

7
119

工學博士 學位論文

小型 船舶의 振動과 騒音 特性에
관한 研究



2003年 2月

釜慶大學校大學院

音響振動工學科

崔 漢 圭

工學博士 學位論文

小型 船舶의 振動과 騒音 特性에
관한 研究

指導教授 辛 亨 鎰

이 論文을 工學博士 學位論文으로 提出함

2003年 2月

釜慶大學校 大學院

音響振動工學科

崔 漢 圭

崔漢圭의 工学博士 學位論文을 認准함

2002年 12月 日

主 審 工 学 博 士 金 千 德



副 審 理 学 博 士 徐 斗 玉



委 員 工 学 博 士 梁 保 錫



委 員 水 産 学 博 士 李 昊 在



委 員 工 学 博 士 辛 亨 鎰



목 차

List of Figures	iii
List of Tables	ix
Abstract	xi
1. 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용	3
2. 소형 선박의 진동과 소음 특성	4
2.1 서언	4
2.2 장치 및 방법	5
2.2.1 시험선의 구성	5
2.2.2 실험장치	9
2.2.3 측정 위치 및 부위	11
2.2.4 분석 방법	16
2.3 결과 및 고찰	19
2.3.1 선체 진동 특성	19
2.3.2 주기관의 진동 특성	38
2.3.3 선체 진동과 ISO 및 DNV 허용기준과 비교 평가	58
2.3.4 주기관 진동과 ISO 및 DNV 허용기준과 비교 평가	72
2.3.5 일본박용기관학회 진동 권장치와 비교 평가	80
2.3.6 선내 소음의 특성	82
2.3.7 동형선의 소음 특성 비교	86

2.3.8 선내 소음과 IMO 및 DNV 소음기준과 비교 평가	88
2.3.9 선내 위치별 소음원과 진동의 상관 관계	94
2.4 요약	99
3. 소형 선박의 수중소음	104
3.1 서언	104
3.2 장치 및 방법	104
3.2.1 실험대상선 및 실험장치	104
3.2.2 측정위치	106
3.2.3 분석 방법	107
3.3 결과 및 고찰	108
3.3.1 주기관의 회전수별, 수심별 수중소음 스펙트럼 분석	108
3.3.2 톤급별 주파수 스펙트럼 분석	110
3.3.3 동일 규모 선박의 주파수 스펙트럼 비교 분석	111
3.3.4 선체 위치별 수중소음 특성	112
3.3.5 근접 상태별 수중소음 스펙트럼 분석	114
3.3.6 선체 위치별 진동과 수중소음의 상관 관계	120
3.4 요약	123
4. 결론	125
감사의 글	128
참고문헌	129

List of Figures

Fig. 2.1	General arrangement of measurement boat	6
Fig. 2.2	Arrangement of the measured and the analyzed instruments for vibration and the noise	9
Fig. 2.3	Location of the experimental sea area	11
Fig. 2.4	Location of accelerometers for measurements of hull vibration	13
Fig. 2.5	Location of accelerometers for measurement of machinery vibration	14
Fig. 2.6	Location of microphone for measurement of noise	15
Fig. 2.7	Vibration characteristics at the bottom frame of engine room(Myungyang-ho, vertical direction)	20
Fig. 2.8	Vibration characteristics at the after end bulkhead of engine room (Myungyang-ho, longitudinal direction)	21
Fig. 2.9	Vibration characteristics at the port fuel oil tank (Myungyang-ho, athwartship direction)	22
Fig. 2.10	Vibration characteristics at the starboard fuel oil tank (Myungyang-ho, athwartship direction)	24
Fig. 2.11	Vibration characteristics at the top frame of engine room fore end bulkhead(Myungyang-ho, vertical direction)	26
Fig. 2.12	Vibration characteristics at the top frame of fore peak bulkhead(Myungyang-ho, vertical direction)	28
Fig. 2.13	Vibration characteristics at the upper crew's room (Myungyang-ho, vertical direction)	30
Fig. 2.14	Vibration characteristics at the bottom crew's room (Myungyang-ho, vertical direction)	31

Fig. 2.15	Vibration characteristics at the bottom crew's room (Myungyang-ho, athwartship direction)	32
Fig. 2.16	Vibration characteristics at the front superstructure (Myungyang-ho, vertical direction)	33
Fig. 2.17	Vibration characteristics at the front superstructure (Myungyang-ho, longitudinal direction)	34
Fig. 2.18	Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, vertical direction)	36
Fig. 2.19	Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, athwartship direction)	37
Fig. 2.20	Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, longitudinal direction)	37
Fig. 2.21	Vibration characteristics at the top after end of main engine(Myungyang-ho, vertical direction)	39
Fig. 2.22	Vibration characteristics at the top after end of main engine(Myungyang-ho, athwartship direction)	40
Fig. 2.23	Vibration characteristics at the top forward end of main engine(Myungyang-ho, vertical direction)	42
Fig. 2.24	Vibration characteristics at the top forward end of main engine(Myungyang-ho, athwartship direction)	42
Fig. 2.25	Vibration characteristics at the top forward end of main engine(Myungyang-ho, longitudinal direction)	43
Fig. 2.26	Vibration characteristics at the port forward part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)	44
Fig. 2.27	Vibration characteristics at the port forward part of engine bed(Myungyang-ho, athwartship direction)	46

Fig. 2.28	Vibration characteristics at the port after part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)	47
Fig. 2.29	Vibration characteristics at the port after part of engine bed(Myungyang-ho, athwartship direction)	48
Fig. 2.30	Vibration characteristics at the starboard forward part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)	50
Fig. 2.31	Vibration characteristics at the starboard forward part of engine bed(Myungyang-ho, athwartship direction)	51
Fig. 2.32	Vibration characteristics at the starboard after part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)	53
Fig. 2.33	Vibration characteristics at the starboard after part of engine bed(Myungyang-ho, athwartship direction)	54
Fig. 2.34	Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, vertical direction)	55
Fig. 2.35	Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, athwartship direction)	56
Fig. 2.36	Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, longitudinal direction)	57
Fig. 2.37	Comparison on vibration values of the engine room bottom frame	61
Fig. 2.38	Comparison on vibration values of the engine room after end bulkhead	63
Fig. 2.39	Comparison on vibration values of the port fuel oil tank	64
Fig. 2.40	Comparison on vibration values of the starboard fuel oil tank	65
Fig. 2.41	Comparison on vibration values of the top frame of engine room fore end bulkhead	66

Fig. 2.42	Comparison on vibration values of the top frame of fore peak bulkhead	67
Fig. 2.43	Comparison on vibration values of the upper crew's room	68
Fig. 2.44	Comparison on vibration values of the bottom crew's room	69
Fig. 2.45	Comparison on vibration values of the front superstructure	70
Fig. 2.46	Comparison on vibration values of the stern part	72
Fig. 2.47	Comparison on vibration values of the top after end of main engine	73
Fig. 2.48	Comparison on vibration values of the top forward end of main engine	74
Fig. 2.49	Comparison on vibration values of the port forward part of engine bed	75
Fig. 2.50	Comparison on vibration values of the port after part of engine bed	76
Fig. 2.51	Comparison on vibration values of the starboard forward part of engine bed	77
Fig. 2.52	Comparison on vibration values of the starboard after part of engine bed	78
Fig. 2.53	Comparison on vibration values of the reduction gear	79
Fig. 2.54	Comparison on vibration values at the main engine	81
Fig. 2.55	Noise characteristics in the engine room(Myungyang-ho)	82
Fig. 2.56	Noise characteristics in the upper crew's room(Myungyang-ho)	83
Fig. 2.57	Noise characteristics in the bottom crew's room(Myungyang-ho)	84
Fig. 2.58	Noise characteristics in the wheel house(Myungyang-ho)	85
Fig. 2.59	Noise characteristics in the top funnel(Myungyang-ho)	86
Fig. 2.60	Comparison on position noise level of equal boats	87

Fig. 2.61	Comparison on noise at the engine room of observed boats, IMO and DNV guidelines	89
Fig. 2.62	Comparison on noise at the upper crew's room of observed boats, IMO and DNV guidelines	90
Fig. 2.63	Comparison on noise at the bottom crew's room of observed boats, IMO and DNV guidelines	91
Fig. 2.64	Comparison on noise at the wheel house of observed boats, IMO and DNV guidelines	92
Fig. 2.65	Comparison on noise at the top funnel of observed boats, IMO and DNV guidelines	93
Fig. 2.66	Order characteristics at the main engine room(Myungyang-ho)	94
Fig. 2.67	Order characteristics at the upper crew's room(Myungyang-ho)	95
Fig. 2.68	Order characteristics at the under crew's room(Myungyang-ho)	96
Fig. 2.69	Order characteristics at the wheel house(Myungyang-ho)	97
Fig. 2.70	Order characteristics at the top funnel(Myungyang-ho)	98
Fig. 3.1	Arrangement of the measured and the analyzed instruments for the underwater noise	105
Fig. 3.2	Set-up to measure underwater noise when ship is drifting	106
Fig. 3.3	Measurement method of the underwater noise of small boat at cruising	107
Fig. 3.4	Spectrum analysis of underwater noise emitted by small boat(Q)	109
Fig. 3.5	Comparison of spectrum analysis of underwater noise emitted by two small boats	110
Fig. 3.6	Comparison of spectrum analysis of underwater noise emitted by two small boats in same size	111

Fig. 3.7	Comparison of spectrum analysis of underwater noise emitted by the observed boats	113
Fig. 3.8	frequency spectrum and waterfall plot of the underwater noise approaching at half and full speed	114
Fig. 3.9	frequency spectrum and waterfall plot of the underwater noise abeam at half and full speed	115
Fig. 3.10	frequency spectrum and waterfall plot of the underwater noise away at half and full speed	116
Fig. 3.11	Spectrum characteristics on style of approach	119
Fig. 3.12	Relation with vibration and underwater noise at the stern (Myungyang-ho)	120
Fig. 3.13	Relation with vibration and underwater noise at the abeam (Myungyang-ho)	121
Fig. 3.14	Relation with vibration and underwater noise at the bow (Myungyang-ho)	122

List of Tables

Table 2.1	Principal specification of the observed small boats	7
Table 2.2	Principal specification for main engine of the observed small boats	8
Table 2.3	Specifications of measurement and analysis instruments	10
Table 2.4	Principal frequency for main engine of the observed small boats	18
Table 2.5	Natural frequency of the after end bulkhead of engine room	21
Table 2.6	Natural frequency of the port fuel oil tank	23
Table 2.7	Natural frequency of the upper part of starboard fuel oil tank	25
Table 2.8	Natural frequency of the bottom part of starboard fuel oil tank	25
Table 2.9	Natural frequency of the top frame of engine room fore end bulkhead	27
Table 2.10	Natural frequency of the top frame of fore peak bulkhead	29
Table 2.11	Natural frequency of the upper crew's room	32
Table 2.12	Natural frequency of the bottom crew's room	32
Table 2.13	Natural frequency of the front superstructure	34
Table 2.14	Natural frequency of the stern part	38
Table 2.15	Natural frequency of the port forward part of engine bed	45
Table 2.16	Natural frequency of the port after part of engine bed	49
Table 2.17	Natural frequency of the starboard forward part of engine bed	52
Table 2.18	Natural frequency of the starboard after part of engine bed	54
Table 2.19	Natural frequency of the reduction gear	58

Table 2.20	Guidelines for the evaluation of vertical and horizontal vibration in merchant ships(ISO 6954)	59
Table 2.21	Vibration limits of DNV guideline	60
Table 2.22	Vibration allowable limits of marine diesel engine(MESJ)	80
Table 2.23	Noise limits of IMO and DNV guideline	88

A Study on the Characteristics of Vibration and Noise in Small Boats

Han Kyu Choi

*Department of Interdisciplinary Program of Acoustics and Vibration,
Graduate School
Pukyong National University*

Abstract

Most of the vibration, noise and underwater noise generating in small boats come from shipboard machinery such as main engine, generator and auxiliary machinery etc. In order to build up the comfortable environment for the crew and to reduce the ambient noise, and provide basic materials for reasoning selection application, the design under allowable vibration & noise conditions and the examination of vibration condition of the new ships, this paper researches the frequency spectrum and order analysis of vibration, noise and underwater noise. The obtained results are summarized as follows:

1. The hull order characteristics were showed that third order frequency is prominent at the stern parts, wheel house, front superstructure, upper and bottom crew's room, top frame of engine room fore end bulkhead, top frame of fore peak bulkhead, after end bulkhead of engine room, port and starboard fuel oil tank, bottom frame of engine room. The engine order characteristics were showed 1st, one and half, 2nd and 3rd order are apparent at top after end of main engine, top forward end of main engine. Generally, the vibration of main engine is caused by the exciting force of the engine itself. The longitudinal vibration at front superstructure is the evaluation part of the effects of vibration on passengers and

crew comfort, in case of the vibration amplitude less than orders hull parts. The vibration at top frame of engine room forward bulkhead has no vibration problem due to less than orders hull parts. The vertical vibration at reduction gear, top after end and forward end of the main engine, top port and starboard after of the engine bed, top port and starboard forward of the engine bed are higher than athwartship vibrations.

2. The vibration at bottom of frame of engine and top frame of engine room fore and bulkhead is lower than the criterion of DNV, so it indicates that there is no frame problems. The vibration of upper and bottom of crews room is also lower than the DNV guideline, for the main living room, the more lower requirement is necessary. The vertical vibration of top forward end of main engine and top after end of main engine is higher than the DNV guideline about six and seven times.

3. Through comparing the small boat internal noise with the regulation of IMO and DNV, it revealed that the noise level of main engine room accords with the standard, and the noise of other places are beyond the values. In this paper, two boats are analyzed, which are same type, same size and power, but the main engines noise of them is different. In order to search the noise source, the noise of main engine room and relative parts are measured. The third order of measured points is dominant in frequency domain by the order analysis.

4. The underwater noise of 10ton class fishing boat is measured and the frequency spectrum in varied revolution of engine 750, 900, 1000rpm is analyzed. The frequency pattern is similar to each other, the faster revolution of engine increase, the higher frequency spectrum level becomes. In comparison of spectrum level of underwater noise between 10ton class and 14ton class boat, the former level is higher than the latter. The frequency spectrum of two 14ton class boat is similar to each other, but the spectrum level is a little difference, it indicates that there is difference by fitting condition of engine.

1. 서 론

1.1 연구배경

산업사회의 발달로 생활 수준이 향상됨에 따라 선박에 승선하는 선원과 탑승객들의 쾌적한 선내생활을 위한 환경 보전이 요구되고 있다. 선박의 진동문제가 구체적인 관심사로 대두된 것은 19세기 말엽이며, 선체진동에 관한 세계 최초의 체계적인 연구는 Otto Schick에 의해 행해졌고, 우리나라에서는 1960년대 후반부터 구체적인 연구가 시작되었다. 선박내의 소음환경을 개선하기 위한 연구개발 노력은 1950년경 유럽에서 시작되어, 1970년대 초반에는 각 국가별로 자국 선박소음규제에 관한 조항을 제정하였으며, 국제해사기구(IMO)에서는 선박소음레벨에 관한 규정을 1981년에 채택하여 오늘날까지 이 규정을 유지하고 있다⁹⁾.

수중방사소음이 군사적인 목적과 해중 생물에 직접적인 영향을 미치는 이들 영향을 제거하기 위한 수중방사소음의 측정 및 분석에 관한 많은 연구가 국내외에서 진행되고 있다^{1)~3), 33), 35)~36)}.

최근 선박은 고속화, 고출력 추세로 선체가 경량화 되는 반면에 기진력은 증가되어 진동과 소음의 증가요인이 되고 있다. 이러한 진동, 소음은 선박내의 중요한 구조부재의 피로 손상의 원인이 되며, 선내의 각종 전기·기계류, 계기·기구류 등의 기능을 심각하게 약화시켜 성능의 저하를 초래하게 된다. 또한 선원과 탑승객의 쾌적한 생활환경의 파괴로 인한 피로움과 불편함을 초래하기도 하며, 선원들의 작업능률 저하의 원인이 된다²⁴⁾.

고속, 고출력으로 인한 기진력의 증가에 따라 발생하는 진동은 선각을 통하여 수중으로 방사된다. 이러한 수중방사소음은 어업 현장에서 어류를 놀라게 하여 도피행동을 일으킴으로서 어업생산의 저하를 야기 시킨다³¹⁾. 또한, 축양장을 근접하여 항해하는 경우에는 양식어류에 스트레스를 가하여 성장을 둔화시킬 수도 있다.

선박진동 문제는 본질적으로 복잡 난해할 뿐만 아니라, 선박의 성능 향상으로

인한 새로운 문제들이 발생하기 때문에 그 동안의 많은 연구 성과에도 불구하고 아직도 미해결 과제가 많은 것이 현실이며, 또한, 소형 선박의 진동과 소음에 관한 국내외 실제적인 연구가 미흡한 실정이다.

ISO, IMO 및 각 국의 선급에서는 진동 및 소음의 허용기준을 대형선을 대상으로 제시하고 있으며²⁵⁾, 선주들도 이들 기준을 근거로 저진동, 저소음 선박을 건조해 줄 것을 조선소에 요구하고 있다. 따라서, 조선소 및 설계 관계자들이 함께 협력하여 진동, 소음의 허용한계 이내로 선박을 건조하기 위해 노력하고 있으며, 시운전시에는 조선소에서 진동, 소음을 측정, 분석하여 건조 사양에 포함되어있는 허용한계 이내인가를 판단한 후 인도하고 있으므로 대형선들의 진동, 소음에 대해서는 체계적인 측정, 분석 및 허용기준이 마련되어 있다.

그러나, 소형선에 대해서는 진동과 소음의 허용기준이 마련되어 있지 않기 때문에, 선박 인도 전 시운전시 진동과 소음의 비교 평가 및 건조 선박의 성능 상태의 판정이 불가능하다. 또한, 소형선에 대한 진동, 소음 관련 기초자료가 부족하여 저진동, 저소음 선박의 건조가 어려운 실정이다.

최근 소형 선박의 건조에는 대부분 비강도가 크고 내부식 및 내구성이 우수한 강화 프라스틱(FRP)체가 이용되고 있으며, 정부에서도 소형 노후선박의 대체선박으로 FRP제 선박 건조를 권장하고 있다.

이러한 관점에서 본 논문에서는 FRP제의 3톤~14톤급 신조 소형 선박을 대상으로 시운전시에 선체 진동, 선내 소음, 수중소음을 동시에 측정하여 소형 선박의 선체 및 주기관 진동특성과 선내 소음특성을 검토, 분석하고, 이들에 대해 ISO와 IMO, DNV 등의 허용기준상의 적합도를 비교 평가하였으며, 또한, 주기관 회전수에 따른 수중 소음특성의 규명에 대해서도 비교 검토하였다.

이들 결과는 FRP제 소형 선박의 선체, 기관 진동과 선내 소음의 원인을 규명하고 이들에 대한 합리적인 허용기준을 설정하는 기초자료로 활용 될 수 있을 뿐만 아니라 소형 FRP제 선박의 저진동, 저소음화 설계와 건조공정에 활용되며, 신조 소형 선박 검사시 조선 상태의 판정을 위한 기초자료의 활용 방안 제시에 대하여 검토하였다.

1.2 연구내용

본 연구에서는 FRP제 신조 선박에 대하여 무부하와 부하 시의 선체 및 기관의 부위별 진동과 소음 신호를 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가시키면서 측정하고, 이를 분석하였다. 수중 소음은 무부하 시 수심별로 저속, 중속 및 고속의 3단계와, 무부하 시의 선체 위치별과 부하 시의 접근 상태별로 각각 중속과 고속의 2단계로 측정하였으며, 측정된 신호를 다양한 방법에 의해 분석, 검토하였다.

제 2장에서는 기관실 선저 프레임 상하진동, 기관실 후단 격벽 전후진동, 좌·우측 연료탱크 좌우진동, 기관실 전단 격벽 상갑판 상부 프레임 상하진동, 선수 격벽 상갑판 상부 프레임 상하진동, 상부 거주실 상하진동, 하부 거주실 상하 및 좌우진동, 상부구조 상하, 좌우 및 전후진동, 선미부 상하, 좌우 및 전후진동 등의 선체 관련 진동과 주기관 선미부 상하 및 좌우진동, 주기관 선수부 상하, 좌우 및 전후진동, 좌·우현 앞쪽, 뒤쪽 주기관 베드 상하 및 좌우진동, 감속기 상하, 좌우 및 전후진동 등의 주기관과 관련된 진동의 특성과 그 원인을 분석하고, ISO 규격, DNV 허용기준 및 일본박용기관학회 진동 권장치와 비교 검토를 하였다. 선내 소음은 기관실, 상부 및 하부 거주실, 조타실, 연통 상부에 대해 소음의 특성과 그 원인을 분석하고, 동형선의 무부하 및 부하 시 위치별 소음의 특성과 IMO 및 DNV 소음 규제치와 비교 검토하였으며, 또한, 위치별 소음원과 진동과의 상관관계를 구하여 소음의 발생 원인을 분석하였다.

제 3장에서는 무부하 시의 회전수별 수심별 수중소음 특성을 비교 검토하여 회전수와 수심별 수중소음의 패턴을 파악하였으며, 톤급별 회전수별 수중소음의 위상관계를 규명하였다. 또한, 동일 규모 선박의 주파수 스펙트럼 분석을 수행하였다. 그리고, 무부하 시의 선수부, 중앙부 및 선미부 선체 위치별 수중소음을 측정, 분석하여 선체를 통한 수중방사소음의 분포 상태를 파악하였다. 또한, 측정선과 시험선이 정황으로 약 100m 거리를 두고 중속과 고속 2단계로 항주 중 다가올, 정황 및 멀어져갈 때의 수중소음의 특성과 소음레벨을 비교 분석하고, 선체 위치별 수중 소음원과 진동과의 상관관계를 구하여 수중소음의 발생원인을 분석하였다.

제 4장에서는 본 연구의 선체 및 기관 진동과 선내 소음, 수중 소음의 특성에 대한 주요 결론을 요약하였다.

2. 소형 선박의 진동과 소음 특성

2.1 서 언

선박의 진동은 선각진동, 주기관 축계의 진동, 각종 계장품의 진동 등이 있고, 이들이 상호 간섭을 하여 연성진동을 하는 경우가 많기 때문에 진동문제는 매우 복잡하다. 선각진동에도 선체진동(main hull vibration)과 국부적인 구조의 진동이 있고, 상하, 좌우의 2절 진동과 비틀림과 종진동의 1절 진동과 같은 저차 모드의 진동에서부터 매우 높은 고차진동까지 다양한 모드의 진동이 있다. 선박에서는 주기관, 보조기관, 발전기 및 펌프 등의 각종 기계의 기계적인 기진력과 프로펠러의 유체력에 기인하는 기진력 등의 매우 다양한 기진력에 의해 발생하며^{1)~4)}, 그 중에서도 선박의 추진기관에서 발생하는 기진력은 기관 본체, 추진축계, 선체 및 기관실 구조물 등에 진동을 일으키며, 충분한 구조 강성을 갖고 있지 못한 상부 구조물에서는 이들 기진력과의 국부 공진(local resonance)에 의해 진동응답이 확대되어 특히 큰 진동과 소음을 유발시킨다^{5)~9)}.

최근 건조되는 선박은 고속화, 경량화의 추세로 인하여 진동과 소음의 증가 요인이 되고 있으며, 기관의 성능, 선체 내부구조, 선체 재질 등에 따라 그 진동과 소음의 크기와 특성이 매우 다양하게 나타난다. 특히 진동은 선원과 탑승객들의 승선 감을 저해할 뿐만 아니라, 선체 구조부재의 피로파손의 원인이 되기도 하며, 진기, 기기, 전자장비의 손상 및 성능상의 이상을 유발시킬 수 있다.

그리고 선박 소음은 선박에 종사하는 선원의 거주환경에 직접적인 영향을 미치게 되어 청력 감소, 휴식 및 수면 방해 등 선원의 불쾌감 및 피로를 가중시켜 작업 능률을 저하시키고 안전 사고의 원인이 될 수 있다. 이러한 진동과 소음의 발생으로 인한 영향을 개선하기 위해 많은 연구가 진행되고 있다. 이에 관한 연구로서 久保^{1)~2)} 등의 연안 어선의 소음계측 결과 및 어선 기관에 발생하는 진동의 저감에 관한 연구, 金⁵⁾ 등의 박용 디젤기관의 소음특성 및 저감대책에 관한 연구 등이 있으나, 국내에서는 생활공간이 협소한 소형 선박의 진동과 소

음에 관한 연구가 미흡한 실정이다.

이 장에서는 소형 선박의 진동과 소음을 평가하여 선박 건조 후 최초 검사 시에 건조 선박의 안정 상태의 판정과 선원에 미치는 영향과 발생 원인을 파악하고, 그 대책을 수립하여 선박 건조 시에 진동과 소음을 감소시키는데 필요한 기초자료로 활용하기 위하여 강화 프라스틱(FRP) 선박을 대상으로 무부하 및 부하 시의 선체부위별 진동 및 소음을 측정하고 이를 분석하였다.

2.2 장치 및 방법

2.2.1 시험선의 구성

진동과 소음의 측정에 이용된 시험 선박의 일반적인 구성은 Fig. 2.1과 같이 선체는 선저, 선측 외판, 상갑판, 격벽, 상부 구조물 및 주기대는 FRP제의 단판 구조로 이루어져 있으며, 시험선은 주요 재료로 폴리에스텔 수지 및 유리섬유를 사용하여 수 적층(hand lay-up) 방법에 의하여 성형하고, 선체에 배치되는 심재는 폴리우레탄 폼을 사용하며 심재를 고정한 후 적층한다. 주기관과 추진축계는 주기대 위에 강판을 부착하고 그 위에 주기관과 감속기가 견고히 고정 설치되고, 감속기에 추진축, 추진기 순으로 체결하여 구성된다.

시험선은 여수시 소재의 삼창 FRP조선소와 한국조선소에서 건조한 FRP제의 3톤~14톤급 선박 17척을 이용하였으며, 그 선체의 주요 사양은 Table 2.1과 같고, 기관의 사양은 Table 2.2와 같다.

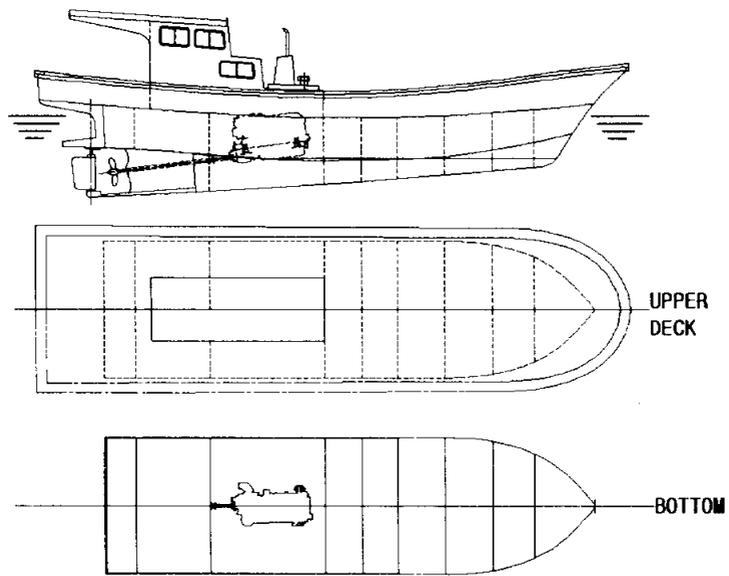


Fig. 2.1 General arrangement of measured boats

Table 2.1 Principal specification of the observed small boats

Fishing boats	Hull	G.T (ton)	Length (m)	Breadth (m)	Depth (m)	Building year	Main engine power (PS)	Main engine speed (rpm)
A	FRP	11	15.56	3.90	1.11	2000	360	2000
B	FRP	9.77	14.40	3.79	1.19	2001	350	1800
C	FRP	9.77	14.40	3.79	1.12	2001	402	1800
D	FRP	4.99	10.00	3.20	1.00	2000	238	2000
E	FRP	6.67	11.72	3.24	0.90	2000	316	2000
F	FRP	6.63	11.69	3.24	0.90	2000	316	2000
G	FRP	5.89	10.97	3.06	1.02	2000	265	2000
H	FRP	14	16.03	4.12	1.43	1998	412	2000
I	FRP	14	16.03	4.12	1.43	1998	412	2000
J	FRP	9.77	14.32	4.10	1.12	1998	340	1800
K	FRP	6.63	11.69	3.24	0.90	2000	316	2000
L	FRP	7.93	13.07	3.63	1.07	2000	350	1800
M	FRP	4.99	9.81	3.06	0.96	2000	302	2160
N	FRP	6.63	11.69	3.24	0.90	2000	316	2000
O	FRP	3.90	9.15	2.76	0.83	2000	283	2000
P	FRP	4.95	10.00	3.33	0.88	2000	290	2200
Q	FRP	9.77	14.32	4.10	1.12	1998	315	1800

A : Myungyang-ho, B : Gilhung-ho, C : Jekyung-ho, D : Sinsung-ho,
 E : Sunryung-ho, F : Yuram-ho, G : Sunyae-ho, H : Myungseng-ho,
 I : Kwangyung-ho, J : Haesung-ho, K : Dongmyung-ho, l : Daepung-ho,
 M : Daeyung-ho, N : Kwangsin-ho, O : Sinsaeng-ho, P : Namdeg-ho,
 Q : Haesung-lho

Table 2.2 Principal specification for main engine of the observed small boats

Small boats	Cylinder number	Fire ordering	Explosion pressure (kg/cm ²)	Main engine speed (rpm)	Propeller blade number	Gear ratio	Gear number	Pinion number
A	6	1-5-3-6-2-4	127.4	2000	3	3.42	82	24
B	6	1-5-3-6-2-4	131	1800	3	4.04	101	25
C	6	1-5-3-6-2-4	136.5	1800	3	3.54	85	24
D	6	1-5-3-6-2-4	120	2000	3	3.19	95	31
E	6	1-5-3-6-2-4	105	2000	3	2.53	76	30
F	6	1-5-3-6-2-4	105	2000	3	2.53	76	30
G	8	1-2-7-3-4-5-6-8	120	2000	3	2.51	73	29
H	6	1-5-3-6-2-4	124.5	2000	3	4.04	101	25
I	6	1-5-3-6-2-4	124.5	2000	3	4.04	101	25
J	6	1-5-3-6-2-4	124.5	1800	3	3.25	78	24
K	6	1-5-3-6-2-4	105	2000	3	2.53	76	30
L	6	1-5-3-6-2-4	124.5	1800	3	2.92	76	26
M	8	1-5-7-2-6-3-4-8	105	2160	3	2.57	90	35
N	6	1-5-3-6-2-4	105	2000	3	2.53	76	30
O	6	1-5-3-6-2-4	122	2000	3	2.57	90	35
P	8	1-5-3-6-2-4	118	2200	3	2.51	73	29
Q	6	1-5-3-6-2-4	124.5	1800	3	4.04	101	25

A : Myungyang-ho, B : Gilhung-ho, C : Jekyung-ho, D : Sinsung-ho,
 E : Sunryung-ho, F : Yuram-ho, G : Sunyae-ho, H : Myungseong-ho,
 I : Kwangyung-ho, J : Haesung-ho, K : Dongmyung-ho, l : Daepung-ho,
 M : Daeyung-ho, N : Kwangsin-ho, O : Sinsaeng-ho, P : Namdeg-ho,
 Q : Haesung-lho

2.2.2 실험장치

소형 선박의 진동과 소음의 측정시스템은 Fig. 2.2와 같이 가속도계(B&K, 4383), 마이크로폰(B&K, 4189), 증폭기(B&K, NEXUS), 회전수측정기(B&K, MM0024), 데이터 레코더(SONY, PCH244), 오실로스코프(Tektronix, THS720A)로 구성하였으며, 그 성능의 주요 사양을 요약하면 Table 2.3과 같다.

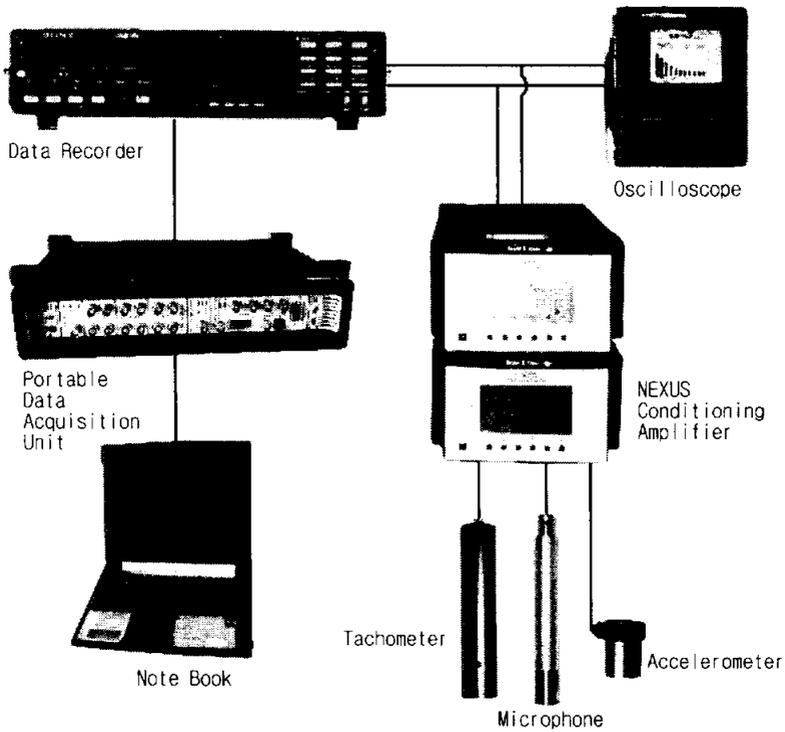


Fig. 2.2 Arrangement of the measured and the analyzed instruments for vibration and noise

Table 2.3 Specifications of measurement and analysis instruments

Equipments	Specifications
Data recorder	Relative tape speed : 3.133m/s(normal speed), 6.266m/s(double speed) S/N ratio : 42dB or more Input range : $\pm 10V_{pk}$, $\pm 5V_{pk}$, $\pm 2V_{pk}$, $\pm 1V_{pk}$ (4types) Output level : ± 1 to $\pm 3V_{pk}$ (variable continuously) AC(using pcps22) Voltage : 100 to 240V Frequency : 50/60 Battery : 12v 2.3Ah(using NP-1B)
Portable data acquisition unit(2827) & pulse software	Type 3032A : 6/1-ch, Input/out Type 7533 : LAN Interface module DC power : 10~32V AC power : 100~240V Noise and vibration analysis Data recorder Order analysis Time capture
Accelerometer	Reference sensitivity at 159.2Hz : $3.153PC/ms^{-2}$ Upper frequency limit : 8.4kHz Mounted Resonance frequency : 28kHz Measuring Range : Max - operational shock $\pm 50kms^{-2}$ Max - continuous sinusoidal $20kms^{-2}$
Microphone(4189)	Sensitivity : 51.6mV/pa Capacitance : 13.3pF Valid at temperature : 23°C
Underwater sound level meter(SW-1007)	Measurable range : 100~180dB(0dB re $1\mu p$) or 0~80dB(0dB re $1\mu bar$) Frequency range : 10Hz~50kHz Accuracy : 20Hz~1kHz $\pm 2dB$ 10Hz~10kHz $\pm 3dB$ 10Hz~50kHz $\pm 5dB$ Power supply : AC 100V 50Hz/60Hz, DC 9V
Hydrophone(ST1001)	Sensitivity : more than-180dB(0dB= $1V/\mu p$) Storage temperature range : -10°C ~ +50°C
Oscilloscope(THS720A)	Valid at temperature : -10°C ~ +50°C Valid at height : 2000m Vertical volts/div : 100mV/div Input capacity : $\leq 100pF$ Accuracy : DC voltage $\pm 5\%$, AC voltage $\pm 2\%$
NEXUS conditioning amplifier	Output sensitivity : $10mV/ms^{-2} \sim 10kV/ms^{-2}$ Power supply : DC 10~33V 50Hz/60Hz, AC 90~264V 40~65Hz

2.2.3 측정 위치 및 부위

1) 측정 해역

소형 선박의 진동과 소음 측정은 2000년 4월 7일부터 2001년 5월 26일 사이에 Fig. 2.3과 같이 여수 가막만에서 실시하였다.

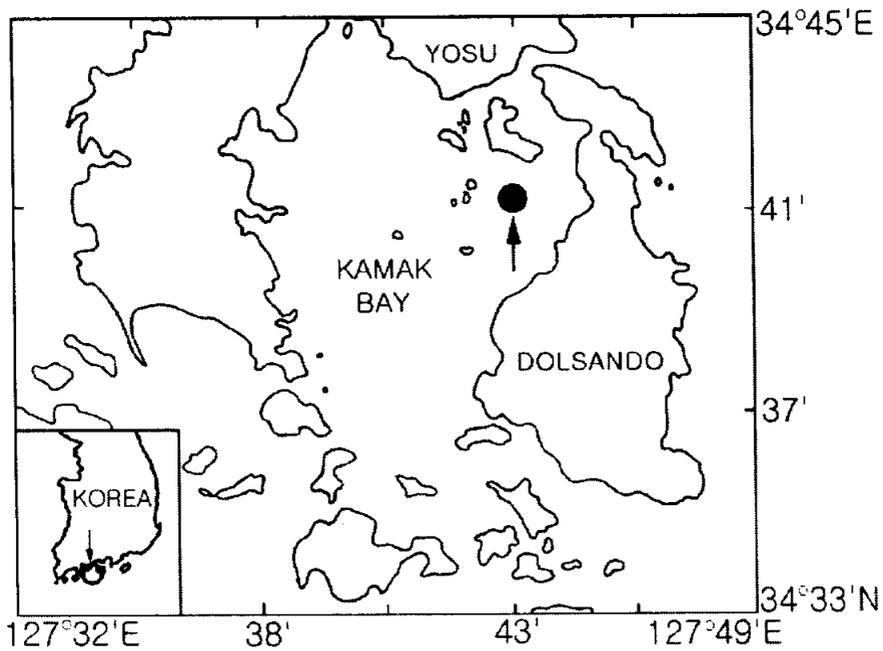


Fig. 2.3 Location of the experimental sea area

2) 측정 부위

(1) 선체 진동

선체의 진동은 Fig. 2.4와 같이 각 시험선에 대해 10개의 측정점에 가속도계(accelerometer)를 설치하여 무부하 및 부하 시의 진동을 측정하였다. 무부하 시에는 시험선을 정선한 상태로, 부하 시에는 통상의 항해 상태로 정침하고, 기관 회전수를 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가시키면서 측정된 진동가속도를 데이터 기록계(data recorder)에 기록하였다.

측정 부위 및 방향은 선미 끝은 상하, 좌우 및 전후의 3방향, 상부구조물 끝은 상하, 좌우 및 전후의 3방향, 상부 거주실은 상하 1방향, 하부 거주실은 상하 및 좌우 2방향, 기관실 전단격벽 상갑판의 상부 프레임은 상하 1방향, 선수격벽 상갑판의 상부 프레임은 상하 1방향, 기관실 후단 격벽은 전후 1방향, 좌·우현 연료탱크는 각각 좌우 1방향, 기관실 선저 프레임은 상하 1방향이다.

선체 각부의 고유진동수를 파악하기 위한 충격시험(impact test)은 기진력을 발생할 수 있는 선내 주기, 보기 등의 모든 장비의 작동을 정지하고, Fig. 2.4와 같이 시험선의 9개의 측정점(선미 끝, 상부구조물 끝, 상부 및 하부 거주실, 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임, 선수격벽 상갑판 상부 프레임, 기관실 후단격벽, 좌·우현 연료탱크)에 가속도계를 설치하고, 동 부위에 충격 해머(impact hammer)로 타격을 가하는 순간의 진동신호를 측정하였다.

(2) 기계 진동

기계 진동은 Fig. 2.5와 같이 시험선의 7개의 측정점에 가속도계를 설치하여 무부하 및 부하 시의 진동을 측정하였다¹⁶⁾. 무부하 시에는 시험선을 정선한 상태로, 부하 시에는 통상의 항해 상태로 정침하고, 기관회전수를 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가시키면서 데이터 기록계에 기록하였다. 측정 부위 및 방향은 주기관 선미 상부는 상하 및 좌우 2방향, 주기관 선수 상부는 상하, 좌우 및 전후 3방향, 주기관 베드는 좌우현 앞쪽·뒤쪽 상하, 좌우 2방향, 감속기는 상하, 좌우 및 전후 3방향이다.

충격시험은 선내 주기, 보기 등의 모든 장비 작동을 정지하고 Fig. 2.5와 같이

시험선의 5개의 측정점(주기관 베드는 좌우현 앞쪽·뒤쪽, 감속기)에 가속도계를 설치하여 동 부위에 충격 해머로 타격을 가하는 순간의 진동을 측정하였다.

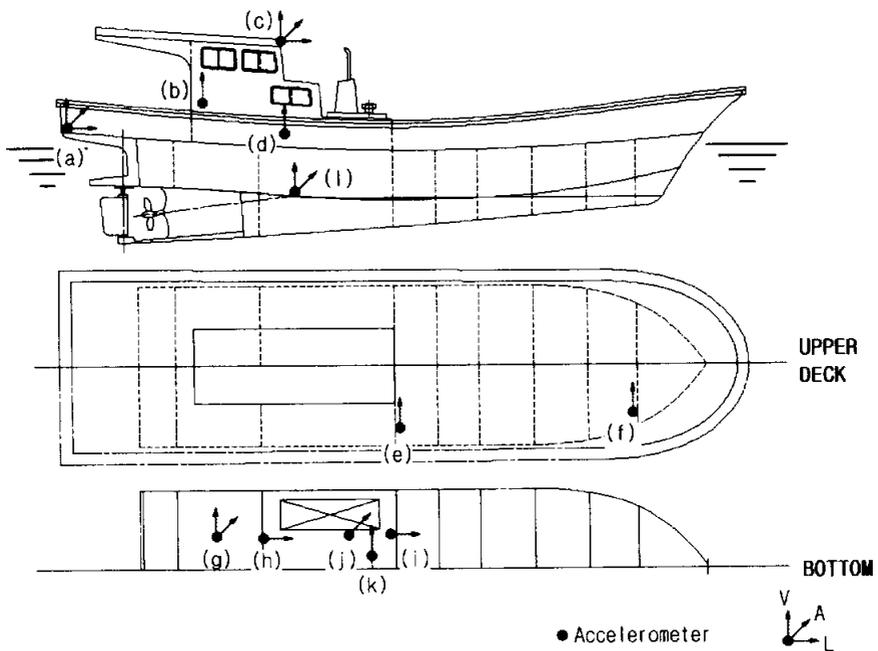


Fig. 2.4 Location of accelerometers for measurements of hull vibration
 (a) Stern, (b) Wheel house, (c) Superstructure front, (d) Upper crew's room, (e) top frame of engine room fore end bulkhead, (f) top frame of engine room fore peak bulkhead, (g) Bottom crew's room, (h) Engine room after end bulkhead, (i) Engine room fore end bulkhead, (j) Fuel oil tank, (k) Engine room bottom frame, (l) Stern tube

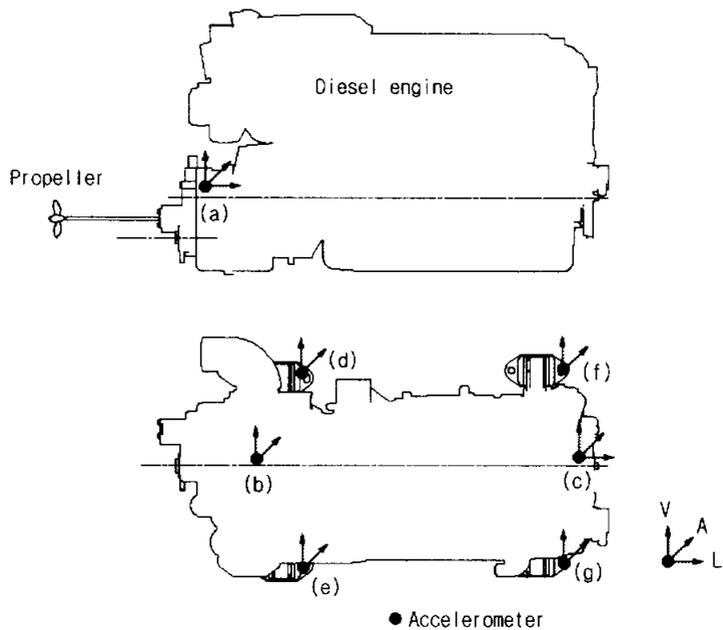
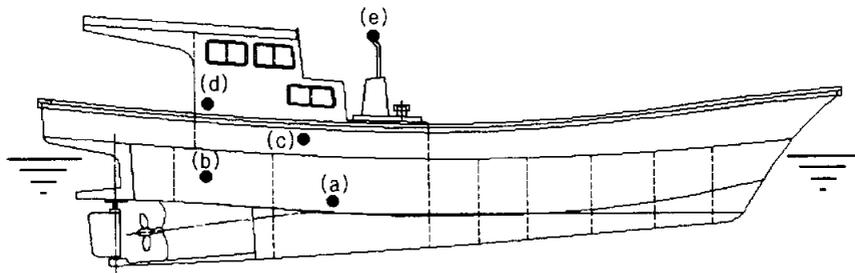


Fig. 2.5 Location of accelerometers for measurement of machinery vibration
 (a) Reduction gear, (b) After end of the main engine, (c) Forward end of the main engine, (d) Port after part of engine bed, (e) Starboard after part of engine bed, (f) Port forward part of engine bed, (g) Starboard forward part of engine bed

(3) 선내 소음

선내 소음은 Fig. 2.6과 같이 시험선의 5개의 측정점에 마이크를 설치하여 무부하 및 부하 시의 소음을 측정을 하였다. 무부하 시의 소음 측정은 선박을 정선한 상태로, 부하 시에는 통상의 항해 상태로 정침하고, 여러 요인에 의한 외부 소음의 영향이 없는 상태에서 주 기관의 회전수를 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가시켜 가면서 데이터 기록계에 기록하였다.

측정 부위로는 기관실, 상부 거주실, 하부 거주실, 조타실 등의 실내와 연통상부의 1점에서 측정하였다²⁰⁾.



● Microphone

Fig. 2.6 Location of microphone for measurement of noise
(a) Engine room, (b) Bottom crew's room, (c) Upper crew's room (d) Wheel house, (e) Top part of the funnel

2.2.4 분석 방법

1) 선체 및 기관 진동

Fig. 2.4와 2.5에 나타낸 선체 12개소와 기관 7개소의 측정점에서 측정된 무부하 및 부하 시의 선체 및 기관 위치의 진동신호는 Fig. 1.1과 같이 데이터 기록계(SONY, PCH 244) 및 PULSE SYSTEM (B&K, 3032A)를 이용하여 차수(order)는 10차, 분해능은 0.05로 설정하고, 기관회전수를 800rpm에서 2000rpm까지 변경하면서 진동특성에 대한 차수 분석(order analysis)을 수행하였다²⁶⁾.

선체와 기관 각부의 고유진동수를 확인하기 위한 충격응답신호는 동 장비를 이용하여 충격해머로 가격하였을 때의 진동신호의 스펙트럼을 분석하였으며, 주파수 스펙트럼 분석에는 최대주파수 1.6kHz, 주파수간격 2Hz를 사용하였다.

통상 진동 분석에 필요한 진동수를 계산하기 위한 기초 자료로서, 기관 회전주파수, 실린더 수, 기어니 수, 피니언 수, 감속기 비, 프로펠러 날개 수 등과 각종 기관 진동의 관련 주파수와의 상호 관계는 다음과 같이 정의된다.

(1) 크랭크축 회전 주파수

$$CSR = RPM / 60 \text{ (Hz)}$$

여기서, RPM은 크랭크축의 회전수(rpm)이다.

(2) 실린더 폭발 주파수

$$CFR = (CSR/60) \times S \text{ (Hz)}$$

여기서, CSR은 크랭크축의 회전주파수(Hz)이고, S는 다음과 같이 주어진다.

$$S = 0.5 : 4\text{행정기관}, S = 1.0 : 2\text{행정기관}$$

(3) 주기관 기진력 주파수

$$EFR = CFR \times Nc$$

여기서, CFR은 실린더 폭발주파수(Hz), Nc는 실린더 수이다.

(4) 기어 맞물림 주파수(gear mesh frequency)

$$GF = N_G \times f_r \text{ (Hz)}$$

여기서, N_G 는 기어 이(tooth) 수, f_r 은 축의 회전주파수(Hz)이다.

(5) 피니언 회전주파수(pinion rotating frequency)

$$PNF = GF / N_p \text{ (Hz)}$$

여기서, N_p 는 피니언의 이 수이다.

(6) 프로펠러 축 회전주파수

$$PSR = CSR / R_r \text{ (Hz)}$$

여기서, R_r 은 감속기어 비이다.

(7) 프로펠러 날개통과주파수(blade passing frequency)

$$PF = PSR \times N_b \text{ (Hz)}$$

여기서, N_b 는 프로펠러의 날개 수이다.

상기 계산식을 이용한 시험선들의 기관 등에 대한 계산된 기본 주파수를 정리하면, Table 2.4와 같다.

Table 2.4 Principal frequency for main engine of the observed small boats

Small boats	CSR (Hz)	CFR (Hz)	EFR (Hz)	PF (Hz)	GF (Hz)	PNF (Hz)
A	33.3	16.7	100	29.2	2733.3	113.9
B	30.0	15.0	90	22.3	3030.0	121.2
C	30.0	15.0	90	25.4	2550.0	106.3
D	33.3	16.7	100	31.3	3166.7	102.2
E	33.3	16.7	100	39.5	2533.3	84.4
F	33.3	16.7	100	39.5	2533.3	84.4
G	33.3	16.7	133	39.8	2433.3	83.9
H	33.3	16.7	100	24.8	3366.7	134.7
I	33.3	16.7	100	24.8	3366.7	134.7
J	30.0	15.0	90	27.7	2340.0	97.5
K	33.3	16.7	100	39.5	2533.3	84.4
L	30.0	15.0	90	30.8	2280.0	87.7
M	36.0	18.0	144	42.0	3240.0	92.6
N	33.3	16.7	100	39.5	2533.3	84.4
O	33.3	16.7	100	38.9	3000.0	85.7
P	36.7	18.3	147	43.8	2676.7	92.3
Q	30.0	15.0	90	22.3	3030.0	121.2

A : Myungyang-ho, B : Gilhung-ho, C : Jekyung-ho, D : Sinsung-ho,
 E : Sunryung-ho, F : Yuram-ho, G : Sunyae-ho, H : Myungseng-ho,
 I : Kwangyung-ho, J : Haesung-ho, K : Dongmyung-ho, l : Daepung-ho,
 M : Daeyung-ho, N : Kwangsin-ho, O : Sinsaeng-ho, P : Namdeg-ho,
 Q : Haesung-lho

CSR : Crank Shaft Rate, CFR : Cylinder Firing Rate, EFR : Engine Firing Rate, PF : Propeller Frequency, GF : Gear mesh Frequency, PNF : Pinion Frequency

2) 선박 소음

선박 내의 각 위치에서 발생하는 소음을 측정하기 위해, 무부하 및 부하 시의 기관실, 상부 거주실, 하부 거주실, 조타실, 연통상부의 소음특성은 Fig. 1.1과 같이 데이터 기록계(SONY, PCH 244) 및 PULSE SYSTEM(B&K, 3032A)를 이용하여 주파수 범위 20Hz~20kHz, A Weighting, 1/3 Octave 대역폭으로 분석하였으며, 차수 특성에 대해서는 20차, 분해능 0.1로 설정하여 기관 회전수 800rpm에서 2000rpm까지 변경하면서 이 때 발생하는 소음에 대한 차수 분석을 수행하였다.

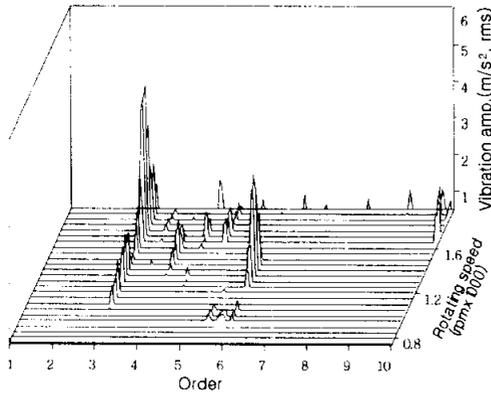
2.3 결과 및 고찰

2.3.1 선체 진동 특성

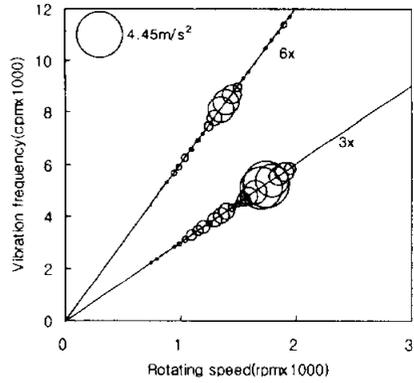
1) 기관실 프레임

A선의 부하 시에 기관실 선저 프레임의 상하방향에서 계측된 진동분석 결과는 Fig. 2.7과 같다. Fig. 2.7(a)는 기관 회전속도의 증가에 따라 진동가속도 값의 크기를 회전수에 대한 차수분석으로 나타낸 워터폴(waterfall) 선도이다. 회전수의 3배인 3차 성분은 1548rpm에서부터 진폭이 서서히 증가하여 1743rpm에서 진동수 87.15Hz의 최대진폭을 나타낸 후에 다시 감소하며, 6차 성분에서는 1244rpm부터 서서히 증가하여 1397rpm에서 진동수 69.85Hz의 최대 진동을 나타내고 있다. Fig. 2.7(b)는 Fig. 2.7(a)에서 특별히 큰 진폭을 나타내는 3차와 6차 성분만을 나타낸 것으로서 가속도 진폭의 크기를 원으로 나타내었다.

최대가속도는 기관 회전수 1743rpm의 3차에 해당하는 5229cpm(87.2Hz)의 진동수 성분에서 4.45%로 나타났다. 이는 Table 2.2에 보이듯이 시험 대상선인 A선은 착화순서(firing order)가 1-5-3-6-2-4인 6실린더의 주기관으로, 연소압력의 변동에 의한 기진력(exciting force)의 토크 하모닉스(harmonics)의 3차 성분이 가장 크고, 이 기진력 성분이 기관 베드와 연결되어 있는 기관실 선저 프레임에 직접 전달되어 선저 프레임의 고유진동수와 국부 공진(local resonance)을 발생하는 것으로 생각된다. 또한, 1397rpm에서는 6차 성분의 진동수(8382cpm, 139.7Hz)가 가속도 진폭 2.58%의 국부 공진을 일으키고 있다.



(a) Order analysis

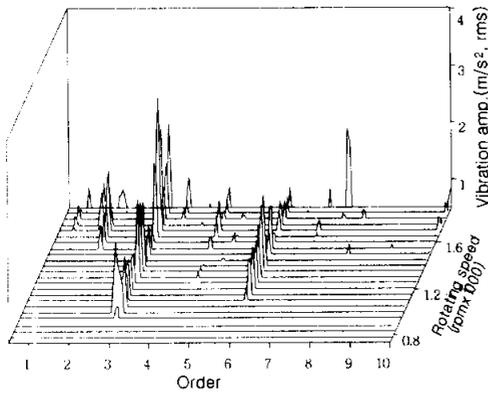


(b) Campbell diagram

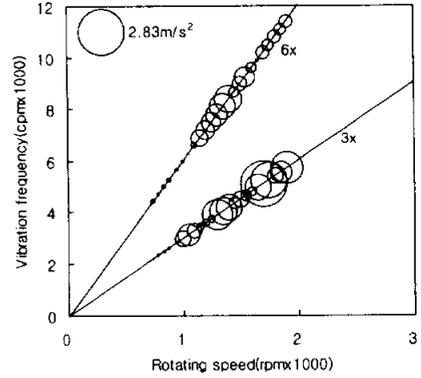
Fig. 2.7 Vibration characteristics at the bottom frame of engine room(Myungyang-ho, vertical direction)

2) 기관실 격벽

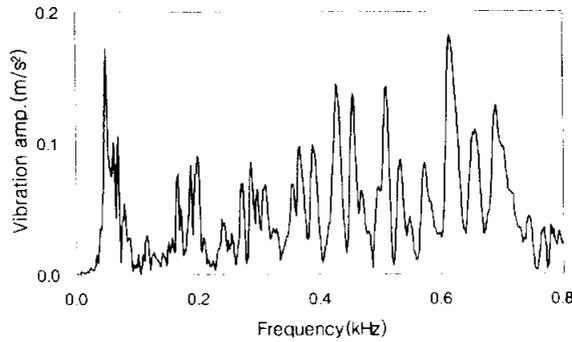
A선의 부하 시에 기관실 후단 격벽의 전후방향에서 측정된 진동 특성은 Fig. 2.8과 같다. Fig. 2.8(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로서 3차 성분의 1000rpm, 1300rpm 및 1700rpm에서 높은 진동을 나타내었으며, 1700rpm에서 최대 진동이 발생하였다. 6차 성분에서는 1097rpm부터 서서히 증가하여 1394rpm에서 큰 진동을 보였다. Fig. 2.8(b)에 주기진주파수인 3, 6차 성분을 나타냈으며, 1700rpm의 3차에 대응하는 5100cpm(85Hz) 성분의 진동 가속도가 최대 2.83 m/s^2 이었고, 이 3차 성분의 기진력이 기관실의 선저 프레임을 통하여 기관실 후단 격벽까지 직접 전달되어 격벽의 고유진동수 성분과 국부 공진을 일으키고, 1394rpm에서 6차 성분인 진동수 8364cpm(139.4Hz)에서 가속도 1.72 m/s^2 로 국부 공진이 발생하였다. 국부 공진이 발생하는 원인은 충격시험의 응답 스펙트럼을 나타낸 Fig. 2.8(c)로부터 알 수 있듯이 48Hz, 68Hz, 86Hz, 100Hz, 142Hz 및 156Hz의 격벽의 고유진동수가 존재하고, Fig. 2.8(b)의 3차 기진 성분의 3130cpm(52.2Hz), 3880cpm(64.7Hz), 5100cpm(85Hz), 5690cpm(94.8Hz)이, 그리고 6차



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum

Fig. 2.8 Vibration characteristics at the after end bulkhead of engine room(Myungyang-ho, longitudinal direction)

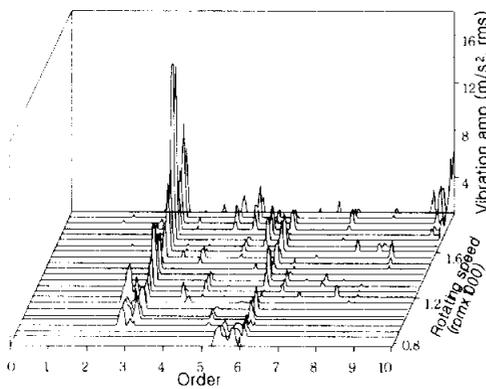
Table 2.5 Natural frequency of the after end bulkhead of engine room

Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Longitudinal	3rd	3130cpm (52.2Hz)	48Hz
		3880cpm (64.7Hz)	68Hz
		5100cpm (85.0Hz)/ 2.83m/s ²	86Hz
		5690cpm (94.8Hz)	100Hz
	6th	8364cpm (139.5Hz)/ 1.72m/s ²	142Hz
		9250cpm (154.2Hz)	156Hz

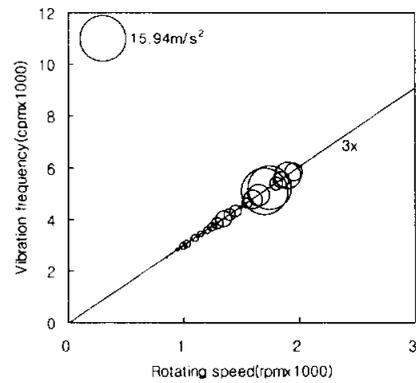
기진 성분의 8370cpm(139.5Hz), 9250cpm(154.2Hz)이 고유진동수와 일치하기 때문이다¹⁰⁾.

3) 연료 탱크

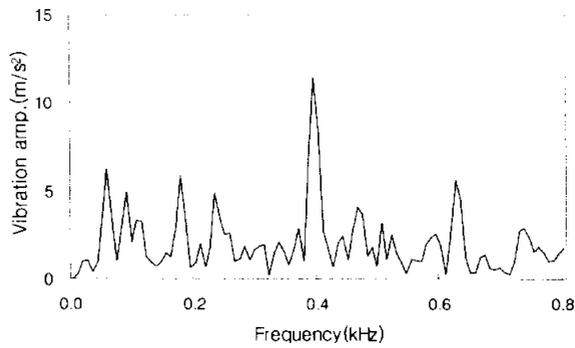
A선의 부하 시에 연료 탱크의 좌우방향에서 측정된 진동 계측결과를 좌측 탱크와 우측 탱크에 대해 각각 Fig. 2.9와 2.10에 나타내었다. Fig. 2.9(a)는



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum

Fig. 2.9 Vibration characteristics at the port fuel oil tank (Myungyang-ho, athwartships direction)

좌측 연료탱크의 좌우방향 진동의 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 3차 성분의 1348rpm, 1697rpm 및 1898rpm에서 큰 진동이, 그리고 1697rpm에서 최대 진동이 나타났다. 또한, 6차 성분은 1097rpm에서 서서히 증가하다 1394rpm에서 큰 값이 나타나는 경향을 보였다.

Fig. 2.9(b)는 차수 성분을 나타낸 것으로서, 특히 높게 나타난 3차 성분만을 나타냈다. 회전수 1697rpm의 3차 성분에 대응하는 5091cpm(84.9Hz)의 진동수 성분의 진동 가속도가 최대 15.9m/s²으로 가장 크게 나타나며, 이는 3차 기진력 성분이 기관실의 선저 프레임을 통하여 기관실 좌측 연료탱크까지 전달되어 국부 공진을 일으킨 것으로 생각된다. 이를 확인하기 위한 충격 가진시험의 응답 스펙트럼을 나타낸 Fig. 2.9(c)와 비교하여 보면, 88Hz의 고유진동수 성분과 Fig. 2.9(b)의 5091cpm(84.91Hz)의 기진력 진동수가 거의 공진영역(약 3.5%)에 포함되고, 이에 따라 과도한 진동이 발생하게 된다.

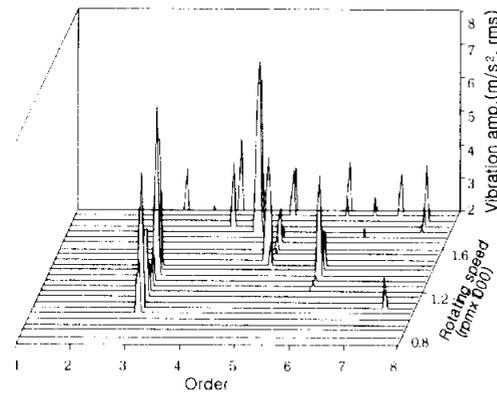
Table 2.6 Natural frequency of the port fuel oil tank

Direction	Order	Peak frequency/ Max. response	Natural frequency
Athwart	3rd	4050cpm (67.5Hz) 5091cpm (84.9Hz)/ 15.9m/s ² 5690cpm (94.8Hz)	88Hz
	6th	8364cpm (139.4Hz)	

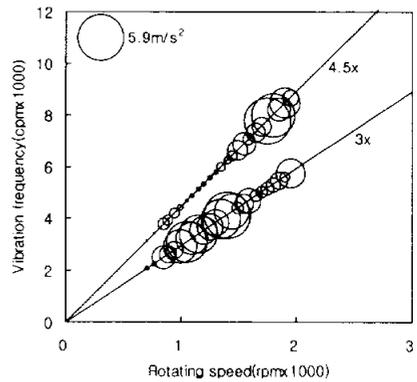
Fig. 2.10(a)는 우측 연료탱크의 좌우방향에서 측정된 진동의 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 3차 성분이 기관 회전수 1050rpm, 1400rpm에서 높은 진동이, 그리고 1400rpm에서 최대 진동이 발생하였다. 또한, 4.5차 성분의 1746rpm, 1796rpm에서도 큰 진동을 나타내었다. Fig. 2.10(b)에 보인 3차와 4.5차 성분에서, 1400rpm에서는 3차 성분의 진동수 4200cpm(70Hz)의 진동 가속도가 최대 5.9m/s²으로 된다. 이 진동이 선저 프레임을 통하여 우측 연료탱크에 직접 전달되어 국부 공진을 일으키고, 또한, 1746rpm에서 4.5차의 7857cpm(131Hz) 주파수 성분의 진동 가속도 5.8m/s²에서도 국부 공진이 발생한다.

국부 공진의 발생 원인으로서는 연료탱크 중앙을 중심으로 각각 상부와 하부에서의 충격시험 스펙트럼을 나타낸 Fig. 2.10(c)와 2.10(d)에서 64Hz, 80Hz, 136Hz의 고유진동수와 Fig. 2.10(b)의 3차 4700cpm(78.3Hz), 4.5차 8000cpm(133.3Hz)의 강제력 진동수가 거의 일치하여 공진 영역에 있기 때문이다.

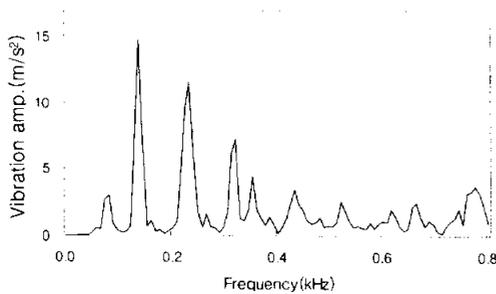
좌, 우측 모두 3차 성분이 크게 나타났으며, 이 차수는 주 기진주파수이며, 동일 조건, 동일 크기의 탱크임에도 불구하고 좌측 탱크가 우측 탱크보다 진동 크기가 월등히 높음을 알 수 있으며, 좌, 우측 연료탱크 모두 공진이 발생하고 있다.



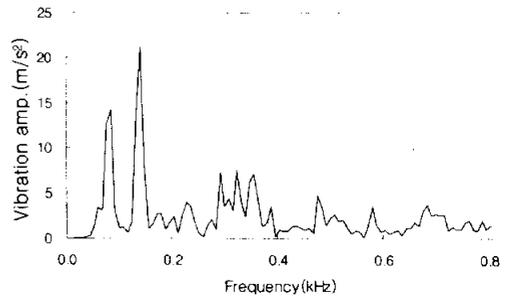
(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum(upper)



(d) Impact response spectrum(bottom)

Fig. 2.10 Vibration characteristics at the starboard fuel oil tank (Myungyang-ho, athwartships direction)

따라서, 선박건조를 위한 기초설계단계에서 각 구조부재의 진동해석을 통한 고유진동수의 계산과 아울러 기관의 주 기진력주파수의 파악 및 기진주파수와 고유진동수의 일치에 의한 공진을 회피하기 위한 공진 회피설계를 실시하여야 함을 알 수 있다.

Table 2.7 Natural frequency of the upper part of starboard fuel oil tank

Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Athwart	3rd	2500cpm (41.7Hz)	64Hz
		3100cpm (51.7Hz)	
		3400cpm (56.7Hz)	
		4100cpm (68.3Hz)	
		4200cpm (70.0Hz)/ 5.9m/s ²	
		4700cpm (78.3Hz)	80Hz
	4.5th	6900cpm (115Hz)	136Hz
		7857cpm (131Hz)/ 5.8m/s ²	
		8000cpm (133.3Hz)	

Table 2.8 Natural frequency of the bottom part of starboard fuel oil tank

Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Athwart	3rd	2500cpm (41.7Hz)	64Hz
		3100cpm (51.7Hz)	
		3400cpm (56.7Hz)	
		4100cpm (68.3Hz)	
		4200cpm (70.0Hz)	
		4700cpm (78.3Hz)	80Hz
	4.5th	6900cpm (115Hz)	136Hz
		7800cpm (130Hz)	
		8000cpm (133.3Hz)	

4) 기관실 전단 격벽의 상갑판 상부 프레임

A선의 부하 시에 기관실 전단 격벽 상갑판의 상부 프레임에 대한 상하방향에서 측정된 진동 결과를 Fig. 2.11에 나타낸다. Fig. 2.11(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 3차 성분에서 847rpm부터 1349rpm까지 크게 나타나고, 그 이상 회전수에서는 진동크기가 작고 일정하여, 997rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 6차 성분의 938rpm, 1294rpm, 1644rpm에서 높은 진동을, 1294rpm에서

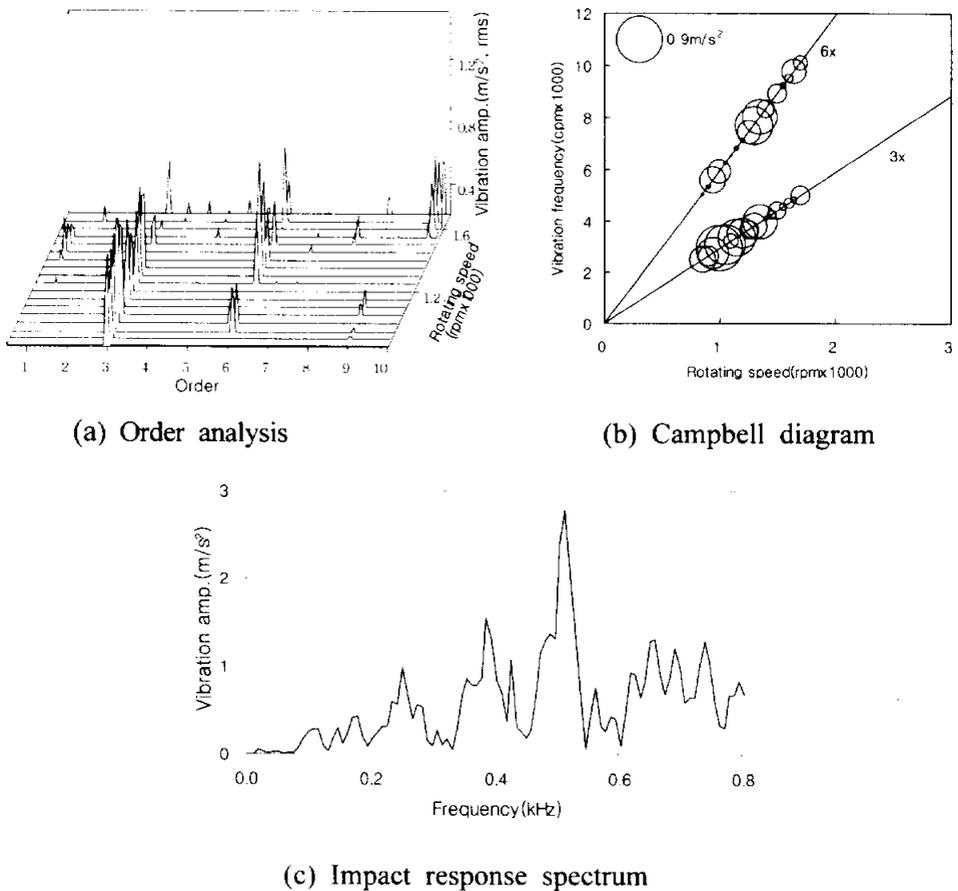


Fig. 2.11 Vibration characteristics at the top frame of engine room fore end bulkhead(Myungyang-ho, vertical direction)

최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.11(b)는 차수를 나타낸 것으로서, 3차와 6차 성분이 특히 크게 나타나며, 회전수 997rpm에서 3차 성분인 진동수 2991cpm(50Hz) 성분의 진동 가속도가 최대 0.9%로 나타났다. 또한 1294rpm에서 6차 성분의 진동수인 7764cpm(129.4Hz)의 진동 가속도가 최대 0.7%로 나타났으며, 이 성분의 진동이 선저 프레임을 통하여 상부 프레임에 전달되어 프레임의 고유진동수와 국부 공진을 발생시켰다.

이는 충격시험 결과인 Fig. 2.11(c)에서 고유진동수 136Hz, 168Hz와 6차 성분의 8000cpm(133.3Hz), 9798cpm(163.3Hz)의 강제력 진동수가 거의 일치하기 때문이다.

Table 2.9 Natural frequency of the top frame of engine room fore end bulkhead

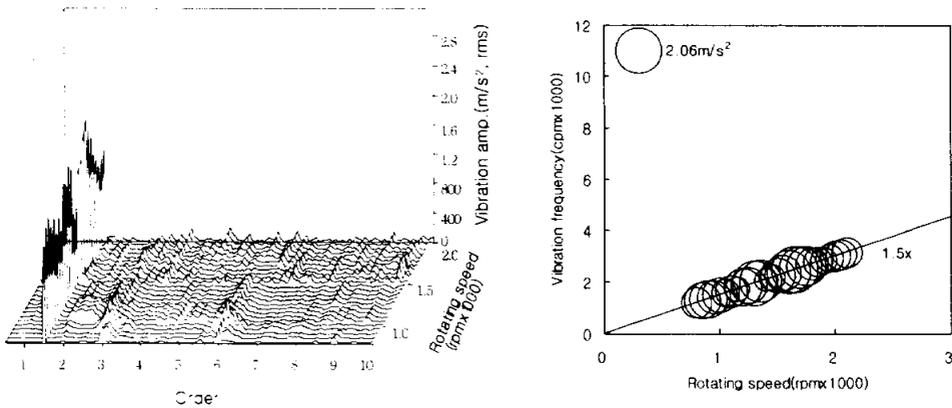
Direction	Order	Peak response frequency	Natural frequency
Vertical	3rd	2991cpm (50Hz)	
		3100cpm (51.7Hz)	
3400cpm (56.7Hz)			
4000cpm (66.7Hz)			
	6th	5600cpm (93.3Hz)	96Hz
		7764cpm (129.4Hz)	168Hz
		8000cpm (133.3Hz)	
		9798cpm (163.3Hz)	

5) 선수 격벽 상갑판 상부 프레임

A선의 부하 시에 선수 격벽의 상갑판 상부 프레임에서 상하방향의 진동을 계측한 결과는 Fig. 2.12와 같다. Fig. 2.12(a)의 waterfall 선도에서는 회전수의 1.5배에 해당하는 1.5차 성분이 전 회전수 영역에 걸쳐 높은 진동이 발생하고 있으며, 특히 1650rpm에서 최대 진동이 나타났다.

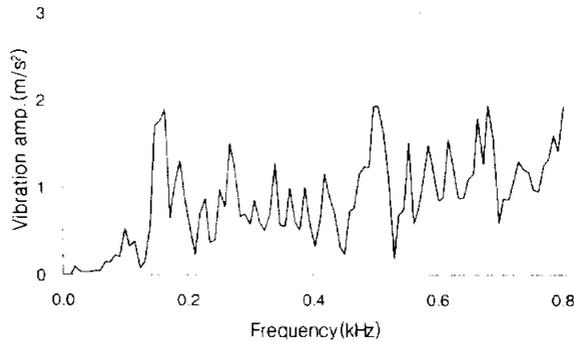
Fig. 2.12(b)는 회전수 변화에 따른 1.5차 성분의 진폭 변화를 나타낸 것으로서, 운전속도 영역 내의 1350cpm(22.5Hz), 1950cpm(32.5Hz), 2480cpm (41.3Hz) 및 3080cpm(51.3Hz)에서 피크진폭이 나타나며, 그 중에서도 2475cpm (41.3Hz) 성분의 진동 가속도가 최대 2.06%로 나타났다.

Fig. 2.12(c)는 충격 가진 시의 응답 스펙트럼을 나타낸 것으로서, 이를 정리한 Table 2.10에서도 알 수 있듯이 고유진동수와외 국부 공진보다는 상갑판 상부 프레임이 비교적 유연한 구조로 인해 기진력에 의한 강제진동이 폭 넓은 회전수 영역에서 발생하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 유연 구조는 외력에 대한 감도가 크고 응답이 쉽게 확대되어 큰 진동을 일으킬 수 있다. 따라서, 선내 구조부재의 치수 결정 시에는 이를 고려하여 설계가 이루어져야 할 것이다.



(a) Order analysis

(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum

Fig. 2.12 Vibration characteristics at the top frame of fore peak bulkhead(Myungyang-ho, vertical direction)

Table 2.10 Natural frequency of the top frame of fore peak bulkhead

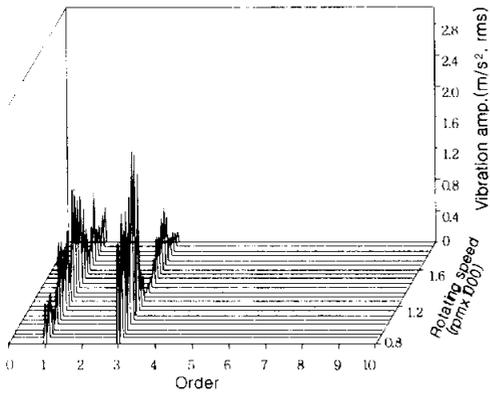
Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Vertical	1.5th	1350cpm (22.5Hz)	
		1950cpm (32.5Hz)	
		2480cpm (41.3Hz)	
		3080cpm (51.3Hz)	

6) 선원실

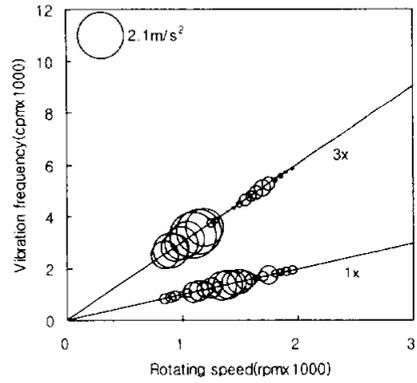
A선의 부하 시에 상부 및 하부 거주실에서의 진동 측정결과는 각각 Fig. 2.13, 2.14 및 2.15와 같다. Fig. 2.13(a)는 상부 거주실의 상하방향 진동에 대한 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 1차 성분이 1397rpm에서 크고, 3차 성분에서도 800rpm부터 1300rpm까지 진동이 크게 나타나며, 1097rpm에서 최대 진동이 발생한다.

Fig. 2.13(b)에 1차 및 3차 성분을 나타내었으며, 회전수 1097rpm에서 3차 성분이 진동수 3191cpm(54.9Hz)의 진동 가속도가 최대 2.1%g으로 나타났다. 이 성분은 실린더 내의 연소압력 변동에 의한 주 기진력 성분으로서, 이 진동수 성분이 상부 거주실로 전달되어 선원실 구조물의 고유진동수와 국부 공진을 발생시킨다. 이는 Fig. 2.13(c)에서 고유진동수 40Hz, 88Hz와 Fig. 2.13(b)의 3차 성분의 2700cpm(45Hz), 5100cpm(85Hz)의 강제력 진동수가 거의 일치하기 때문이다. 1차 성분의 진동은 연접봉, 크랭크 축 등의 가동부(moving parts)에서 발생하는 관성력에 의한 기진력 성분이다.

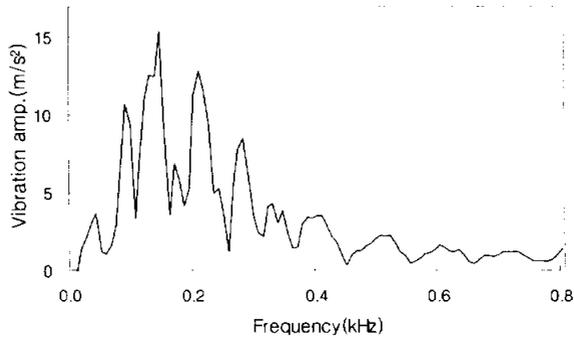
Fig. 2.14(a)는 하부 거주실의 상하방향 진동에 대한 waterfall 선도로써, 800rpm에서 1300rpm까지 진동이 발생하나, 1300rpm이상에서는 진동이 발생하지 않았다. Fig. 2.14(b)에서 3차 성분만 뚜렷이 나타났으며, 933rpm에서 3차 성분의 주파수 2799cpm(45.9Hz)의 진동 가속도가 최대 1.03%g으로 나타났다. 이 성분 역시 하부 거주실의 고유진동수와의 국부 공진에 의해 발생한다. 국부 공진이 발생하는 원인은 Fig. 2.14(c)의 고유진동수 47Hz, 53Hz와 Fig. 2.14(b)에서 나타난 3차 2799cpm(46.7Hz), 3210cpm(53.5Hz)의 강제력 진동수가 거의 일치하기 때문이다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



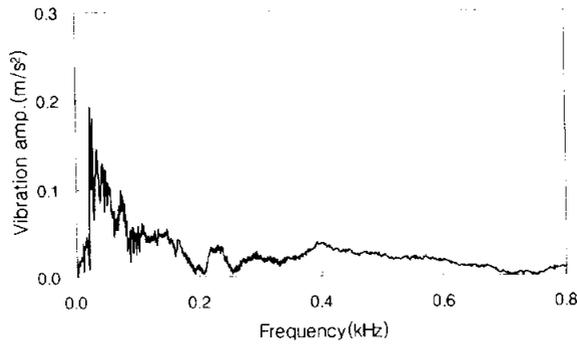
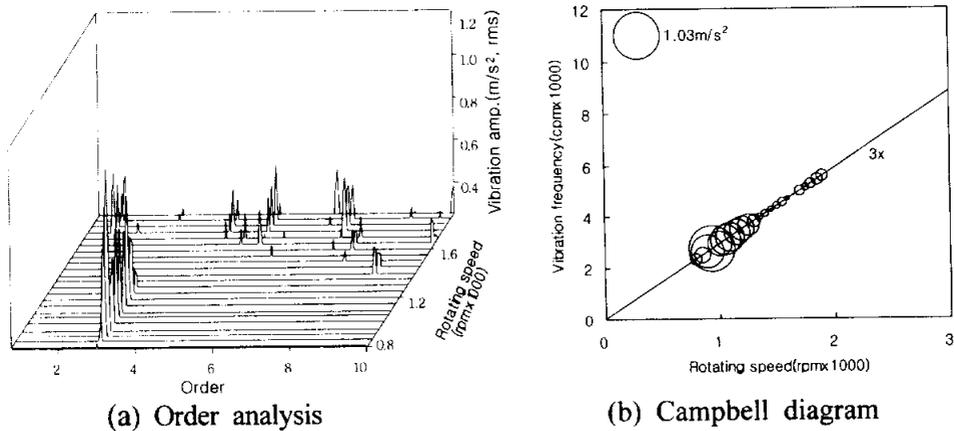
(c) Impact response spectrum

Fig. 2.13 Vibration characteristics at the upper crew's room (Myungyang-ho, vertical direction)

Fig. 2.15(a)는 하부 선원실의 좌우방향의 진동 계측결과로서, 800rpm부터 1000rpm까지의 범위에서 진동이 발생하며, Fig. 2.15(b)에서는 3차 성분만 뚜렷이 나타났고, 933rpm에서 3차 성분의 주파수 2799cpm(46.7Hz)의 진동 가속도가 최대 1.33 m/s^2 으로 나타났다. 이 성분은 하부 거주실로 전달되어 국부 공진이 발생한다. 이러한 원인은 Fig. 2.15(c)의 고유진동수 47Hz와 Fig. 2.15(b)의 3차 성분

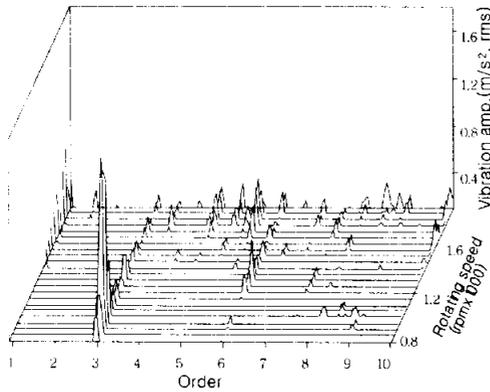
인 2680cpm(44.7Hz), 2799cpm(46.7Hz)의 강제력 진동수가 거의 일치하기 때문이다.

상부 및 하부 거주실에서의 상하 및 좌우방향 진동 모두 토크 하모닉스의 주 성분인 3차 성분의 값이 크게 나타나며, 상갑판 상부 거주실이 상갑판 하부 거주실보다 진동이 크게 나타났다.

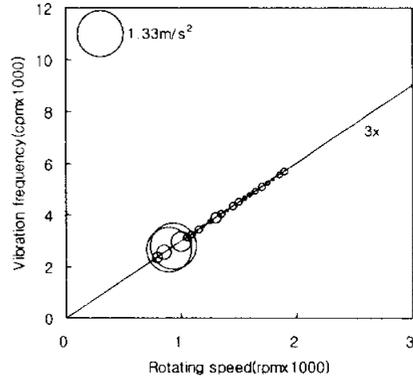


(c) Impact response spectrum

Fig. 2.14 Vibration characteristics at the bottom crew's room (Myungyang-ho, vertical direction)



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.15 Vibration characteristics at the bottom crew's room (Myungyang-ho, athwartships direction)

Table 2.11 Natural frequency of the upper crew's room

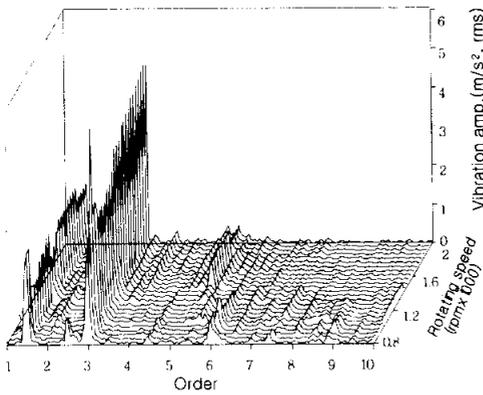
Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Vertical	1st	1100cpm (18.3Hz) 1300cpm (21.7Hz)	
	3rd	2700cpm (44.7Hz) 3291cpm (54.9Hz) 3400cpm (56.7Hz) 5100cpm (85Hz)	40Hz 88Hz

Table 2.12 Natural frequency of the bottom crew's room

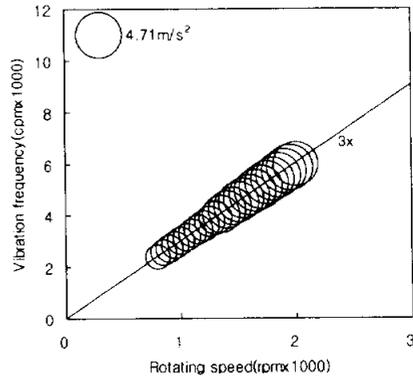
Direction	Order	Peak frequency/ Max.response	Natural frequency
Vertical	3rd	2799cpm (46.7Hz)	47Hz
		3210cpm (53.5Hz)	53Hz
Athwart	3rd	2680cpm (44.7Hz) 2799cpm (46.7Hz)	47Hz

7) 상부 구조물

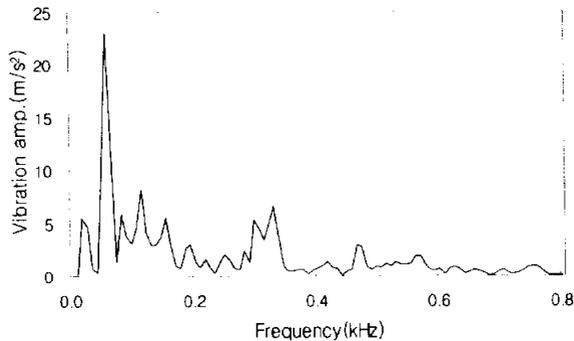
A선의 상부 구조물에서의 상하 및 전후방향의 진동 특성은 각각 Fig. 2.16 및 Fig. 2.17과 같다. Fig. 2.16(a)에서 1.5차는 800rpm부터 2000rpm까지 진동이 발생하고, 3차 성분은 800rpm부터 진동이 서서히 증가하다가 1350rpm부터는 크게 증가하는 경향을 나타내며, 1950rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.16(b)에서는 1.5차와 3차 성분이 나타났으며, 1950rpm에서 3차 성분의 5850cpm(97.5Hz)의 진동 가속도가 최대 4.71m/s²으로 나타났다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

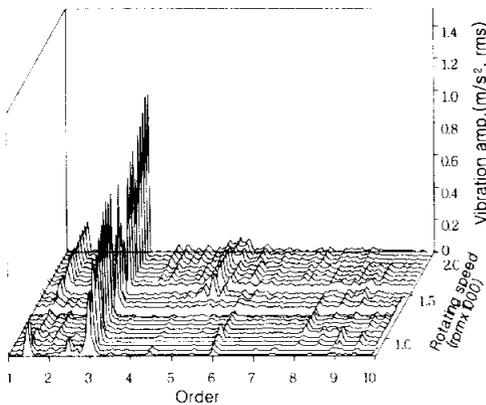


(c) Impact response spectrum

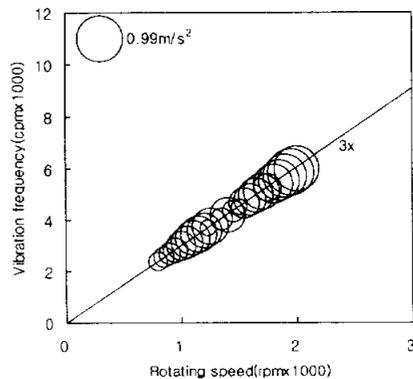
Fig. 2.16 Vibration characteristics at the front superstructure (Myungyang-ho, vertical direction)

Table 2.13 Natural frequency of the front superstructure

Direction	Order	Peak response frequency	Natural frequency
Vertical	3rd	2850cpm (47.5Hz)	80Hz
		4800cpm (80.0Hz)	
		5850cpm (97.5Hz)	
		6000cpm (100Hz)	
Longitudinal	3rd	3750cpm (62.5Hz)	80Hz
		4200cpm (70.0Hz)	
		5100cpm (85.0Hz)	
		5850cpm (97.5Hz)	



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.17 Vibration characteristics at the front superstructure (Myungyang-ho, longitudinal direction)

Fig. 2.16(c)는 충격가진 시의 응답 스펙트럼으로써, Fig. 2.16(c)에서 80Hz의 고유진동수와 Fig. 2.16(b)의 3차 성분의 4800cpm(80Hz) 진동수가 일치하여 국부 공진이 일어난다.

Fig. 2.17(a)는 상부 구조물의 전후방향의 진동으로서, 3차 성분이 전 회전수 범위에 걸쳐 진동이 발생하며, 1950rpm에서 최대진동이 나타났다. Fig. 2.17(b)

에서는 3차 성분이 뚜렷하며, 1950rpm에서 3차 성분에 대응하는 5850cpm(97.5Hz)의 진동 가속도가 최대 0.99%^m으로 나타났다. Fig. 2.16(c)에서 고유진동수 80Hz와 Fig. 2.17(b)의 5100cpm(85Hz) 강제 진동수가 거의 일치하므로 국부 공진이 발생한다.

상하 및 전후방향의 진동이 발생하는 진동수 영역은 동일하나, 진동의 크기는 상하방향의 진동이 전후방향보다 매우 큰 특징을 가지고 있다.

8) 선미부

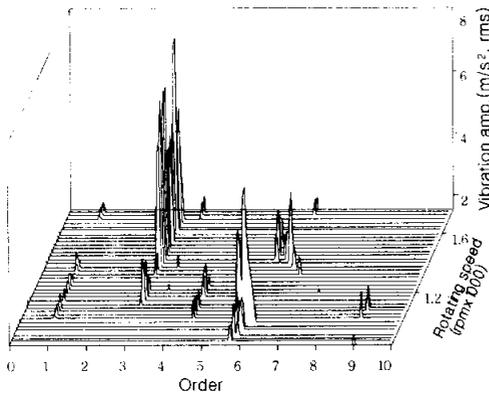
A선의 부하 시 선미부의 상하, 좌우 및 전후방향에서 발생하는 진동의 계측결과를 각각 Fig. 2.18, 2.19 및 2.20에 나타내었다. Fig. 2.18(a)의 상하 방향 진동에서 3차 성분이 회전수 1370rpm부터 1700rpm까지의 범위에서 진동이 비교적 높고, 1600rpm에서 최대 진동이 나타났다. 5.9차 성분도 회전수 999rpm에서 큰 진동이 나타났다. Fig. 2.18(b)에서는 3차, 5.9차가 나타났으며, 두 차수 중 1600rpm에서 3차 성분의 4800cpm(80Hz)의 진동 가속도가 최대 7.50%^m으로 나타났다. Fig. 2.18(c)에서 고유진동수 72Hz, 96Hz와 Fig. 2.17(b)의 3차 성분의 4300cpm(71.7Hz), 5.9차 성분의 5800cpm(96.7Hz)인 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진을 일으킨다.

Fig. 2.19(a)는 선미부의 좌우방향 진동으로, 3차 성분이 800rpm에서 1024rpm까지의 영역에서 진동이 높고, 1033rpm에서 최대 진동을 보였다. Fig. 2.19(b)에서는 1033rpm에서 3차 성분의 3099cpm(51.7Hz)의 진동 가속도가 최대 1.50%^m으로 나타났다. 충격시험에 대한 응답 스펙트럼을 나타낸 Fig. 2.18(c)에서 고유진동수 56Hz와 Fig. 2.19(b)의 3차 성분에 대한 3099cpm (51.7Hz)이 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.

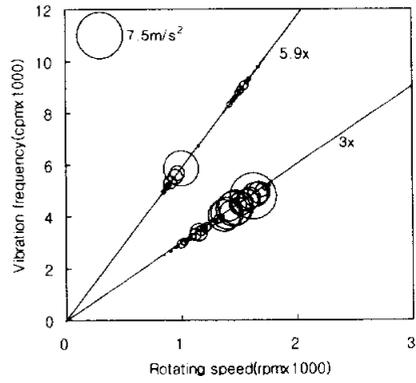
Fig. 2.20(a)는 선미부의 전후방향 진동으로서, 3차 성분의 1119rpm, 1321rpm, 1640rpm에서 진동이 높고, 1119rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.20(b)에서 3차 성분이 뚜렷하며, 1119rpm에서 3차 성분의 3357cpm (56Hz)의 진동 가속도가 최대 0.60%^m으로 나타났다. 이는 선미부 구조물의 전후방향의 고유진동수 56Hz와 Fig. 2.20(b)의 3099cpm(51.7Hz), 4500cpm(75Hz) 강제력 진동수가

거의 일치하여 발생하는 국부 공진이다.

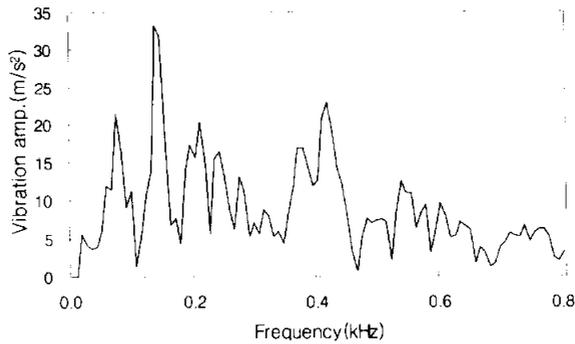
선미부에서는 상하, 좌우 및 전후방향의 진동이 모두 주 기진력인 3차 성분이 크며, 그 중에서도 상하방향 진동이 매우 높았으며, 좌우 및 전후방향의 진동은 비슷한 경향을 보였다.



(a) Order analysis

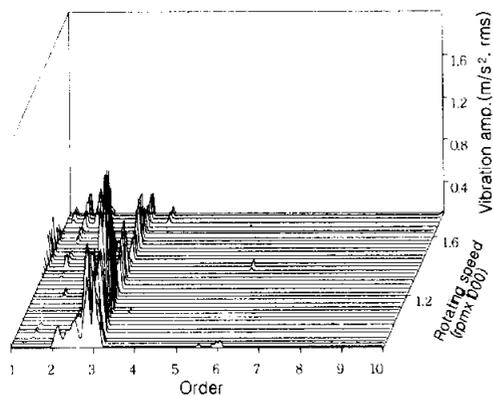


(b) Campbell diagram

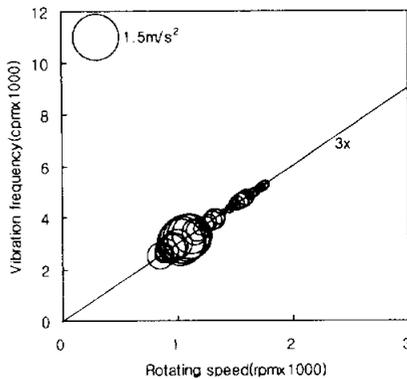


(c) Impact response spectrum

Fig. 2.18 Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, vertical direction)

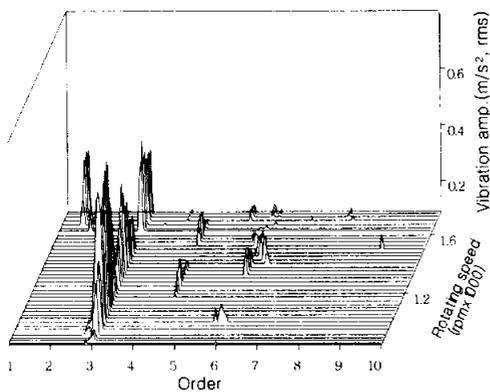


(a) Order analysis

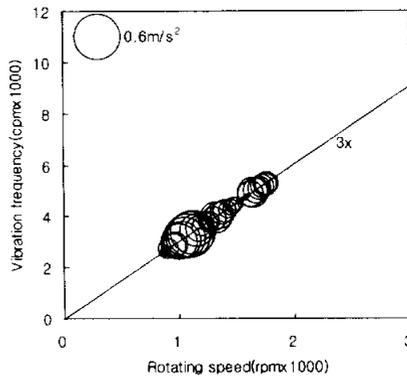


(b) Campbell diagram

Fig. 2.19 Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, athwartships direction)



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.20 Vibration characteristics at the stern part (Myungyang-ho, longitudinal direction)

Table 2.14 Natural frequency of the stern part

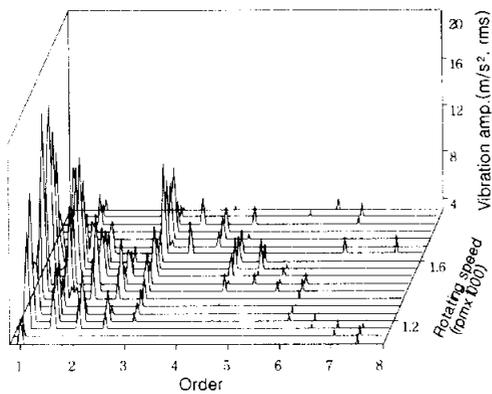
Direction	Order	Peak response frequency	Natural frequency
Vertical	3rd	3400cpm (56.7Hz)	56Hz
		4000cpm (66.7Hz)	
4300cpm (71.7Hz)		72Hz	
4800cpm (80.0Hz)			
	5th, 9th	500cpm (96.7Hz)	96Hz
Athwart	3rd	2500cpm (41.7Hz)	56Hz
		3099cpm (51.7Hz)	
		4000cpm (66.7Hz)	
		4800cpm (80.0Hz)	
Longitudinal	3rd	3357cpm (56.0Hz)	56Hz
		4000cpm (66.7Hz)	
		4500cpm (75.0Hz)	72Hz
		5000cpm (83.3Hz)	
		5300cpm (88.3Hz)	

2.3.2 주기관의 진동 특성

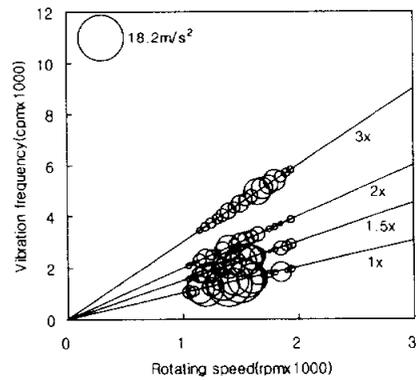
1) 주기관 선미부

A선의 부하 시 주기관(main engine) 선미부에서의 상하 및 좌우방향의 진동 특성을 나타내면, 각각 Fig. 2.21 및 2.22와 같다. Fig. 2.21(a)는 상하방향 진동의 waterfall 선도로, 1차 성분이 1195rpm, 1397rpm, 1846rpm에서 높은 진동을, 1397rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 1.5차 성분이 1548rpm, 2차 성분이 1397rpm, 3차 성분이 1650rpm에서 높은 진동을 나타내었다. Fig. 2.21(b)에서 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 여러 성분이 나타났으며, 최대 진동 가속도는 1397rpm에서 1차 성분의 1397cpm(23.3Hz)에서 18.2%, 1548rpm에서 1.5차 성분의 2322cpm(38.7Hz)에서 12.6%, 1397rpm에서 2차 성분의 2794cpm (46.6Hz)에서 9.6%, 1650rpm에서 3차 성분의 4950cpm(82.5Hz)에서 10.7%으로 나타났다. 이들 성분의 기진력으로는 1차 성분은 가동부 관성력, 기계적 불평형, 1.5차

성분은 유연 베드에 기인하는 지지부의 비선형성, 2차 성분은 축계 및 지지부의 정렬불량(misalignment) 그리고 3차 성분은 기관의 폭발압력 변동에 기인하는 기진력으로 고려될 수 있다.

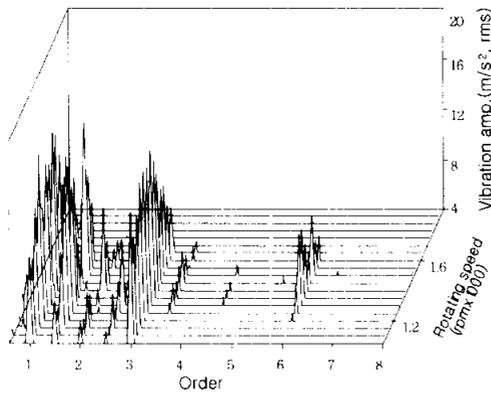


(a) Order analysis

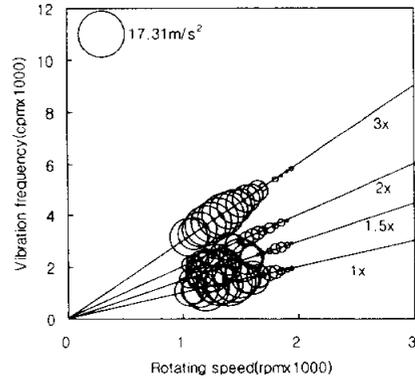


(b) Campbell diagram

Fig. 2.21 Vibration characteristics at the top of after end of main engine (Myungyang-ho, vertical direction)



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.22 Vibration characteristics at the top after end of main engine(Myungyang-ho, athwartships direction)

Fig. 2.22(a)는 좌우방향의 진동으로, 1차 성분에서 1049rpm부터 1650rpm까지 높은 진동을, 1397rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 1.5차 성분에서는 1498rpm, 2차 및 3차는 각각 1397rpm, 1397rpm에서 최대 진동을 나타내었다.

Fig. 2.22(b)에서는 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 여러 성분이 나타나며, 각 성분의 최대 진동 가속도는 각각 1차는 1397cpm에서 17.3%, 1.5차는 1870cpm에서 15.8%, 2차는 2794cpm에서 10.5% 그리고 3차는 4038cpm에서 15.8%으로 최대진폭을 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이, 주기관의 가동부 관성력에 의한 기진력이 가장 큰 영향을 미치고, 이어서 연소압력변동에 의한 3차 하모닉스 성분이 크게 가진시키는 것을 알 수 있다.

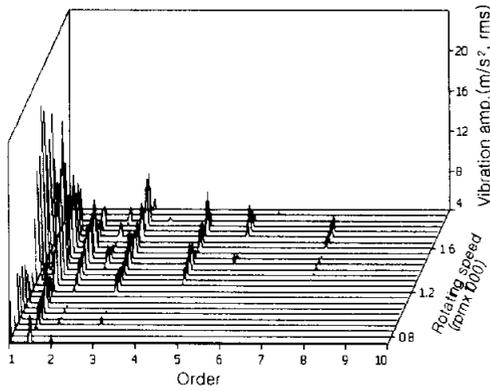
2) 주기관 선수부

A선의 부하 시 주기관 선수부의 상하, 좌우 및 전후방향의 진동 특성은 각각 Fig. 2.23, 2.24 및 2.25와 같다. Fig. 2.23(a)는 상하방향의 진동으로 1차 성분이 1247rpm부터 1670rpm까지의 영역에서 높은 진동을 나타내고, 특히

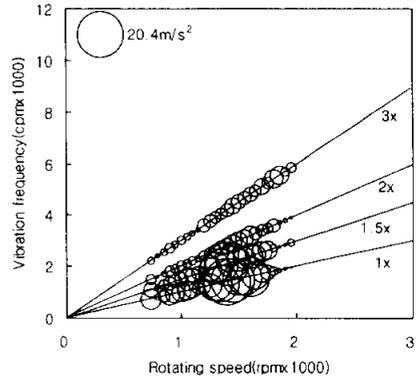
1397rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 1.5차는 1397rpm, 2차는 1599rpm, 그리고 3차는 1847rpm에서 높은 진동을 나타낸다. Fig. 2.23(b)에서 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 여러 성분을 나타내고 있으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1차가 1397cpm(23.3Hz)에서 20.4%, 1.5차가 2096cpm(34.9Hz)에서 18.96%, 2차가 3198cpm(53.3Hz)에서 8.7% 그리고 3차가 5541cpm(92.4Hz)에서 8.7%으로 나타났다. 주기관 선수부의 경우에는 1차와 1.5차가 특히 큰 진동가속도로 진동하고, 1.5차는 선수부 구조의 유연성에 기인하는 것으로 생각된다.

Fig. 2.24(a)는 좌우방향의 진동으로, 1차 성분은 회전수 1196rpm, 1397rpm, 1642rpm에서 높은 진동을 보이고, 특히 1196rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 1.5차는 1298rpm, 3차는 1446rpm에서 높은 진동을 나타내고 있다. Fig. 2.24(b)에는 1차, 1.5차 및 3차의 성분이 나타내었으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1차가 1196cpm(19.9Hz)에서 4.49%, 1.5차가 1947cpm (32.5Hz)에서 4.32%, 그리고 3차가 4797cpm(80Hz)에서 4.67%으로 나타났다. 좌우방향의 진동은 상하방향에 비해 매우 적은 진동을 보이고 있고, 특징적인 차수는 상하방향과 유사하다.

Fig. 2.25(a)는 전후방향의 진동으로, 1차 성분은 1397rpm, 1.5차 성분은 1547rpm, 2차 및 3차는 각각 1446rpm, 1500rpm에서 높은 진동을 나타내고 있다. Fig. 2.25(b)에는 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 성분을 보이며, 각 성분의 최대 진동 가속도는 1차가 1397cpm(23.3Hz)에서 2.88%, 1.5차가 2321cpm (38.7Hz)에서 3.93%, 2차가 2892cpm(48.2Hz)에서 2.42% 그리고 3차가 4500cpm(75Hz)에서 3.16%으로 최대진폭을 나타낸다. 이상에서 알 수 있듯이, 전후방향의 진동은 상하 및 좌우방향에 비해 진동진폭이 매우 적고 이는 주기관 선수부의 전후방향의 강성이 다른 방향에 비해 큰 구조에 기인하는 것으로 생각된다.

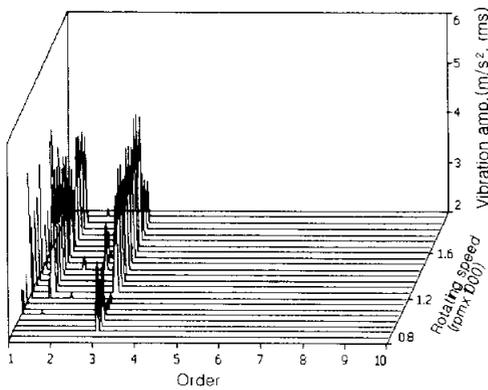


(a) Order analysis

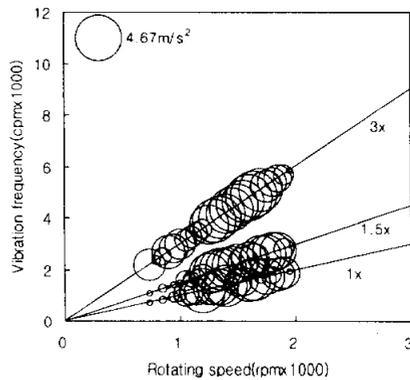


(b) Campbell diagram

Fig. 2.23 Vibration characteristics at the top forward end of main engine(Myungyang-ho, vertical direction)

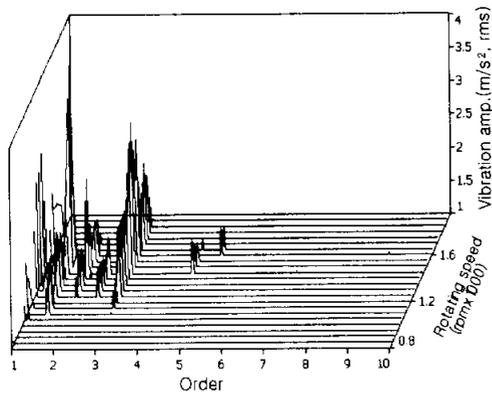


(a) Order analysis

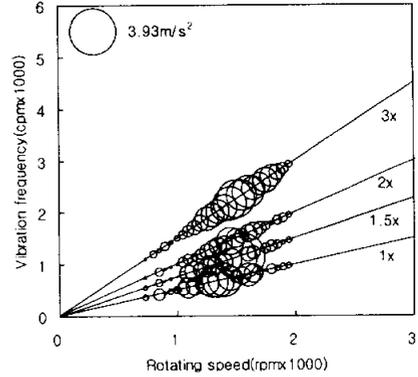


(b) Campbell diagram

Fig. 2.24 Vibration characteristics at the top forward end of main engine (Myungyang-ho, athwartships direction)



(a) Order analysis

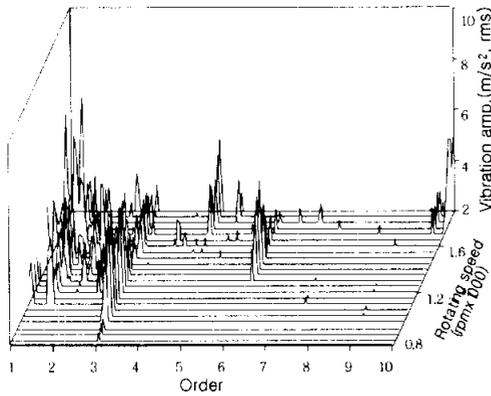


(b) Campbell diagram

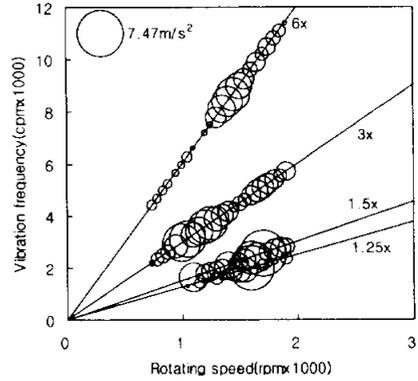
Fig. 2.25 Vibration characteristics at the top forward end of main engine(Myungyang-ho, longitudinal direction)

3) 주기관 좌현 베드

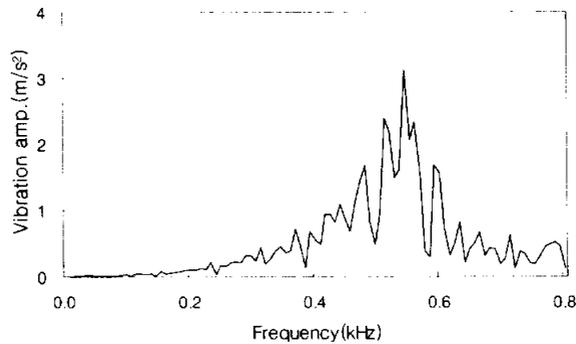
A선의 부하시 주기관 좌현 베드의 앞쪽과 뒤쪽의 상하 및 좌우방향의 진동 특성을 Fig. 2.26, 2.27, 2.28 및 2.29에 나타낸다. 먼저 Fig. 2.26(a)는 주기관 좌현 베드 앞쪽의 상하 진동에 대한 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 1.25차가 1599rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 1.5차의 1098rpm, 1395rpm, 1560rpm 및 1670rpm에서 높은 진동을, 1670rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 3차의 경우에도 994rpm, 1042rpm 및 1243rpm에서 높은 진동을, 994rpm에서 최대 진동을 보이고, 6차는 1444rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.26(b)에서는 이들 1.25차, 1.5차, 3차 및 6차 성분을 나타내며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1599rpm에서 1.25차가 1999cpm(33.3Hz)의 7.19 m/s^2 , 1670rpm에서 1.5차가 2505cpm(41.8Hz)의 7.47 m/s^2 , 994rpm에서 3차가 2982cpm(62.2Hz)에서 6.07 m/s^2 , 그리고 1444rpm에서 6차가 8664cpm(144.4Hz)에서 5.32 m/s^2 으로 나타났다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum

Fig. 2.26 Vibration characteristics at the port forward part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)

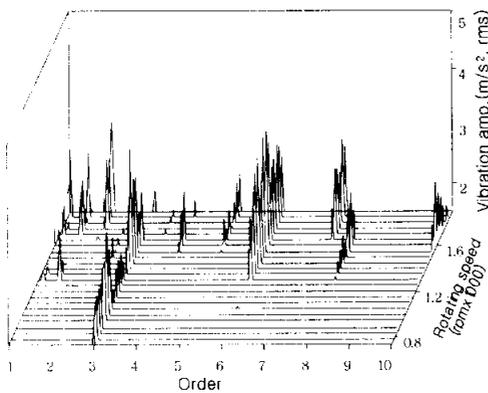
Fig. 2.26(c)의 고유진동수 160Hz와 Fig. 2.26(b)의 6차에 대한 9593cpm (160Hz)의 강제력 진동수가 일치하기 때문에 국부 공진을 일으켜서 발생한다.

Table 2.15 Natural frequency of the port forward part of engine bed

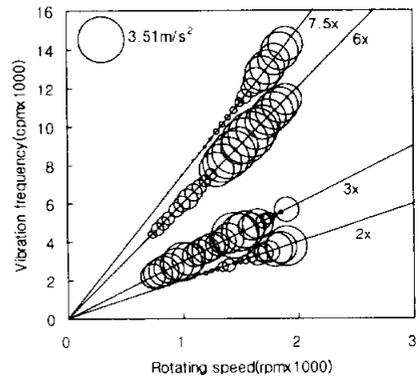
Direction	Order	Peak frequency / Max. response	Natural frequency
Vertical	1.25th	1999cpm (33.3Hz)/ 7.19m/s ²	
	1.5th	2505cpm (41.8Hz)/ 7.47m/s ² 1646cpm (27.4Hz)	
	3rd	2982cpm (49.7Hz)/ 6.07m/s ² 3743cpm (62.4Hz) 5100cpm (85.0Hz)	
	6th	8664cpm (144.4Hz)/ 5.32m/s ² 9593cpm (160.0Hz)	160Hz
Athwart	2nd	3291cpm (54.9Hz) 3796cpm (63.3Hz)/ 3.13m/s ²	
	3rd	2982cpm (49.7Hz) 4333cpm (72.2Hz)/ 3.51m/s ² 5231cpm (87.2Hz)	
	6th	6252cpm (104.2Hz) 9593cpm (159.9Hz)/ 3.51m/s ²	160Hz
	7.5th	12749cpm (212.5Hz) 13868cpm (231.1Hz)/ 2.85m/s ²	232Hz

Fig. 2.27(a)는 주기관 좌현 베드의 앞쪽 좌우방향에 대한 진동으로, 2차가 1898rpm, 3차가 1444rpm, 6차가 1599rpm, 그리고 7.5차가 1849rpm에서 큰 진동을 발생하였다. Fig. 2.27(b)에서는 이들 차수 성분을 나타내었으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1898rpm에서 2차의 주파수 3796cpm(63.3Hz)가 3.13%, 1444rpm에서 3차의 주파수 4333cpm(72.2Hz)가 3.51%, 1599rpm에서 6차의 주파수 9593cpm(159.9Hz)가 3.51%, 그리고 1849rpm에서 7.5차의 주파수 13868cpm(231Hz)가 2.85%으로 나타났다. Fig. 2.26(c)의 고유진동수 160Hz, 232Hz와 Fig. 2.27(b)의 6차 9593cpm(160Hz), 7.5차 13867cpm(231Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.

이들 결과를 정리하면, 주기관 좌현 베드의 앞쪽의 상하 및 좌우방향 진동의 각 차수별 최대진동가속도는 Table 2.15에 보이듯이 수직방향이 좌우방향보다 약 2배정도 큰 진폭을 나타내며, 또한 폭발압력의 변동에 기인하는 기진력의 하모닉스 성분인 3차와 6차 성분보다 1.25차 및 1.5차 성분이 크게 나타나고 있다. 이는 FRP제의 구조적 특성상 베드의 기초부의 강성이 약하여 기진력에 대한 비선형성을 나타내는 것으로 생각되며, 선박설계 시에 이를 반영하여 특히 기초부에 보강제(stiffener)를 부가하여 수직방향의 강성(stiffness)을 보강하여야 할 것이다.

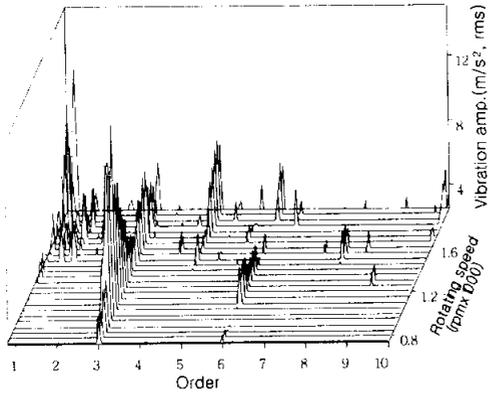


(a) Order analysis

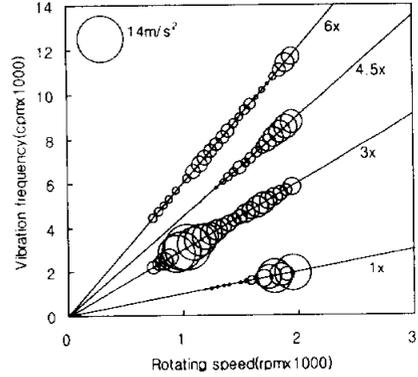


(b) Campbell diagram

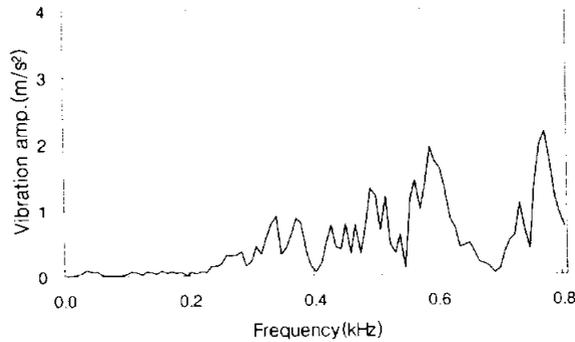
Fig. 2.27 Vibration characteristics at the port forward part of engine bed(Myungyang-ho, athwartships direction)



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram



(c) Impact response spectrum

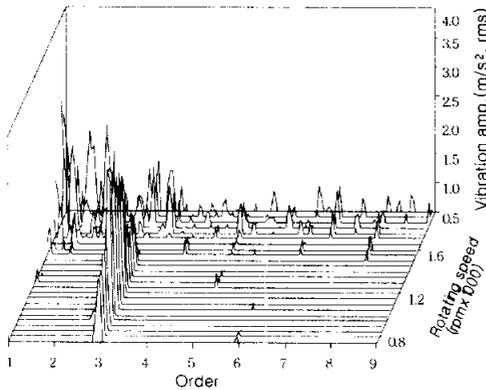
Fig. 2.28 Vibration characteristics at the port after part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)

Fig. 2.28(a)는 주기관 좌현 베드 뒤쪽의 상하방향 진동으로, 1차가 1794rpm, 1949rpm에서 높은 진동을, 1949rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한 3차는 1039rpm, 4.5차는 1899rpm, 그리고 6차는 1899rpm에서 최대 진동이 나타났다.

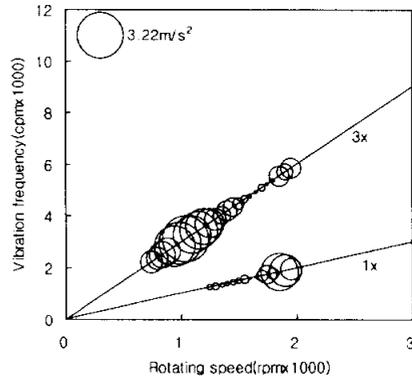
Fig. 2.28(b)에서는 이들 1차, 3차, 4.5차 및 6차의 여러 차수 성분을 나타내었으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1949rpm에서 1차의 주파수 1949cpm

(32.5Hz)가 11%, 1039rpm에서 3차의 주파수 3117cpm(52Hz)가 14%, 1899rpm에서 4.5차의 주파수 8547cpm(142.4Hz)가 7.2%, 그리고 1899rpm에서 6차의 11394cpm(189.9Hz)가 5.8%으로 나타났다. Fig. 2.28(c)의 고유진동수 32Hz, 56Hz, 112Hz와 Fig. 2.28(b)의 1차 1949cpm(32.5Hz), 3차 3117cpm(52Hz), 6차 6896cpm(114.9Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진을 일으킨다.

Fig. 2.29(a)는 주기관 좌현 베드 뒤쪽의 좌우방향 진동으로, 3차가 1039rpm, 1차가 1848rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.29(b)에서는 1차와 3차 성분을 나타내었으며, 1848rpm에서 1차의 주파수 1848cpm(30.8Hz)에서 진동가속도가 최대 2.65%, 1089rpm에서 3차 3117cpm(52Hz) 성분의 진동가속도가 최대 3.22%으로 나타났다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.29 Vibration characteristics at the port after part of engine bed(Myungyang-ho, athwartships direction)

주기관 좌현 베드 뒤쪽의 상하 및 좌우방향 진동의 각 차수별 최대 진동가속도는 Table 2.16에 보이듯이 수직방향의 진동이 매우 과대하고 앞쪽의 수직방향보다 약 2배정도 큰 진폭을 나타내며, 이는 폭발압력의 변동에 기인하는 기진력의 하모닉스 성분인 3차가 베드의 수직방향 고유진동수와 공진을 일으켜 진동진폭이 매우 증폭된 것을 알 수 있다. 좌우방향의 진동은 비교적 양호

하다. 따라서, 현 상태의 과도한 진동으로 장기간 운전 시에는 기관 베드가 피로 파괴(fatigue fracture)로 진전될 가능성이 있으므로, 앞쪽의 경우와 마찬가지로 베드 기초부의 강성을 보강하여 베드의 고유진동수를 증가시킴으로서 공진을 회피하여 진동 진폭을 낮추도록 설계변경과 시공이 이루어져야 할 것으로 생각된다.

Table 2.16 Natural frequency of the port after part of engine bed

Direction	Order	Peak frequency/ Max. response	Natural frequency
Vertical	1st	1795cpm (29.9Hz) 1949cpm (32.5Hz)/ 11.0m/s ²	32Hz
	3rd	3117cpm (52.0Hz)/ 14m/s ² 5096cpm (84.9Hz)	56Hz
	4.5th	8547cpm (142.5Hz)/ 7.2m/s ²	
	6th	6896cpm (114.9Hz) 11394cpm (189.9Hz)/ 5.8m/s ²	112Hz
Athwart	1st	1848cpm (30.8Hz)/ 2.65m/s ²	32Hz
	3rd	2218cpm (37.0Hz) 3117cpm (52.0Hz)/ 3.22m/s ² 4345cpm (72.4Hz) 5543cpm (92.4Hz)	52Hz

4) 주기관 우현 베드

A선의 주기관 우현 베드에서 앞쪽과 뒤쪽의 상하 및 좌우방향의 진동 특성은 각각 Fig. 2.30, 2.31, 2.32 및 2.33과 같다.

Fig. 2.30(a)는 주기관 우현 베드 앞쪽의 상하 진동으로, 1.5차 1796rpm, 3차 848rpm, 6차 1440rpm, 그리고 7.5차의 1796rpm에서 높은 진동을, 3차의 848rpm에서 최대 진동이 나타났다. Fig. 2.30(b)에서는 1.5차, 3차, 6차 및 7.5차의 성분을 나타내었으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 1796rpm에서 1.5차의 2694cpm(44.9Hz)가 6.96%, 1273rpm에서 3차의 2544cpm(42.4Hz)가 12.2%, 1440rpm에서 6차의 8640cpm(144Hz)가 7.34%, 그리고 1796rpm에서 7.5차의

13470cpm(224.5Hz)가 9.26%로 나타났다. Fig. 2.30(c)의 고유진동수 48Hz, 224Hz, 248 Hz와 Fig. 2.30(b)의 1차 2769cpm(46.2Hz), 7.5차 13473cpm (224.6Hz), 14600cpm (243Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.

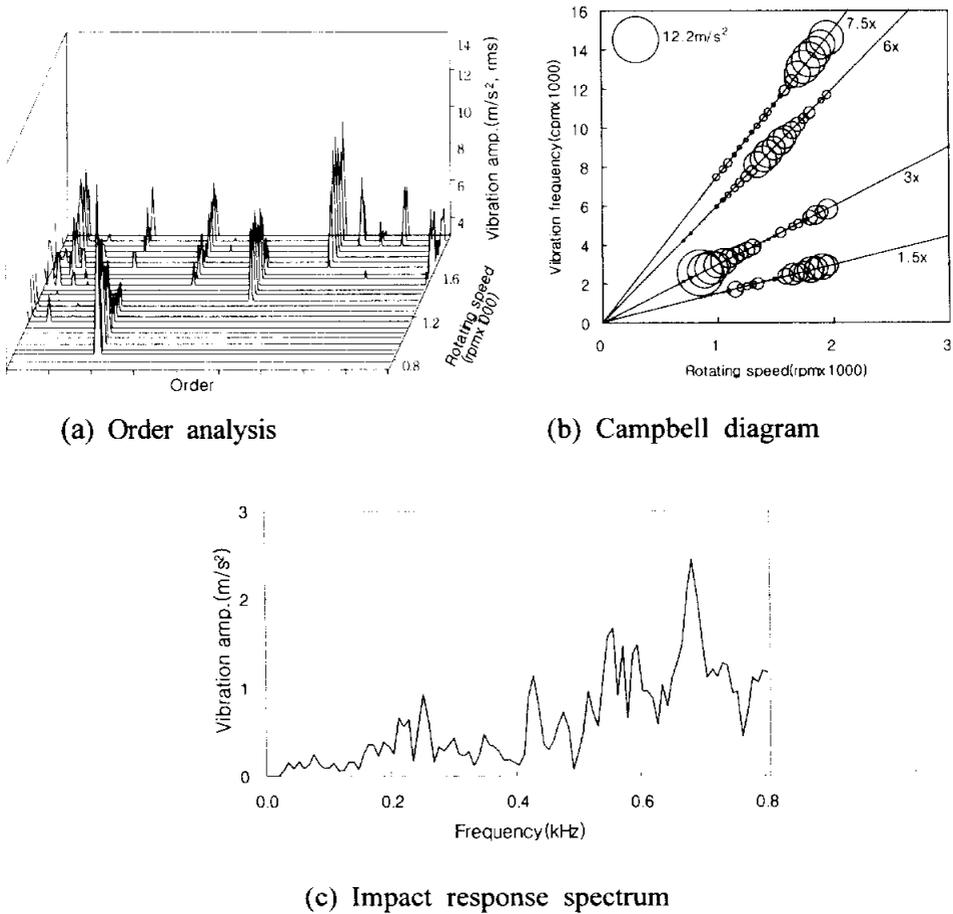
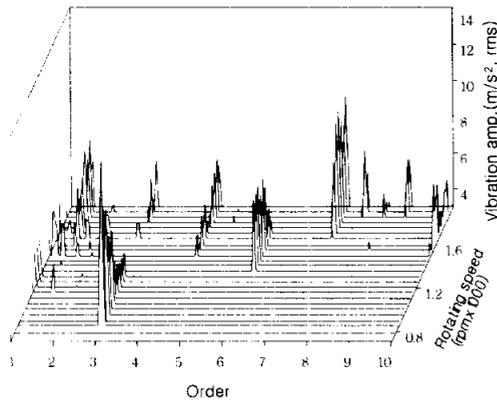
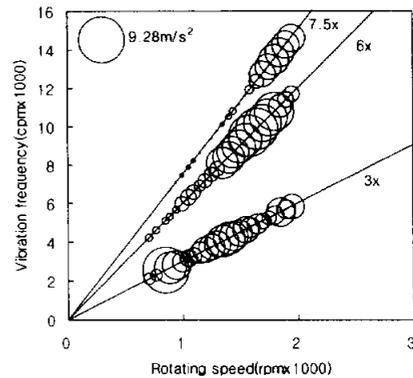


Fig. 2.30 Vibration characteristics at the starboard forward part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)

Fig. 2.31(a)는 주기관 우현 베드 앞쪽 좌우방향 진동으로, 3차의 848rpm, 1400rpm, 1846rpm에서 높은 진동을, 848rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한, 6차 1587rpm, 1647rpm 7.5차 1796rpm에서도 높은 진동을 나타내었다. Fig. 2.31(b)에서는 3차, 6차 및 7.5차 성분이 나타났으며, 각 성분의 최대 진동가속도는 3차의 2544cpm(42.4Hz) 9.28%, 6차의 9522cpm(158.7Hz) 8.39% 그리고 7.5차의 13470cpm(224.5Hz) 성분에서 6.1%으로 나타났다. Fig. 2.30(c)의 고유진동수 43Hz, 136Hz, 160Hz, 184Hz, 224Hz, 248Hz와 Fig. 2.31(b)의 2545cpm(42.7Hz), 8082cpm(134.7Hz), 9882cpm(164.7Hz), 778cpm(179.6Hz), 7.5차 13473cpm(224.6Hz), 14600cpm(243Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.



(a) Order analysis



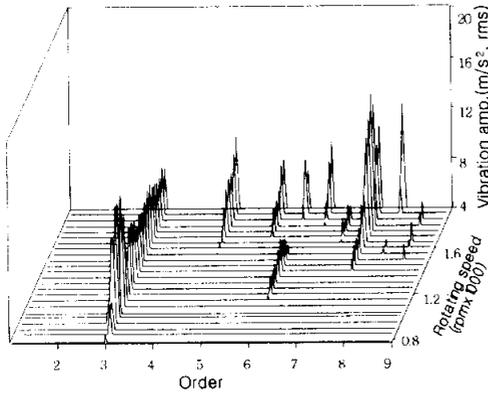
(b) Campbell diagram

Fig. 2.31 Vibration characteristics at the starboard forward part of engine bed(Myungyang-ho, athwartships direction)

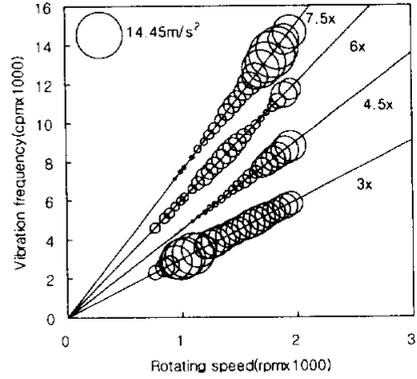
Table 2.17 Natural frequency of the starboard forward part of engine bed

Direction	Order	Peak frequency/ Max. response	Natural frequency
Vertical	1.5th	2694cpm (44.9Hz)/ 6.96m/s ²	48Hz
	3rd	3149cpm (52.5Hz)	56Hz
		2544cpm (42.4Hz)/ 12.2m/s ²	
	6th	8640cpm (14.4Hz)/ 7.34m/s ² 9282cpm (15.4Hz)	
7.5th	13470cpm (224.6Hz)/ 9.26m/s ² 14600cpm (243.0Hz)	224Hz 248Hz	
Athwart	3rd	2544cpm (42.7Hz)/ 9.28m/s ²	43Hz
		3591cpm (59.9Hz)	
	6th	8082cpm (134.7Hz) 9522cpm (158.7Hz)/ 8.39m/s ² 10778cpm (179.6Hz)	136Hz 160Hz 184Hz
7.5th	13470cpm (224.5Hz)/ 6.31m/s ² 14600cpm (243.0Hz)	224Hz 248Hz	

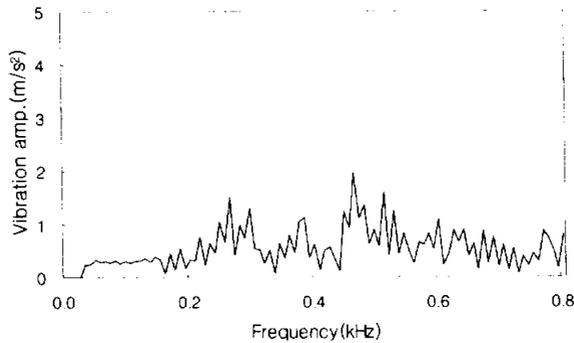
Fig. 2.32(a)는 주기관 우현베드 뒤쪽 상하방향의 진동으로, 3차 성분이 946rpm부터 1147rpm까지 높은 진동을, 그리고 1094rpm에서 최대 진동을 나타내었다. 또한 4.5차와 7.5차는 회전수가 증가함에 따라 진동이 점점 커짐을 알 수 있으며, 6차는 1898rpm에서 높은 진동이 나타났다. Fig. 2.32(b)에 3차, 4.5차, 6차 및 7.5차의 성분을 나타내었다. 각 성분의 최대 진동가속도는 1094rpm 3차 3282cpm(54.7Hz) 12.97%, 1948rpm 4.5차 8766cpm(146.1Hz) 9.65%, 1898rpm 6차 11388cpm(189.8Hz) 8.3%, 그리고 1796rpm 7.5차 13470cpm (224.5Hz) 성분에서 14.5%으로 나타났다. Fig.2.32(c)의 고유진동수 48, 80, 144, 136, 216, 248Hz와 Fig. 2.32(b)의 3차 2837cpm(47.3Hz), 4945cpm (82.4Hz) 4.5차 8767cpm(141.1Hz), 6차 8393cpm(139.9Hz), 7.5차 12729cpm (212.2Hz), 14612cpm(243.5Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.



(a) Order analysis



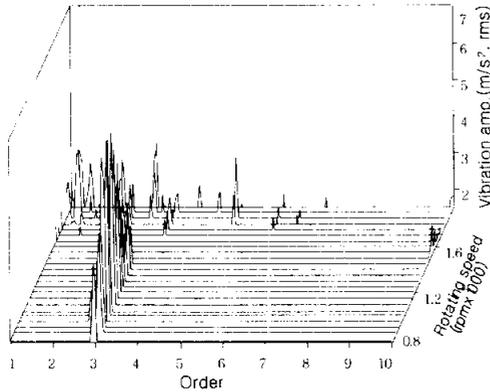
(b) Campbell diagram



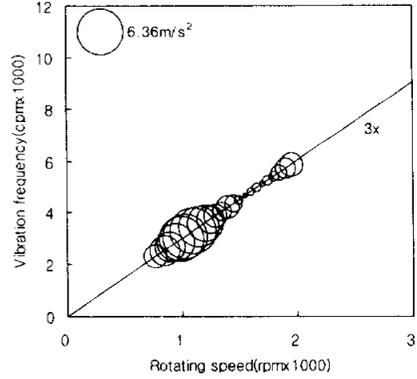
(c) Impact response spectrum

Fig. 2.32 Vibration characteristics at the starboard after part of engine bed(Myungyang-ho, vertical direction)

Fig. 2.33(a)는 주기관 우현 베드 뒤쪽의 좌우방향 진동으로, 3차가 800rpm부터 서서히 증가를 보이다가 1094rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.33(b)에서는 3차 성분이 뚜렷하게 나타났으며, 1027rpm에서 3차의 3082cpm (51.2Hz) 성분의 진동 가속도가 최대 6.36 m/s^2 으로 나타났다. Fig. 2.32(c)의 고유진동수 48Hz와 Fig. 2.33(b)의 3차 성분인 3082cpm(51.2Hz) 강제력 진동수가 거의 공진 영역에 놓여있고 국부 공진이 발생하고 있다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.33 Vibration characteristics at the starboard after part of engine bed(Myungyang-ho, athwartships direction)

Table 2.18 Natural frequency of the starboard after part of engine bed

Direction	Order	Peak frequency/ Max. response	Natural frequency
Vertical	3rd	2837cpm (47.3Hz)	48Hz
		3282cpm (54.7Hz)/ 12.97m/s ²	
		4945cpm (82.4Hz)	80Hz
		5695cpm (94.9Hz)	
Vertical	4.5th	8766cpm (141.1Hz)/ 9.65m/s ²	144Hz
	6th	7195cpm (120Hz)	
		8393cpm (139.9Hz) 11388cpm (189.8Hz)/ 8.3m/s ²	136Hz
Vertical	7.5th	12739cpm (212.2Hz)	216Hz
		13470cpm (224.5Hz)/ 14.5m/s ² 14612cpm (243.5Hz)	248Hz
Athwart	3rd	2299cpm (38.3Hz)	
		3082cpm (51.2Hz)/ 6.36m/s ²	48Hz
		3597cpm (60.0Hz)	
		4345cpm (72.4Hz) 5845cpm (97.4Hz)	

주기관 우현 베드 앞뒤의 상하 및 좌우방향 진동에서 우현 뒤쪽 상하방향의 진동에서는 7.5차 성분이 크게 나타났으며, 그 외 나머지는 3차 성분 값이 크게 나타났다. 특히 7.5차 성분의 13470cpm(224.5Hz)은 고유진동수 216Hz 성분의 공진 영역에 포함되어 진동이 증폭된 것으로 생각된다. 3차 성분은 주 기 진주파수로 우현 뒤쪽 상하방향 진동은 우현 앞쪽 상하방향의 진동보다 약간 높게 나타났으며, 우현 앞쪽의 좌우방향 진동은 우현 뒤쪽의 좌우방향 진동보다 약간 높으며, 상하 진동과는 반대 패턴을 나타내었다.

5) 감속기

A선의 부하시 감속기(reduction gear)의 상하, 좌우 및 전후방향의 진동 특성을 각각 Fig. 2.34, 2.35 및 2.36에 나타내었다. Fig. 2.34(a)는 상하방향 진동으로, 1차 성분은 1800rpm에서 높은 진동을 나타내었으며, 1.5차는 1299rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.34(b)에 1차 및 1.5차 성분을 나타내었으며, 최대 진동가속도는 1.5차에서 1949cpm(32.5Hz) 성분이 6.66 m/s^2 으로 나타났다.

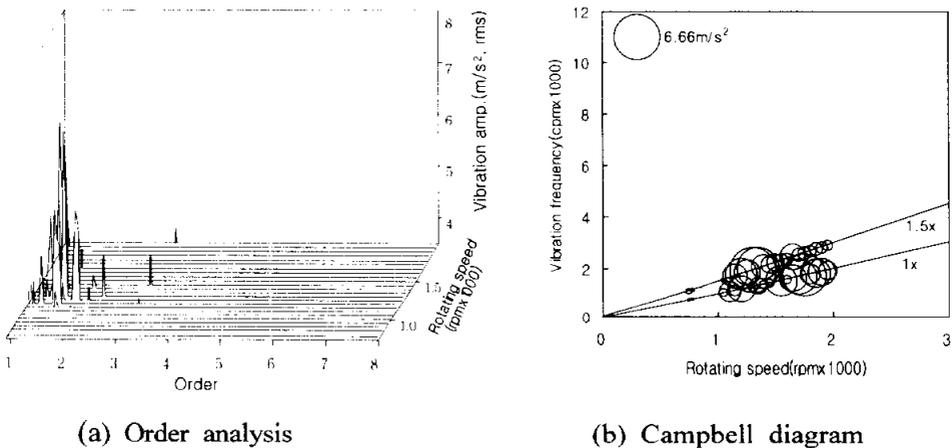
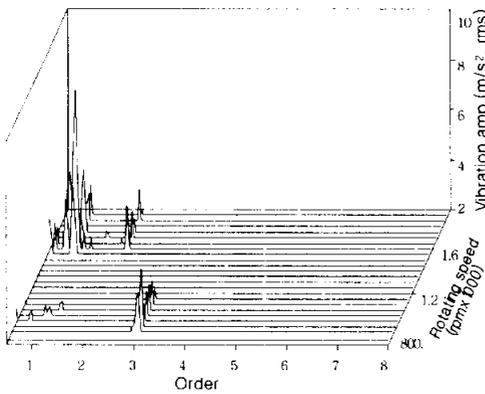
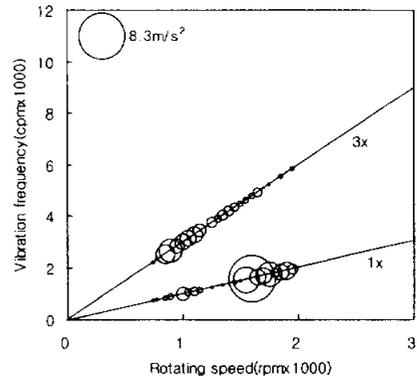


Fig. 2.34 Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, vertical direction)

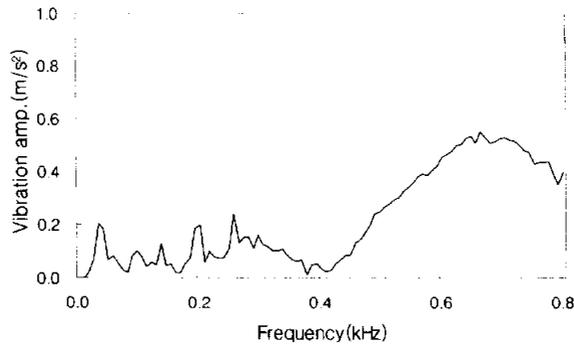
Fig. 2.35(a)는 감속기의 좌우방향 진동으로, 3차가 895rpm에서 높은 진동을, 1차는 1598rpm에서 최대 진동을 나타내었다. Fig. 2.35(b)에 1차 및 3차 성분을 나타냈으며, 1598rpm에서 1차의 1598cpm(26.6Hz) 성분에서 진동가속도가 최대 8.32 m/s^2 으로 나타났다. Fig. 2.34(c)의 고유진동수 40Hz, 56Hz와 Fig. 2.34(b)의 3차 2686cpm(44.8Hz), 3296cpm(54.9Hz) 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.



(a) Order analysis



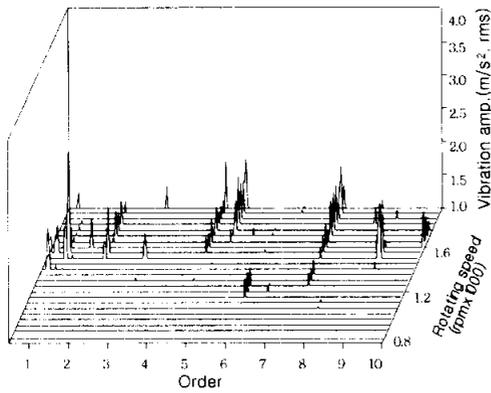
(b) Campbell diagram



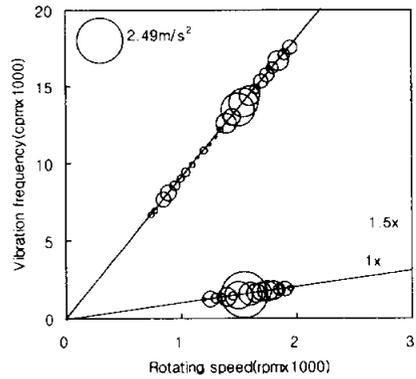
(c) Impact response spectrum

Fig. 2.35 Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, athwartships direction)

Fig. 2.36(a)는 전후방향의 진동으로, 1차가 1545rpm에서 최대 진동을 나타내었으며, Fig. 2.36(b)에서 1차 성분을 나타내었다. 1545rpm에서 1차의 1545cpm(25.8Hz) 성분에서 진동가속도가 최대 2.49m/s²로 나타났다.



(a) Order analysis



(b) Campbell diagram

Fig. 2.36 Vibration characteristics at the reduction gear (Myungyang-ho, longitudinal direction)

Table 2.19 Natural frequency of the reduction gear

Direction	Order	Peak frequency/ Max. response	Natural frequency
Vertical	1st	1199cpm (20.0Hz) 1348cpm (22.5Hz) 1545cpm (25.8Hz) 1747cpm (29.0Hz) 1899cpm (31.7Hz)	
	1.5th	1949cpm (32.5Hz)/ 6.66m/s ²	
Athwart	1st	1598cpm (26.6Hz)/ 8.32m/s ² 1747cpm (29.1Hz) 1949cpm (32.5Hz)	
	3rd	2886cpm (44.8Hz) 3296cpm (54.9Hz)	40Hz 56Hz
Longitudinal	1st	1250cpm (20.8Hz) 1545cpm (25.8Hz)/ 2.49m/s ² 1780cpm (29.7Hz)	

2.3.3 선체 진동과 ISO 및 DNV 허용기준과 비교 평가

1) ISO 6954규격 및 DNV 허용기준

선박의 진동허용치는 인체감각으로부터 본 거주성 및 작업성, 기기류의 내진성, 구조부재의 진동응력 등을 고려하여 설정되어야 하지만, 각각의 허용치와 적용대상이 다르므로 별도로 취급되는 일이 많다.

본 논문에서 대상으로 하는 소형 선박에 대한 진동평가규격이 아직 없으므로, 비교를 위한 참조규격으로서 일반 상선에 대한 수직 및 수평방향진동의 평가지침인 Table 2.20의 ISO 6954 및 Table 2.21의 노르웨이선급(DNV)의 진동허용기준을 이용하도록 한다.

국제표준화기구(ISO)의 기술위원회(TC) 108(진동 및 충격) 산하의 부분위원회 SC2에서는 선박의 진동계측과 평가에 관한 규격 제정을 담당하고 있고, 참

가국으로부터 선체 진동 허용한계 안의 제안, 실선 데이터의 수집, 진동평가방법의 논의를 실시하고, 이를 토대로 상선에 대한 종합평가지침(guideline)을 1984년에 ISO 6954로 공포하였다¹⁵⁾.

Table 2.20 Guidelines for the evaluation of vertical and horizontal vibration in merchant ships(ISO 6954)

Limit line	Frequency range	
	1Hz~5Hz	5Hz~100Hz
Upper limits	Peak acceleration 285 mm/s ²	Peak velocity 9 mm/s
Lower limits	Peak acceleration 126 mm/s ²	Peak velocity 4 mm/s

주) 피크치(peak value)는 ISO 4867에 정의된 최대 반복치를 나타낸다.

이 ISO 규격은 평가물리량으로 가속도와 속도의 피크치(peak value)를 이용하고 있으며, 60cpm(1Hz)~6,000cpm(100Hz)의 진동수 범위에 대해 평가곡선이 설정되고, 60cpm(1Hz)~300cpm(5Hz)에서는 가속도 일정, 300cpm(5Hz)~6,000cpm(100Hz) 영역에서는 속도 일정으로 허용한계 값이 주어져 있다.

평가영역은 3개의 영역으로 주어지고, Table 2.20의 하한(lower limits) 이하의 영역인 Adverse comments not probable 영역과 하한과 상한(upper limits) 사이의 중간영역(허용영역) 그리고 상한 이상의 Adverse comments probable 영역으로 구분된다. 여기서 중간영역은 보통으로 허용되고 있는 선상의 진동환경을 반영한 것으로 설명된다.

이 규격은 수선간 길이 100m 이상의 터빈 또는 디젤 주기관 탑재선의 선체(hull)와 상부 구조물(superstructure)의 진동 평가를 대상으로 한다.

Table 2.21 Vibration limits of DNV guideline

Items		Vibration limits
Vibration level	Peak displacement	0.5mm, peak (1.0~3.2 Hz)
	Peak velocity	15mm/s, peak (3.2~100 Hz)
Damage level	Peak displacement	1.0mm, peak (1.0~4.8 Hz)
	Peak velocity	30mm/s, peak (4.8~53.1 Hz)
	Peak acceleration	10m/s ² , peak (53.1~100 Hz)

DNV는 진동 평가량으로 진동 변위, 속도 및 가속도를 이용하고 1.0~100Hz의 범위에서 진동수영역에 따라 평가량을 달리 하고 있으며, 기계구조물의 손상에 대한 허용치를 함께 제시하고 있다. 즉, 허용진동레벨에 대해서는 진동수 범위에 따라 1~3.2Hz 범위에서는 일정 변위로 피크치 0.5mm, 3.2~100Hz의 범위에서는 일정 속도로 15mm/s의 한계치를 설정하고 있다. 아울러 손상레벨의 허용치로서는 3개의 진동수 범위로 구분하고, 1.0~4.8Hz에서는 일정 변위로 피크치 1.0mm/s, 4.8~53.1Hz에서는 일정 속도구간으로 피크치 30mm/s, 53.1~100Hz에서는 일정 가속도 구간으로서 피크 가속도 10m/s²으로 허용치를 규정하고 있다. 선박에서 진동수 영역을 최소 1Hz에서 최대 100Hz로 규정하는 것은 1Hz 이하는 강제운동으로, 그리고 100Hz 이상의 고주파수에서의 진동은 구조물의 표면에서의 방사소음으로 간주되기 때문이다.

2) 기관실 선저 프레임

기관실 선저 프레임 상부의 상하방향 진동에 대한 평가 결과는 Fig. 2.37과 같다. Fig. 2.37에서 A선, D선 및 F선의 상하방향의 피크 진동속도는 각각 11.5mm/s, 9.9mm/s 및 6.4mm/s로 진동진폭은 A, D, F선 순으로 크게 나타났다. 이때의 진동 주파수는 각각 87Hz, 77Hz 및 150Hz이다.

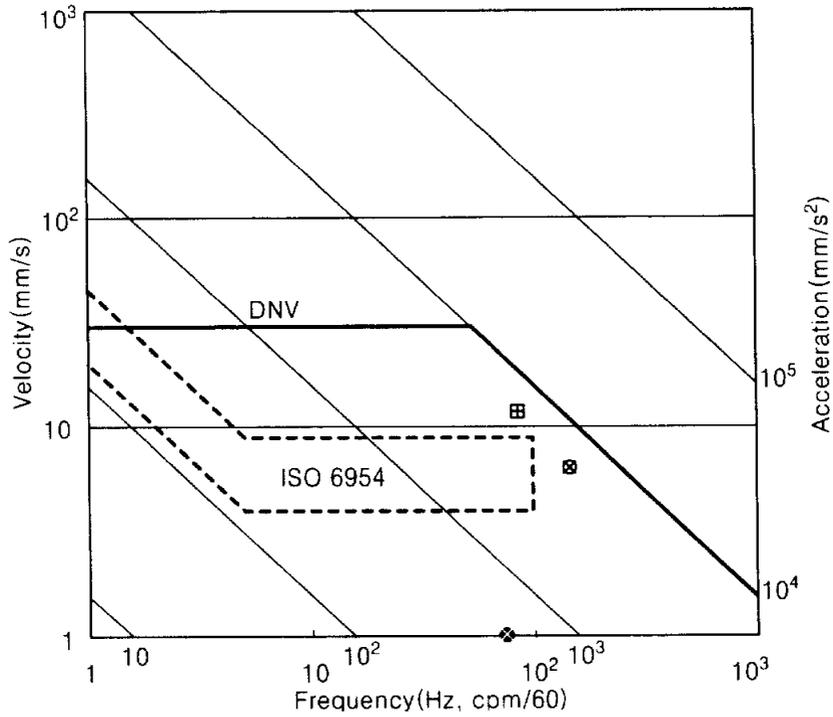


Fig. 2.37 Comparison on vibration values of the engine room bottom frame

- A (⊠ : vertical, □ : athwartships, 田 : longitude)
- B (◇ : vertical, ◊ : athwartships, ⋄ : longitude)
- D (● : vertical, ● : athwartships, ● : longitude)
- E (■ : vertical, ■ : athwartships, ■ : longitude)
- F (⊗ : vertical, ⊙ : athwartships, ⊕ : longitude)

ISO 6954의 허용한계치와 기관실 선저 프레임의 진동치를 비교하면, D선과 F선은 ISO 기준보다 낮고 A선은 다소 높다. 그리고 F선의 경우는 주파수범위가 기준 주파수의 최대범위인 100Hz를 벗어나 있다. DNV 기준과의 비교에서는 A, D, F선 모두 허용레벨보다 낮다. 이는 인접한 주기관에서 발생한 큰 진동이 프레임에 전

달되는 양이 작은 것으로 판단되며, 선저 프레임 상부의 진동은 소형선임을 감안 하면 선저 프레임에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단되나, ISO 기준보다 높게 나타나는 진동들을 저감하기 위해서는 기관실 선저 프레임의 부착 및 적층 방법 등을 고려할 필요가 있다.

3) 기관실 격벽

기관실 후단 격벽의 전후방향에 대한 진동평가의 결과는 Fig. 2.38과 같으며, A, B, D선의 피크 진동속도는 각각 7.5mm/s, 1.7mm/s, 26.8mm/s로 D, A, B선 순의 크기로 나타났다. 이때의 발생 주파수는 각각 85Hz, 102Hz 및 82Hz이다.

ISO 6954 허용한계치와 기관실 후단격벽의 진동을 비교하면, A, B선은 기준보다 낮으며, D선의 경우는 3배정도 높다. 또한 DNV 기준과의 비교에서는 D선은 기준보다 높은 반면, A, B선은 낮다. 이러한 높은 진동은 기관실 후단 격벽을 파손시킬 수 있으며, 격벽이 파손되면 선박의 안전성에 문제가 발생할 수 있으므로 진동을 저감시킬 필요가 있다. 진동 저감 대책으로 고려할 수 있는 것은 격벽판 취부 시의 선체 선저, 현측 및 상갑판 하면과 밀착 고정시킨 후 적층하여야 하며, 격벽판에 붙이는 Stiff 부착방법 개선과 보강이 필요할 것으로 판단된다.

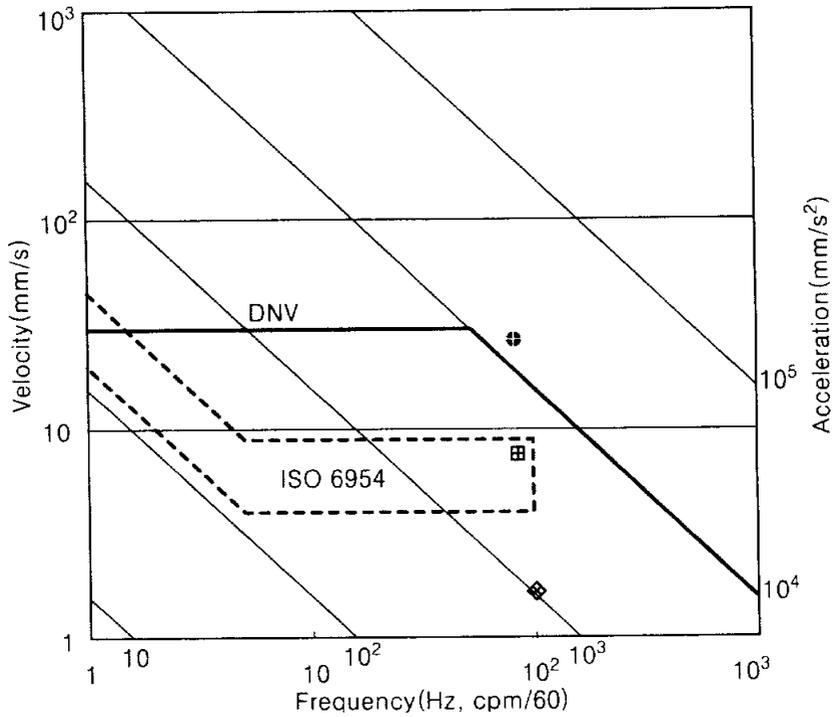


Fig. 2.38 Comparison on vibration values of the engine room after end bulkhead

4) 연료탱크

좌측 연료탱크의 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.39와 같으며, A, B, D, F선의 피크 진동속도는 각각 42.2mm/s, 2.4mm/s, 21.8mm/s 및 58.3mm/s로, F, A, D, B선 순으로 크게 나타났다. 이때의 진동수는 각각 85Hz, 214Hz, 66Hz 및 75Hz이다.

Fig. 2.39에서 ISO 6954와 좌측 연료탱크 진동의 비교에서 B선은 기준선보다 낮으나, B, D, F선은 기준보다 매우 높으며, F선이 제일 높게 나타났다. DNV 기준과의 비교에서는 A, F선은 기준보다 높게 나타나는 반면 B, D선은 낮게 나타났다.

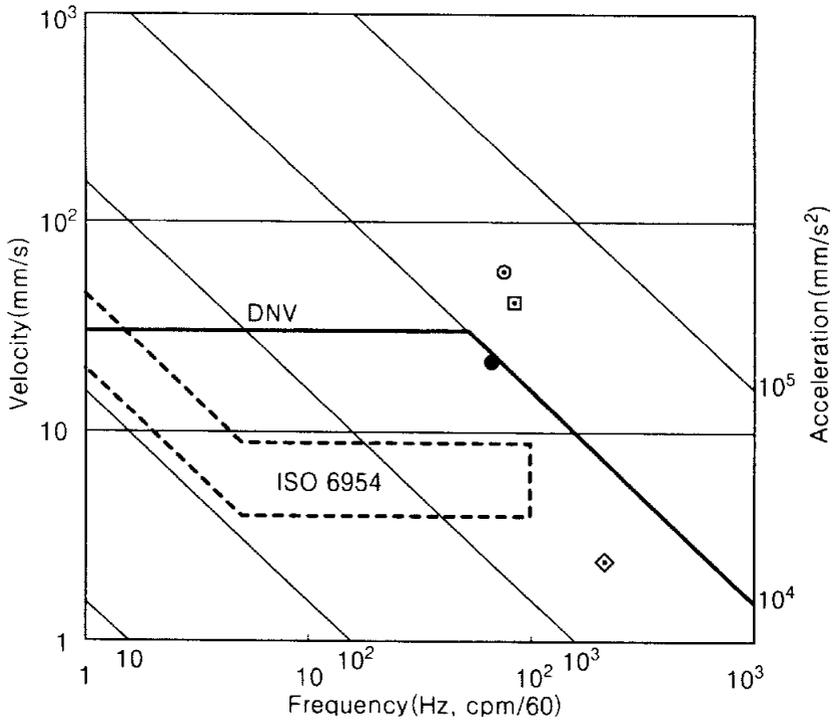


Fig. 2.39 Comparison on vibration values of the port fuel oil tank

우측 연료탱크의 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.40과 같으며, A, B, D, F선의 피크진동속도는 각각 19mm/s, 8.9mm/s, 33mm/s 및 8.2mm/s로, D, B, F, A선의 순으로 크게 나타났다. 이때의 진동수는 70Hz, 74Hz, 83Hz 및 57Hz이다.

Fig. 2.40에서 ISO 6954와 우측 연료탱크 진동의 비교에서 B, F선은 ISO 규격의 허용영역 상한선보다 낮고, A, D선은 기준보다 매우 높게 나타났다. DNV 기준과의 비교에서는 D선은 기준보다 높게 나타나는 반면, A, B, F선은 허용치보다 낮게 나타나고 있다.

좌, 우측 연료탱크의 피크 진동속도가 DNV 기준보다 크며, 소형선인 경우에는 연료탱크가 주기관실 내에 위치하고 있기 때문에 파손 시에는 화재와 직결될 수 있으므로 매우 위험하게 된다.

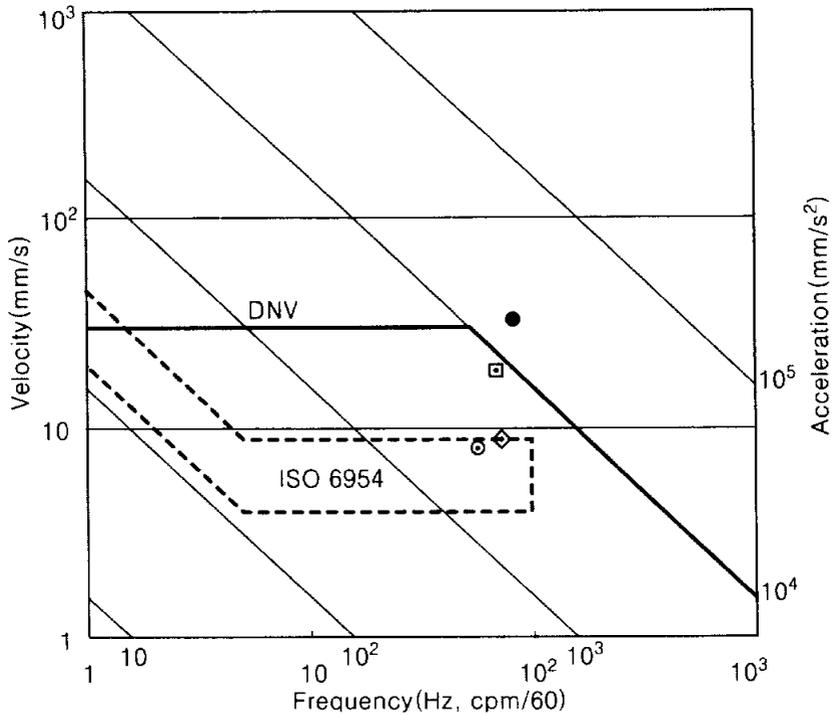


Fig. 2.40 Comparison on vibration values of the starboard fuel oil tank

동일 선박에 동일한 방법으로 연료탱크를 제작하여 설치하더라도 좌측 탱크의 진동이 우측 탱크보다 월등히 높게 나타나는 등 좌, 우측 연료탱크의 진동 값이 다르게 나타남을 알 수 있으며, 이는 동일한 조건 및 동일한 방법으로 제작하여 선박에 설치하더라도 진동 크기가 다르게 나타남을 알 수 있다. 따라서, 소형 선박 연료탱크의 경우, FRP 단판구조로 연료탱크에 진동이 계속적으로 전달되면 박리 현상 등 파손이 우려되며, 진동 저감대책으로는 연료탱크 제작 시 연료탱크 내부에 Stiff 부착방법 개선과 보강이 필요하며, 제작된 연료 탱크를 선체에 설치 시에는 현측에 고착시킨 후에 적층 하여야하며, 연료탱크 하부에 진동차단 재료를 배치하는 방법 등을 강구할 필요가 있다.

5) 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임

기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임의 상하방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.41과 같다. 그림에서 A, B, D, F선의 피크진동속도는 각각 4mm/s, 1mm/s, 11.8mm/s 및 12.5mm/s로, F, D, A, B선 순으로 크게 나타났다. 이때의 진동수는 각각 50Hz, 144Hz, 34Hz 및 34Hz이다. Fig. 2.41에서 ISO 6954와 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임의 진동치의 비교에서 A, B선은 허용기준보다 낮고, D, F선은 기준보다 높다. DNV 기준과의 비교에서는 A, B, D, F선 모두 진동허용기준인 15mm/s 보다 낮게 나타났다. 따라서, ISO 기준보다는 약간 높으나, DNV 기준보다는 아주 낮으므로 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임 작업 상태는 양호하며, 동 부분에 대한 손상의 영향은 없을 것으로 판단된다.

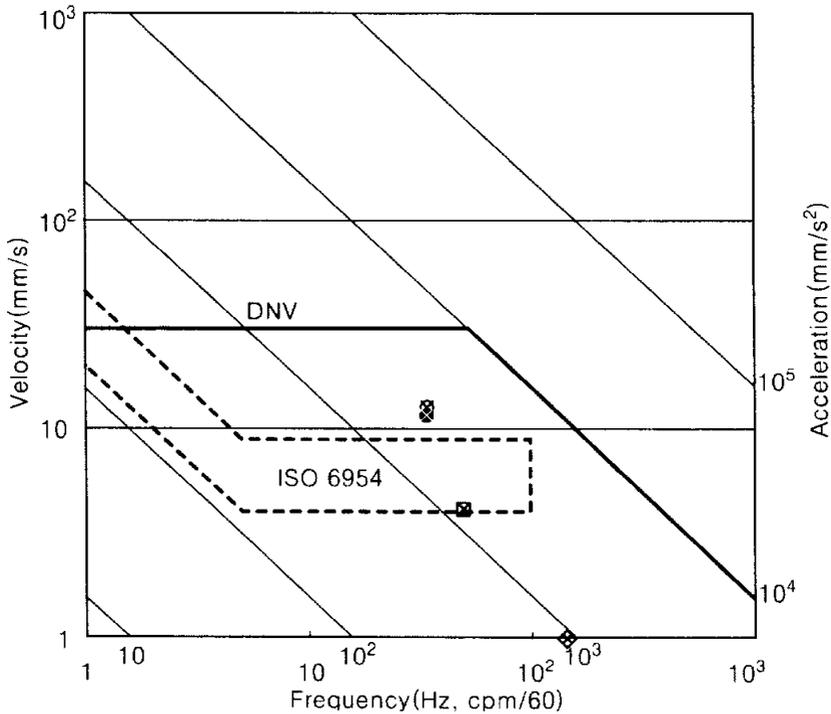


Fig. 2.41 Comparison on vibration values of the top frame of engine room fore end bulkhead

6) 선수격벽 상갑판 상부 프레임

선수격벽 상갑판의 상부 프레임에서 상하방향의 진동평가 결과는 Fig. 2.42와 같으며, A, B, D선의 피크진동속도는 각각 11.2mm/s, 32.4mm/s 및 2.3mm/s로, B, A, D선의 순서로 나타났다. 이때의 진동수는 각각 41Hz, 26Hz, 107Hz이다.

ISO 6954와 비교하여 보면, D선은 허용기준보다 낮고 A, B선은 허용기준보다 모두 높다. DNV 기준과의 비교에서는 A, D선은 진동 허용레벨보다 낮으나, B선은 손상 허용레벨보다도 높게 나타났다. 따라서 프레임이 장기간 진동의 영향을 받으면, 박리 등의 프레임 손상이 발생할 수 있을 것이다.

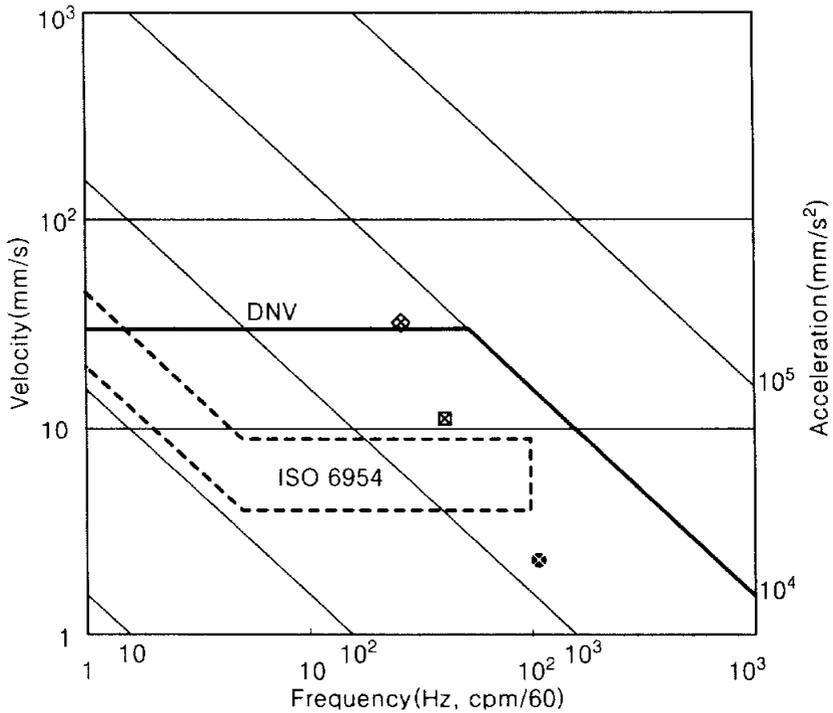


Fig. 2.42 Comparison on vibration values of the top frame of fore peak bulkhead

7) 선원실 진동

상부 거주실의 상하방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.43과 같으며, A, B선의 피크진동속도는 최대 8.3mm/s, 8.1mm/s로서 A, B선의 순으로 나타났다. 이때의 발생 진동수는 각각 57Hz, 125Hz이다. ISO 6954와의 비교에서 A, B선은 모두 허용기준보다 낮고, DNV 기준보다도 낮다.

상부 거주실의 경우, ISO와 DNV 기준보다는 낮으나, 주 거주지이므로 더욱 진동크기를 낮출 필요가 있다. 따라서 진동을 감소시키기 위해서는 목재 보강 범위의 FRP 단판 상부에 스티로폼을 깔고 그 위에 모노륨으로 최종 마무리하는 등의 상부 거주실 구조를 개선할 필요가 있다.

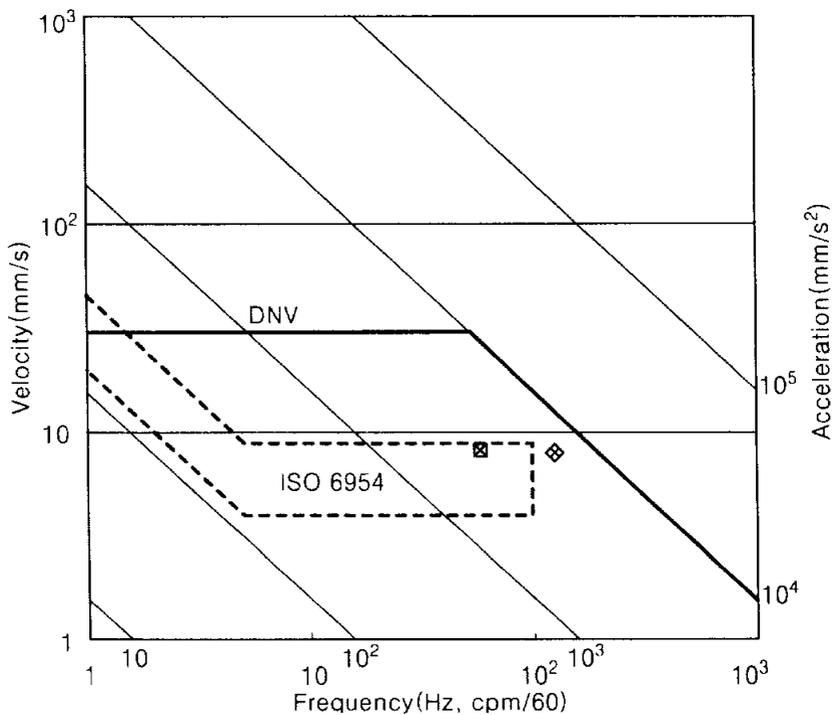


Fig. 2.43 Comparison on vibration values of the upper crew's room

하부 거주실의 상하 및 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.44와 같으며, A선의 상하 및 좌우방향의 피크진동속도는 각각 5mm/s, 6.4mm/s이고, 이때의 진동수는 각각 47Hz, B선의 피크진동속도는 20mm/s, 진동수는 27Hz이다. 진동크기는 A, B선 순으로 나타났다.

ISO 6954 기준과 하부 거주실 진동치의 비교에서 A선은 기준보다 낮으나, B선은 기준보다 높다. DNV 기준과의 비교에서는 A, B선 모두 손상기준보다 낮게 나타났다. 상부 거주실과 마찬가지로 주 거주지이므로, 진동을 더욱 감소시킬 필요가 있으며, 이를 위해서는 기관실 후단에 진동 차단 재를 설치할 필요가 있을 것이다.

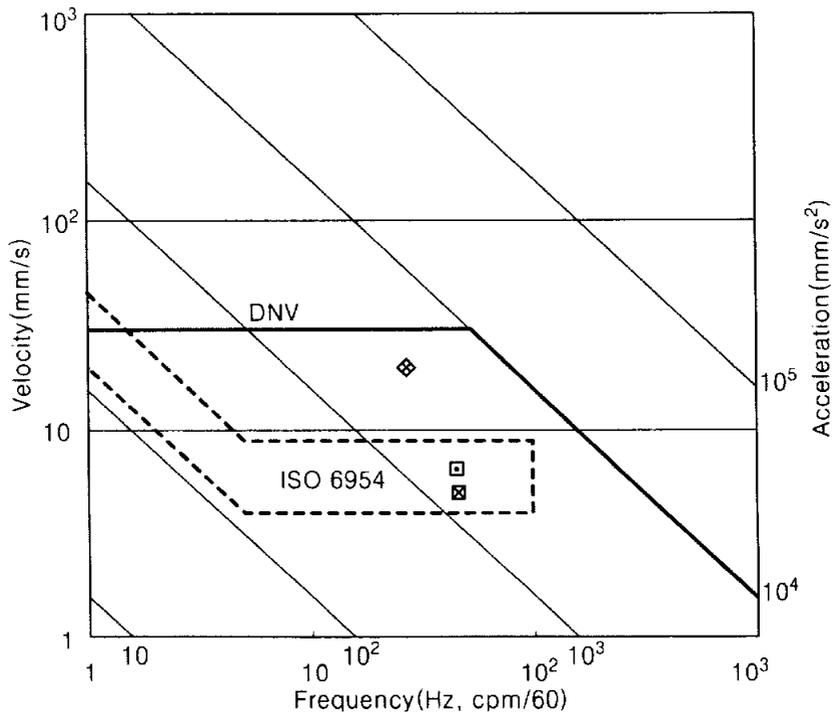


Fig. 2.44 Comparison on vibration values of the bottom crew's room

8) 상부구조 진동

상부구조의 상하, 좌우 및 전후방향의 진동평가 결과는 Fig. 2.45와 같으며, A, D, E, F선의 피크 진동속도는 각각 2.3~10.9mm/s, 7.8~15.7mm/s, 3.9~20.6mm/s, 8.5~96mm/s로서 F, E, D, A선 순으로 나타났다. 진동수는 각각 98Hz, 31~81Hz, 39~60Hz, 37~39Hz이다.

ISO 6954와 진동의 비교에서 A선 전후, D선 상하, E선 좌우, F선 전후진동은 허용기준보다 낮으나, 그 외의 진동은 높게 나타났다. DNV 기준과의 비교에서는 F선 상하진동만 기준보다 높고, 그 외 선박은 낮게 나타났다.

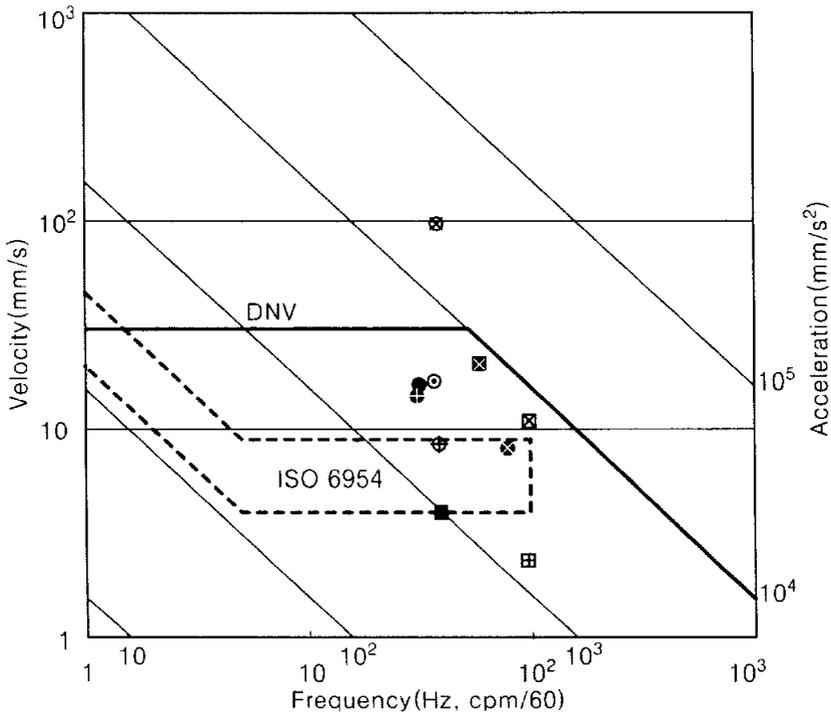


Fig. 2.45 Comparison on vibration values of the front superstructure

상하방향의 진동이 높은 것은 상부 구조물이 선미쪽에 위치하여 선체 상하 진동의 연성효과(coupled effect)의 영향을 받기 쉽기 때문이다. 이러한 진동은 조타실에 설치되어있는 항해장비, 전자장비 등에 영향을 미쳐 장비의 오동작과 성능저하 등을 가져오고, 오래 동안 방치할 때에는 장비의 파손을 초래할 수 있다. 또한, 진동이 항해자의 신체에 피로를 가중시켜 항해안전의 저해 요인이 될 수도 있다.

상부구조의 진동을 줄이기 위해서는 선미부 진동과 관련하여 판단하여야 하고, 상부구조의 전벽부와 선체 횡격벽이 상갑판 상부에서 반드시 일치하도록 하여야 하며, 상부구조물 내 Stiff는 연속성을 갖도록 배치하여야 한다. 또한, 상갑판과 상부구조의 연결부분에 대한 보강 적층을 철저히 하여야 할 것으로 판단된다.

9) 선미부의 진동

선미부의 상하, 좌우 및 전후방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.46과 같으며, A, D, E, F선의 피크 진동속도는 각각 1.1~20.8mm/s, 2.0~14.1mm/s, 4.4~19.1mm/s, 1.4~24.8mm/s로서, F, A, E, D선 순으로 크게 발생하였다. 이때의 진동수는 51~84Hz, 22~105Hz, 49~52Hz 및 1.44~24.8Hz이다.

ISO 6954와 진동치의 비교에서 A선의 좌우 및 전후방향, D선의 상하 및 전후방향, E선 좌우방향 그리고 F선의 전후방향 진동은 기준보다 낮으나, 그 외는 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A선 상하방향의 진동만이 기준치보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다.

선미부의 상하방향 진동은 선체 진동을 평가하는 기준이 되는 부분이며, 선미부에는 프로펠러 기진력이 작용하는 관계로 선체진동이 크게 발생하고, 고출력, 고속화 추세에 따라 추진기의 직경이 커지며 따라서, 프로펠러 아파처(propeller aperture)가 작아짐으로서 진동의 주요 원인이 된다. 이러한 진동을 최소화하기 위해서는 프로펠러 아파처 등을 고려하고, 선미 선형의 형상이 중요하게 작용하므로 선미 선형의 형상 설계 시에 신중을 기하여야 한다.

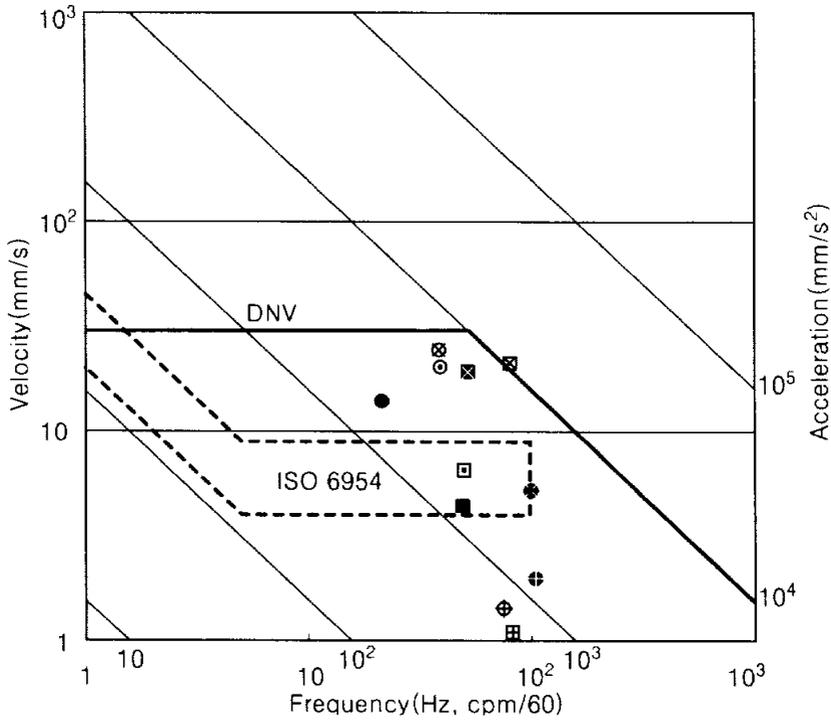


Fig. 2.46 Comparison on vibration values of the stern part

2.3.4 주기관 진동과 ISO 및 DNV 허용기준과 비교 평가

1) 주기관 선미부의 진동

주기관 선미부의 상하 및 좌우방향의 진동평가 결과는 Fig. 2.47과 같으며, A, B, D, F선의 피크진동속도는 각각 167.3~176mm/s, 25.9~67.4mm/s, 3.1~34mm/s, 4.5~26.7mm/s로 진동크기는 A, B, D, F선 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 각각 23Hz, 21~29Hz, 42~119Hz 및 40~80Hz이다.

ISO 6954의 허용치와 진동치를 비교하면, A, B선의 상하 및 좌우방향, D선의 상하방향 그리고 F선의 상하방향 진동이 허용기준보다 매우 높고, D, F선의 좌우방향 진동은 비교적 매우 낮다. DNV 기준과 비교에서는 B, D, F선의 좌우방향 진

동은 기준보다 낮고, A선의 상하 및 좌우방향, A, D, F선의 좌우방향 진동은 높게 나타났다. 특히, A선의 상하방향 진동은 DNV의 손상 허용레벨보다도 약 6배로 매우 높게 나타났다. 따라서 A선의 경우는 기관 마운트(engine mount)를 설계 변경하여 상하방향의 과대진동을 허용치 이내로 줄이도록 하는 조치를 취해야 할 것이다.

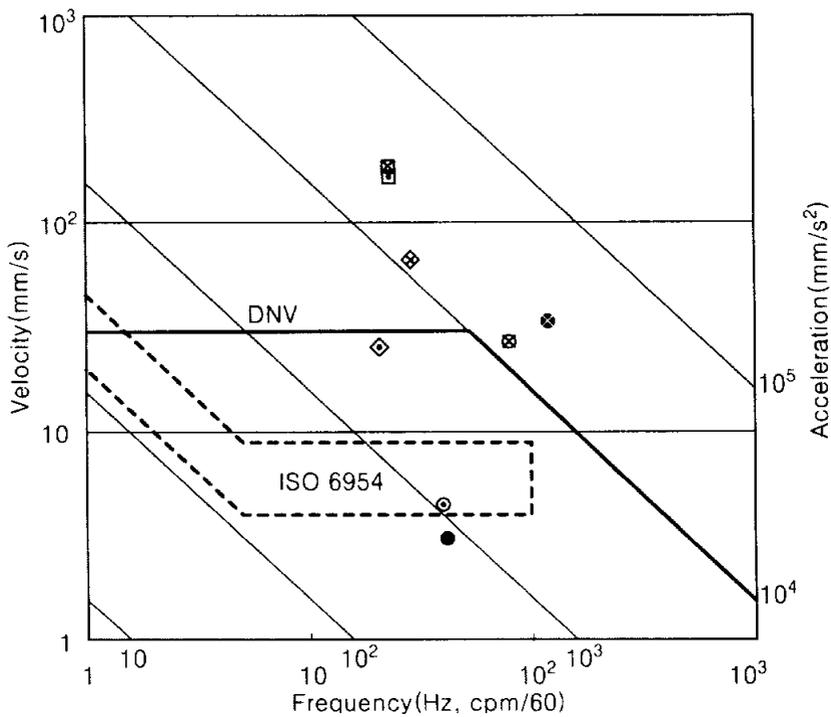


Fig. 2.47 Comparison on vibration values of the top after end of main engine

2) 주기관 선수부의 진동

주기관 선수부의 상하, 좌우 및 전후방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.48과 같으며, A, B, D, E, F선의 피크진동속도는 각각 13.2~197.3mm/s, 1.7~43.2mm/s, 3.6~29.5mm/s, 1.3~41.6mm/s 및 5.1~65mm/s로 A, F, B, E, D선 순으로 나타났다.

이 때의 진동수는 각각 23~80Hz, 23~68Hz, 22~117Hz, 29~60Hz, 23~129Hz이다.

ISO 6954와 비교에서 B선의 상하 및 좌우방향, D, E, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A선 좌우 및 전후방향, B선 상하방향, D선 좌우 및 전후방향, E, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. A선의 상하방향 진동은 DNV의 손상허용 레벨보다도 약 6.6배 높다. 따라서 주기관 선미부의 경우와 마찬가지로 마운트를 적절한 감쇠특성을 가지는 것으로 설계변경을 통하여 과대진동을 저감하는 조치를 취해야 할 것이다.

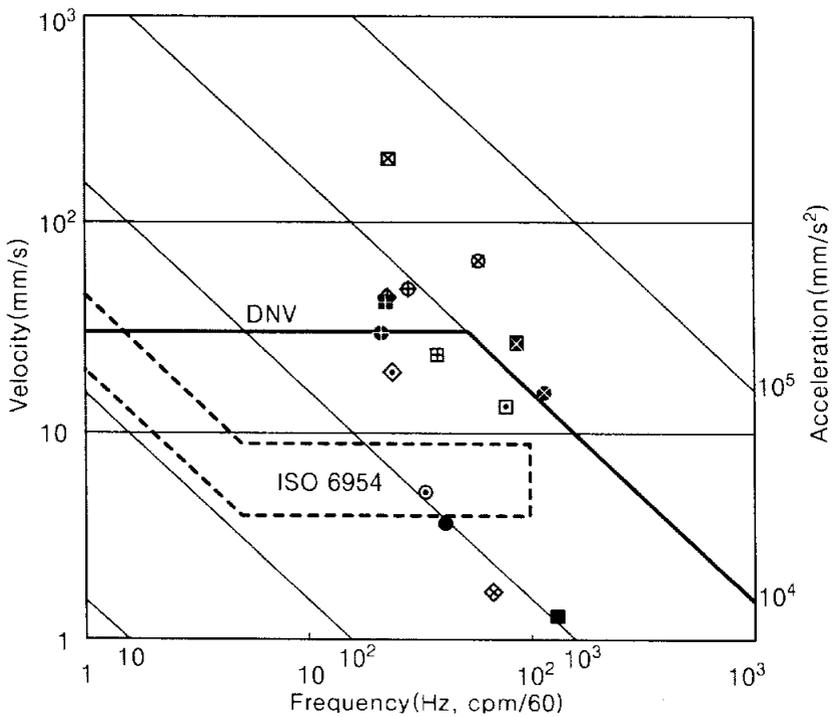


Fig. 2.48 Comparison on vibration values of the top forward end of main engine

3) 주기관 좌현 베드 진동

주기관의 좌현 베드 앞쪽 상하 및 좌우방향의 진동평가 결과는 Fig. 2.49와 같으며, A, B, D, F선의 피크진동속도는 각각 4.9~39.6mm/s, 8.1~48.1mm/s, 6.4~30.3mm/s 및 5~33.7mm/s로 A, D, B, F선 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 각각 43~160Hz, 33~115Hz, 34~118Hz 및 34~49Hz이다.

ISO 6954와의 비교에서 A, D, F선의 좌우방향, B선의 상하방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A, D, F선의 상하방향, B선의 좌우방향 진동은 기준보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다.

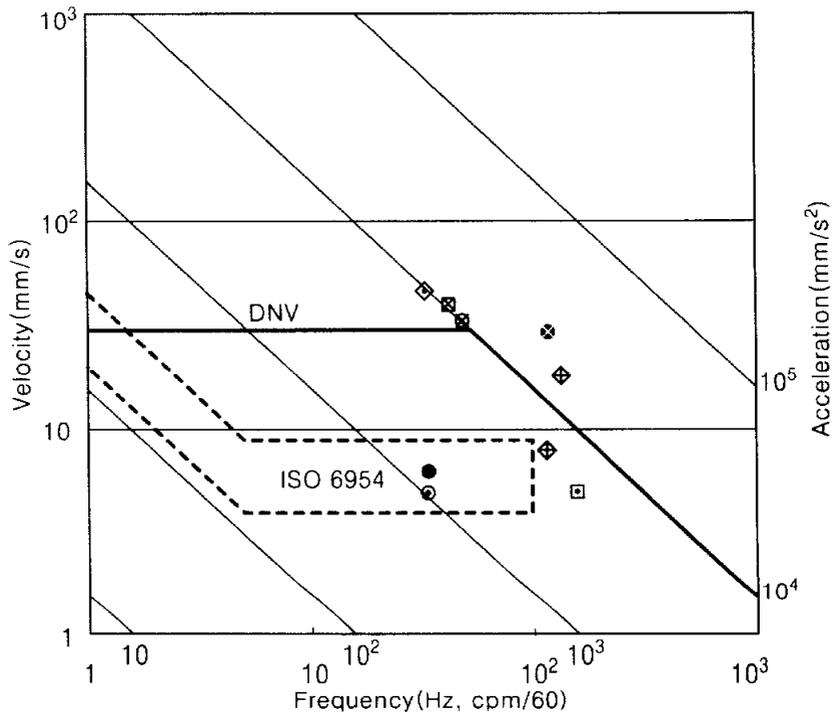


Fig. 2.49 Comparison on vibration values of the port forward part of engine bed

주기관 좌현 베드 뒤쪽의 상하 및 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.50과 같으며, A, B, D, F선의 피크 진동속도는 각각 14~61.1mm/s, 10~17.6mm/s, 6.1~25.8mm/s, 5~61.7mm/s로서 F, A, D, B선 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 각각 43~160Hz, 33~115Hz, 34~118Hz 및 34~49Hz이다.

ISO 6954와의 비교에서 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A, D, F선의 상하방향 진동은 기준보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다.

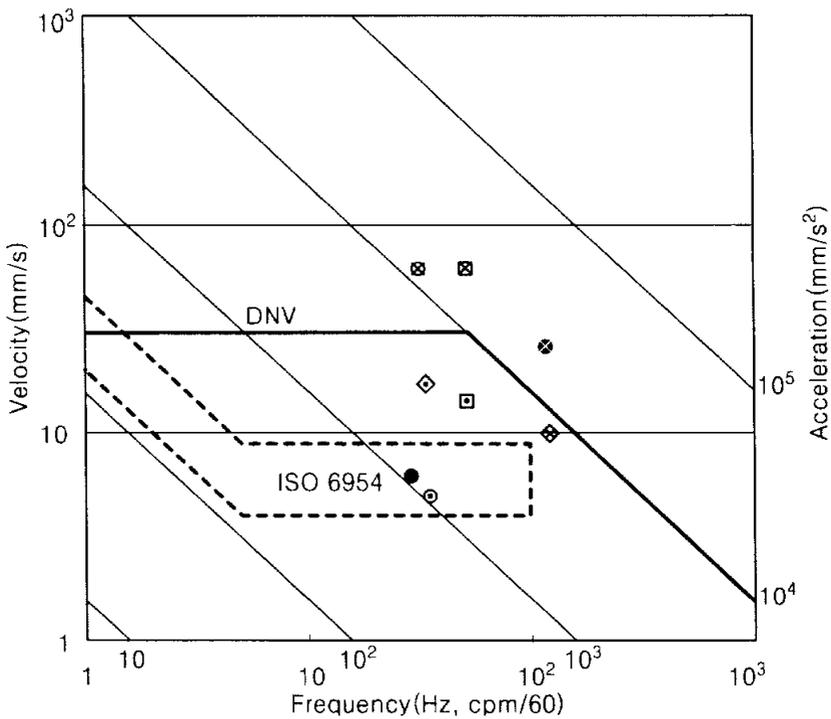


Fig. 2.50 Comparison on vibration values of the port after part of engine bed

4) 주기관 우현 베드 진동

주기관 우현베드 앞쪽의 상하 및 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.51 과 같으며, A, D 및 F선의 피크진동속도는 각각 49.3~64.8mm/s, 14.5~152.7mm/s, 5.6~54.6 mm/s로서 D, A, F선의 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 각각 42Hz, 18~23Hz, 30~50Hz이다.

ISO 6954와의 비교에서 F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다.

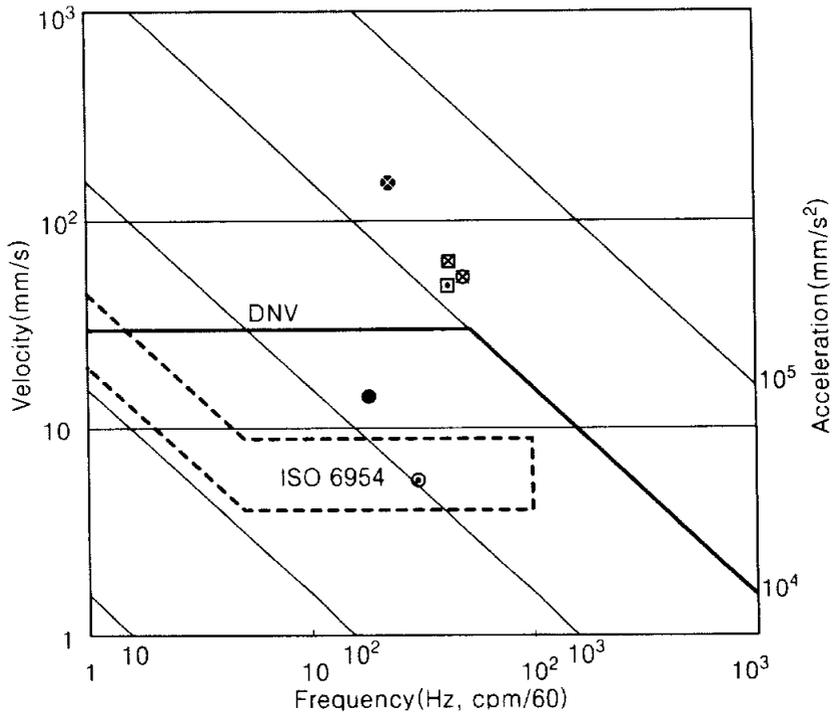


Fig. 2.51 Comparison on vibration values of the starboard forward part of engine bed

주기관 우현 베드 뒤쪽의 상하 및 좌우방향에 대한 진동평가 결과는 Fig. 2.52과 같으며, A, B, D, F선의 피크진동속도는 각각 14.5~26.2mm/s, 21.8~26.7mm/s, 50~66.5mm/s 및 3.5mm/s로서 D, B, A, F선 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 각각 55~225Hz, 44~137Hz, 13~118Hz 및 44Hz이다.

ISO 6954의 허용한계치와 비교에서 F선 상하방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다.

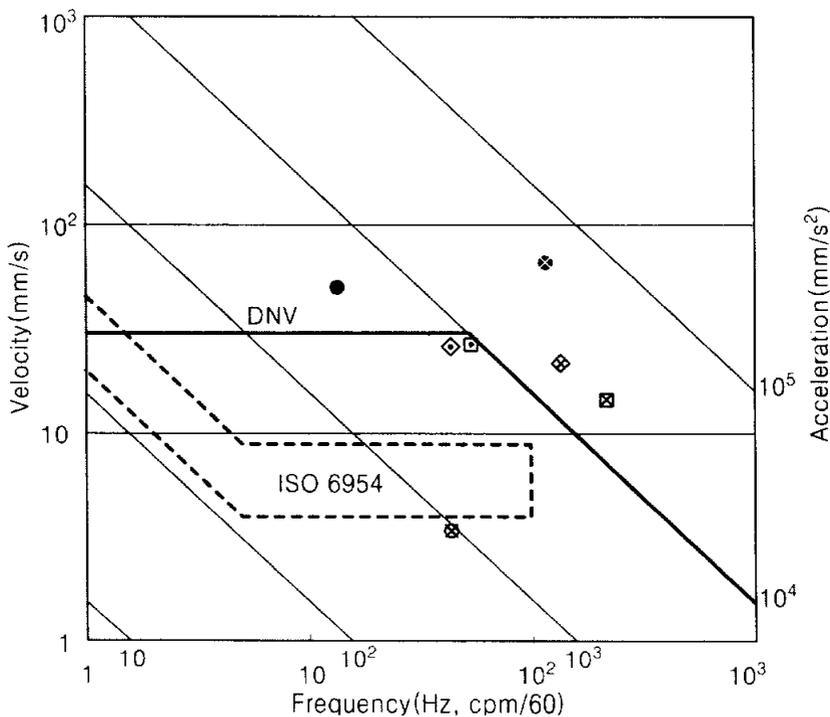


Fig. 2.52 Comparison on vibration values of the starboard after part of engine bed

따라서, 현재 시공하는 방법으로는 기관 베드 역할을 충분히 하지 못하므로, 목재 내부에 볼트를 심은 후 베드 내부에 목재를 고정하고 적층 하여야 할 것으로 판단된다.

5) 감속기 진동

감속기의 상하, 좌우 및 전후방향의 진동평가 결과는 Fig. 2.53과 같으며, A, B, D선의 피크진동속도는 각각 21.8~70.3mm/s, 5.1~133.4mm/s, 42.4~154mm/s로, 진동 크기는 D, B, A선의 순으로 나타났다. 이 때의 진동수는 26~33Hz, 23~116Hz, 42~154Hz이다.

ISO 6954와 비교에서 B선 상하 및 좌우방향, D선 좌우 및 전후방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A선 전후방향, B선 상하 및 좌우방향, D선 좌우 및 전후방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. 감속기의 상하방향 진동이 좌우 및 전후방향의 진동보다

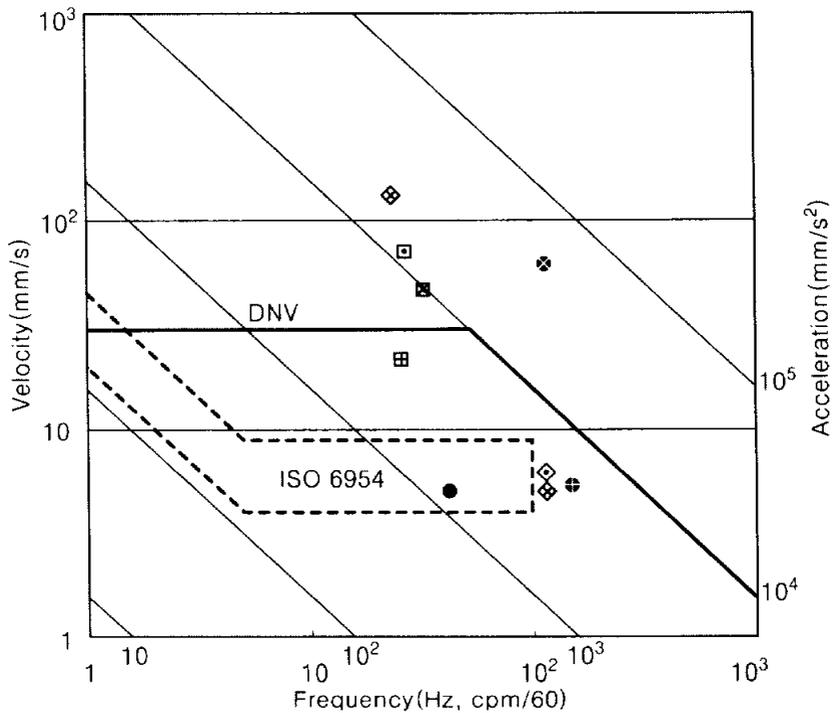


Fig. 2.53 Comparison on vibration values of the reduction gear

월등히 높게 나타남을 알 수 있다.

이상에서 참조규격으로 이용된 ISO 6954 규격 및 DNV 허용기준을 소형선에 직접 적용하는데는 여러 가지의 문제점이 있다. 이들은 피크진폭이 발생하는 단일 진동수를 이용하고 있으나, 실선 계측에서는 여러 개의 진동수 성분이 발생하고 있고, 피크 진동주파수 하나만의 평가로는 불충분하다. 아울러 평가 대상인 피크치의 산출방법도 명확하지 않다. 이의 대안으로는 일반 육상용 기계에 적용되고 있는 각각의 진동수에 대한 제곱평균근으로 표현되는 실효치(rms치, root mean square치)를 이용하는 것이 하나의 방법이 될 것이다. 이하에서는 rms치를 이용한 일본박용기관학회의 진동 권장치를 이용하여 소형 선박의 진동을 평가한다.

2.3.5 일본박용기관학회 진동 권장치와 비교 평가

Table 2.22는 1972년, 1984년 및 1998년 일본박용기관학회(MESJ)의 기관진동 연구회에서 선박용 기기의 진동상황 실태를 파악함과 함께¹²⁾, ISO, IEC 등에서 진행하고 있는 국제규격 제정에 부합하여 광범위한 선박용 기계의 이용자와 제작자의 현장 진동실태 조사를 실시하고, 이를 근거로 진동 권장치를 제시한 것이다. 이 권장치는 ISO 6954와 달리 진동속도의 실효치인 rms(root mean square)치를 진동심각도(vibration severity)의 평가척도로 Table 2.22와 같이 중속 및 고속 기관의 진동허용치로서 제공하고 있다.

Table 2.22 Vibration allowable limits of marine diesel engine (MESJ)

Allowable limits	Main engine (medium & high speed)
Vibration velocity	18mm/s, rms

Fig. 2.54는 모든 대상 시험선들의 각종 기관부 위치에서 측정된 진동속도의 rms치를 정리하여 나타낸 것이다. 그림에서 점선은 비교를 위해 Table 2.22의 진동 허용한계치를 함께 나타내었다. 그림에서 가로축은 각각 주기관 선미측

(a), 주기관 선수측(b), 주기관 좌현베드 앞쪽(c), 주기관 좌현베드 뒤쪽(d), 주기관 우현베드 앞쪽(e), 주기관 우현베드 뒤쪽(f) 및 감속기(g)이다. 주기관 좌현베드 뒤쪽(d)의 좌우방향 및 감속기(g)의 전후방향의 진동치만이 허용치를 만족하고 나머지 위치에서는 허용치를 모두 초과하는 것을 알 수 있다. 특히 주기관 선수측(a) 상하방향, 주기관 선수측(b) 상하방향, 주기관 좌현베드 뒤쪽(d), 주기관 우현베드 앞쪽(e) 상하방향, 주기관 우현베드 뒤쪽(f) 및 감속기(g) 상하방향 등 계측 위치의 모든 상하방향 진동치가 허용치를 크게 초과하고 있다.

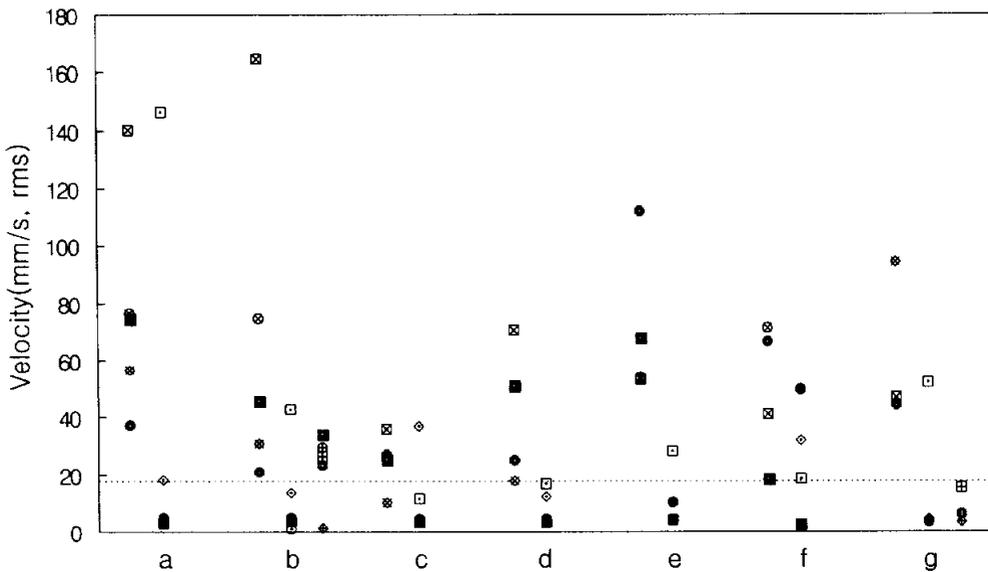


Fig. 2.54 Comparison on vibration values at main engine
a: after end of main engine, b: forward end of main engine,
c: port forward of engine bed, d: port after of engine bed,
e: starboard forward of engine bed, f: starboard after
of engine bed, g: reduction gear

이는 주 기관의 폭발압력 변동에 의한 기진력이 특히 상하방향에 크게 작용하고 있고, 기관 베드의 구조적인 취약성과 FRP제의 강도적인 측면에서의 취약으로 인해 기진력에 대한 응답이 매우 민감한 것에 기인하는 것으로 생각된다. 따라서, FRP제 소형 선박에 대한 피로강도 및 진동 설계의 체계적인 연구와 지속적인 실선 조사자료의 축적을 통하여 선박의 허용수명기간 동안에 안정적인 운용을 위해서는 진동허용레벨과 손상허용레벨을 새로이 설정하고 이에 근거하여 조선소의 품질관리 및 선박 검사가 이루어져야 할 필요가 있음을 보여준다.

2.3.6 선내 소음의 특성

1) 주기관실

A선의 부하 시에 주기관실의 소음 특성을 분석한 결과는 Fig. 2.55와 같다. Fig. 2.55(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 높은 주파수를 보이는 범위는 1800rpm 부터 2000rpm까지이며, 특히 기관회전수 1940rpm에서 10kHz대역의 주기관실 최대 소음 레벨을 나타내었다. Fig. 2.55(b)는 overall값을 나타낸 것으로서, 소음 레벨은 회전수에 비례하여 증가하다가, 1850rpm 이상에서는 소음 레벨이 급격히 증가함을 보였고, 1940rpm에서 최대 소음 레벨 115dB(A)을 나타내었다.

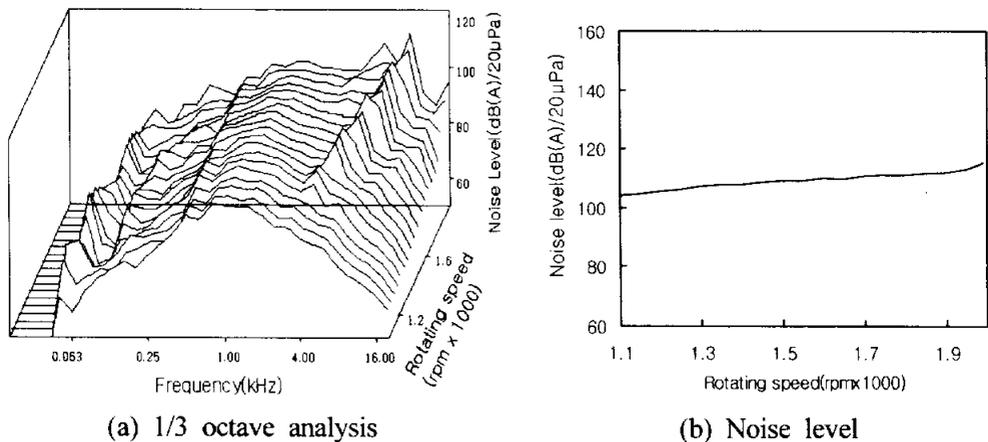


Fig. 2.55 Noise characteristics in the engine room(Myungyang-ho)

2) 상부 거주실

A선의 부하 시 상부 거주실에서의 소음 특성을 분석한 결과는 Fig. 2.56과 같으며, Fig. 2.56(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로서, 주기관실에서 나타나던 고주파수가 상부 거주실에서는 나타나지 않았기 때문에 회전수 변화에 따른 소음값의 증가가 크지 않음을 알 수 있고, 회전수 1346rpm, 1kHz대역에서 상부 거주실 최대 소음 레벨을 나타내었다. Fig. 2.56(b)는 overall 값을 나타낸 것으로, 소음 레벨은 회전수 증가에 따라 증감을 반복하는 경향을 나타내었으며, 최대 소음 레벨은 1346rpm에서 79dB(A)로 나타났다.

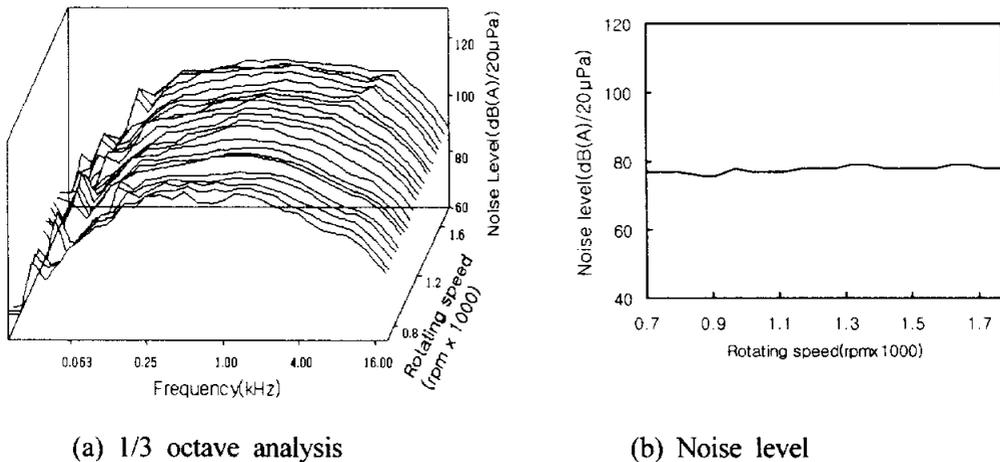


Fig. 2.56 Noise characteristics in the upper crew's room (Myungyang-ho)

3) 하부 거주실

A선의 부하 시의 하부 거주실에 대한 소음특성을 분석한 결과는 Fig. 2.57과 같으며, Fig. 2.57(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 주기관실에서 나타나던 고주파수 특성이 나타나지 않음으로 하부 거주실 회전수 변화에 따른 소음 레벨의 증가가 거의 없고, 80dB(A)에서 82dB(A)사이에서 변화하며, 1496rpm, 1kHz대역에서 하부 거주실 최대 소음 레벨을 나타내었다. Fig. 2.57(b)는 overall 소음 레벨 값을

나타낸 것으로, 1496rpm 이하까지는 소음 레벨이 일정하나, 1496rpm 이상으로 증가함에 따라 소음 레벨은 2dB(A)이내의 변화를 하였고, 1496rpm에서 최대 소음 레벨 82dB(A)이 나타났다.

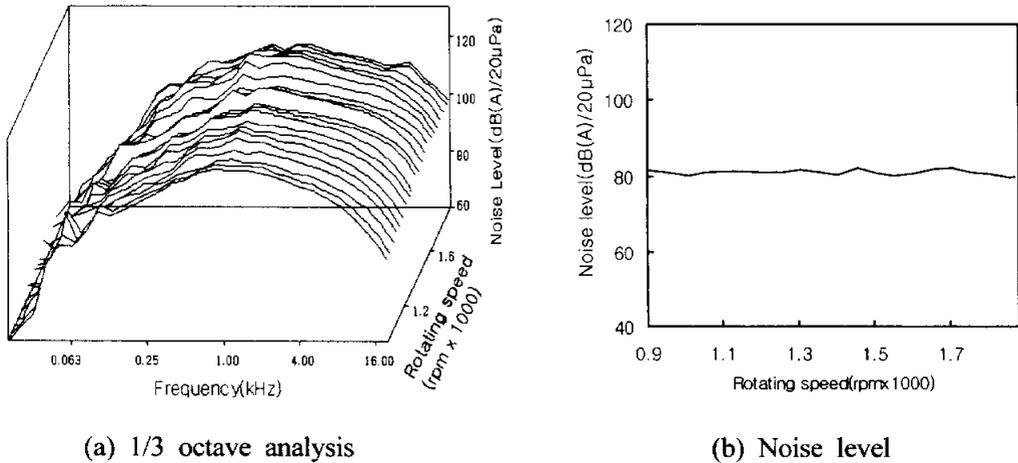
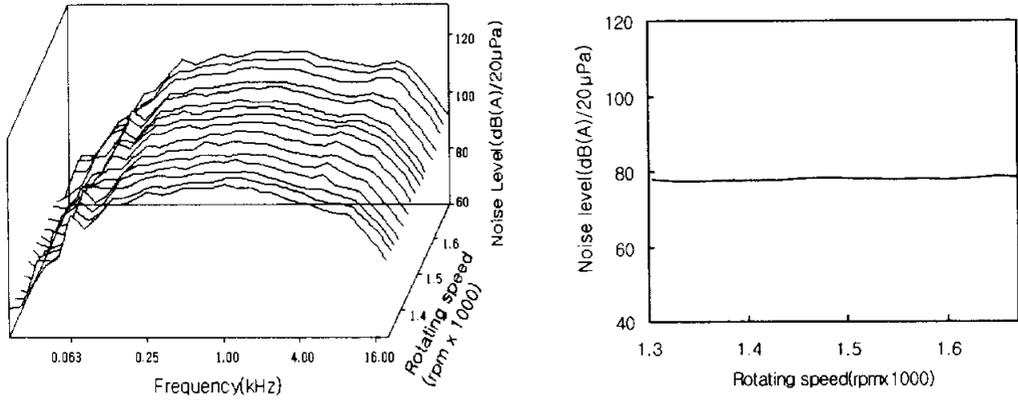


Fig. 2.57 Noise characteristics in the bottom crew's room (Myungyang-ho)

4) 조타실

A선의 부하 시의 조타실에 대한 소음특성을 분석한 결과는 Fig. 2.58과 같으며, Fig. 2.58(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 회전수 변화에 따른 주파수 특성 변화도 거의 없으며, 1670rpm, 63Hz대역에서 조타실 최대 소음 레벨을 나타내었다. Fig. 2.58(b)는 overall 소음 레벨로, 전 회전수에 걸쳐 거의 일정한 값으로 변화가 없음을 보였다. 최대 소음 레벨은 1670rpm에서 79dB(A)로 나타났다.



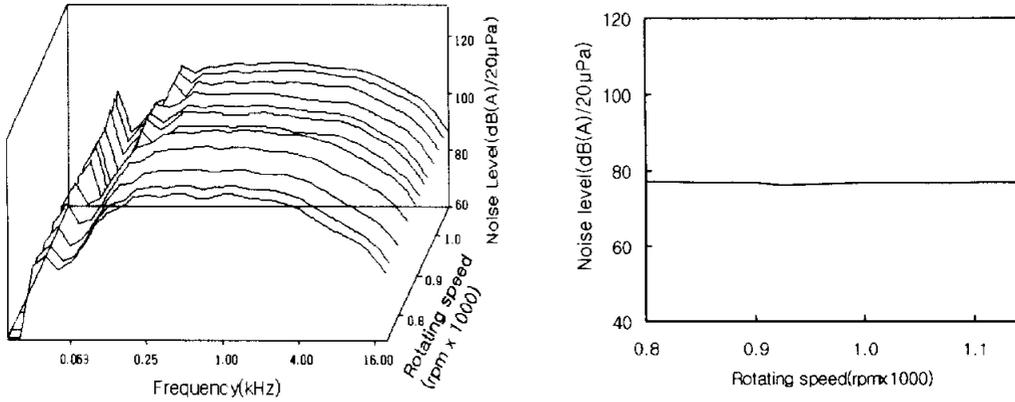
(a) 1/3 octave analysis

(b) Noise level

Fig. 2.58 Noise characteristics in the wheel house(Myungyang-ho)

5) 연통 상부

A선의 부하 시의 연통상부에 대한 소음특성을 분석한 결과는 Fig. 2.59와 같으며, Fig. 2.59(a)는 waterfall 선도로, 회전수 변화에 따른 주파수 특성 변화도 거의 없는 형태이며, 회전수 855rpm인 500Hz대역에서 연통상부 최대 소음 레벨을 나타내었다. Fig. 2.59(b)는 overall 소음 레벨 값을 나타낸 것으로, 전 회전수에 걸쳐 거의 일정한 값으로 변화가 없음을 보였으며, 회전수 855rpm에서 79dB(A)인 최대 소음 레벨로 나타났다.



(a) 1/3 octave analysis

(b) Noise level

Fig. 2.59 Noise characteristics in the top funnel(Myungyang-ho)

2.3.7 동형선의 소음 특성 비교

동형선인 E선과 G선에 대한 부하 및 무부하 시의 주기관실, 거주실, 조타실 및 연통상부에 대한 소음 특성의 변화를 분석한 결과는 Fig. 2.60과 같으며, E선의 부하 시에 주기관실, 거주실, 조타실 및 연통 상부의 모든 위치에서 나머지 유형보다 소음 레벨이 높게 나타났으며, 그 다음으로는 G선의 부하 시와 E선의 무부하 시의 소음이 거의 비슷하며, G선의 무부하 시가 가장 낮게 나타났다.

E선의 소음이 큰 원인으로는 E선과 G선의 선박 크기, 마력이 비슷함에도 불구하고 E선 주기관이 G선의 주기관보다 진동 및 소음이 제작 당시부터 높은 것으로 판단된다.

E, G선의 경우, 부하시가 무부하 시보다 소음이 높게 나타난 것은 선박 항주 시에 프로펠러 자체의 불평형으로 인한 것과 프로펠러 날개가 선체 후방에서 회전하기 때문에 발생하는 유체역학적 힘에 의한 선체 및 선미부, 상부구조물진동 등을 발생시키므로 부하 시의 소음 레벨이 높게 나타났다.

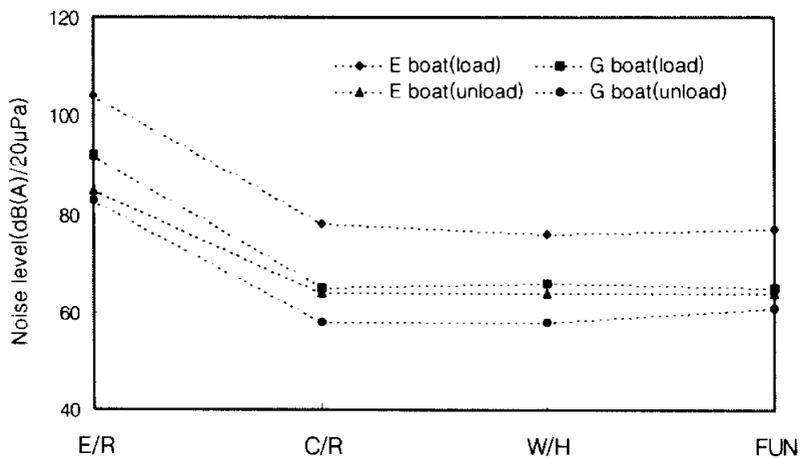


Fig. 2.60 Comparison on noise level of two boats with equal size and power
 E/R : engine room, C/R : crew's room,
 W/H : wheel house, FUN : funnel

2.3.8 선내소음과 IMO 및 DNV 소음기준과 비교 평가

1) IMO와 DNV 소음기준

각국의 선박소음 규제치는 1961년과 1970년 두 차례에 걸친 국제노동기구(ILO)의 해사위원회에 결의에 따라 시행되기 시작하였으며, IMO에서도 선박소음 규정을 제안하였다. IMO에서 제안한 규정의 목적은 선박의 소음허용치에 대한 국제적인 표준을 마련하고자 하는데 있다. 이후에 각 나라에서는 IMO가 제안한 규정을 자국 기준화하였으며, 우리나라에서도 1600톤 이상 선박의 선실에 대하여 60dB(A)로 규정을 설정하고 있다.

본 논문에서 대상으로 하는 소형 선박에 대한 소음평가규격이 아직 없으므로, 비교를 위한 참조규격으로서 일반 상선에 대한 소음평가지침인 Table 2.23의 IMO 및 DNV 소음규제치를 이용하도록 한다.

Table 2.23 Noise limits of IMO and DNV guideline (Unit : dB(A))

Items	Engine room	Wheel house	Crew's room	Workshop
IMO	110 ⁽¹⁾	65	60	85
DNV	110	65	60+k ⁽²⁾	85

(1. GRT < 1600ton인 선박 : 목표레벨

(2. k=5 : GRT < 2000ton.

Table 2.23에서 기관실과 선실을 제외한 그 외 장소는 IMO 및 DNV 소음규제치가 동일하나, 기관실의 경우는 IMO가 1600톤 이상의 선박은 소음 목표레벨을 60dB(A)로 설정하고 있으며, 선실은 DNV가 총톤수 2000톤 이상의 선박은 65dB(A)로, 2000톤 미만인 선박은 60dB(A)로 설정하고 있다.

2) 주기관실

A, B, C, D, E 및 G선의 부하 시에 측정된 주기관실의 소음과 IMO 및 DNV의 주기관실 소음 규제치와 비교 평가한 결과는 Fig. 2.61과 같으며, IMO 및 DNV의 주기관실 소음 규제치인 110dB(A)보다 B선은 5dB(A), D선은 11dB(A)가 높게 나타났으나, C, E 및 G선은 6~18dB(A) 낮게 나타났으며, A선인 경우에는 비슷한 값을 보였다³⁰⁾.

이와 같이 주기관실의 소음이 선박에 따라 다르게 나타나는 원인으로는 주기관의 출력이 비슷한 경우에도 진동 및 소음 레벨이 기관의 제작사마다 다르기 때문으로, 주기관은 진동 및 소음 레벨이 낮은 제작사의 것을 선택하는 것이 소음을 줄이는 근본적인 방법이다.

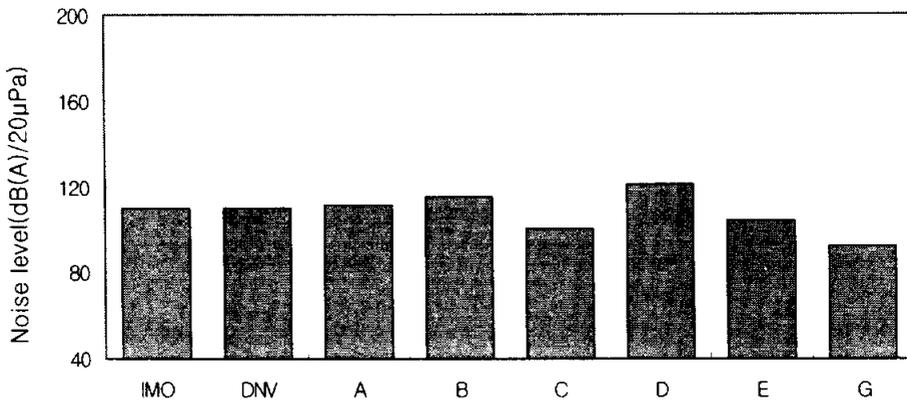


Fig. 2.61 Comparison on noise at the engine room of observed boasts, IMO and DNV guidelines

3) 상부 거주실

A, B, C, D, G 및 E선의 부하 시에 상부 거주실에서 측정된 소음과 IMO 및 DNV의 상부 거주실 소음 규제치와 비교 평가한 결과는 Fig. 2.62와 같으며, IMO 및 DNV의 상부 거주실에 대한 소음 규제치인 60dB(A)보다 A, B, C, D, G 및 E선 모두 5~19dB(A) 높게 나타났다.

이와 같이 상부 거주실의 소음 레벨이 전 선박에서 높게 나타나는 원인으로는 소형 선박의 경우, 협소한 공간 때문에 상부 거주실이 주기관실의 상부에 위치하고 또한, 방음재를 사용하지 않기 때문에 주기관실에서 발생한 소음이 적절하게 차단되지 않고 바로 전달되어 소음 레벨이 큰 것으로 판단되며, 상부 거주실의 하부에 방음재를 사용하여 소음을 차단함으로써 소음을 감소시킬 수 있을 것이다.

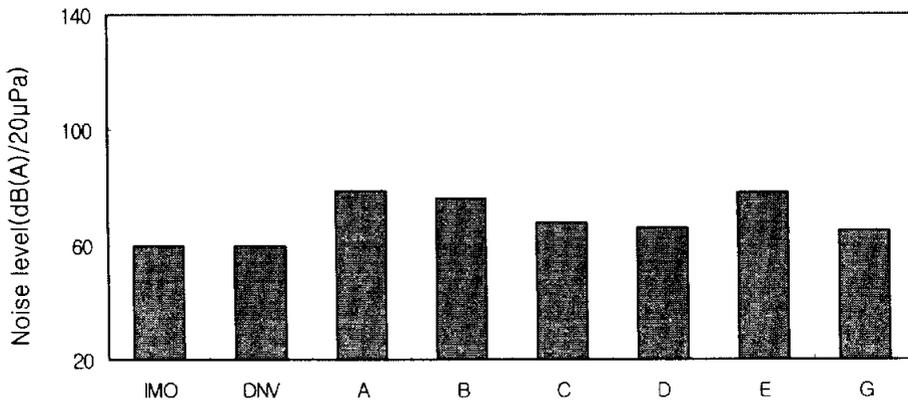


Fig. 2.62 Comparison on noise at the upper crew's room of observed boats, IMO and DNV guidelines

4) 하부 거주실

A, B선의 부하 시에 하부 거주실에서 측정된 소음레벨과 IMO 및 DNV의 하부 거주실에 대한 소음 규제치를 비교 평가한 결과는 Fig. 2.63과 같으며, IMO 및 DNV의 하부 거주실 소음 규제치 60dB(A)보다 18~22dB(A) 정도 높게 나타났다.

이와 같이 하부 거주실의 소음 레벨이 A선, B선 모두 높게 나타나는 기본적인 원인으로서는 소형 선박의 경우, 기관실 후단 공간이 협소하여 기관실 후단 격벽을 사이에 위치하고, 소음 차단벽을 설치하지 않기 때문에 주기관실에서 발생한 소음이 차단되지 않고 바로 전달되어 높은 소음 레벨이 나타나는 것으로 판단되며, 소음을 줄이는 방법으로는 기관실 후단 격벽에 방음재료를 붙이거나, 격벽과 격벽사이 공간을 띄워 이중으로 설치하여 공간에 그라스 울 등의 흡음 재료를 넣는 방법 등이 있다.

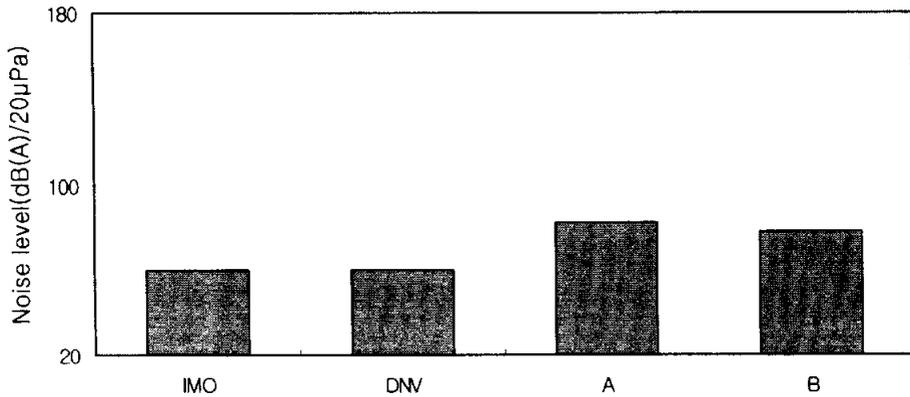


Fig. 2.63 Comparison on noise at the bottom crew's room of observed boats, IMO and DNV guidelines

5) 조타실

A, B, C, D, E 및 G선의 부하 시에 조타실에서 측정된 소음 레벨과 IMO 및 DNV의 조타실에 대한 소음 규제치와 비교 평가한 결과는 Fig. 2.64와 같으며, IMO 및 DNV의 조타실 소음 규제치 65dB(A)보다 A, B, C, D 및 E선은 모두 약 14dB(A) 높게 나타났으며, G선은 비슷하였다.

소음 레벨이 이렇게 높게 나타나는 근본적인 원인으로는 상부 거주실과 인접하고, 조타실 출입문 역시 방음이 되지 않기 때문에, 선미부의 추진기에서 발생하는 프로펠러 소음과 상부 거주실의 소음이 바로 전달되어 소음 레벨이 큰 것으로 판단되며, 출입문, 위벽 등을 방음재로 제작·시공하는 방법으로 소음을 어느 정도 감소시킬 수 있을 것이다.

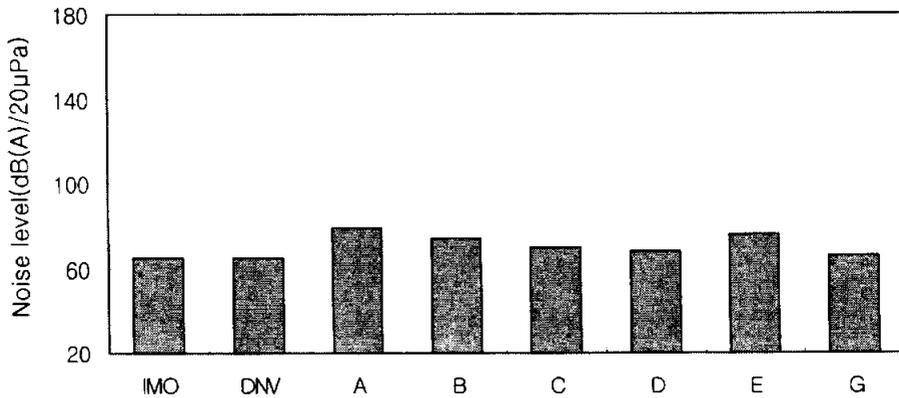


Fig. 2.64 Comparison on noise at the wheel house of observed boats, IMO and DNV guidelines

6) 연통 상부

A, G, E선의 부하 시에 연통 상부의 소음 평가 결과는 Fig. 2.65와 같으며, IMO 및 DNV의 연통 상부에 대한 소음 규제치가 없는 관계로 연통 상부의 소음 비교는 불가능하지만, A, G, E선의 연통 상부 소음 레벨은 65~77dB(A)로 나타났다.

연통 상부의 소음을 줄이는 방법으로는 연통 내부의 슬롯 배열과 기관의 배기관에서 연결되어 선외로 나가는 연통의 배관 방법 개선 등이 있다.

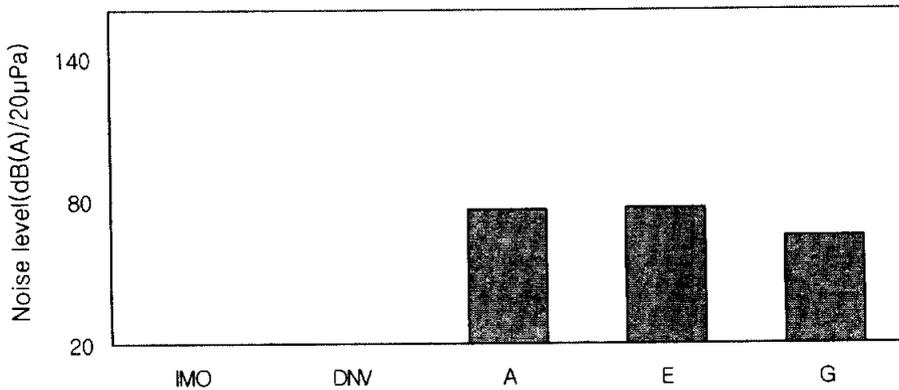


Fig. 2.65 Comparison on noise at the top funnel of observed boats, IMO and DNV guidelines

2.3.9 선내 위치별 소음원과 진동의 상관 관계

1) 주기관실

A선의 부하 시에 주기관실 소음 특성의 결과는 Fig. 2.6과 같다. Fig. 2.66(a)는 waterfall 선도로서, 1300rpm에서 3차 진동주파수 3900cpm(65Hz)의 소음이 높게 나타났으며, 1597rpm에서 6차 진동주파수 9582cpm(160Hz)의 소음이 높게 발생하고, 3차의 1300rpm에서 최대 소음 113dB(A)을 나타내었다. Fig. 2.66(b)는 65Hz, 160Hz, 250Hz, 10kHz대역의 주파수가 나타나며, 1299rpm에서 65Hz 소음 레벨은 88dB(A), 1597rpm에서 160Hz(A) 소음레벨은 87dB(A), 1940rpm에서 250Hz, 10kHz 소음레벨은 각각 93dB(A), 115dB(A)로 나타났다.

진동주파수 65Hz, 160Hz와 기관실의 탁월 주파수인 65Hz, 160Hz가 일치함으로 압력의 변동에 기인하는 기진력 성분 중에 주기진주파수인 3차와 6차 성분이 동시에 나타났으나, 그 중에서도 3차 성분이 우세하게 나타났다.

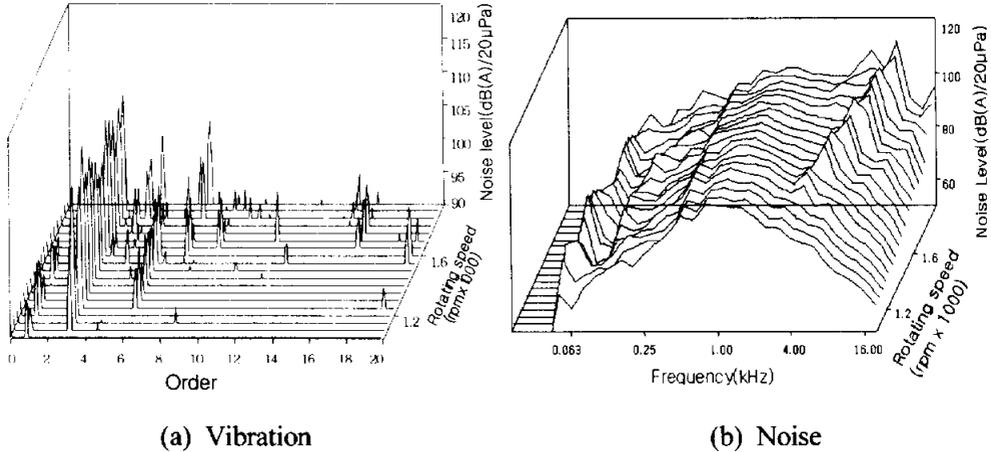


Fig. 2.66 Relation with vibration and noise at the main engine room(Myungyang-ho)

2) 상부 거주실

A선의 부하 시에 측정된 상부 거주실의 소음 특성 결과는 Fig. 2.67과 같다. Fig. 2.67(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 997rpm에서 3차 진동주파수 2991cpm(50Hz), 1650rpm에서 3차 진동주파수 4950cpm(82.5Hz)가 나타났으며, 997rpm에서 최대 소음 레벨 82dB(A)로 나타내었다. Fig. 2.67(b)에서는 80Hz, 125Hz, 1kHz대역의 주파수가 탁월하게 나타나며, 1649rpm에서 80Hz 소음 레벨 72dB(A), 850rpm에서 125Hz 소음 레벨 72dB(A), 1346rpm에서 1kHz 소음 레벨 79dB(A)로 나타났다.

진동주파수 82.5Hz와 상부 거주실 주파수 80Hz가 거의 일치함으로서 주기진 주파수인 3차 성분이 상부 거주실에 공기음과 고체음 형태로 전달됨을 알 수 있다.

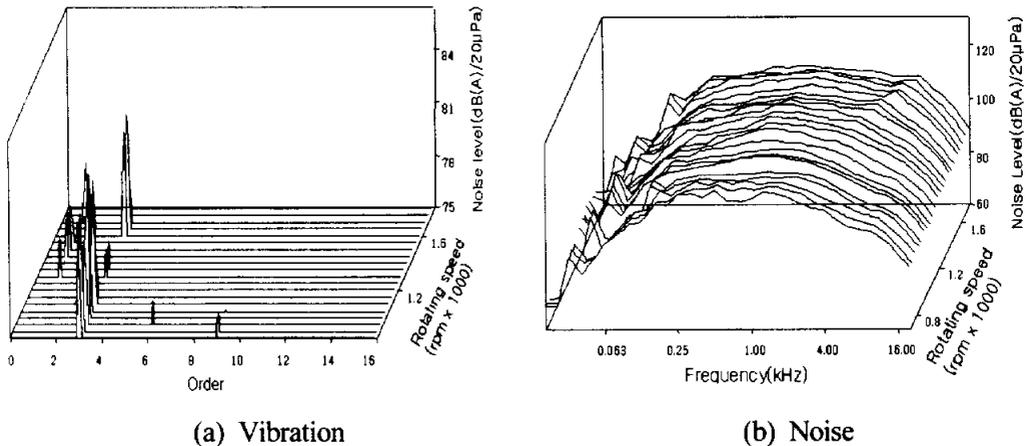


Fig. 2.67 Order characteristics at the upper crew's room(Myungyang-ho)

3) 하부 거주실

A선의 부하 시 하부 거주실의 소음 특성에 대한 결과는 Fig. 2.68과 같다. Fig. 2.68(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 1049rpm에서 3차 진동주파수 3147cpm(52.5Hz), 943rpm에서 6차 진동주파수 5658cpm(94.3Hz)가 나타났으며, 3차의 1049rpm에서 82dB(A)인 최대 소음을 나타내었다. Fig. 2.68(b)에서 50Hz, 63Hz, 1kHz대역의 주파수를 나타내었으며, 1049rpm에서 주파수 50Hz, 소음 레벨 78dB(A), 1297rpm에서 주파수 63Hz, 소음 레벨 77dB(A), 1496rpm에서 주파수 1kHz 소음 레벨 82dB(A)로 나타났다.

진동주파수 52.5Hz와 하부 거주실 주파수 50Hz가 거의 일치함으로서 주기진 주파수인 3차 성분이 하부 거주실에 전달됨을 알 수 있다.

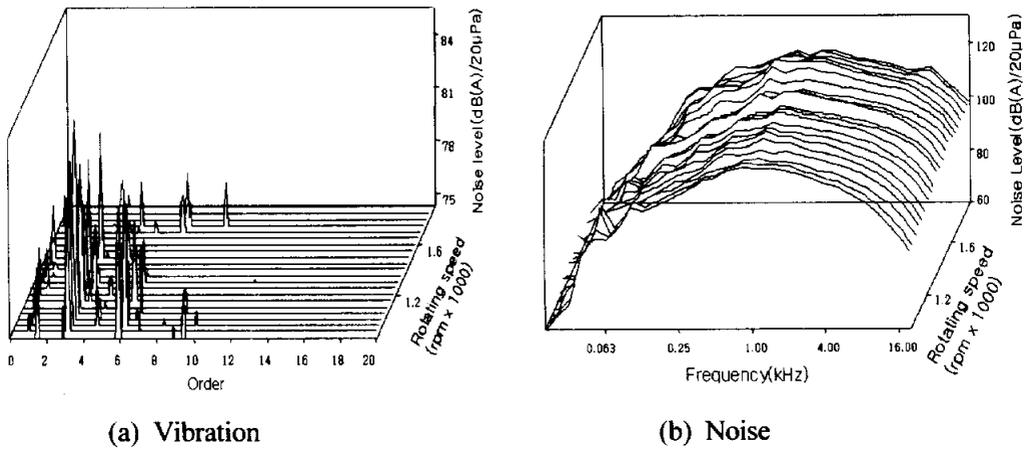


Fig. 2.68 Order characteristics at the bottom crew's room (Myungyang-ho)

4) 조타실

A선의 부하 시 조타실의 소음 특성에 대한 결과는 Fig. 2.69와 같다. Fig. 2.69 (a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 1324rpm에서 3차 진동주파수 3972cpm (66Hz), 81dB(A) 최대 소음이 발생하였다. Fig. 2.68(b)에서 63Hz, 160Hz대역의 주파수가 나타났으며, 1324rpm에서 63Hz 소음 레벨 76dB(A), 1693rpm에서 160Hz 소음 레벨 78dB(A)로 나타났다.

진동주파수 66Hz와 조타실 주파수 63Hz가 거의 일치함으로서 주기진주파수인 3차 성분이 조타실에 전달됨을 알 수 있다.

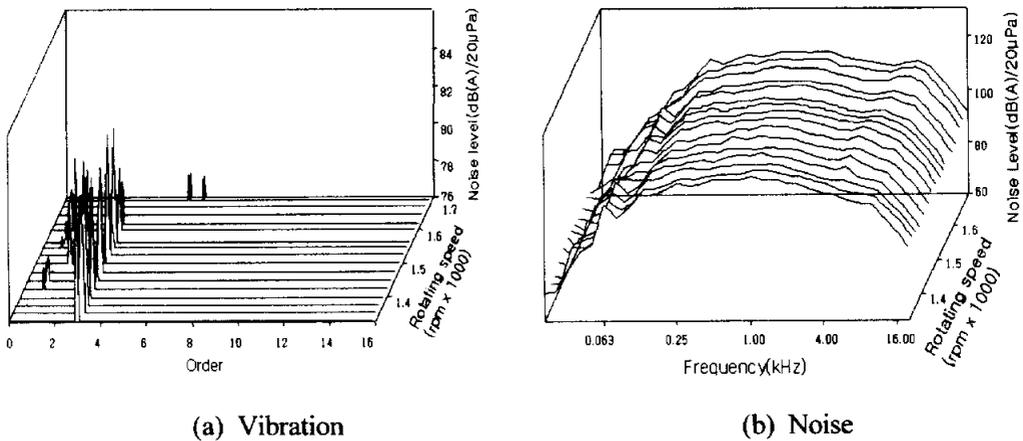
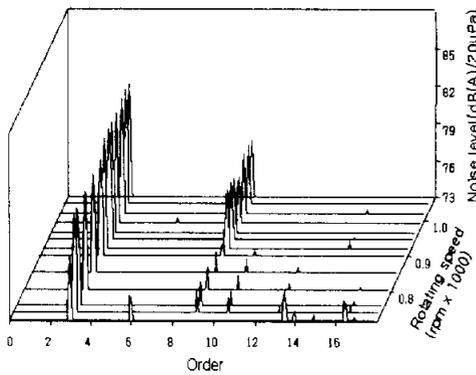


Fig. 2.69 Order characteristics at the wheel house(Myungyang-ho)

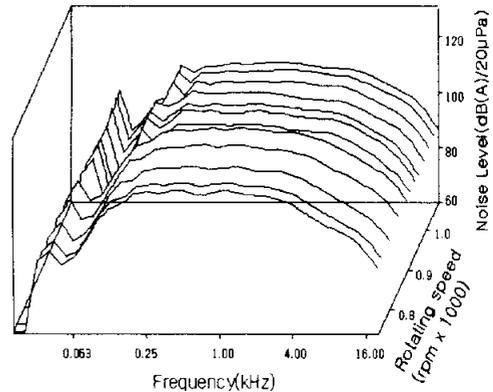
5) 연통 상부

A선의 부하 시 연통상부 소음 특성의 결과는 Fig. 2.70과 같다. Fig. 2.70(a)는 waterfall 선도를 나타낸 것으로, 1048rpm에서 3차 진동주파수 3144cpm(52Hz), 1022rpm에서 9차 진동주파수 9198cpm(153.3Hz)의 소음이 발생하고, 3차 성분이 1048rpm에서 82dB(A)인 최대 소음을 나타내었다. Fig. 2.70(b)에서 992rpm에서 3차 50Hz 소음 레벨 76dB(A)로 나타났다.

진동주파수 52Hz와 연통 상부 주파수 50Hz가 거의 일치함으로서 주기진주파수인 3차 성분이 공기음의 형태로 연통으로 직접 전달됨을 알 수 있다.



(a) Vibration



(b) Noise

Fig. 2.70 Order characteristics at the top funnel(Myungyang-ho)

2.4 요약

소형 선박을 대상으로 무부하와 부하조건에서 기관 회전수를 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가하면서 주 기관 및 각종 선체 부위에서 발생하는 진동과 선내 위치별 소음을 측정하였다. 이들 측정자료를 이용하여 진동의 특성과 원인 규명 및 참조규격으로 ISO 6954 규격과 DNV 지침의 진동허용기준과 비교 분석하였고, 대상 선박들에 대해 소음의 특성과 소음원의 원인 규명, IMO 및 DNV의 소음 규제치와 비교 분석을 수행하였다. 이를 통하여 얻어진 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 선체 및 주기관 부위의 진동특성

- 1) 선박의 주기관 선저 프레임의 상하 진동, 기관실 후단 격벽의 전후 진동, 기관실 전단 격벽 상갑판 상부 프레임의 상하 진동은 3차와 6차 성분이 탁월하게 발생하며, 이들 차수는 주기관의 연소압력 변동에 기인하는 기진력에 의해 발생하는 진동으로, 기관실 선저 프레임의 감쇠능력 부족으로 인해 기관의 진동이 상당 부분 그대로 선저 프레임에 전달된다. 선수 격벽 상갑판 상부 프레임의 상하 진동은 1.5차 성분이 탁월하며, 이는 감속기에서 발생하는 진동 차수와 동일하다.

좌·우측 연료탱크에서 발생하는 주요 진동 차수는 3차와 4.5차이고, 두 탱크 모두 탁월 진동차수는 3차수이며 좌현 탱크가 우현 탱크보다 진동크기가 월등히 높게 나타났다. 상, 하부 거주실의 상하 및 좌우 진동은 모두 3차가 탁월하며, 하부 거주실보다는 상부 거주실이 더욱 진동이 크고, 상부 거주실이 제진 특성이 좋지 않은 것으로 판단된다. 상부 구조는 상하, 전후방향의 진동이 모두 3차가 탁월하며, 승무원의 안락성 관점에서 선박전체의 진동평가를 하는 전후 진동 크기가 매우 낮게 나타났다. 선미부는 상하, 좌우 및 전후방향의 진동이 모두 3차 성분이 크고, 진동크기는 상하 방향이 제일 높고 그 다음으로 좌우, 전후 진동 순으로 나타났다.

따라서, 주기관 연소압력의 변동에 의한 기진력(exciting force)과 상기 선체 부위의 고유진동수 성분이 국부 공진을 일으킨다.

2) 주기관 선미부, 선수부의 상하, 좌우, 전후방향 진동은 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 여러 성분이 나타나며, 이들 성분의 기진력으로는 1차 성분은 가동부 관성력, 기계적 불평형, 1.5차 성분은 유연 베드에 기인하는 지지부의 비선형성, 2차 성분은 축계 및 지지부의 정렬불량(misalignment) 그리고 3차 성분은 기관의 폭발압력 변동에 기인하는 기진력으로 고려될 수 있으며, 주기관 선미부에서 주기관의 가동부 관성력에 의한 기진력이 가장 큰 영향을 미치고, 이어서 연소압력변동에 의한 3차 하모닉스 성분이 크게 가진시키는 것을 알 수 있다. 주기관 선수부의 경우에는 1차와 1.5차가 특히 큰 진동가속도로 진동하고, 1.5차는 선수부 구조의 유연성에 기인하는 것으로 생각된다. 좌우방향의 진동은 상하방향에 비해 매우 적은 진동을 보이고 있고, 특징적인 차수는 상하방향과 유사하다. 전후방향의 진동은 상하 및 좌우방향에 비해 진동진폭이 매우 적고 이는 주기관 선수부의 전후방향의 강성이 다른 방향에 비해 큰 구조에 기인하는 것으로 생각된다.

좌현 주기베드의 앞쪽과 뒤쪽의 상하, 좌우 진동에서 3차 성분 값이 크고, 좌현 앞쪽보다 좌현 뒤쪽의 상하방향 진동이 약 2배정도 큰 진폭을 나타내며, 이는 폭발압력의 변동에 기인하는 기진력의 하모닉스 성분인 3차가 베드의 상하방향 고유진동수와 공진을 일으켜 진동진폭이 매우 증폭된 것을 알 수 있다. 좌우방향의 진동은 비교적 양호하다. 우현 뒤쪽 상하방향 진동은 우현 앞쪽 상하방향의 진동보다 약간 높게 나타났으며, 우현 앞쪽의 좌우방향 진동은 우현 뒤쪽의 좌우방향 진동보다 약간 높으며, 상하 진동과는 반대 패턴을 나타내었다. 좌우현 주기베드의 고유진동수와 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.

2. ISO 6954 규격 및 DNV 허용기준과 비교

1) 선저 프레임과 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임의 진동은 ISO 기준보다 약간 높거나 낮으며, DNV 기준보다는 모두 낮으므로 동 부위의 작업 상태는 양호하며, 손상의 영향은 없을 것으로 판단된다. 기관실 후단격벽의 진동과 DNV 기준과의 비교에서는 D선은 기준보다 높은 반면, A, B선은 ISO와 DNV

기준보다 모두 낮다. 좌, 우측 연료탱크의 좌우 진동속도가 DNV 기준보다 크며, 동일 선박에 동일한 방법으로 연료탱크를 제작하여 설치하더라도 좌측 탱크의 진동이 우측 탱크보다 월등히 높게 나타나는 등 좌, 우측 연료탱크의 진동 값이 다르게 나타남을 알 수 있다. 선수격벽 상갑판 상부 프레임 진동은 DNV 기준과의 비교에서는 A, D선은 진동 허용레벨보다 낮으나, B선은 손상 허용레벨보다도 높게 나타났다. 따라서 프레임이 장기간 진동의 영향을 받으면, 박리 등의 프레임 손상이 발생할 수 있을 것이다.

상부 거주실 진동과 ISO 6954와의 비교에서 A, B선은 모두 허용기준보다 낮고, DNV 기준보다도 낮으며, ISO 6954 기준과 하부 거주실 진동치의 비교에서 A선은 기준보다 낮으나, B선은 기준보다 높다. DNV 기준과의 비교에서는 A, B선 모두 손상기준보다 낮게 나타났다. 상하부 거주실은 주 거주지로 진동을 더 낮출 필요가 있다. 상부구조물의 진동과 ISO 6954와 비교에서 A선 전후, D선 상하, E선 좌우, F선 전후진동은 허용기준보다 낮으나, 그 외의 진동은 높게 나타났다. DNV 기준과의 비교에서는 F선 상하진동만 기준보다 높고, 그 외 선박은 낮게 나타났다. 상하방향의 진동이 높은 것은 상부 구조물이 선미쪽에 위치하여 선체 상하 진동의 연성효과(coupled effect)의 영향을 쉽게 받기 때문이다. 이러한 진동은 조타실에 설치되어있는 항해장비, 전자장비 등에 영향을 미쳐 장비의 오동작과 성능저하 등을 가져오고, 오래 동안 방치할 때에는 장비의 파손을 초래할 수 있다. 또한, 진동이 항해자의 신체에 피로를 가중시켜 항해안전의 저해 요인이 될 수도 있다.

선미부 진동과 ISO 6954와 비교에서 A선의 좌우 및 전후방향, D선의 상하 및 전후방향, E선 좌우방향 그리고 F선의 전후방향 진동은 기준보다 낮으나, 그 외는 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A선 상하방향의 진동만이 기준치보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다. 선미부의 상하방향 진동은 선체 진동을 평가하는 기준이 되는 부분이며, 선미부에는 프로펠러 기진력이 작용하는 관계로 선체진동이 크게 발생하고, 고출력, 고속화 추세에 따라 추진기의 직경이 커지며 따라서, 프로펠러 아파쳐(propeller aperture)가 작아짐으로서 진동의 주요 원인이 된다.

2) 주기관 선미부 진동과 ISO 6954의 허용치를 비교하면, A, B선의 상하 및 좌우 방향, D선의 상하방향 그리고 F선의 상하방향 진동이 허용기준보다 매우 높고, D, F선의 좌우방향 진동은 비교적 매우 낮다. DNV 기준과 비교에서는 B, D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, A선의 상하 및 좌우방향, A, D, F선의 좌우방향 진동은 높게 나타났다. 특히, A선의 상하방향 진동은 DNV의 손상 허용레벨보다도 약 6배로 매우 높게 나타났다. 따라서 A선의 경우는 기관 마운트(engine mount)를 설계 변경하여 상하방향의 과대진동을 허용치 이내로 줄이도록 하는 조치를 취해야 할 것이다. 주기관 선수부의 진동과 ISO 6954와 비교에서 B선의 상하 및 좌우방향, D, E, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A선 좌우 및 전후방향, B선 상하방향, D선 좌우 및 전후방향, E, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. A선의 상하방향 진동은 DNV의 손상 허용레벨보다도 약 6.6배 높다.

주기베드 좌현 앞과 ISO 6954와의 비교에서 A, D, F선의 좌우방향, B선의 상하방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A, D, F선의 상하방향, B선의 좌우방향 진동은 기준보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다. 주기베드 좌현 뒤와 ISO 6954와의 비교에서 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 A, D, F선의 상하방향 진동은 기준보다 높고, 그 외는 낮게 나타났다. 주기베드 우현 앞과 ISO 6954와의 비교에서 F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. 주기베드 우현 뒤와 ISO 6954의 허용한계치와 비교에서 F선 상하방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교에서는 D, F선의 좌우방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. 따라서, 현재 시공하는 방법으로는 기관 베드 역할을 충분히 하지 못하는 것으로 판단된다.

감속기와 ISO 6954와 비교에서 B선 상하 및 좌우방향, D선 좌우 및 전후방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 기준보다 높게 나타났다. DNV 기준과 비교

에서는 A선 전후방향, B선 상하 및 좌우방향, D선 좌우 및 전후방향 진동은 기준보다 낮고, 그 외는 높게 나타났다. 감속기의 상하방향 진동이 좌우 및 전후방향의 진동보다 월등히 높게 나타남을 알 수 있다.

3. 일본박용기관학회 진동 권장치와 비교

일본박용기관학회 진동 권장치와 주기관 진동과의 비교에서 주기관 좌현베드 뒤쪽의 좌우방향 및 감속기의 전후방향의 진동치만이 허용치를 만족하고 나머지 위치에서는 허용치를 모두 초과하는 것을 알 수 있다. 특히 주기관 선미측 상하방향, 주기관 선수측 상하방향, 주기관 좌현베드 뒤쪽, 주기관 우현베드 앞쪽 상하방향, 주기관 좌현베드 뒤쪽 및 감속기 상하방향 등 계측 위치의 모든 상하방향 진동치가 허용치를 크게 초과하고 있다. 이는 주기관의 폭발압력 변동에 의한 기진력이 특히 상하방향에 크게 작용하고 있고, 기관 베드의 구조적인 취약성과 FRP제의 강도적인 측면에서의 취약으로 인해 기진력에 대한 응답이 매우 민감한 것에 기인하기 때문이다.

4. 선내소음

소형 선박의 선내 소음 최대 레벨은 115~79dB(A)로 나타났다. IMO 및 DNV 규제치와 비교에서 주기관실 소음은 비슷하게 나타났으며, 상부, 하부 거주실의 소음은 각각 5~19dB(A), 18~22dB(A) 높고, 조타실의 소음은 14dB(A) 높고, 동형선 E선과 G선의 소음 비교에서 선박의 크기, 마력은 비슷함에도 불구하고 E선 주기관이 G선의 주기관보다 진동 및 소음이 제작 당시부터 높은 것으로 판단된다. 소음원 규명을 위한 진동과의 상관관계에서 주기관실, 상부 거주실, 하부 거주실, 조타실, 연통상부 모두 3차수가 우세하게 나타났다. 3차수가 각 선내 소음을 일으키는 주원인으로 판단된다.

3. 소형 선박의 수중소음

3.1 서언

해중으로 전달되는 소음으로서는 선박의 기관에 의한 소음, 해상에서의 교량 및 터널공사에 의한 발파음, 항공기의 통과에 의한 소음 등 매우 다양하고^{23), 28)~29)}, 그 중에서도 선박 기관에 의한 소음은 선체의 재질, 기관의 성능, 기관의 위치 등에 따라 그 소음의 크기와 특성이 매우 다양하게 나타난다^{1)~3)}. 특히 이 소음은 선박에서 직접 종사하는 선원과 선박이 통과하는 주변에 서식하고 있는 어류, 갑각류, 패류 등 수산생물에 직접적인 영향을 미치게 되므로 이들 영향을 제거하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 이에 관한 연구로서鈴木³⁰⁾ 등의 선박에서 발생하는 수중음과 해중 생물에의 영향에 관한 연구,崔³³⁾ 등의 소형 어선의 기관의 수중소음 스펙트럼 분석에 관한 연구,尹^{35)~36)} 등의 선박 방사소음의 측정 및 평가 방법에 관한 연구가 이루어진 바 있으나, 국내에 있어서는 그 연구의 성과가 미흡한 것이 현실이다.

이 장에서는 소형 선박의 기관 거치 시의 안정 상태를 선박 주변의 기관 수중 소음을 측정하여 점검할 수 있는 방안을 제시하고, 수중으로 전달되는 소음원을 파악하여 조선 시 소음 차단에 필요한 기초자료로 활용하기 위하여 FRP제 3톤급~14톤급 선박을 대상으로 정선 상태에서 무부하 시 선체 위치별, 수심별 수중소음 특성과 부하 시 항해중인 선박의 접근 상태별 수중소음 특성을 측정, 분석하였다.

3.2 장치 및 방법

3.2.1 실험대상선 및 실험장치

수중소음 측정에 이용한 실험대상선은 2장에서 언급한 여수 삼창FRP조선소와 한국조선소에서 건조한 FRP 3톤급~14톤급 연안 복합 및 근해 유자망

선박을 이용하였다.

소형 선박의 수중소음 측정시스템은 Fig. 3.1과 같이 무지향성 하이드로폰 (OKI, SW1001), 전치증폭기(OKI, SW1007), 데이터 레코드(SONY, PCH44), 증폭기(B&K, NEXUS), 회전수측정기(B&K, MM0024), 오실로스코프(Tektronix, HS72 0A)로 구성하였으며, 그 성능 제원은 Table 2.3과 같다.

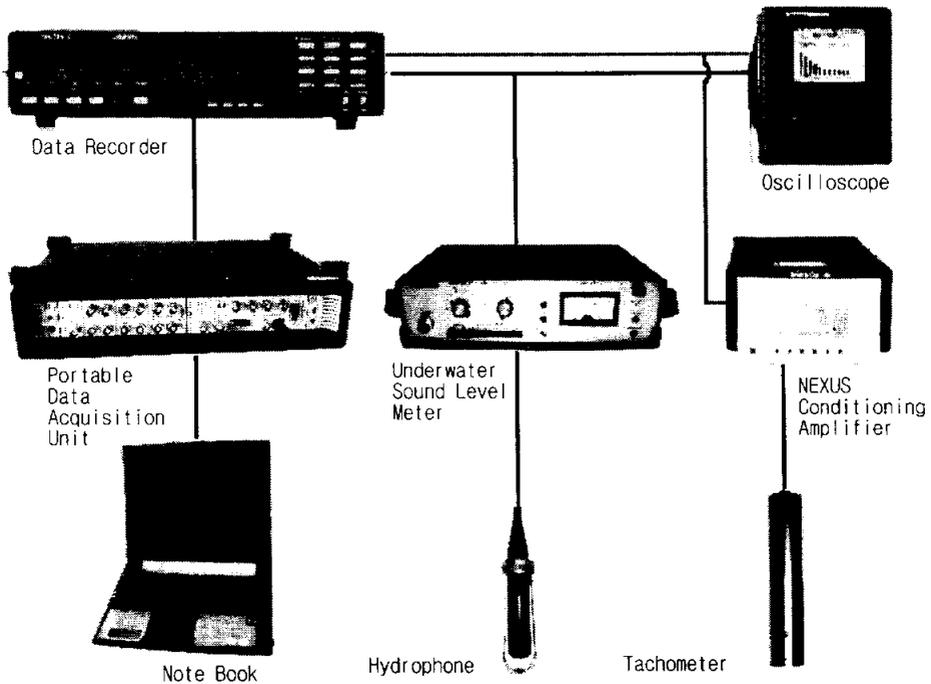


Fig. 3.1 Arrangement of the measured and the analyzed instruments for the underwater noise

3.2.2 측정위치

1) 측정해역

소형 선박의 수중소음 측정은 1998년 8월~12월, 2000년 4월~2001년 5월 사이에 Fig. 2.3과 같이 여수 가막만에서 실시하였다.

2) 측정방법

정선 상태에서 무부하 시 수심별 수중소음은 Fig. 3.2와 같이 시험선의 선체 중앙부에서 무지향성 하이드로폰을 수면으로부터 각각 1m, 5m, 10m에 설치하고, 각 수심별로 기관 회전수를 저속, 중속, 고속 3단계로 나누어 측정하였다.

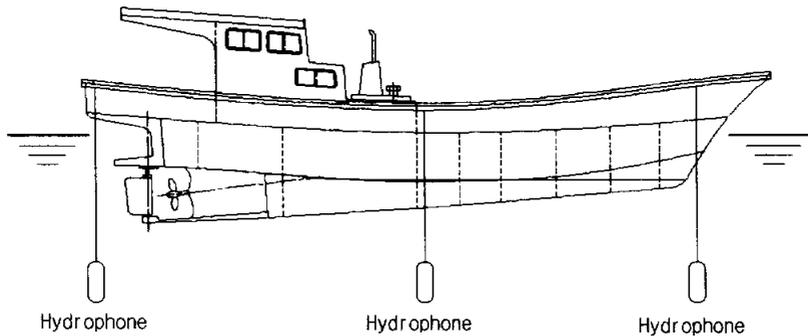


Fig. 3.2 Setup to measure the underwater noise at drifted ship

또한, 위치별 수중소음은 Fig. 3.2와 같이 시험선의 선수부, 중앙부 및 선미부에 무지향성 하이드로폰을 수면으로부터 3m에 설치하고 각 위치별로 기관 회전수를 중속, 고속 2단계로 나누어 측정하였으며, 회전수 변화에 따른 위치별 수중소음은 기관 회전수 800rpm에서 2000rpm까지 서서히 증가시켜 가면서 측정하였다.

부하 시 수중소음은 Fig. 3.3과 같이 측정선은 묘박하여, 무지향성 하이드로폰을 선체 중앙부 수면으로부터 수심 3m에 설치하고 측정선과 시험선 간의 정황 거리를 100m로 유지하면서 시험선의 속도를 중속, 고속으로 항주하도록 하여 다가올 때, 정황 일 때, 멀어져갈 때의 3단계로 나누어 측정하였다.

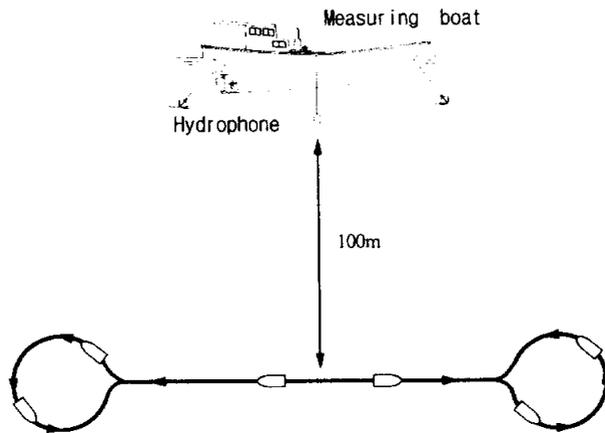


Fig. 3.3 Measuring method of the underwater noise for small boat during cruising

3.2.3 분석 방법

측정한 수중소음 자료는 실험실에서 Fig.3.1과 같이 데이터 레코더(SONY, PCH 244)에서 재생시켜 PULSE 시스템(B&K, 3032A)을 이용하여 무부하 시 중앙부 수심별(1m, 5m, 10m), 중속과 고속으로 항행 시 선체 위치별(선수, 정황, 선미)로 분석하고, 부하 시에는 다가올 때, 정황일 때, 멀어져 갈 때로 나누어 분석하였다. 주파수 스펙트럼 분석은 최대주파수 3.2kHz, 주파수 간격을 16Hz로하여 행하였으며, 수중잡음은 필터를 이용하여 제거하였다.

또한, 주기관 회전수 변화에 따른 선체 위치별 수중소음 특성에 대해서는 차수 20차, 분해능 0.05로 설정하여 800rpm에서 2000rpm까지 차수 분석을 수행하였다.

3.3 결과 및 고찰

3.3.1 주기관의 회전수별, 수심별 수중소음 스펙트럼 분석

무부하 시 공시선 Q선의 주기관 회전수를 750, 900, 1800rpm으로 변화시켜 가면서 수심 1m, 5m, 10m 층에 각각 하이드로폰을 고정하고, 수층별로 측정하여 주파수 스펙트럼 분석을 행한 결과는 Fig. 3.4와 같다.

Fig. 3.4(a)는 주기관 회전수가 750rpm일 때의 스펙트럼 분석 결과로, 주파수 20Hz~100Hz 범위에서는 1, 5, 10m 수층 모두 선스펙트럼 성분을 나타내고 있으며, 200Hz~300Hz 범위에서는 선스펙트럼 성분의 도플러 현상을 나타내었고, 300Hz 이상의 주파수에서는 연속 스펙트럼 현상을 나타내었다.

또한, 스펙트럼 레벨은 1m층에서 평균 106dB, 최대 130dB을 나타내었고, 5m와 10m층에서는 평균 120dB, 최대 141dB을 나타내었다. 이와 같은 원인은 1m층은 직접파만이고, 5m와 10m 층에서는 해면과 해저에 반사한 간접파의 영향 때문이라 생각된다.

Fig. 3.4(b)는 회전수 900rpm일 때의 스펙트럼 분석 결과로서 전 수층 모두 스펙트럼 레벨이 평균 119dB, 최대 140dB을 나타내었으며, 전 주파수대에서 60Hz 간격으로 선스펙트럼 현상을 나타내었다. 이러한 현상은 750rpm 때보다 회전수가 약간 빨라 파장이 다소 짧기 때문에 직접파와 반사파의 간섭현상의 영향이 750rpm일 때와 다른 때문이라 생각된다.

Fig. 3.4(c)는 회전수 1800rpm으로 최대로 회전시켰을 때의 스펙트럼 분석 결과로서 전 수층 모두 30Hz 및 그 1/2을 기본주파수로 하는 고조파의 선스펙트럼 현상을 나타내었고, 60Hz~120Hz와 200Hz~320Hz 범위에서 다소 높은 스펙트럼 레벨을 나타내었다. 이러한 현상은 회전수가 빨라 주기관 진동주파수가 높고 파장이 750rpm, 900rpm 때보다 짧아 해면과 해저의 직접파와 반사파의 간섭 영향을 더욱 많이 받았기 때문이라 생각된다.

따라서, 동일한 선박이라고 할지라도 주기관의 회전수에 따라 기관의 수중소음은 그 회전수를 기본주파수로 하는 고조파로 나타나고, 그 수층에 따라 선스펙트럼 현상도 다르게 나타나며, 스펙트럼 레벨도 해면과 해저의 반사패턴에 따라 달라지는 현상을 나타내고 있음을 알 수 있었다.

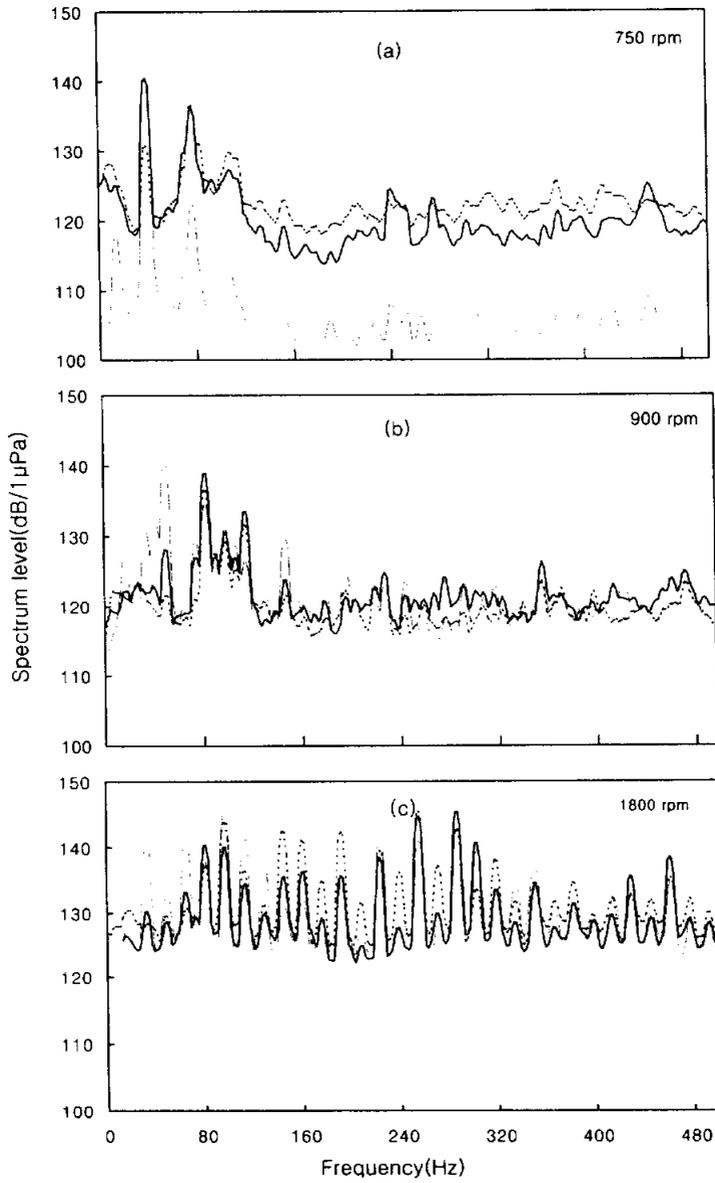


Fig. 3.4 Spectrum analysis of underwater noise emitted by small boat(Q)
 — : 1m, - - : 5m, ... : 10m

3.3.2 톤급별 주파수 스펙트럼 분석

Fig. 3.5는 선박의 크기가 다를 경우 중속 회전시의 주파수 스펙트럼을 비교하기 위하여 수심 5m층에서의 10톤급 Q선의 기관회전수 900rpm일 때와 14톤급 H선의 기관회전수 1000rpm일 때의 주파수 스펙트럼 분석 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 3.5에서 Q선은 10Hz~120Hz 범위에서 80Hz를 중심으로 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었으며, 240Hz까지를 1주기로 하는 연속 스펙트럼 성분을 나타내었고, 그 때의 스펙트럼 레벨을 평균 120dB, 최대 138dB을 나타내었다.

H선은 10Hz~160Hz 범위에서 70Hz를 중심으로 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었으며, 역시 240Hz까지를 1주기로 하는 연속 스펙트럼 성분을 나타내었고, 그 때의 스펙트럼 레벨은 평균 115dB, 최대 135dB로 Q선보다 다소 낮은 경향을 나타내었다.

따라서, Q선과 H선의 주파수 스펙트럼은 거의 같은 경향을 보이고 있음을 알 수 있었고, H선이 Q선보다 약 40Hz정도 위상이 빠른 것을 알 수 있었다.

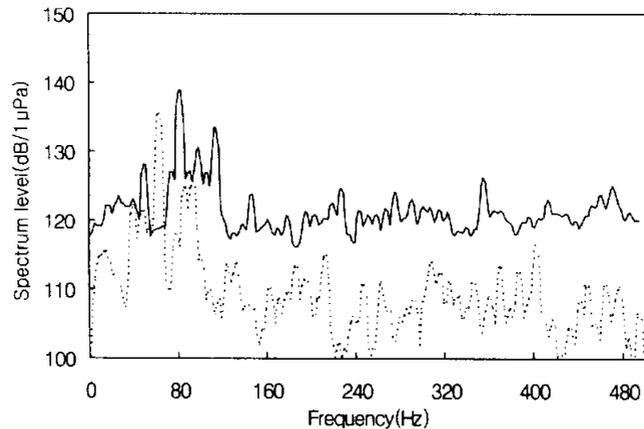


Fig. 3.5 Comparison of underwater noise emitted by two small boats
 — : Fishing boat(Q, 10ton), ... : Fishing boat(H, 14ton)

3.3.3 동일 규모 선박의 주파수 스펙트럼 비교 분석

Fig. 3.6은 동일한 크기의 선박인 경우 중속 회전시의 주파수 스펙트럼을 비교하기 위하여 수심 5m층에서의 14톤급 H선과 I선의 기관회전수를 모두 1000rpm으로 동일하게 회전시킨 경우의 주파수 스펙트럼 분석 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 3.6에서 H선과 I선은 모두 전 주파수대에 걸쳐 거의 비슷한 스펙트럼을 나타내었다. H선은 10Hz~160Hz 범위에서 50Hz를 중심으로 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었으며, 고주파가 됨에 따라 스펙트럼 레벨은 다소 낮았으나 240Hz 까지를 1주기로 하는 연속 스펙트럼을 나타내었다. 또한, 스펙트럼 레벨은 H선에서는 평균 105dB, 최대 135dB을 나타내었고, I선은 평균 115dB, 최대 137dB로 H선보다 다소 높게 나타났다.

따라서, 선박의 크기가 같은 경우 주파수 스펙트럼은 거의 같은 패턴의 경향을 보이거나 스펙트럼 레벨은 다소 차이가 있음을 나타내었다. 이와 같은 원인은 기관의 상태나 기관의 거치 위치가 다소 다르기 때문이라 생각되고, 앞으로 이에 대한 면밀한 검토가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

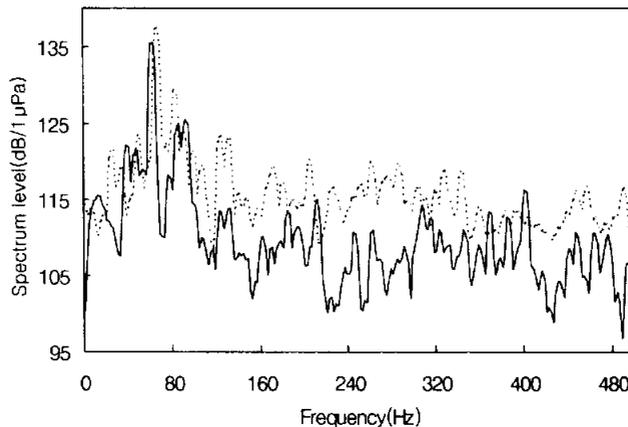


Fig. 3.6 Comparison of underwater noise emitted by two small boats in same size
 — : Fishing boat(H, 14ton), ... : Fishing boat(I, 14ton)

3.3.4 선체 위치별 수중소음 특성

무부하 시 공시선 B, C선의 주기관 회전수를 중속과 고속으로 회전시킨 경우, 선수부, 중앙부, 선미부의 주파수 스펙트럼 분석 결과는 Fig. 3.7과 같다. Fig. 3.7(a)에서 중속인 경우 B선은 선미부, 중앙부, 선수부 모두 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었다. 그리고 최대 스펙트럼 레벨 일 때의 주파수는 45Hz로 나타났으며, 이때의 레벨은 각각 132dB, 144dB, 132dB로 중앙부가 선미부, 선수부보다 높게 나타났다. 이와같은 원인은 중앙부가 주 기진 주파수 45Hz 성분이 우세하게 선각을 통하여 방사되기 때문이라 생각된다.

C선인 경우, 중앙부는 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었으며, 최대 스펙트럼 레벨 141dB일 때 주파수가 48Hz, 선미부와 선수부 최대 스펙트럼 레벨은 각각 133dB, 130dB로 중앙부가 선미부, 선수부보다 스펙트럼 레벨이 높게 나타났다. 따라서, 선체 위치별로는 B, C선 모두 중앙부 스펙트럼 레벨이 제일 높게 나타났으며, 그 다음으로 선미부, 선수부 순으로 나타났다.

또한, Fig. 3.7(b)에서 고속인 경우는 B선 선미부는 고조파의 선스펙트럼 성분을 나타내었으며, 최대 스펙트럼 레벨 137dB 일 때 주파수가 90Hz, 중앙부와 선미부의 최대 스펙트럼 레벨은 각각 148, 136dB로 중앙부가 선미부, 선수부보다 스펙트럼 레벨이 높게 나타났고, 그 다음으로 선미부, 선수부 순으로 나타났다. B, C선 모두 전 주파수대에 걸쳐 거의 비슷한 스펙트럼을 나타내었다.

선수부의 전체 스펙트럼 레벨 분포는 중앙부 및 선수부 보다 낮으며 추세선은 중앙부와 같은 형태로 주파수 범위가 짧고 최대 레벨은 136dB을 나타내었으며, 의 주기관의 위치가 중앙부 및 선미부보다 멀리 떨어져 있기 때문에 스펙트럼 레벨이 낮은 것으로 판단된다.

따라서, 선박 부위에 따라 스펙트럼 레벨 및 주파수 범위가 다르게 나타났고, 이러한 원인으로서는 주기관 탑재 위치 때문인 것으로 판단되며 주기관이 어느 위치에 탑재되어 있는냐에 따라 달라 질 수 있음을 알 수 있었다.

또한, 스펙트럼 레벨 대부분이 130~150dB 범위에 속하기 때문에 이러한 방사 소음은 어류를 놀라게 하고, 방사 직후 어류를 수 미터 침하시킨다³¹⁾.

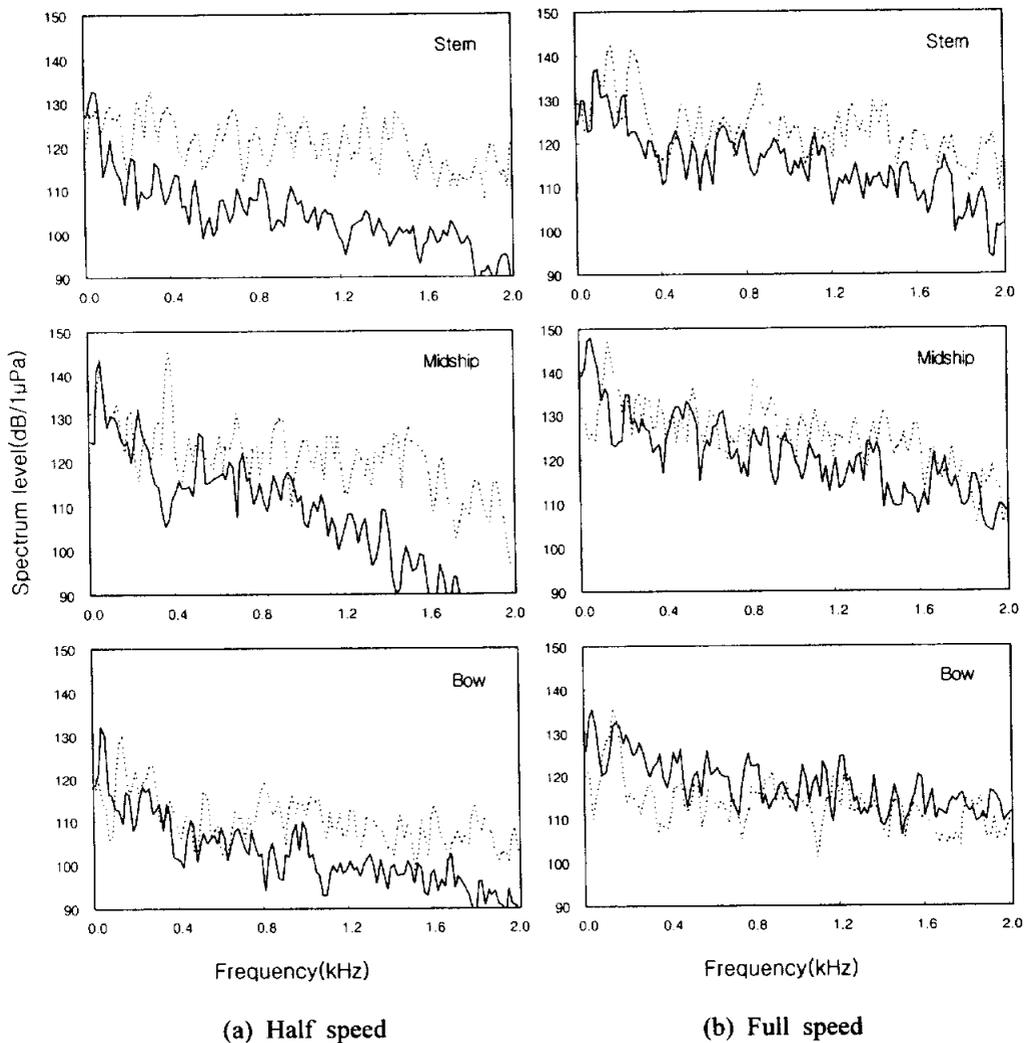


Fig. 3.7 Comparison of spectrum analysis of underwater noise emitted by the observed boats
 — : Fishing boat(B), ... : Fishing boat(C)

3.3.5 근접상태별 수중소음 스펙트럼 분석

1) 근접상태별 수중소음 특성

Fig. 3.8, 3.9, 3.10은 K선이 증속과 고속으로 항주중 다가올 때, 정황 일 때, 멀어져갈 때의 수중소음을 각각 측정하여 주파수 스펙트럼 분석한 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 3.8에서 증속으로 관측선에 다가올 때는 Fig. 3.8(a)에서와 같이 시간변화에 대한 주파수 변화는 거의 일정하였으며, 최대 스펙트럼 레벨은 112dB, 주파수는 50Hz로 나타났으나, 고속으로 다가올 때는 Fig. 3.8(b)에서와 같이 불규칙적인 주파수 변동이 나타났으며, 최대 스펙트럼 레벨은 118dB, 주파수는 200Hz로 나타났다.

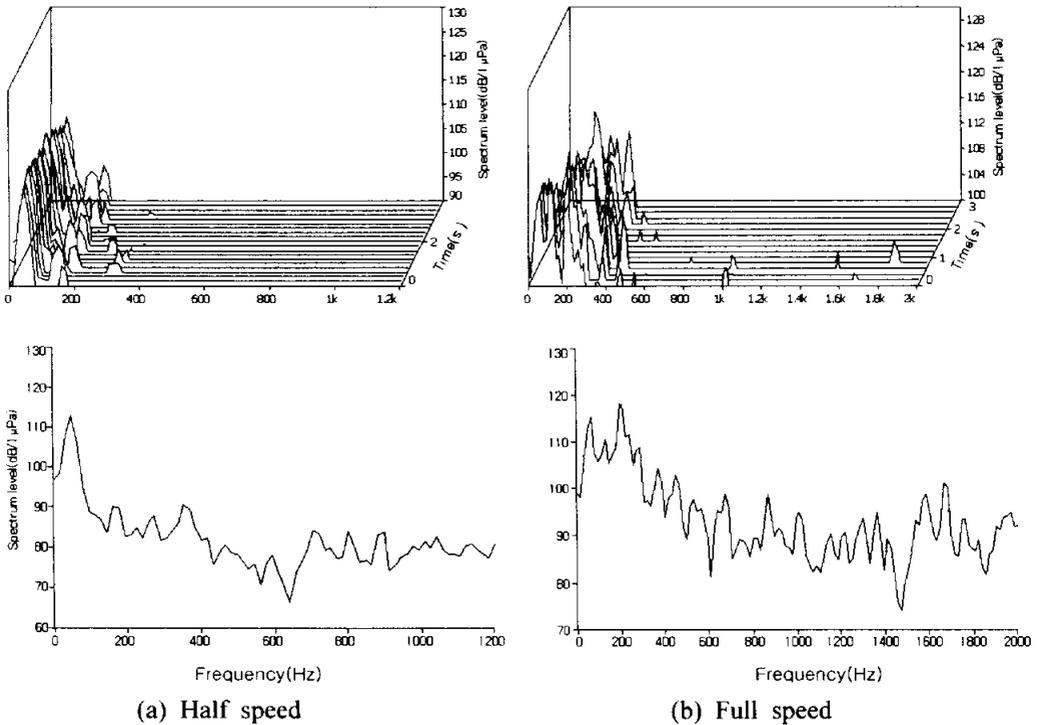


Fig. 3.8 Underwater noise characteristics during approaching at half speed(a) and full speed(b)

따라서, 선박이 관측선에 다가올 때 중속시는 주파수가 비교적 안정되나 고속시는 불안정하게 나타나고 있음을 알 수 있었으며, 이와 같은 원인은 고속시에는 주기판 회전수가 높아 선각의 진동주파수가 높게되고, 또한, 프로펠러의 회전 공진 잡음은 높아지는 때문이라 생각된다.

Fig. 3.9에서 중속으로 접근하여 정형이 되었을 때는 Fig. 3.9(a)에서와 같이 시간 변화에 대한 주파수 변화는 40~100Hz 범위에서 안정되었으며, 최대 스펙트럼 레벨은 115dB, 주파수는 50Hz로 나타났다.

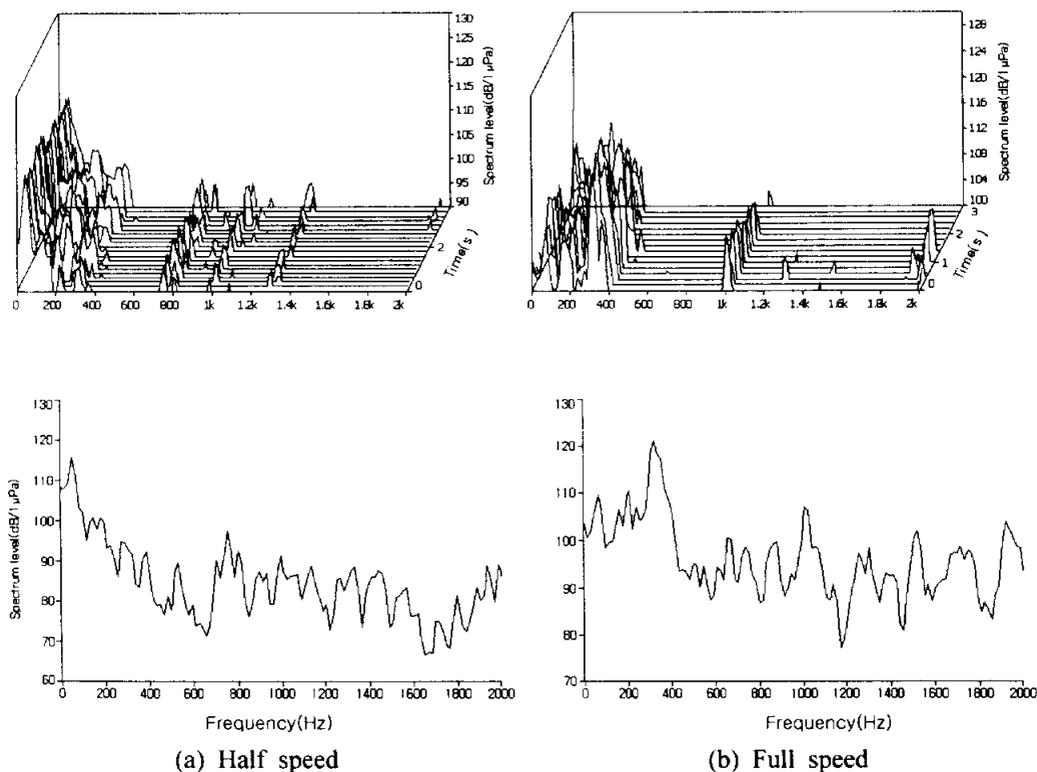


Fig. 3.9 Underwater noise characteristics during abeam at half speed(a) and full speed(b)

그러나 고속일 때는 Fig. 3.9(b)에서와 같이 불규칙적인 변화를 하였으며, 특이한 주파수대는 100Hz, 200Hz, 300Hz였고, 그 때의 스펙트럼 레벨은 각각 108dB, 112dB, 121dB로 나타났다.

이와 같은 원인은 다가올 때와 같은 현상 때문이라 생각되나 이때는 관측선에 가장 접근하였을 때이므로 고속일 때는 더욱 불안정함을 알 수 있다.

Fig. 3.10에서 중속으로 멀어져 갈 때는 Fig. 3.10(a)에서와 같이 주파수 변화는 거의 일정하였으며, 최대 스펙트럼 레벨은 110dB, 주파수는 50Hz로 나타났으나,

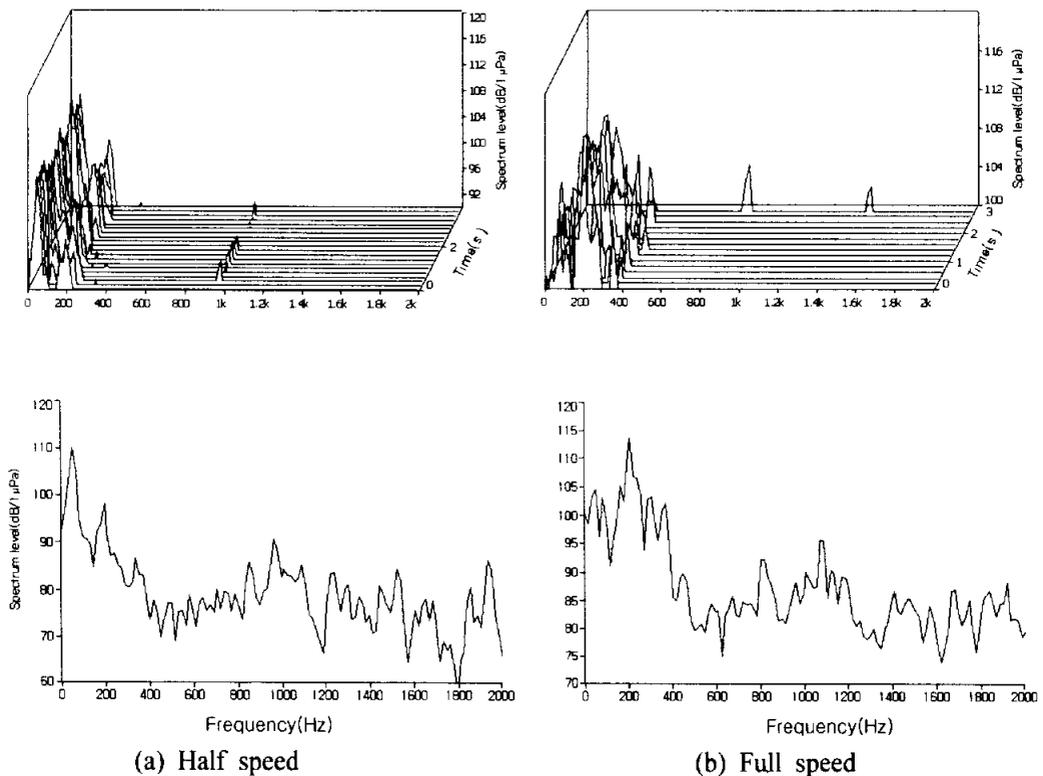


Fig. 3.10 Underwater noise characteristics during away at half speed(a) and full speed(b)

고속으로 멀어져 갈 때는 Fig. 3.10(b)에서와 같이 불규칙적인 변화를 하였으며, 특이한 주파수대는 100Hz, 200Hz였고, 그 때의 스펙트럼 레벨은 각각 103dB, 113dB로 나타났다.

따라서, 접근상태별로 보아 수중소음은 중속과 고속으로 접근 할 경우 스펙트럼 레벨은 정황 일 때가 가장 높고, 그 다음으로 다가올 때, 멀어져 갈 때 순으로 나타났으며, 중속일 경우는 모두 50Hz 주파수 성분이 탁월하게 나타났으며 비교적 주파수가 안정되었음을 알 수 있었다. 그러나, 고속일 경우, 다가올 때와, 멀어져갈 때는 100Hz, 200Hz 주파수 성분이, 정황일 때는 100Hz, 200Hz, 300Hz주파수 성분이 특이하게 나타나고 있음을 알 수 있었다.

2) 근접상태별 수중소음의 특이 주파수 스펙트럼 레벨 분포

Fig. 3.11은 전체 시험선의 부하 시 주기관 회전수를 중속과 고속 2단계별로 다가올 때, 정황일 때, 멀어져 갈 때의 특이 주파수에 대한 스펙트럼 레벨 분포를 나타낸 것이다.

Fig. 3.11(a)는 중속일 경우의 다가올 때, 정황일 때, 멀어져 갈 때의 특이 주파수에 대한 스펙트럼 레벨 분포를 나타낸 것으로, 주파수 범위는 모두 16~1000Hz로 나타났고, 평균 스펙트럼 레벨은 각각 111dB, 114dB, 111dB이었고, 최대 스펙트럼 레벨은 각각 117dB, 120dB, 114dB이었으며, 이때의 주파수는 각각 48Hz, 144Hz, 128Hz를 나타냈다.

Fig. 3.11(b)는 고속일 경우의 다가올 때, 정황일 때, 멀어져 갈 때의 스펙트럼 레벨을 나타낸 것으로, 주파수 범위는 각각 16~1600Hz, 16~1100Hz, 16~1000Hz였으며, 평균 스펙트럼 레벨은 각각 124dB, 125dB, 120dB로 나타났다. 그리고, 최대 스펙트럼 레벨은 각각 135dB, 136dB, 133dB이었고, 이 때의 주파수는 각각 176Hz, 192Hz, 256Hz로 나타났다.

따라서, 부하 시 중속과 고속인 경우 특이 주파수에 대한 최대 스펙트럼 레벨이 정황일 때가 가장 높고 그 다음으로 다가올 때와 멀어져갈 때 순으로 나타났으며, 중속 시에는 비교적 안정된 상태로 나타났고, 고속 시에는 불안정한 상태로 분포되고 있음을 알 수 있었다.

이러한 소형 선박의 수중소음의 주파수 대역(100~1000Hz)은 가청 주파수가 16~1600Hz이고, 주파수 100~1000Hz 범위에서 가장 민감한 반응을 나타내는 어류 행동에 크게 영향을 끼칠 수 있음을 알 수 있었다^{40), 41)}

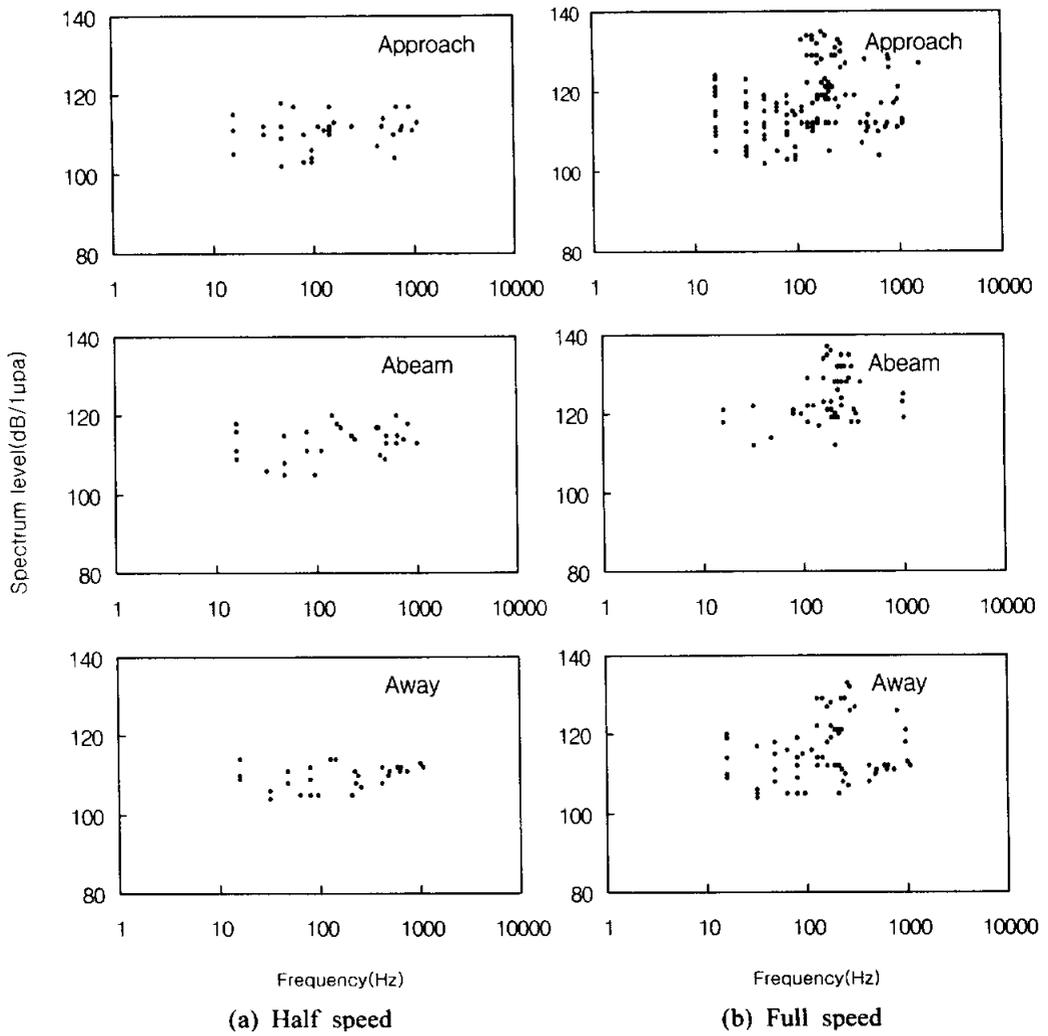


Fig. 3.11 Spectrum characteristics on style of approach

3.3.6 선체 위치별 진동과 수중소음의 상관 관계

1) 선미부

시험선(A선)의 무부하 시 선미부의 진동과 수중소음의 특성은 Fig. 3.12와 같다. Fig. 3.12(a)는 회전속도에 따른 수중소음의 차수 분석을 행하여 나타낸 워터폴 선도로써, 1149rpm에서 3차 진동주파수 3447cpm(57Hz), 1450rpm에서 6차 진동주파수 8700cpm(145Hz)가 발생하며, 최대 수중소음은 6차 1450rpm(145Hz)에서 141dB로 나타났다. Fig. 3.12(b)는 회전속도에 따른 수중소음의 스펙트럼 레벨에 대한 워터폴 선도로써 56Hz, 144Hz 두 주파수가 높은 수중 소음을 나타내었으며, 1149rpm에서 56Hz 수중소음 144dB, 1149rpm에서 144Hz 수중소음 144dB로 가장 우세하게 나타났다.

따라서, 차수분석에 의한 진동 주파수인 57Hz, 145Hz와 스펙트럼 분석에 의한 진동 주파수인 56Hz, 144Hz가 거의 일치함으로써 주 기진 주파수인 3, 6차 성분이 선체 선각을 통하여 수중으로 전달됨을 알 수 있었다.

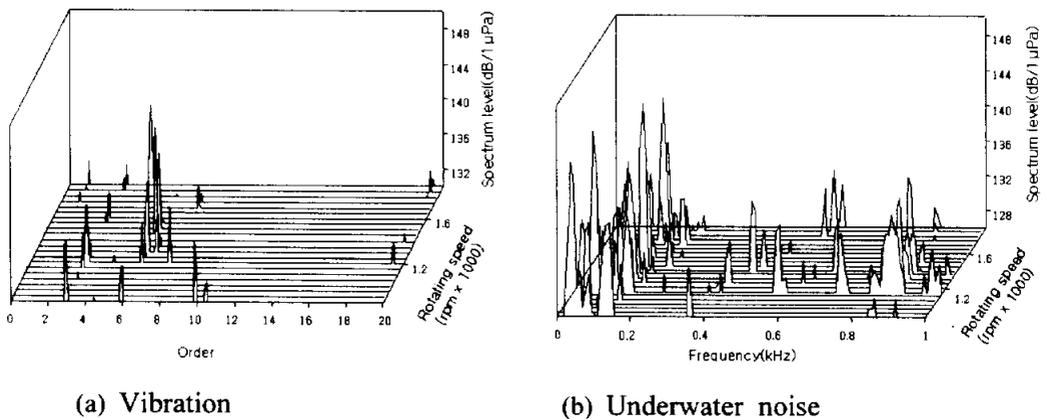


Fig. 3.12 Relation with vibration and underwater noise at the stern (Myungyang-ho)

2) 중앙부

시험선(A선)의 무부하 시 중앙부의 수중소음의 특성은 Fig. 3.13과 같다. Fig. 3.13(a)는 회전속도에 따른 수중소음의 차수 분석을 행하여 나타낸 워터폴 선도로써 850rpm에서 3차 진동주파수 2550cpm(42.5Hz), 최대수중소음 스펙트럼 레벨은 154dB로 나타났다. 또한 Fig. 3.13(b)에서 스펙트럼 분석인 경우는 849rpm일 때 40Hz에서 가장 높게 나타났으며, 수중소음 레벨은 152dB로 나타났다.

따라서, 차수 분석에 의한 진동주파수인 42.5Hz와 스펙트럼 분석에 의한 진동주파수인 40Hz가 거의 일치함으로써 주 기진 주파수 3차 성분이 선체 중앙부 수중소음의 주 원인을 알 수 있었다.

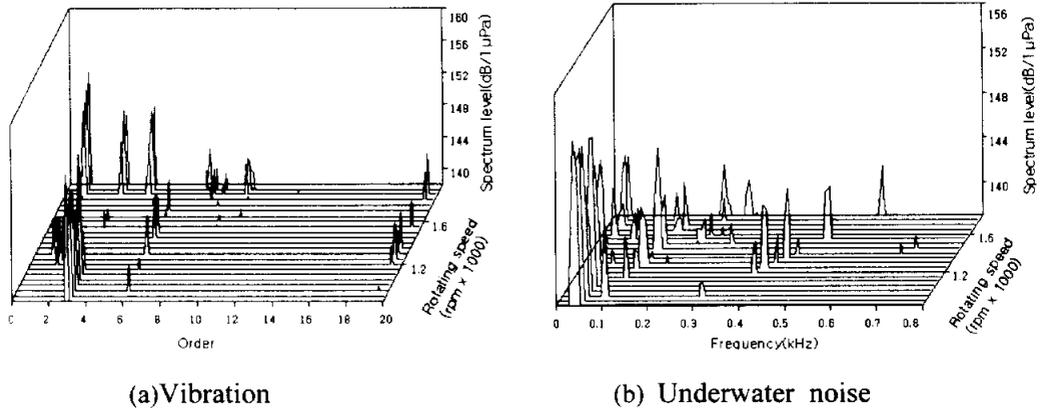


Fig. 3.13 Relation with vibration and underwater noise at the abeam
(Myungyang-ho)

3) 선수부

시험선(A선)의 무부하 시 선수부의 수중소음의 특성은 Fig. 3.14와 같다. Fig. 3.14(a)는 회전속도에 따른 수중소음의 차수분석을 행하여 나타낸 워터폴 선도로써, 1947rpm에서 3차 진동주파수 5841cpm(97Hz), 최대 수중소음 스펙트럼 레벨은 137dB을 나타내었다. 또한, Fig. 3.14(b)에서는 스펙트럼 분석인 경우는 1898rpm일 때 96Hz로 가장 높게 나타났으며, 수중소음 레벨은 135dB로 나타났다.

따라서, 차수분석에 의한 진동주파수인 97Hz와 스펙트럼 분석에 의한 진동주파수인 96Hz가 거의 일치함으로써 주 기진 주파수 3차 성분이 선체 선수부 수중소음의 주 원인을 알 수 있었다.

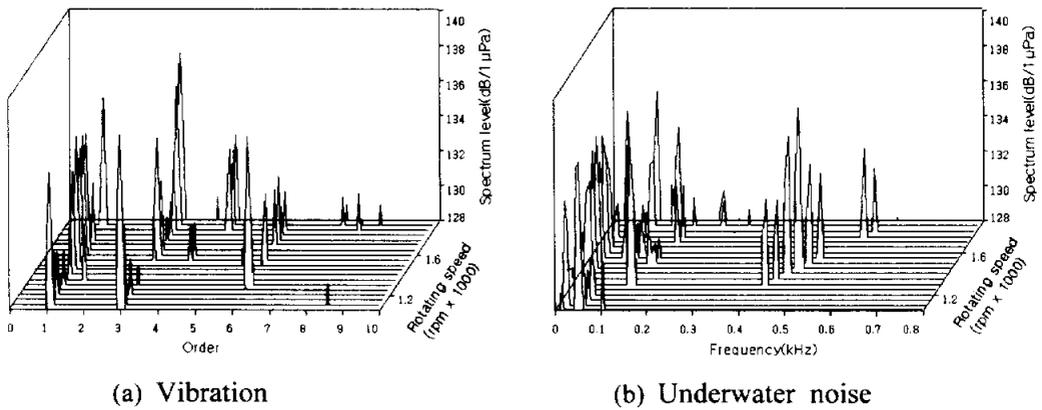


Fig. 3.14 Relation with vibration and underwater noise at the bow (Myungyang-ho)

시험선(A선)인 경우는 선미부, 중앙부, 선수부의 모든 부분에서 3차 성분이 크게 나타났으며, 수중소음 레벨은 중앙부, 선미부, 선수부 순으로 나타났다. 이와 같은 원인은 폭발압력 변동에 기인하여 발생한 기진력이 선각을 통하여 수중으로 직접 전달되기 때문으로 생각되며, 또한 주기관이 중앙부에서 약간 선미 쪽으로 탑재되어 있기 때문인 것으로 판단된다.

3.4 요약

소형 선박의 기관 거치 시의 안정상태를 선박 주변의 기관의 수중소음을 측정하여 점검할 수 있는 방안과 수중소음원을 파악하기 위하여 3~14톤급 소형 선박을 대상으로 주기관의 회전수 변화와 수층별 수중소음과 선체 부위별, 항해 시 접근 상태에 따른 수중소음을 측정하고 주파수 스펙트럼 분석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 10톤급 선박의 기관회전수를 750, 900, 1000rpm으로 변화시키면서 수중소음을 측정하여 스펙트럼 분석한 결과, 주파수 패턴은 거의 동일하였으나 스펙트럼 레벨은 주기관의 회전수가 증가함에 따라 높아짐을 알 수 있었다. 10톤급 선박과 14톤급 선박의 기관회전수를 각각 900rpm과 1000rpm의 중속으로 회전시키면서 5m층에서 수중소음을 측정 분석한 결과, 스펙트럼 레벨은 10톤급 선박이 평균 120dB, 최대 138dB을, 14톤급 선박이 평균 115dB, 최대 135dB을 나타내어 14톤급 선박이 다소 낮은 경향을 나타내었다. 14톤급 선박 2척의 수중소음을 동일한 조건에서 측정 분석한 결과, 주파수 스펙트럼은 거의 같은 패턴을 나타내었으나 스펙트럼 레벨은 다소 차이가 있음을 파악하였으며, 이는 기관의 거치 상태가 그 요인 중의 하나라는 것을 확인할 수 있었다.
- 2) 선체위치별 스펙트럼 레벨은 중앙부가 제일 높고 선미부, 선수부 순으로 위치에 따라 다소 차이가 있음을 알 수 있었고, 이러한 원인으로서는 주기관 탑재 위치 때문인 것으로 판단되며 주기관이 어느 위치에 탑재되어 있느냐에 따라 달라 질 수 있음을 알 수 있었다. 또한, 스펙트럼 레벨 대부분이 130~150dB 범위에 속하기 때문에, 이러한 방사소음은 어류를 놀라게 하고, 방사 직후에는 어류를 수 미터 침하시킬 수 있음이 예상되었다.

선박이 중속과 고속으로 항주할 경우 최대 스펙트럼 레벨은 정횡일 때가 가장 높았고, 그 다음으로 다가올 때와 멀어져갈 때 순으로 나타났으며, 또한, 선박의 선체 위치별 수중 소음원에 대한 특성을 분석한 결과, 3차가 우세하게 나타났으며, 주 기진 주파수인 3차 진동이 선각을 통하여 해중

으로 직접 전달됨을 알 수 있었다. 시험선의 선체진동에 의한 주파수가 어류에 민감한 주파수 범위인 100~1000Hz에 속하고 있으므로 어류 행동에 영향을 미칠 것으로 판단되었다.

4. 결 론

본 논문은 최근 많이 건조되고 있는 FRP제 소형 선박의 선체, 기관 진동과 선내 소음의 원인을 규명하고 이들에 대한 합리적인 허용기준 설정과 저진동, 저소음화 설계와 신조 소형 선박 검사시 조선 상태의 판정을 위한 기초자료로 활용하기 위하여 FRP제 3톤~14톤급 신조 소형 선박의 선체 진동과 선내 소음을 동시에 측정하여 소형 선박의 선체 및 주기관 진동특성과 선내 소음특성을 검토, 분석하고, 이들에 대해 ISO, IMO 및 DNV 등의 허용기준상의 적합도를 비교 평가하였다. 또한 선체 진동에 의한 수중 소음도 함께 측정, 분석한 결과는 다음과 같다.

1. 기관실 선저 프레임, 기관실 후단격벽, 연료탱크, 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임, 상하부선원실, 상부구조, 선미부 등 선체 전 부분의 진동에서 3차수가 가장 우세하게 나타났으며, 3차수는 주기관 연소압력 변동에 기인한 기진력의 하모닉스 성분이다. 이 기진력과 선체 부위의 고유 진동수 성분이 국부 공진을 일으킨다.

주기관 선미부, 선수부의 진동은 1차, 1.5차, 2차 및 3차의 여러 성분이 나타나며, 주기관 선미부에서 주기관의 가동부 관성력에 의한 기진력이 가장 큰 영향을 미치고, 이어서 연소압력변동에 의한 3차 하모닉스성분이 크게 가진시키는 것을 알 수 있다. 좌우현 주기베드 진동은 3차 성분이 우세하게 나타나며, 좌우현 주기베드의 고유진동수와 강제력 진동수가 거의 일치하여 국부 공진이 발생한다.

선저 및 기관실 전단격벽 상갑판 상부 프레임 진동은 DNV기준보다는 모두 낮으므로 프레임 손상은 없는 것으로 판단된다. 좌,우측 연료탱크의 진동은 DNV기준보다는 높으며, 동일선박에 동일한 방법으로 연료탱크를 제작하여 설치하더라도 좌측탱크가 우측탱크보다 월등히 높게 나타나는 등 좌,우측 연료탱크의 진동이 다름을 알 수 있다. 상하부 거주실 진동은 DNV기준보다 낮으나 주 거주지로 진동을 더 낮출 필요가 있다.

상부구조의 진동은 DNV기준보다 상하방향만 높고 그 외는 낮으며, 상하진동이 높은 것은 상부구조가 선미쪽에 위치하여 선체 상하진동의 연성효과를 받기 쉽기 때문이다. 이러한 진동은 조타실에 설치되어있는 항해장비, 전자장비에 영향을 미쳐 장비의 오동작과 성능 등을 가져오고, 진동이 항해자의 피로를 가중시켜 항해안전의 저해 요인이 된다. 선미부 진동은 DNV기준보다 상하방향만 높고 그 외는 낮게 나타났으며, 선미부에는 프로펠러 기진력이 작용하는 관계로 선체 진동이 크게 발생하고, 고출력, 고속화 추세에 따라 추진기 직거이 커짐에 따라 프로펠러 아파쳐가 작아짐으로써 진동의 주 요인이 된다.

주기관 선미부와 선수부의 상하방향의 진동은 DNV손상기준보다 6~7배로 과대진동이 나타나며, 주기베드 좌우현 앞과 뒤쪽 상하진동은 DNV손상기준보다 대부분 높고, 그 외는 낮게 나타났다. 따라서, 현재 시공하는 방법으로는 기관베드 역할을 충분히 하지 못하는 것으로 판단된다.

2. 소형 선박의 선내소음과 IMO 및 DNV 규제치와 비교에서 주기관실 소음은 비슷하게 나타났으나, 그 외 장소는 높게 나타났다. 동형선 소음 비교에서 선박의 크기, 마력은 비슷함에도 불구하고 두 선박의 주기관 진동과 소음이 제작 당시부터 차이를 알 수 있었으며, 소음원 규명을 위한 진동과의 상관관계에서 주기관실 등 모든 부위에서 3차수가 우세하게 나타났으며, 3차수가 각 선내 소음을 일으키는 주원인으로 판단된다.

3. 10톤급 선박의 기관회전수를 750, 900, 1000rpm으로 변화시키면서 수중소음을 측정하여 스펙트럼 분석한 결과, 주파수 패턴은 거의 동일하였으나 스펙트럼 레벨은 주기관의 회전수가 증가함에 따라 높아짐을 알 수 있었다. 10톤급 선박과 14톤급 선박의 기관회전수 변화에 따른 수중소음 레벨은 14톤급 선박이 다소 낮은 경향을 나타내었다. 14톤급 선박 2척의 수중소음을 동일한 조건에서 측정 분석한 결과, 주파수 스펙트럼은 거의 같은 패턴을 나타내었으나 스펙트럼 레벨은 다소 차이가 있음을 파악하였으며, 이는 기관의 거치 상태가 서로 다르기 때문이라는 것을 확인할 수 있었다.

무부하 시 중속과 고속일 경우 선체 위치별에 대한 스펙트럼 레벨은 중앙부가

제일 높고 선미부, 선수부 순으로 나타났으며, 이는 주기관 탑재위치에 따라 달라짐을 알 수 있었다.

부하 시 중속과 고속인 경우 접근별에 따른 스펙트럼 레벨은 정횡일 때가 가장 높게 나타났으며, 그 다음으로 다가올 때, 멀어져갈 때의 순으로 나타났다. 10톤급 선박의 선체 위치별 수중 소음에 대한 특성을 차수 분석한 결과, 3차가 우세하게 나타남으로써, 주 기진 주파수인 3차 진동이 선각을 통하여 해중으로 전달됨을 알 수 있었다.

감사의 글

본 논문을 완성하기까지 오랜 세월 동안 변함 없는 지도와 격려로써 인도해 주신 신형일 교수님과 양보석 교수님께 먼저 진심으로 감사의 말씀을 드립니다. 그리고, 미완의 논문을 세밀하게 검토하여 더욱더 깊이를 더해 주신 김천덕 교수님, 이대재 교수님, 제주대학교 서두옥 교수님께 진심으로 감사드립니다. 박사과정 중 언제나 많은 관심과 호응을 보여주신 대학원 음향진동공학과 교수님들께도 감사드립니다.

또한, 그동안 만학을 이끌어 주시고 세심한 배려를 해주신 선박검사기술협회 김성규 이사장님과 박희열 전 이사장님, 그리고 모든 임직원 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

현장실험에 많은 조언을 해주신 여수대학교 황두진 교수님, 자료 수집에 많은 도움을 준 김성훈님, 노영수님께 감사를 드리며, 실험에 아낌없는 지원을 해주신 삼창 FRP 조선소 김희병 사장님, 한국조선소 김현철님, 브뤼엘앤드케 아코리아(주) 황문주님께 감사의 마음을 전합니다. 그리고, 자료 정리 및 편집에 헌신한 이유원 박사님, 조영복 후배님, 한국해양수산연수원 배문기 후배님께도 감사드립니다.

장구한 세월 동안 오직 자식만을 위해 헌신적인 삶을 살아오신 노모님께 이 글로나마 감사를 드리오며, 언제나 부족한 막내를 사랑으로 보살피 주신 형님들과 누님들 그리고 친지들께 감사의 마음을 전합니다. 만학의 꿈으로 그동안 소홀했던 오랜 지기들에게도 이 글을 빌어 사과와 함께 깊은 감사를 드립니다.

항상 함께 하지 못해도 언제나 밝은 얼굴로 아빠를 이해해준 찬호와 석호에게 고마움을 전하며, 오랫동안 늦게 귀가하여도 군말 한 번 없이 항상 건강을 염려해 주며 언제나 같은 자리에 같은 모습으로 함께 해준 아내에게 깊은 감사의 마음을 전합니다. 끝으로 이 논문의 완성을 보지 못하고 고인이 되어 버리신 장모님 영정에 이 논문을 바칩니다.

참고문헌

1. 久保敏・山田敏夫(1983) : 沿岸漁船の騒音計測結果について. 水工研, 漁船工學, 4, 57~60.
2. 久保敏・山田敏夫(1984) : 沿岸漁船の騒音計測結果. 水工研, 5, 207~215.
3. 久保敏(1986) : 沿岸漁船の騒音計測結果について. 水工研, 4, 79~85.
4. 久保 敏(1983) : FRP漁船の制振材の選定について -漁船機關の發生する振動の低減について-, 水工研報告 4, 107~113.
5. 김재승(1998) : 박용 디젤엔진의 소음특성 및 저감대책, 한국소음진동공학회지, 8(3), 375~382.
6. 강종민・안기환・박해성・조우흠(1997) : 디젤 엔진소음(I) -실험적 소음 분리 기법-, 한국소음진동공학회지, 7(5), 757~764.
7. 이병도・이민호・김기만・정기룡(1998) : 선박내 소음 정음화를 위한 실시간 능동소음제어 시스템 구현, 한국음향학회지 17(2), 18~24.
8. Nippon Kaiji Kyokai(1981) : Guide to Ship Vibration, 283~290.
9. 한국선급(1997) : 선박 진동・소음 제어지침, 49~57, 445~510.
10. 牧修市지, 양보석역(1999) : 진동법에 의한 설비진단의 실제, 일오출판사, 201~ 291.
11. 양보석(1996) : 기계의 진동상태감시를 위한 순서, 한국소음진동공학회지, 6(4), 394~409.
12. Koo Nakasu(1988) : Results Questionnaire on Vibration for Marine Machinery. Bulletin of the M.E.S.J., 16(1), 38~46.
13. 전효중(1987) : 내연기관 강의, 일중사, 363~369.
14. 전효중(1986) : 선박 동력전달장치, 태화출판사, 214~220, 261~264.
15. ISO 6954, Mechanical vibration and shock-Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships, 1984.
16. ISO 4867, Code for the measurement and reporting of shipboard vibration data, 1984.

17. ISO 4868, Code for the measurement and reporting of local vibration of data of ship structures and equipment, 1984.
18. ISO 10055, Mechanical vibration-Vibration testing requirements for shipboard equipment and machinery components, 1996.
19. ISO 2631-4, Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort in fixed-guideway transport systems, 2001.
20. KS V 0915, Measurement of noise level on board vessels, 1983.
21. KS V 0916, Allowable value of vibration for ships machinery, 1993.
22. Perrone, A.J.(1970) : Ambient Noise Levels as a Function of Water Depth. J. Acoust. Soc. Am., 48, 350~370.
23. 五十嵐壽一, 西宮元(1972) : 航空機騒音の計測と評價. 日本音響學會誌, 28(4), 194~206.
24. 한국소음진동소음공학회(1995) : 소음·진동 편람, 181~185.
25. IMO Resolution A.468(XII), 1981, Code on Noise Levels on Board Ships.
26. B&K(1987) : Frequency analysis, 211~226.
27. 高城元(1978) : 超音波技術便覽. 新日本印刷(株), 東京, 629~647.
28. 畠山良己, 石井憲(1980) : 水中衝擊音の分析について, 水工研 2, 11~29.
29. Urick, Robert J.(1983) : Principle of underwater sound. McGraw-Hill, 328~343.
30. 鈴木裕, 濱田悦之, 齊藤清隆, 間庭愛信, 白井靖幸(1988) : 船の發生する水中音と海中生物への影響. 日水誌, 3, 25~31.
31. Chung, Y.J., Matuno, Y., Fujieda, S. and Y. Yamanaka(1995) : The underwater noise emitted by fishing boats. Nippon Suisan Gakkaishi 61(4), 553~560.
32. Fujieda, Y., Inamodo, T., Yamanaka, Y. and Y. Matuno(1998) : Interference of underwater noise emitted by cruising vessel. Nippon Suisan Gakkaishi, 61(1), 48~55.
33. 최한규, 신형일, 황두진(1999) : 소형어선의 기관의 수중소음 스펙트럼 분석에 관한 연구, 한국어업기술학회, 35(3), 323~327.

34. 최한규(1999) : 소형어선의 소음에 관한 연구, 선박안전, 2, 40~43.
35. 윤종락, 김천덕, 하강열(1997) : 선박방사소음의 측정, 분석 및 예측, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, 524~532.
36. 윤종락(1998) : 선박방사소음의 측정 및 평가 방법, 한국소음진동공학회지, 8(2), 232~238.
37. 이성은, 김현수, 전재진(1988) : 음원체로부터 방사되는 소음 특성 해석기법, 한국음향학회지, 7(6), 20~25.
38. 양보석(1998) : 기계건강진단 사례집, 효성출판사, 506~507, 530~531.
39. 신형일, 윤갑동, 신현옥, 최한규, 박태건(2001) : 참돌고래의 반향정위 특성에 관한 연구, 한국어업기술학회지, 37(3), 189~195.
40. 김성호, 이창현, 서두옥, 김용주(2002) : 해양목장 대상 어류의 음향순치에 관한 기초적 연구, 한국수산학회지, 35(6), 563~567.
41. R.B Mitson(1993) : Underwater noise radiated by research vessels, ICE mar. symp., 147~152.