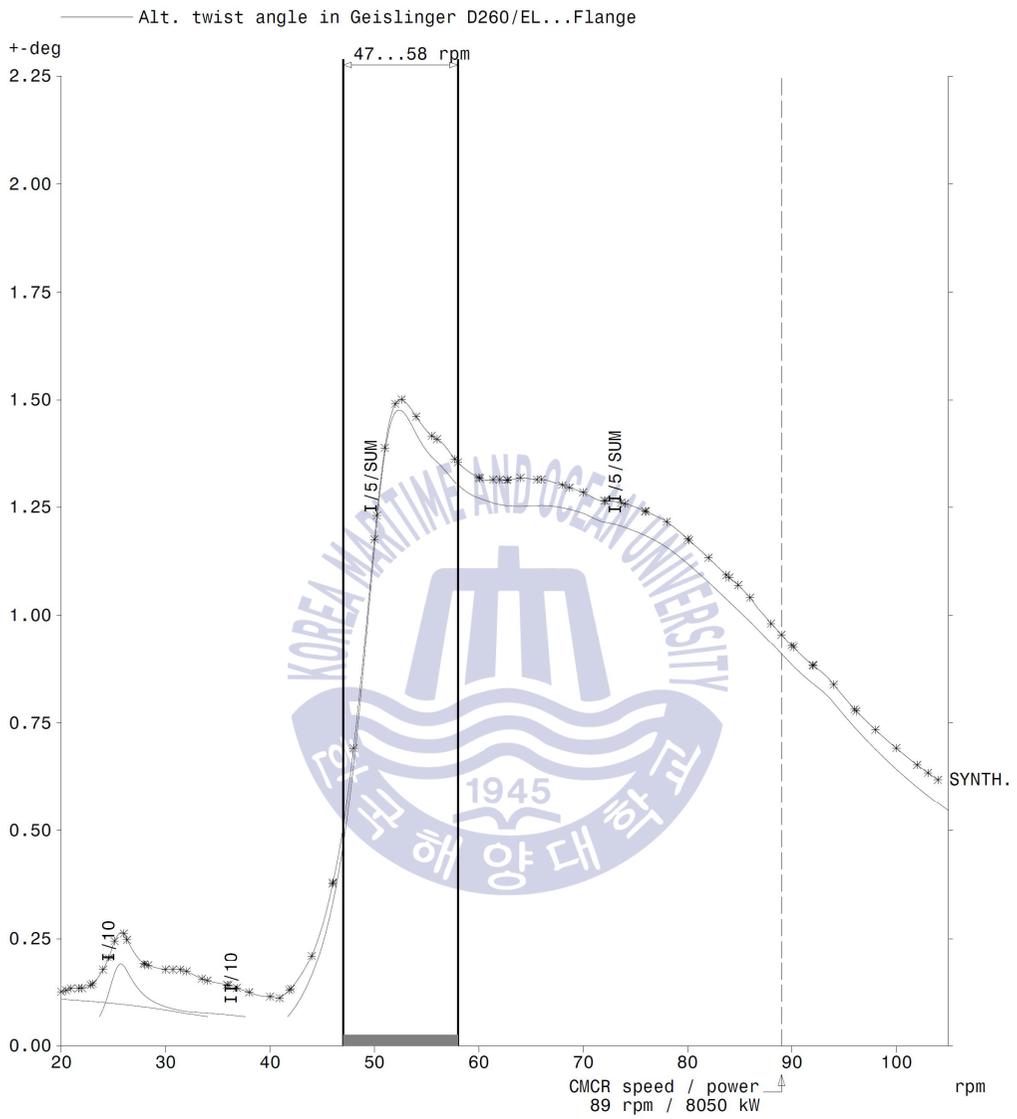


Fig. 3.3.6 Dynamic twist angle at damper for 5RT-flex58T-D

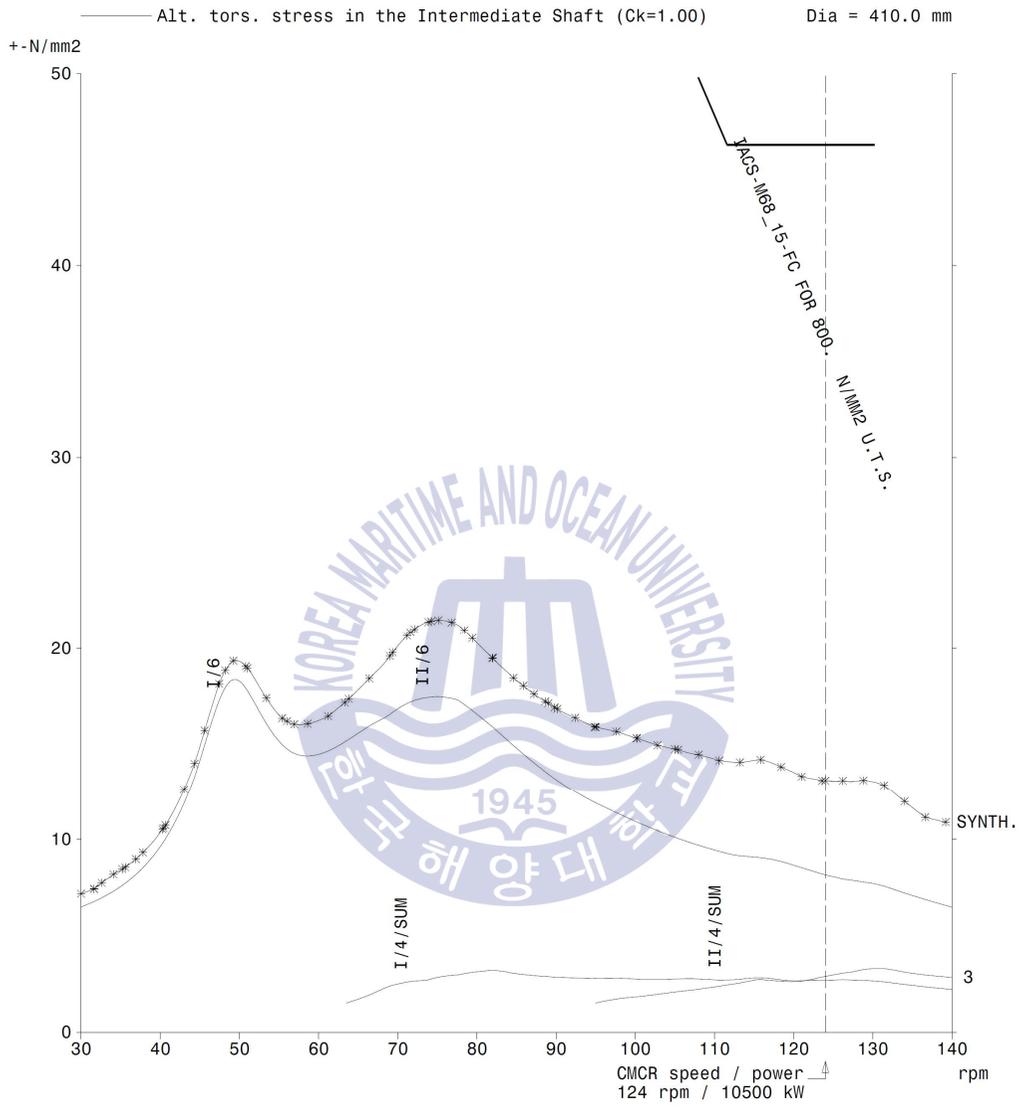


Fig. 3.3.7 Vibratory stress at intermediate shaft for 6RT-flex50-D

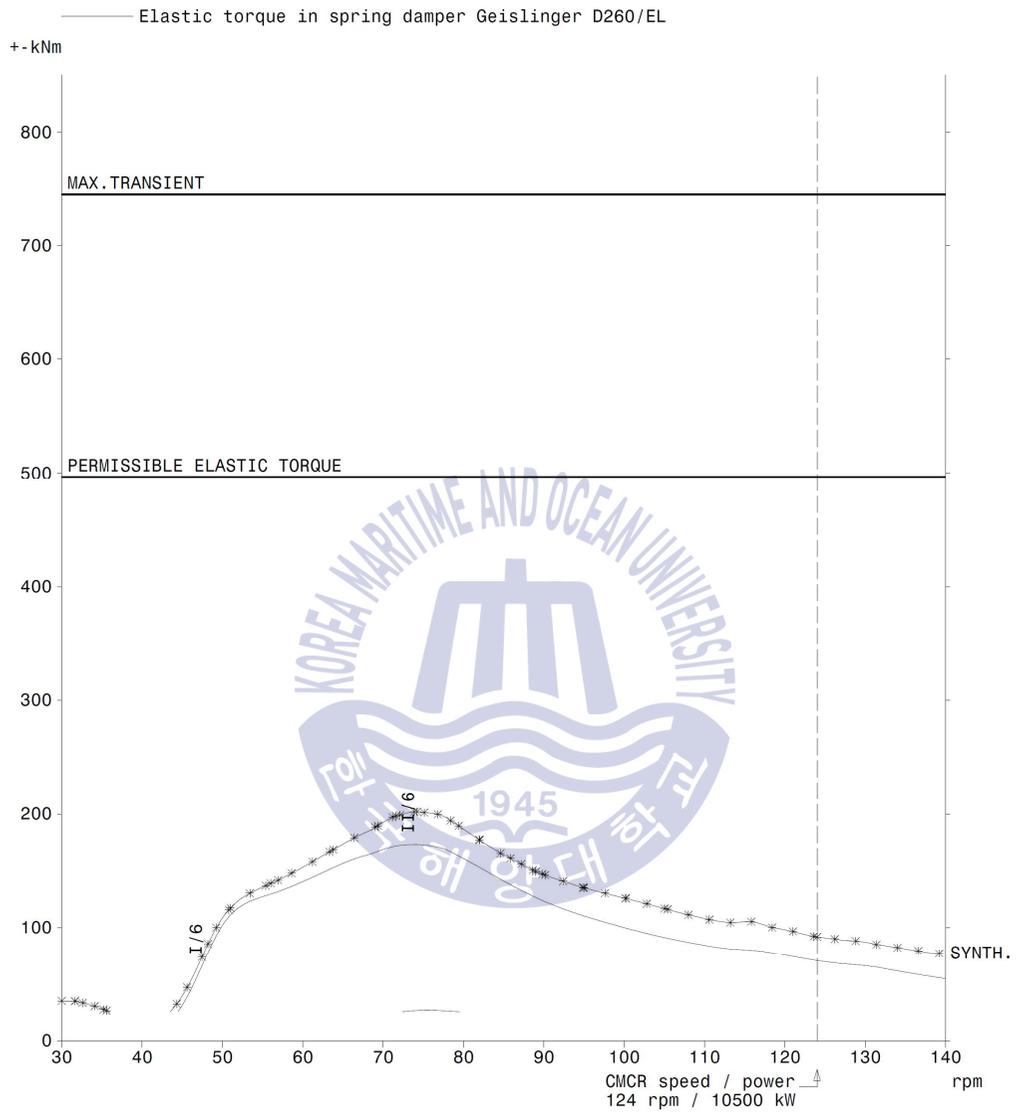


Fig. 3.3.8 Elastic torque at Geislinger damper for 6RT-flex50-D

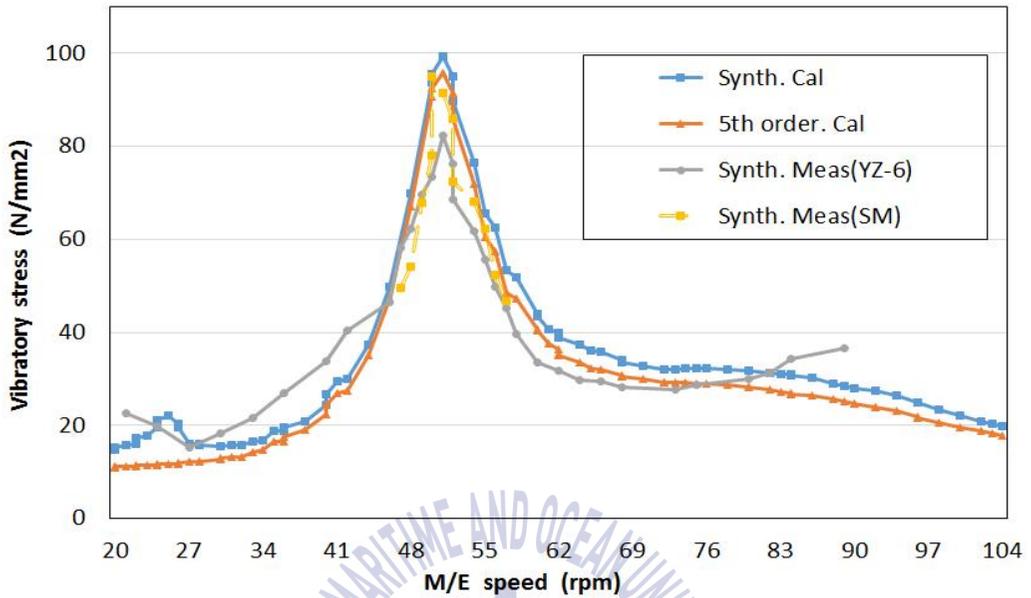


Fig. 3.3.9 Cal. and meas stress at intermediate shaft for 5RT-flex58T-D

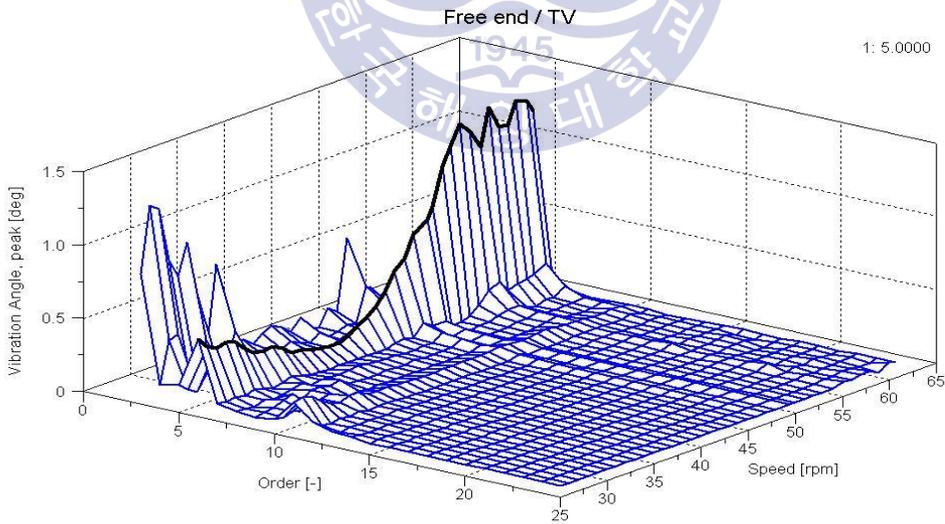


Fig. 3.3.10 Angular amplitude at damper for 5RT-flex58T-D (waterfall)

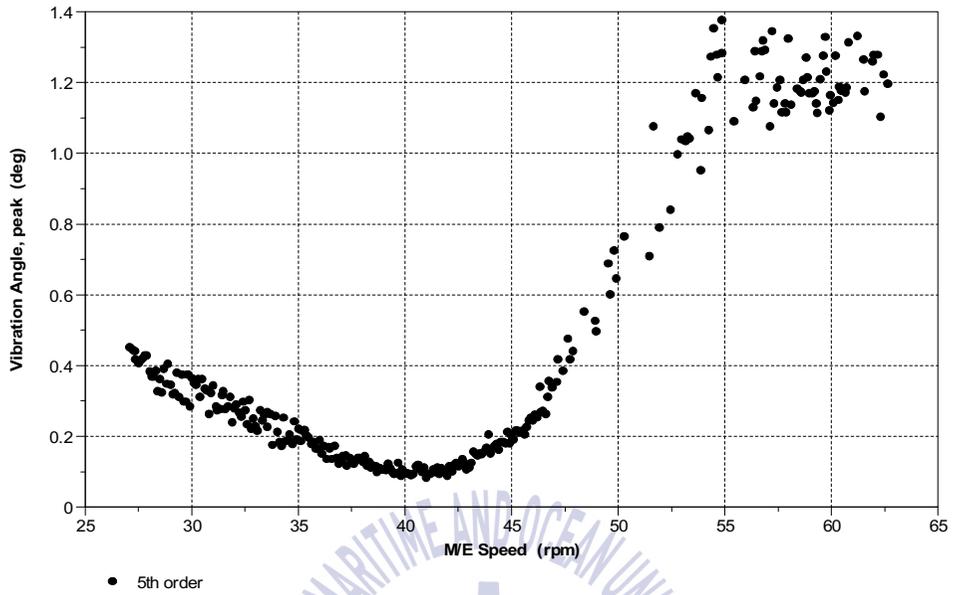


Fig. 3.3.11 Angular amplitude at damper for 5RT-flex58T-D (5th order)



Fig. 3.3.12 Broken damper inside for 5RT-flex58T-D (YZ-6)

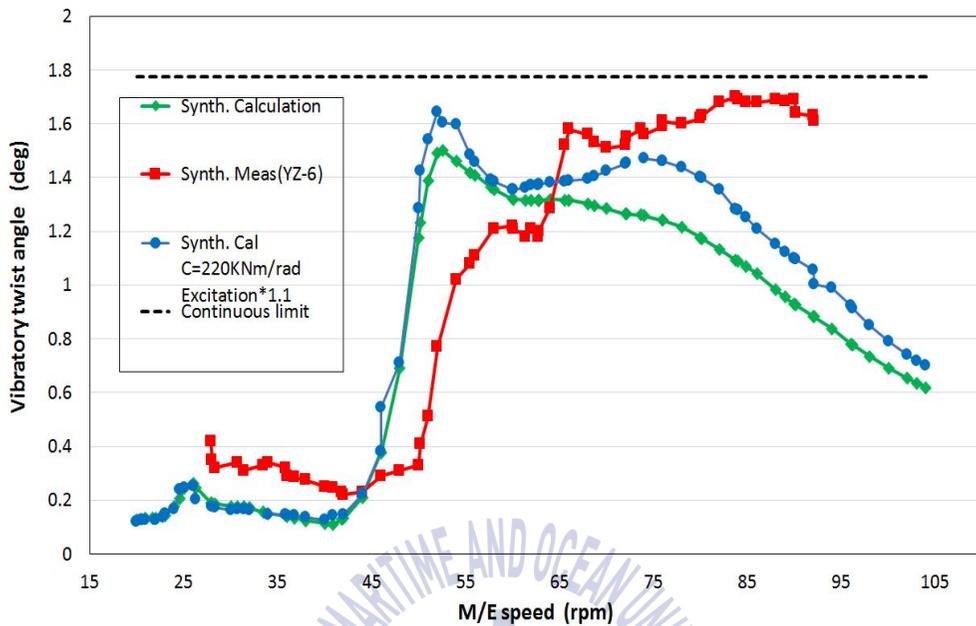
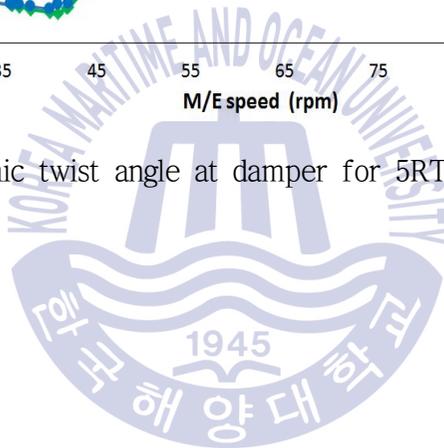


Fig. 3.3.13 Dynamic twist angle at damper for 5RT-flex58T-D (YZ-6)



3.4 배기밸브 개-폐시기에 따른 질소산화물 및 비틀림진동 응답특성

본 절은 대형 탱크선(Very Large Crude Carrier, VLCC)의 메인엔진에서 기존의 기계식 캠으로 구동되는 65% ~ 80% 부하영역에서 가변 배기밸브 닫힘장치를 통한 연비개선과 전자제어 디젤엔진의 배기밸브 개-폐시기 조절을 통해 특정 부하영역에서 이룩한 연비개선 효과를 기술한다. 이들은 공통적으로 배기밸브 개-폐시기 조절을 통해 압축압력의 상승을 유도하고 동시에 최고연소압력을 달성하고 있다. 기계식 캠으로 배기밸브 개-폐시기를 조절하는 디젤엔진은 최근에는 거의 생산되지 않지만 운항중인 선박의 상당량은 아직도 이 시스템을 사용하고 있다. 이에 따라 검토대상으로 감속운항을 적용한 기존의 메인엔진에 더 높은 연료절감 효과를 얻고자 최고연소압력이 균등히 유지되도록 하는 분사시기 자동조절장치의 설치와 함께 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템을 동시에 설치하여 연비개선을 달성한 디젤엔진으로 선정하였다.

상기와 같은 연료소모량 절감 방법이 적용된 운항중인 선박의 메인엔진은 우선적으로 IMO에서 발효한 질소산화물의 국제대기환경 기준치에 대한 영향을 검토하여야 하며 이들에 대한 질소산화물 배출특성은 2장에서 언급한 NTC 2008 선상에서의 NOx 단순 측정방법에 따른다. 또한 저 부하영역에서 초기 설계치 대비 압축압력 및 최고연소압력 상승이 추진축계 시스템에 미치는 비틀림진동 응답특성을 검토하기 위하여 각 실린더에서 부하별 지압선도를 채취하여 토크곡선으로 변환 후 구해진 하모닉스계수를 이용하여 추진축계 시스템의 안전성을 검토하였다.

3.4.1 질소산화물 배출특성

검토대상의 디젤엔진은 7,500 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진으로 IMO Tier I 기준을 만족하도록 설계되었다. Table 3.4.1에 디젤엔진 사양 및 축계사양을 보인다. 공장 시운전시 IMO 질소산화물 배출량은 16.11 g/kWh로 Tier I 기준치를 만족한다. 또한 최고연소압력 증가와 최대 소기공기 온도 증가에 의해 예상되는 질소산화물 증가량은 각각 0.46 g/kWh와 0.42 g/kWh의 값을 가지며 최악의 상황을 고려한 전체 질소산화물 배출량 16.99 g/kWh로 IMO Tier I 질소산화물 배출량 기준치를 만족한다.

앞 절에서 언급한 바와 같이 연료소모량 절감을 위해 검토대상의 디젤엔진에 동시에 적용된 환경개선 기술은 NOx 기술과일에 언급된 질소산화물 발생량의 허용치를 초과하게 될 가능성이 있다. 기계적으로 구성된 액추에이터 캠의 질소산화물 관련한 IMO 파라미터는 변경되지 않았으나 상기의 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템의 설치로 이들 IMO 질소산화물 파라미터의 변경과 유사한 효과를 가져 오며 결국 대기환경 유해물질인 질소산화물 배출량의 허용치에 대한 검증이 국제대기환경기준에 따라 이루어져야 한다.

Fig. 3.4.1과 Table 3.4.2와 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템 설치 후 디젤엔진 부하 11%, 26% 그리고 48% 조건에서 측정한 질소산화물 배출량과 연료소모량을 각각 보인다. 한편, 상기의 디젤엔진은 최근의 선박시장 경향을 따라 감속운항을 목표로 3기의 과급기중 1기의 과급기에 대하여 과급기 차단을 시행하였으며 최대출력 50% 이상의 부하운전은 안전상의 이유로 금지하였다.

이상과 같이 환경개선 기술이 적용된 운항중인 선박의 디젤엔진에서 측정된 질소산화물 결과를 검토하여 보면 11%, 26% 그리고 48% 부하조건에서 각각 9.6%, 6.1% 그리고 13.6%의 배출량이 증가한 반면, 연료소모량은 각각 0.9%, -0.4% 그리고 1.5%의 연비개선을 이룩하였다. 한편, 26%의 부하조건에서 연료소모량은 감소를 보여야 했으나 오히려 증가된 결과를 보여주고 있다. 이는

운항중인 선박의 선상에서 계측한 것으로 많은 인자들의 상호작용에 의한 원인으로 판단된다.



Table 3.4.1 Specification of the 12RTA96C-B

	Parameter	Specification
Engine	Type	12RTA96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm
	CMCR / speed	68640 kW / 102 rpm
	Firing order	1-9-11-4-3-8-10-6-2-7-12-5
	No. of cylinder	12 ea
	Pme	18.6 bar
Damper	Type	D260/22/1
	Outer inertia	9760 kgm ²
	Inner inertia	607 kgm ²
	Torsional Stiffness	5.7E+07 Nm/rad
	Damping coefficient	240000 Nms/rad
	Permissible elastic torque	653 kNm
	Permissible damping torque	92.4 kNm/bar
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Number of blades	6
	Diameter	8.9 m
	Moment of inertia	507,460 kgm ² (in water)
	Archer damping	28.1

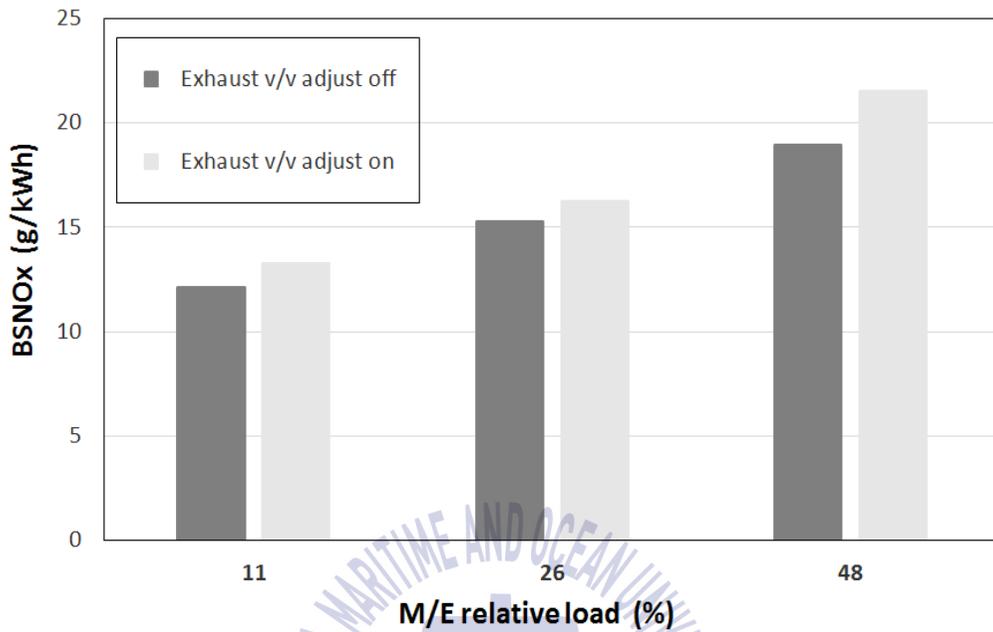


Fig. 3.4.1 BSNOx values for exhaust valve adjustment operating condition

Table 3.4.2 BSFC values for exhaust valve adjustment operating condition

	Load 11% (g/kWh)	Load 26% (g/kWh)	Load 48% (g/kWh)
Exhaust v/v adjust Off	202.7	187.4	179.7
Exhaust v/v adjust On	200.9	188.2	177

3.4.2 비틀림진동 응답특성

본 절에서는 검토하는 디젤엔진에 적용된 시스템은 전자제어엔진 기술의 하나인 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템 및 분사시기 자동 조절장치가 설치되어 있다. 또한 이는 특정 부분부하에서 최적의 연소효율을 달성하기 위해 연료특성 및 주변온도에 영향을 받지 않도록 독립적으로 적용 가능한 폐쇄루프 제어 방식이 적용된 시스템이다. 이 시스템은 바이패스 밸브를 유압실린더에 설치하여 폐쇄루프 방식으로 개발된 소프트웨어로 개별 디젤엔진에 부착된 캠의 구동형상에 따라 유압을 조기에 제거하여 배기밸브를 강제적으로 닫는 시스템이다. 이는 작동중인 디젤엔진의 실제 부하조건, 실제 실린더의 압축압력, 실제 실린더의 연소압력 등을 측정하고 이들을 기초로 하여 배기밸브 개-폐시기의 조기 닫힘과 지연열림을 구현할 수 있다. 여기서는 이 시스템 적용으로 인해 압축압력과 최고연소압력이 상승하게 되어 비틀림 기진력이 증가하게 되므로 이로 인한 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성을 검토한다.

먼저 검토대상 디젤엔진에 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템 적용 전 추진축계 시스템의 비틀림진동을 계산하였다. Fig. 3.4.2와 Fig. 3.4.3에 등가질량 탄성계 및 진동모드를 보인다. Fig. 3.4.4에 이들 추진축계 시스템의 크랭크축에 부가되는 비틀림진동 응력을 보인다. Fig. 3.4.5에 비틀림진동 댐퍼에 부가되는 탄성토크 값과 제작사 허용치를, Fig. 3.4.6에 비틀림진동 댐퍼에서의 비틀림 각변위를 보인다. 이들 축계시스템의 중요부품에 대한 이론적 검토 결과 제작사에서 제시한 기준치를 모두 만족하고 있음을 알 수 있다.

검토대상 디젤엔진은 과급기 차단과 배기밸브 개-폐시기 조절장치의 동시 설치로 상용회전수는 50 rpm ~ 80 rpm 부근이 될 것으로 판단된다. 상기의 비틀림진동 계산결과를 검토하면 이 사용회전수내에서는 특히 1절 3차, 1절 4차, 그리고 2절 9차 및 3절 9차 성분이 주 기진원으로 작용하고 있음을 알 수 있다.

다음으로 운항중인 선박의 메인엔진에 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템의 적용이 추진축계 시스템에 미치는 비틀림진동 응답특성을 검토하였다. 이들 장

치의 설치에 대하여 이론적 기진 하모닉스를 구할 수 없어서 개별 실린더에서 부하별 지압선도를 채취하였다. 이를 Table 3.4.3에 보인다. 이들 표에서 보는 바와 같이 시스템의 작동 전과 후의 11%, 26% 그리고 48% 부하조건에서 압축압력은 9.9%, 15.8% 그리고 4.7% 상승하였고, 최고연소압력은 9.5%, 9.2% 그리고 10.7% 상승하였다.

Fig. 3.4.7에 구해진 지압선도로부터 각각의 토크곡선을 그려서 이것을 조화분석 한 결과를 보인다. Fig. 3.4.8에 기진력 변화를 비교하기 위하여 정상상태에서의 조화분석 결과를 보인다. 이들 결과를 살펴보면 배기밸브 개-폐시기 조절 시스템 적용 후의 하모닉계수가 적용 전보다 1.4 ~ 1.5배 더 높게 나타났다. 높은 값의 하모닉계수는 검토대상의 디젤엔진에서 과급기 차단이 동시에 적용되었기 때문에 나타나는 것으로 판단된다.

이와 같이 높은 비틀림 기진력은 검토대상 디젤엔진 추진축계 시스템에 영향을 미쳐 정상 운전시 나타나지 않은 공진영역에서 높은 진동레벨 및 과도한 응력집중 현상을 일으킬 수 있다. Fig. 3.4.7의 조화분석 결과를 이용해 축계 시스템의 비틀림진동을 계산할 필요가 있으며 Fig. 3.4.9에 크랭크축에 부가되는 비틀림진동 응력해석 결과를 보인다. Fig. 3.4.10과 Fig. 3.4.11에 비틀림진동 댐퍼에 부가되는 탄성토크와 비틀림 각변위를 보인다. 이들을 검토하여 보면 높은 비틀림 기진력 변화에도 불구하고 축계 시스템의 중요 부품들은 제작사에서 제시한 기준치를 다행히 모두 만족한다. 이는 초기 설계시 비틀림진동 댐퍼를 적용하여 사용구간 내에 추진축계 시스템에 부가되는 비틀림진동 값을 상당히 낮춘 결과이나 정상상태 보다 높아진 비틀림진동 응답의 영향은 공진영역 존재하는 구간에서는 상당히 크게 작용할 것으로 판단된다.

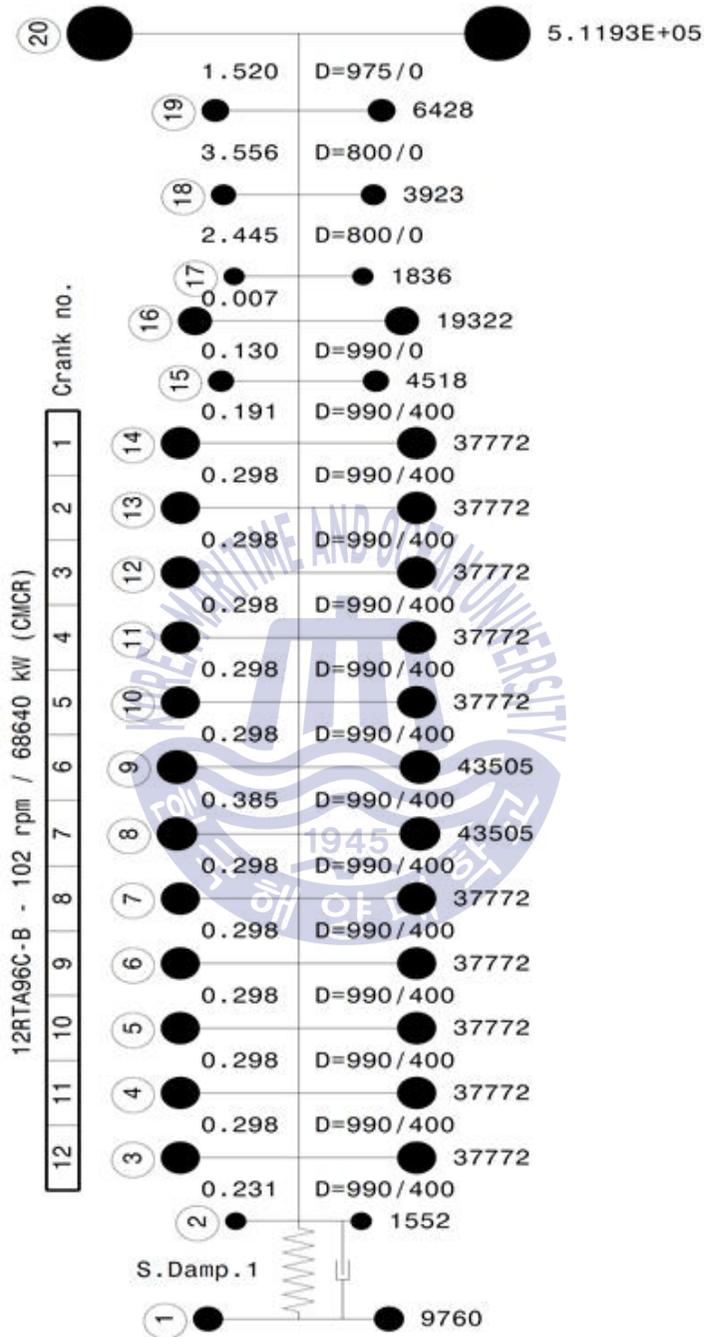


Fig. 3.4.2 Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B

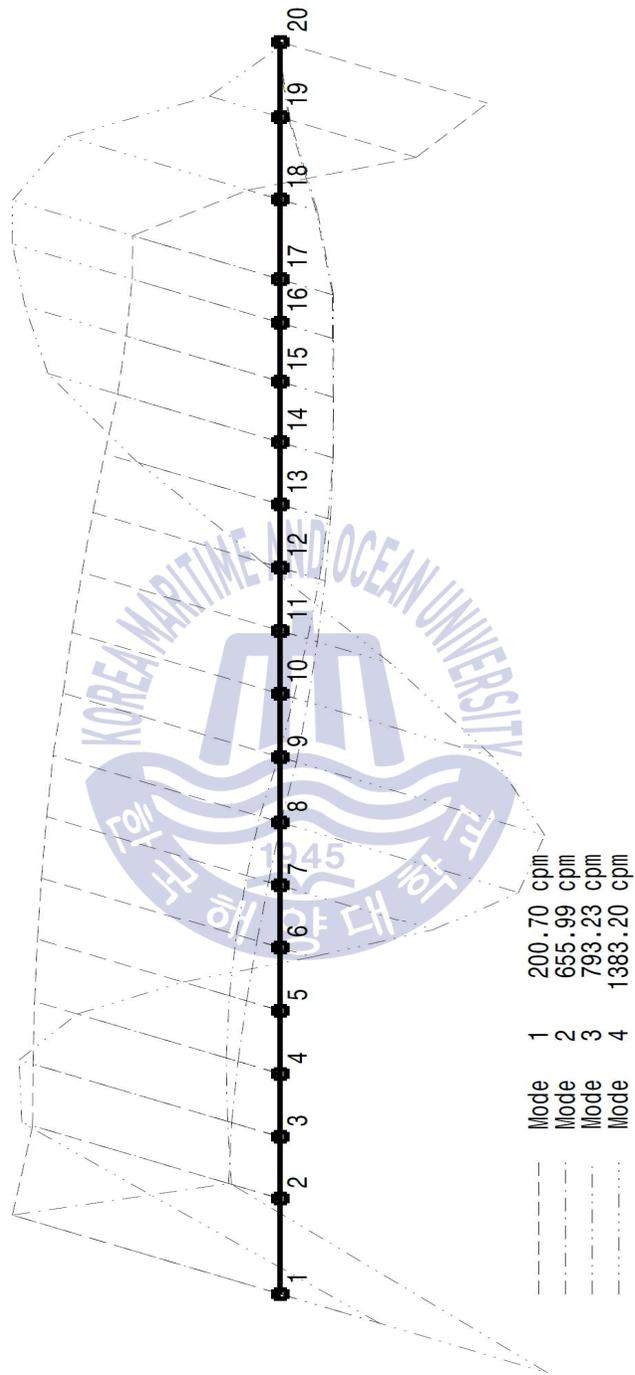


Fig. 3.4.3 Mode shape for 12RTA96C-B

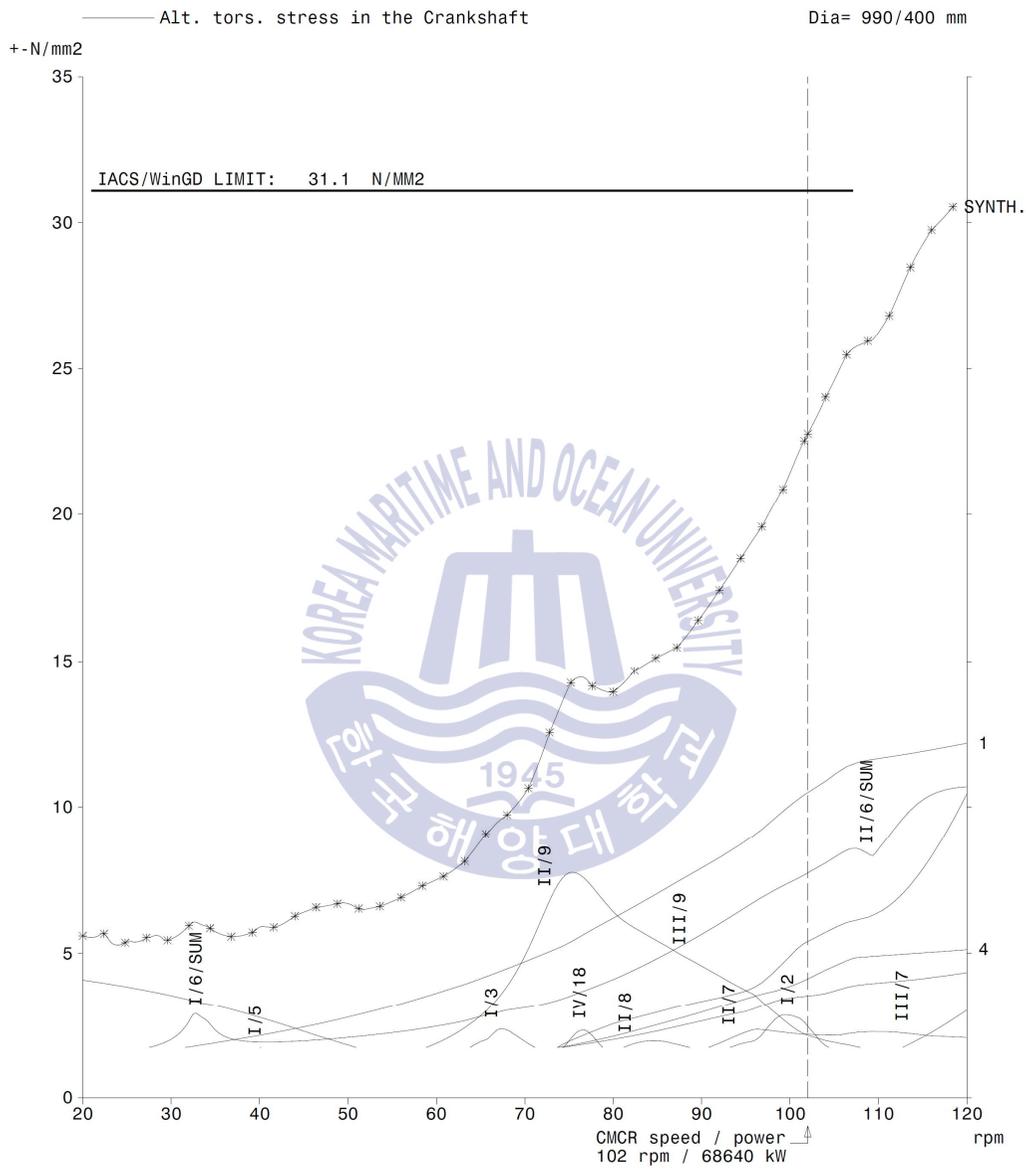


Fig. 3.4.4 Vibratory stress at crank shaft for 12RTA96C-B

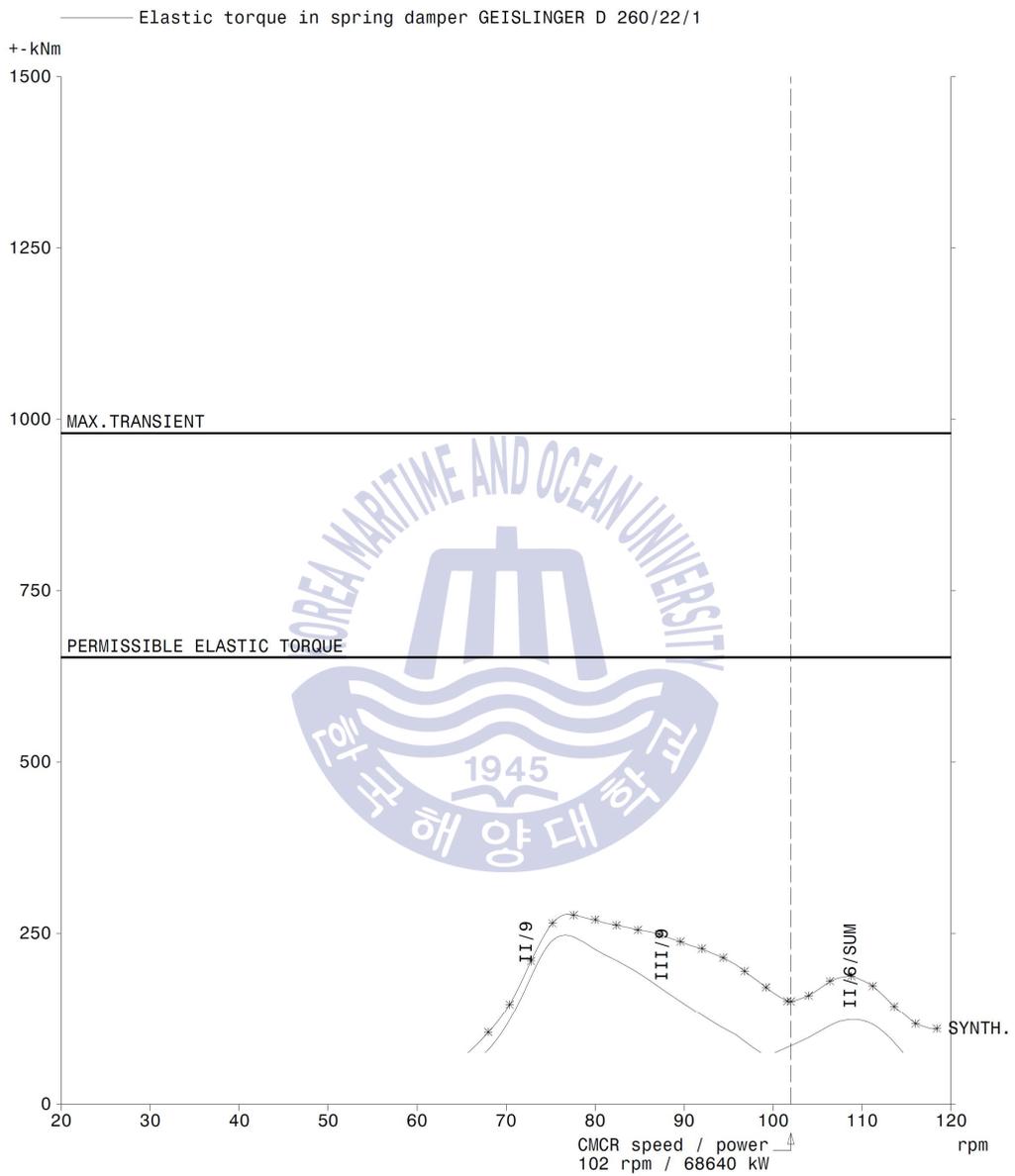


Fig. 3.4.5 Elastic torque at Geislinger damper for 12RTA96C-B

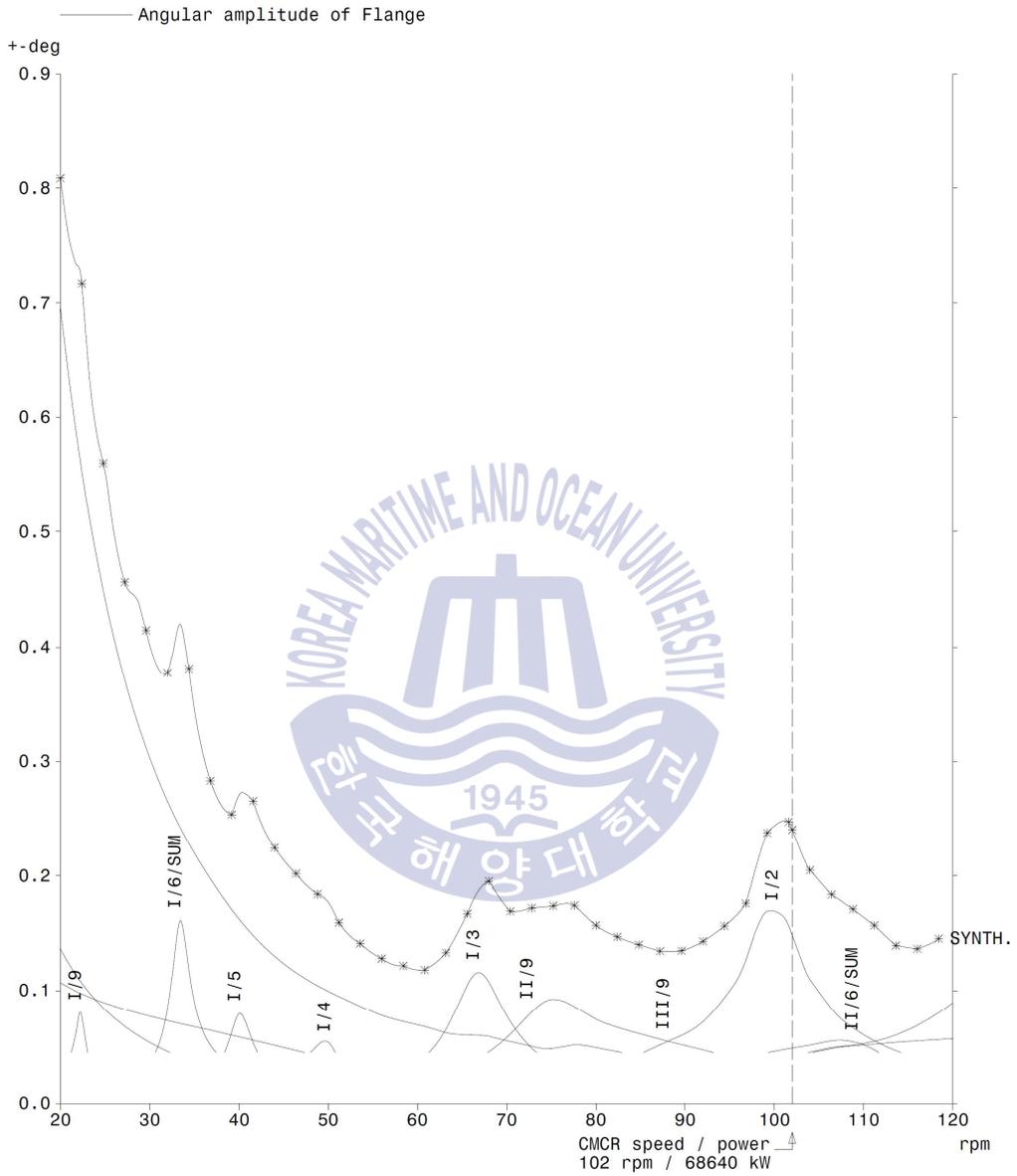


Fig. 3.4.6 Angular amplitude at Geislinger damper for 12RTA96C-B

Table 3.4.3 Cyl. pressure for exhaust valve adjustment operating condition

	Load 11%		Load 26%		Load 48%	
	Pcomp (bar)	Pcomb (bar)	Pcomp (bar)	Pcomb (bar)	Pcomp (bar)	Pcomb (bar)
Exhaust v/v adjust Off	46.4	51.0	60.3	69.8	97.9	102.5
Exhaust v/v adjust On	50.6	55.4	72.0	78.6	116.8	129.3

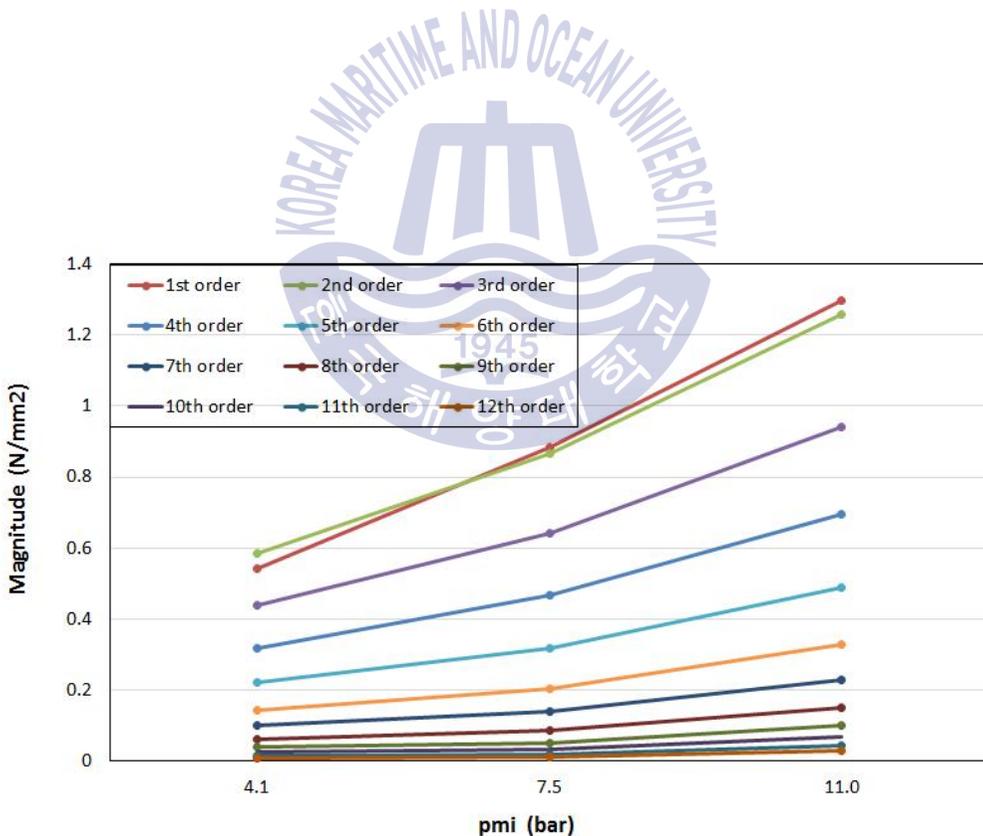


Fig. 3.4.7 Harmonics for exhaust valve adjustment operating condition

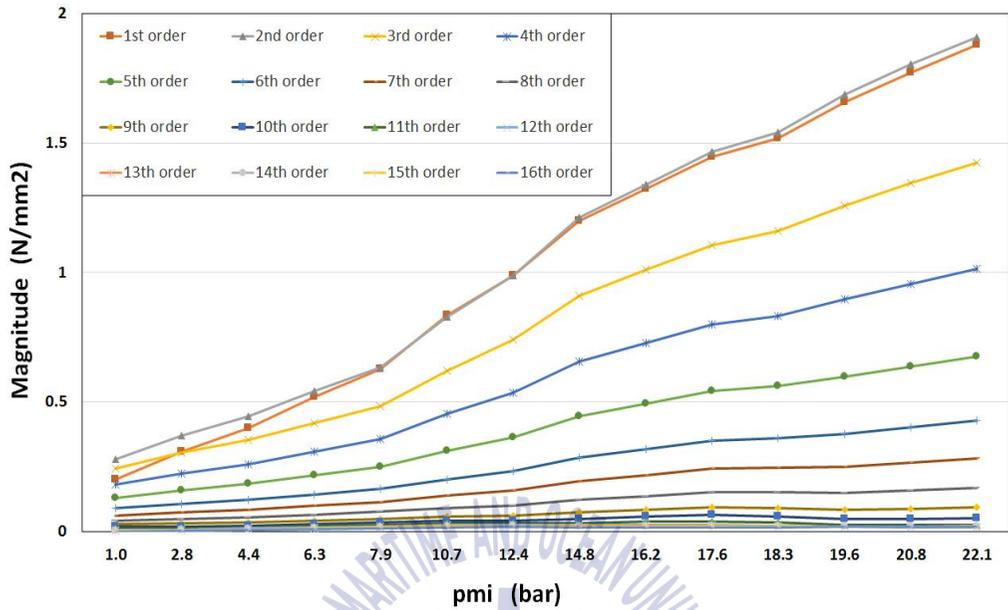


Fig. 3.4.8 Harmonics for normal operating condition



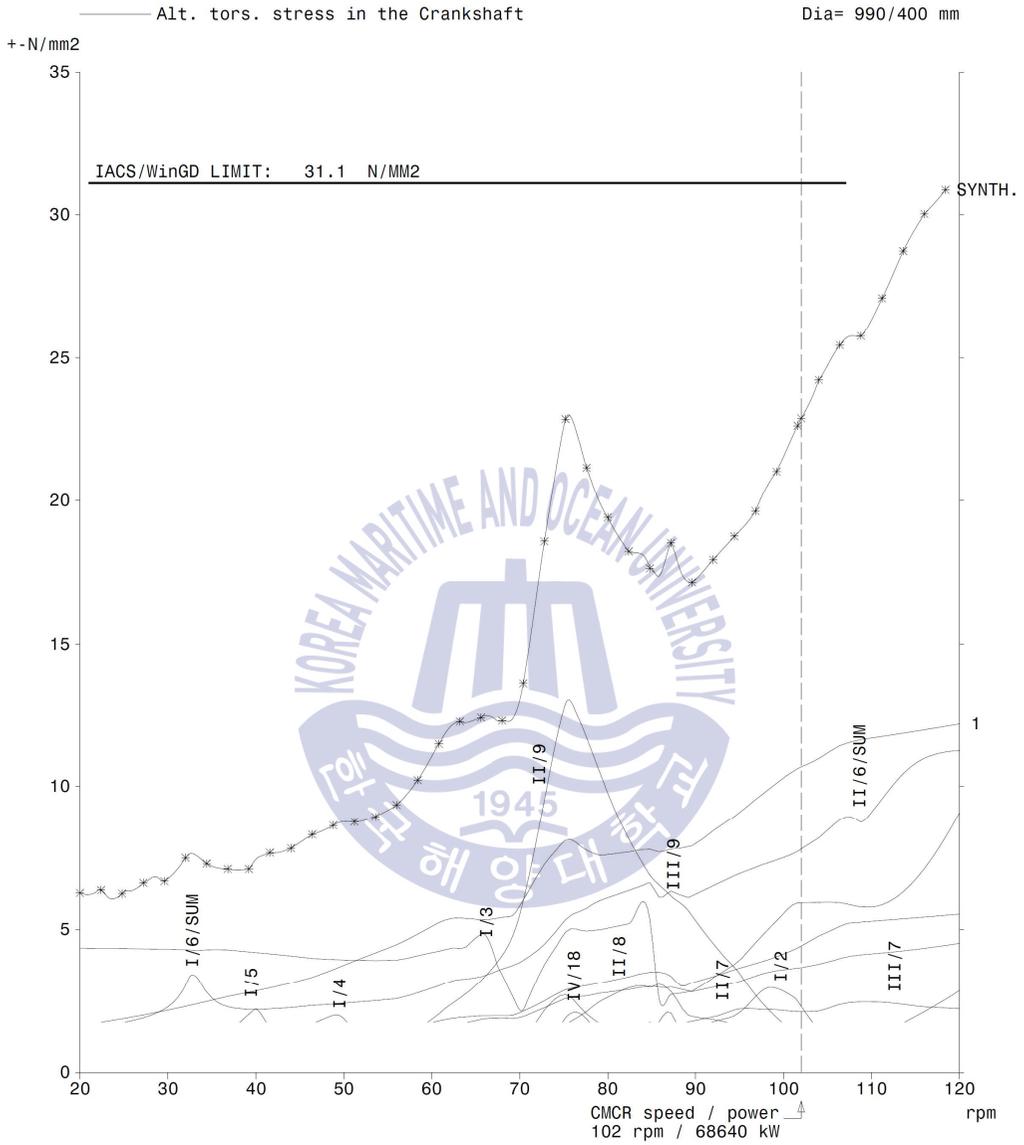


Fig. 3.4.9 Vibratory stress at crank shaft for 12RTA96C-B

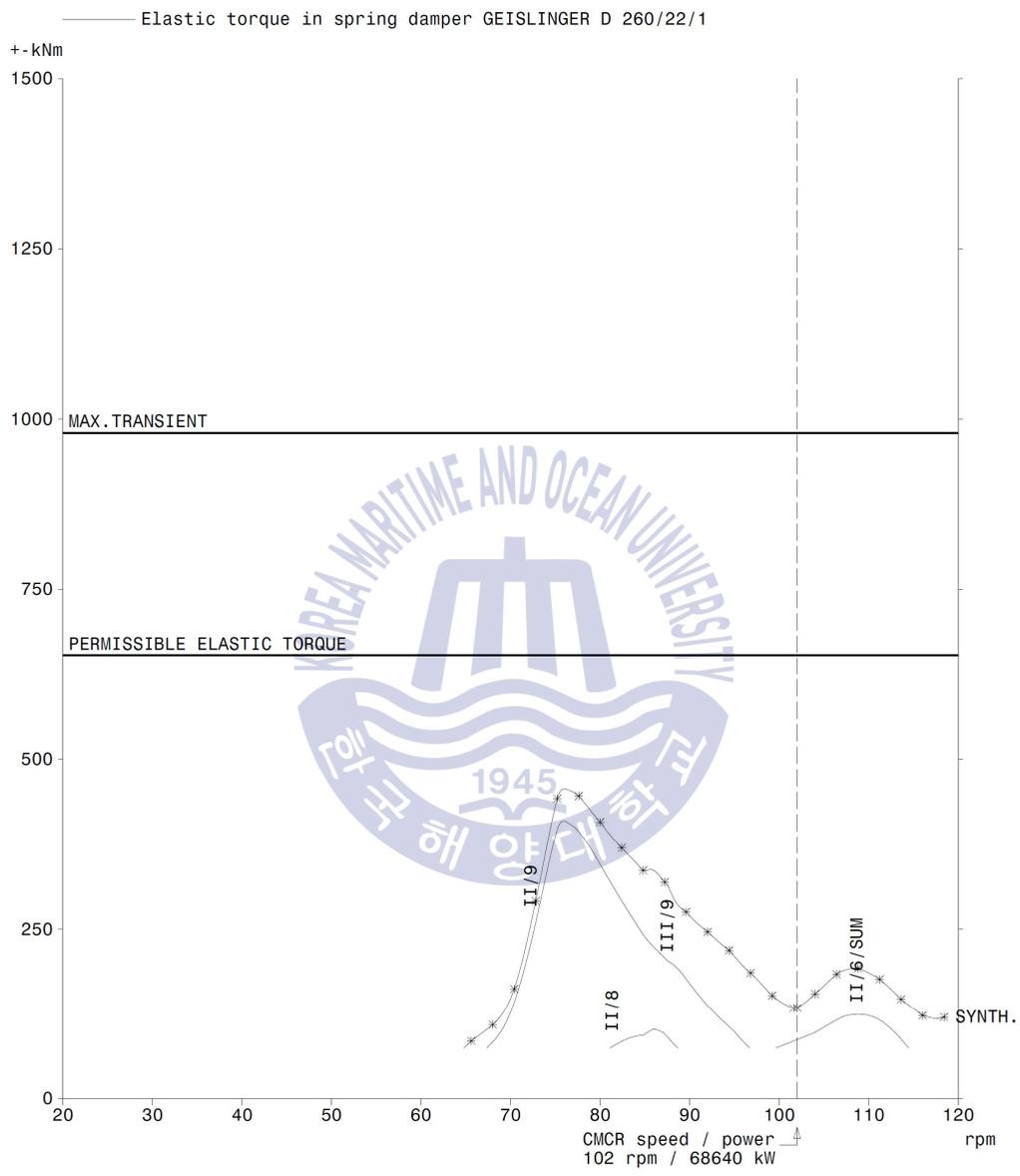


Fig. 3.4.10 Elastic torque at Geislinger damper for 12RTA96C-B

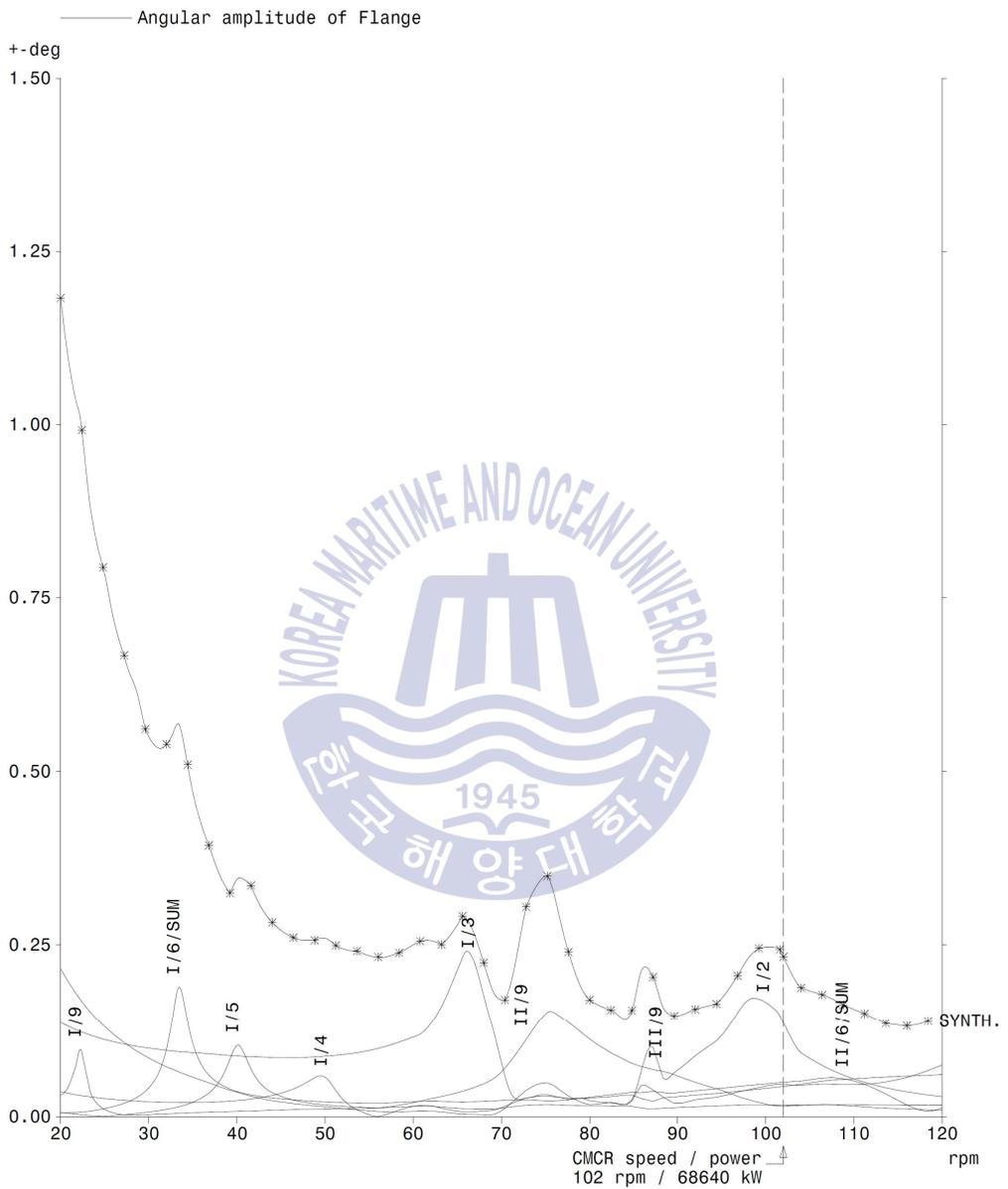


Fig. 3.4.11 Angular amplitude at Geislinger damper for 12RTA96C-B

제4장 디젤엔진의 과급기 차단시 질소산화물 및 진동응답 특성

4.1 서 언

디젤엔진에서 발생되어 대기로 버려지는 배기가스를 유효한 에너지원으로 이용하고자 하는 노력은 디젤엔진이 개발된 이래로 그 역사를 같이하고 있으며 초창기의 배기 에너지를 이용한 과급은 디젤엔진의 출력 증강에 목적이 있었다. 그러나 최근 국제대기환경 규정의 질소산화물 규제에 따라 대형 2행정 DF 디젤엔진의 출현과 더불어 HFO 연료유의 사용으로 배출되는 배기가스를 이용한 환경개선 이득을 추구한 EGR 시스템에 이르기까지 디젤엔진의 배기가스에 대한 다양한 이용방법이 사용되고 있다.

선박에서 환경 친화적 시장체제로의 변모는 선사로 하여금 중전의 신조선 및 운항중인 선박을 감속운항으로 유도하고 있다. 감속운항을 통한 연비개선 기술은 정격출력 조정, 저 부하 튜닝(또는 델타 튜닝), 과급기 차단, 동적 실린더 감통, 영구 실린더 감소, 실린더 교차연소 그리고 상기의 항목들의 동시 적용 등이 있다. 이들 감속운항 방법 중 현재 가장 직접적이고 크게 연료비 절감을 달성할 수 있는 방법 중 하나가 작동 과급기 중 1개의 과급기 이상을 차단하는 것이다.

한편, 감속운항은 연료비 절감과 같은 이점에 반하여 성장하는 국제무역에 역효과를 낼 수도 있으며 지속적 감속운항은 기술적 측면에서 증가된 유지보수와 길어지는 고장시간 등도 초래된다. 감속운항에 따른 메인엔진의 저 부하에서 장기간 운항은 낮은 온도와 낮은 소기압으로 부터 주요부품의 성능에 영향을 줄 수 있고 불완전 연소도 발생할 수 있다. 이는 과급기, 절탄기를 포함한 배기가스가 흘러가는 라인에 더 많은 그을음 퇴적과 피스톤링과 같은 엔진부품에 막힘을 초래하고 폐열회수장치와 같은 부가적 열효율 시스템의 성능을 감소시킬 수 있다. 특히, 저 유황유의 사용은 감속운항시 상당한 주의를 기울여야 한다. 그 중 가장 중요하게 고려하여야 할 내용이 환경개선과 관련하여서는 질

소산화물 배출(NOx emission)이며, 진동과 관련하여서는 저 부하운전으로 추진축계 시스템의 낮은 회전수에서 발생하는 공진으로 인한 높은 진동을 피하도록 메인엔진의 사용범위에 대한 관찰이 요구된다.

본 장에서는 최근 연료소모량 절감에 가장 주목을 받고 있는 감속운항을 위한 과급기 차단시 질소산화물 배출특성과 기진력 상승에 의한 추진축계 시스템, 엔진본체 및 상부구조물 그리고 선체진동 응답특성으로 나누어 비교·검토하였다.

4.2절에서는 운항중인 선박의 감속운항을 위해 과급기 차단을 실시한 디젤엔진에서 질소산화물 배출특성에 대하여 검토하였다. 이들은 3.4절에서 언급한 배기밸브 개-폐시기 조절을 통한 연비개선과 비슷한 효과를 가지며 과급기 차단의 적용으로 압축압력 및 최고연소압력이 상승하여 연료소모량 절감을 달성하고 있다. 따라서 연료소모량 절감과 질소산화물 배출량과의 상관관계로 인해 국제대기환경 기준치에 따른 질소산화물 배출량 증가에 대한 검증이 요구된다.

4.3절에서는 2,800 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 과급기 차단시 진동 기진력 상승으로 인한 추진축계 시스템의 중간축에 작용하는 비틀림진동 응력과 비틀림진동 댐퍼에서의 허용탄성토크 및 비틀림 각 변위를 해석하였다. 또한 해석의 검증을 위해 크랭크축 자유단에서 비틀림진동을 측정하고 기진력 상승에 따른 비틀림진동 응답특성을 비교·검토하였다.

4.4절에서는 8,100 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 과급기 차단시 발생한 엔진상부 배기관 연결 플렉시블 조인트 파손에 대한 원인을 검토하였다. 또한 과급기 차단 적용 전과 후에 추진축계 시스템의 비틀림진동을 해석하고 실측을 통해 검증하였다. 그리고 추진축계 2절 비틀림진동이 본체 및 상부구조물의 X 모드에 미치는 영향을 실측을 통해 분석하였다.

4.5절에서는 16,000 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진의 부하조건에 따른 과급기의 선택적 차단으로 거주구 상부에서 발생한 진동문제를 검토하기 위해 과급기 차단 적용 전과 후에 추진축계 시스템의 비틀림진동을 해석하였으며 실

측을 통해 검증하였다. 또한 비틀림진동에 의한 선체로의 영향을 파악하기 위해 본체진동 그리고 선체 종진동 응답특성을 실측을 통해 비교·검토하였다.



4.2 질소산화물 배출특성

본 절에서 과급기 차단을 시행한 첫 번째 검토대상 디젤엔진은 16,000 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진으로 주요사양을 Table 4.2.1에 보인다. 또한 검토대상의 디젤엔진은 IMO Tier II의 질소산화물 배출량 허용치(14.4 g/kWh)를 만족하도록 설계되었고 이에 대한 검증은 공장시운전 시험에서 완료되었다. 검토대상의 디젤엔진은 Table 4.2.1에 언급한 바와 같이 4기의 과급기를 갖고 있으며 1기 이상의 과급기를 차단할 수 있다. 상기의 디젤엔진에 대한 과급기 차단 배치는 하나의 영구적 폐쇄 과급기와 Wartsila사에서 개발한 SSUK(Slow Steaming Upgrade Kit, selective T/C cut-out)를 적용한 과급기로 구성되어 있다. 즉 과급기 차단 배치는 선박의 운항목적에 따라 선택적으로 1기의 과급기를 차단하여 디젤엔진을 작동할 수도 있고, 2기의 과급기를 차단하여 디젤엔진을 작동할 수 있는 시스템이다. 한편, 검토대상의 디젤엔진은 3.3절에 언급한 바와 같이 더 많은 연비개선을 달성하기 위해 초기 설계출력에 대하여 부하는 75,275 kW(94%)로, 회전수는 100 rpm(98.0%)에 맞도록 정격출력 조정을 시행하였다.

이들 과급기 차단 배치에 따른 질소산화물 발생량은 검사 주관청인 선급에서 먼저 제시되었고 디젤엔진의 원천 기술사에서는 과급기 차단 배치에 따른 최대 엔진부하 조건에서의 이론적 질소산화물 발생량에 대한 계산치를 제시하였다. 그 결과를 Table 4.2.2에 보인다. 이를 검토하여 보면 25%와 50% 부하조건에서 NTC 2008 잔사유 사용규정에 따라 최대 10% 허용치를 갖도록 하였으며 75%와 100% 부하조건에서는 실측이 안 되기 때문에 허용치를 두지 않았다.

Table 4.2.3에 NTC 2008 선상에서의 질소산화물 배출량 측정방법에 따라 계측된 질소산화물 배출량을 보인다. 이를 검토하여 보면 1기의 과급기를 차단하였을 때 21.04 g/kWh와 18.58 g/kWh, 2기의 과급기를 차단하였을 때 19.99 g/kWh와 18.58 g/kWh로 측정 결과는 모두 원천기술사에서 제시한 25% 및 50%

부하조건에서의 허용치를 만족하고 있고, IMO 질소산화물 배출량도 모두 만족한다.

두 번째 검토대상의 디젤엔진은 IMO에서 선박으로부터 발생하는 질소산화물 발생량에 대한 규제가 강제화 되기 시작하였던 2000년에 생산된 2,300 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진이다. 이 엔진은 2기의 과급기 중 1기의 과급기를 차단하였으며 주요사양을 아래 Table 4.2.4에 보인다. 또한 검토대상의 디젤엔진은 IMO Tier I의 질소산화물 배출량 허용치(17.0 g/kWh)를 만족하도록 설계되었고, 이에 대한 검증은 공장시운전 시험에서 완료되었다.

과급기 차단에 따른 질소산화물 배출은 측정 결과 15.90 g/kWh로 IMO Tier I을 만족한다. 검토대상 디젤엔진의 과급기 차단시 최대출력은 안전상의 이유로 37% 이상은 불가능하였기에 부하 50%, 75% 그리고 100%의 질소산화물 배출량은 같은 엔진의 기술파일로 부터 인용하였다. Table 4.2.5에 디젤엔진의 25% 부하조건에서 SSUK의 on/off 동작에 따른 연료소모량과 질소산화물 배출 특성을 보인다. 이들 검토하면 5.4%의 연비개선과 9.6%의 질소산화물 배출량이 증가되었다. 이와 같이 특정 부분부하에서 연료소모량 절감은 달성 할 수 있으나 질소산화물 배출량이 증가 하므로 과급기 차단을 시행한 디젤엔진에 대하여는 반드시 IMO 규정에 의거하여 검증하여야 함을 알 수 있다.

세 번째 검토대상의 디젤엔진은 2,800 TEU 컨테이너선에 탑재된 메인엔진으로 감속운항을 목표로 하여 과급기 차단을 시행하였으며 주요사양을 아래 Table 4.2.6에 보인다. 이 엔진은 IMO Tier I의 질소산화물 배출량 허용치(17.0 g/kWh)를 만족하도록 설계되었으며 이에 대한 검증은 공장시운전 시험에서 완료되었다.

과급기 차단에 따른 질소산화물 배출 측정결과 15.67 g/kWh로 IMO Tier I을 만족한다. 검토대상의 디젤엔진은 과급기 차단시 최대 엔진출력은 안전상의 이유로 36% 이상은 불가능하였기에 50%, 75% 그리고 100%의 질소산화물 배출량에 대해서는 동급 엔진의 기술파일로부터 인용하였다. Table 4.2.7에 디젤엔진의 10%, 25% 그리고 36% 부하조건에서 SSUK on/off 동작에 따른 연료

소모량과 질소산화물 배출(Dry NOx)특성을 보인다. 앞서 언급한바와 같이 연료소모량 절감과 질소산화물 배출량의 상관관계로 과급기 차단을 시행한 디젤 엔진에 대하여는 반드시 IMO 규정에 의거하여 검증하여야 한다.



Table 4.2.1 Specification of the 14RT-flex96C-B

	Parameter	Specification
Engine	Type	14RT-flex96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm
	Power at CMCR	80,080 kW x 102 rpm
	No. of cylinder	14 ea
	Pme	18.6 bar
Damper	Type	Geislinger D 290/9/1
	Outer inertia	18,700 kgm ²
	Inner inertia	1,590 kgm ²
	Torsional stiffness	1.06E+08 Nm/rad
	Damping coefficient	530,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	1050 kNm
	Max. damping torque	142 kNm/bar
T/C	Type	MET83MB
	No. of T/C	4 ea
	Diffuser	FU3K20K
	Nozzle ring	35JA
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	6 ea
	Diameter	9.1 m
	Moment of inertia	618,325 kgm ² (in water)
	Archer' s damping factor	25.9

Table 4.2.2 Expected NO_x values for TCCO configuration depend on M/E load

Relative load	Relative load	Estimated NO _x	Allowance	
% of de-rated CMCR	% of rating CMCR	(g/kWh)	+10 %	-10%
25	23.5	20.3	22.3	18.3
50	47.0	17.9	19.7	16.1
75	70.5	14.5	14.5	14.5
100	94.0	10.3	10.3	10.3
IMO weighted NO _x values		14.0	14.3	13.6

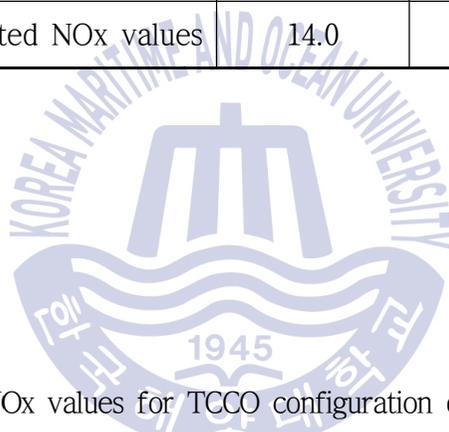


Table 4.2.3 IMO NO_x values for TCCO configuration depend on M/E load

Relative load step (%)	Unit	No. of T/Cs in operation at 25% load	
		2	3
25	g/kWh	19.996	21.036
50	g/kWh	18.577	18.577
75(a)	g/kWh	14.5	14.5
100(a)	g/kWh	10.3	10.3
IMO NO _x values	g/kWh	13.71	13.76
(a) Expected values			

Table 4.2.4 Specification of the 7RTA84C-U

	Parameter	Specification
Engine	Type	7RTA84C-U
	Cylinder bore x stroke	840 x 2400 mm
	Power at CMCR	28,350 kW x 102 rpm
	No. of cylinder	7 ea
	Pme	17.9 bar
T/C	Type	TPL80-B12
	No. of T/C	2 ea
	Diffuser	CA17
	Nozzle ring	TA26

Table 4.2.5 BSFC and NO_x values for 25% load using SSUK on/off

SSUK	BSFC(Uncorrected) (g/kWh)	BSNO _x (g/kWh)
Off	206.89	16.01
On	195.63	17.853
Difference	11.26	1.843

Table 4.2.6 Specification of the 8RT-flex68D

	Parameter	Specification
Engine	Type	8RT-flex68D
	Cylinder bore x stroke	680 x 2720 mm
	Power at CMCR	25,040 kW x 95.0 rpm
	No. of cylinder	8 ea (1-8-3-4-7-2-5-6)
	Pme	20.0 bar
Damper	Type	Geislinger D 220/22
	Outer inertia	4,390 kgm ²
	Inner inertia	511 kgm ²
	Torsional stiffness	5.5E+07 Nm/rad
	Damping coefficient	90,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	369 kNm
	Max. damping torque	28.3 kNm/bar
T/C	Type	MET83MB
	No. of T/C	2 ea
	Nozzle ring	35JA
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	5 ea
	Diameter	7.5 m
	Moment of inertia	223,984 kgm ² (in water)
	Archer' s damping factor	21.1

Table 4.2.7 BSFC and Dry NOx based on TCCO operating condition

SSUK	10%		25%		36%	
	BSFC (g/kWh)	Dry NOx (ppm)	BSFC (g/kWh)	Dry NOx (ppm)	BSFC (g/kWh)	Dry NOx (ppm)
Off	215.2	1400.21	199.2	1988.25	210.5	1732.96
On	213.3	2013.29	189.5	2045.37	200.2	2235.76
Difference	1.9	613.1	9.7	57.12	10.3	502.8



4.3 비틀림진동 응답특성

이상에서 언급한 바와 같이 디젤엔진을 동일한 마력으로 운전하였을 때 과급기 차단 적용은 사용된 공기유량이 일정한 것에 비하여 배기가스가 통과하는 과급기의 터빈 단면적이 축소되는 효과를 갖는다. 이는 과급기의 작은 노즐링을 적용함으로써 소기압력을 상승시키는 효과와 유사하게 된다. 즉, 과급기 차단이 적용된 디젤엔진은 특정의 부분부하에서 과급기의 효율이 상승하고 이에 따라 소기압력과 압축압력 및 최고연소압력이 상승하여 연료소모량 절감을 달성하게 된다. 본 절에서는 과급기 차단 적용으로 특히 저 부하영역에서 압축압력과 최고연소압력 상승으로 비틀림 기진력이 증가하게 되고 이로 인한 디젤엔진 및 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성을 검토하였다.

Fig. 4.3.1과 Fig. 4.3.2에 12RTA96C-B 디젤엔진의 과급기 차단 적용 전과 후의 하모닉계수 그래프를 보인다. 이들을 살펴보면 과급기 차단이 적용되는 특정의 저 부하영역에서 비틀림 기진력이 상승하고, 과급기 차단의 주 사용영역에서는 평균 10% ~ 26%정도 상승한 것을 알 수 있다. 이와 같은 저 부하영역은 최근의 감속운항을 목적으로 하는 디젤엔진에서 주로 사용하는 상용 운전영역으로 비틀림 기진력 상승으로 인한 디젤엔진 및 추진축계 시스템의 비틀림 공진영역에 대한 주의가 요구된다.

첫 번째 검토대상은 2,800 TEU 컨테이너선에 탑재된 디젤엔진으로 주요사양은 4.2절에서 기술하였다. 이 엔진에서 과급기 차단 적용 전과 후에 예상되는 비틀림진동 응답특성을 검토하였다. 이 엔진은 축계에서 발생하는 과도한 비틀림진동을 제어하기 위해 연속사용금지 구간의 설정과 함께 크랭크축 자유단에 가이스링거 댐퍼가 설치되어 있다. 먼저 과급기 차단을 적용하기 전의 추진축계 시스템 비틀림진동을 해석하였다. Fig. 4.3.3과 Fig. 4.3.4에 등가질량 탄성계 및 진동모드를 보인다. Fig. 4.3.5와 Fig. 4.3.6에 이들 추진축계 시스템의 크랭크축 및 중간축에 부가되는 비틀림진동 응력을 보인다. Fig. 4.3.7에 플라이

휠에서의 진동 각속도를 보인다. 이들 축계 시스템에 대한 이론적 검토 결과 제작사 기준치를 모두 만족하고 있다.

과급기 차단시 안전상의 이유로 최대 엔진출력은 36%로 제한되었기에 사용 최대회전수는 약 70 rpm으로 되고, 주 사용회전수는 약 35 rpm ~ 70 rpm범위가 된다. 상기의 비틀림진동 계산결과를 검토하면 특히 1절 5차와 2절 13차 성분이 사용회전수내에 주 기진원으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 특히 5차의 경우 프로펠러 날개 차수와 겹쳐 축계의 비틀림진동 영향뿐 만 아니라 종방향 진동에 대한 주의도 요구된다.

다음은 과급기 차단 적용으로 저 부하영역에서 높은 비틀림 기진력으로 인한 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성을 검토하였다. Fig. 4.3.8에 과급기 차단시 비틀림 기진력을 보이며, 비교를 위해 Fig. 4.3.9에 정상상태에서의 비틀림 기진력을 보인다. 이들을 검토하여 보면 과급기 차단이 적용된 최대 부하조건 내에서 비틀림진동 기진력인 하모닉계수가 정상상태보다 최대 48%의 값을 갖는 것으로 나타났다. Fig. 4.3.10과 Fig. 4.3.11에 과급기 차단 적용 후의 크랭크축 및 중간축에 부가되는 비틀림진동 응력을 보인다. Fig. 4.3.12에 플라이휠에서의 진동 각속도를 보인다. 이들 계산결과를 보면 30 rpm을 전후로 한 8차 성분이 추진축계 시스템의 비틀림진동 주 기진원으로 작용함을 알 수 있다. 또한 비틀림 기진력 상승에 대한 이론적 해석결과와의 비교·검토를 위해 크랭크축 자유단에서 비틀림진동을 계측하였다. 그러나 연속사용금지 구간의 설정으로 8차 성분에 대한 계측이 어려워 4차 성분에 대한 과급기 차단 적용전과 후의 결과 값을 Fig. 4.3.13과 Fig. 4.3.14에 각각 보인다. 이를 검토하여 공진점에서 비틀림 각변위는 과급기 차단 전과 비교하여 17%의 높은 값을 보이고 있다.

상기 검토대상의 디젤엔진은 해상 시운전시 배기관 지지대 및 톱 브레이싱에서 발생한 진동문제로 많은 수정이 이루어졌다. 특히 5차의 종방향 진동성분은 전 운전영역에서 배기관 지지대의 기진 차수로 작동하였으며 이에 대한 대책으로 배기관 지지대 강성 조정이 있었다. 또한 고차의 13차 성분은 추진축계 시

스텝의 2절 비틀림진동으로 이들의 공진점이 약 70 rpm으로 과급기 차단시 최대부하 영역에 있으므로 디젤엔진의 사용구간에서 이들을 구성하는 중요 부속 장치의 국부진동에 대한 깊은 주의가 요구된다.



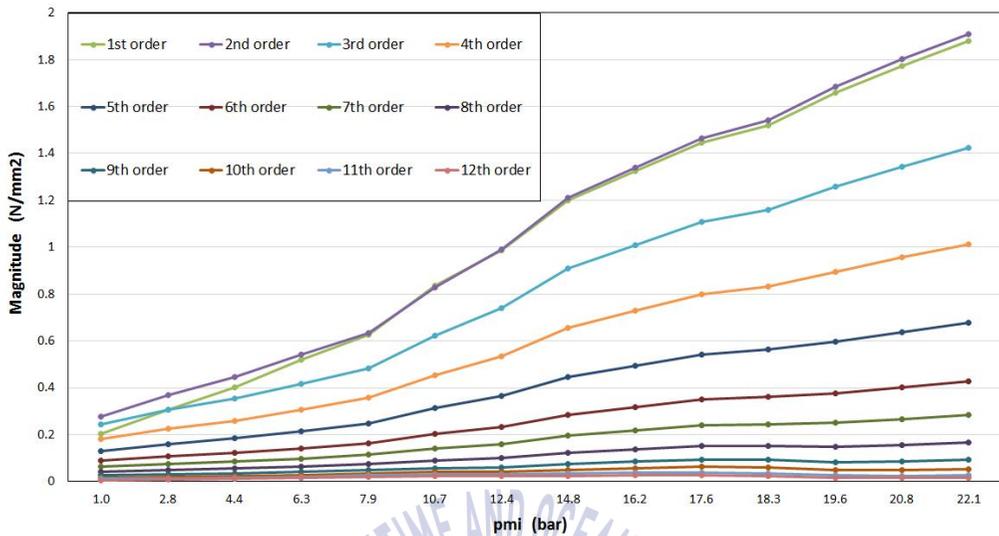


Fig. 4.3.1 Harmonics for normal operating condition

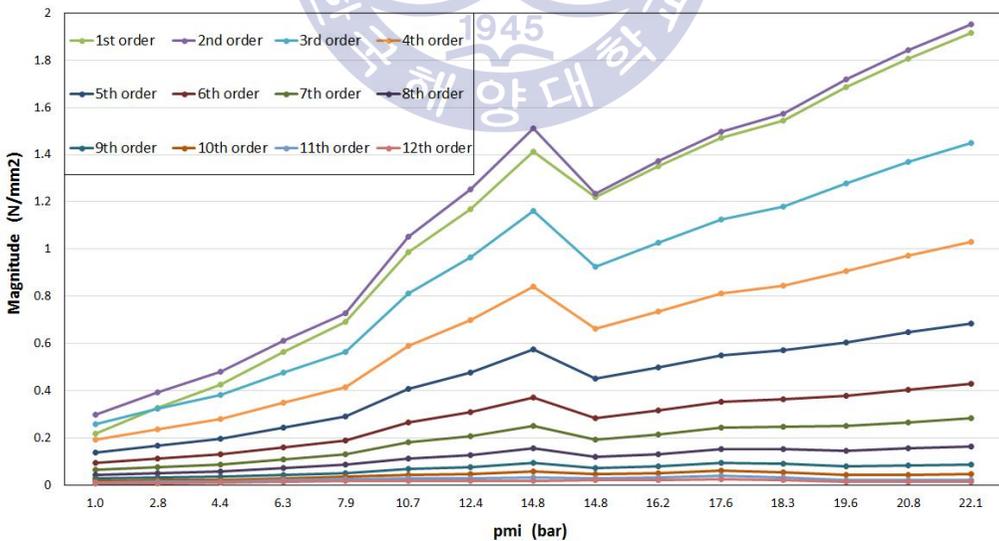


Fig. 4.3.2 Harmonics for TCCO operating condition

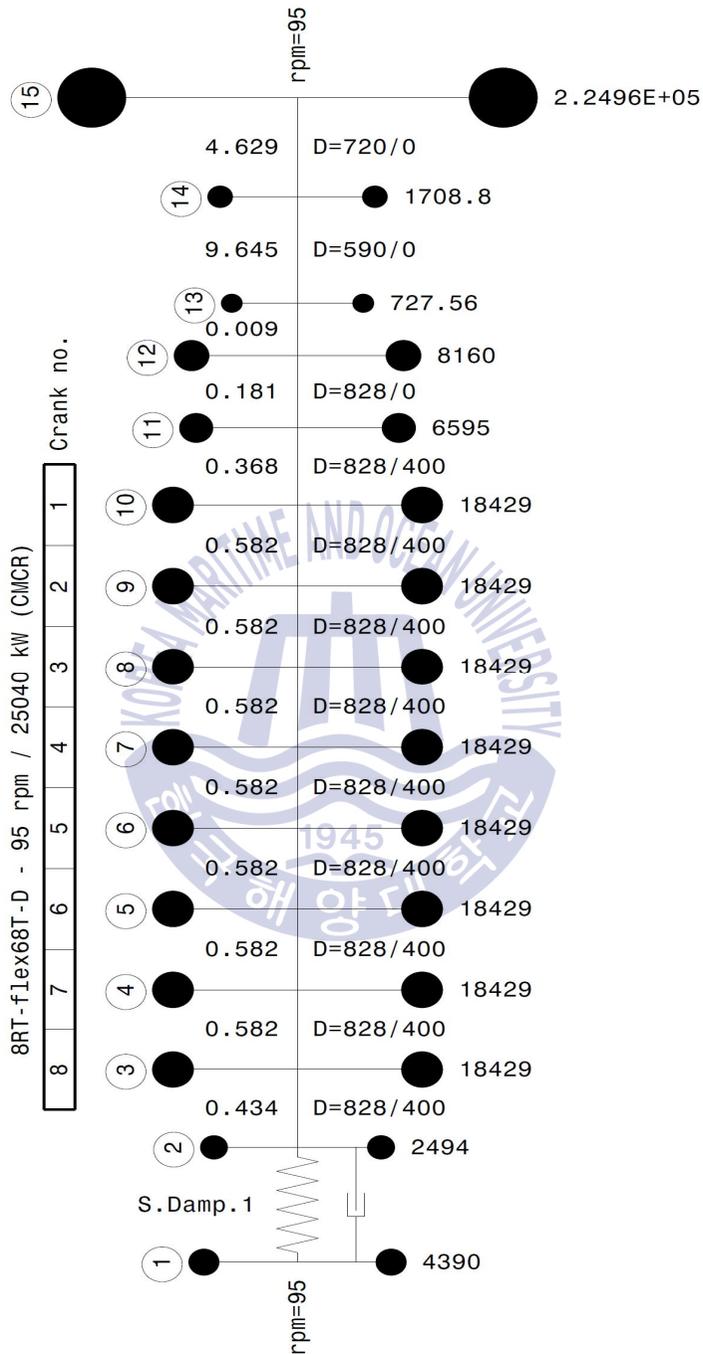


Fig. 4.3.3 Equivalent mass elastic system for 8RT-flex68D

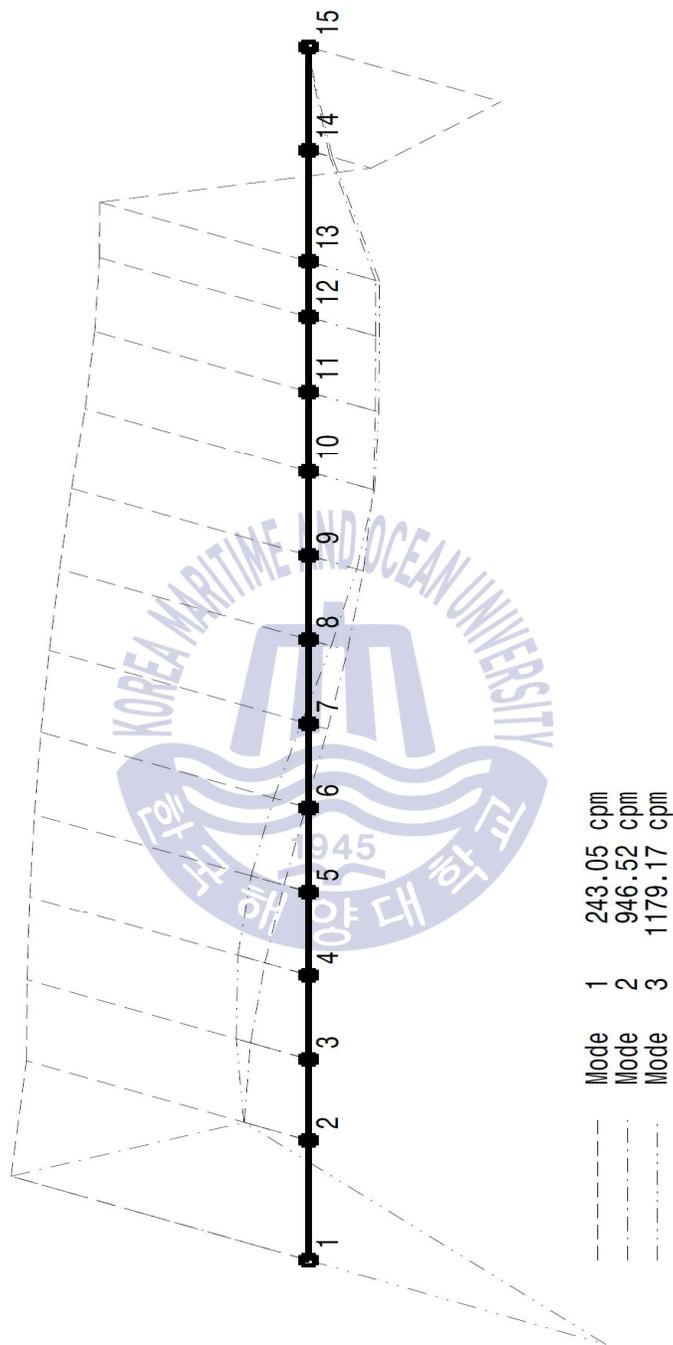


Fig. 4.3.4 Mode shape for 8RT-flex68D

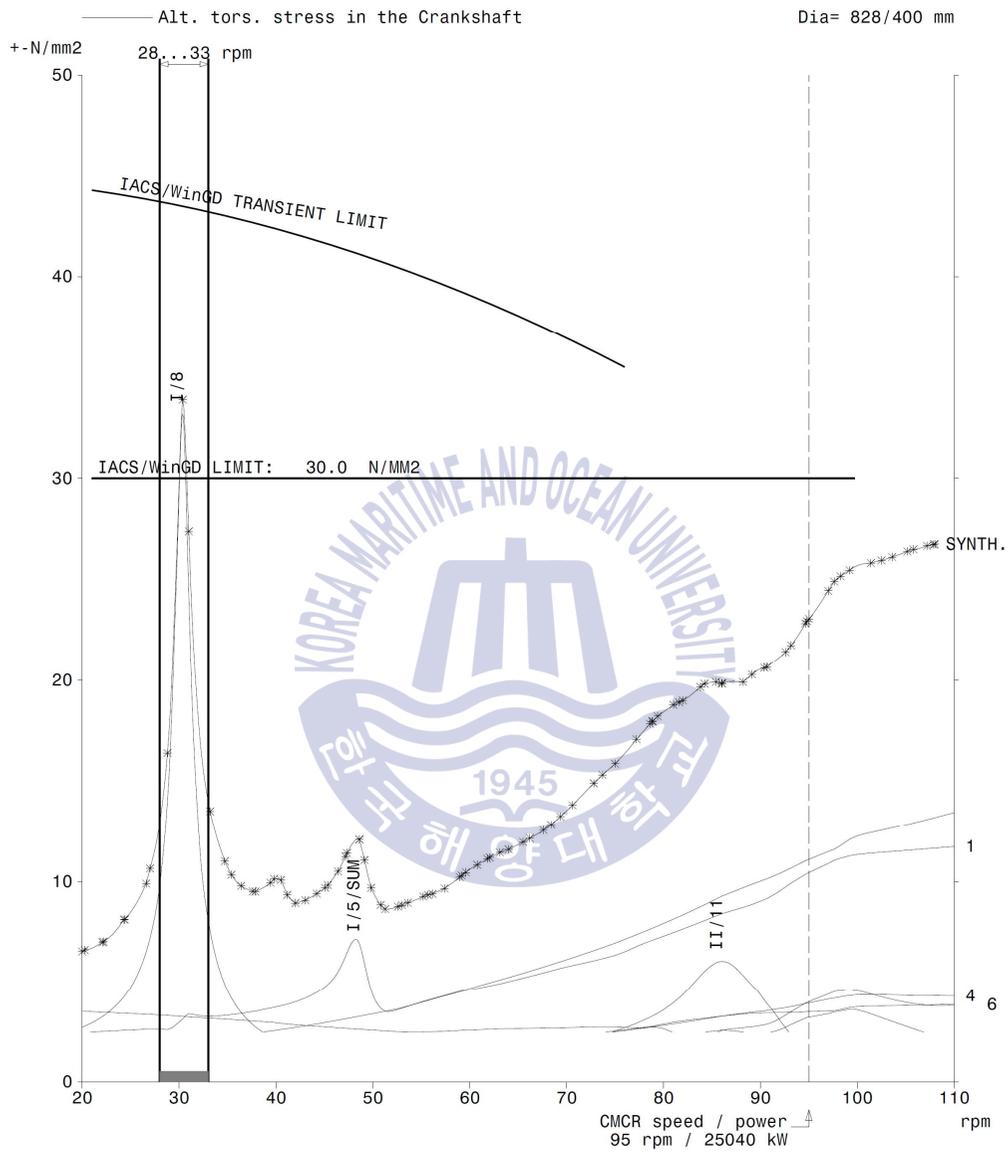


Fig. 4.3.5 Vibratory stress at crank shaft on normal operating condition for 8RT-flex68D

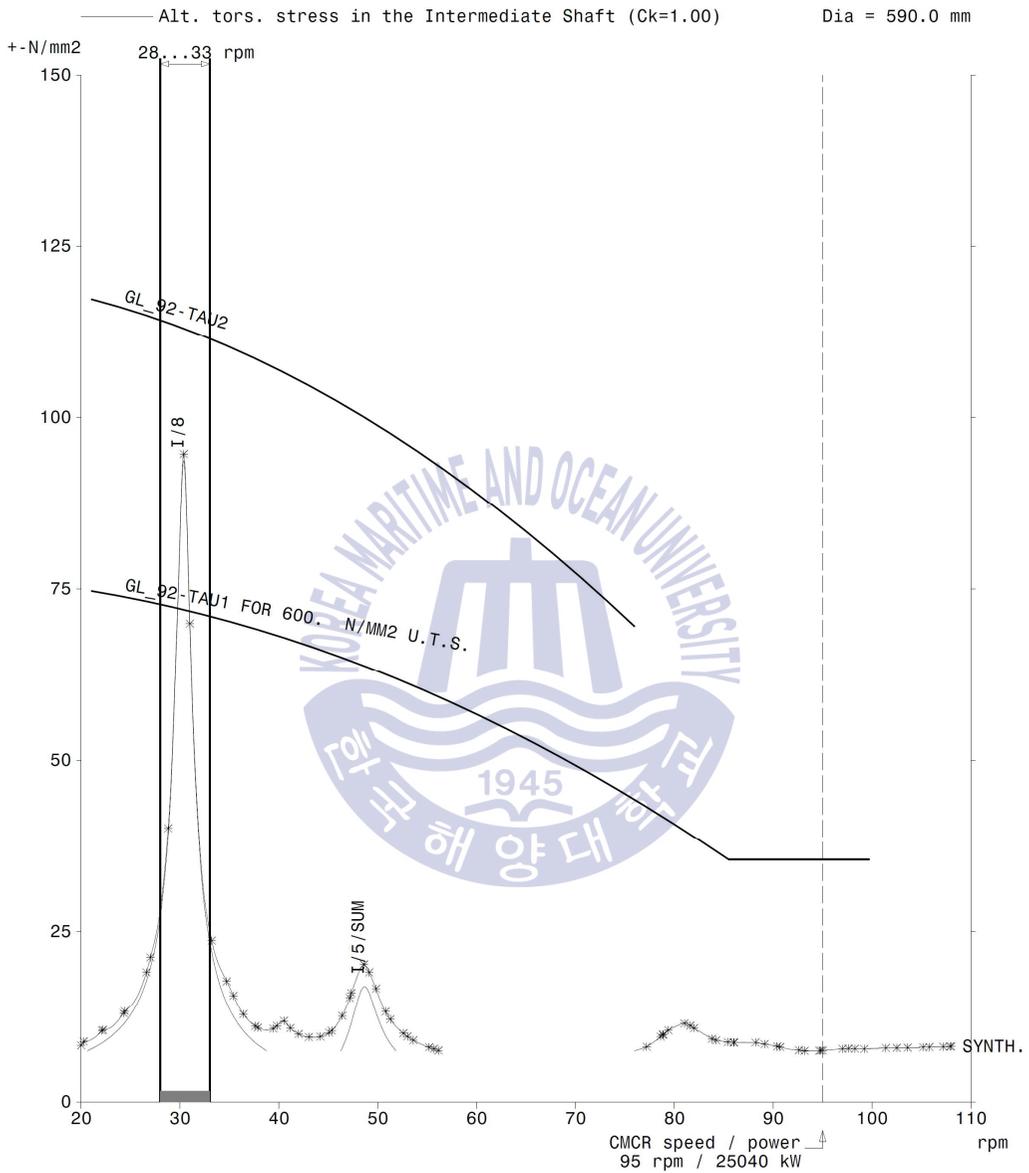


Fig. 4.3.6 Vibratory stress at intermediate shaft on normal operating condition for 8RT-flex68D

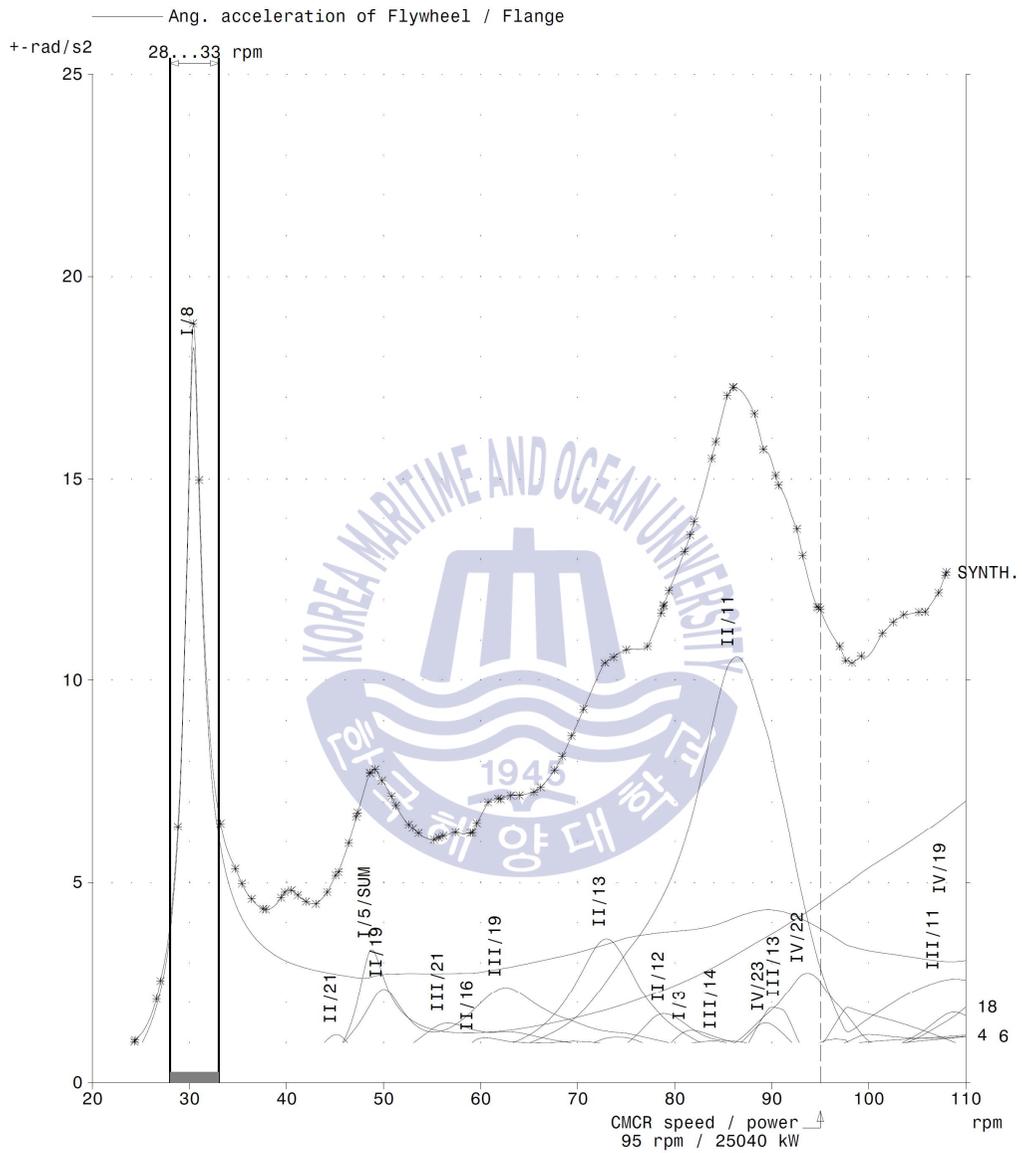


Fig. 4.3.7 Angular acceleration at flywheel on normal operating condition for 8RT-flex68D

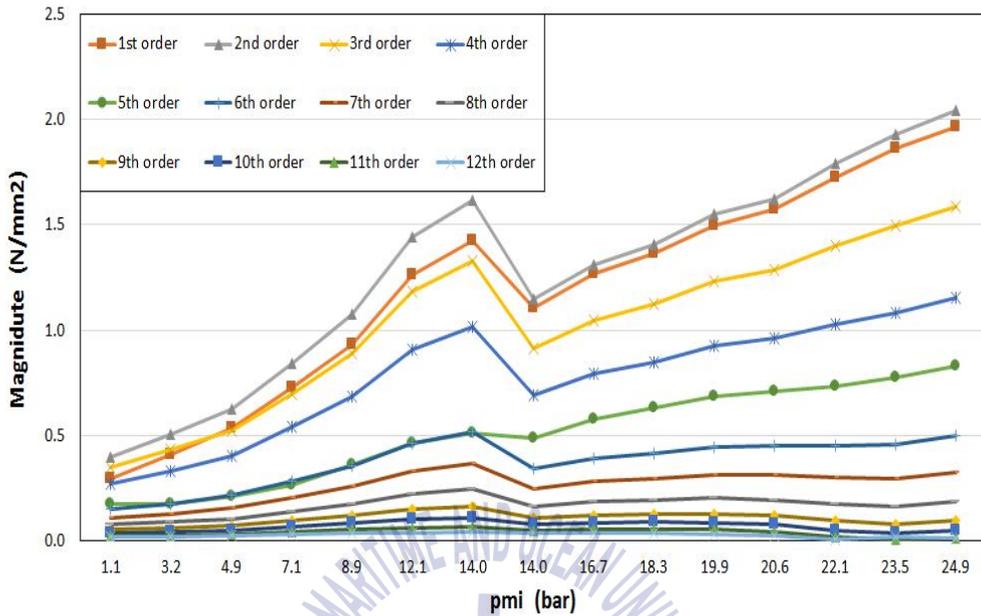


Fig. 4.3.8 Harmonics for TCCO operating condition for 8RT-flex68D

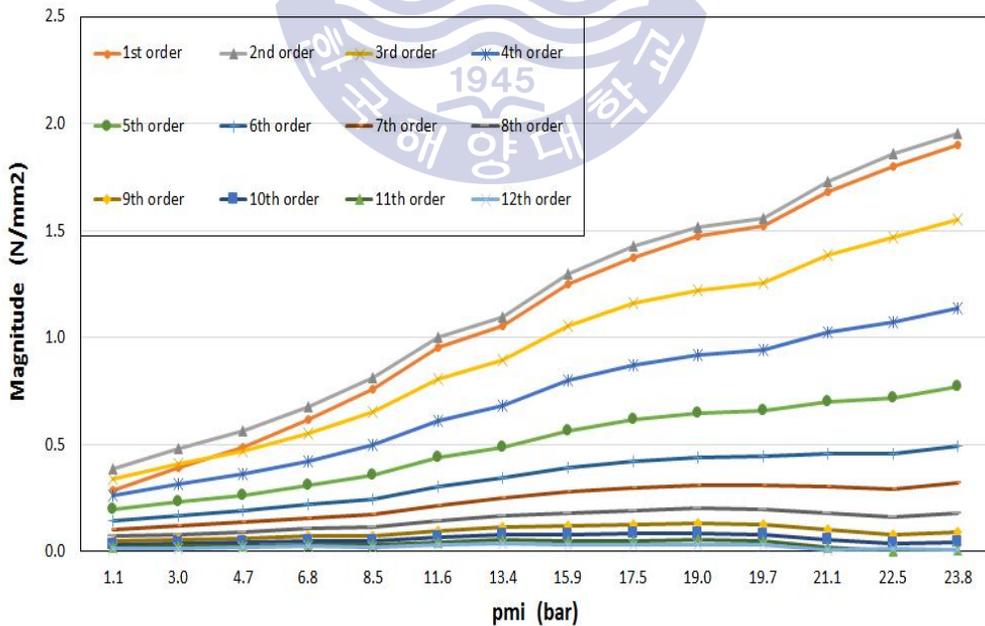


Fig. 4.3.9 Harmonics for normal operating condition for 8RT-flex68D

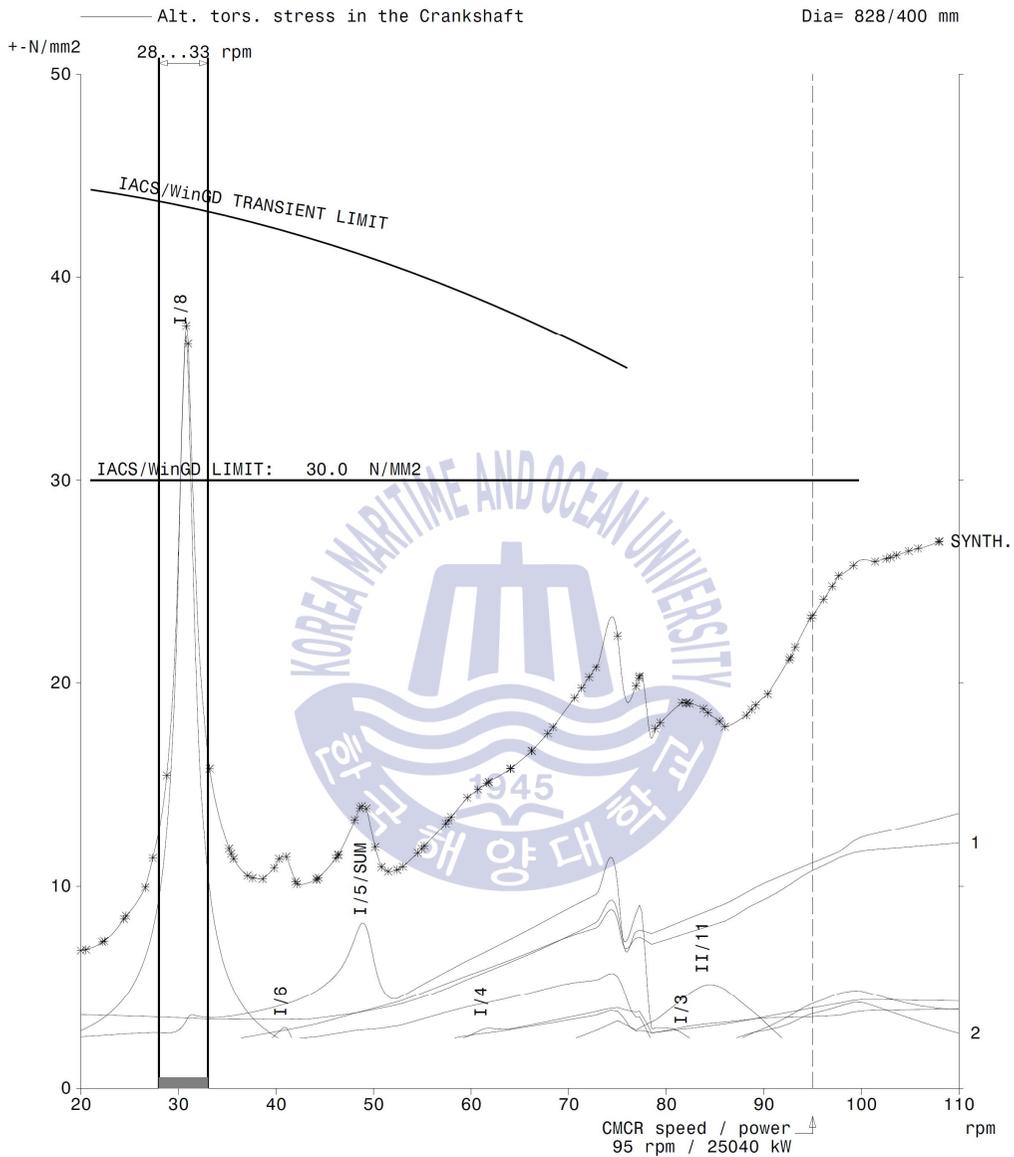


Fig. 4.3.10 Vibratory stress at crank shaft on TCCO operating condition for 8RT-flex68D

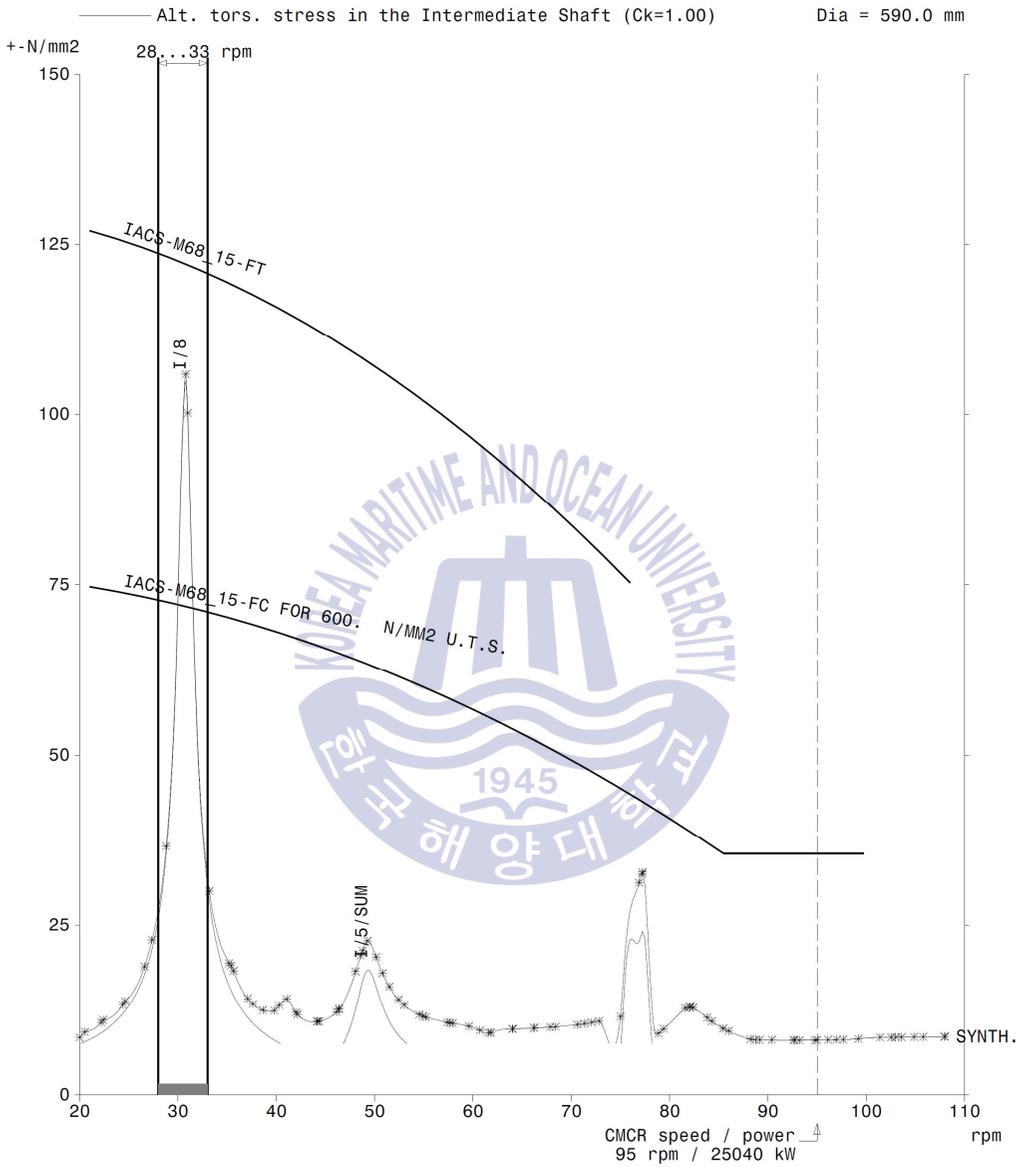


Fig. 4.3.11 Vibratory stress at intermediate shaft on TCCO operating condition for 8RT-flex68D

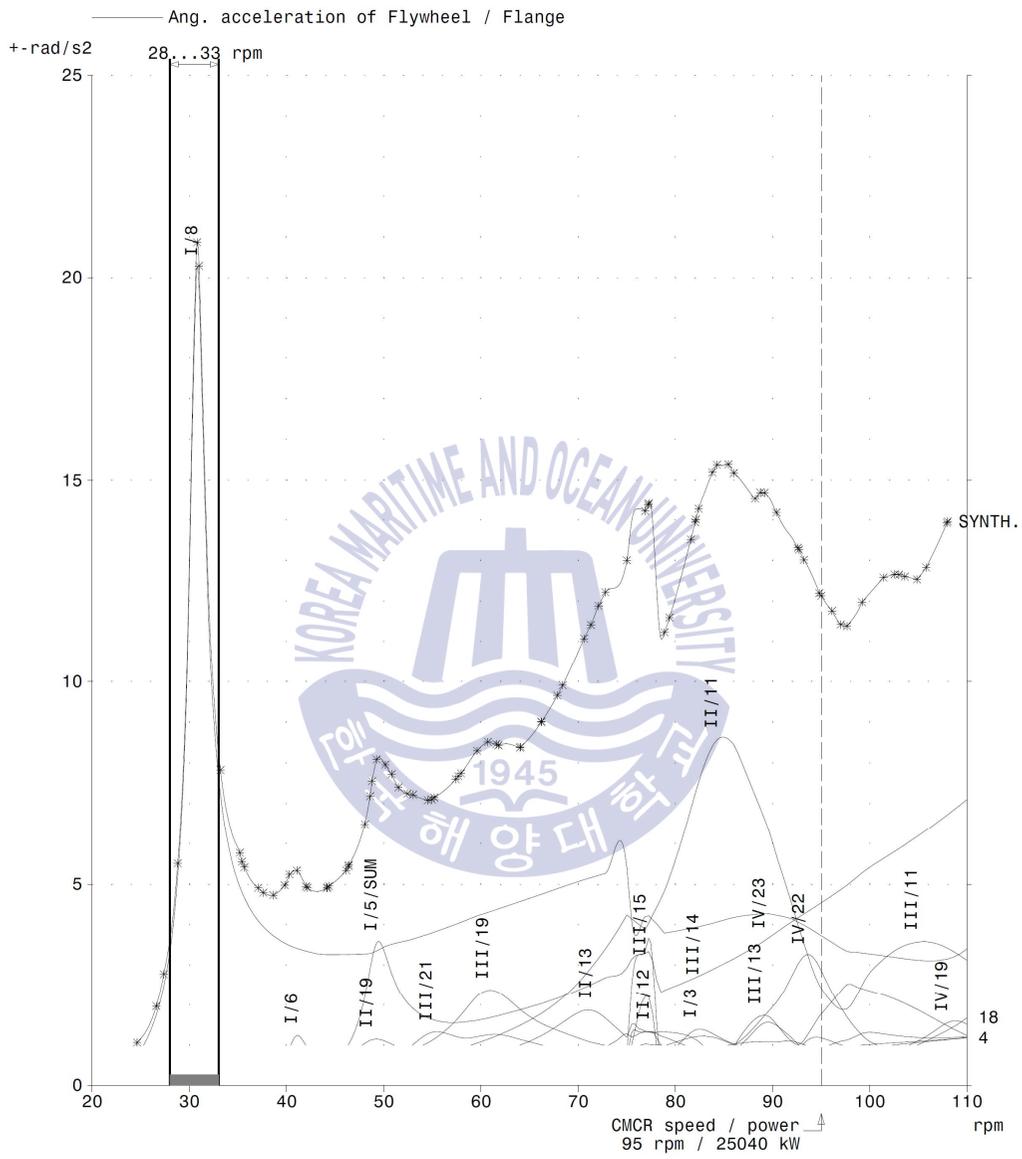


Fig. 4.3.12 Angular acceleration at flywheel on TCCO operating condition for 8RT-flex68D

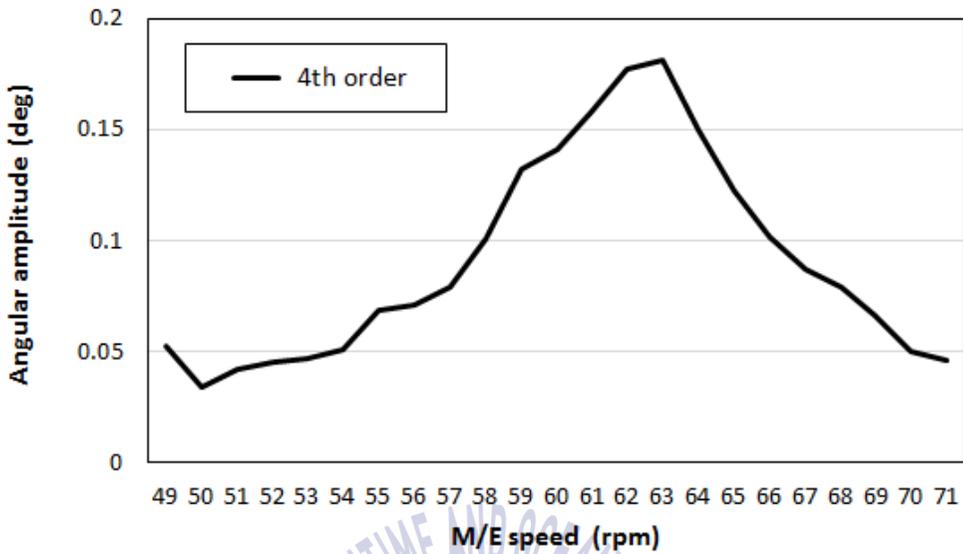


Fig. 4.3.13 Angular amplitude at free end on normal operating condition for 8RT-flex68D (4th order)

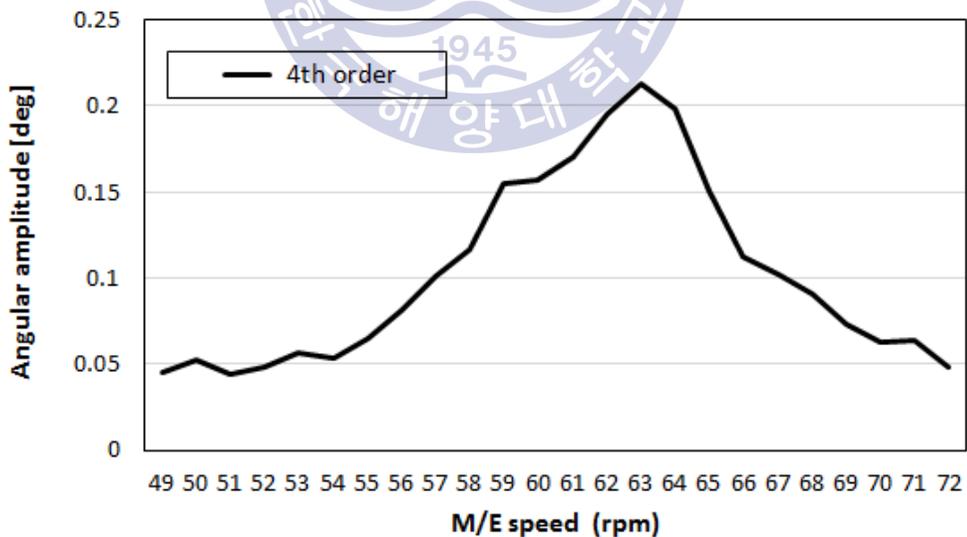


Fig. 4.3.14 Angular amplitude at free end on TCCO operating condition for 8RT-flex68D (4th order)

4.4 본체진동 및 상부구조물 진동 응답특성

본 절에서는 비틀림진동의 2차 기진원으로 인한 본체진동 및 엔진상부 배기관과 같은 대형 구조물의 진동 응답특성을 검토하였다. 두 번째 검토대상은 8,100 TEU 컨테이너선에 탑재된 디젤엔진으로 주요사양을 Table 4.4.1에, 등가 질량 탄성계 및 진동모드는 Fig. 4.4.1과 Fig. 4.4.2에 보인다. 디젤엔진의 사용구간 내에서 추진축계 시스템의 크랭크축에서 발생하는 과도한 비틀림진동을 억제하기 위해 크랭크축 자유단에 가이스링거 댐퍼가 설치되어 있다.

먼저 검토대상 디젤엔진에 과급기 차단을 적용하기 전 추진축계 시스템의 비틀림진동을 이론적으로 해석하였다. Fig. 4.4.3에 추진축계 시스템의 크랭크축에 추가되는 비틀림진동 응력을 보인다. Fig. 4.4.4에 비틀림진동 댐퍼에서의 탄성토크 및 제작사 제한치를 보이며, Fig. 4.4.5에 플라이휠에서의 비틀림 각 변위를 보인다. 이들 축계시스템에 대한 이론적 검토 결과 제작사에서 제시한 기준치를 모두 만족하고 있음을 알 수 있다. 이 엔진은 과급기 차단시 안전상의 이유로 최대 엔진출력을 50%로 제한되었기에 사용회전수는 약 80 rpm으로 된다. 따라서 주 사용회전수는 약 25 rpm ~ 80 rpm으로 된다.

상기의 비틀림진동 계산결과를 검토하면 이들 사용회전수 내에서 특히 2절 8차, 2절 9차 및 3절 9차 그리고 4절 18차 성분이 주 기진원으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 특히 80 rpm 부근의 2절 9차 크랭크축 비틀림진동 응력을 줄이기 위해 가이스링거 댐퍼를 설치하였다. 이는 과급기 차단시 최대 엔진출력 범위에 해당하므로 80rpm 부근에서 발생 가능한 진동의 영향에 대한 주의가 요구된다.

감속운항을 위한 과급기 차단시 비틀림진동 응답특성을 검토하기 위해 기진력을 검토하였으며 그 결과는 4.3절에 보인다. 이들을 검토하여 보면 과급기 차단이 적용된 부하조건 내에서 비틀림진동 기진력인 하모닉계수가 정상작동보다 최대 30.7% 높은 값을 갖는 것으로 나타났다. 앞서 언급한 과급기 차단 전과 후의 하모닉계수 9차 성분에 대한 비교를 Fig. 4.4.6에 보인다. 이를 검토

하여 보면 과급기 차단이 적용된 최대 부하조건에서 약 26.2% 정도 높은 기진력 상승을 보인다.

이 선박에서 과급기 차단 적용 후에 추진축계 시스템의 비틀림진동을 살펴보면 다음과 같다. Fig. 4.4.7에 크랭크축에 부가되는 비틀림진동 응력을, Fig. 4.4.8에 비틀림진동 댐퍼에서의 탄성토크를, Fig. 4.4.9에 플라이휠에서의 비틀림 각변위를 보인다. 이들 계산결과를 보면 과급기 차단 적용후의 플라이휠에서 비틀림진동 9차 공진에 대한 진동레벨이 적용전과 비교하여 약 32.4% 높은 값을 갖는다. 이를 확인하기 위해 플라이휠에서 비틀림진동을 측정하였으며, 9차 성분에 대한 과급기 차단 적용전과 후의 결과 값을 Fig. 4.4.10와 Fig. 4.4.11에 각각 보인다. 이를 검토하여 보면 비틀림진동 9차 공진점에서 과급기 차단 적용 전과 비교하여 약 27.8%정도 높은 진동레벨이 계측되었으나 해석치과 비교하면 다소 낮은 값을 보이고 있다.

한편, 검토대상의 디젤엔진이 탑재된 선박에서 과급기 차단이 적용된 감속운항결과 최대 부하영역에서 엔진상부 배기관 연결 플렉시블 조인트의 파손이 발생하였다. 이에 따라 엔진상부 배기관에서 발생한 진동문제를 검토하기 위해 과급기 차단 적용 전과 후의 본체진동 및 배기관 진동계측을 실시하였다. 과급기 차단시 최대 부하영역인 80 rpm 부근의 영향을 검토하기 위해 진동 계측은 본체진동과 배기관 진동으로 구분하였다. 본체진동은 엔진블록 자유단과 구동단으로 하였으며 배기관은 배기관 연결 플렉시블 조인트 중심을 기준으로 양측 플랜지에서 측정하였다. 각각의 진동 계측은 횡방향을 기준으로 하였다.

먼저 과급기 차단 적용 전 엔진블록에서 진동을 계측한 결과를 Fig. 4.4.12와 Fig. 4.4.13에 보인다. Fig. 4.4.14와 Fig. 4.4.15는 엔진상부 배기관 연결 플렉시블 조인트에서 계측한 결과이다. 상기의 계측결과와 비교·검토를 위해 과급기 차단 적용 후 엔진블록에서 계측한 결과를 Fig. 4.4.16과 Fig. 4.4.17에 보인다. Fig. 4.4.18와 Fig. 4.4.19는 배기관 연결 플렉시블 조인트에서 계측한 결과이다. 이들 과급기 차단 적용 전과 후의 결과를 검토하면 디젤엔진의 사용구간 내에서 9차 진동성분이 명확히 나타나는 공진현상에 의한 파손임을 알 수

있다. 엔진블록에서 계측된 결과를 보면 엔진 가이드힘에 의한 9차 공진 성분은 대등 소이한 결과를 보이고 있으나 2절 비틀림진동 공진점 부근에서는 비틀림 기진력 상승에 의한 본체진동 응답이 상승하였음을 알 수 있다. 특히 과급기 차단시 배기관에서 발생된 9차 성분에 의한 공진 값은 더욱 커졌으며 과급기 차단 적용 전과 비교하여 1.35배 이상 높은 계측 값은 부품의 설계 제한치를 초과하는 것으로 판단된다. 또한, 배기관의 공진영역에서 이들 계측점에 대한 위상은 역 위상으로 절점은 플렉시블 조인트에 존재하는 것을 확인하였다.

비틀림진동 계산 및 계측결과로부터 2절 비틀림진동 공진점을 전후로 한 추진축계 시스템의 비틀림진동이 2차 기진원으로 작용하여 엔진본체 및 상부구조물에 X 모드 진동의 주 기진원으로 작용하였음을 알 수 있다. 이상의 진동계산 및 계측결과를 검토하여 보면 과급기 차단의 적용으로 추진축계 시스템에 미치는 비틀림 기진력 성분이 상승하였고 이를 실측을 통해 검증하였다. 특히 과급기 차단시 최대 부하조건 부근에서 추진축계 시스템의 2절 비틀림진동에 대한 2차 기진원으로 본체 및 엔진 상부구조물의 X 모드 진동응답 특성을 실측을 통해 비교·검토 하였으며 공진구간 및 높은 응력이 걸리는 곳에서는 이들에 대한 사전검토가 필요함을 알 수 있었다.

Table 4.4.1 Specification of the 12RTA96C-B

	Parameter	Specification
Engine	Type	12RTA96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm
	Power at CMCR	68,640 kW x 102 rpm
	No. of cylinder	12 ea
	Pme	18.6 bar
Damper	Type	Geislinger D 260/28
	Outer inertia	9,760 kgm ²
	Inner inertia	522 kgm ²
	Torsional stiffness	5.7E+07 Nm/rad
	Damping coefficient	240,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	653 kNm
	Max. damping torque	92.4 kNm/bar
T/C	Type	MET83MB
	No. of T/C	4 ea
	Nozzle ring	35JA
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	6 ea
	Diameter	8.8 m
	Moment of inertia	481,100 kgm ² (in water)
	Archer' s damping factor	28.1

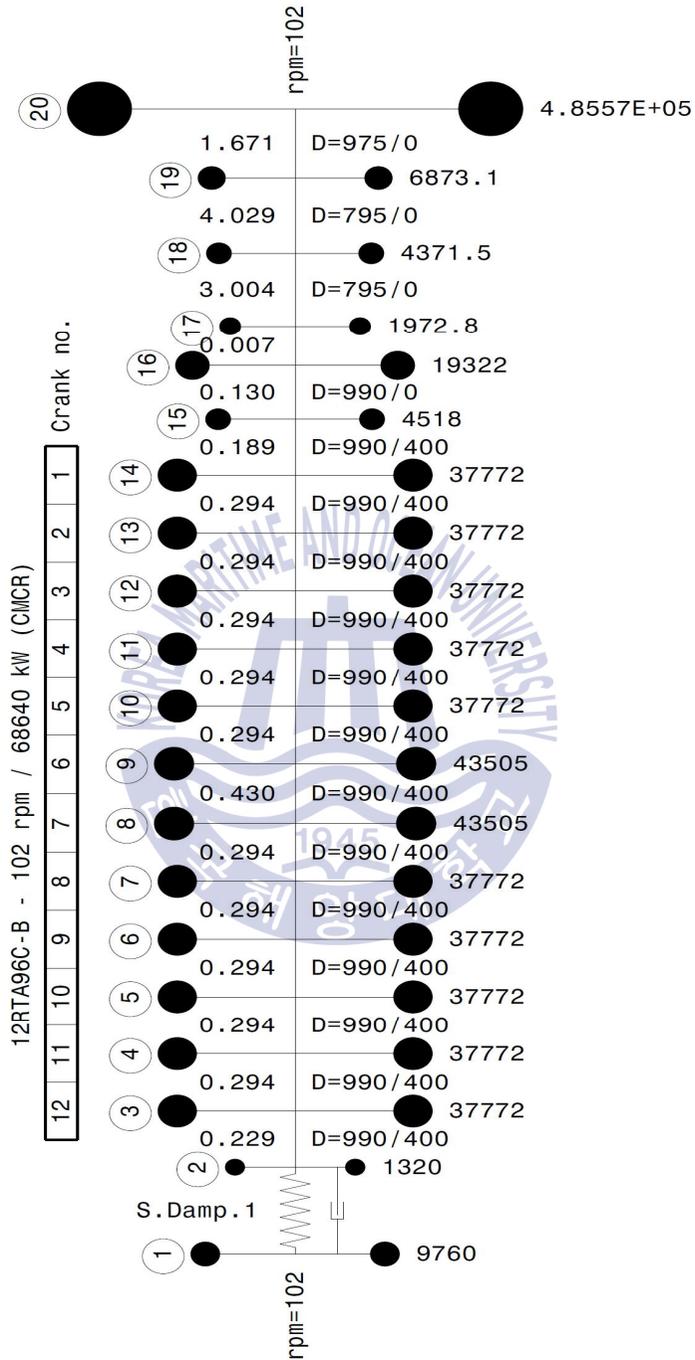


Fig. 4.4.1 Equivalent mass elastic system for 12RTA96C-B

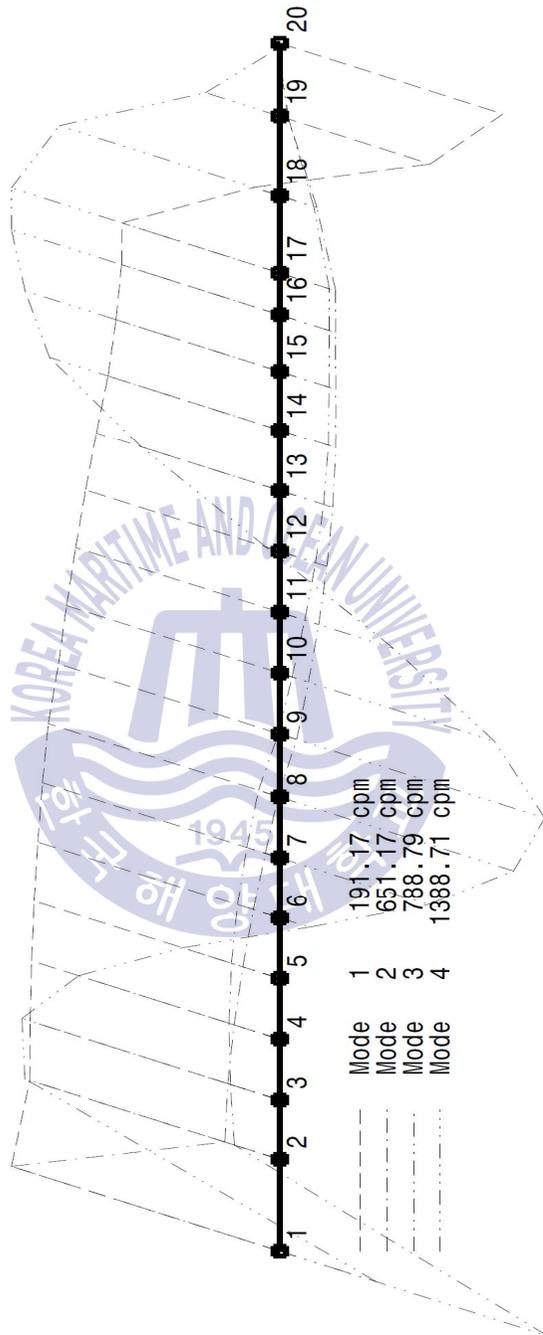


Fig. 4.4.2 Mode shape for 12RTA96C-B

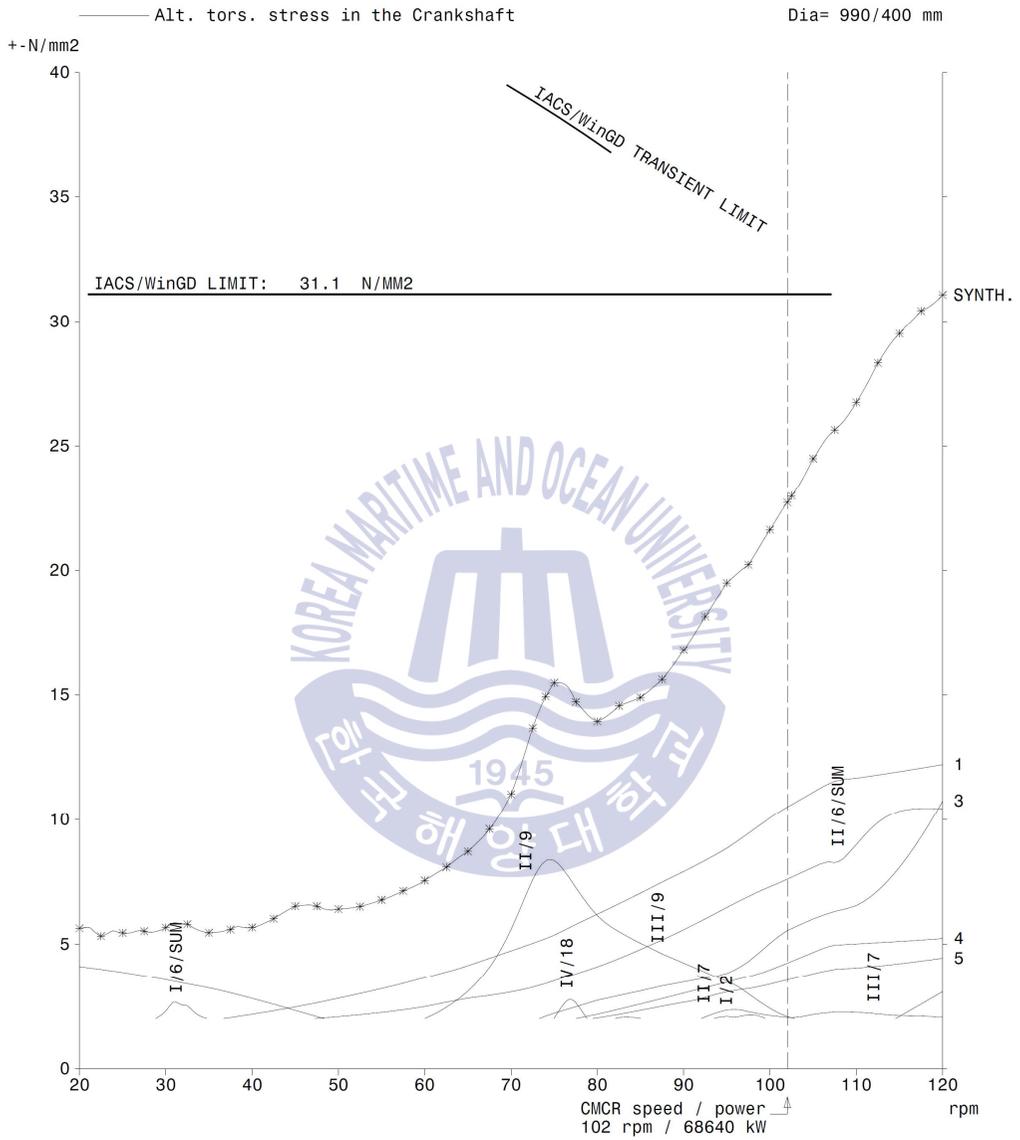


Fig. 4.4.3 Vibratory stress at intermediate shaft on normal operating condition for 12RTA96C-B

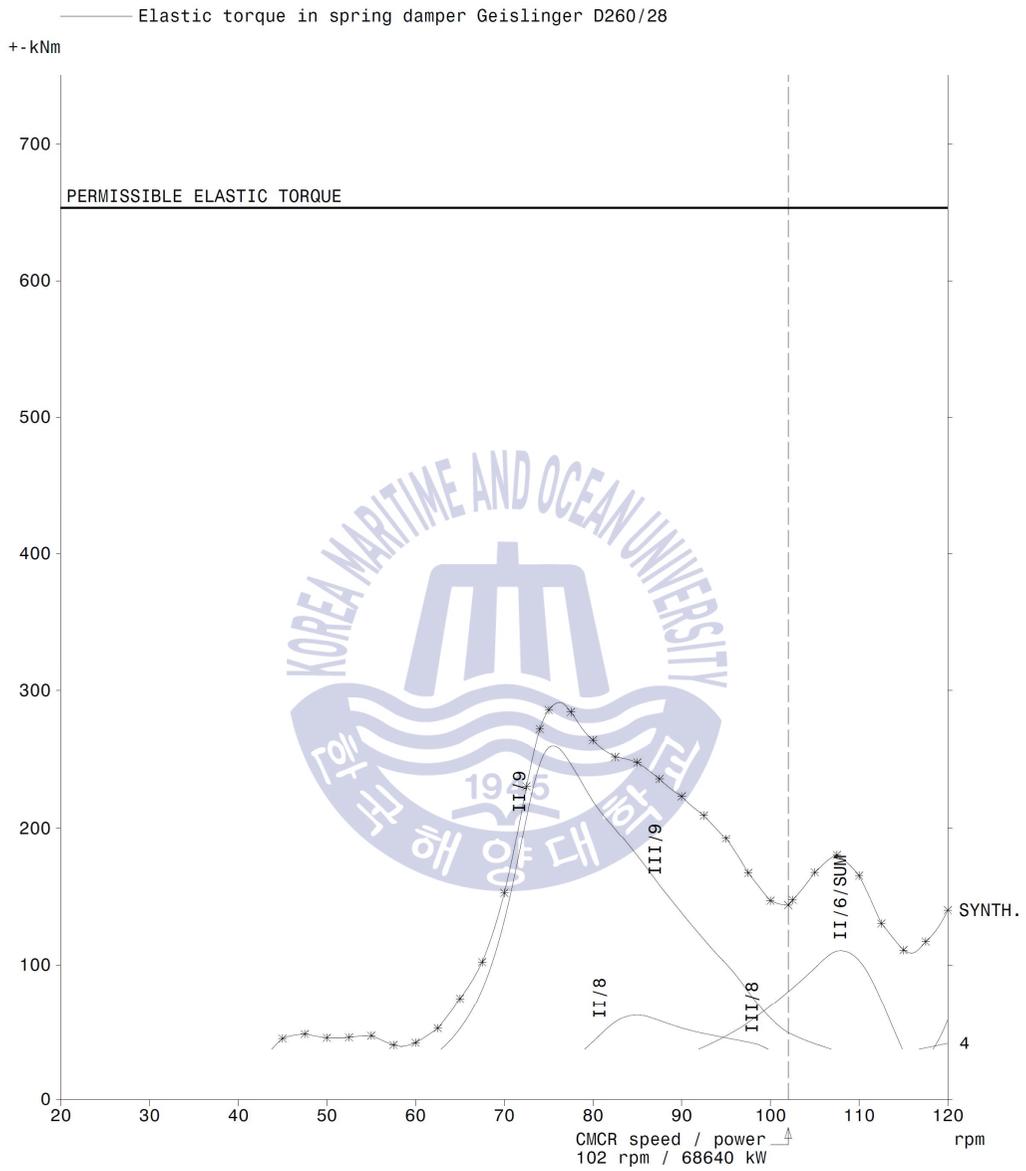


Fig. 4.4.4 Elastic torque at Geislinger damper on normal operating condition for 12RTA96C-B

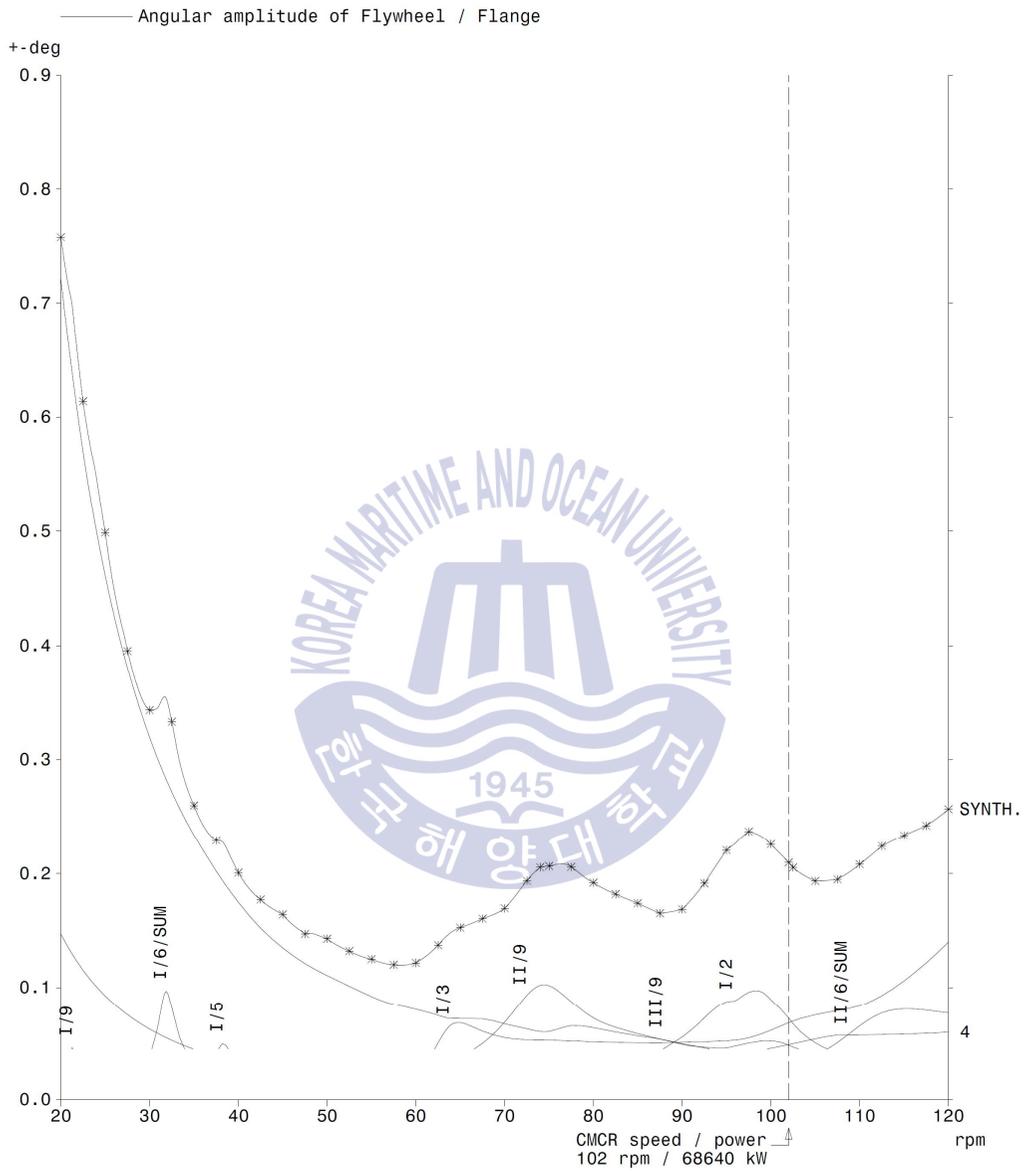


Fig. 4.4.5 Angular amplitude at flywheel on normal operating condition for 12RTA96C-B

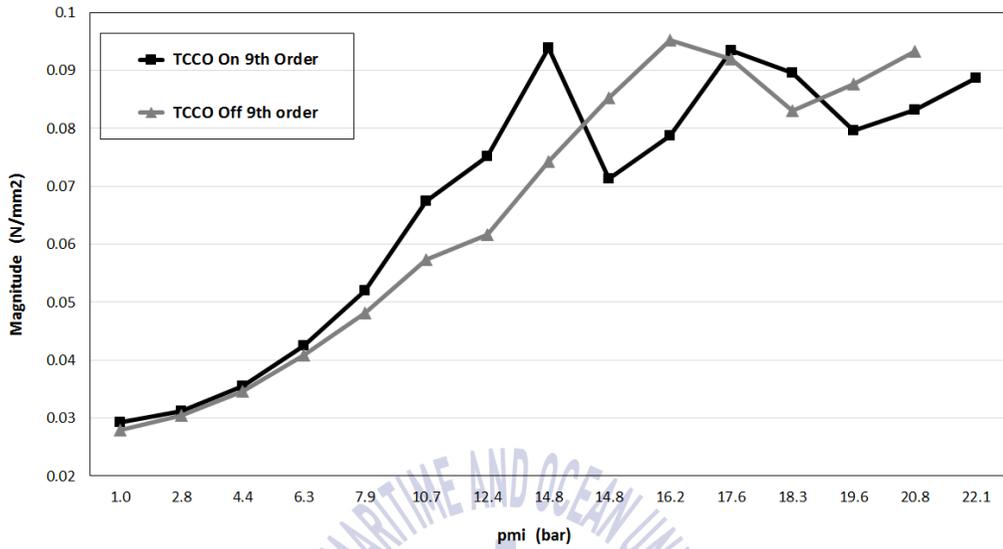
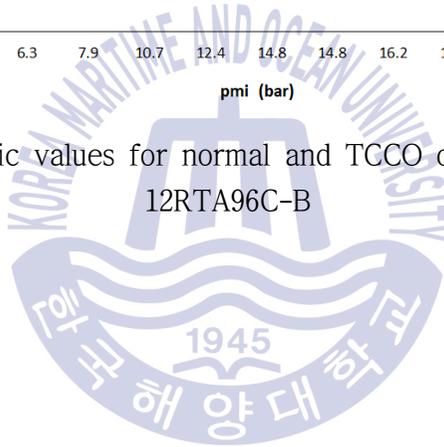


Fig. 4.4.6 9th Harmonic values for normal and TCCO operating condition for 12RTA96C-B



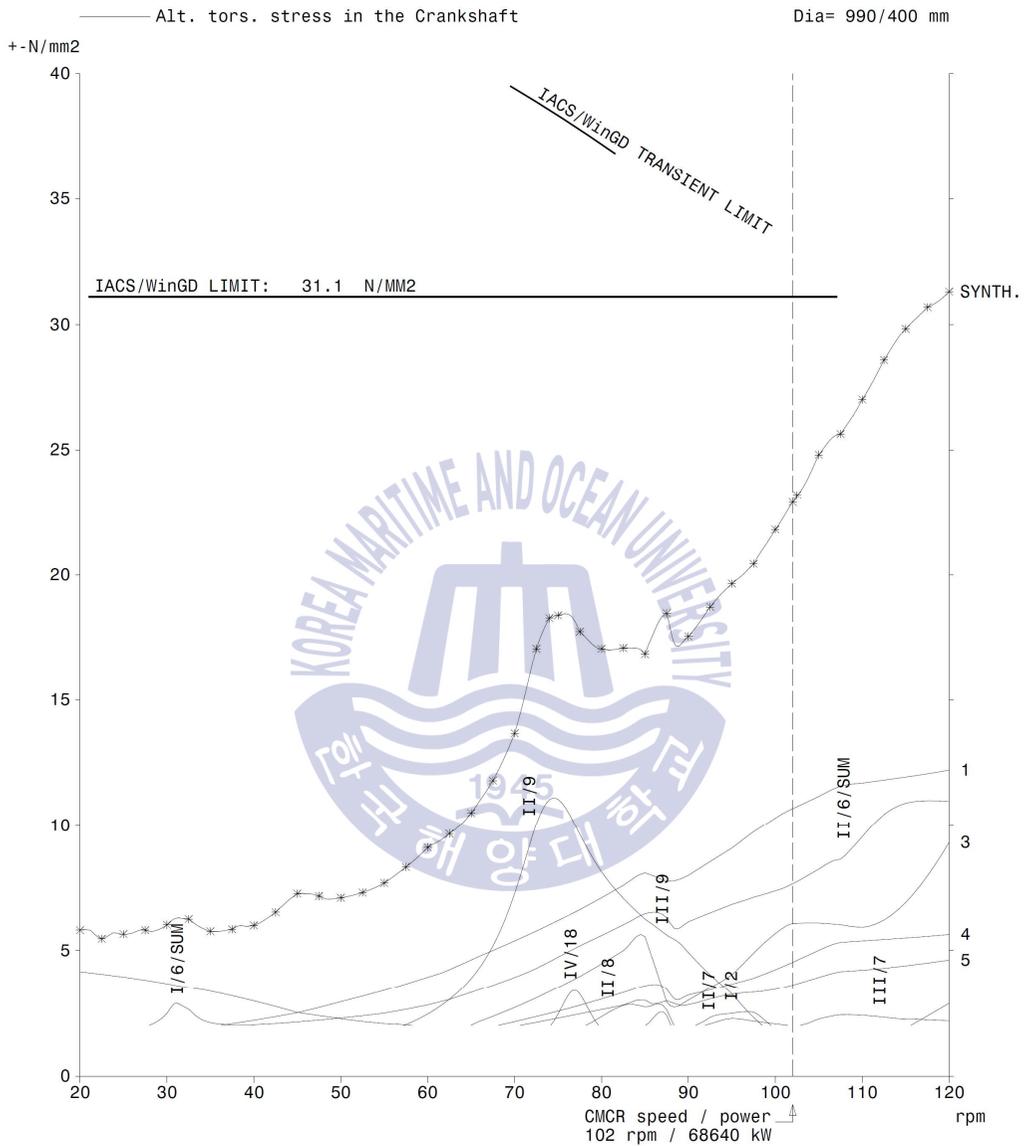


Fig. 4.4.7 Vibratory stress at intermediate shaft on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

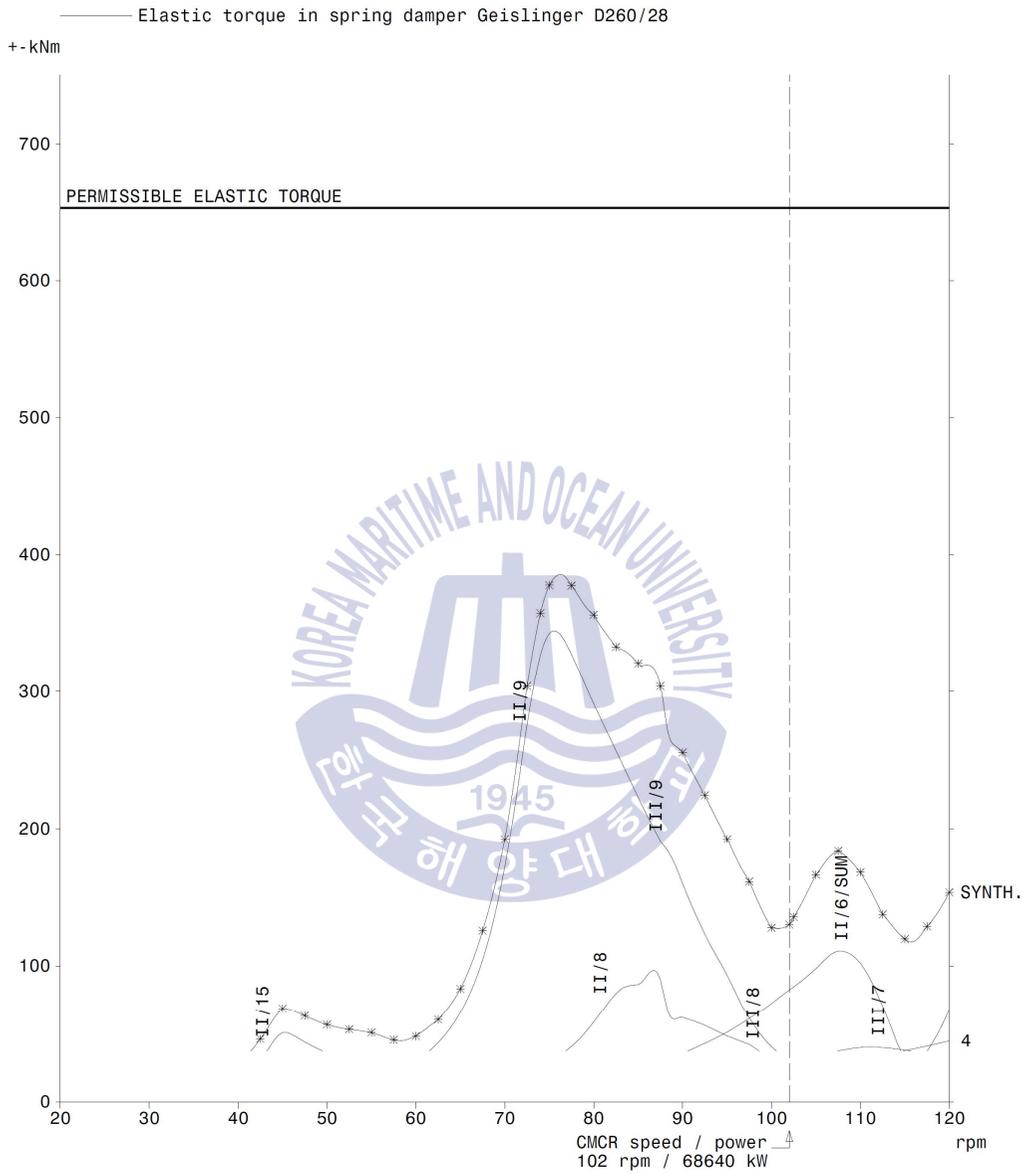


Fig. 4.4.8 Elastic torque at Geislinger damper on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

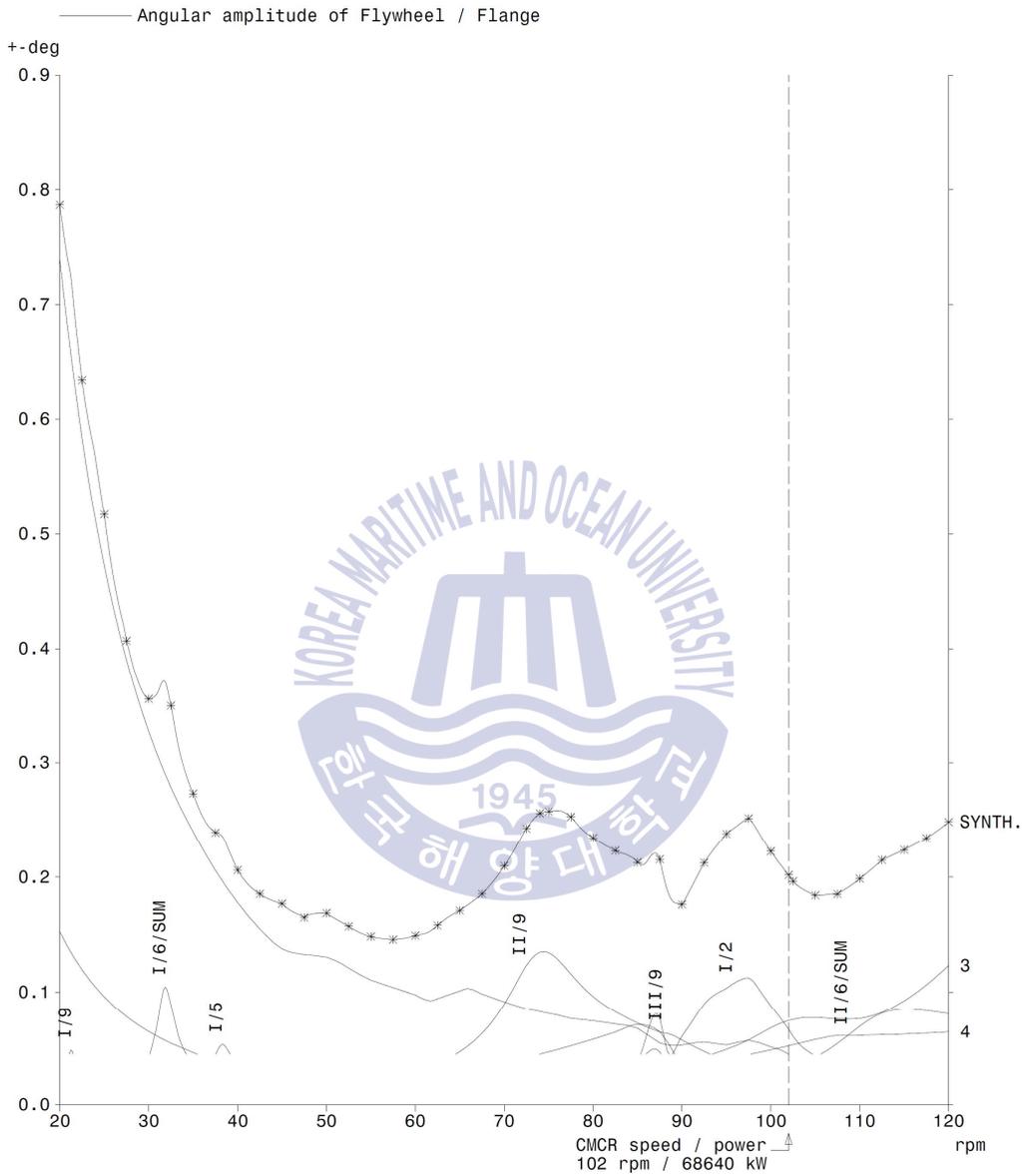


Fig. 4.4.9 Angular amplitude at flywheel on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

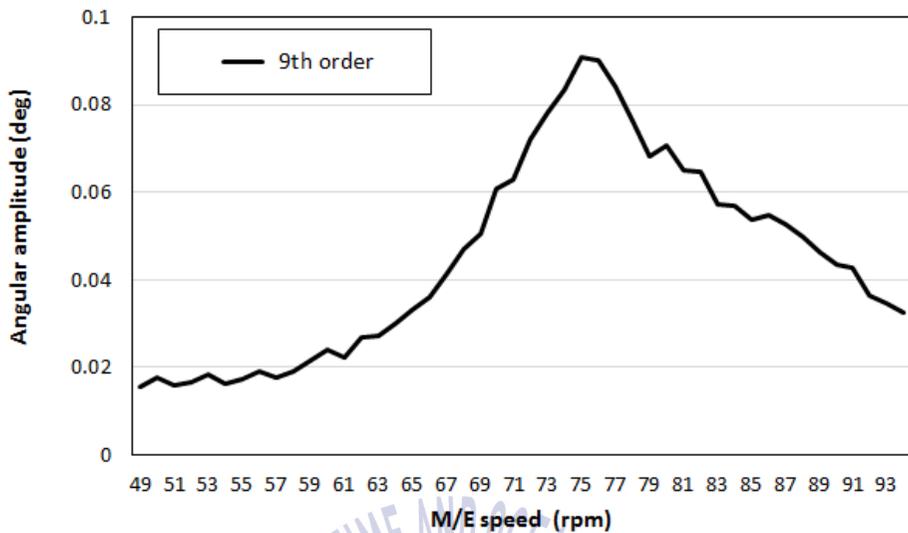


Fig. 4.4.10 9th Angular amplitude at flywheel on normal operating condition for 12RTA96C-B

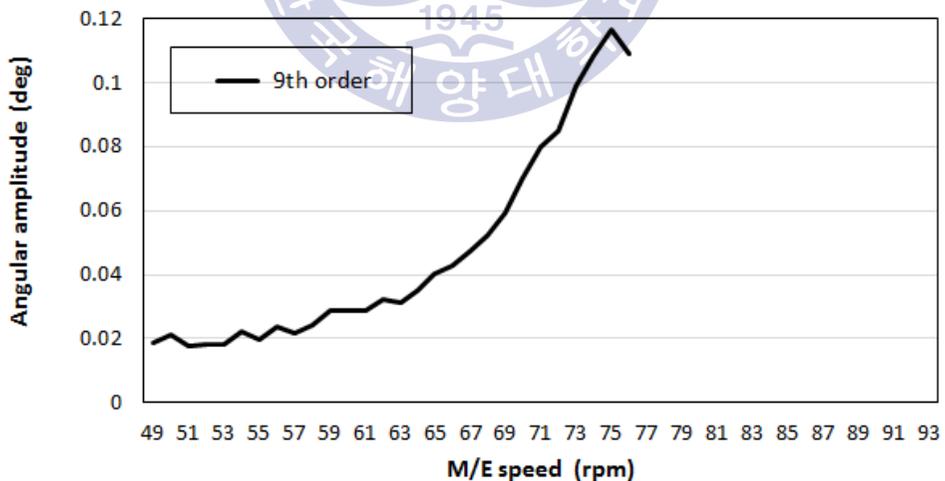


Fig. 4.4.11 9th Angular amplitude at flywheel on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

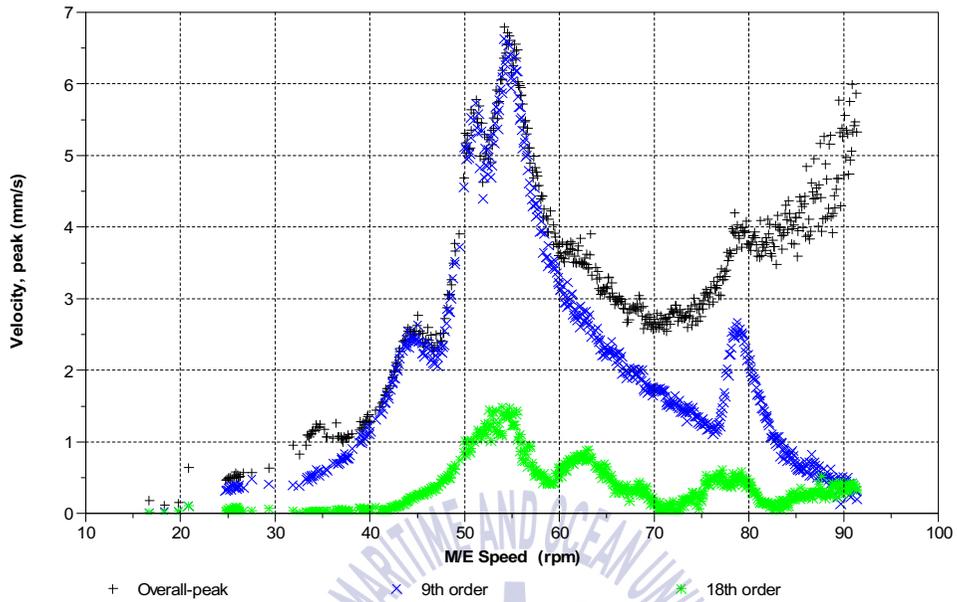


Fig. 4.4.12 Vibration velocity at engine block driving end on normal operating condition for 12RTA96C-B

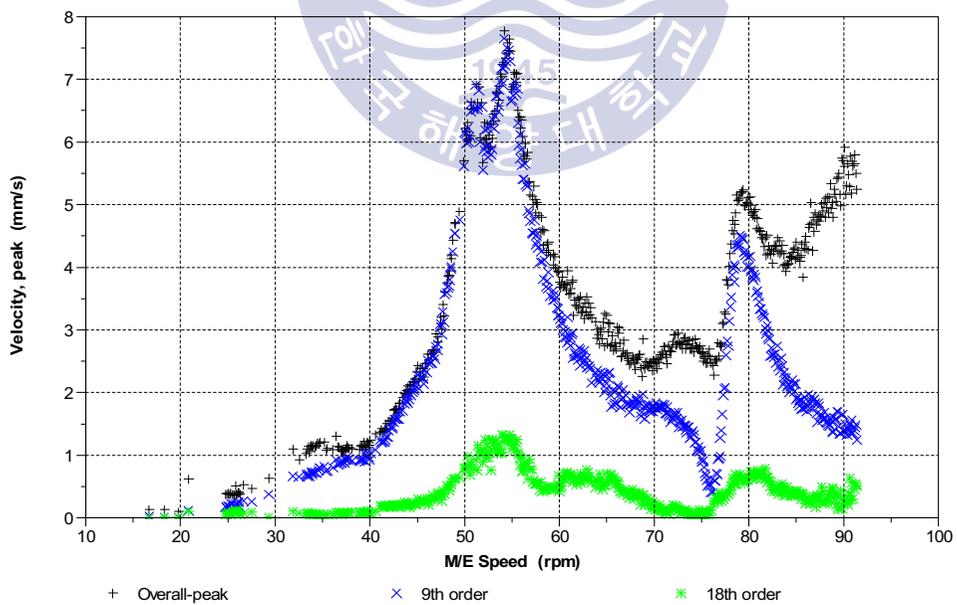


Fig. 4.4.13 Vibration velocity at engine block free end on normal operating condition for 12RTA96C-B

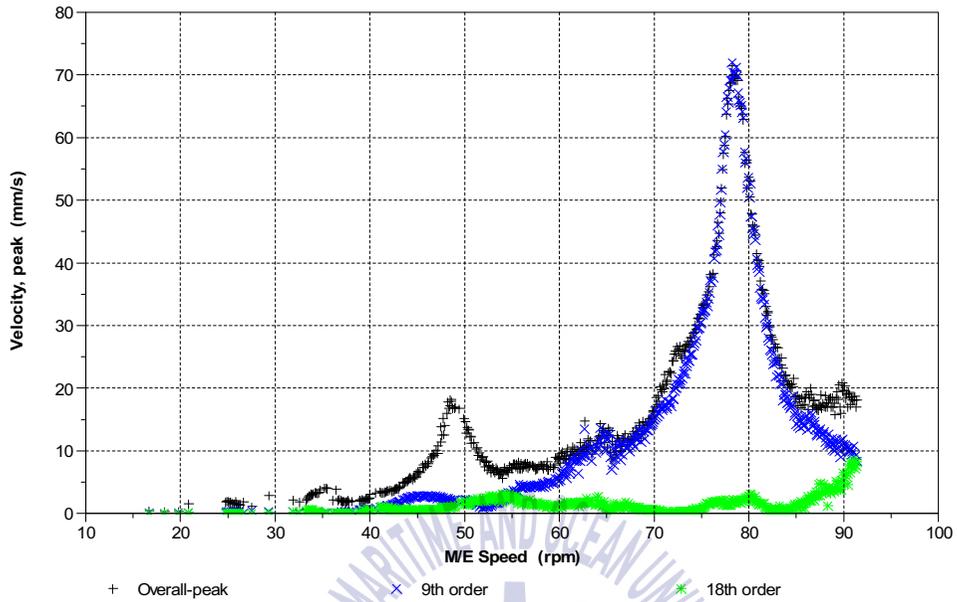


Fig. 4.4.14 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint driving end on normal operating condition for 12RTA96C-B

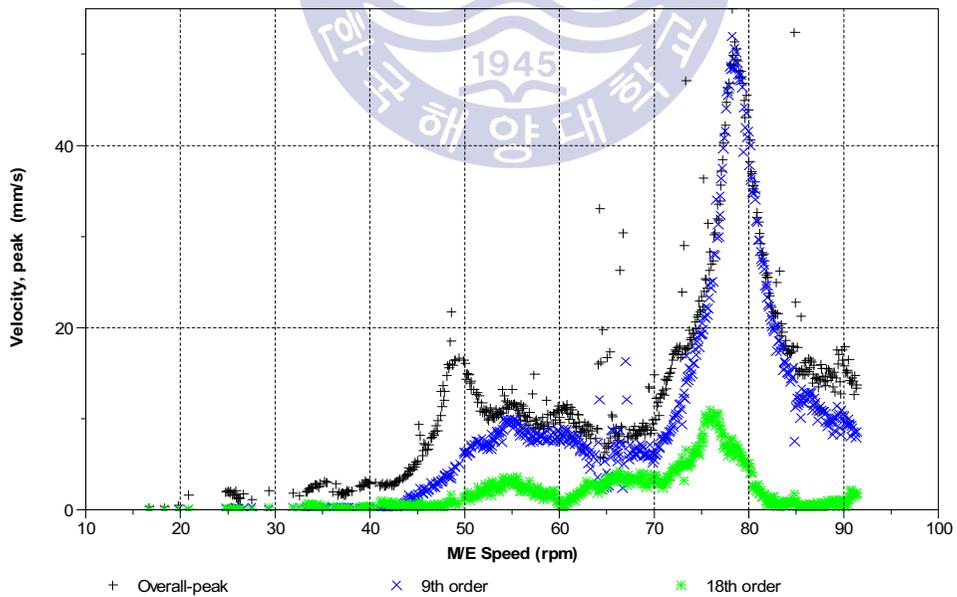


Fig. 4.4.15 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint free end on normal operating condition for 12RTA96C-B

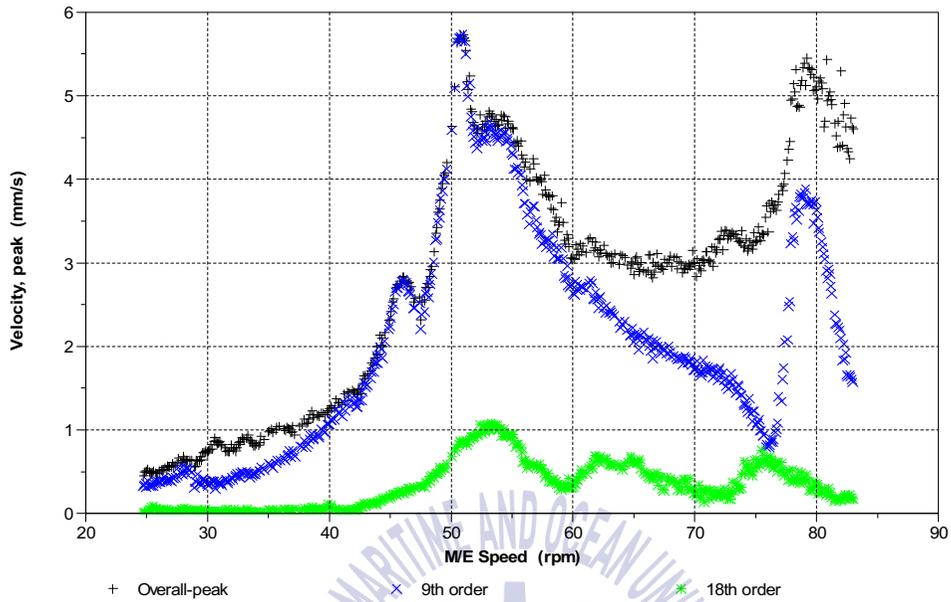


Fig. 4.4.16 Vibration velocity at engine block driving end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

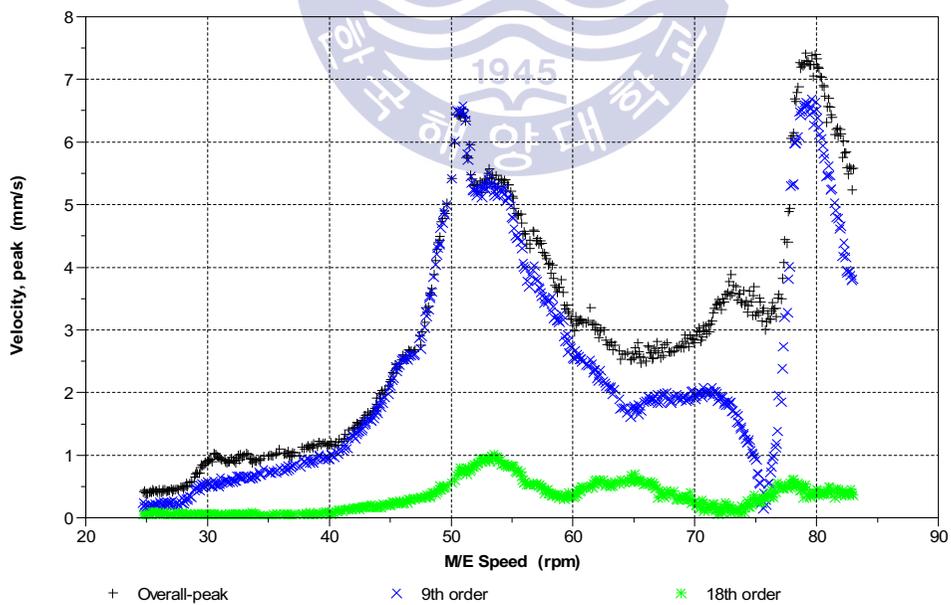


Fig. 4.4.17 Vibration velocity at engine block free end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

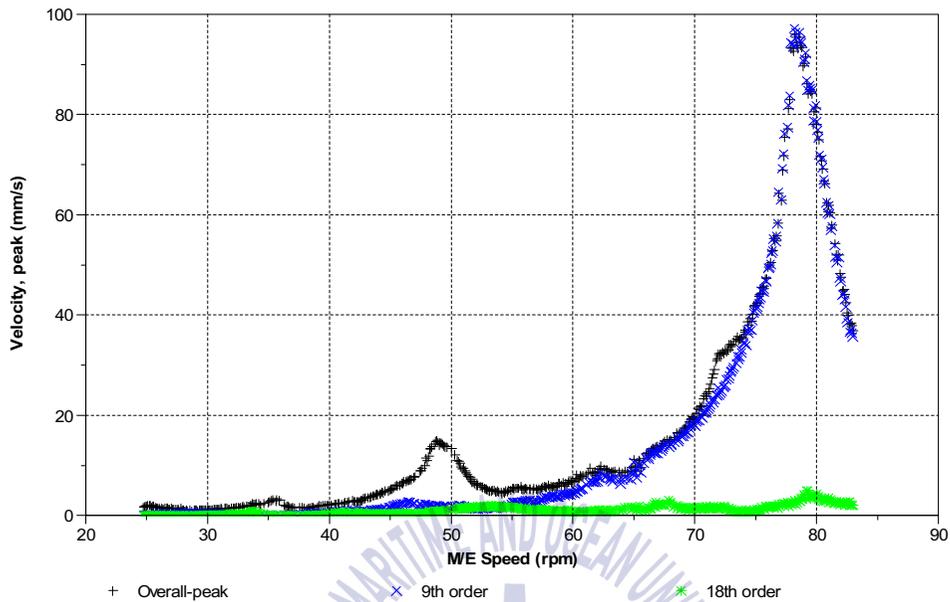


Fig. 4.4.18 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint driving end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

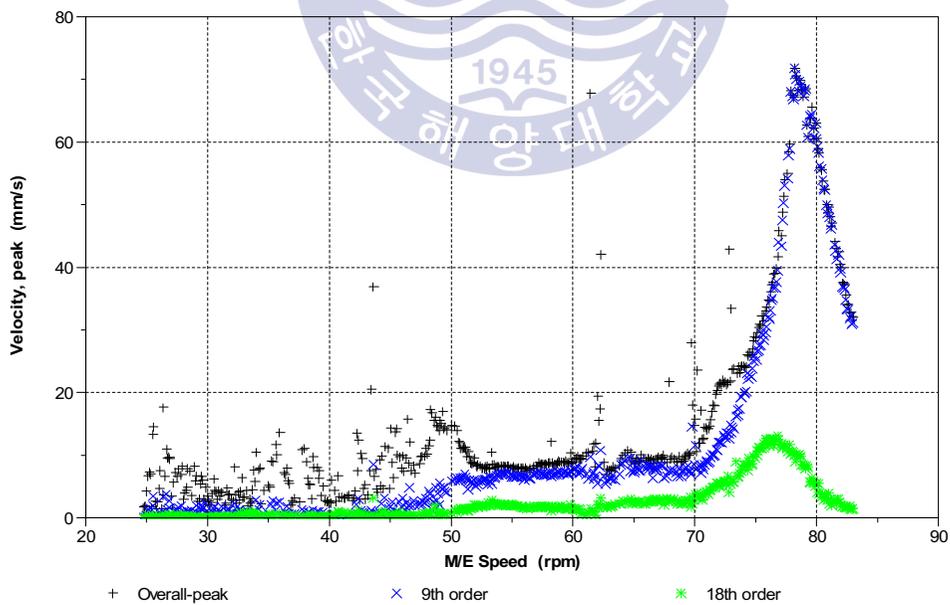


Fig. 4.4.19 Vibration velocity at exhaust receiver flexible joint free end on TCCO operating condition for 12RTA96C-B

4.5 선체진동 응답특성

세 번째 검토대상은 16,000 TEU 컨테이너선에 탑재된 디젤엔진으로 주요사양을 4.2절에 기술하였다. 앞서 설명한 바와 같이 작동중인 4기의 과급기중 2기의 과급기를 선박의 운항목적에 따라 선택적으로 차단할 수 있다. 본 절에서는 과급기 차단의 선택적 배치에 따른 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성과 이들의 2차 기진원 작용에 따른 선체진동 응답특성을 검토하였다.

검토대상의 디젤엔진은 4.2절에 언급한 바와 같이 연비개선을 위해 초기 설계출력에 대하여 부하는 75,275 kW(94%)로, 회전수는 100 rpm(98.0%)에 맞도록 정격출력 조정을 시행하였다. 추진기의 사양도 기존의 6개 날개에서 5개 날개로 바뀌었다. 정격출력조정 디젤엔진의 주요사양을 Table 4.5.1에 보인다. Fig. 4.5.1과 Fig. 4.5.2에 과급기 차단 조건에서의 디젤엔진 축계의 등가질량 탄성계 및 진동모드를 각각 보인다. 검토대상 디젤엔진은 사용구간 내에서 추진축계 시스템의 크랭크축에서 발생하는 과도한 비틀림진동을 억제하기 위해 크랭크축 자유단에 가이스링거 댐퍼가 설치되어 있다. 먼저 디젤엔진에 과급기 차단 적용하기 전 추진축계 시스템의 비틀림진동을 이론적으로 검토하였다. Fig. 4.5.3와 Fig. 4.5.4에 추진축계 시스템의 크랭크축에 추가되는 비틀림진동 응력과 프로펠러축에 추가되는 변동토크 값을 보인다. Fig. 4.5.5에 크랭크축 자유단에서의 비틀림 각변위를 보인다. 이들 축계 시스템에 대한 이론적 검토 결과 제작사에서 제시한 기준치를 모두 만족하고 있음을 알 수 있다.

엔진 부하조건에 따른 선택적 과급기 차단 배치로 1기의 과급기 차단시 안전상의 이유로 최대 엔진출력은 72%로 제한되었기에 사용회전수는 약 90 rpm으로 된다. 2기의 과급기 차단시 최대 엔진출력은 45%로 제한되었기에 사용회전수는 80 rpm으로 된다. 따라서 과급기 차단 선택에 따라 주 사용회전수는 약 25 rpm ~ 90 rpm 또는 25 rpm ~ 80 rpm 범위가 된다. 상기의 범위에 대한 비틀림진동 계산결과를 검토하면 이들 사용회전수내에 특히 1절 3차 및 4차, 2절 7차 11차 성분이 주 기진원으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 특히 80 rpm 부근

에서 2절 7차 크랭크축에 부가되는 비틀림진동 응력을 줄이기 위해 가이스링거 댐퍼를 설치하였다. 이는 2기의 과급기 차단시 최대 엔진출력 회전수에 해당한다. 따라서 80rpm 부근에서 발생 가능한 진동에 대한 주의가 요구된다.

감속운항을 위한 선택적 과급기 차단시 비틀림진동 응답특성을 검토하기 위해 기진력을 검토하였으며 Fig. 4.5.6에 그 결과를 보인다. 비교를 위해 Fig. 4.5.7에 정상상태에서의 비틀림 기진력을 보인다. 엔진출력 45%조건에 해당하는 평균유효압력 12 bar까지는 2기의 과급기 차단에 대한 하모닉스를 보이고 이후부터 엔진출력 72%조건에 해당하는 평균유효압력 17.7 bar까지는 1기의 과급기 차단에 대한 하모닉스를 보인다. 이들이 적용된 부하조건 내에서 비틀림 기진력인 하모닉계수가 정상작동 보다 높게 나타난 것을 알 수 있다.

과급기 차단 적용 후의 추진축계 시스템에 대한 비틀림진동 영향을 살펴보면 Fig. 4.5.8과 Fig. 4.5.9에 추진축계 시스템의 크랭크축에 부가되는 비틀림진동 응력과 프로펠러축에 부가되는 변동토크 값을 보인다. Fig. 4.5.10에 크랭크축 자유단에서의 비틀림 각변위를 보인다. 이들을 검토하여 보면 높은 비틀림 기진력 변화에도 불구하고 추진축계 시스템에 대한 이론적 검토 결과 제작사에서 제시한 기준치를 모두 만족하고 있음을 알 수 있다. 이들 계산결과를 보면 2기의 과급기 차단 적용 후 디젤엔진의 사용영역 내에서 1절 3차와 4차에 대한 비틀림진동 응답이 적용 전과 비교하여 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 특히 4차 성분에 대한 프로펠러축의 변동토크 값은 약 6배 이상 증가하였고 3차 성분에 대한 변동토크 값도 약 3배 이상 증가하였다.

한편, 검토대상의 디젤엔진이 탑재된 선박에서 바뀐 사양과 선택적 과급기 차단 장비의 설치 후 선박의 해상 시운전중 휠 하우스에서 높은 값의 종방향 진동레벨이 계측되었다. 특히, 1기의 과급기 차단보다 2기의 과급기 차단시 휠 하우스 전후 진동이 높게 계측되었다. Fig. 4.5.11 해상 시운전중 계측된 결과를 보인다. 휠 하우스에서 계측된 진동 값은 ISO 6954로 평가한다. 이에 따라 휠 하우스에서 발생한 종방향 진동문제를 검토하기 위해 선택적 과급기 차단 배치에 따른 추진축계 시스템의 비틀림진동 및 본체진동 그리고 선체진동 계측

을 실시하였다. 최근에 지어진 대형 컨테이너선은 거주구와 디젤엔진과의 거리가 약 250m정도 떨어져 있어 이들의 동시 계측시 불필요한 잡음을 제거할 필요성이 대두되었다.

1기의 과급기 차단과 2기의 과급기 차단 조건에 따라 크랭크축 자유단에서 계측된 비틀림 각변위 결과를 Fig. 4.5.12와 Fig. 4.5.13에 각각 보인다. 이들 결과를 검토하여 보면 비틀림진동 3차 성분만이 약 25% 증가하였고 나머지 비틀림진동 성분은 대등 소이한 결과를 보인다. 이론적 계산결과와 비교하면 공진점은 잘 일치하나 진동레벨은 다소 낮은 값을 보여주고 있다. 상기의 각 조건에 따른 엔진본체 자유단의 종방향에 대한 계측결과를 Fig. 4.5.14와 Fig. 4.5.15에, 횡방향에 대한 계측결과를 Fig. 4.5.16과 Fig. 4.5.17에 보인다. 또한 엔진본체 구동단의 종방향에 대한 계측결과를 Fig. 4.5.18과 Fig. 4.5.19에, 횡방향에 대한 계측결과를 Fig. 4.5.20과 Fig. 4.5.21에 각각 보인다. 이들 결과를 검토하여 보면 추진축계 시스템의 비틀림진동 응답특성과 달리 선택적 과급기 차단에 따른 본체진동 응답특성의 차이점을 구분하기 힘들었다.

다음으로 해상 시운전시 문제가 되었던 휠 하우스의 종방향 진동응답 특성을 상기조건에 따라 계측하고 검토하였다. 상기의 각 조건에 따라 Fig. 4.5.22와 Fig. 4.5.23에 휠 하우스 종방향 진동결과를, 이들에 대한 contour diagram을 Fig. 4.5.24와 Fig. 4.5.25에 각각 보인다. 이론적으로 계산된 비틀림진동 1절 고유진동수 3.14 Hz와 휠 하우스의 종방향 진동 고유진동수 3.3 Hz가 서로 근접해 있다. 또한 계측된 결과를 종합적으로 검토하여 보면 휠 하우스의 종방향 진동은 디젤엔진의 사용구간 내에서 3차 및 4차 성분에 의한 공진형상임을 알 수 있다. 특히 Fig. 4.5.22는 전형적인 선체진동 응답특성을 보여주고 있다.

이상으로부터 계산 및 계측된 결과를 요약하면 Fig. 4.5.8의 비틀림진동 계산에서 보는바와 같이 1절 3차 및 4차 성분이 과급기 차단시 사용구간 내에서 뚜렷이 나타나며 이들 추진축계 시스템의 비틀림진동이 2차 기진원으로 작용하여 거주구의 전후 진동응답으로 나타난 것으로 판단된다. 한편, 휠 하우스에서 계측된 해상 시운전시의 계측결과와 운항중인 선박에서의 계측결과 차이는 선

체의 부하조건에 따른 것으로 판단된다. 최근 디젤엔진에 비해 약한 선체구조로 인하여 거주구 상부의 주 공진점이 낮아지는 추세이며 선체와 같이 제작 후 변경이 힘든 구조물에 대해서는 디젤엔진의 사용구간에서 발생 가능한 공진의 회피 및 이들에 대한 사전검토가 필요함을 알 수 있다.



Table 4.5.1 Specification of the de-rated 14RT-flex96C-B

	Parameter	Specification
Engine	Type	14RT-flex96C-B
	Cylinder bore x stroke	960 x 2500 mm
	Power at CMCR	75,275 kW x 100 rpm
	No. of cylinder	14 ea
	Pme	17.3 bar
Damper	Type	Geislinger D 290/9/1
	Outer inertia	18,700 kgm ²
	Inner inertia	1,590 kgm ²
	Torsional stiffness	1.06E+08 Nm/rad
	Damping coefficient	530,000 Nms/rad
	Max. elastic torque	1050 kNm
	Max. damping torque	142 kNm/bar
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	5 ea
	Diameter	9.4 m
	Moment of inertia	392,225 kgm ² (in water)
	Archer' s damping factor	25.9
	EnergoproFin	1,769 kgm ² (in water)

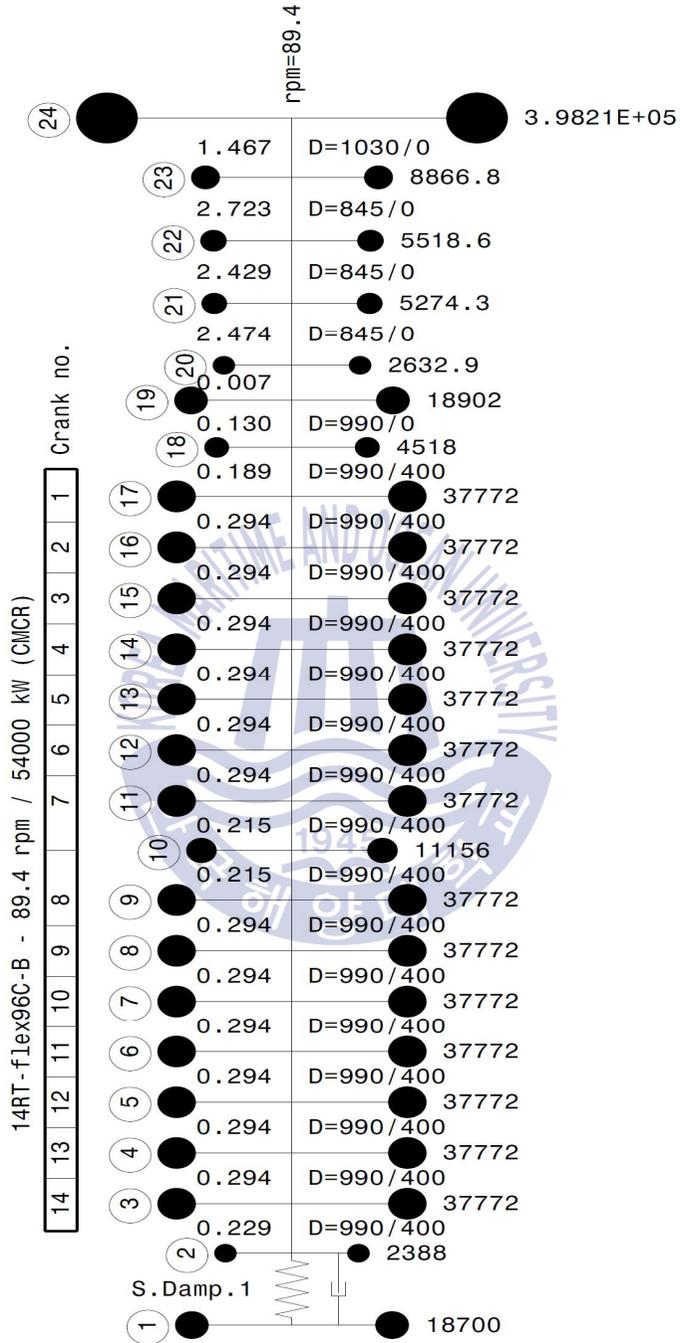


Fig. 4.5.1 Equivalent mass elastic system for de-rated 14RT-flex96C-B

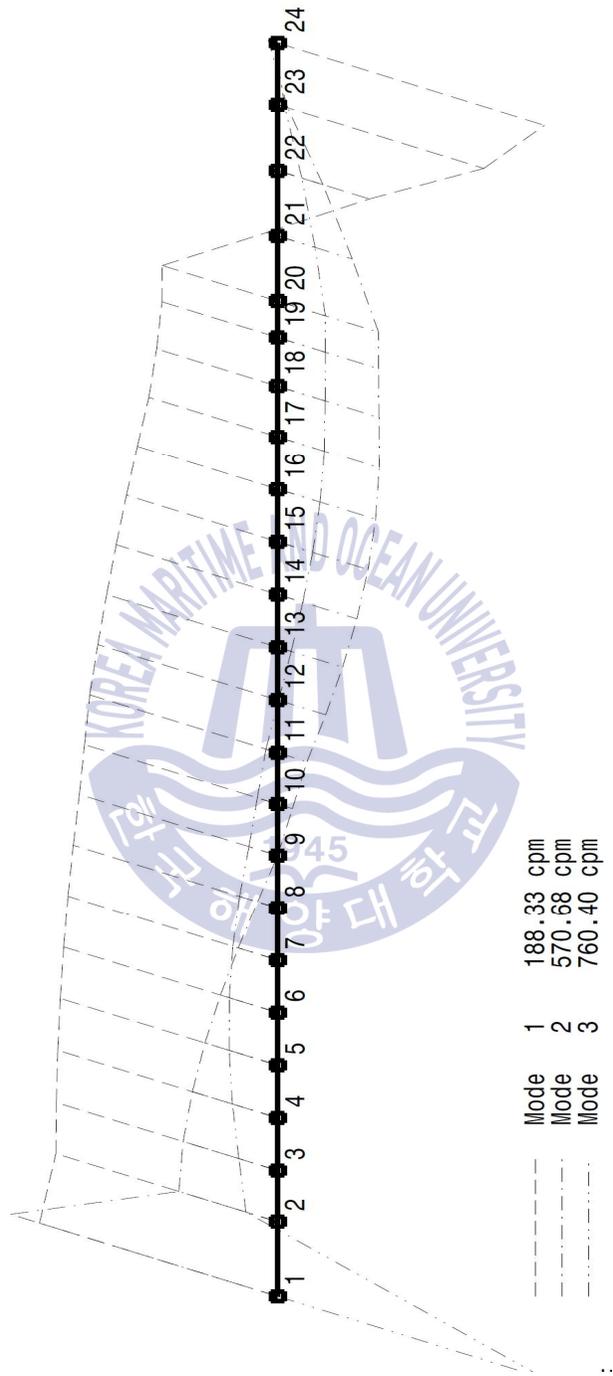


Fig. 4.5.2 Mode shape for de-rated 14RT-flex96C-B

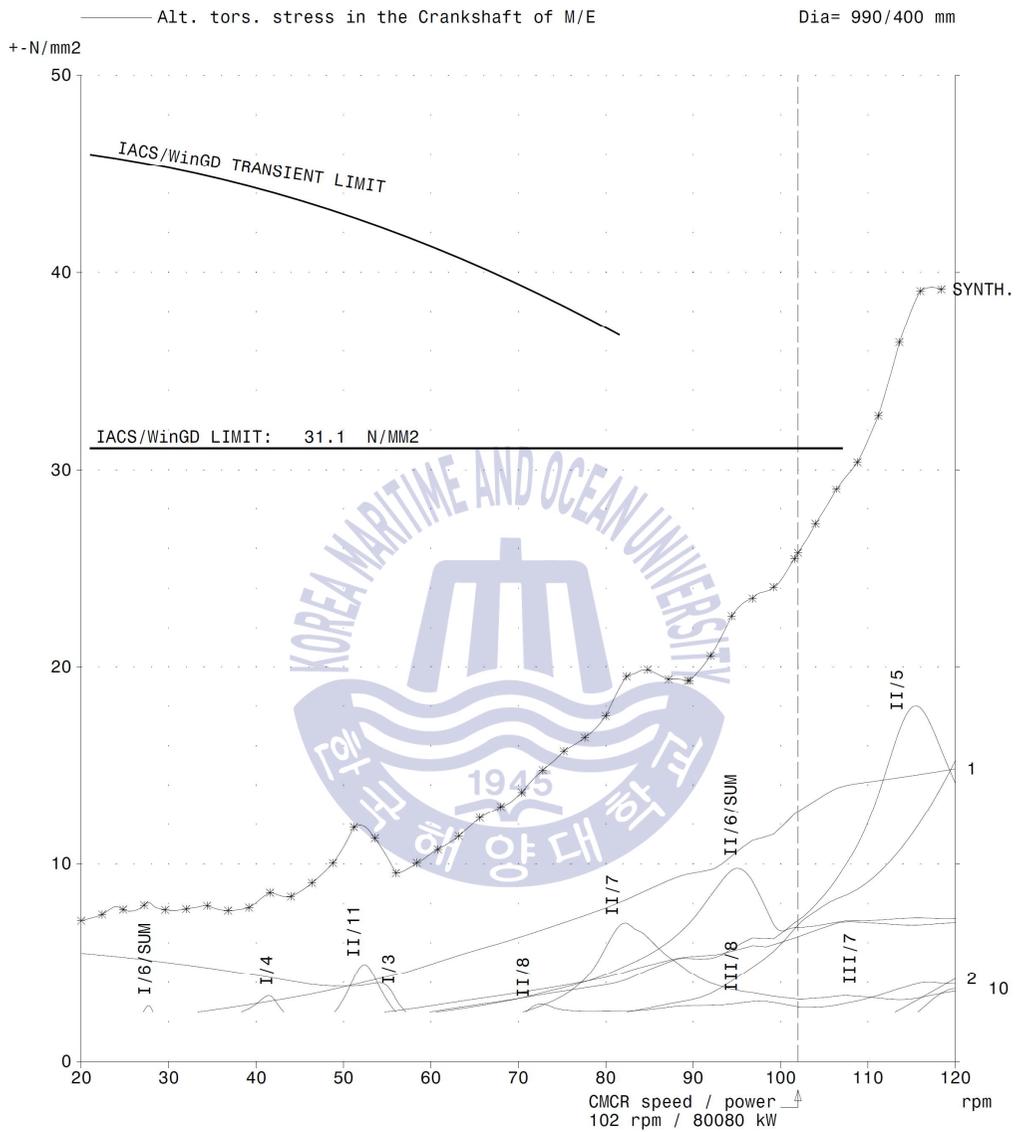


Fig. 4.5.3 Vibratory stress at crank shaft on normal operating condition for 14RT-flex96C-B

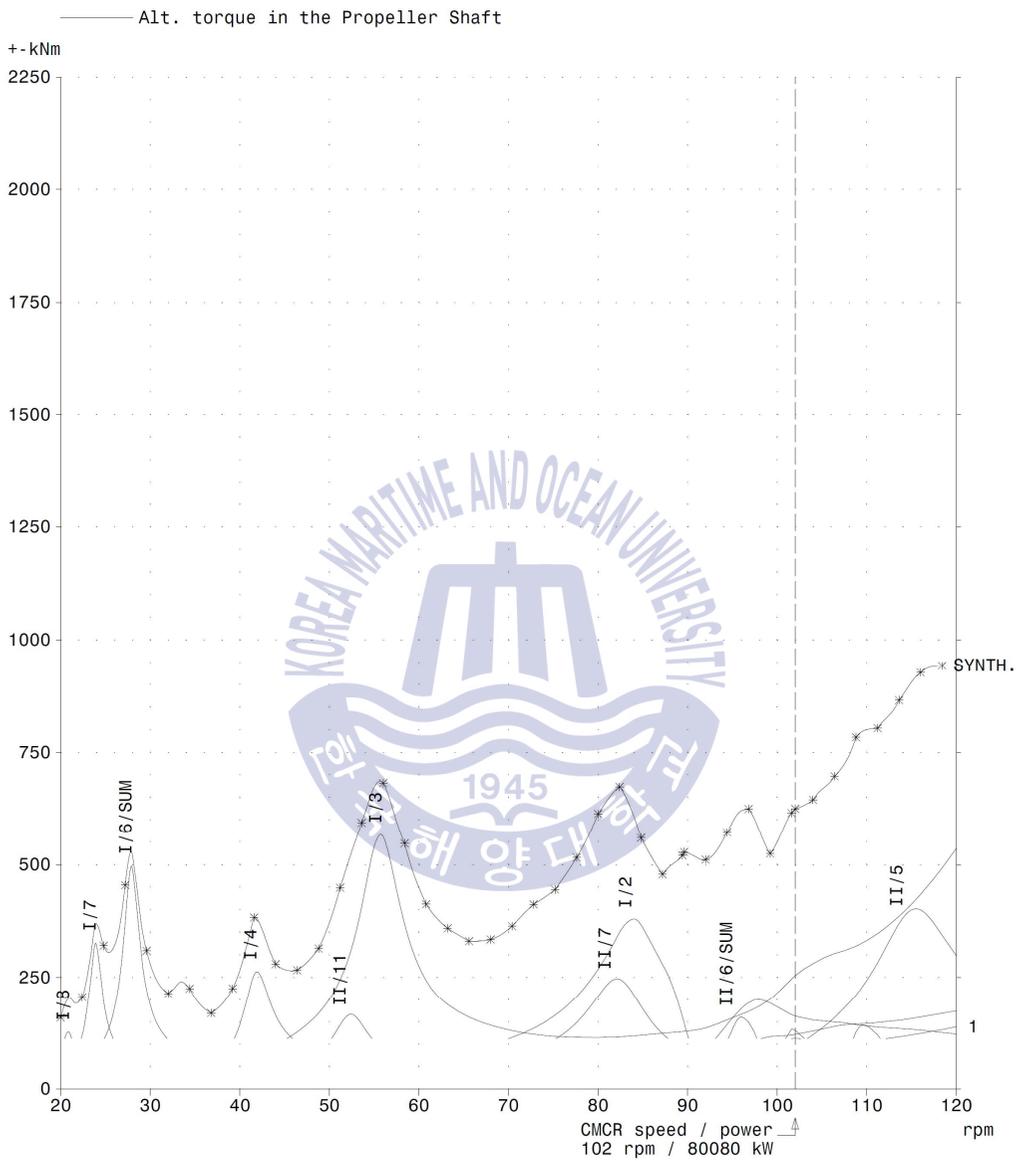


Fig. 4.5.4 Alternating torque at propeller shaft on normal operating condition for 14RT-flex96C-B

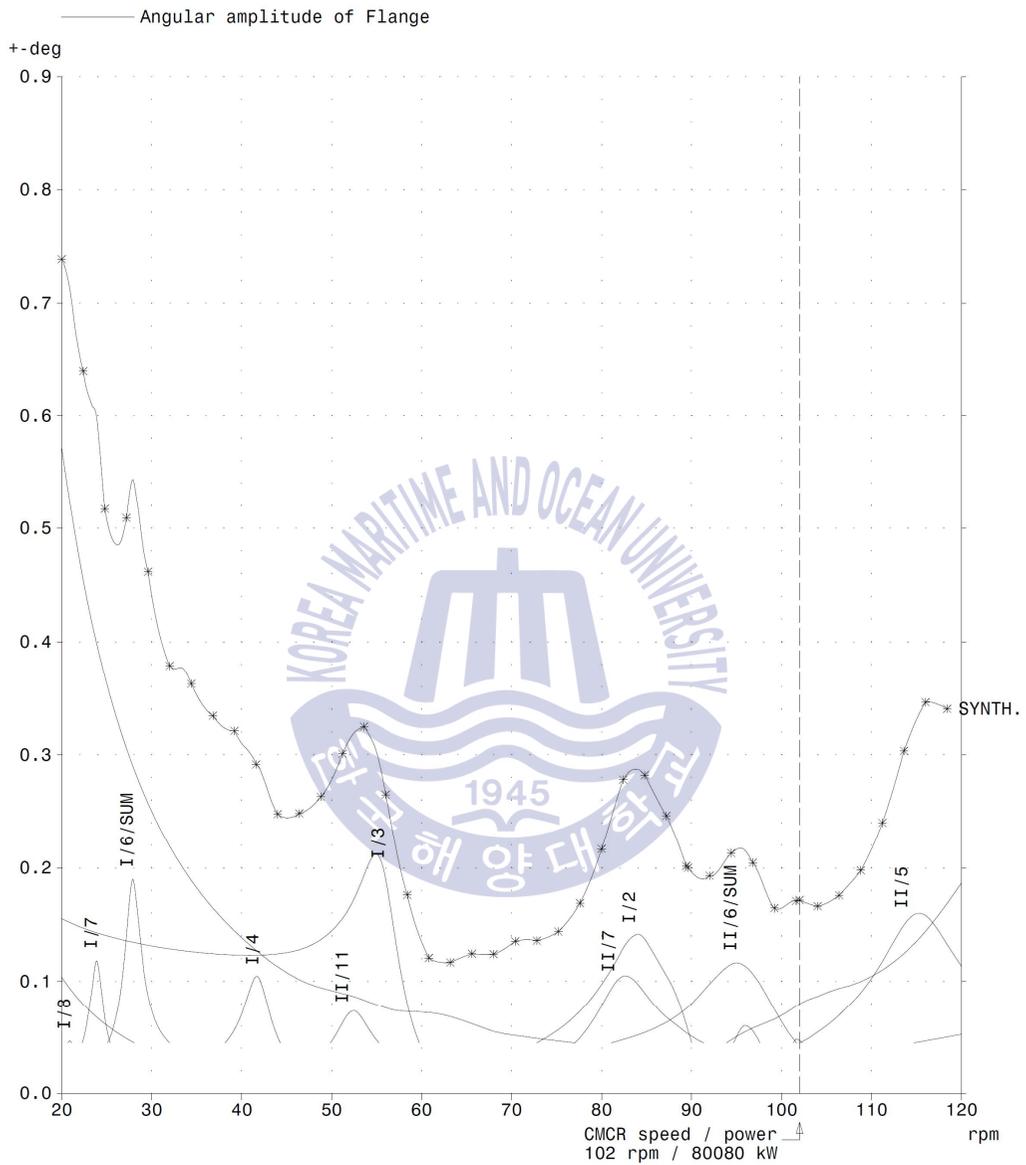


Fig 4.5.5 Angular amplitude at Geislinger damper on normal operating condition for 14RT-flex96C-B

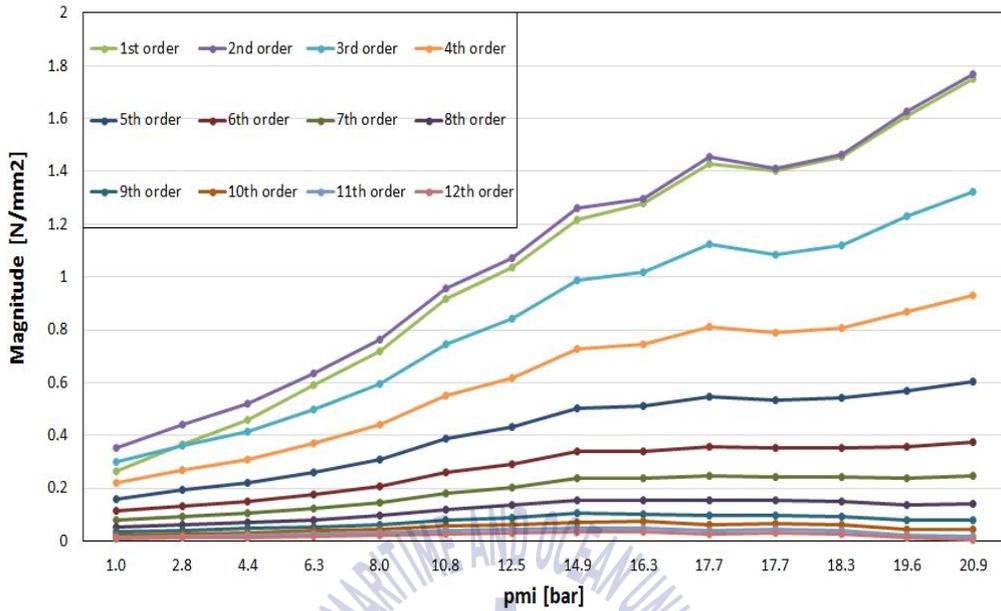


Fig. 4.5.6 Harmonics for normal operating condition for 14RT-flex96C-B

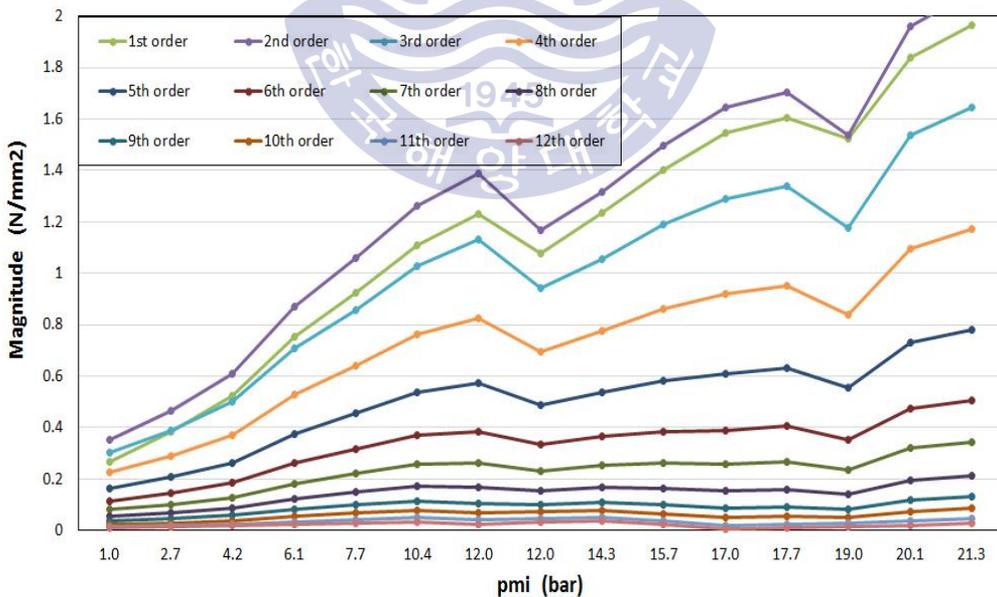


Fig. 4.5.7 Harmonics for 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

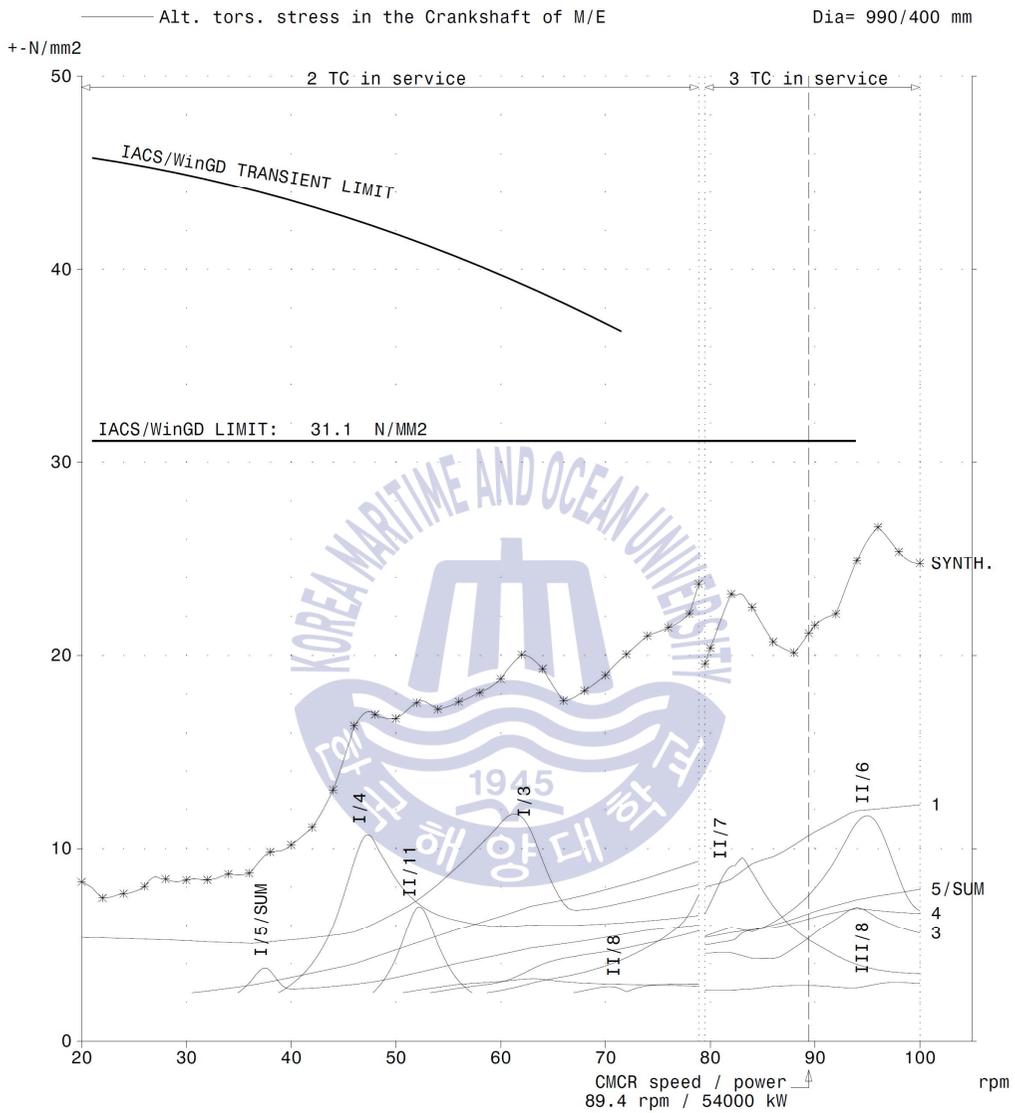


Fig. 4.5.8 Vibratory stress at crank shaft on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

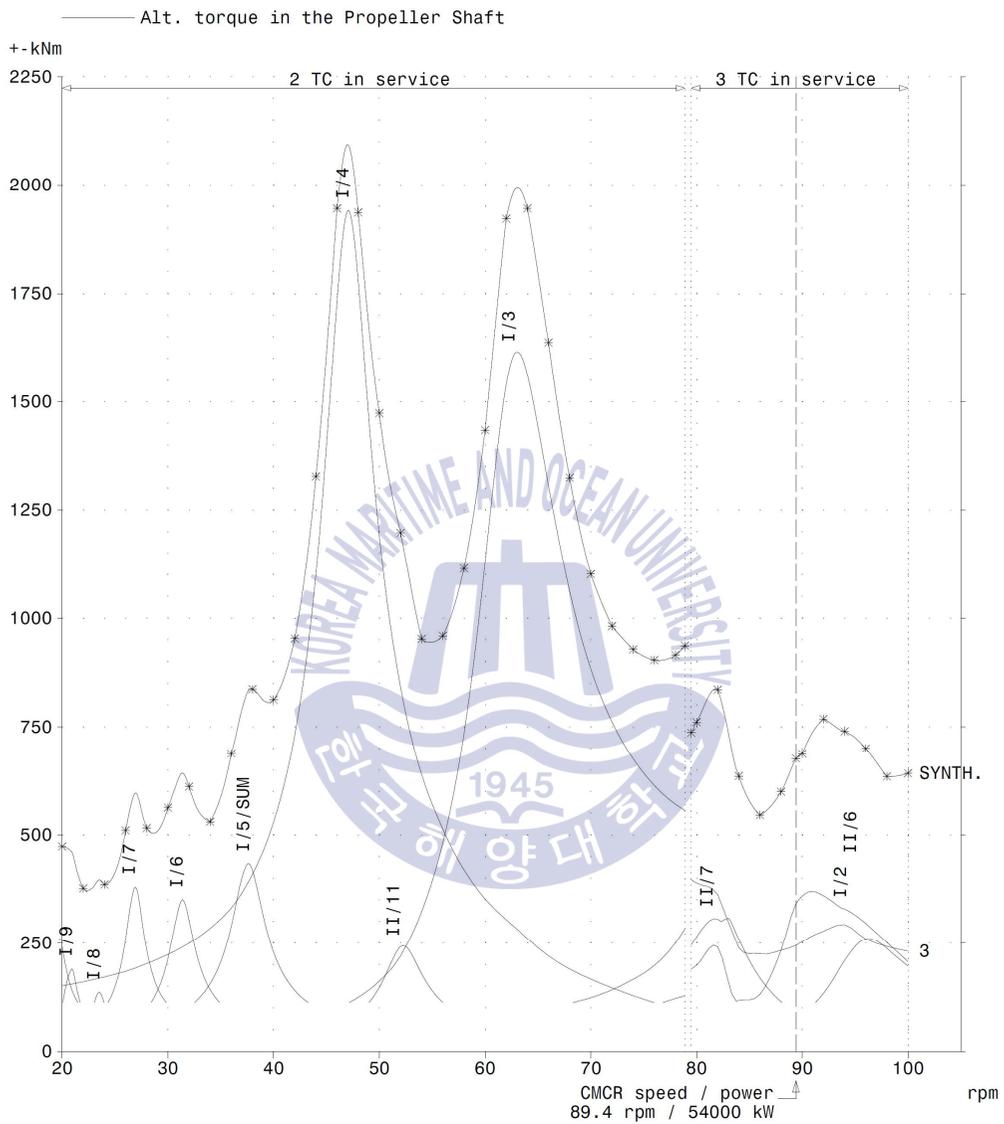


Fig. 4.5.9 Alternating torque at propeller shaft on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

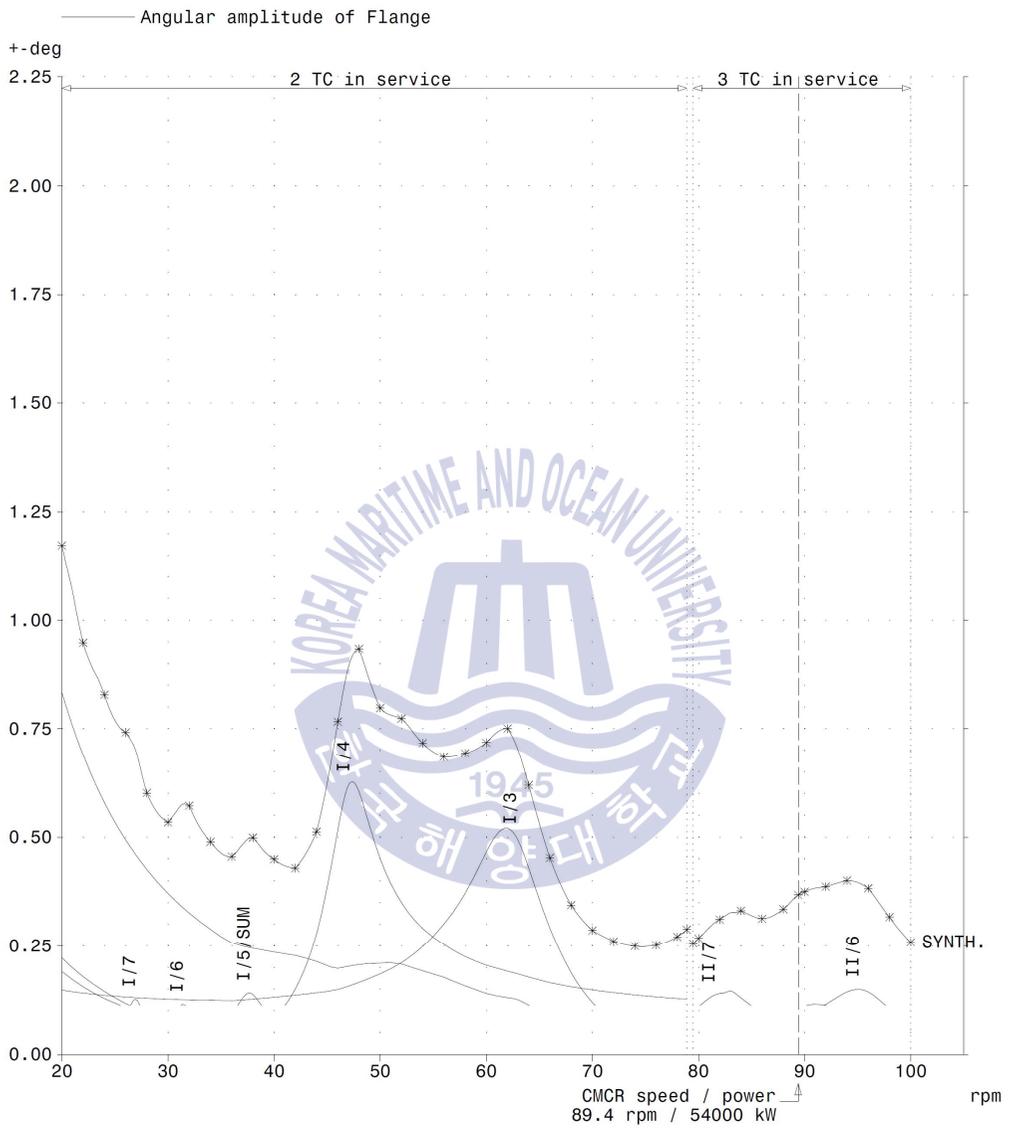


Fig. 4.5.10 Angular amplitude at Geislinger damper on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

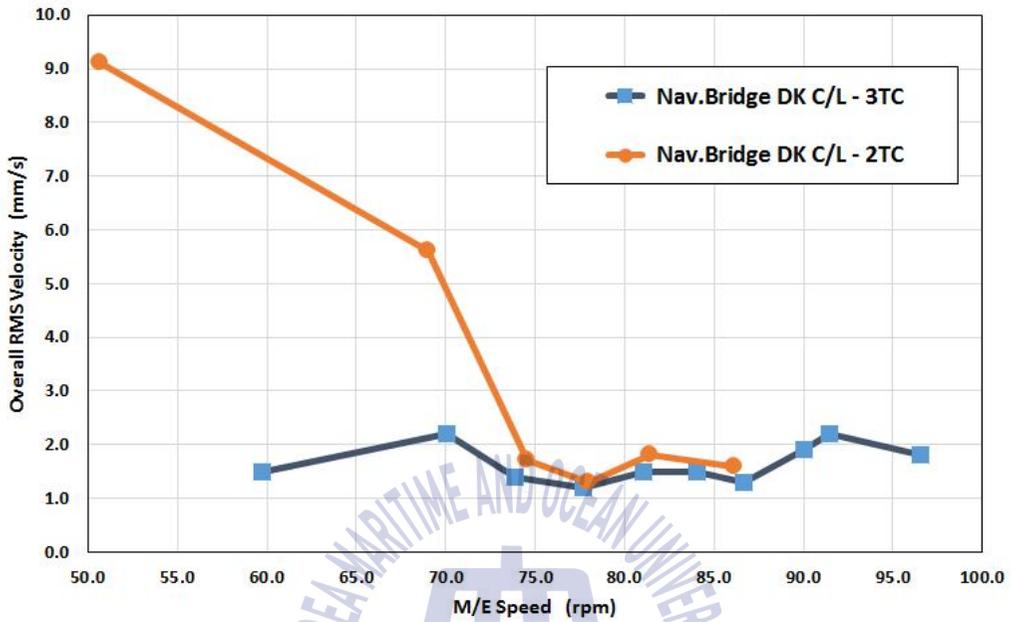
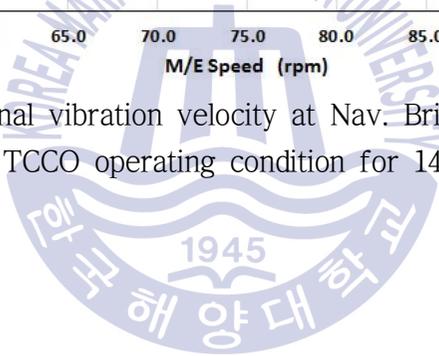


Fig. 4.5.11 Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center line on 1 TCCO and 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B



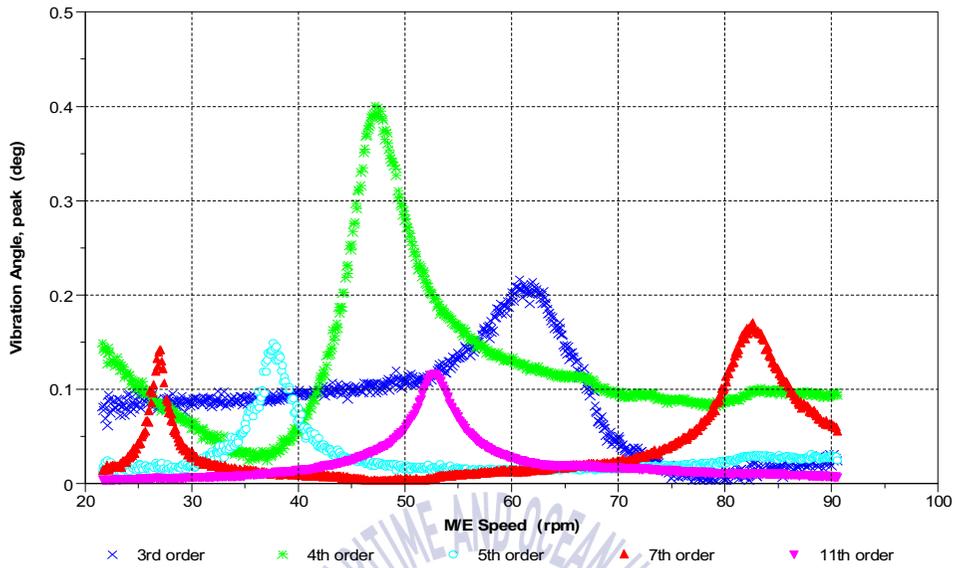


Fig. 4.5.12 Torsional angle amplitude at free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

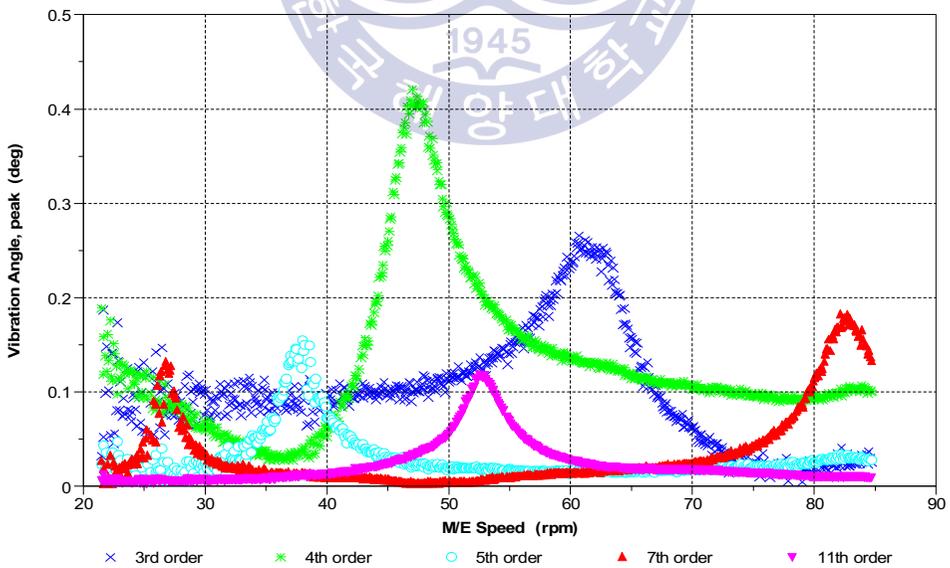


Fig. 4.5.13 Torsional angle amplitude at free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

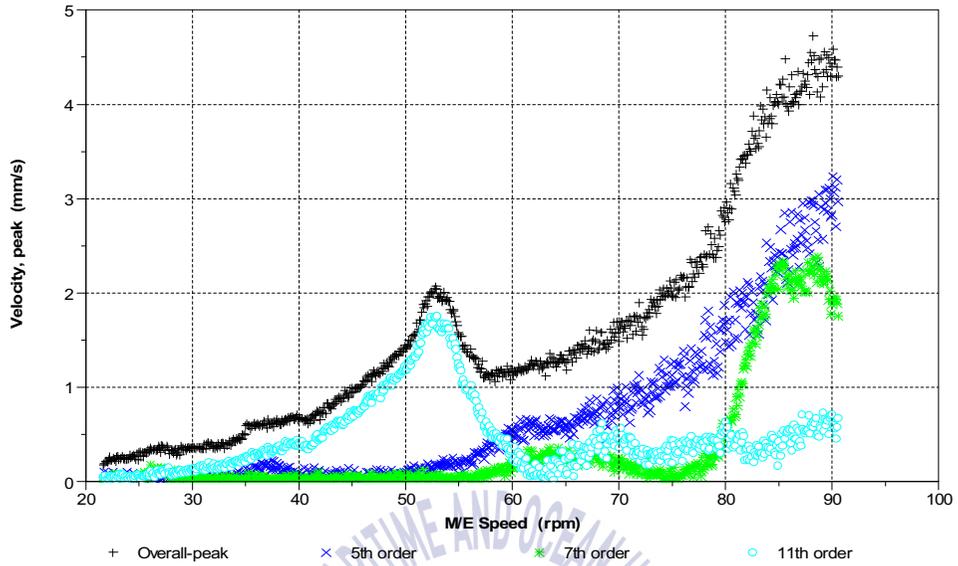


Fig. 4.5.14 Longitudinal vibration velocity at engine block free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

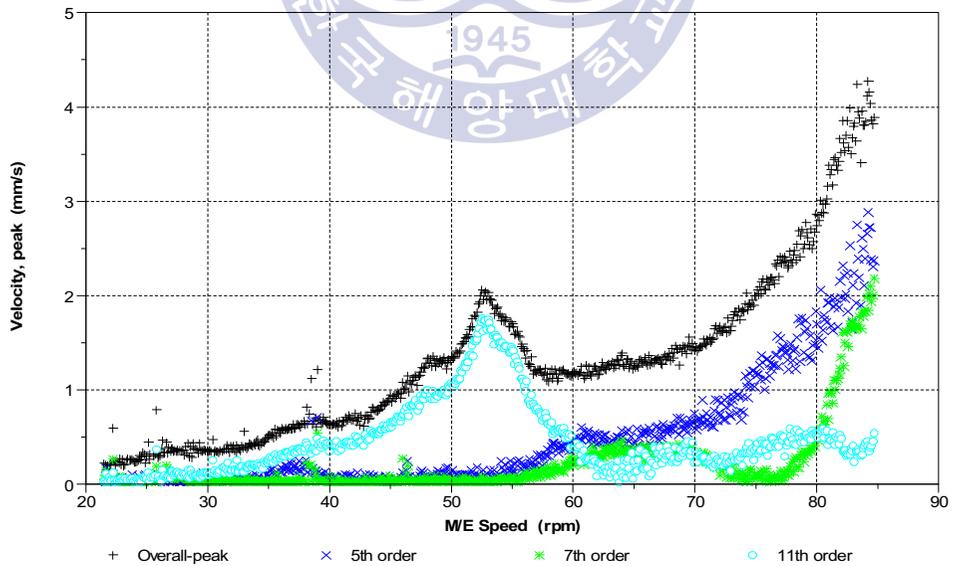


Fig. 4.5.15 Longitudinal vibration velocity at engine block free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

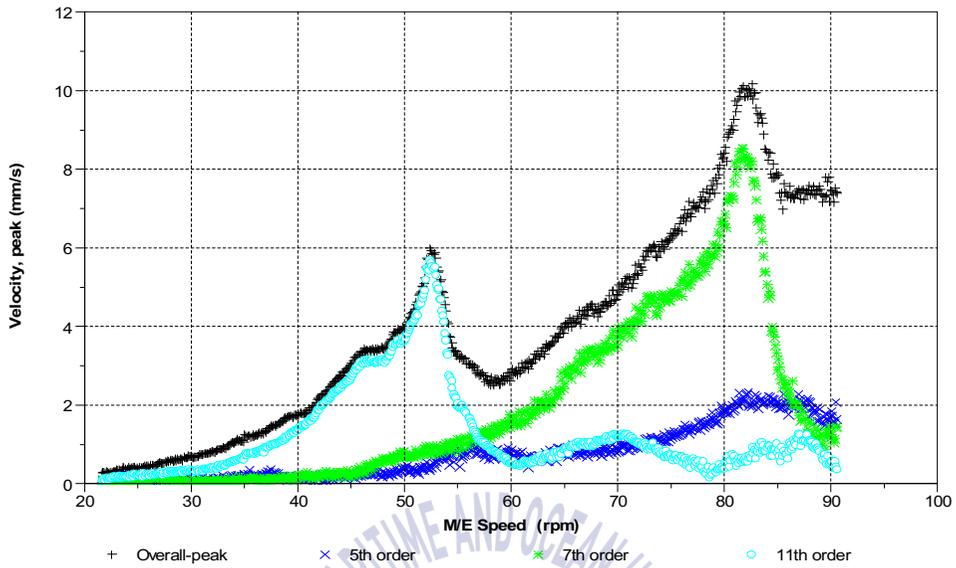


Fig. 4.5.16 Transversal vibration velocity at engine block free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

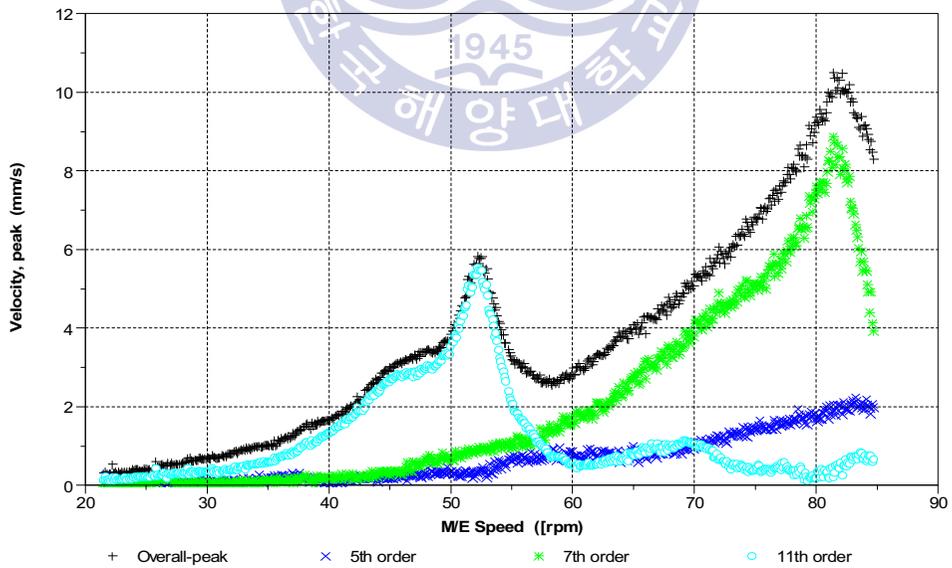


Fig. 4.5.17 Transversal vibration velocity at engine block free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

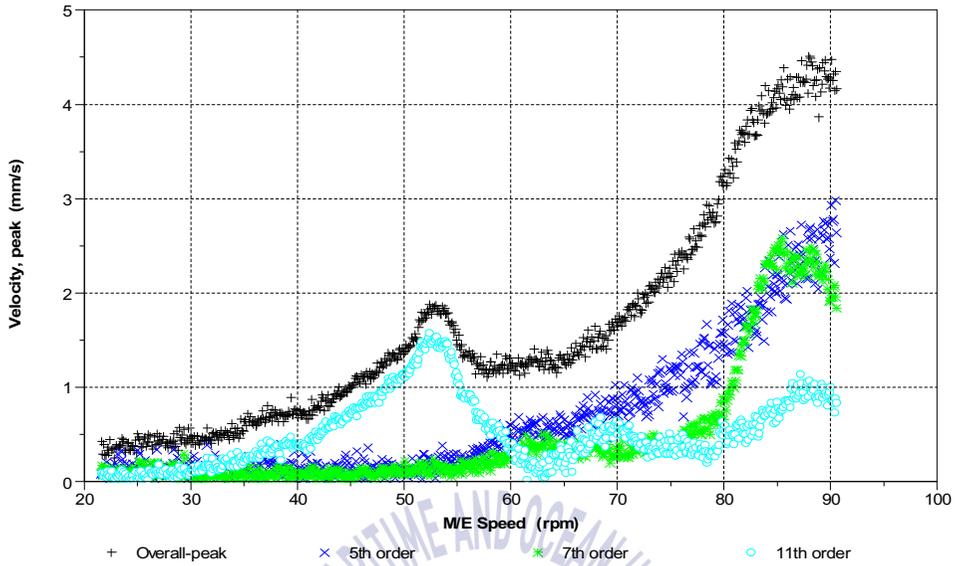


Fig. 4.5.18 Longitudinal vibration velocity at engine block driving end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

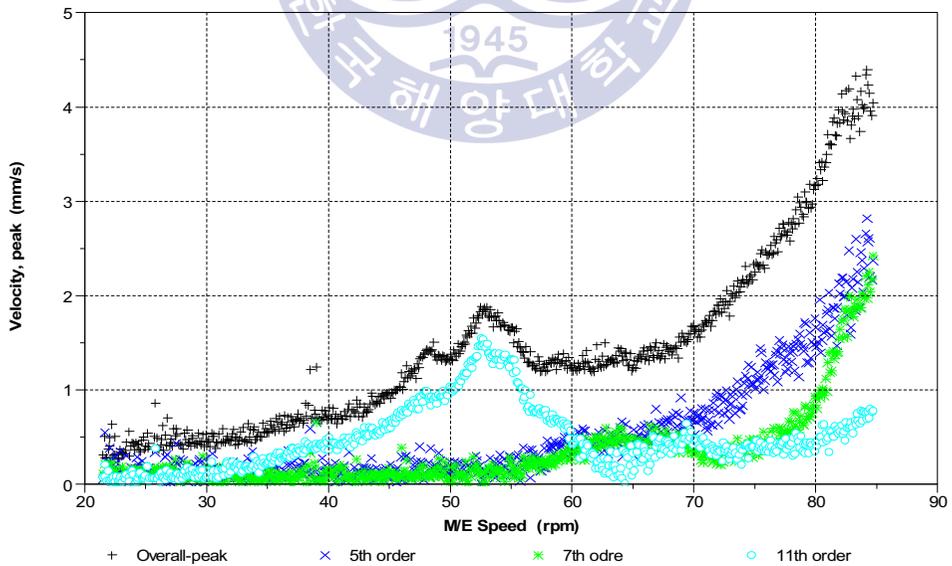


Fig. 4.5.19 Longitudinal vibration velocity at engine block driving end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

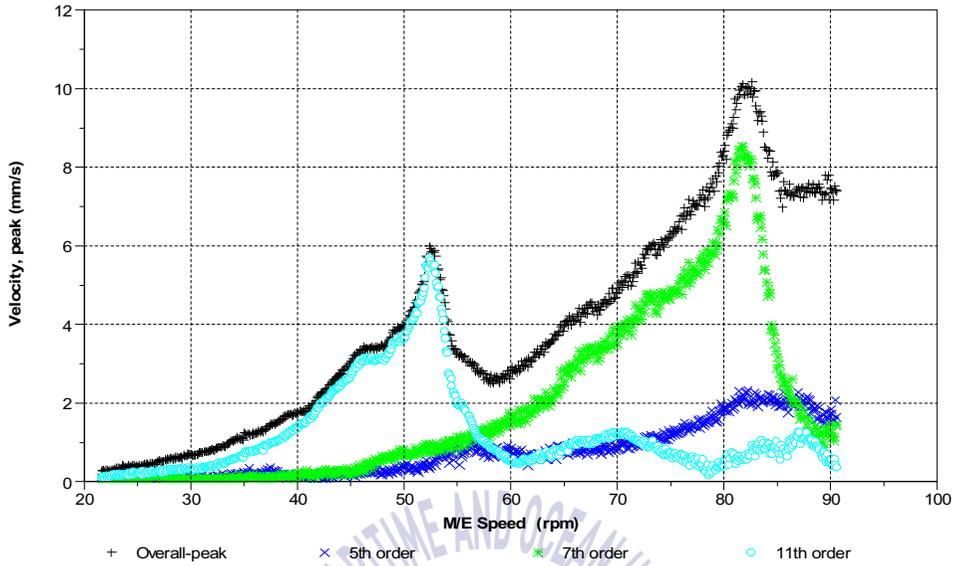


Fig. 4.5.20 Transversal vibration velocity at engine block free end side on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

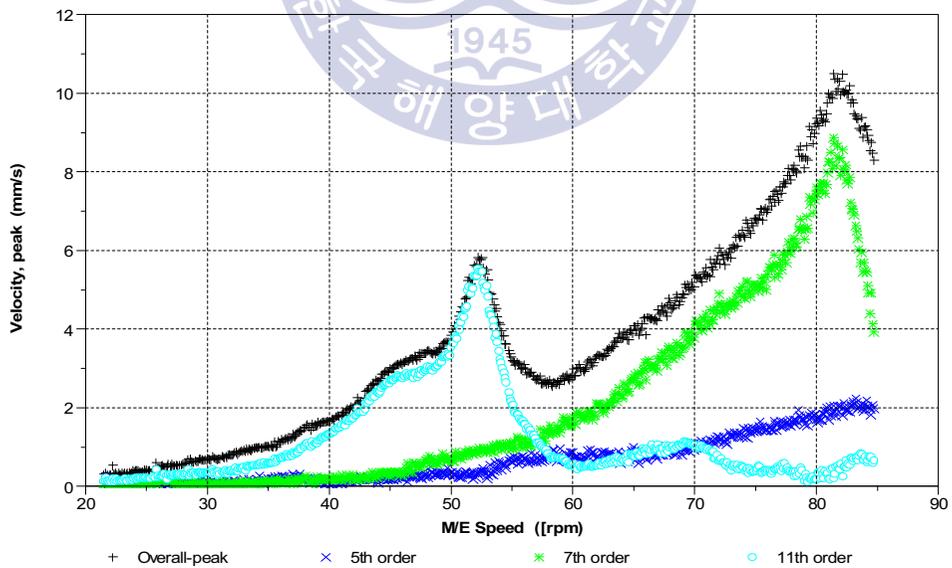


Fig. 4.5.21 Transversal vibration velocity at engine block free end side on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

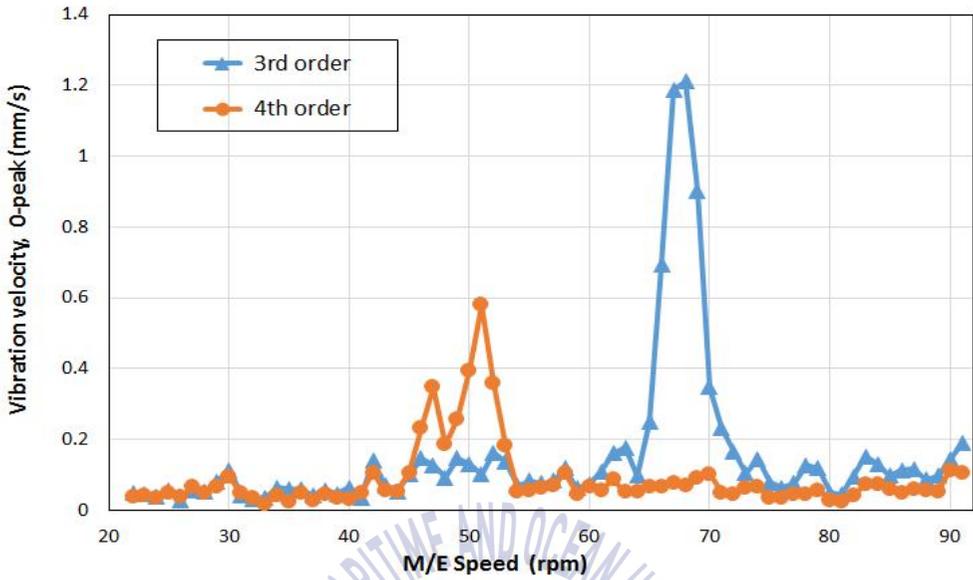


Fig. 4.5.22 Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center line on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

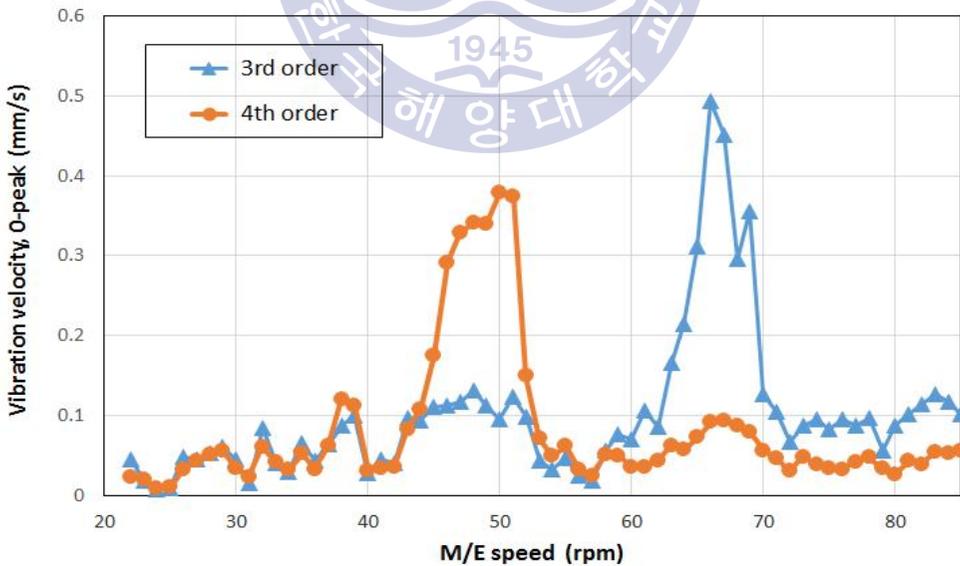


Fig. 4.5.23 Longitudinal vibration velocity at Nav. Bridge center line on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

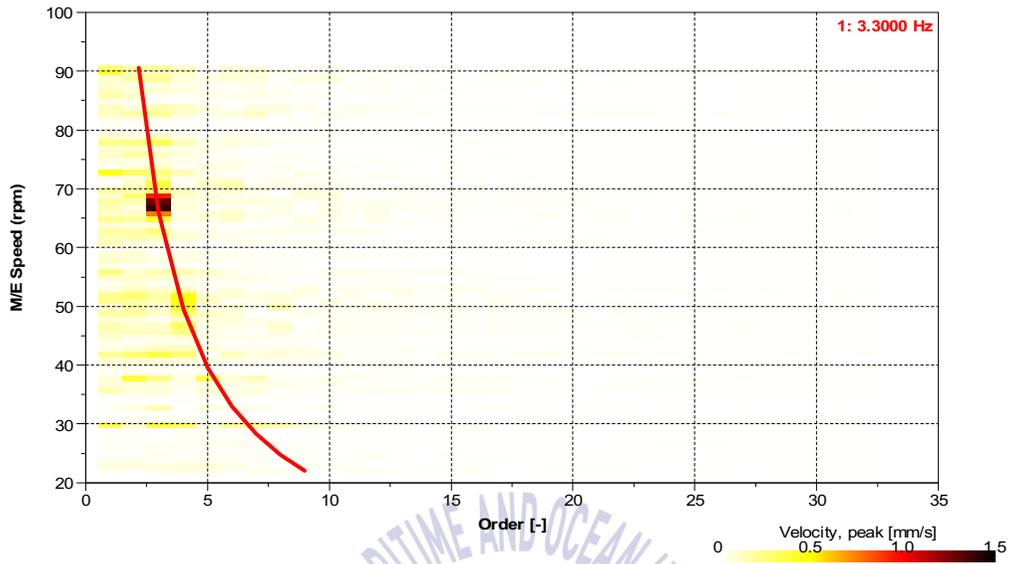


Fig. 4.5.24 Contour diagram at Nav. Bridge center line on 1 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

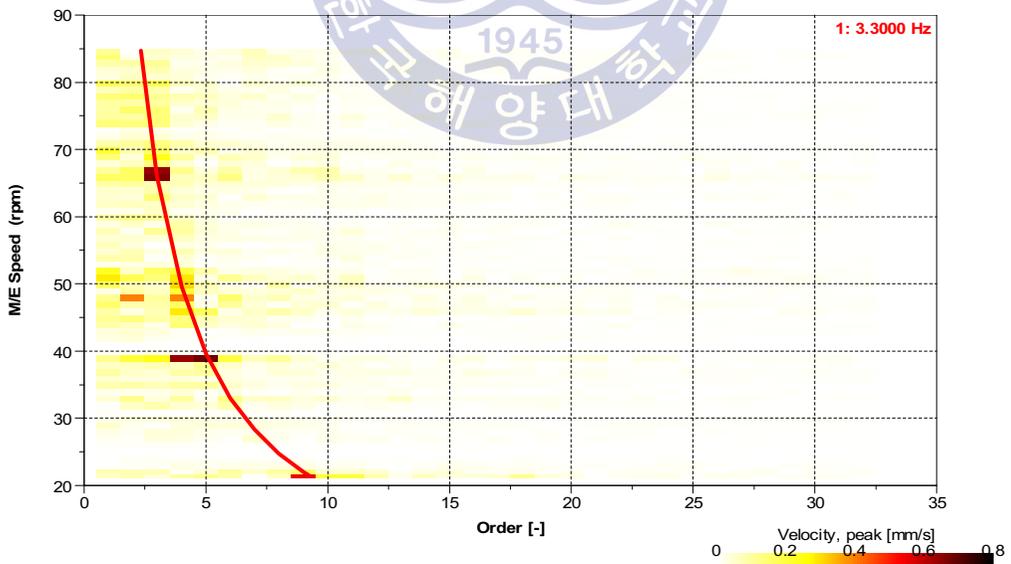


Fig. 4.5.25 Contour diagram at Nav. Bridge center line on 2 TCCO operating condition for 14RT-flex96C-B

제5장 결 론

본 논문에서는 운항중인 선박의 감속운항을 목적으로 저 부하영역에서 상용으로 운전되는 대형 2행정 디젤엔진에 실질적인 환경개선 기술이 적용된 경우에 발생하는 문제에 대해 연구하였다. 즉, 디젤엔진의 질소산화물 배출특성과 추진축계 비틀림진동으로 인해 발생하는 본체 및 엔진상부 구조물 그리고 선체의 진동응답 특성을 해석과 실측을 통해 확인하였고, 공진영역 및 과도한 응력이 집중되는 곳에 대한 진동영향을 사전에 검토하여야 함을 제시하였다. 이들을 요약하여 정리하면 다음과 같다.

(1) 운항중인 선박들의 메인엔진에 에멀전 연료유, 정격출력 조정, 자동 배기 밸브 개-폐시기 조절 그리고 과급기 차단과 같은 실질적인 환경개선 기술의 적용으로 대기환경에 미치는 질소산화물 배출특성을 검토하였다. 이들은 NTC 2008에 따라 운항중인 선박에서 측정한 것으로 적용사례별 또는 엔진 부하조건에 따라 차이는 있으나 공통적으로 연료소모량 절감과 질소산화물 배출량 증가의 상관관계를 확인하였다.

(2) 대형 2행정 디젤엔진의 연료유로 30% 물이 혼합된 에멀전 연료유 사용시 비틀림 기진력 변화를 검토하였다. 동일 출력조건 만족을 위해 기존 중유보다 25% 더 많은 양의 연료분사에 대한 비틀림 기진력 변화를 검토한 결과 기진력에 차이가 없거나 오히려 낮아짐을 확인하였다. 따라서 에멀전 연료유를 사용한 추진축계 시스템의 비틀림진동 평가는 기존의 중유에 사용한 기진력을 이용하여도 무방할 것으로 판단된다.

(3) 본 논문에서 검토대상으로 선정한 50K급 선박에 탑재된 메인엔진은 실린더 수를 줄이고 직경을 크게 한 정격출력 조정 디젤엔진으로 상용 운전영역에서 비틀림 진동레벨이 증가하여 연속사용금지 구간이 설정이 불가피하였다. 또한, 최대출력 회전수가 주 공진점 근방에 위치하여 통상의 운전영역에서 추진축계 시스템에 부착된 비틀림진동 댐퍼의 성능이 제작사에서 제시한 설계 제한 값에 근접할 수도 있으므로 축계 설계시 주의하여야함을 확인하였다.

(4) 기존의 기계식 캠으로 구동되는 디젤엔진에 배기밸브 계-폐시기 조절 시스템과 정격출력 조정 그리고 과급기 차단을 동시에 적용하면 특정 부분부하에서 정상대비 1.4 ~ 1.5배정도 비틀림 기진력이 증가하므로 추진축계 시스템의 비틀림진동 해석시 주의할 필요가 있음을 확인하였다.

(5) 컨테이너선들의 메인엔진에 과급기 차단시 저 부하영역에서 추진축계 비틀림진동이 증가한 것을 해석과 실측을 통해 확인하였다. 특히 8,100 TEU급 12기통 메인엔진에서 과급기 차단시 추진축계 2절 비틀림진동이 본체진동 및 상부구조물의 X 모드 진동과 공진함을 축계 비틀림진동 해석과 상부구조물의 실측으로 확인하였다. 이는 이들 부속장치에 대하여 설계 시 공진의 발생 가능성을 고려한 검토가 필요함을 의미한다.

(6) 16,000 TEU급 14기통 메인엔진에서 선택적 과급기 차단시 추진축계의 1절 3차와 4차 비틀림진동이 휠 하우스의 종방향 고유진동수와 일치하여 공진이 발생한 것을 비틀림진동 해석과 거주구 상부의 실측을 통해 확인하였다. 특히 선체와 같이 제작 후 변경이 힘든 구조물에 대해서는 선택적 과급기 차단시 발생 가능성이 있는 공진에 대한 회피와 이를 제어하기 위한 사전 검토가 요망된다.

참 고 문 헌

- [1] R. Wettstein,, 2009. Wartsila RF-flex electronic controlled common-rail engine Technology & benefits. *Wartsila Technical Conference*.
- [2] H.S. Jang, J.W. Lee, K.K. Lee & J.S. Choi, 2014. 선박용 가스엔진의 NOx 배출량예측에 관한 연구, *한국마린엔지니어링학회*, Vol. 38, No. 6 pp 658 ~ 665.
- [3] 임종관 등, 2010. *녹색해운 전망과 대응전략*. 한국해양수산개발원.
- [4] E.S. Jeong, & J.U. Lee, 2007. 선박용 대형 디젤기관의 유압기술. *유공압시스템학회지*, 제 4권 제2호 pp. 10~18.
- [5] Clarkson, 2014. *The shipbuilding forecast club forecast report*. Clarkson research service Ltd.
- [6] 양종서, 2012. *Green-ship: 고연비, 친환경 선박, 조선산업의 새로운 도전과 기회*, KEIBK
- [7] Kare Groes Christiansen, 2014. *World Ocean Forum*. ISMT.
- [8] Torsten Philipp, 2014. *Influence of emission of regulations and fuel saving technologies on torsional vibrations in large engine applications*. Torsional Vibration Symposium.
- [9] 이문식 등, 2015. Slow steaming이 적용된 2행정 주기기관의 NOx 특성과 진동에 관한연구, *한국마린엔지니어링학회*,
- [10] 김창욱, 2014. *최신 선박기술 동향과 전망*, 한국선급.
- [11] MS Lee, 2015. *Test report for 8RT-flex68D GWS-380*, WKR
- [12] MS Lee, 2016. *TVC report for 8RT-flex68D GWS-380*, WKR
- [13] MS Lee, 2016. *Test report for 14RT-flex96C-B*, WKR

- [14] IMO, 2009. *Guidelines for exhaust gas cleaning systems, Resolution MEPC.184(59)*, IMO
- [15] 오승구, 1999. *유가급등에 따른 영향과 대응*. 삼성경제연구소.
- [16] 전형진, 고병욱, 이언경, 윤재웅, 2014. *글로벌 무역패턴 변화와 해운산업의 대응전략*. 한국해양수산개발원.
- [17] James J. Corbett and James Winebrake, 2008. *The impacts of globalization on international maritime transport activity. Energy and Environmental Research Associates. the United States.*
- [18] 한국해양수산개발원, 2011. *미래 녹색선박산업 추진 전략*. 국토해양부 한국해양수산개발원.
- [19] Kimihiko Sugiura, et al., 2010. *Theoretical and experimental study on measures to minimize the NOx - SFC trade-off*. CIMAC Congress Paper No. 205.
- [20] Matthias Geislinger, 2016. *Inspection report damper 5RT-flex58T*. Geislinger.
- [21] Geislinger, 2015. *Manual for GD2-Damper*. Geislinger.
- [22] Dnv, 2009. *Spring tuned damper Selection procedure*. Dnv report.
- [23] Teus van Beek, 2004. *Technology guidelines for efficient design and operation of ship propulsor*. WPNL.
- [24] WPNL, 2013. *Propulsion improvement proposal*. WPNL.
- [25] WPNL, 2014. *Energy efficiency improvement study*. WPNL
- [26] D.C. Lee, J.S. Kim & J.H. Kim, 2013. *선박추진축계의 2절 비틀림진동에 기인한 주기관 X-모드 진동현상의 연구*, 한국소음진동공학회논문집. 제 23권 제 8호. pp. 624-630.

- [27] Christian Schwerdt, 2006. *Modelling NO_x-Formation in Combustion Processes*. Lund University.
- [28] Kees Kuiken, 2008. *Diesel Engines for ship propulsion and power plants*, Target Global Energy Training.
- [29] Svend Hemmingsen, *Air pollution from large 2-stroke diesel engines and technologies to control it*. MAN B&W Diesel A/S.
- [30] IMO, 2012. *Technical code on control of emission of nitrogen oxides from marine diesel engines, NO_x Technical Code 2008*, IMO
- [31] IMO, 2012. *Regulation for the prevention of air pollution from ship, MARPOL Annex VI*, IMO
- [32] ITV, 2016. *The thermal flame theory*. Institut für Technische Verbrennung
- [33] 이돈출, 1995. 대형 디젤엔진의 본체 및 축계 진동 제어. 박사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [34] 전효중, 이돈출, 2003. 推進軸系 振動論. 다솜출판사.
- [35] 전효중, 김의간, 1999. 기계역학. 효성출판사.
- [36] 전효중, 1986. 船舶動力傳達裝置. 태화출판사.
- [37] 한국선급, 1997. 선박 진동 소음 제어지침. 한국선급.
- [38] 전효중, 1996. 내연기관강의, 효성출판사.
- [39] 김문찬, *MDO (Marine Diesel Oil) 에멀전 연료에 의한 디젤엔진의 배출가스 저감*, KSEE 2014.

감사의 글

석사과정 졸업 후 지금까지 진동소음 분야에서 일하는 동안 삶의 기반을 만들어 주신 교수님께 마음 깊은 감사의 말을 드립니다. 돌이켜 보면 석·박사과정동안 여전히 부족한 축계진동분야에 학문적 깊이의 초석을 만들어 주셨으며 이론과 실측의 중요성을 매번 강조하셨던 것으로 기억합니다. 또한 인생의 선배로서 사회생활의 많은 시련과 고통을 견디고 헤쳐 나갈 수 있도록 항상 모범된 모습을 보여 주셨고 인생의 지침표가 되어주셨던 교수님께 한 번 더 감사의 말을 드립니다.

본 논문의 주제 선정 후 바쁘신 와중에도 초안 작성에 대한 아낌없는 조언과 함께 환경과 축계진동의 학문적 연관성에 도움을 주신 목포해양대학교 이돈출 교수님께 진심으로 감사의 말을 드립니다.

그리고 바쁘신 와중에도 많은 시간을 내시어 논문심사를 맡아주시고 아낌없는 지도와 조언을 베풀어주신 조종래 교수님, 박권하 교수님, 도덕희 교수님, 장민오 박사님에게도 깊이 감사드립니다.

본 학위를 이수할 수 있도록 환경을 제공하여 주신 바르질라 코리아 및 테크서비스팀 Kay Andresen, 최의봉 차장님, 장석중 차장님, 송호중 차장님에게 감사의 마음을 드립니다. 또한, 논문의 자료수집과 환경 관련한 이론적 배경에 많은 도움을 준 바르질라 스위스 토마스 턴히어에게도 감사의 말을 드립니다.

논문을 마무리하기 까지 많은 조언과 지원을 아낌없이 주셨던 진동소음실험실 선·후배님과 황상재, 선진석, 김양곤, 김영환에게도 진심으로 감사드립니다.

마지막으로 본 논문을 완성하기까지 오랜 기간 동안 옆에서 이해와 헌신으로 힘과 용기를 불어넣어준 사랑하는 아내 남옥녀와 주말에 도서관에 있는 동안 막내를 항상 옆에서 돌봐준 우리 사랑하는 딸들 선영, 선주 끝으로 늘 나의 길을 언제나 응원해 주시고 지켜봐주신 어머니, 형제자매, 장모님 그리고 처형 식구께 감사의 말을 드립니다.

감사함과 미안함을 전해야 할 분도 많지만 지면을 통해 감사의 말을 드립니다. 감사합니다.

2017년 1월 이문식