



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

工學博士 學位論文

船尾管 後部 베어링의 反力支持點과 內部 傾斜에 따른
推進軸系 整列에 관한 研究

A Study on Shaft Alignment of Propulsion Shafting System Depending
on Reaction Supporting Position and Slope of Aft Stern Tube Bearing



2017년 2월

韓國海洋大學校 大學院

機械工學科

宣 眞 碩



本 論 文 을 宣 眞 碩 의 工 學 博 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

위원장

박 권 하



위 원

박 용 남



위 원

도 덕 희



위 원

손 동 우



위 원

김 의 간



2016년 12월 19일

韓國海洋大學校 大學院



목 차

List of Figures	iv
List of Tables	vii
Abstract	xi
제1장 서론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	4
1.3 논문의 내용 및 구성	6
제2장 측계 정렬 일반	8
2.1 측계 정렬 이론	8
2.1.1 유한요소해석 기본 이론	8
2.1.2 보의 강성 방정식	11
2.1.3 보의 강성 방정식 보완	21
2.1.4 선미관 후부 베어링의 윤활 해석 기준	22
2.2 측계 정렬 해석	26
2.2.1 측계 정렬 해석을 위한 기본 가정	26
2.2.2 물성치	29
2.2.3 측계 정렬 해석 경계 조건	30
2.2.4 측계 정렬 해석 영향 요소	32
2.2.5 측계 정렬 해석 기준	35
2.2.6 측계 정렬 절차	39
제3장 선미관 후부 베어링의 반력지지점	42
3.1 선미관 후부 베어링의 반력지지점	42
3.2 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	44
3.2.1 자동차 전용 운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	44

3.2.2 선적 화물선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	49
3.2.3 액화석유운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	53
3.2.4 컨테이너선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	58
3.2.5 정유운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	63
3.2.6 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	67
제4장 에너지 효율 설계지수(EEDI) 적용 선박의 선미관 후부 베어링의 반력지지점	73
4.1 에너지 효율 설계지수(EEDI) 적용 선박의 프로펠러 설계 변화	73
4.1.1 100,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화	73
4.1.2 150,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화	77
4.1.3 300,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화	80
4.2 프로펠러 설계 변화에 따른 베어링 반력지지점 위치 변화	84
4.2.1 100,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	84
4.2.2 150,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	89
4.2.3 300,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석	94
제5장 선미관 후부 베어링에서의 내부 경사	100
5.1 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사	101
5.1.1 115,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석	103
5.1.2 158,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석	108
5.1.3 300,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석	112
5.2 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사	117
5.2.1 이중 내부 경사의 기준	118
5.2.2 이중 내부 경사의 변곡점 기준	123
5.2.3 300,000 DWT 유조선의 이중 내부 경사 해석	123
5.3 선미관 후부 베어링의 다중 내부 경사	132
5.3.1 다중 내부 경사의 기준	133
5.3.2 다중 내부 경사의 변곡점 기준	135
5.3.3 300,000 DWT 유조선의 다중 내부 경사 해석	136

제6장 결론 141

참고 문헌 143

후기 148



List of Figures

Fig. 2.1 Element and node	9
Fig. 2.2 Beam subjected to positive node displacement, rotation, load and moment	12
Fig. 2.3 Relationships between signs of bending moments and signs of shear force	12
Fig. 2.4 Beam subjected to distribution loads	12
Fig. 2.5 Deflection curve of beam	13
Fig. 2.6 Section of beam	15
Fig. 2.7 Element of Timoshenko beam	17
Fig. 2.8 Model of a shaft resting in a single slope or no-slope bearing	25
Fig. 2.9 Model of a shaft resting in a double slope bearing	25
Fig. 2.10 Aft stern tube bearing supporting position	26
Fig. 2.11 Typical bearing stiffness	27
Fig. 2.12 Sign definition of external force and bending moment	28
Fig. 2.13 Propeller force and bending moment	29
Fig. 2.14 Propeller submerged condition	30
Fig. 2.15 General modeling for alignment analysis	31
Fig. 2.16 Equivalent crankshaft modeling data	32
Fig. 2.17 Compensate bedplate by thermal expansion	33
Fig. 2.18 Hull deflection effect	34
Fig. 2.19 Criterion of single bearing slope	35
Fig. 2.20 Shaft alignment analysis procedure	39
Fig. 3.1 Bearing supporting type in aft stern tube bearing	43
Fig. 3.2 Shaft alignment modeling of 81,000 unit roll-on roll-off car carrier	46
Fig. 3.3 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	48
Fig. 3.4 Bearing reaction supporting position on various stiffness	49
Fig. 3.5 Shaft alignment modeling of 36,000 DWT bulk carrier	51
Fig. 3.6 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	52
Fig. 3.7 Bearing reaction supporting position on various stiffness	53

Fig. 3.8 Shaft alignment modeling of 82,000 CBM class LPG carrier	55
Fig. 3.9 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	57
Fig. 3.10 Bearing reaction supporting position on various stiffness	58
Fig. 3.11 Shaft alignment modeling of 6,500 TEU container	60
Fig. 3.12 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	62
Fig. 3.13 Bearing reaction supporting position on various stiffness	63
Fig. 3.14 Shaft alignment modeling of 120,000 DWT class product carrier	65
Fig. 3.15 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	66
Fig. 3.16 Bearing reaction supporting position on various stiffness	67
Fig. 3.17 Shaft alignment modeling of 320,000 DWT class crude oil tanker	69
Fig. 3.18 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position	71
Fig. 3.19 Bearing reaction supporting position on various stiffness	72
Fig. 4.1 Power on different vessels	75
Fig. 4.2 Shaft speed on different vessels	75
Fig. 4.3 Propeller diameter on different vessels	76
Fig. 4.4 Propeller pitch on different vessels	76
Fig. 4.5 Propeller weight on different vessels	76
Fig. 4.6 Propeller shaft diameter on different vessels	77
Fig. 4.7 Power on different vessels	78
Fig. 4.8 Shaft speed on different vessels	79
Fig. 4.9 Propeller diameter on different vessels	79
Fig. 4.10 Propeller pitch on different vessels	79
Fig. 4.11 Propeller weight on different vessels	80
Fig. 4.12 Propeller shaft diameter on different vessels	80
Fig. 4.13 Power on different vessels	82
Fig. 4.14 Shaft speed on different vessels	82
Fig. 4.15 Propeller diameter on different vessels	82
Fig. 4.16 Propeller pitch on different vessels	83
Fig. 4.17 Propeller weight on different vessels	83
Fig. 4.18 Propeller shaft diameter on different vessels	83

Fig. 5.1 Relative slope between aft stern tube bearing and propeller shaft on slope types	100
Fig. 5.2 Shaft alignment analysis procedure for single slope and double reaction supporting positions	102
Fig. 5.3 Supporting type at aft stern tube bearing	103
Fig. 5.4 Shaft alignment modeling of 115,000 DWT crude oil tanker	105
Fig. 5.5 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing	106
Fig. 5.6 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing	107
Fig. 5.7 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types	107
Fig. 5.8 Shaft alignment modeling of 158,000 DWT crude oil tanker	109
Fig. 5.9 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing	110
Fig. 5.10 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing	111
Fig. 5.11 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types	112
Fig. 5.12 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker	114
Fig. 5.13 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing	115
Fig. 5.14 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing	116
Fig. 5.15 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types	116
Fig. 5.16 Double slope bearing	118
Fig. 5.17 Shaft alignment analysis procedure for double slope and three reaction supporting positions	120
Fig. 5.18 Basic reaction supporting positions of double slope bearing	121
Fig. 5.19 Aft stern tube bearing	121
Fig. 5.20 Single slope in aft stern tube bearing	121
Fig. 5.21 Double slope for each segments in aft stern tube bearing	122
Fig. 5.22 Reaction supporting position and offset of aft stern tube bearing	122
Fig. 5.23 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker	125
Fig. 5.24 Re-used with scraping and dressing up	133
Fig. 5.25 Multi slope bearing	134
Fig. 5.26 Shaft alignment analysis procedure for multi slope and four/more reaction supporting positions	135
Fig. 5.27 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker	138

List of Tables

Table 2.1 Material properties for alignment analysis	30
Table 2.2 Acceptable bearing load for various engine types by MAN B&W	37
Table 2.3 Recommended static main bearing loads by WARTSILA	38
Table 2.4 RIN and Initial load	40
Table 2.5 Calculation each bearing reaction force by RIN and offset	41
Table 3.1 Various types of vessels for bearing reaction supporting position analysis	44
Table 3.2 Shafting system specifications of 81,000 unit roll-on roll-off car carrier	46
Table 3.3 Initial state bearing reaction supporting position	46
Table 3.4 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	47
Table 3.5 Calculated bearing reaction supporting position	47
Table 3.6 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	48
Table 3.7 Shafting system specifications of 36,000 DWT bulk carrier	50
Table 3.8 Initial state bearing reaction supporting position	51
Table 3.9 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	51
Table 3.10 Calculated bearing reaction supporting position	52
Table 3.11 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	53
Table 3.12 Shafting system specifications of 82,000 CBM class LPG carrier	55
Table 3.13 Initial state bearing reaction supporting position	55
Table 3.14 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	56
Table 3.15 Calculated bearing reaction supporting position	56
Table 3.16 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	57
Table 3.17 Shafting system specifications of 6,500 TEU container	60
Table 3.18 Initial state bearing reaction supporting position	60
Table 3.19 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	61
Table 3.20 Calculated bearing reaction supporting position	61
Table 3.21 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	62
Table 3.22 Shafting system specifications of 120,000 DWT class product carrier	64

Table 3.23	Initial state bearing reaction supporting position	65
Table 3.24	Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	65
Table 3.25	Calculated bearing reaction supporting position	66
Table 3.26	Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	67
Table 3.27	Shafting system specifications of 320,000 DWT class crude oil tanker	69
Table 3.28	Initial state bearing reaction supporting position	69
Table 3.29	Calculation of theoretical bearing reaction supporting position	70
Table 3.30	Calculated bearing reaction supporting position	70
Table 3.31	Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness	71
Table 4.1	Categorization by vessel classes	73
Table 4.2	Propeller specification for 100,000 DWT class tankers before EEDI	74
Table 4.3	Propeller specification for 100,000 DWT class tankers after EEDI	75
Table 4.4	Propeller specification for 150,000 DWT class tankers before EEDI	78
Table 4.5	Propeller specification for 100,000 DWT class tankers after EEDI	78
Table 4.6	Propeller specification for 300,000 DWT class tankers before EEDI	81
Table 4.7	Propeller specification for 300,000 DWT class tankers after EEDI	81
Table 4.8	Shafting system specifications of 100,000 DWT class before EEDI	85
Table 4.9	Calculation of bearing reaction supporting position of 105,000 DWT crude oil tanker	86
Table 4.10	Calculation of bearing reaction supporting position of 111,000 DWT crude oil tanker	86
Table 4.11	Calculation of bearing reaction supporting position of 115,000 DWT crude oil tanker	87
Table 4.12	Shafting system specifications of 100,000 DWT class after EEDI	87
Table 4.13	Calculation of bearing reaction supporting position of 114,000 DWT crude oil tanker (1)	88
Table 4.14	Calculation of bearing reaction supporting position of 114,000 DWT crude oil tanker (2)	88
Table 4.15	Calculation of bearing reaction supporting position of 115,000 DWT crude oil tanker	89
Table 4.16	Shafting system specifications of 150,000 DWT class before EEDI	90
Table 4.17	Calculation of bearing reaction supporting position of 150,000 DWT crude oil tanker	91
Table 4.18	Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker	91
Table 4.19	Calculation of bearing reaction supporting position of 159,000 DWT crude oil tanker	92

Table 4.20	Shafting system specifications of 150,000 DWT class after EEDI	92
Table 4.21	Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (1)	93
Table 4.22	Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (2)	93
Table 4.23	Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (3)	94
Table 4.24	Shafting system specifications of 300,000 DWT class before EEDI	95
Table 4.25	Calculation of bearing reaction supporting position of 318,000 DWT crude oil tanker	96
Table 4.26	Calculation of bearing reaction supporting position of 319,000 DWT crude oil tanker	96
Table 4.27	Calculation of bearing reaction supporting position of 320,000 DWT crude oil tanker	97
Table 4.28	Intermediate shaft specification for 300,000 DWT class tankers before EEDI	97
Table 4.29	Shafting system specifications of 300,000 DWT class after EEDI	97
Table 4.30	Calculation of bearing reaction supporting position of 300,000 DWT crude oil tanker (1)	98
Table 4.31	Calculation of bearing reaction supporting position of 300,000 DWT crude oil tanker (2)	98
Table 4.32	Calculation of bearing reaction supporting position of 319,000 DWT crude oil tanker	99
Table 4.33	Intermediate shaft specification for 300,000 DWT class tankers after EEDI	99
Table 5.1	Various crude oil tankers for aft stern tube bearing slope analysis	103
Table 5.2	Shafting system specifications of 115,000 DWT crude oil tanker	105
Table 5.3	Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing	105
Table 5.4	Relative slope of 115,000 DWT crude oil tanker	106
Table 5.5	Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing	106
Table 5.6	Relative slope of 115,000 DWT crude oil tanker	107
Table 5.7	Shafting system specifications of 158,000 DWT crude oil tanker	109
Table 5.8	Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing	110
Table 5.9	Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker	110
Table 5.10	Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing	111
Table 5.11	Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker	111

Table 5.12 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker	114
Table 5.13 Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing	114
Table 5.14 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker	115
Table 5.15 Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing	115
Table 5.16 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker	116
Table 5.17 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker	125
Table 5.18 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (1st step)	126
Table 5.19 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (1st step)	126
Table 5.20 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (2nd step)	127
Table 5.21 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (2nd step)	127
Table 5.22 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (3rd step)	128
Table 5.23 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (3rd step)	128
Table 5.24 Aft stern tube bearing lubrication criteria	129
Table 5.25 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (4th step)	130
Table 5.26 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (4th step)	130
Table 5.27 Aft stern tube bearing lubrication criteria (4th step)	131
Table 5.28 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker	138
Table 5.29 Bearing loads on four supporting at aft S/T bearing	138
Table 5.30 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker	139
Table 5.31 Aft stern tube bearing lubrication criteria	140

A Study on Shaft Alignment of Propulsion Shafting System Depending on Reaction Supporting Position and Slope of Aft Stern Tube Bearing

Sun, Jin Suk

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

Abstract

The trend of large scale ships evidently caused its propulsion shaft and propeller size to increase. This enabled shafts to have greater stiffness, yet caused its flexibility to lessen and created bearing failure at the aft stern tube bearing. This further resulted in shaft not following the bearings supporting the shaft. Therefore, research about adjusting the height of the bearings to follow the shaft has been researched.

In general, shaft alignment is calculated and evaluated in accordance with Class Societies' Rule requirements. Especially, positioning reaction support of aft stern tube bearing is based on practical experience of shaft alignment. However, it is not mentioned what type or size of the ship is considered for proposed reaction supporting position.

The analysis results of shaft alignment have to fulfil the acceptance criteria such as a permissible bearing surface pressure or a permissible bearing load of each shafting

bearings. Also, it must comply with the relative slope between a propeller shaft and an aft stern tube bearing at the aft stern tube bearing according to Class Societies Rule requirements. Current design guideline does not specifically prescribe the relative slope, yet the relative slope can affect the shaft alignment analysis depending on the evaluating methods. Especially, when double slope is applied to aft the stern tube bearing, the double slope is defined by the basis of the engineer's experience and skills since there are no specific design guidance and rule requirements.

Therefore, to evaluate the feasibility of the reaction supporting position of the aft stern tube bearing recommended by Class Societies in shaft alignment, the theoretical reaction supporting positions for various ship's propulsion shafting systems are examined and then evaluated the difference in this study. Also, the influence of the evaluation criteria on the relative slope of the aft stern tube bearing was examined. Furthermore, design method for double slope and multi-slop of the aft stern tube bearing is proposed in this paper. The summary of the study is as follows.

First, in general, the reaction supporting position of the aft stern tube bearing provided by Class Societies is from $(D/2)$ to $(D/3)$ of a propeller shaft diameter. It is evaluated that the reaction supporting position of the ship's shafting system with the propeller shaft diameter less than 600 mm is within the provided range. However, propeller shaft diameter with more than 600mm tends to move to the forward side due to the increased shaft stiffness, and its reaction supporting position is examined in the range of $(D/1.45)$ to $(D/1.78)$ in the evaluated shafting system.

Second, in the case that the changed reaction supporting position of the aft stern tube bearing depending on supporting bearing stiffness is compared with the position $(D/2)$ of the reaction supporting position range provided by the Class Societies. In ships with the propeller shaft diameter less than 600 mm the reaction supporting position tends to move to the aft side by 11% to 50%. However, ships with propeller shaft diameter more than 600 mm the reaction supporting position tends to move to the forward side by 12% to 37%. Therefore, to assure accuracy of shaft alignment analysis for medium and large ships with a propeller shaft diameter of 600 mm or larger, proposed theoretical evaluation of the reaction supporting position should be conducted

before performing the analysis.

Third, in 100,000DWT class crude oil tanker group, the reaction supporting position of the aft stern tube bearing moved approximately 40% toward the aft side due to the propeller design depending on the application of EEDI (Energy Efficiency Design Index), yet in 150,000DWT class crude oil tanker group the reaction supporting position depending on the changed propeller weight is insignificant since the effect of EEDI is insignificant. However, even though the changed propeller weight is insignificant in 300,000DWT class crude oil tanker group the change of reaction supporting position moved toward the aft side about 50%. This is due to the stiffness decrease of intermediate shaft by applying EEDI.

Fourth, it was found that there was no load on the forward stern tube bearing when shaft alignment analysis with single slope in aft stern tube bearing is carried out and the aft stern tube bearing is supported by both ends. Therefore, to optimize and avoid invalid shaft alignment analysis, the evaluation should be based on the final shaft alignment analysis which is the re-analyzed shaft alignment of initial shaft alignment by changing the calculated relative slope of aft stern tube bearing to both end support.

Fifth, regarding the double slope of the aft stern tube bearing, which has no specific design method or design guidance up to now, design criteria for the double slope is proposed. Each slope evaluation is proposed as geometrical criterion. Also, lubrication criterion is applied to optimally find the knuckle position of double slope that divides the slopes. Furthermore, for the accurate analysis and assessment of the multi-slope which has a possibility of occurrence as a result of shaft alignment analysis and maintenance of the bearing, the multi-slope design guidance, expanded from the double slope design guidance, is proposed.

KEY WORDS: Shaft alignment 축계 정렬; Reaction supporting position 반력지지점; Relative slope 상대경사; Slope criteria 경사기준; Knuckle point 변곡점

제1장 서론

1.1 연구의 배경

선박에서의 축계 정렬은 일반 산업체에서 적용하는 축계 정렬과 설계 및 작업 방법에 차이가 있다. 일반적인 축계의 정렬 방법은 동력을 전달하는 원동축과 종동축의 축 중심을 일치시키는 것이다. 이런 축계 정렬 방법에서 축의 중심이 불일치하는 경우에는 예기치 못한 진동 등의 문제가 야기된다. 이에 반해, 선박에서 축계 정렬 방법은 추진축계를 지지하는 모든 베어링에 적절한 하중이 분포하도록 축계를 지지하는 축계 베어링의 높낮이를 조절하여 자유곡선 상태로 배치하는 것이다. 선박 추진축계에서 잘못된 축계 정렬의 결과는 일부 베어링에 하중이 작용하지 않게 되며, 이로 인하여 인접한 베어링에 과도한 하중이 작용하여 베어링의 발열 혹은 이상마모를 야기할 수가 있다.

선박에서의 축계 정렬의 문제는 세계 2차 대전 당시, 증가된 군수물자 이동량에 따라 선박이 대형화되기 시작한 1950년대에 미국 해군의 함정에서 처음 문제가 발생되었다. 선박의 대형화에 따른 축계 정렬의 문제는 추진축계 직경 및 프로펠러 중량의 증가로 인해 증가된 축계 강성이 주원인이다. 이렇게 증가된 축계 강성으로 인해 추진축계는 선체 변형을 추종하기가 어렵게 되고, 축계를 지지하는 일부 베어링에 축계의 자중이 작용하지 않는 현상이 발생할 수도 있다. 이후, 일부 축계 베어링에 하중이 작용하지 않거나 과도한 하중이 작용하는 문제 해결을 위하여 축계를 지지하는 베어링의 높낮이를 조절하여 모든 축계 베어링에 하중이 작용하도록 하는 설계 방법이 연구되기 시작하였으며, 이러한 연구는 점차 일반 상선 설계에도 적용되기 시작하여 1960년대 후반부터 현재까지 많은 연구가 보고되어 왔다.^{[1][11]}

1990년대부터 일반 상선의 대형화를 거치면서 축계 정렬에 기인하는 사고 사례가 급증하기 시작했다. 잘못된 축계 정렬의 결과로 선미관 베어링과 메인 엔진 베어링 등 축계 베어링 전체에서 손상이 발생하였으며, 특히 선미관 후부 베어링의 사고는 선박을 운항할 수 없는 심각한 결과를 초래하였다. 이후 각 선급협회에서는 축계 정렬에 대한 설계 기준과 작업 기준들을 제시하고, 이를 선박의 축계에 적용한 결과 이와 관련된 사고는 차츰 줄어들었다. 그러나 2000년대 이후부터 세계 경제의 성장과 조선경기의 활황에 따른 선박의 초대형화에 따라 축계 정렬에 기인하는 사고 사례가 다시 발생하기 시작하였다. 주로 선미관 후부 베어링에서의 발열 혹은 이상마모가 대부분이었으며 이를 예방하기 위해서 설계 단계에서 축계 정렬 해석에 영향을 주는 선박의 선체 변형에 대한 연구와 축계 지지 강성에 대한 연구가 본격적으로 시작되었다. 선체 변형

을 설계 단계에서 예상하는 방법은 유한요소해석 등을 통한 해석의 결과가 대부분이었으며, 이러한 해석은 해석의 특성상 소비되는 시간과 비용에 대비하여 오차가 큰 편이었다. 이를 보완하는 방법으로 미국선급협회 등에서 스트레인 게이지 및 근접 센서를 이용하여 선체 변형을 측정하는 방법 등이 발표되었다. 또한, 프랑스선급협회에서는 선체 변형에 따라 축계를 지지하는 베어링과 구조물에 대한 지지 강성의 변화를 고려한 축계 정렬에 대한 연구 결과와 설계 지침을 발표하기도 하였다. 다양한 연구 결과를 기반으로 각 선급협회에서는 각 협회에 입급된 선박의 사고 사례를 분석하여 새로운 축계 정렬에 대한 선급 규정 및 축계 정렬 지침을 제시하였다. 프랑스선급협회에서는 탄성 축계 정렬에 대한 설계 방법과 지침을 제시하였으며, 미국선급협회에서는 일반 축계 정렬 지침과 일반 지침을 보완한 강화된 축계 정렬 지침 등을 발표하였다. 그리고 노르웨이선급협회에서는 선미관 후부 베어링의 손상을 예방하기 위한 선미관 후부 베어링의 윤활 해석을 요구하는 선급 규정을 추가하였으며, 이에 대한 설계 지침을 선급 규정으로 제시하고 있다.^{[12][32]}

최근 미국 환경 보호국에 의해서 발효된 2013 VGP(Vessel General Permit)에서는 해상 오염을 예방하기 위하여 추진축계 선미축의 봉수장치에서의 누유를 허용하지 않은 규정을 발표하였다. 하지만 선미축의 윤활유 누유를 방지하는 봉수장치가 기술적으로 완벽하지 않은 경우에 대비하여 친환경 윤활유, 즉 EAL(Environmental Acceptable Lubricants)을 선미관 윤활시스템에 사용하는 선박에 대해서는 2013 VGP 규정을 인정해주고 있다. 그러나 선미관 윤활시스템에 EAL 윤활유를 적용한 선박에서 축계 정렬에 기인하는 선미관 후부 베어링에서의 사고가 빈번하게 발생하였다. 사고 선박의 대부분은 해상 시운전중 선미관 후부 베어링에서 이상발열 현상이 발생하였고, 해상 시운전 후, 프로펠러축 발출 검사에서 선미관 후부 베어링의 화이트메탈부가 소착(Seizure or wiping)되는 현상이 발견되었다. 이의 해결 방법은 대부분 소착된 부분을 국부 연마 작업을 통해서 손상된 부분을 재가공하여 선미관 후부 베어링 내면을 수정하는 것과 새로운 선미관 후부 베어링으로 교체하는 것이었다. 사고 조사 보고에 따르면 합성유인 EAL 윤활유는 일반 윤활유인 광유에 비하여 점도가 낮아 축계 정렬 작업의 오차적인 편차를 낮아진 점도로 상쇄하지 못하여 발생하였다는 조사 결과와 EAL 윤활유와 무관한 잘못된 축계 정렬 설치 작업이 원인이라는 조사 결과가 있었다. 그러나 최근 이와 관련된 몇몇 조선소 사고의 가장 유력한 가설은 일반 윤활유인 광유에 비하여 합성유인 EAL 윤활유의 높은 내마멸성이 주원인이라는 것이며, 동일 사고를 예방하기 위하여 각 조선소에서는 기존에 적용해오던 선미관 후부 베어링의 길들이기 작업(Running-in procedure)을 EAL 윤활유의 높은 내마멸성을 고려하여 보완하였으며, 강화된 선미관 후부 베어링의 길들이기 작업이 채택된 이후 EAL 윤활유에 의한 선미관 후부 베어링의 이상 발열 사고가 감소하였다.^{[33][34]}

현재 다양한 축계 정렬의 연구에도 불구하고 축계 정렬에 기인하는 선미관 후부 베어링의 손상은 계속해서 발생하고 있다. 이에 각 선급협회에서는 새로운 축계 정렬 검증 방법을 제안하고 있다. 기존의 검증 방법은 크게 두 가지로, 각 추진축의 설치 높이에 검증 방법인 갭, 색 방법과 축계를 지지하는 베어링 하중에 대한 검증 방법인 책업 방법이다. 추가적으로 축계 정렬 작업의 정확도를 확보하기 위하여 축계 정렬 작업의 시작점이 되는 선미관 후부 베어링의 설치에 대한 검증을 미국선급협회와 노르웨이선급협회에서 추가적으로 요구하고 있다. 이렇듯 최근 축계 정렬에서는 선미관 후부 베어링의 손상을 예방하기 위하여 축계 정렬 전체에 영향을 주는 선체 변형과 같은 요소보다 선미관 후부 베어링 자체를 보호할 수 있는 검증 방법과 연구가 활발히 이루어지고 있다.

축계 정렬 해석에서 중요한 경계조건 중 하나는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이다. 다른 베어링의 경우는 베어링의 길이가 내면의 직경에 비해 짧은 특성을 고려하여 베어링 길이의 절반 위치를 반력지지점으로 가정하고 있다. 이에 반해 길이가 긴 선미관 후부 베어링에서의 반력지지점은 경험적으로 선급협회에서 제시하고 있는 특정 위치를 따르고 있다. 그러나 선급에서 권장하는 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대한 검증은 현재까지 축계 정렬 해석단계에서 이루어지지 않았다. 또한 2013년 이후에 계약되는 선박의 에너지 효율 설계지수(Energy Efficiency Design Index, EEDI) 적용에 따라 연료소비량을 낮추기 위해 프로펠러는 일반적으로 대형화하는 경향이 있는 것으로 알려져 있으며, 이에 따라 선미관 후부 베어링의 반력지지점의 변화에 대한 검증 또한 필요하다.

축계 정렬의 설계 기준인 선미관 후부 베어링에서 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이의 상대경사각에 대한 기준은 선급협회에서 제시하는 0.3 mm/m에 대한 규정이 전부이다. 또한 선미관 후부 베어링에 적용되는 내부 경사가 단일 내부 경사인지 이중 내부 경사인지에 따라라도 축계 정렬 해석의 결과에 미치는 영향은 크지만 현재까지 명확히 제시된 설계 지침은 없다.^{[35]-[37]}

따라서 최근의 추진축계에서 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대한 검토가 필요하며, 아울러 EEDI가 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 미치는 영향에 대한 확인이 필요하다. 또한 선박의 초대형화에 대한 축계 정렬 해석의 정확성과 신뢰성을 확보하기 위해 선미관 후부 베어링에 적용되는 내부 경사가 축계 정렬 해석 전체에 미치는 영향에 대한 검토가 필요하며, 선미관 후부 베어링에 적용되는 내부 경사의 종류에 따른 명확한 설계 규정 혹은 지침이 요구되고 있다.

1.2 연구의 목적

오늘날 선박의 대형화에 의해 엔진출력이 증대됨에 따라 추진축계와 프로펠러도의 크기도 증가하였다. 이로 인하여 축계의 강성은 커지고, 축계의 유연성은 저하되었다. 그 결과 종래에는 문제가 되지 않았던 축계 베어링에 손상이 발생하게 되었다. 축계 유연성 부족으로 인하여 축계가 이를 지지하는 모든 베어링을 추종하지 않게 되었으며, 이를 해결하기 위해서 축계를 지지하는 베어링의 높낮이를 조절하여 축계가 이를 지지하는 모든 베어링에 추종할 수 있도록 하는 축계 정렬 설계법이 연구되기 시작하였다.

연구초기에는 축계 정렬을 위한 해석 방법에 대한 연구가 주를 이루었으나, 선박이 점점 대형화되어가면서 선체 변형량이 증가됨에 따라 선체 변형을 고려한 축계 정렬 해석이 요구되었으며 선체 변형은 주로 해석적인 방법을 토대로 연구 및 평가가 되었다. 이후 해석된 선체 변형에 대한 검증을 위하여 다양한 선체 변형을 검증하는 계측 기술들이 소개되었다. 이러한 다양한 연구에도 불구하고 축계 정렬에 기인하는 지속적인 선미관 후부 베어링의 손상은 현재까지도 계속되고 있으며, 이를 예방하기 위해서 축계 정렬에 있어서 선미관 후부 베어링에서의 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이의 거동을 평가하는 연구가 중요해졌다. 그 결과, 선미관 후부 베어링에서의 최소 유막을 위한 기준과 축계지지 강성을 고려한 선미관 후부 베어링에서의 축계 거동을 평가하는 해석 방법 등이 소개되었다.

일반적으로 축계 정렬은 선급협회에서 제시한 기준을 토대로 해석 및 평가하고 있다. 축계 정렬을 위한 해석 방법은 선급협회의 설계 지침서로 제시되고 있으며, 특히 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 축계 정렬 해석의 실무경험을 토대로 특정 위치를 제시하고 있다. 그러나 제시된 반력지지점의 위치가 어떤 종류의 선박 혹은 어느 정도 크기의 선박을 대상으로 고려되었는지에 대해서는 언급되어있지 않다.

선급협회에서 제시하고 있는 축계 정렬 해석 결과에 대한 평가 기준은 각 축계 베어링의 허용 면압 혹은 허용하중, 그리고 선미관 후부 베어링에서의 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도이다. 상대 경사도는 검토 방법에 따라 축계 정렬 해석에 큰 영향을 줄 수 있지만, 추가적인 설계 지침은 없으며, 특히 선미관 후부 베어링에 이중 내부 경사를 적용하는 경우는 설계자의 경험에 따라 축계 정렬이 수행될 뿐이며 특별한 기준과 지침은 없다.

따라서 본 논문에서는 축계 정렬 해석에 있어 선급협회에서 제시한 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대한 타당성 검토를 위해 다양한 선종을 대상으로 해당 축계에 대한 이론적 반력지지점을 해석하고 그 차이를 확인하고자 한다. 또한, 선미관 후부 베어링의 내부 경사에 대한

평가 기준이 축계 정렬 해석에 미치는 영향을 검토하고, 현재까지 뚜렷한 설계 방법이나 설계 지침이 없는 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사와 아울러 다중 내부 경사에 대하여 다음과 같이 제시하고자 한다.

첫째, 선종과 선박의 크기 따라 선급협회에서 제시하는 축계 정렬 선미관 후부 베어링의 반력 지지점의 위치가 이론적 반력지지점의 위치와 어떤 차이가 있는지를 비교, 검토하고 베어링의 지지 강성이 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 미치는 영향도 검토한다.

둘째, 2013년 이후 계약되는 선박에 적용되는 EEDI가 축계 정렬에 미치는 영향을 확인하기 위해서 EEDI 적용 전과 적용 후에 따른 선박의 프로펠러 설계 변화를 조사하고 변경된 프로펠러가 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 미치는 영향을 검토한다.

셋째, 선미관 후부 베어링의 내부 경사에 대한 평가 기준이 축계 정렬 해석에 미치는 영향을 검토하기 위해서 축계 정렬 해석의 결과로 산출되는 선미관 후부 베어링의 내부 경사를 축계 정렬에 반영하여 축계 정렬 결과를 비교, 검토한다.

넷째, 초대형 선박의 축계 정렬 해석과 평가를 위해서 기하학적인 조건과 유막 해석 기준을 이용하여 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사에 대한 설계 지침을 제시한다.

다섯째, 일부 초대형 선박에서 이중 내부 경사의 적용으로도 해결되지 않은 축계 정렬과 선미관 후부 베어링의 보수에 의해 발생하는 다중 내부 경사에 대한 축계 정렬의 해석 평가를 위하여 기하학적인 조건과 유막 해석 기준을 이용하여 다중 내부 경사에 대한 설계 지침을 제시한다.

1.3 논문의 구성

본 논문은 총 6장으로 구성되어 있다.

제1장에서는 본 논문의 연구 배경 및 목적, 논문의 내용 및 구성에 대해서 소개하고 있다.

제2장에서는 축계 정렬의 이론적 해석 방법에 대해서 설명한다. 축계 정렬의 해석에는 여러 가지 방법이 소개되고 있으며, 이 장에서는 본 연구에서 사용한 유한요소법에 대해서 보의 강성 이론을 토대로 기술하고 축계 정렬 해석 결과를 이용한 선미관 후부 베어링에서의 운할 해석 방법에 대해서 설명한다. 또한, 본 연구에서 수행한 축계 정렬 해석의 절차를 기술하기 위해서 해석을 위한 기본 가정과 해석에 적용된 물성치, 그리고 해석을 위한 경계 조건과 해석 결과의 판단을 위한 기준에 대해서 설명한다.

제3장에서는 현재까지 축계 정렬에 사용되고 있는 축계 정렬 해석을 위한 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 설명과 선미관 후부 베어링의 이론적 반력지지점 위치를 해석하기 위한 해석 방법을 기술한다. 그리고 제시한 이론적 반력지지점 위치의 해석 방법을 토대로 실선의 축계 정렬 해석에 적용된 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대해서 제시한 이론적 반력지지점 위치와 비교·검토한다. 이 연구의 대상으로는 현재 국내 중·대형 조선소에서 건조하고 있는 다양한 선종과 선박의 크기를 고려하여 81,000 Unit 자동차 전용 운반선, 36,000 DWT 선적 화물선, 82,000 CBM 액화석유운반선, 6,500 TEU 컨테이너선, 120,000 DWT 정유운반선 그리고 320,000 DWT 유조선선 선정하여 축계 정렬 해석에 적용된 선미관 후부 베어링의 이론적 반력지지점 위치와 베어링의 지지 강성에 따른 선미관 후부 베어링의 이론적 반력지지점 위치의 변화를 검토한다.

제4장에서는 EEDI가 축계 정렬 해석에 미치는 영향에 대한 확인을 위해서 EEDI 적용 전과 적용 후에 따라 변경된 프로펠러가 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 미치는 영향을 검토한다. 이 연구의 대상으로는 선박의 종류 중에서 가장 축계 정렬에 민감한 선종인 유조선선을 선정하고, 100,000 DWT급, 150,000 DWT급 그리고 300,000 DWT급 유조선 등과 같이 세 가지의 크기를 분류하여 EEDI에 따른 프로펠러 설계 변경 사항을 비교·검토한다. 또한 축계 정렬 해석을 통

해서 EEDI 적용 선박의 변화된 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치를 비교·검토한다.

제5장에서는 축계 정렬 해석의 결과로 산출되는 선미관 후부 베어링의 내부 경사의 적용에 따른 축계 정렬 해석의 영향을 검토하기 위해서 선미관 후부 베어링을 단일 반력지지점으로 해석하여 산출한 단일 내부 경사도를 양단 반력지지점으로 치환하고 축계 정렬 해석에 반영하여 재해석을 수행한다. 또한, 축계 정렬 해석을 위해 적용되는 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사에 대한 설계 지침을 기하학적인 기준과 윤활 해석 기준을 토대로 제시하며, 축계 정렬 해석의 결과와 베어링의 유지·보수에 따라 발생 가능한 다중 내부 경사에 대한 설계 지침을 제시된 이중 내부 경사의 설계 지침을 이용하여 확장하는 방법을 토대로 기술한다.

제6장에서는 본 논문의 결론으로 본 연구에서 얻은 결과를 요약 정리한다.



제2장 축계 정렬 일반

2.1 축계 정렬 이론

축계 정렬 해석을 위한 베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 연속된 보에서 지점 모멘트를 부정정여력으로 취하여, 각 지점에서 여력만큼의 방정식을 풀어서 지점 모멘트를 구하는 삼연모멘트법, 연속된 보의 임의 단에서의 양단의 변위 및 단면력의 상호 관계를 나타내는 매트릭스를 이용하여 해석하고자 하는 보의 임의의 위치에서의 변위 혹은 응력 등을 해석하는 전달매트릭스법, 그리고 해석하고자 하는 연속된 보를 간단한 기하학적 모양을 가지는 작은 요소로 나누고, 각 요소 내에서의 역학적 반응들을 구한 후, 이것을 모두 한 시스템 내에서 합쳐서 연속된 보의 전체적인 역학적 반응치를 구하는 유한요소해석법 등이 있다.^{[38]-[41]}

본 논문에서는 유한요소해석법을 기반으로 개발된 노르웨이 선급협회의 Nauticus를 기반으로 축계 정렬 해석을 수행하였으며, 축계 정렬 해석에 이용된 Nauticus에 적용된 유한요소해석법에 대한 이론에 대해서 설명한다.^[42]

2.1.1 유한요소해석 기본 이론^{[43]-[46]}

유한요소해석은 구조물 내에 존재하는 무한개의 점들을 유한개의 이산화 된 위치의 절점(Node)으로 정의하고, 이들의 상호 유기적인 관계로 맺어주는 요소(Element)를 이용하여, 전체 구조물이나 실제 물리적 시스템에서의 절점들의 변위를 미지수로 하는 연립방정식을 유도한다. 그리고 이를 계산하여 각 절점에서의 변위를 구함으로써 구조물 내 임의의 점에서의 변위, 응력, 변형률 등의 결과 값을 수치적으로 근사화하는 것을 의미한다. 요소라는 것은 도식적으로 Fig. 2.1과 같이 각각의 절점을 매듭짓는 블록의 형태를 가지고 있지만 실제로는 각 절점들 간의 정보를 나타내는 정보의 집합이라고 할 수 있다.

유한요소해석의 흐름을 이해하기 위한 기본적인 이론식의 설명은 다음과 같다. 우선 재질이 등방성(Isotropic)인 선형 탄성 재료에 대한 응력과 변형률의 관계는 후크의 법칙(Hook's Law)에 의하여 다음 식(2.1)에서 식(2.6)까지와 같이 정의할 수 있다.

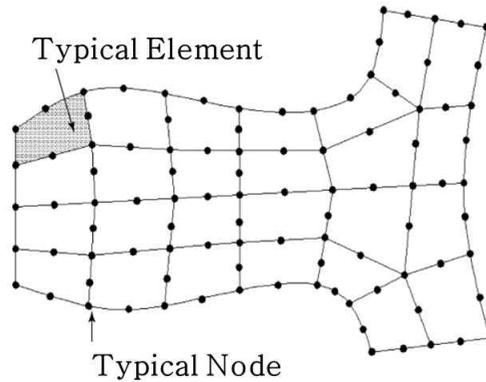


Fig. 2.1 Element and node

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.1)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] \quad (2.2)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.3)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{xy} \quad (2.4)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{yz} \quad (2.5)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{zx} \quad (2.6)$$

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.1)$$

여기서, E 는 재료의 탄성계수(Young's modulus), ν 는 프와송비(Poisson ratio)이며, 이 값들은 실험을 통해 얻어진 상수 값이다. 위 식들을 차후 유한요소해석에 사용하기 위해 선형대수(행렬)식으로 표현하면 식(2.7)과 같이 정리할 수 있으며, 이 행렬식의 역은 식(2.8)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

이 식에서 E 와 ν 는 상수이므로 임의 점에서의 변형률을 구함으로써, 그 점에서의 응력도 쉽게 계산할 수 있음을 알 수 있다. 식(2.8)을 간략화하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} \quad (2.9)$$

여기에서, $\{\sigma\}$ 와 $\{\epsilon\}$ 는 응력과 변형률 벡터, $[D]$ 는 탄성행렬(Elasticity matrix)이다.

2차원 응력의 상태에서 임의의 점에서의 변형률은, 다음의 식으로 나타낼 수 있으며 행렬식으로 표현을 하면 식(2.10)으로 나타낼 수 있다. 이 식은 임의 점에서의 변위량을 알고 있는 경우, 그 점에서의 변형률을 구할 수 있다는 것을 보여주고 있다.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\{\underline{\epsilon}\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

2.1.2 보의 강성 방정식

이 절에서는 본 논문에서 사용한 단순보 요소에 대한 강성행렬을 설명한다. 보는 비틀림이나 축방향 응력 보다는 굽힘 응력의 효과를 뚜렷하게 보여주는, 횡 하중을 받는 길고 가는 구조로 정의한다. 이 굽힘 변형은 횡방향 처짐과 회전으로 나타낸다. 따라서 절점 당 자유도는 횡방향 처짐과 회전으로 정의된다.

Fig. 2.2에서 보는 길이는 L , 축방향 국부좌표를 \hat{x} 로, 횡방향 국부좌표를 \hat{y} 로, 횡방향 국부 절점변위를 \hat{d}_{iy} 로, 각변위를 $\hat{\phi}_i$ 로 표기하였다. 또한, 절점하중은 \hat{f}_{iy} 로, 그리고 굽힘모멘트는 \hat{m}_i 로 주어져 있으며, 모든 축 방향 영향을 고려하지 않았다.

모든 절점에서 사용되는 부호 규약은 다음과 같다.

가. 모멘트는 반시계 방향이 양이다.

나. 회전은 반시계 방향이 양이다.

다. 하중은 양의 \hat{y} 방향이 양이다.

라. 변위는 양의 \hat{y} 방향이 양이다.

Fig. 2.3은 단순보 이론에서 쓰이는 양의 전단력 \hat{V} 와 굽힘모멘트 \hat{m} 에 대한 부호 규약을 나타내고 있다. 기본적인 선형 탄성보의 거동을 지배하는 미분방정식은 다음과 같이 유도된다. **Fig. 2.4**에 나타나 있는 분포하중 $w(\hat{x})$ (하중/길이)를 받는 보의 경우, 보의 미소 요소에 대한 힘과 모멘트의 편형으로부터 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$-w d\hat{x} + dV = 0 \quad \text{or} \quad w = -\frac{dV}{d\hat{x}} \quad (2.11)$$

$$V d\hat{x} + dM = 0 \quad \text{or} \quad V = \frac{dM}{d\hat{x}} \quad (2.12)$$

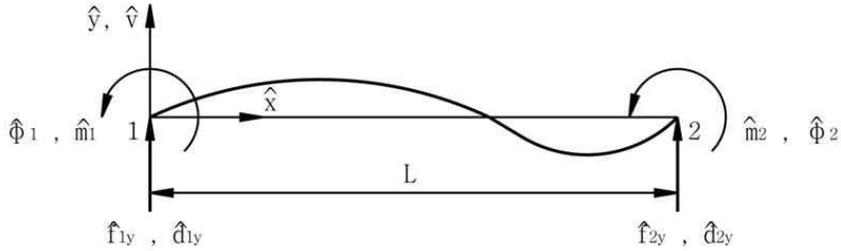


Fig. 2.2 Beam subjected to positive node displacement, rotation, load and moment

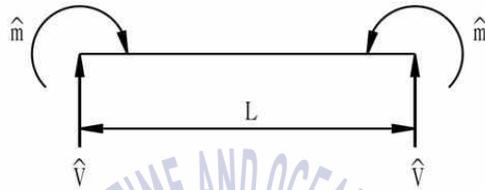


Fig. 2.3 Relationships between signs of bending moments and signs of shear force

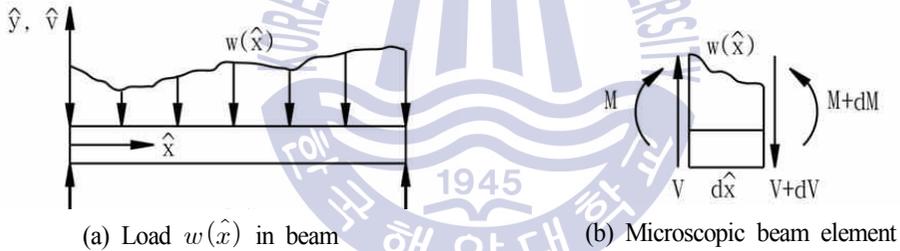


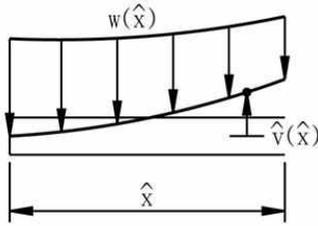
Fig. 2.4 Beam subjected to distribution loads

또한, 보의 곡률 k 와 모멘트의 관계는 다음과 같다.

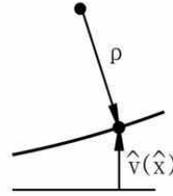
$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (2.13)$$

여기서 ρ 는 Fig. 2.5에 있는 처짐 곡선의 반경이고, \hat{v} 는 \hat{y} 방향의 횡방향 변위 함수 (Fig. 2.5 (a) 참조), E 는 탄성계수, 그리고 I 는 \hat{z} 축에 대한 주 관성모멘트이다. 여기서 \hat{z} 축은 \hat{x} 축과 \hat{y} 축에 모두 수직이며, 미소 기울기 $\theta = d\hat{v}/d\hat{x}$ 에 대한 곡률은 다음과 같이 주어진다.

$$k = \frac{d^2 \hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad (2.14)$$



(a) Part of deflection curve of beam



(b) Radius of curvature in $\hat{v}(\hat{x})$

Fig. 2.5 Deflection curve of beam

식(2.13)에 식(2.14)를 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{d^2 \hat{v}}{d\hat{x}^2} = \frac{M}{EI} \quad (2.15)$$

식(2.15)를 M 에 대해서 풀고, 이 결과를 식(2.12)와 식(2.11)에 대입하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d^2}{d\hat{x}^2} (EI \frac{d^2 \hat{v}}{d\hat{x}^2}) = -w(\hat{x}) \quad (2.16)$$

EI 가 일정하고 절점에서만 힘과 모멘트가 작용한다고 가정하면 식(2.16)은 다음과 같다.

$$EI \frac{d^4 \hat{v}}{d\hat{x}^4} = 0 \quad (2.17)$$

다음은 보 요소에 대한 강성행렬과 방정식을 유도하여 보에 대한 완전한 해를 구하는 과정을 설명한다.

제 1단계 : 보 요소 형태의 선정

각 요소 끝에 절점 번호를 붙이고, 일반적으로 요소 번호를 붙이는 것으로 보를 정의한다. (Fig. 2.2 참조).

제 2단계 : 변위 함수의 선택

요소의 길이에 걸쳐서 횡방향 변위를 다음과 같이 가정한다.

$$\hat{v}(\hat{x}) = a_1 \hat{x}^3 + a_2 \hat{x}^2 + a_3 \hat{x} + a_4 \quad (2.18)$$

완전한 3차 변위 함수인 식(2.18)은 모두 4개의 자유도(각 절점에서 하나의 횡 방향 변위와 하나의 미소 회전)가 있으므로 식(2.18)은 적합하다. 또한, 이 3차 함수는 기본적인 보의 미분방정식을 만족시키기 때문에 타당하게 선택된 것이다. 그리고 3차 함수는 두 요소들에 의해 공유되는 절점들에서의 변위와 기울기의 연속 조건을 만족시킨다.

2.2절에서와 같은 방법을 이용하면, \hat{v} 를 절점의 자유도인 $\hat{d}_{1y}, \hat{d}_{2y}, \hat{\phi}_1, \hat{\phi}_2$ 의 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}\hat{v}(0) &= \hat{d}_{1y} = a_4 \\ \frac{d\hat{v}(0)}{d\hat{x}} &= \hat{\phi}_1 = a_3 \\ \hat{v}(L) &= \hat{d}_{2y} = a_1L^3 + a_2L^2 + a_3L + a_4 \\ \frac{d\hat{v}(L)}{d\hat{x}} &= \hat{\phi}_2 = 3a_1L^2 + 2a_2L + a_3\end{aligned}\tag{2.19}$$

a_1 부터 a_4 까지를 절점의 자유도에 관해서 식(2.19)를 풀고 이를 식(2.18)에 대입하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}\hat{v} &= \left[\frac{2}{L^3}(\hat{d}_{1y} - \hat{d}_{2y}) + \frac{1}{L^2}(\hat{\phi}_1 + \hat{\phi}_2) \right] x^3 \\ &+ \left[-\frac{3}{L^2}(\hat{d}_{1y} - \hat{d}_{2y}) - \frac{1}{L}(2\hat{\phi}_1 + \hat{\phi}_2) \right] x^2 + \hat{\phi}_1 x + \hat{d}_{1y}\end{aligned}\tag{2.20}$$

식(2.20)을 행렬 형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{v} = [N] \{ \hat{d} \}\tag{2.21}$$

$$\{ \hat{d} \} = \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1y} \\ \hat{\phi}_1 \\ \hat{d}_{2y} \\ \hat{\phi}_2 \end{Bmatrix}\tag{2.22}$$

$$[N] = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4]\tag{2.23}$$

$$\begin{aligned}
 N_1 &= \frac{1}{L^3}(2\hat{x}^3 - 3\hat{x}^2L + L^3) & N_2 &= \frac{1}{L^3}(\hat{x}^3L - 2\hat{x}^2L^2 - \hat{x}L^3) \\
 N_3 &= \frac{1}{L^3}(-2\hat{x}^3 + 3\hat{x}^2L) & N_4 &= \frac{1}{L^3}(\hat{x}^3L - \hat{x}^2L^2)
 \end{aligned}
 \tag{2.24}$$

여기서, N_1, N_2, N_3, N_4 를 보 요소에 대한 형상 함수라고 부른다. 보 요소에 대해, 절점 1에서 $N_1 = 1$ 이 되고, 절점 2에서는 $N_1 = 0$ 이 된다. N_2 는 $\hat{\phi}_1$ 과 관계가 있기 때문에 식(2.24)의 두 번째 식으로부터 절점 1에서 $(dN_2/d\hat{x}) = 1$ 의 값을 갖는다. 형상 함수 N_3 와 N_4 는 절점 2에 대해 유사한 결과를 갖는다.

제 3단계 : 변형률-변위와 응력-변형률 관계의 정의

다음의 축방향 변형률-변위와의 관계식이 유효하다고 가정한다.

$$\epsilon_x(\hat{x}, \hat{y}) = \frac{d\hat{u}}{d\hat{x}}
 \tag{2.25}$$

여기서 \hat{u} 는 축방향 변위 함수이다. Fig. 2.6에 나타난 보의 변형된 형상으로부터, 축방향 변위와 횡방향 변위와의 관계를 다음과 같다.

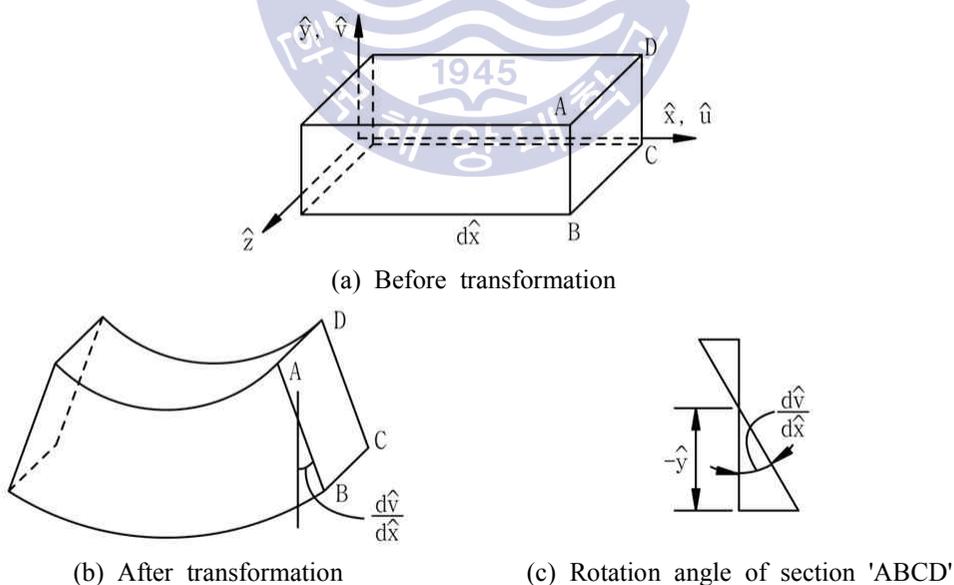


Fig. 2.6 Section of beam

$$\hat{u} = -\hat{y} \frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} \quad (2.26)$$

여기서 우리는 기초적인 보 이론으로부터 굽힘 변형 이전에 평면이었던 보의 단면이(예를 들면, 단면 $ABCD$) 변형 후에도 평면을 유지하고, 일반적으로 각 $(d\hat{v}/d\hat{x})$ 만큼 회전한다는 기본 가정을 생각할 수 있다. 식(2.25)에 식(2.26)을 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon_x(\hat{x}, \hat{y}) = -\hat{y} \frac{d^2\hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad (2.27)$$

기초적인 보 이론으로부터 굽힘모멘트와 전단력은 횡방향의 변위 함수와 관계가 있음을 알 수 있다. 이는 다음과 같이 된다.

$$\hat{m}(\hat{x}) = EI \frac{d^2\hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad \hat{V} = EI \frac{d^3\hat{v}}{d\hat{x}^3} \quad (2.28)$$

제 4단계 : 요소 강성행렬과 방정식 유도

먼저 직접 평형법을 이용하여 요소의 강성행렬과 방정식을 유도한다. 절점과 보 이론의 부호 규약을 전단력과 굽힘모멘트에 적용하고 식(2.20)과 식(2.28)로부터

$$\begin{aligned} \hat{f}_{iy} = \hat{V} &= EI \frac{d^3\hat{v}(0)}{d\hat{x}^3} = \frac{EI}{L^3} (12\hat{d}_{1y} + 6L\hat{\phi}_1 - 12\hat{d}_{2y} + 6L\hat{\phi}_2) \\ \hat{m}_1 = -\hat{m} &= -EI \frac{d^2\hat{v}(0)}{d\hat{x}^2} = \frac{EI}{L^3} (6L\hat{d}_{1y} + 4L^2\hat{\phi}_1 - 6L\hat{d}_{2y} + 2L^2\hat{\phi}_2) \\ \hat{f}_{2y} = -\hat{V} &= -EI \frac{d^3\hat{v}(L)}{d\hat{x}^3} = \frac{EI}{L^3} (-12\hat{d}_{1y} - 6L\hat{\phi}_1 + 12\hat{d}_{2y} - 6L\hat{\phi}_2) \\ \hat{m}_2 = \hat{m} &= EI \frac{d^2\hat{v}(L)}{d\hat{x}^2} = \frac{EI}{L^3} (6L\hat{d}_{1y} + 2L^2\hat{\phi}_1 - 6L\hat{d}_{2y} + 4L^2\hat{\phi}_2) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Fig. 2.2와 Fig. 2.3에서 보인 것과 같이, 절점 1에서 절점의 양의 모멘트와 보 이론의 양의 모멘트 부호규약이 반대이며, 절점 2에서의 양의 전단력과 보 이론의 양의 전단력 부호 규칙이 반대이므로 식(2.29)의 두 번째와 세 번째 식이 음의 부호로 되는 것을 알 수 있다. 식(2.29)는 절점의 하중과 변위와의 관계를 나타낸다. 식(2.29)를 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

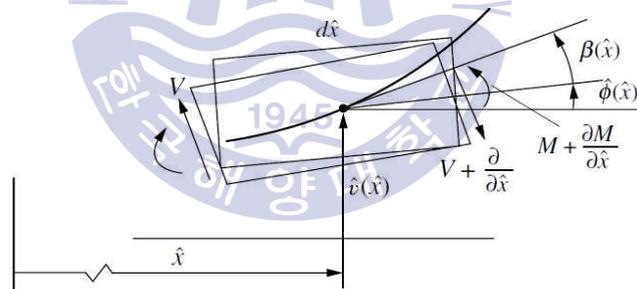
$$\begin{Bmatrix} \hat{f}_{1y} \\ \hat{m}_1 \\ \hat{f}_{2y} \\ \hat{m}_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1y} \\ \hat{\phi}_1 \\ \hat{d}_{2y} \\ \hat{\phi}_2 \end{Bmatrix} \quad (2.30)$$

여기서 강성행렬은 다음과 같다.

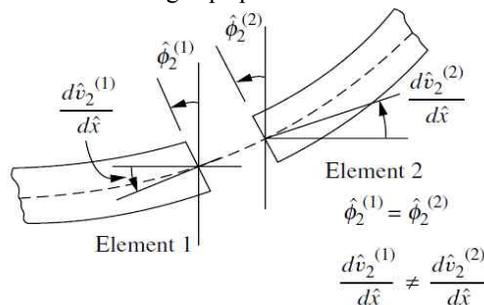
$$\hat{k} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

식(2.30)에서 \hat{k} 는 횡방향 하중과 굽힘모멘트를 횡방향 변위와 회전각의 관계로 나타내며, 반면에 축방향의 영향은 무시하고 있음을 나타낸다.

위에서 산출된 요소 강성행렬인 식(2.31)은 보가 길고 얇다는 가정 하에 유도하였다. 그러나 두꺼운 보의 경우 가로방향의 전단 변형이 중요함에 따라 티모셴코(Timoshenko) 보의 이론으로 새로운 강성행렬을 다음과 같이 재정리한다.



(a) Element of Timoshenko beam showing shear deformation
(Cross sections are no longer perpendicular to the neutral axis line)



(b) Two beam elements meeting at node 2

Fig. 2.7 Element of Timoshenko beam

우선 Fig. 2.7을 참고하면 미소 길이 $d\hat{x}$ 를 갖는 보의 횡단면을 관찰할 수 있다. 이 횡단면은 평면 형태를 유지되지만 더 이상 중립축(\hat{x} 축)과 직교관계를 이루지는 않는다. 이는 전단력을 포함시킴으로써 발생하는 회전 β 에 의한 것이다. 점 \hat{x} 에서 전체 처짐은 이제 두 가지 부분으로 구성된다. 하나는 굽힘에 의한 것이고 나머지 하나는 전단력에 의한 것이다. 그러므로 점 \hat{x} 에서의 처짐 곡선의 기울기는 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$\frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} = \hat{\phi}(\hat{x}) + \beta(\hat{x}) \quad (2.32)$$

$\hat{\phi}(\hat{x})$, $\beta(\hat{x})$ 는 굽힘모멘트와 가로방향 전단력으로 부터의 회전을 의미한다. 선형 처짐과 각 처짐(기울기)이 작다는 가정을 하면, 굽힘모멘트와 굽힘 변형(곡률) 사이의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M(\hat{x}) = EI \frac{d\hat{\phi}(\hat{x})}{d\hat{x}} \quad (2.33)$$

그리고 전단력과 전단 변형의 관계는 다음과 같이 나타난다.

$$V(\hat{x}) = k_s A G \beta(\hat{x}) \quad (2.34)$$

$d\hat{v}/d\hat{x}$ 과 $\hat{\phi}$ 의 차이는 보의 전단 변형률 γ_{xy} ($= \beta$)로 표현한다.

$$\gamma_{xy} = \frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} - \hat{\phi} \quad (2.35)$$

Fig. 2.4(b)와 가로방향의 힘의 합과 굽힘모멘트의 합으로부터 산출된 식(2.11), 식(2.12)에 대해서 고려하면, 식(2.34)의 V 와 식(2.33)의 M 을 식(2.32)의 β 와 함께 식(2.11)과 식(2.12)에 대입하여 두 개의 지배방정식을 다음과 같이 구한다.

$$\frac{d}{d\hat{x}} \left[k_s A G \left(\frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} - \hat{\phi} \right) \right] = -w \quad (2.36)$$

$$\frac{d}{d\hat{x}} \left(EI \frac{d\hat{\phi}}{d\hat{x}} \right) + k_s A G \left(\frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} - \hat{\phi} \right) = 0 \quad (2.37)$$

가로방향의 전단력을 포함하는 보 요소의 강성행렬을 산출하기 위해서는 가로방향의 변위가

식(2.18)로 주어진 3차 함수를 따른 가정한다. [47]에서와 유사하게 가로방향의 전단 변형률을 $\hat{v}(\hat{x})$ 에 대한 3차 다항식과 일관되게 정한다. 즉, 전단 변형률 γ 는 상수로 주어진다.

$$\gamma = c \quad (2.38)$$

\hat{v} 에 대한 3차 변위함수, 식(2.32)의 기울기 관계, 그리고 식(2.38)의 전단 변형률, 식(2.33)의 굽힘모멘트-곡률 관계, 식(2.34)의 전단력과 전단 변형률의 관계, 식(2.12)의 굽힘모멘트-전단력의 관계를 이용하여 다음과 같은 식을 산출할 수 있다.

$$c = 6a_1g \quad (2.39)$$

$g = EI/k_sAG$ 와 k_sA 는 전단면적이다. 전단면적 A_s 는 횡단면의 모양에 따라 그 값이 변한다. 전단 변형을 위한 전단 보정계수는 식(2.48)과 같다.

식(2.18), 식(2.32), 식(2.38), 그리고 (2.39)를 사용하여 ϕ 를 \hat{x} 의 다항식으로 표현할 수 있다.

$$\hat{\phi} = a_3 + 2a_2\hat{x} + (\hat{x}^2 - 6g)a_1 \quad (2.40)$$

식(2.18)과 식(2.40)을 이용하여 위 식의 계수 $a_1 \sim a_4$ 는 $\hat{x} = 0$, $\hat{x} = L$ 일 때의 절점 변위인 \hat{d}_{1y} , \hat{d}_{2y} 와 회전 $\hat{\phi}_1$, $\hat{\phi}_2$ 로 정리하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{2\hat{d}_{1y} + L\hat{\phi}_1 - 2\hat{d}_{2y} + L\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \\ a_2 &= \frac{-3L\hat{d}_{1y} - (2L^2 + 6g)\hat{\phi}_1 + 3L\hat{d}_{2y} + (-L^2 + 6g)\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \\ a_3 &= \frac{-12g\hat{d}_{1y} + (L^3 + 6gL)\hat{\phi}_1 + 12g\hat{d}_{2y} - 6gL\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \\ a_4 &= \hat{d}_{1y} \end{aligned} \quad (2.41)$$

위에서 산출한 값을 식(2.18)에 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
\hat{v} &= \frac{2\hat{d}_{1y} + L\hat{\phi}_1 - 2\hat{d}_{2y} + L\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \hat{x}^3 \\
&\quad - \frac{3L\hat{d}_{1y} - (2L^2 + 6g)\hat{\phi}_1 + 3L\hat{d}_{2y} + (-L^2 + 6g)\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \hat{x}^2 \\
&\quad - \frac{12g\hat{d}_{1y} + (L^3 + 6gL)\hat{\phi}_1 + 12g\hat{d}_{2y} - 6gL\hat{\phi}_2}{L(L^2 + 12g)} \hat{x} + \hat{d}_{1y}
\end{aligned} \tag{2.42}$$

제4단계에서 전단 변형이 포함되어 있지 않을 때의 보 요소의 강성행렬 산출과 유사한 방법을 통해 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
\hat{f}_{1y} &= \hat{V}(0) = 6EIa_1 = \frac{EI(12\hat{d}_{1y} + 6L\hat{\phi}_1 - 12\hat{d}_{2y} + 6L\hat{\phi}_2)}{L(L^2 + 12g)} \\
\hat{m}_1 &= -\hat{m}(0) = -2EIa_2 \\
&= \frac{EI[6L\hat{d}_{1y} + (4L^2 + 12g)\hat{\phi}_1 - 6L\hat{d}_{2y} + (2L^2 - 12g)\hat{\phi}_2]}{L(L^2 + 12g)} \\
\hat{f}_{2y} &= -\hat{V}(L) = \frac{EI(-12\hat{d}_{1y} - 6L\hat{\phi}_1 + 12\hat{d}_{2y} - 6L\hat{\phi}_2)}{L(L^2 + 12g)} \\
\hat{m}_2 &= \hat{m}(L) = \frac{EI[6L\hat{d}_{1y} + (2L^2 - 12g)\hat{\phi}_1 - 6L\hat{d}_{2y} + (4L^2 + 12g)\hat{\phi}_2]}{L(L^2 + 12g)}
\end{aligned} \tag{2.43}$$

위 식에서 두 번째, 세 번째 식에 (-)을 취하면 식(2.43)은 절점 1에서의 (+)의 모멘트, 반대의 절점 그리고 절점 2에서의 (+)의 전단력, 반대의 절점이라는 결과를 보여준다, 이 식을 행렬형태로 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \hat{f}_{1y} \\ \hat{m}_1 \\ \hat{f}_{2y} \\ \hat{m}_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L(L^2 + g)} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & (4L^2 + 12g) & -6L & (2L^2 - 12g) \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & (2L^2 - 12g) & -6L & (4L^2 + 12g) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1y} \\ \hat{\phi}_1 \\ \hat{d}_{2y} \\ \hat{\phi}_2 \end{Bmatrix} \tag{2.44}$$

그러므로 위 식으로부터 굽힘과 전단 변형을 모두 포함하고 있는 강성행렬을 구할 수 있다.

$$\hat{\underline{k}} = \frac{EI}{L(L^2+12g)} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & (4L^2+12g) & -6L & (2L^2-12g) \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & (2L^2-12g) & -6L & (4L^2+12g) \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

식(2.45)에서 기억해야 할 것은 g 는 가로방향의 전단과 관련이 있다는 것이다. 그래서 $g = 0$ 일 경우 가로방향의 전단 변형이 무시된 보 강성행렬식 (2.31)을 구할 수 있다. 전단 보정인자의 영향을 확인하기 위해 무차원의 전단 보정인자를 만들고 강성행렬을 다시 구할 수 있다. 무차원 전단인자는 $\varphi = 12EI / (k_s AGL^2) = 12g/L^2$ 과 같다.

$$\hat{\underline{k}} = \frac{EI}{L^3(1+\psi)} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & (4+\psi)L^2 & -6L & (2-\psi)L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & (2-\psi)L^2 & -6L & (4+\psi)L^2 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

2.1.3 보의 강성 방정식 보완⁴⁸⁾

본 연구에 사용된 축계 정렬 해석 프로그램인 Nauticus는 기본적으로 3차원 해석을 수행하며, 적용되는 축계 강성행렬은 굽힘과 전단 변형의 효과를 고려하여 다음 식(2.47)과 같이 보완 수정하였다.

$$\hat{\underline{k}} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12\alpha & 0 & 0 & 0 & 6L\alpha & 0 & -12\alpha & 0 & 0 & 6L\alpha \\ 0 & 0 & 12\beta & 0 & -6L\beta & 0 & 0 & 0 & -12\beta & 0 & -6L\beta \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ}{L} & 0 \\ 0 & 0 & -6L\beta & 0 & (4+2\psi)L^2\beta & 0 & 0 & 0 & 6L\beta & 0 & (2-2\psi)L^2\beta \\ 0 & 6L\alpha & 0 & 0 & 0 & (4+2\phi)L^2\alpha & 0 & -6L\alpha & 0 & 0 & (2-2\phi)L^2\alpha \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -12\alpha & 0 & 0 & 0 & -6L\alpha & 0 & 12\alpha & 0 & 0 & -6L\alpha \\ 0 & 0 & -12\beta & 0 & 6L\beta & 0 & 0 & 0 & 12\beta & 0 & 6L\beta \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{L} & 0 \\ 0 & 0 & -6L\beta & 0 & (2-2\psi)L^2\beta & 0 & 0 & 0 & 6L\beta & 0 & (4+2\psi)L^2\beta \\ 0 & 6L\alpha & 0 & 0 & 0 & (2-2\phi)L^2\alpha & 0 & -6L\alpha & 0 & 0 & (4+2\phi)L^2\alpha \end{bmatrix}$$

$$\phi = \frac{6EI_{33}}{L^2 GA_2}, \psi = \frac{6EI_{22}}{L^2 GA_3}, \alpha = \frac{EI_{33}}{L^3(1+2\phi)}, \beta = \frac{EI_{22}}{L^3(1+2\psi)} \quad (2.47)$$

전단 변형 보정을 위한 전단 보정계수는 식(2.48)과 같다.

만약 각 위치에서의 단면적을 A_s 라 가정하고, 다음 식(2.48)과 같이 표현하면 $f_s (= 1/k_s)$ 가 전

단 보정계수가 된다. 축에 대한 전단 보정계수는 중실축 및 중공축인 경우 각각 식(2.49), 식(2.50)으로 된다.

$$A_2 = A_3 = A_s \quad (2.48)$$

$$A_s = A/f_s$$

$$f_{s-cylinder} = \frac{6(1+\nu)}{7+6\nu} \quad (2.49)$$

$$f_{s-hollow} = \frac{6(1+\nu)}{(7+6\nu) \times k_{sdf}} \quad (2.50)$$

중공축의 외경과 내경에 대한 비는 식(2.51)과 같다.

$$k_{sdf} = \frac{(d_1 \times d_1) + (d_1 \times d_2) + (d_2 \times d_2)}{(d_1 \times d_1) + (d_2 \times d_2)} \quad (2.51)$$

2.1.4 선미관 후부 베어링의 윤활 해석 기준^{[49]-[54]}

노르웨이선급협회의 규정에 따르면 선미관 후부 베어링에 이중 경사가 적용되거나 선미관 후부 베어링이 500 mm 이상인 경우는 모든 운전 조건에 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서 유체 윤활(Hydrodynamic lubrication)이 되도록 축계 정렬 해석을 요구하고 있다. 또한, 선급 규정에서 제시된 방법으로 윤활 해석을 수행해야 하고, 유막 형성이 가능한 최소회전수 (n_0)는 축계 운전 조건에 따른 윤향회전수 (n)보다 낮아야 할 것을 요구하고 있다.

선미관 후부 베어링의 윤활 평가 기준에는 저속 및 연속회전수 규정 두 가지로 구분이 되며 그 자세한 설명과 지침은 다음과 같다.

1) 저속 규정 (Low speed criterion)

저속 규정은 엔진은 정적인 열간 조건(Hot static condition)을 기준으로 하며, 최저 축계 회전수 ($n_{0,stat}$)는 축계의 최소 연속회전수(Dead slow rpm) 보다 낮아야 한다.

$$n_{min} \geq n_{0,stat} \quad (2.52)$$

$n_{0,stat}$: Hot static condition

2) 최대 연속회전수 규정 (Full speed criterion)

연속회전수 규정은 축계 운전 조건(Hot running condition)을 기준으로 하며, 유체 윤활이 가능하다고 해석된 최저 축계 회전수($n_{0,dyn}$)은 최대 연속회전수(MCR rpm)보다 낮아야 한다.

$$n_{full} \geq \max\{n_{,dyn1}, n_{,dyn2}\}$$

$$n_{0,dyn1} : \text{Hot running condition 1, 15 \% of full torque downwards} \quad (2.53)$$

$$n_{0,dyn2} : \text{Hot running condition 2, 40 \% of full torque vertical upwards}$$

3) 유체 윤활 최소회전수

유체 윤활이 가능한 최소회전수에 대한 해석은 준 실험적인 해법으로 정의된 저널 베어링의 레이놀즈 방정식을 기반으로 하고, 선미관 후부 베어링에서의 불균일한 하중 분포와 정렬 불량 등의 특별 조건을 고려한다. 이 방법으로 최대 베어링 압력이 작용하는 부분에서의 윤활을 검증할 수 있다. 고점도 오일(200 cSt 이상)의 사용은 점도 손실과 열을 발생시킬 수 있으므로 주의를 요하며, 선택된 윤활유의 점성계수(ν) 값은 제시되는 범위에서 최소값으로 적용한다. 계산된 최소 유막두께(h_0)는 계산 방법의 통합된 요소로 간주될 수 있는 설계 요소이며, 실제 허용 가능한 유막두께는 아니다. $(L/D) < 2$ 는 위에서 언급된 방법과 실제 베어링 길이에 대한 제한이다.

$$n_0 = \frac{28 \times 10^3 C h_0 P_{eff}}{\nu D L_{eff}} \quad (2.54)$$

$$h_0 = \frac{D^{0.43}}{760} \quad (2.55)$$

$$P_{eff} = \frac{10^6 W}{L_{eff} D} \quad (2.56)$$

$$L_{eff} = L K_D K_L \left[\left(0.1 + 0.17 \frac{W_{min}}{W_{max}} \right) - \left(0.32 - 0.02 \frac{W_{min}}{W_{max}} \right) \log(\alpha) \right] \quad (2.57)$$

$$L_{eff} \leq L$$

$$K_D = 0.53 \times 10^{-6} D^2 - 1.08 \times 10^{-3} D + 1.55 \quad (2.58)$$

$$K_L = 0.33 \left(\frac{L}{D} \right)^2 - 1.5 \left(\frac{L}{D} \right) + 0.266, \frac{L}{D} \leq 2 \quad (2.59)$$

유체 윤활 평가를 위한 해석 요소들은 다음과 같다.

n_0 : 유체 윤활 가능한 최저 회전수 (rpm)

h_0 : 윤활을 위한 최소 유막 두께 (mm)

P_{eff} : 유효 베어링 압력 (N/m²)

L_{eff} : 국부 압력을 받는 면적 부의 길이 (mm), $L_{eff} \leq L$

K_D : 무차원 크기 계수 (-)

K_L : 길이 대비 직경의 무차원 계수 (-)

축계 설계에서 결정되는 경계 조건들은 다음과 같다.

n_{min} : 실제 축계 연속 가능한 최저 회전수 (rpm)

n_{full} : 실제 최대 연속 회전수, MCR (rpm)

C : 베어링 간극 (mm)

L : 베어링 길이 혹은 다중 경사에서 각 경사면에 대한 길이 (mm)

ν : 베어링 온도, 40°C 기준에서의 윤활유의 최고 동점성계수 (cSt)

D : 베어링 저널부의 직경 (mm)

축계 정렬 해석 결과로 검토되는 경계 조건들은 다음과 같다.

W : 축 반경 방향 하중, $W_1 + W_2$ (N)

W_{max} : 최대값, W_1, W_2 (N)

W_{min} : 최소값, W_1, W_2 (N)

α : W_{max} 에서 계산된 축과 베어링에서의 상대 기울기

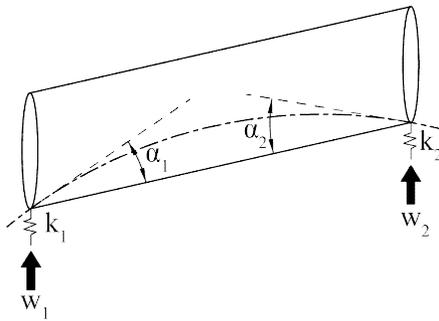


Fig. 2.8 Model of a shaft resting in a single slope or no-slope bearing

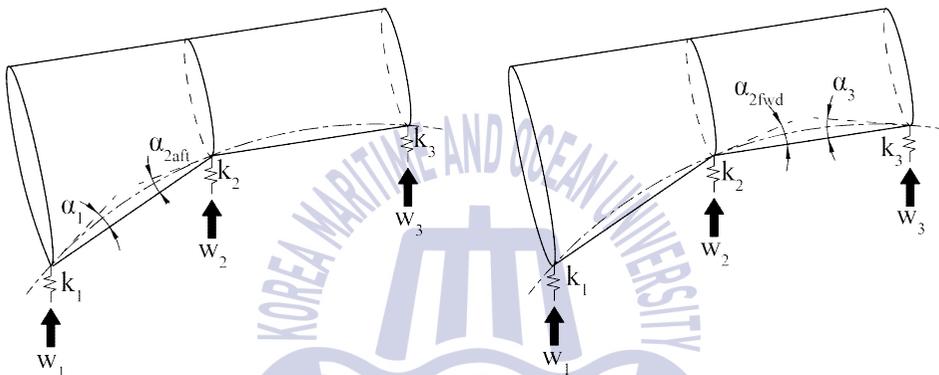


Fig. 2.9 Model of a shaft resting in a double slope bearing

이중 경사 베어링의 변곡점에 작용하는 하중은 (Fig. 2.9의 W_2) 양쪽 베어링 경사면에 분배된다. 즉, 다음과 같이 된다.

$$W_{2aft} = \frac{W_2 \times W_1}{W_1 + W_3} \quad (2.62)$$

$$W_{2fwd} = \frac{W_2 \times W_3}{W_1 + W_3} \quad (2.61)$$

저속 규정은 프로펠러의 동적 하중을 고려하지 않은 정적인 열간 조건에 대해서 계산하며, 최저 운전회전수에 대해서 제한한다. 터닝 기어를 이용하여 축을 회전 시키는 것은 연속운전으로 간주되지 않는다. 자동 회전운전을 적용하는 경우에 $n_{0,stat}$ 는 20 rpm 보다 높지 않도록 하는 것을 권장한다. 최대 연속회전수 규정은 프로펠러의 동적 하중을 고려하며, 최대 연속회전수에 대한 검증 및 다양한 부하 조건에 대해서도 검증할 수가 있다.

2.2 축계 정렬 해석

이 절에서는 축계 정렬시 고려되는 복잡한 축계를 간략화하기 위해, 경계 조건 및 해석에 영향을 주는 요소에 대해서 검토하고, 본 연구에 적용되는 해석의 가정, 경계 조건 및 영향 요소에 대해서 설명한다. 또한, 일반적인 축계 정렬의 절차를 기반으로 본 연구를 위한 축계 정렬 해석 절차를 기술한다.

2.2.1 축계 정렬 해석을 위한 기본 가정

1) 축계 정렬 기준선

축계 정렬 기준선은 선미관 후부 베어링의 중심을 지나는 수평의 무한한 직선으로 가정한다.

2) 베어링 반력지지점

선미관 후부 베어링의 지지점은 축이 구동되지 않은 정적인 조건에서는 베어링의 선미측 끝단에서 축 지름 D 를 기준으로 $D/2$ 에서 $D/3$ 이 떨어진 지점으로 가정하며, 축이 구동되는 동적인 조건에서는 베어링의 선미측 끝단에서 베어링 유효 길이를 기준으로 $L/2$ 에서 $L/3$ 으로 떨어진 지점으로 가정한다. 본 논문에는 정적인 조건만을 고려하였다.

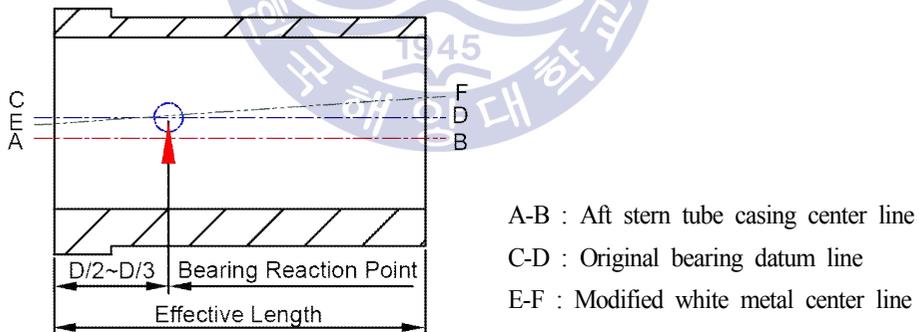


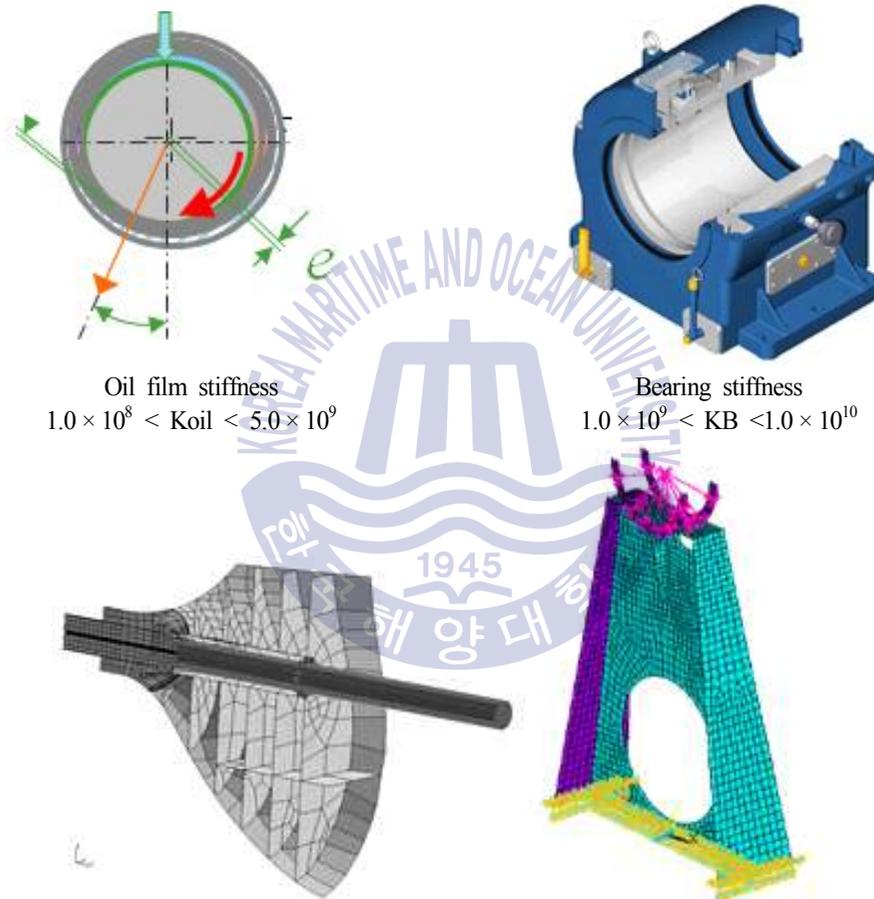
Fig. 2.10 Aft stern tube bearing supporting position

3) 베어링 지지 강성

본 논문에서의 베어링 지지 강성은 베어링의 강성, 베어링과 축 사이에 형성되는 윤활 유막의 강성 및 베어링을 지지하는 구조 강성의 합으로 계산한다. 일반적으로 각각의 강성은 Fig. 2.10과 같이 설명된 범위로 권장되고 있다. 각 베어링 강성은 적용된 베어링의 특성과 제작사의 기술에 따라 상이하며, 윤활 유막의 강성은 윤활유의 종류와 적용되는 윤활유의 점성 특성에 따라 좌우

된다. 또한 베어링을 지지하는 구조 강성은 선박의 종류, 선박의 구조 특성 및 기관실 구조 특성에 따라 차이가 있다.

본 논문의 축계 정렬 해석은 기본적으로 탄성 해석을 기본으로 하며, 탄성 해석을 위한 각 베어링의 지지 강성은 다음과 같다. 선미관 베어링과 중간축 베어링의 경우는 2.0×10^9 N/m, 메인 엔진 베어링의 경우는 5.0×10^9 N/m으로 적용한다.



Oil film stiffness
 $1.0 \times 10^8 < K_{oil} < 5.0 \times 10^9$

Bearing stiffness
 $1.0 \times 10^9 < K_B < 1.0 \times 10^{10}$

Bearing foundation stiffness
 $1.0 \times 10^8 < K_P < 1.0 \times 10^{10}$

Stiff bearings are used in simplified crankshaft models

⇒ Conservative results (no smoothing)

Typical range for bearing stiffness is ($5.0 \times 10^9 \sim 5.0 \times 10^9$ N/m)

Fig. 2.11 Typical bearing stiffness

4) 축계 좌표에 따른 부호 규약

축계 변형 정보과 축계 베어링 옵셋(베어링 설치 높이)은 기준선 보다 위로 배치되는 경우를 양(+)으로 정의하며, 외력의 경우에는 기준선 위에서 아래로 향하는 방향을 양(+)으로 정의한다. 또한 해석된 베어링 반력의 값은 하중이 작용하는 경우는 양(+)의 크기를 가지는 값으로 정의하며, 굽힘모멘트는 축계를 우현에서 보는 기준으로 반시계 방향으로 작용하는 모멘트를 양(+)으로 정의한다. 추가로 외력의 작용 방향에 대한 부호 정의는 Fig. 2.12와 같다.

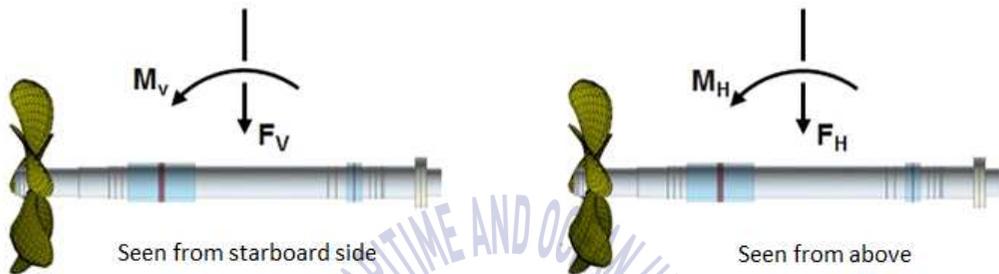


Fig. 2.12 Sign definition of external force and bending moment

5) 동적 거동 조건

축계가 구동되는 동적 거동 조건은 프로펠러 유체력에 따라 좌우되며, 프로펠러의 유체력은 일반적으로 각 조선소에서 평가하는 것이 일반적이다. 선형에 따른 정확한 유량 흐름에 대한 이해가 없으면 정확한 프로펠러 유체력을 해석할 수 없기 때문이다. Fig. 2.13은 조선소에서 주어지는 일반적인 프로펠러 유체력에 대한 특성을 보여 준다. 프로펠러의 유체력은 전산유체해석(Computational Fluid Dynamics)으로 수행하고 있으나, 정확성에 대한 논쟁이 있어 축계 정렬 해석에서 이를 이용하는 경우는 많지 않다. 선급협회에서는 프로펠러의 유체력을 축계 정렬 해석에 고려하기 위하여 엔진에서 프로펠러로 전달되는 최대 토크(Torque)의 15%~25%를 적용하는 것이 일반적이며, 노르웨이선급의 경우, 축계에 따라 프로펠러축의 직경이 500 mm이하인 축계는 (-)5%~40%를, 500 mm이상이거나 선미관 베어링에 이중경사를 적용한 경우에는 (-)15%~40%를 요구하고 있다. 본 논문에서는 동적 거동 조건에 대해서는 고려하지 않는다.

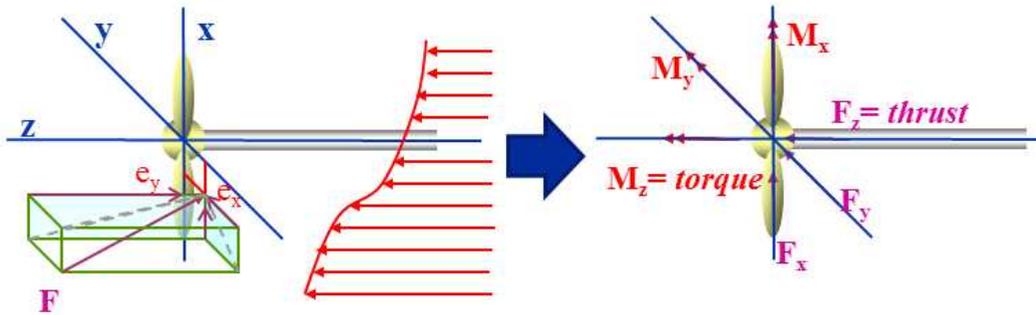


Fig. 2.13 Propeller force and bending moment

6) 온도 변화에 따른 열변형

일반적으로 온도 변화에 따른 열변형은 중간축 베어링과 메인베어링 측에서 고려된다. 선미관 베어링에서의 온도 변화를 고려하지 않는 이유는 선미관 베어링은 축계 정렬의 기준이 되기 때문에 항상 상대 위치 변화는 없다고 가정하기 때문이다. 일부 선박이 극한의 조건에서 건조되는 경우에 조선소는 이를 고려하기도 하고, 중국 선급협회에서는 중국 북부 지방의 환경을 고려하여 온도 변화에 따른 설치 조건도 고려할 것을 요구하고 있다. 하지만 최근 중간축 베어링 밑에 온도 변화가 발생할 수 있는 빌지 탱크가 설치되는 경우에는 탱크와 중간축 베어링 지지대 사이에 공기 격벽을 두어서 열전달을 막을 것을 선급협회에서 요구하고 있으며, 설사 직접적으로 열전달이 되는 경우에도 온도센서로 이를 관리할 것을 요구하고 있어 중간축 베어링의 온도 변화에 따른 열 변형은 고려하지 않는 것이 일반적인 추세이다.

본 연구에서는 메인베어링의 온도 변화에 따른 열변형을 고려하였으며, 온도 변화조건은 20°C에서 55°C로 하였다. 이는 메인 엔진 제작사의 권장치이다.

2.2.2 물성치

축계 해석을 위해서 적용되는 일반적인 기본 물성치는 **Table 2.1**과 같다. 본 연구에서는 동일한 값을 적용하였다.

Table 2.1 Material properties for alignment analysis

Condition	E-Modulus	G-Modulus	Poisson's number	Density*)
Air	2.10×10^{11}	8.10×10^{10}	0.3	7,850
Sea water	2.10×10^{11}	8.10×10^{10}	0.3	6,825
Lub. oil	2.10×10^{11}	8.10×10^{10}	0.3	7,000
Weightless	2.10×10^{11}	8.10×10^{10}	0.3	0

*) Density is defined as the metal contacted medium.

2.2.3 축계 정렬 해석 경계 조건

축계 정렬의 해석을 위한 축계 모델링의 필수 검토 항목은 아래와 같다. 축계의 모델링에 따라 축계 정렬 고유 특성인 베어링 반력 영향계수(Reaction influence number)를 산출할 수 있다. 메인 엔진은 엔진 제작사에서 제공하는 정보에 따라야 하며, 축계 이외의 감속기 혹은 축계 발전기가 추가로 설치되는 경우 역시 해당 장비 제작사에서 제공하는 정보에 따라 적절하게 모델링이 하여야 한다.

1) 프로펠러

프로펠러는 외력으로 작용하며, 집중하중으로 고려된다. 축계 정렬 설치 조건에 따라 프로펠러가 해수에 부분적으로 잠기는 것을 고려하여 해석을 수행한다. 일반적인 프로펠러의 잠수량 표시는 **Fig. 2.14**와 같다. 본 논문에서는 프로펠러가 완전히 잠기는 것을 기본 조건으로 축계 정렬을 해석하였다.

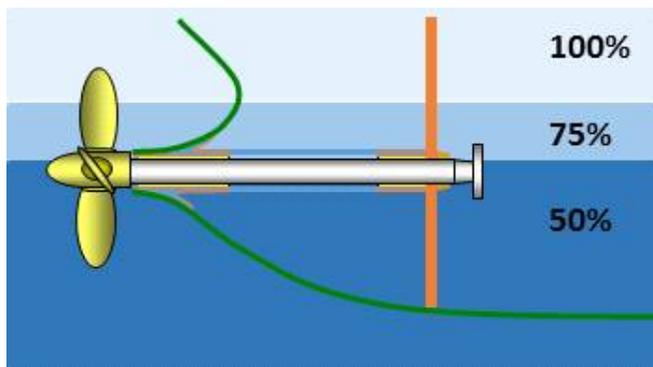


Fig. 2.14 Propeller submerged condition

2) 프로펠러축 및 선미관 베어링

축계 정렬 해석을 위한 프로펠러축의 모델링은 **Fig. 2.15**와 같이 실제의 복잡한 형상을 최대한 간략화하여 모델링한다. 실제 도면의 치수와 간략화한 모델링의 해석 정도 차이는 2~3% 미만으로, 모델링에 따른 오차는 무시 가능하다. 선미관 베어링은 실제 축계에 접촉되는 길이만을 고려하여 모델링하며, 베어링이 외경과 내경이 일치하는 동심형인지 외경과 배경이 일치하지 않는 편심형 베어링인지를 고려하여 모델링에 반영하여야 한다. 참고로 일반적으로 추진축계에 적용되는 선미관의 베어링은 대부분 편심형 베어링을 사용하고 있다.

3) 중간축 및 중간축 베어링

축계 정렬 해석을 위한 중간축의 모델링 또한, **Fig. 2.15**와 같이 실전의 복잡한 형상을 최대한 간략화하여 모델링한다. 실제 도면의 치수와 간략화한 모델링의 해석 정도 차이는 1~2% 미만으로, 모델링에 따른 오차는 무시 가능하다. 중간축 베어링은 제작사에 따라 허용 면압의 차이가 크기 때문에 모델링 단계에서 이를 고려하여야 한다.

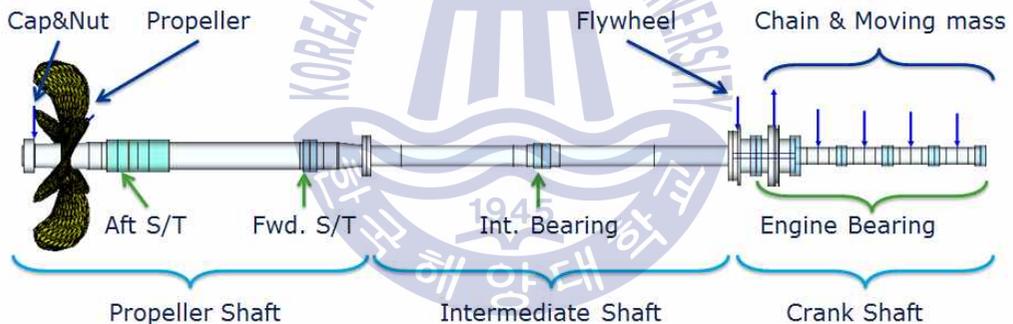
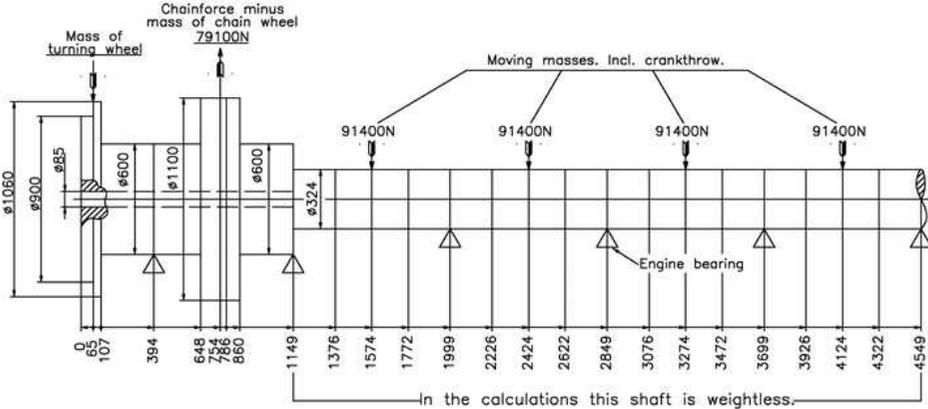


Fig. 2.15 General modeling for alignment analysis

4) 메인 엔진

Fig. 2.16과 같이 각 엔진 제작사는 각각의 엔진 모델에 대해서 복잡한 크랭크축을 동일한 변형량을 가지는 등가장 직경으로 치환한 모델링 정보를 제공하고 있다. MAN B&W는 크랭크축의 자체 중량을 고려하지 않은 등가장 모델을 제공하며, WARTSILA는 크랭크축의 자체 중량을 고려한 등가장 모델을 제공한다. 또한 MAN B&W 엔진에 캠축 구동용 체인이 적용되는 경우는 체인 하중을 적용하며 음(-)의 크기를 가지는 반면, WARTSILA 엔진은 연소용 밸브의 개폐 시간 제어를 체인을 이용하지 않고 기어로 하고 있어 음(-)의 크기가 작용하는 하중이 없는 것이 특징이다.

MAN B&W



WARTSILA

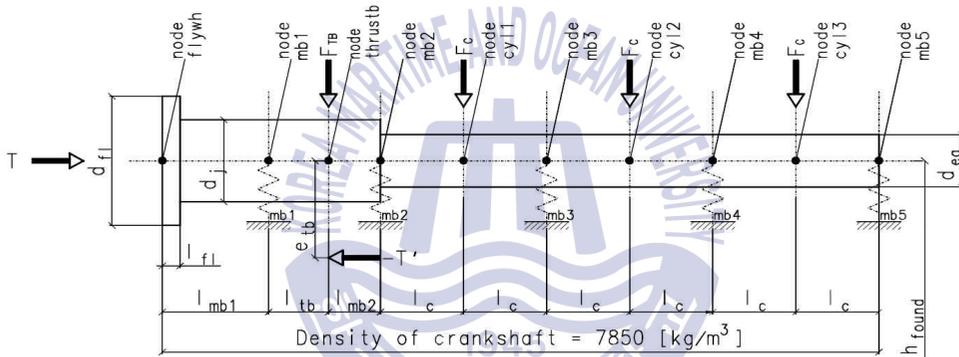
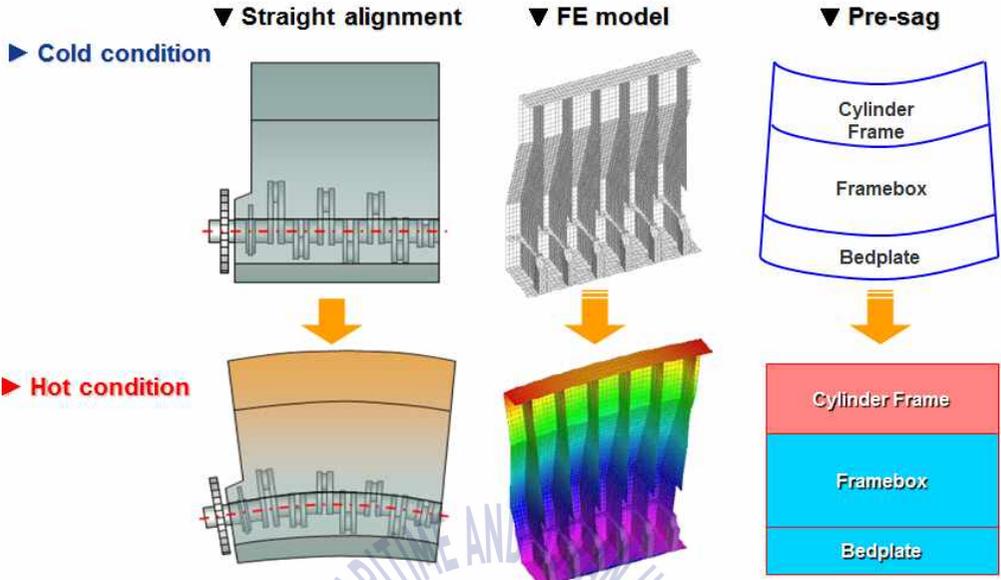


Fig. 2.16 Equivalent crankshaft modeling data

2.2.4 축계 정렬 해석 영향 요소

1) 온도 변화에 따른 열변형

온도 변화에 따른 열변형은 2.2.1 6)항에서 언급한 것처럼 메인 엔진에서의 열변형만을 고려하는 것이 일반적이다. Fig. 2.17은 메인 엔진의 열변화에 따라 엔진이 운전되기 전을 냉간 조건 (Cold condition), 그리고 엔진 구조물이 55°C까지 도달한 경우를 열간 조건(Hot condition)으로 분류하여, 엔진에서 발생된 열 변화의 경향을 나타낸다. Fig. 2.17에서 보여 주는 것처럼, 엔진에서 발생하는 열은 엔진 외부에서는 열 배출이 용이한 반면 내부에서는 배출이 어렵다. 따라서 엔진 중심부에 가장 많은 열이 적재됨에 따라 부채꼴의 형상으로 열변형이 일어나게 된다. 이러한 특성을 보정하기 위해 메인 엔진을 설치할 때, 미리 변형(Pre-Sagging)을 부채꼴의 반대로 주어 운항 시에는 메인 엔진 베드 플레이트가 수평이 될 수 있도록 한다.



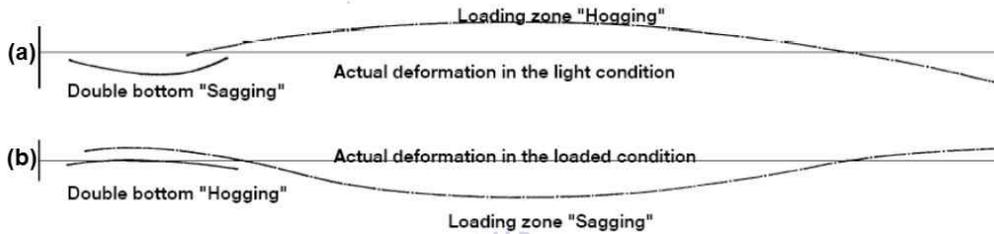
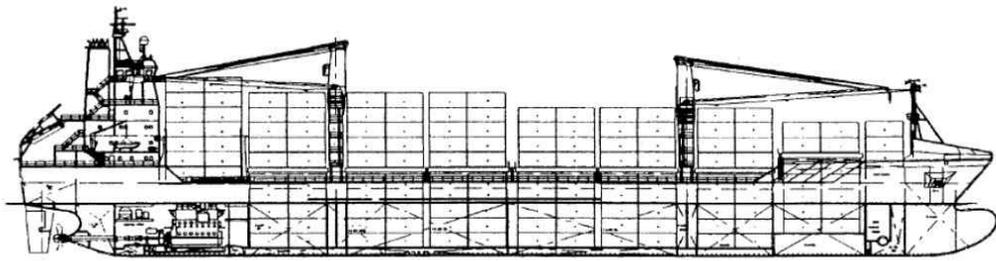
※ Cold condition : 20 °C , Hot condition : 55 °C

Fig. 2.17 Compensate bedplate by thermal expansion

3) 선체 변형^[55]

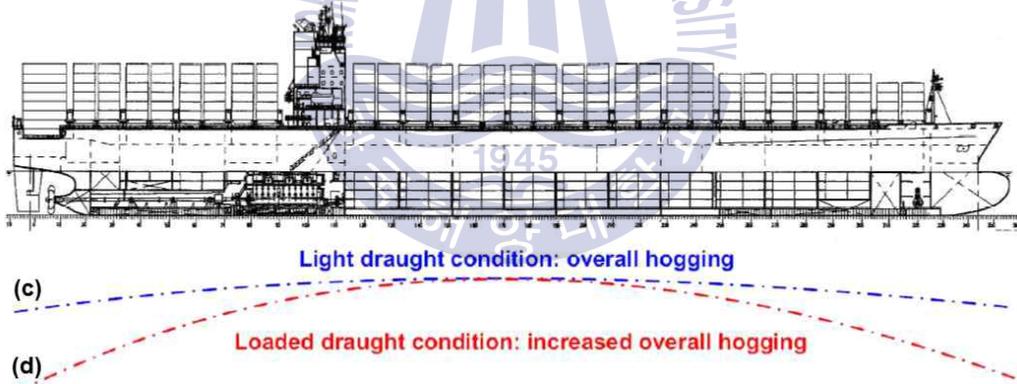
선체 변형은 축계 정렬 해석에서 가장 많은 영향을 주는 요소이다. 해석 단계에서 선체 변형은 전선해석(Global Ship Analysis)을 통해서 변형값을 예측할 수 있으나, 소요되는 비용과 시간을 고려한다면 그 결과에 대한 정도가 높지 않다. 가령, 해석된 선박의 기관실 높이가 30 m인 경우 해석된 결과가 Bulk Head에서 30 mm정도 수직변형이 발생하였다면, 이는 선체 변형의 해석 결과가 기관실 높이와 비교하면 1/1000의 변형이 발생한 것이다. 즉 전선해석 결과에 5%의 오차가 있다고 가정하면 Bulk Head에서 1.5 mm의 오차가 발생하는 것을 의미하고, 이는 중간축 베어링의 옵셋 크기와 유사하다. 따라서 축계 정렬 해석 단계에서 선체 변형을 고려하는 것은 축계 정렬의 흡수에 따른 전체적인 변형 경향을 파악하기에는 유용하지만, 축계 정렬의 정밀도를 향상시키는 것에는 한계가 있다.

Fig. 2.18은 선형에 따른 선체 변형의 결과를 보여주고 있다. 기관실의 구조와 선원 거주구 위치에 따라 선체 변형이 다르며, 또한 화물 적재량에 따라 다양한 선체 변형의 경향이 나타남을 알 수 있다.



(a) Light draught : aft ship → sagging / cargo holds → hogging

(b) Loaded draught : aft ship → hogging / cargo holds → sagging



(c) Light draught: overall hogging

(d) Loaded draught: increased overall hogging

Fig. 2.18 Hull deflection effect

4) 기타 요건

축계 정렬 작업은 보통 일조시 혹은 일몰시에 작업을 하는데 이는 햇빛으로 선체가 열을 받아 열변형을 일으키기 때문이다. 이러한 영향을 최소화시키기 위해서 조선소 별로 작업 온도에 기준을 두어 관리하고 있다. 예를 들어 축계 정렬의 기준선 작업을 대기 온도 20°C에서 수행을 했

다면, 이후 축계 정렬의 모든 작업은 20℃에 맞추어 작업을 한다.

또한 축계 정렬은 선체 조립 공정도에 따라 축계 정렬의 정확도가 영향을 받는다. 이에 일부 선급협회에서는 선원 거주구와 같은 큰 구조물은 반드시 설치 및 용접 후, 축계 정렬 작업 수행을 요구하고 있다. 그러나 일부 조선소는 공정상의 이유로 이를 반영하지 못하는 곳도 있다. 설치 가능한 선체 구조물은 모두 설치 및 용접을 하는 것이 본 선박의 축계 정렬 조건과 유사하게 되어 축계 정렬 측면에서는 정확도를 확보할 수 있게 해준다.

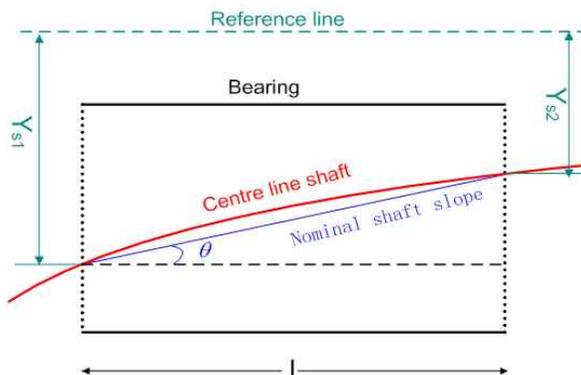
2.2.5 축계 정렬 해석 기준

1) 선미관 베어링

선미관 후부 베어링은 어떠한 경우에도 베어링의 투영 면적 기준으로 면압은 0.8 MPa를 초과해서는 안 된다. 전부 선미관은 축계 구동 조건에서 1.2 MPa까지 허용하고 있으며, 베어링 하중은 어떠한 경우에도 양(+)의 값이 작용하여야 한다. 음(-)의 값을 가지는 하중이 작용하는 결과는 해당 베어링의 윗면에 축이 닿았다는 것을 의미하기 때문에 허용될 수 없다. 만일 선미관 전부 베어링에 하중이 거의 작용하지 않거나 해석된 결과가 0.1 MPa 이하가 되는 경우에는 횡진동 해석을 통해서 축계에서 횡진동 영향이 없는지를 확인하여야 한다.

2) 경사도^[56]

선미관 후부 베어링 내면과 프로펠러축의 상대 경사도는 정적인 조건에서 0.3 mm/m을 초과해서는 안 된다. 축계 정렬 해석 결과에서 이를 초과하는 경우에는 선미관 후부 베어링의 내부에 경사를 적용하여 상대 기울기가 0.3 mm/m 이내가 되도록 조정해야 한다.



L: length of bearing

Ys1, Ys2: deflection of shaft compared with reference line

$$\theta = \tan\left(\frac{|Y_{s1} - Y_{s2}|}{L}\right) \approx \frac{|Y_{s1} - Y_{s2}|}{L}$$

$$\theta \leq 3 \times 10^{-4} \text{ rad} (0.3 \text{ mm/m})$$

Fig. 2.19 Criterion of single bearing slope

3) 중간축 베어링

중간축 베어링 허용면압 기준은 일반적으로 베어링 제작사의 권장치를 따른다. 베어링 제작사의 권장치가 없는 경우에는 정적인 조건에서 0.8 MPa를 초과해서는 안 되며, 동적인 조건에서는 1.2 MPa까지 허용하고 있다. 베어링 하중은 어떠한 경우에도 양(+)의 값으로 작용하여야 한다. 만일 중간축 베어링에 하중이 거의 작용하지 않거나 해석된 결과가 0.05 MPa 이하로 되는 경우는 횡진동 해석을 통해서 축계에 횡진동 영향이 없는지를 확인하여야 한다.

4) 메인베어링

메인베어링의 허용하중은 엔진 제작사의 권고치를 따른다. **Table 2.2**는 MAN B&W의 권고 사항을 보여주고 있으며, **Table 2.3**은 WARTSILA의 권고 사항을 보여주고 있다. **Table 2.2**의 MAN B&W 엔진에서 메인베어링 반력에 대한 최대치와 최소치를 보여주고 있다. 최후부 메인베어링의 경우 베어링 반력의 최소치는 0 kN이며, 나머지 베어링의 경우 최소치는 대략적으로 최대치 대비하여 5% 정도임을 알 수 있다. **Table 2.3**의 WARTSILA 엔진은 최후부 메인베어링의 경우 두 번째 베어링에 대비하여 약 40%~60%를 권고하고 있으며, 두 번째 메인 베어링의 경우 세 번째 베어링과 동일하거나 80% 정도의 반력을 권고하고 있다. 네 번째 베어링에 대한 권고 사항은 최근에 새로 소개된 내용이며, 최소 세 번째 베어링 기준으로 30% 이상의 반력이 작용할 것을 권고하고 있다. WARTSILA의 경우는 정적인 조건 및 경홀수에 대해서만 **Table 2.3**에서 보여 주고 있으며, 다른 조건에 대한 것은 WARTSILA의 다른 권고 조건 등을 확인할 필요가 있다.^{[57][58]}

Table 2.2 Acceptable bearing load for various engine types by MAN B&W

Engine type	Main bearings		Aftmost engine bearing (Journal bearing)* ¹
	Max. reaction [kN]	Min. reaction [kN]	Max. reaction [kN]
S50MC	273	14	273
S50MC-C	291	15	291
S50MC-C8	291	15	291
S50MC-E	291	15	291
S50ME-B8	291	15	291
S50ME-B9	321	16	321
S50ME-C	291	15	291
G50ME-B9	336	17	336
S60MC-C	420	21	420
S60MC-C8	420	21	420
S60MC-E	409	20	409
S60ME-B8	420	21	420
S60ME-C	420	21	420
S60ME-GI	420	21	420
G60ME-C9	488	24	488
G70ME-C9	653	33	653
S70MC-C	573	29	573
S70MC-C8	573	29	573
S70MC-E	559	28	559
S70ME-C	573	29	573
S70ME-C8	573	29	573
S70ME-GI	573	29	573
K80ME-C6	741	37	741
S80MC-C	768	38	768
S80MC-E	730	37	730
S80ME-C8	768	38	768
S80ME-C9	768	38	768
G80ME-C9	784	39	784
K90MC-C	906	45	441 ^{*2}
K90MC-E	906	46	485 ^{*2}
S90MC-C	940	47	940
S90ME-C	940	47	940
S90ME-C9	1121	56	1121

*1: Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.

*2: Aftmost and other main bearings are not always equal in size.

Table 2.3 Recommended static main bearing loads by WARTSILA

Static main bearing loads [kN] recommended* ¹ for design Ship new buildings, cold - stopped condition, light ballast to ballast draught				
Engine type	Main bearing #1	Main bearing #2	Main bearing #3	Main bearing #4* ²
W-X35	5 ~ 15	> 25	> 30	> 12
W-X40	7 ~ 0	> 40	> 40	> 15
W-X62	10 ~ 75	> 130	> 150	> 40
W-X72	10 ~ 110	> 160	> 200	> 50
W-X82	10 ~ 120	> 290	> 280	> 90
W-X92	10 ~ 120	> 310	> 300	> 90
RT-flex48T-D RTA48T-D	10 ~ 40	> 65	> 70	> 30
RT-flex50-B/D RT-flex50DF	10 ~ 40	> 65	> 75	> 30
RT-flex58T-D/T-E* ³ RTA58T-D	10 ~ 60	> 100	> 110	> 30
RT-flex60C-B	10 ~ 65	> 120	> 130	> 40
RT-flex68-D RTA68-D	10 ~ 90	> 160	> 170	> 40
RT-flex82C RTA82C	10 ~ 130	> 260	> 260	> 90
RT-flex82T/T-B RTA82T	10 ~ 120	> 290	> 280	> 90
RT-flex84T-D RTA84T-D	10 ~ 110	> 290	> 280	> 90
RT-flex96C-B RTA96C-B	10 ~ 140	> 330	> 330	>90

*1: The values are recommended and for guidance only. They are not provided as limits.
As soon as the minimum recommended static load is provided for each main bearing, no excessive static load can develop on any main bearing.

*2: These minimum values have to be maintained for each crank angle position.

*3: Also valid for RT-flex58T-ER-3

2.2.6 축계 정렬 절차

일반적인 축계 정렬 해석의 절차는 아래의 Fig. 2.20과 같다. 각 절차에 대한 자세한 설명은 다음과 같다.

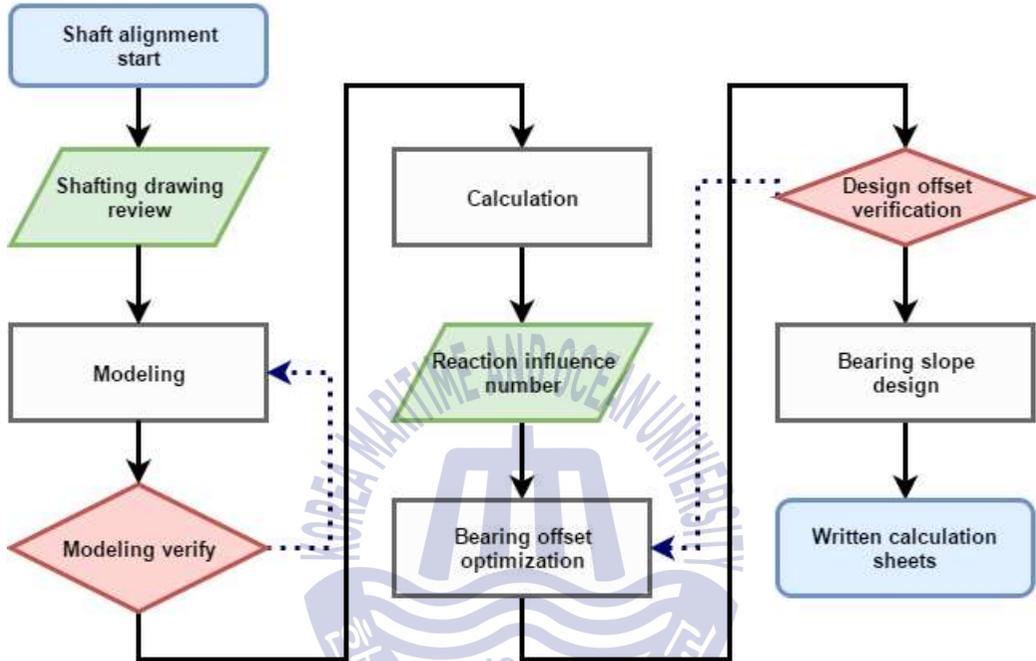


Fig. 2.20 Shaft alignment analysis procedure

1) 축계 도면 검토

축계 정렬 해석 대상의 축계에 대한 각 도면, 프로펠러축, 중간축, 베어링, 프로펠러 및 계산 범위(축계 정렬 해석의 범위는 각 선급협회의 설계 규정을 참조)를 검토한다.

2) 모델링

검토된 축계 도면을 최대한 간략화하여 모델링을 하며, 이때 축계 정렬 해석을 위한 해석 가정과 경계 조건 등을 설정한다.

3) 모델링 검증

축계 정렬을 위한 모델링에서 외력을 입력하기에 앞서 축계의 중량이 도면과 상이한지를 확인한다. 이때 각 베어링의 위치 및 구성요소들의 치수가 축계 도면과 일치하는지 검토한다. 검토 후 문제가 없으면 외력을 입력하여 해석을 수행 후, 다시 한 번 전체 중량을 비교한다.

4) 초기 축계 정렬 해석

검증된 모델링을 토대로, 프로펠러는 잠수량이 없는 조건으로 설정하고, 모든 베어링의 옴셋을 초기값 0 mm로 하여 축계 정렬 해석을 수행한다.

5) 베어링 반력 영향계수

4)항에 해석된 결과를 토대로 초기 축계에 베어링 옴셋을 주지 않은 경우의 각 베어링의 반력과 해석된 반력 영향계수를 이용하여 베어링 옴셋을 조정한다.

6) 베어링 옴셋 최적화

베어링 옴셋의 최적화는 축계 전체 및 해석 조건 등을 고려하여 각 베어링에 적당한 하중이 작용하도록 베어링 옴셋을 조정하는 단계이다. 베어링 반력 영향계수는 다음 식(2.62)와 같이 된다. 따라서 반력 영향계수에 각각의 베어링의 옴셋을 변경하면 변경된 각 베어링 반력값을 산출할 수 있다.

$$[R] = [RIN][\delta] + [R_0] \quad (2.62)$$

R : 축계 정렬 해석 결과

RIN : 반력영향계수 (Reaction influence number)

δ : 베어링 옴셋

R_0 : 4)항에서 초기 상태에서 계산된 각 베어링의 반력

Table 2.4 RIN and Initial load (Cold static condition)

	Aft. S/T Brg.	Fwd. S/T Brg.	Inter. Brg.	M/E Brg. #8	M/E Brg. #7	M/E Brg. #6	M/E Brg. #5
	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]
Aft. S/T Brg.	40,159	-92,505	56,954	-17,249	12,788	-179	39
Fwd. S/T Brg.	-92,505	236,002	-171,468	104,707	-77,628	1,090	-242
Inter. Brg.	56,954	-171,468	157,454	-187,929	146,674	-2,061	458
M/E Brg. #8	-17,249	104,707	-187,929	1,287,386	-1,935,932	915,815	-203,572
M/E Brg. #7	12,788	-77,628	146,674	-1,935,932	3,685,955	-2,516,237	835,259
M/E Brg. #6	-179	1,090	-2,061	915,815	-2,516,237	2,848,493	-1,795,498
M/E Brg. #5	39	-242	458	-203,572	835,259	-1,795,498	2,289,026

(a) RIN : Reaction influence number

Aft. S/T Brg.	Fwd. S/T Brg.	Inter. Brg.	M/E Brg. #8	M/E Brg. #7	M/E Brg. #6	M/E Brg. #5
292,216	-77,476	76,805	118,910	-33,543	95,002	86,981

(b) Initial each bearing reaction forces [N]

Table 2.5 Calculation each bearing reaction forces by RIN and offset (Cold static condition)

Brg position	Aft. S/T Brg.	Fwd. S/T Brg.	Inter. Brg.	M/E Brg. #8	M/E Brg. #7	M/E Brg. #6	M/E Brg. #5
Initial load	292,216	-77,476	76,805	118,910	-33,543	95,002	86,981
Real offset	-0.45	-0.45	-1.70	-3.94	-3.94	-3.94	-3.94
Aft. S/T Brg.	-18,072	41,627	-25,629	7,762	-5,755	81	-18
Fwd. S/T Brg.	41,627	-106,201	77,161	-47,118	34,933	-491	109
Inter. Brg.	-96,822	291,496	-267,672	319,479	-249,346	3,504	-779
M/E Brg. #8	67,961	-412,546	740,440	-5,072,301	7,627,572	-3,608,311	802,074
M/E Brg. #7	-50,385	305,854	-577,896	7,627,572	-14,522,663	9,913,974	-3,290,920
M/E Brg. #6	705	-4,295	8,120	-3,608,311	9,913,974	-11,223,062	7,074,262
M/E Brg. #5	-154	953	-1,805	802,074	-3,290,920	7,074,262	-9,018,762

(a) Calculation process by RIN and offset

Aft. S/T Brg.	Fwd. S/T Brg.	Inter. Brg.	M/E Brg. #8	M/E Brg. #7	M/E Brg. #6	M/E Brg. #5
237,105	39,240	29,852	3,181	68,723	93,565	87,302

(b) Calculated each bearing reaction forces [N]

7) 베어링 읍셋 검증

최적화된 베어링 읍셋을 이용하여 축계 정렬을 재해석하고 결과를 검토한다. RIN을 이용하여 반력을 계산한 결과와 축계 정렬 해석 결과가 일치하는 것을 확인하여 베어링 읍셋을 검증한다.

8) 해석 기준 검토

각 베어링의 허용면압 및 하중을 검토하고 굽힘 응력 등 기타 해석 기준들을 만족하는지 확인한다. 최종 축계 정렬 해석 결과에서 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 내면의 경사도를 검토하고, 이때 상대 경사도가 0.3 mm/m을 만족하는지 확인한다. 초과하는 경우에는 선미관 후부 베어링에 내부 경사를 적용하여 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도가 0.3 mm/m 이내가 되도록 조치한다.

9) 최종 축계 정렬 해석

앞에서 수행된 축계 정렬 해석 조건 등을 기준으로 프로펠러축과 중간축 등을 설치하기 위한 갭·색에 대해 계산한다. 그리고 최종 축계 정렬 설치의 검증하기 위해 시행하는 작업 방법과 비교하기 위해서 작업 보정계수와 작업에 작용하는 하중 등을 계산하여 최종 축계 정렬 계산서를 작성한다.

제3장 선미관 후부 베어링의 반력지지점

추진축계에서는 축계와 프로펠러 등의 큰 중량을 지지하기 위하여 베어링은 모두 저널베어링을 이용하고 있다. 저널베어링은 높은 하중을 견디는데 유리한 반면 고속 운전에서는 사용이 어려운 단점이 있다. 하지만 일반 상선의 축계 회전수는 최고 130 rpm을 초과하지 않는 것을 고려하면 선박에서의 저널베어링은 문제가 되지 않는다. 그러나 추진축계의 특성상 최후부에 설치되는 저널베어링인 선미관 후부 베어링은 프로펠러와 프로펠러축의 중량을 외팔보 형상으로 지지하게 되어, 편마모에 발열 및 이상 마모 현상이 발생할 수 있다. 또한 선미관 후부 베어링은 많은 하중을 지지해야 하는 특성상 그 길이 또한 다른 축계 베어링에 비해서 두 배 이상 길어 작용하는 하중이 베어링 내면에 균일하게 작용하기 어려운 문제도 발생한다.

이러한 문제를 해결하기 위해서 선미관 후부 베어링의 경우는 축계 정렬 해석을 수행할 때, 베어링의 반력지지점을 베어링 길이의 중간 지점이 아닌 선미측으로 옮겨서 해석을 수행하고, 수행 후에도 균일한 하중 분포를 위하여 베어링 내면에 경사 가공을 적용하고 있다. 본 장에서는 축계 정렬 해석을 위하여 선급협회에서 제시하는 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대하여 실선을 통하여 고찰하고자 한다.

3.1 선미관 후부 베어링의 반력지지점

축계 정렬 해석을 위해서 축계를 지지하는 베어링의 반력지지점은 하나의 지점으로 고려하는 것이 일반적이다. 선미관 후부 베어링을 제외한 축계 베어링의 길이는 일반적으로 베어링 저널 직경보다 베어링 유효 길이가 짧은 편이며, 이를 고려하여 반력지지점을 베어링 길이의 절반으로 가정하여 해석을 하고 있다. 선급협회에서는 선미관 후부 베어링의 길이를 프로펠러 설계 최소 직경의 두 배 이상을 사용할 것을 규정하고 있다. 즉, 선미관 후부 베어링의 길이는 베어링 저널 직경보다 두 배 이상 길어 하중이 선미측에 집중적으로 작용할 수밖에 없는 구조가 된다.

선미관 후부 베어링에서의 반력지지점은 일반적으로 축계가 구동하지 않는 정적인 조건에서 축 직경을 기준으로, 선미관 후부 베어링의 선미측 끝단에서 ($D/2$)에서 ($D/3$)의 지점을 베어링 반력지지점 위치로 제시하고 있다. 하지만, 이러한 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대해 선급협회에서 요구하는 베어링 반력지지점의 특정 위치는 현재까지 없다.^{[59][60]}

축계 정렬 해석에서 베어링의 수를 증가시키는 것은 축계 정렬 해석에 큰 영향을 주지 않는다. 하지만, 베어링 반력지지점의 수를 증가시키는 것은 축계 정렬 해석에 큰 영향을 미친다. 한

베어링에서 베어링 반력지지점을 추가하게 되면 지지점 사이의 거리가 너무 짧아져 해당 베어링이 위치한 부분의 축계 강성이 크게 증가하기 때문이다. 따라서 모든 베어링을 단일 반력지지점으로 축계 정렬을 해석 후, 해석한 결과를 이용하여 특정 베어링을 복수 반력지지점으로 재해석하여 베어링 하중과 분포와 축과 베어링 사이의 상대각에 대해서 평가하는 것이 일반적이다.

실제 축계에서 베어링 반력지지점의 수는 무한하지만 축계 정렬 해석을 위해 선미관 후부 베어링을 단일 반력지지점으로 가정해야 할 경우, 정확한 반력지지점은 다음 식(3.1)과 같이 이론적인 방법으로 추정할 수가 있다. 반력지지점을 추정하기 위하여 일단 다른 축계 구성 요소의 영향이 없다는 가정으로 보의 평형방정식을 이용할 수 있다. 일반적인 보의 평형방정식에서 알 수 있듯이 모멘트가 영(0)에 가까워지는 지점이 반력지지점이 되기 때문이다. 이를 수식으로 정리하면 식(3.1)과 같이 되고, 구하고자 하는 반력지지점의 정확도에 따라 나누는 지점의 수를 많이 할수록 해석의 정확도는 올라가게 된다. 그러나 해석하고자 하는 축계의 베어링 길이가 축 직경의 세 배보다 작은 경우는 지지점을 열 개 이상을 하더라도 그 정확도에는 큰 차이가 없다.

$$x = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^N x_i F_i \quad (3.1)$$

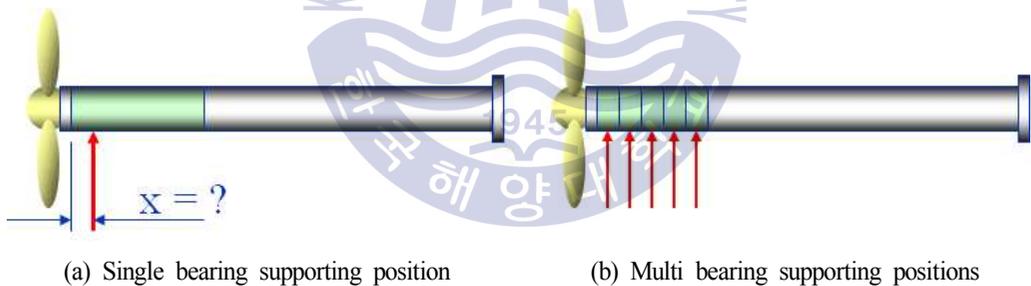


Fig. 3.1 Bearing supporting type in aft stern tube bearing

3.2 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

이 절에서는 선급협회에서 제시되고 있는 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 대해 검토한다. 선미관 후부 베어링을 제외한 다른 축계 베어링은 그 길이가 현저히 짧아서 반력지지점의 변화에 둔감하여, 본 연구에서는 선미관 후부 베어링을 제외한 모든 베어링의 베어링 반력지지점은 유효 길이의 중간에 위치하는 것으로 가정한다.

선박의 크기와 종류에 따라 축계의 축경, 선미관 후부 베어링 길이, 메인 엔진 그리고 프로펠러의 크기는 다르게 된다. 이러한 다양한 특성을 갖는 추진축계의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치를 평가하기 위해 **Table 3.1**과 같이 다양한 선종과 선박의 크기를 갖는 축계에 대해 해석하고 검토하였다.

Table 3.1 Various types of vessels for bearing reaction supporting position analysis

Vessel types	
1	81,000 unit roll-on roll-off car carrier (20,930 DWT)
2	36,000 DWT bulk carrier
3	82,000 CBM class LPG/NH3 carrier (58,448 DWT)
4	6,500 TEU container (59,900 DWT)
5	120,000 DWT class product carrier
6	320,000 DWT crude oil tanker

3.2.1 자동차 전용 운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

첫 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 **Table 3.2**와 같고 **Fig. 3.2**는 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 자동차 전용 운반선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 7S60MC-C 엔진이며, 최대 연속 출력은 105 rpm에서 14,280 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 6.8 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 32,600 kg이다. 축계에서 프로펠러축은 직경 575 mm, 길이 8,090 mm 이며, 중간축은 총 두 개로 직경 470 mm, 길이 16,998 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 25.0 m의 길이를 가진다.

기존에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 **Table 3.3**에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지지점은 선미축에서 232 mm 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/2.5)의 위치이다. 일반적인 반력지지점

인 (D/2)와 (D/3)의 중간값으로 설계가 되었음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 해석을 할 때는 **Table 3.4**와 같이 총 10등분하여 해석을 수행하였으며, 선미부의 끝단을 시작으로 선수부 방향으로 순서를 지정하였다. 또한, 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 앞에서 소개된 베어링 강성 중에서 2.0×10^9 N/m을 기준으로 평가하였다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 118 mm로, 분할된 각각의 베어링 지지점 위치에서의 반력값은 **Table 3.4**와 같다. 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 7번 위치로 주로 선미측에서 하중이 작용한다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측에서 약 282 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/2)의 위치이다. 따라서 본 자동차 전용 운반선의 경우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/2)와 평가된 베어링 강성 정보에서 잘 일치하는 것을 확인하였다.

Table 3.5에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, **Fig. 3.3**은 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 4% (16,000 N)와 선미관 전부 베어링에서는 약 27% (17,000 N)의 차이가 발생함을 확인할 수 있으며, 다른 베어링에서의 편차는 작아서 무시할 수 있는 정도이다. 본 자동차 전용 운반선의 경우에는 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 따라서 선미관 전부 베어링의 반력 변화가 아주 큰 것으로 평가할 수가 있다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지지점의 변화를 **Table 3.6**과 **Fig. 3.4**에서 나타낸다. **Table 3.6**은 각각 고려된 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 특히, 직경 비는 권고되는 (D/3)에서 (D/2)와 비교하기 위한 것이다. 본 자동차 전용 운반선의 경우에는 **Fig. 3.4**에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 1.3×10^9 N/m에서 2.5×10^9 N/m까지의 범위에서 일반적인 베어링 반력지지점이 위치하는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 선미관 후부 베어링에 권고되는 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m 임을 고려한다면 권고되는 선미관 후부 베어링의 반력지지점과 22%의 차이를 가지는 추진축계임을 추정하였다.

Table 3.2 Shafting system specifications of 81,000 unit roll-on roll-off car carrier

Vessel type	81,000 unit roll-on roll-off car carrier
Main engine	MAN B&W 7S60MC-C, MCR 14,280 kW at 105 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	720 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	470 mm × 16,998 mm
Propeller shaft diameter	575 mm × 8,090 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 6,800 mm

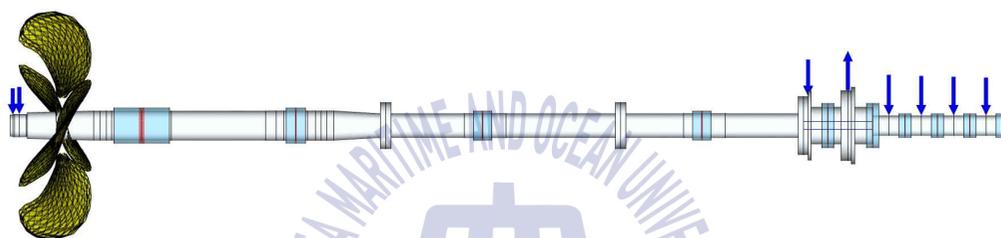


Fig. 3.2 Shaft alignment modeling of 81,000 unit roll-on roll-off car carrier

Table 3.3 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	2,217	0.00	396,460	0.65
Fwd. S/T Brg.	6,469	0.30	61,693	0.29
Inter. Brg. #1	12,044	-3.10	62,438	0.38
Inter. Brg. #2	19,244	-6.85	105,904	0.64
M/E Brg. #9	25,656	-8.20	67,358	0.40
M/E Brg. #8	26,514	-8.20	69,371	0.41
M/E Brg. #7	27,534	-8.20	169,434	1.87
M/E Brg. #6	28,554	-8.20	159,009	1.76
M/E Brg. #5	29,574	-8.20	195,638	2.16
M/E Brg. #4	30,594	-8.20	57,893	0.64

Table 3.4 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	104,578	11,608	0
Aft S/T Brg. #2	118	86,736	10,244,476	26
Aft S/T Brg. #3	236	69,824	16,486,214	42
Aft S/T Brg. #4	355	53,856	19,124,858	49
Aft S/T Brg. #5	473	38,826	18,369,008	47
Aft S/T Brg. #6	591	24,716	14,609,899	37
Aft S/T Brg. #7	709	11,496	8,151,940	21
Aft S/T Brg. #8	828	0	0	0
Aft S/T Brg. #9	946	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,064	0	0	0
F_{Total}	390,032	Calculated reaction position [mm]		223

Table 3.5 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	2,044	0.00	412,431	0.62
Fwd. S/T Brg.	6,469	0.30	44,768	0.37
Inter. Brg. #1	12,044	-3.10	63,559	0.37
Inter. Brg. #2	19,244	-6.85	105,666	0.64
M/E Brg. #9	25,656	-8.20	67,625	0.40
M/E Brg. #8	26,514	-8.20	69,176	0.42
M/E Brg. #7	27,534	-8.20	169,432	1.87
M/E Brg. #6	28,554	-8.20	159,010	1.76
M/E Brg. #5	29,574	-8.20	195,638	2.16
M/E Brg. #4	30,594	-8.20	57,893	0.64

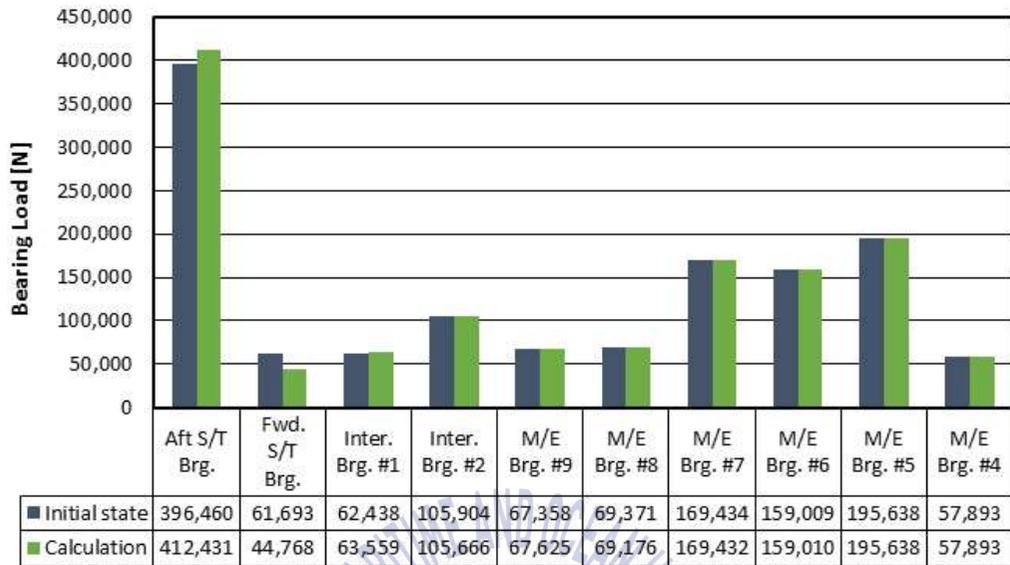


Fig. 3.3 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.6 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	408	327	262	223	196
Diameter ratio [%]	142	114	91	78	68
Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	177	160	147	137	127
Diameter ratio [%]	61	56	51	48	44

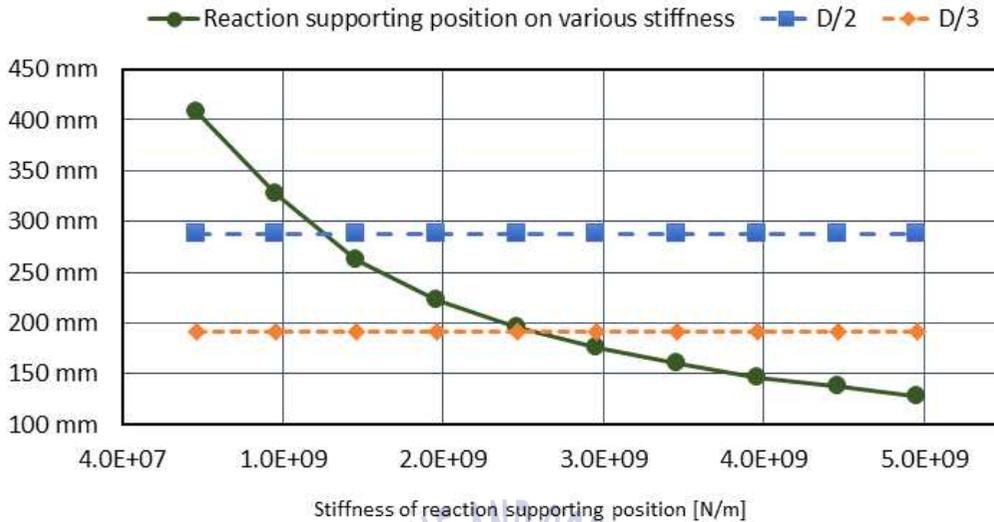


Fig. 3.4 Bearing reaction supporting position on various stiffness

3.2.2 선적 화물선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

두 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.7과 같고 Fig. 3.5는 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 중소형 선적 화물선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 5S50ME-B 엔진이며, 최대 연속 출력은 99 rpm에서 6,010 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 6.1 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 16,000 kg이다. 축계에서 프로펠러축은 직경 455 mm, 길이 7,250 mm 이며, 중간축은 하나로 직경 365 mm, 길이 7,500 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 14.75 m의 길이를 가진다.

기존에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 3.8에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지지점은 선미축에서 313 mm 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/1.42)의 위치이다. 일반적인 반력지지점인 (D/2)와 (D/3)임을 고려한다면 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 상당히 선수측으로 이동 시켜서 설계를 하였음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 축계 정렬 해석을 수행한 결과는 Table 3.9에 나타내고 있다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 104 mm이며, 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 5번까지, 즉 베어링 길이의 절반부까지 선미축에서 하중이 작용한다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미축에

서 약 111 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/4)의 위치이다. 따라서 본 산적화물선의 경우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/3)와 평가된 베어링 강성 정보에서 약 37 mm 차이가 나는 것을 확인하였다

Table 3.10에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, Fig. 3.6은 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 6% (16,000 N)과 선미관 전부 베어링에서는 약 47% (12,400 N)의 차이가 발생함을 확인할 수 있으며, 다른 베어링에서의 편차는 작아서 무시할 수 있는 크기이다. 본 선적 화물선의 경우에는 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 따라서 선미관 전부 베어링의 반력 변화가 아주 큰 것으로 평가할 수가 있다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지지점의 변화를 Table 3.11과 Fig. 3.7에서 나타낸다. Table 3.11은 각각 고려된 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 본 선적 화물선의 경우에는 Fig. 3.7에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 6.5×10^8 N/m에서 1.35×10^9 N/m까지의 범위에서 일반적인 베어링 반력지지점이 위치하는 것을 확인할 수 있다. 선미관 후부 베어링에 권고되는 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m 임을 고려한다면 권고되는 선미관 후부 베어링의 반력지지점과 34%의 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정에서, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시에 설계치보다 최소 47% 정도 높은 하중이 선미관 전부 베어링에 작용할 수 있다는 것을 해석된 결과를 토대로 예측할 수 있다.

Table 3.7 Shafting system specifications of 36,000 DWT bulk carrier

Vessel type	36,000 DWT bulk carrier
Main engine	MAN B&W 5S50ME-B, MCR 6,010 kW at 99 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	618 mm / 85 mm
Intermediate shaft diameter	370 mm × 7,250 mm
Propeller shaft diameter	445 mm × 7,500 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 6,100 mm

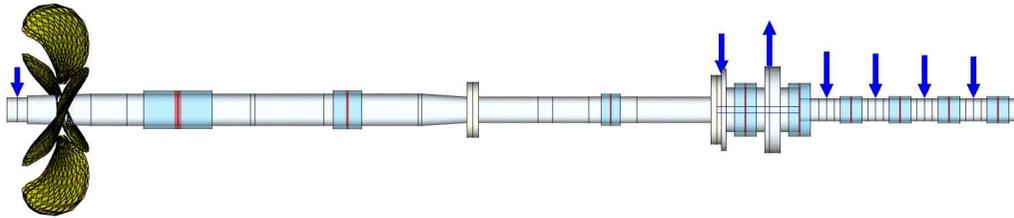


Fig. 3.5 Shaft alignment modeling of 36,000 DWT bulk carrier

Table 3.8 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	1,963	0.35	210,566	0.50
Fwd. S/T Brg.	5,525	0.95	26,572	0.15
Int. Brg.	10,550	-1.53	38,494	0.40
M/E Brg. #7	15,169	-3.00	6,140	0.02
M/E Brg. #6	15,925	-2.91	88,449	0.27
M/E Brg. #5	16,799	-2.81	106,191	0.73
M/E Brg. #4	17,673	-2.71	103,415	0.71
M/E Brg. #3	18,547	-2.61	111,431	0.77
M/E Brg. #2	19,421	-2.51	38,941	0.27

Table 3.9 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	76,630	0	0
Aft S/T Brg. #2	104	56,915	5,919,160	30
Aft S/T Brg. #3	209	38,127	7,968,543	41
Aft S/T Brg. #4	313	20,246	6,336,998	32
Aft S/T Brg. #5	418	3,232	1,350,976	7
Aft S/T Brg. #6	522	0	0	0
Aft S/T Brg. #7	627	0	0	0
Aft S/T Brg. #8	731	0	0	0
Aft S/T Brg. #9	836	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	940	0	0	0
F_{Total}	195,150	Calculated reaction position [mm]		111

Table 3.10 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	1,761	0.35	198,702	0.47
Fwd. S/T Brg.	5,525	0.95	38,950	0.22
Int. Brg.	10,550	-1.53	37,823	0.39
M/E Brg. #7	15,169	-3.00	6,549	0.02
M/E Brg. #6	15,925	-2.91	88,273	0.27
M/E Brg. #5	16,799	-2.81	106,103	0.73
M/E Brg. #4	17,673	-2.71	103,423	0.71
M/E Brg. #3	18,547	-2.61	111,433	0.77
M/E Brg. #2	19,421	-2.51	38,941	0.27

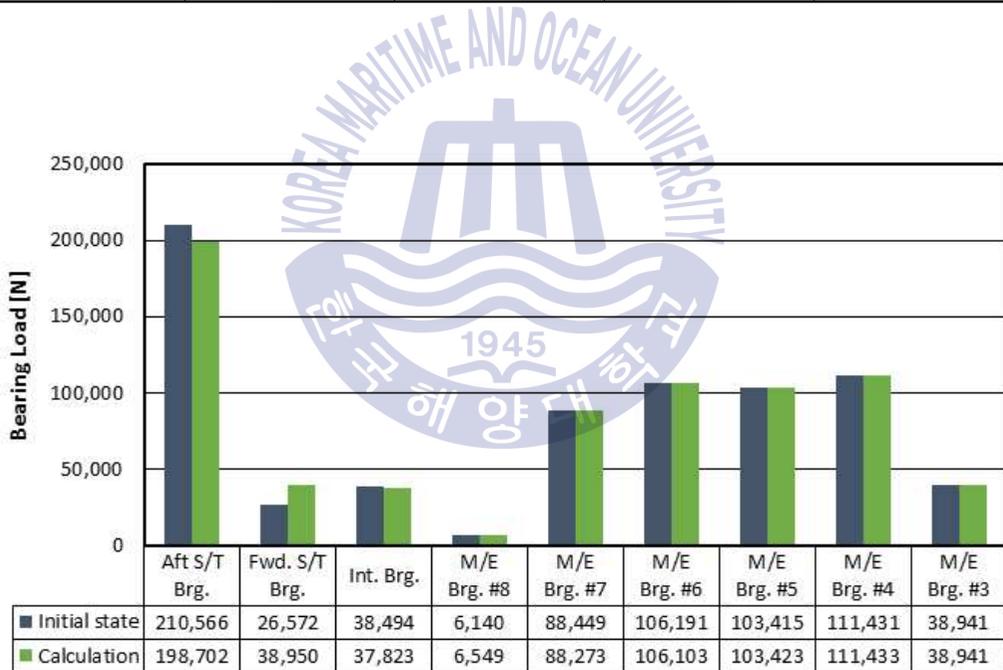


Fig. 3.6 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.11 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	252	170	133	111	95
Diameter ratio [%]	113	76	60	50	43

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	84	73	66	61	57
Diameter ratio [%]	38	33	30	28	26

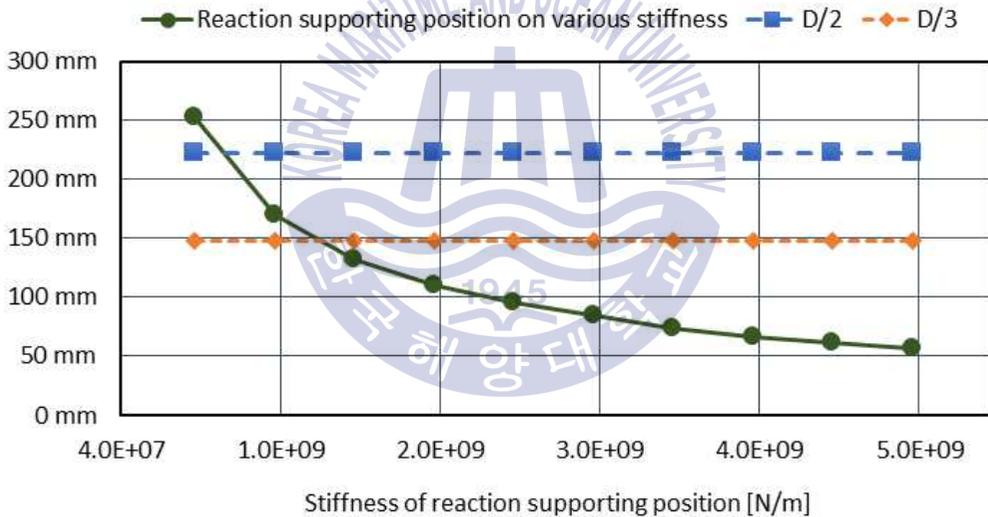


Fig. 3.7 Bearing reaction supporting position on various stiffness

3.2.3 액화석유운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

세 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 **Table 3.12**와 같고, **Fig. 3.8**은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 액화석유운반선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S60MC-C 엔진이며, 최대 연속 출력은 105 rpm에서 13,570 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 7.0 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 27,600 kgf이다. 축계에서 프로펠러축은 직경 565 mm, 길이 7,624 mm 이며, 중간축은 하나로 직경 320 mm, 길이 10,500 mm로 메인 엔진

축을 제외하고 약 18.0 m의 길이를 가진다.

기준에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 **Table 3.13**에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지점은 선미축에서 282 mm 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/2)의 위치이다. 일반적인 베어링 반력 지지점인 (D/2)에 따라서 설계가 되었음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 축계 정렬 해석을 수행한 결과는 **Table 3.14**에 나타내고 있다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 119 mm이며, 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 8번까지, 주로 선미축에서 하중이 작용한다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미축에서 약 251 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 (D/2)에서 선수 방향으로 31 mm 이동한 위치이다. 따라서 본 액화석유 운반선의 경우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/2)와 평가된 베어링 강성 정보에서 유사한 특성을 가지는 것을 확인하였다.

Table 3.15에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, **Fig. 3.9**는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 1% (3,100 N)과 선미관 전부 베어링에서는 약 6% (3,200 N)의 차이가 발생함을 확인할 수 있으며, 다른 베어링과 선미관 후부 베어링의 편차는 작아서 무시할 수 있는 크기이다. 본 액화석유 운반선의 경우에는 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 따라서 선미관 전부 베어링의 반력 변화가 아주 미미한 것으로 평가할 수가 있다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지지점의 변화를 **Table 3.16**과 **Fig. 3.10**에서 나타낸다. **Table 3.16**은 각각 고려된 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력 지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 본 액화석유 운반선의 경우에는 **Fig. 3.10**에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 1.5×10^9 N/m에서 3.0×10^9 N/m까지의 범위에서 일반적인 베어링 반력지지점이 위치하는 것을 확인할 수 있다. 선미관 후부 베어링에 권고되는 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m 임을 고려한다면 권고되는 선미관 후부 베어링의 반력지지점과 11%의 차이를 가지는 추진축계임을 추정할 수 있다.

Table 3.12 Shafting system specifications of 82,000 CBM class LPG carrier

Vessel type	82,000 CBM class LPG carrier
Main engine	MAN B&W 6S60MC-C, MCR 13,570 kW at 105 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	720 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	320 mm × 10,500 mm
Propeller shaft diameter	565 mm × 7,624 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 7,000 mm

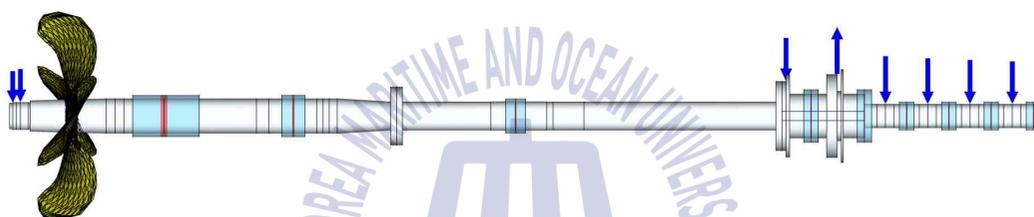


Fig. 3.8 Shaft alignment modeling of 82,000 CBM class LPG carrier

Table 3.13 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	2,262	0.00	350,205	0.58
Fwd. S/T Brg.	5,965	0.00	53,155	0.25
Int. Brg.	12,540	-3.53	73,628	0.49
M/E Brg. #8	18,592	-5.18	26,095	0.16
M/E Brg. #7	19,450	-5.18	79,720	0.48
M/E Brg. #6	20,470	-5.18	162,966	1.8
M/E Brg. #5	21,490	-5.18	152,614	1.69
M/E Brg. #4	22,510	-5.18	187,852	2.08
M/E Brg. #3	23,530	-5.18	55,584	0.61

Table 3.14 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	85,298	0	0
Aft S/T Brg. #2	119	71,426	8,499,694	25
Aft S/T Brg. #3	238	58,401	13,899,438	41
Aft S/T Brg. #4	357	46,239	16,507,323	48
Aft S/T Brg. #5	476	34,943	16,632,868	49
Aft S/T Brg. #6	594	24,499	14,552,406	43
Aft S/T Brg. #7	713	14,888	10,615,144	31
Aft S/T Brg. #8	832	6,080	5,058,560	15
Aft S/T Brg. #9	951	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,070	0	0	0
F _{Total}	341,774	Calculated reaction position [mm]		251

Table 3.15 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	2,231	0.00	347,118	0.57
Fwd. S/T Brg.	5,965	0.00	56,373	0.27
Int. Brg.	12,540	-3.53	73,448	0.49
M/E Brg. #8	18,592	-5.18	26,274	0.16
M/E Brg. #7	19,450	-5.18	79,590	0.48
M/E Brg. #6	20,470	-5.18	162,965	1.80
M/E Brg. #5	21,490	-5.18	152,615	1.69
M/E Brg. #4	22,510	-5.18	187,852	2.08
M/E Brg. #3	23,530	-5.18	55,584	0.61

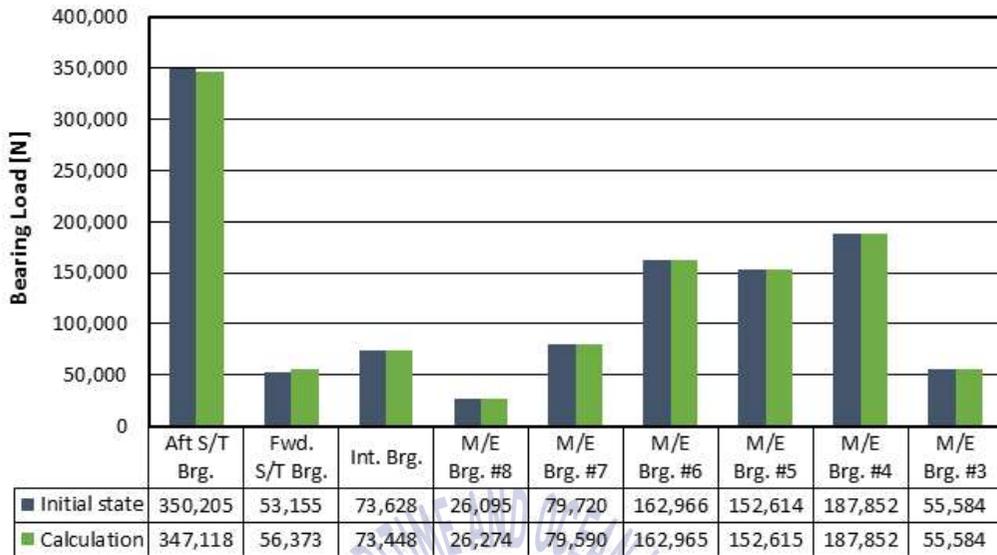


Fig. 3.9 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.16 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	423	356	294	251	220
Diameter ratio [%]	150	126	104	89	78
Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	198	181	167	153	144
Diameter ratio [%]	70	64	59	54	51

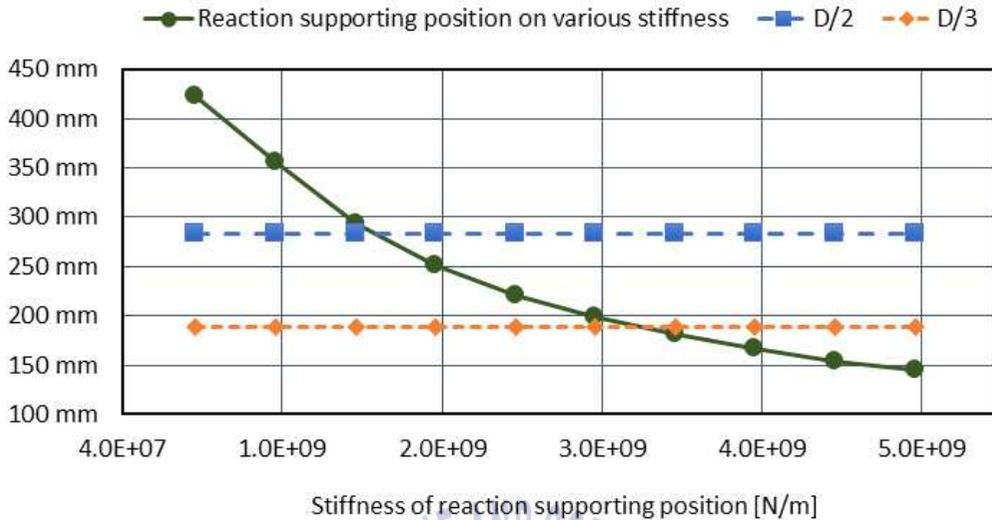


Fig. 3.10 Bearing reaction supporting position on various stiffness

3.2.4 컨테이너선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

네 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.17과 같고, Fig. 3.11은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 컨테이너선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 10K98ME-C 엔진이며, 최대 연속 출력은 104 rpm에서 57,100 kW이다. 프로펠러의 날개는 6익, 직경은 약 8.4 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 86,500 kgf이다. 축계에서 프로펠러축은 직경 905 mm, 길이 12,152 mm 이며, 중간축은 총 두개로 직경 745 mm, 길이 24,870 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 37.0 m의 아주 긴 길이를 가진다.

기존에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 3.18에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지지점은 선미축에서 400 mm가 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/2.26)의 위치이다. 일반적인 반력지지점인 (D/2)와 (D/3)의 사이에서 선수축으로 치우쳐서 설계가 되었음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 축계 정렬 해석을 수행한 결과는 Table 3.19에 나타내고 있다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 222 mm이며, 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 10번까지, 전체 지지점에 하중이 작용하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 이는 프로펠러의 중량에 비해 프로펠러축의 강성이 크지 않은 축계임을 확인할 수 있다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미축에서 약 622 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/1.45)의 위치이다. 따라서 본 컨테이너선의 경

우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/2)와 평가된 베어링 강성 정보에서 약 170 mm가 차이나는 것을 확인하였다. 이는 실제 설계값보다 베어링 반력지지점이 선수측에 위치하고 있다는 것을 예측할 수 있다.

Table 3.20에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, **Fig. 3.12**는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 7% (84,000 N)의 차이나는 것을 확인할 수 있으며, 선미관 전부 베어링에서는 변경된 베어링 반력지지점을 적용 시에는 하중 작용하는 않는 것을 확인할 수 있다. 이는 본 컨테이너선에서의 축계 정렬 작업 시에 선체 변형이 없다고 가정하는 경우, 하중이 작용하지 않아 축계 지지 강성 저하를 야기 시켜 횡진동 고유진동수가 선박의 운항 영역까지 저하하여 선미관 전부 베어링의 손상 및 전부 선미관 봉수 장치의 파손을 야기할 수 있으며, 선미관 후부 베어링 및 중간축 베어링에 작용하는 하중이 증가하여 피로 수명측면에서 문제를 야기할 수 있다는 것을 예측할 수 있다. 실제 본 선박의 경우, 전부 선미관에서 봉수 장치의 누유문제로 사고가 보고된 적이 있다. 반면 전체적으로 재해석된 베어링 반력의 변화는, 선미관 전부 베어링을 제외한 다른 베어링에서는 편차가 작아서 무시할 수 있는 크기이다. 본 컨테이너선의 경우에는 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 따라서 선미관 전부 베어링의 반력 변화가 아주 큰 것을 확인하였다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지지점의 변화를 **Table 3.21**과 **Fig. 3.13**에서 나타낸다. **Table 3.21**은 각각 고려된 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 본 컨테이너선의 경우에는 **Fig. 3.13**에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 3.5×10^8 N/m 이상에서 권장되는 범위에 있지만, 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m을 기준으로 평가한다면 **Table 3.21**에서 직경비로 73%로 권고되는 베어링 반력지지점에 비해 선수측에 위치하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정 하에서, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시, 선미관 베어링에서는 설계값과 실제 설치된 베어링의 하중이 차이가 크게 날 수 있다는 것을 예측할 수 있다.

Table 3.17 Shafting system specifications of 6,500 TEU container

Vessel type	6,500 TEU container
Main engine	MAN B&W 10K980ME-C, MCR 57,100 kW at 104 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	1,062 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	745 mm × 24,870 mm
Propeller shaft diameter	905 mm × 12,152 mm
Propeller	6 blade fixed pitch, Dia. 8,400 mm

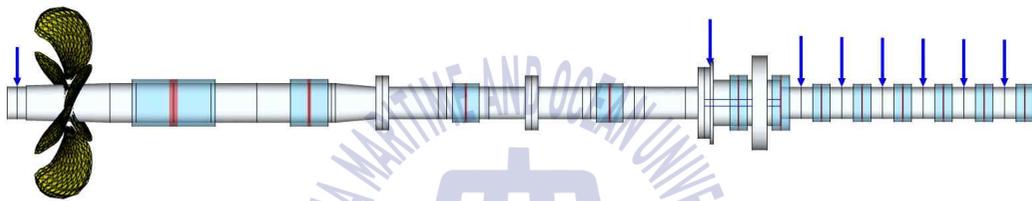


Fig. 3.11 Shaft alignment modeling of 6,500 TEU container

Table 3.18 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	3,412	0.00	1,227,880	0.68
Fwd. S/T Brg.	10,387	0.00	88,546	0.11
Int. Brg. #1	18,662	-1.85	352,285	0.73
Int. Brg. #2	29,637	-3.85	388,908	0.81
M/E Brg. #12	37,847	-5.00	223,018	0.50
M/E Brg. #11	38,867	-5.00	388,857	0.87
M/E Brg. #10	40,617	-5.00	494,590	1.6
M/E Brg. #9	42,367	-5.00	481,274	1.56
M/E Brg. #8	44,117	-5.00	487,433	1.58
M/E Brg. #7	45,867	-5.00	467,392	1.52

Table 3.19 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	255,368	28,346	0
Aft S/T Brg. #2	222	220,315	48,934,385	39
Aft S/T Brg. #3	444	187,503	83,272,145	66
Aft S/T Brg. #4	667	157,024	104,752,438	84
Aft S/T Brg. #5	889	128,915	114,619,745	92
Aft S/T Brg. #6	1,111	103,167	114,629,989	92
Aft S/T Brg. #7	1,333	79,738	106,299,605	85
Aft S/T Brg. #8	1,556	58,555	91,118,080	73
Aft S/T Brg. #9	1,778	39,529	70,286,950	56
Aft S/T Brg. #10	2,000	22,553	45,108,503	36
F _{Total}	1,252,667	Calculated reaction position [mm]		622

Table 3.20 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg.	2,044	0.00	1,312,189	0.72
Fwd. S/T Brg.	6,469	0.30	0	0.00
Int. Brg. #1	12,044	-3.10	356,768	0.74
Int. Brg. #2	19,244	-6.85	388,532	0.81
M/E Brg. #12	25,656	-8.20	223,531	0.5
M/E Brg. #11	26,514	-8.20	388,480	0.87
M/E Brg. #10	27,534	-8.20	494,581	1.6
M/E Brg. #9	28,554	-8.20	481,276	1.56
M/E Brg. #8	29,574	-8.20	487,433	1.58
M/E Brg. #7	30,594	-8.20	467,392	1.52

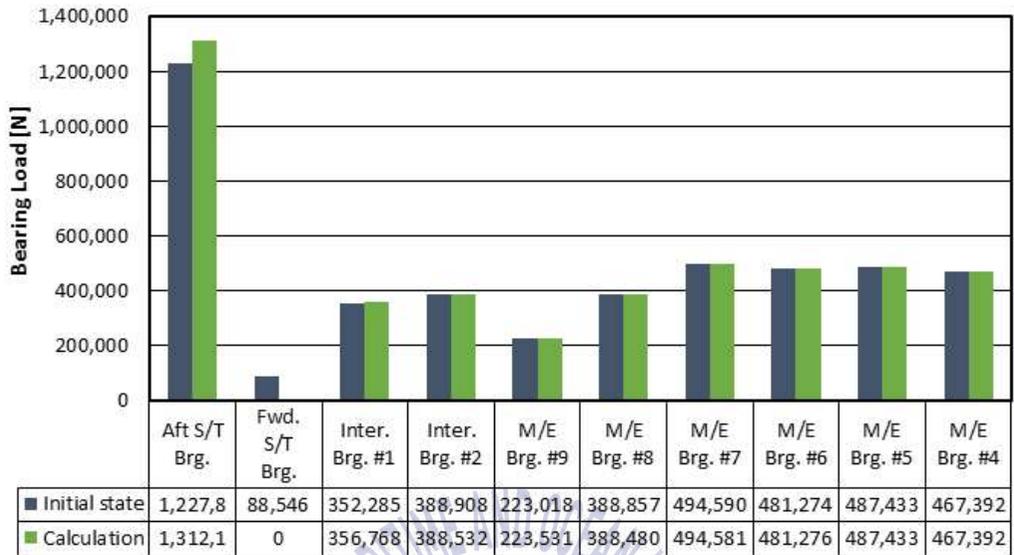


Fig. 3.12 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.21 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	838	761	689	622	559
Diameter ratio [%]	185	168	152	137	123
Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	507	465	432	403	381
Diameter ratio [%]	112	103	96	89	84

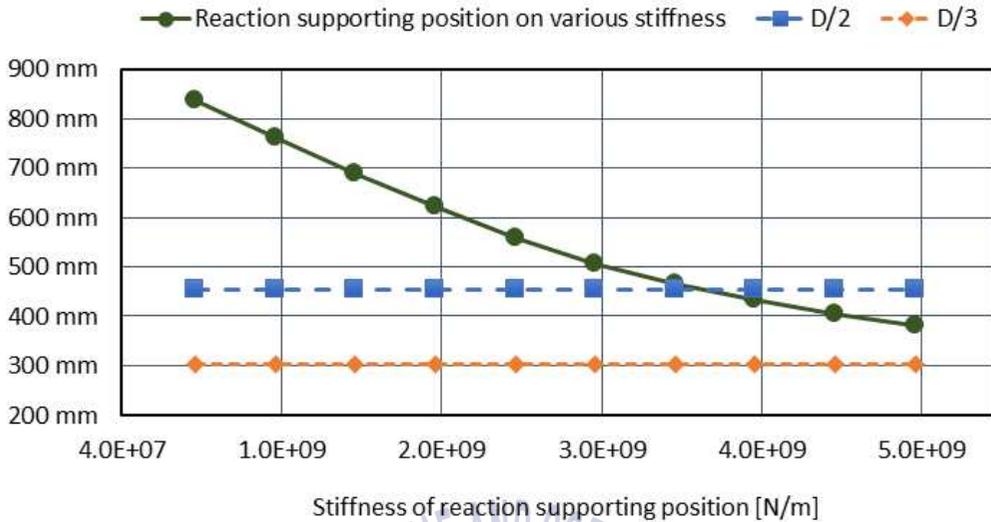


Fig. 3.13 Bearing reaction supporting position on various stiffness

3.2.5 정유운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

다섯 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.22와 같으며, Fig. 3.14는 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 정유운반선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S70ME-C 엔진이며, 최대 연속 출력은 91 rpm에서 16,350 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 8.0 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 41,570 kgf이다. 축계에서 프로펠러축은 직경 665 mm, 길이 7,766 mm 이며, 중간축은 하나이며 직경 570 mm, 길이 8,072 mm로 메인 엔진 축을 제외하고 약 15.8m의 길이를 가진다.

기존에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 3.23에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지지점은 선미축에서 332 mm 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/2)의 위치이다. 일반적인 반력지지점인 (D/2)를 참고해서 설계가 되었음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 축계 정렬 해석을 수행한 결과는 Table 3.24에 나타내고 있다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 160 mm이며, 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 9번까지, 전체적으로 지지점에 하중이 작용하고 있다는 것을 확인할 수 있으며, 이는 프로펠러의 중량에 비해 프로펠러축의 중량이 작지 않으며 강성 또한 큰 축계임을 확인할 수 있다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미축에서 약 374 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/1.78)의 위치이다.

따라서 본 정유운반선의 경우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/2)와 평가된 베어링 강성 정보에서 약 42 mm가 차이가 나는 것을 확인하였다. 이는 실제 설계값보다 베어링 반력지지점이 선미측에 위치하고 있다는 것을 예측할 수 있다.

Table 3.25에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, Fig. 3.15는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 2% (12,000 N)와 전부 선미관에서 약 15% (14,000 N)이 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 또한 중간축 베어링에서는 약 5% (7,400 N)와 최후부 메인 엔진 베어링에서 약 4% (5,400 N)이 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 다른 베어링에서의 편차는 작아서 무시할 수 있는 크기이다. 이는 본 정유운반선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 축계 정렬 해석에 전체적으로 영향을 준다는 것으로 평가할 수 있다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지지점의 변화를 Table 3.26과 Fig. 3.16에서 나타낸다. Table 3.26은 각각 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 본 정유운반선의 경우에는 Fig. 3.16에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 2.5×10^9 N/m 이상에서 권장되는 범위에 있지만, 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m을 기준으로 평가한다면 Table 3.26에서 직경비로 112%로 권고되는 베어링 반력지지점에 비해 선수측에 위치하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정 하에서, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시에 선미관 베어링에서는 설계값과 실제 설치된 베어링의 하중이 차이가 크게 날 수 있다는 것을 예측할 수 있다.

Table 3.22 Shafting system specifications of 120,000 DWT class product carrier

Vessel type	120,000 DWT class product carrier
Main engine	MAN B&W 6S70ME-C, MCR 16,350 kW at 91 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	840m / 150 mm
Intermediate shaft diameter	570 mm × 8,072 mm
Propeller shaft diameter	665 mm × 7,766 mm
Propeller	4blade fixed pitch, Dia. 8,000 mm

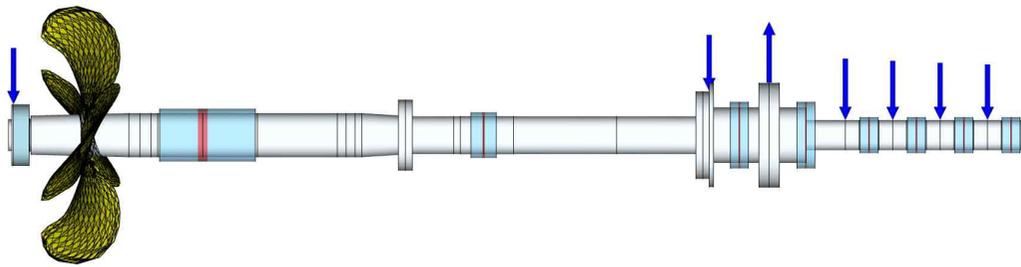


Fig. 3.14 Shaft alignment modeling of 120,000 DWT class product carrier

Table 3.23 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	2,604	0.00	567,171	0.59
Int. Brg.	8,942	-0.61	93,164	0.43
M/E Brg. #8	16,386	-2.61	59,723	0.26
M/E Brg. #7	17,386	-2.61	132,252	0.58
M/E Brg. #6	18,575	-2.61	249,394	2.03
M/E Brg. #5	19,765	-2.61	234,115	1.90
M/E Brg. #4	20,955	-2.61	288,016	2.34
M/E Brg. #3	22,145	-2.61	85,233	0.69

Table 3.24 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{\text{Total}}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	132,544	0	0
Aft S/T Brg. #2	160	111,846	17,895,360	32
Aft S/T Brg. #3	320	92,548	29,615,360	52
Aft S/T Brg. #4	480	74,694	35,853,120	63
Aft S/T Brg. #5	640	58,294	37,308,160	66
Aft S/T Brg. #6	800	43,329	34,663,200	61
Aft S/T Brg. #7	960	29,763	28,572,480	50
Aft S/T Brg. #8	1,120	17,542	19,647,040	35
Aft S/T Brg. #9	1,280	6,606	8,455,680	15
Aft S/T Brg. #10	1,440	0	0	0
F_{Total}	567,166	Calculated reaction position [mm]		374

Table 3.25 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	2,044	0.00	579,222	0.6
Int. Brg.	6,469	0.30	79,152	0.36
M/E Brg. #8	12,044	-3.10	67,100	0.29
M/E Brg. #7	19,244	-6.85	126,839	0.56
M/E Brg. #6	25,656	-8.20	249,392	2.03
M/E Brg. #5	26,514	-8.20	234,115	1.90
M/E Brg. #4	27,534	-8.20	288,016	2.34
M/E Brg. #3	28,554	-8.20	85,233	0.69

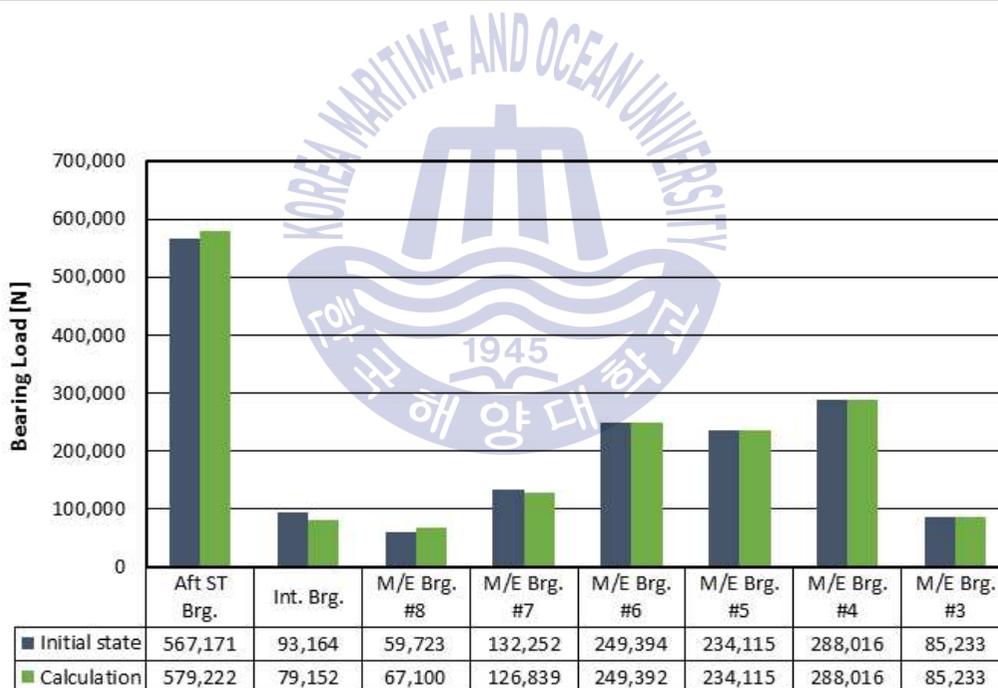


Fig. 3.15 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.26 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	585	505	434	374	331
Diameter ratio [%]	176	152	131	112	100

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	298	275	253	237	223
Diameter ratio [%]	90	83	76	71	67

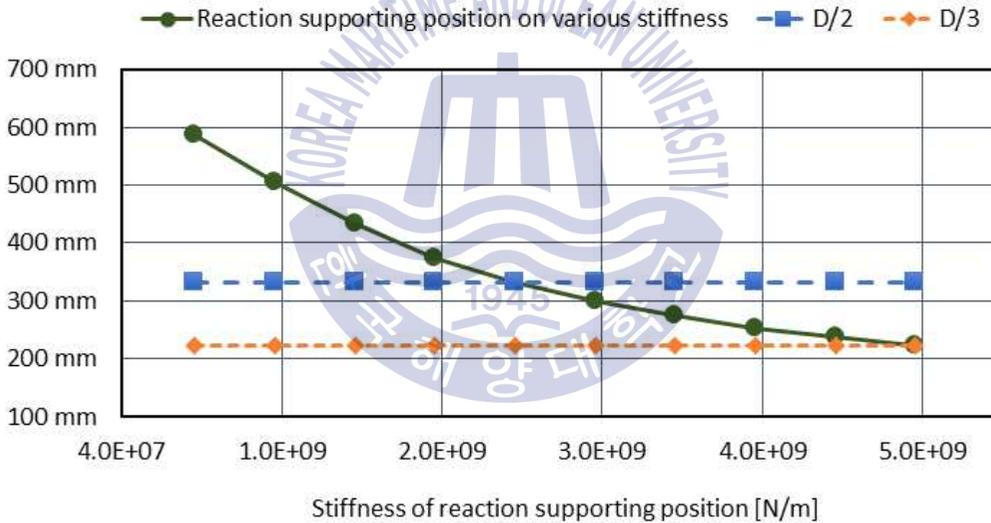


Fig. 3.16 Bearing reaction supporting position on various stiffness

3.2.6 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

여섯 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.27과 같으며, Fig. 3.17은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여준다. 선종은 대형유조선으로, 메인 엔진은 WARTSILA사의 7RT-flex84T-D 엔진이며, 최대 연속 출력은 76 rpm에서 29,404 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 10.0 m, 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 72,810 kgf이다. 축계에서 프로펠러 축은 직경 815 mm, 길이 10,005 mm 이며, 중간축은 하나이며 직경 670 mm, 길이 9,230 mm로 메

인 엔진축을 제외하고 약 19.2 m의 길이를 가진다.

기존에 설계된 축계 정보를 바탕으로 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 **Table 3.28**에서 나타낸다. 초기 상태의 조건에서의 선미관 후부 베어링 반력지점은 선미축에서 272 mm 떨어진 위치가 적용 되었으며, 이는 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/3)의 위치이다. 일반적인 반력지점인 (D/3)를 참고해서 설계가 되었음을 확인하였다.

선미관 후부 베어링의 반력지점을 평가하기 위해서 선미관 후부 베어링을 분할하여 축계 정렬 해석을 수행한 결과는 **Table 3.29**에 나타내고 있다. 해석된 지지점과 지지점 간의 거리는 201 mm이며, 분할된 베어링 지지점에서 반력이 작용하는 부분은 1번에서 10번까지, 전체 지지점에 하중이 작용하고 있다는 것을 확인할 수 있으며, 이는 프로펠러의 중량에 비해 프로펠러축의 강성이 크지 않은 축계임을 확인할 수 있다. 평가된 선미관 후부 베어링의 반력지점은 선미축에서 약 536 mm로 프로펠러축의 직경과 비교하면 약 (D/1.52)의 위치이다. 따라서 본 대형유조선의 경우에는 일반적인 추천 범위 중에서 (D/2)와 평가된 베어링 강성 정보에서 약 264 mm 차이가 나는 것을 확인하였다. 이는 실제 설계값보다 베어링 반력지점이 선수축에 위치하고 있다는 것을 예측할 수 있다.

Table 3.30에서는 변경된 선미관 후부 베어링의 반력지점으로 해석된 축계 정렬 해석 결과를 나타내며, **Fig. 3.18**은 선미관 후부 베어링의 반력지점이 초기 상태일 때와 수정한 상태에서 각각의 축계 정렬 해석 결과를 비교하고 있다. 선미관 후부 베어링에서는 약 6% (57,000 N)과 전부 선미관에서 약 45% (63,450 N)이 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 또한, 중간축 베어링에서는 약 6% (5,900 N)과 최후부 메인 엔진 베어링에서 약 30% (4,050 N)이 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 다른 베어링에서의 편차는 작아서 무시할 수 있는 크기이다. 이는 본 대형유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지점이 축계 정렬 해석에 전체적으로 영향을 준다는 것을 알 수 있다.

베어링 지지 강성 변화에 따른 후부 베어링 반력지점의 변화를 **Table 3.31**과 **Fig. 3.19**에서 나타낸다. **Table 3.31**은 각각 고려된 베어링 지지 강성에서의 평가된 선미관 후부 베어링의 반력 지지점을 프로펠러축 직경의 비로 나타내고 있다. 본 대형유조선의 경우에는 **Fig. 3.19**에서 보여주는 것과 같이 베어링 지지 강성이 3.5×10^9 N/m 이상에서 권장되는 범위에 있지만, 베어링 지지 강성이 2.0×10^9 N/m을 기준으로 평가한다면 **Table 3.31**에서 직경비로 132%로 권고되는 베어링 반력지점에 비해 선수축에 위치하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정 하에서, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시에 선미관 베어링에서는 설계값과 실제 설치된 베어링의 하중이 차이가 크게 날 수 있다는 것을 추정할 수 있다.

Table 3.27 Shafting system specifications of 320,000 DWT class crude oil tanker

Vessel type	320,000 DWT class crude oil tanker
Main engine	WARTSILA 7RT-flex84T-D, MCR 29,350 kW at 76 rpm
Crankshaft diameter (O.D./I.D.)	980 mm
Intermediate shaft diameter	670 mm × 9,230 mm
Propeller shaft diameter	815 mm × 10,005 mm
Propeller	4blade fixed pitch, Dia. 10,000 mm

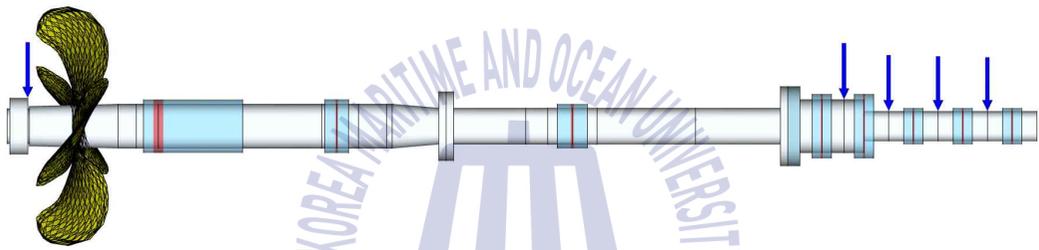


Fig. 3.17 Shaft alignment modeling of 320,000 DWT class crude oil tanker

Table 3.28 Initial state bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	2,757	0.00	958,570	0.65
Fwd. ST Brg.	8,010	0.00	142,259	0.4
Int. Brg.	13,305	-2.49	146,201	0.39
M/E Brg. #1	20,105	-4.55	18,505	0.24
M/E Brg. #2	21,105	-4.55	450,154	5.74
M/E Brg. #3	22,605	-4.55	370,664	8.39
M/E Brg. #4	24,105	-4.55	439,730	9.95
M/E Brg. #5	25,605	-4.55	151,690	3.43

Table 3.29 Calculation of theoretical bearing reaction supporting position

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	208,311	0	0
Aft S/T Brg. #2	201	178,620	35,902,620	37
Aft S/T Brg. #3	402	150,813	60,626,826	62
Aft S/T Brg. #4	603	124,985	75,365,955	77
Aft S/T Brg. #5	804	101,180	81,348,720	83
Aft S/T Brg. #6	1,006	79,402	79,878,412	81
Aft S/T Brg. #7	1,207	59,625	71,967,375	73
Aft S/T Brg. #8	1,408	41,799	58,852,992	60
Aft S/T Brg. #9	1,609	25,856	41,602,304	42
Aft S/T Brg. #10	1,810	11,721	21,215,010	22
F _{Total}	982,312	Calculated reaction position [mm]		536

Table 3.30 Calculated bearing reaction supporting position

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	3,021	0.00	1,015,228	0.69
Fwd. ST Brg.	8,010	0.00	78,809	0.22
Int. Brg.	13,305	-2.49	154,526	0.42
M/E Brg. #1	20,105	-4.55	12,920	0.16
M/E Brg. #2	21,105	-4.55	454,201	5.79
M/E Brg. #3	22,605	-4.55	370,671	8.39
M/E Brg. #4	24,105	-4.55	439,728	9.95
M/E Brg. #5	25,605	-4.55	151,690	3.43

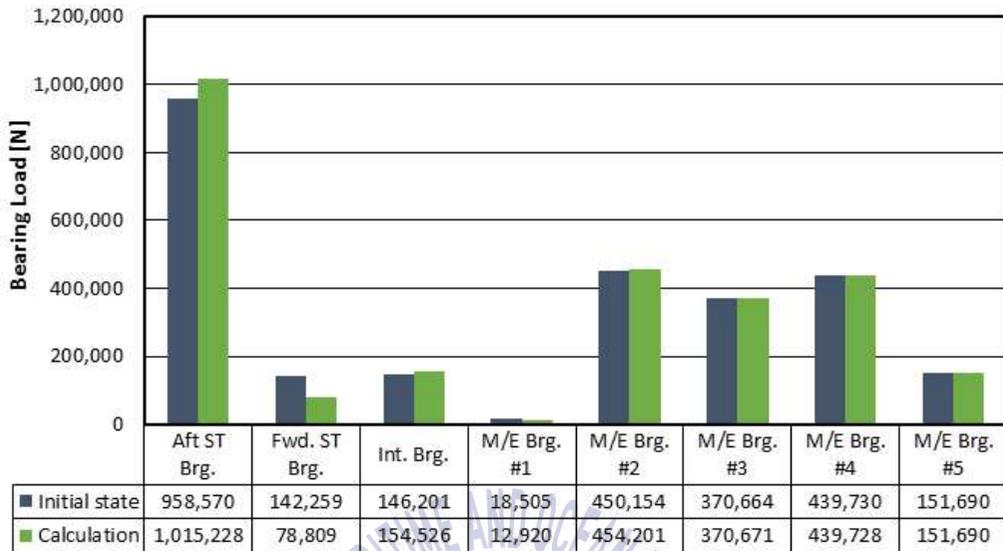


Fig. 3.18 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting position

Table 3.31 Bearing reaction supporting position ratio at various stiffness

Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	5.0×10^8	1.0×10^9	1.5×10^9	2.0×10^9	2.5×10^9
	735	666	600	536	477
Diameter ratio [%]	180	163	147	132	117
Reaction supporting position [mm]	Stiffness of reaction supporting position [N/m]				
	3.0×10^9	3.5×10^9	4.0×10^9	4.5×10^9	5.0×10^9
	433	399	368	346	325
Diameter ratio [%]	106	98	90	85	80

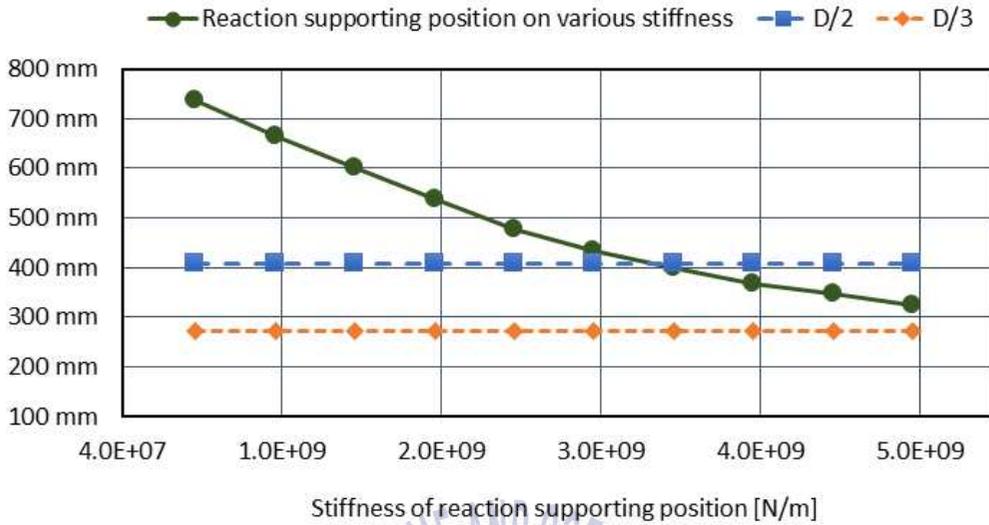


Fig. 3.19 Bearing reaction supporting position on various stiffness



제4장 에너지 효율 설계지수(EEDI) 적용 선박의 선미관 후부 베어링의 반력지지점

2013년 1월부터 발효된 에너지 효율 설계지수(Energy Efficiency Design Index, EEDI)나 선박 에너지 효율관리 계획서(Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP)와 같은 국제협약은 지구 온난화 문제 해결하기 위해 선박에서 발생하는 이산화탄소의 배출량을 제한하는 친환경 선박의 건조를 의무화하고 있다. 특히, 환경 영향과 경제적 이득의 비를 나타내는 EEDI를 개선하기 위하여, 대표적인 방안이 추진축계의 저속 운항을 통한 EEDI를 개선하는 것이다. 이를 위해 저속 운항에서 추진축계의 효율을 증대시키기 위한 초장행정 엔진(Green ultra long stroke)과 이에 최적화된 프로펠러를 적용하고 있다. [61]-[64]

이 장에서는 EEDI에 따라 변경된 프로펠러가 축계 정렬에 미치는 영향을 확인하기 위하여 선미관 후부 베어링에서의 반력지지점 위치 변화를 검토하였다. 평가대상 선종은 타 선종에 비하여 기관실이 차지하는 면적이 좁아 축계 정렬의 유연성이 떨어지는 유조선으로 하였다. 선박의 크기는 재화중량 기준으로 크게 100,000 DWT, 150,000 DWT 그리고 300,000 DWT급 세 가지로 Table 4.1과 같이 분류하여 선미관 후부 베어링에서의 반력지지점 위치의 변화를 해석하고 검토하였다.

Table 4.1 Categorization by vessel classes

Vessel classes	
1	100,000 DWT class tanker
2	150,000 DWT class tanker
3	300,000 DWT class tanker

4.1 에너지 효율 설계지수(EEDI) 적용 선박의 프로펠러 설계 변화

EEDI 적용 전과 적용 후의 프로펠러 설계 변화에 대한 경향을 확인하기 위해서 메인 엔진의 사양과 프로펠러의 기본 설계 요소인 최대연속출력, 회전수, 직경, 피치, 그리고 축계 정렬 해석에 직접적으로 영향을 미치는 요소인 프로펠러 중량과 프로펠러에 체결되는 프로펠러축의 직경을 각각 비교 검토하였다.

4.1.1 100,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화

EEDI가 적용되기 전과 적용된 후의 100,000 DWT급 유조선의 프로펠러 주요사양 변화를 Table 4.2와 Table 4.3을 통하여 살펴보면 다음과 같다.

우선, EEDI가 적용되기 전의 추진축계의 평균적인 특성을 살펴보면 메인 엔진은 104.0 rpm에서 13,800 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러 직경은 7.3 m, 프로펠러 피치는 5.0 m이며, 프로펠러 중량은 대략 28.0 ton 이다. 또한, 프로펠러축 직경은 576 mm 임을 확인하였다. EEDI가 적용된 후의 추진축계의 평균적으로 특성을 살펴보면 메인 엔진은 79.0 rpm에서 11,400 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러 직경은 8.0 m, 프로펠러 피치는 6.0 m이며, 프로펠러 중량은 대략 31.0 ton 이다. 또한 프로펠러축 직경은 대략 602 mm 정도임을 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 추진축계 및 프로펠러에 대한 설계 변화를 엔진 최대 연속 출력, 최대 연속 출력 회전수, 프로펠러 직경, 프로펠러 피치, 프로펠러 중량 그리고 프로펠러축 직경에 따라 확인하였으며, 이는 Fig. 4.1에서 Fig. 4.6에서 보는 바와 같이 Table 4.2의 EEDI 적용 전의 선박과 Table 4.3의 EEDI 적용 후의 선박의 비교 결과를 나타내었다. EEDI의 적용 여부에 따라 엔진 최대 연속 출력과 회전수는 각각 17%와 24% 감소하였으며 프로펠러의 직경과 피치, 그리고 중량은 각각 11%, 25% 그리고 10% 정도의 증가가 되었음을 확인할 수 있다. 또한 프로펠러축의 직경은 4% 가량 증가하였음을 알 수 있다.

Table 4.2 Propeller specification for 100,000 DWT class tankers before EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	105,000	6S60MC-C	13,560	105.0	7,200	4,751	25,613	570
2	111,000	6S60ME-C	13,350	98.4	7,400	4,966	29,010	580
3	114,000	7S60MC-C	14,326	105.0	7,300	4,813	29,747	575
4	114,000	6S60MC-C	14,280	105.0	7,200	5,018	29,099	580
5	115,000	6S60MC-C	13,280	105.0	7,200	4,836	26,100	575
Avg.	112,000	-	13,759	104.0	7,260	4,877	28,367	576

Table 4.3 Propeller specification for 100,000 DWT class tankers after EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	113,000	6G60ME-C	11,494	77.0	8,200	6,528	31,080	630
2	114,000	W6X62	11,400	83.7	8,000	5,284	32,037	570
3	114,000	6G60ME-C	11,494	77.0	8,200	6,328	31,130	630
4	115,000	6G60ME-C	11,350	80.0	8,000	6,194	30,290	590
5	115,000	6G60ME-C	11,200	77.0	8,000	6,495	31,316	590
Avg.	114,000	-	11,388	79.0	8,080	6,166	31,171	602

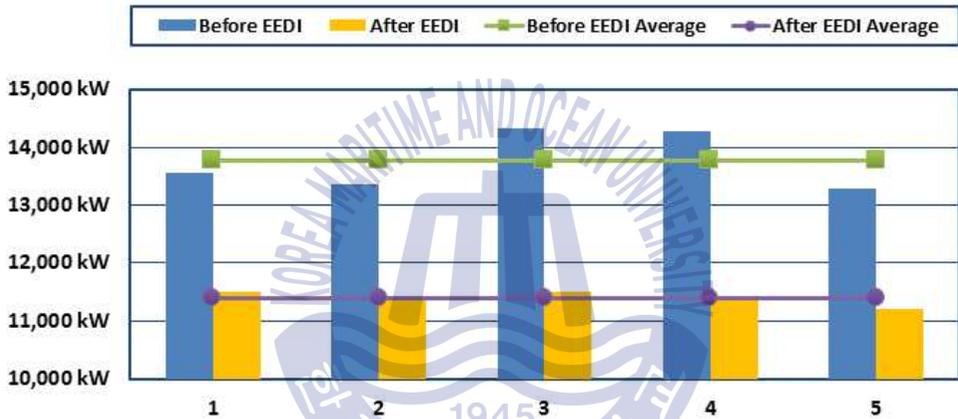


Fig. 4.1 Power on different vessels

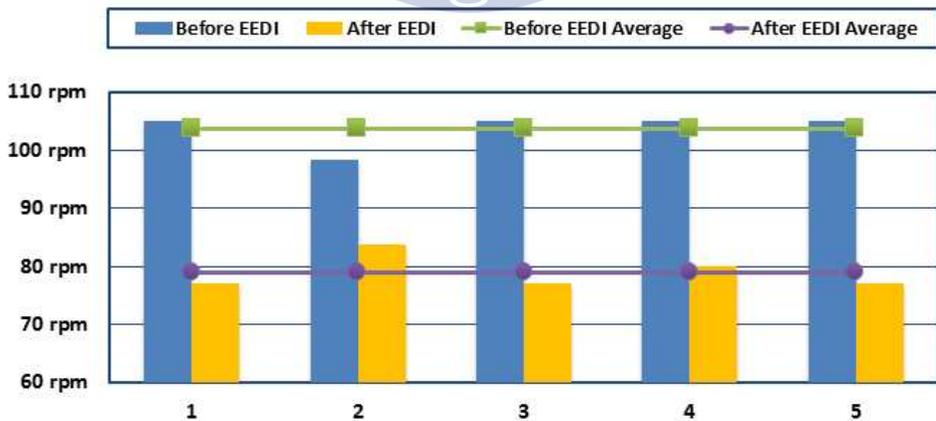


Fig. 4.2 Shaft speed on different vessels

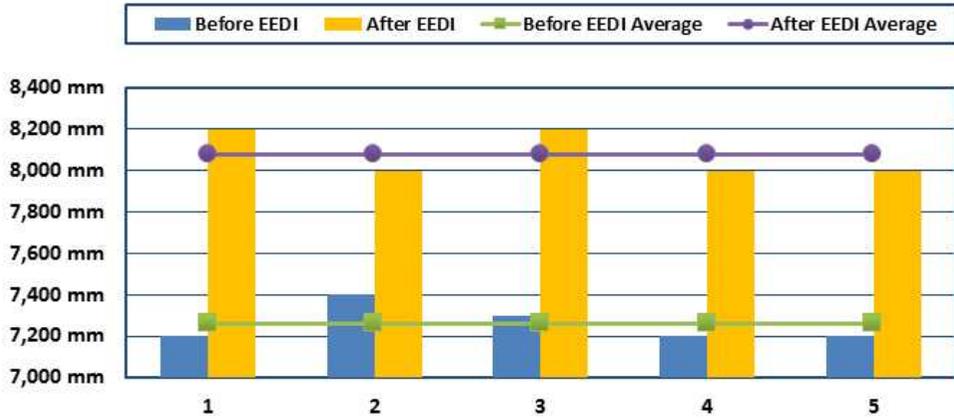


Fig. 4.3 Propeller diameter on different vessels

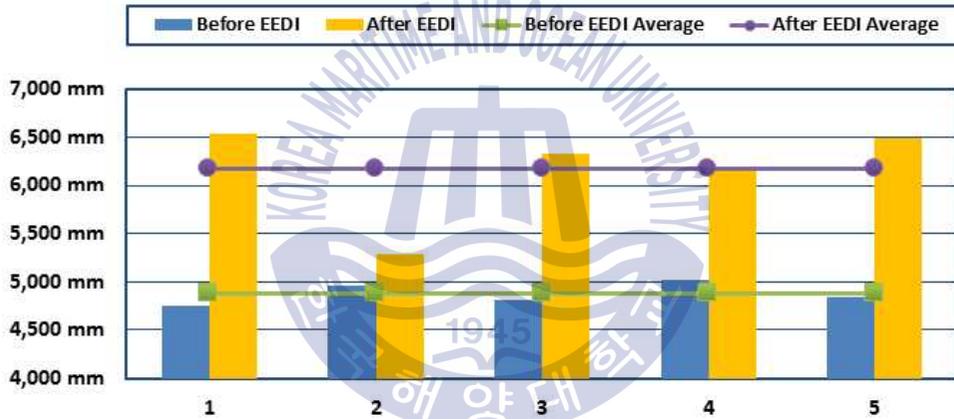


Fig. 4.4 Propeller pitch on different vessels

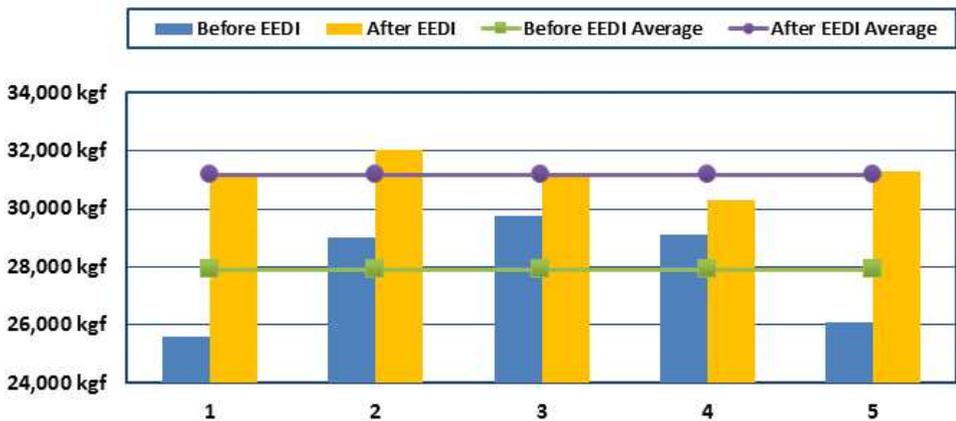


Fig. 4.5 Propeller weight on different vessels

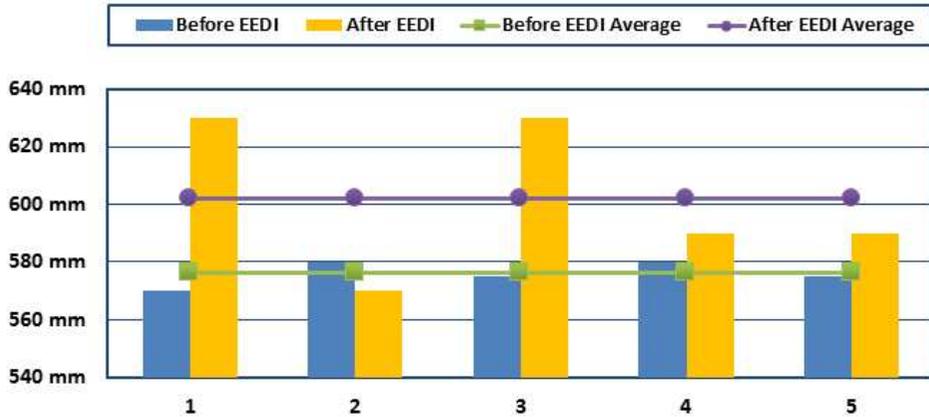


Fig. 4.6 Propeller shaft diameter on different vessels

4.1.2 150,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화

EEDI가 적용되기 전과 적용된 후의 150,000 DWT급의 유조선의 프로펠러 주요사양 변화를 Table 4.4와 Table 4.5를 통하여 살펴보면 다음과 같다.

우선, EEDI가 적용되기 전의 추진축계의 평균적인 특성을 살펴보면 메인 엔진은 91.0 rpm에서 18,763 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러 직경은 8.3 m, 프로펠러 피치는 6.0 m이며, 프로펠러 중량은 대략 43.0 ton 이다. 또한 프로펠러축의 직경은 659 mm 정도임을 확인할 수 있다. EEDI가 적용된 후의 추진축계의 평균적으로 특성을 살펴보면 메인 엔진은 73.0 rpm에서 15,374 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러는 직경은 9.0 m, 프로펠러 피치는 6.8 m이며, 프로펠러 중량은 대략 42.0 ton 이다. 또한 프로펠러축 직경은 672 mm 정도임을 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 추진축계 및 프로펠러에 대한 설계 변화를 엔진 최대 연속 출력, 최대 연속 출력 회전수, 프로펠러 직경, 프로펠러 피치, 프로펠러 중량 그리고 프로펠러축 직경에 따라 확인하였으며, 이는 Fig. 4.7에서 Fig. 4.12에서 보는 바와 같이 Table 4.4의 EEDI 적용 전의 선박과 Table 4.5의 EEDI 적용 후의 선박의 비교 결과를 나타내었다. EEDI의 적용 여부에 따라 엔진의 최대 연속 출력과 회전수는 각각 18%와 20% 감소하였으며 프로펠러의 직경, 피치는 각각 8%, 14% 정도 증가가 되었음을 확인할 수 있다. 그러나 프로펠러의 중량은 2% 정도 감소하여 직경과 피치 변화에 대비하여 큰 변화가 없는 것으로 확인이 되었다. 프로펠러축의 직경 역시 대략 2% 가량 증가하여 프로펠러 중량 변화와 같이 변화가 미비한 것을 알 수 있다.

Table 4.4 Propeller specification for 150,000 DWT class tankers before EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	150,000	6S70MC-C	19,620	91.0	8,200	5,912	43,145	665
2	158,000	6S70ME-C	18,660	91.0	8,350	5,954	40,411	655
3	158,000	6S70MC-C	18,660	91.0	8,200	5,957	43,330	660
4	159,000	6S70ME-C	18,215	91.0	8,350	6,141	44,530	655
5	165,000	6S70ME-C	18,660	91.0	8,200	5,902	40,499	655
Avg.	158,000	-	18,763	91.0	8,260	5,973	42,854	659

Table 4.5 Propeller specification for 150,000 DWT class tankers after EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	156,000	6G70ME-C	15,310	70.8	8,900	7,144	38,210	670
2	157,000	6G70ME-C	15,100	72.0	9,000	6,925	38,060	675
3	158,000	6G70ME-C	15,210	71.4	9,000	6,587	44,232	690
4	158,000	6G70ME-C	15,088	71.8	9,000	6,989	46,876	660
5	158,000	W6X72	16,160	76.5	8,800	6,369	41,708	665
Avg.	157,000	-	15,374	73.0	8,940	6,803	41,817	672

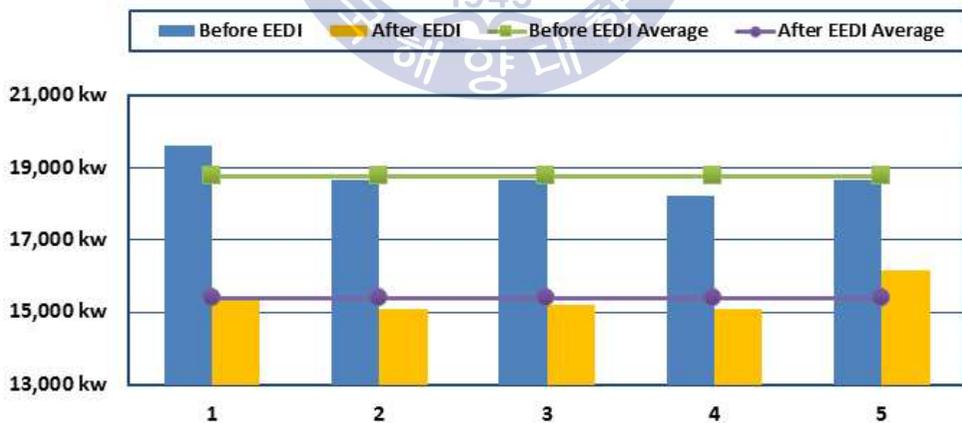


Fig. 4.7 Power on different vessels

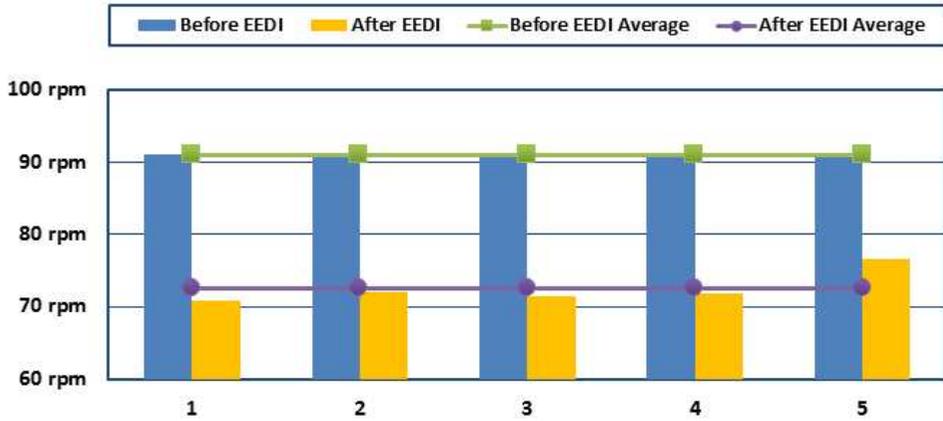


Fig. 4.8 Shaft speed on different vessels

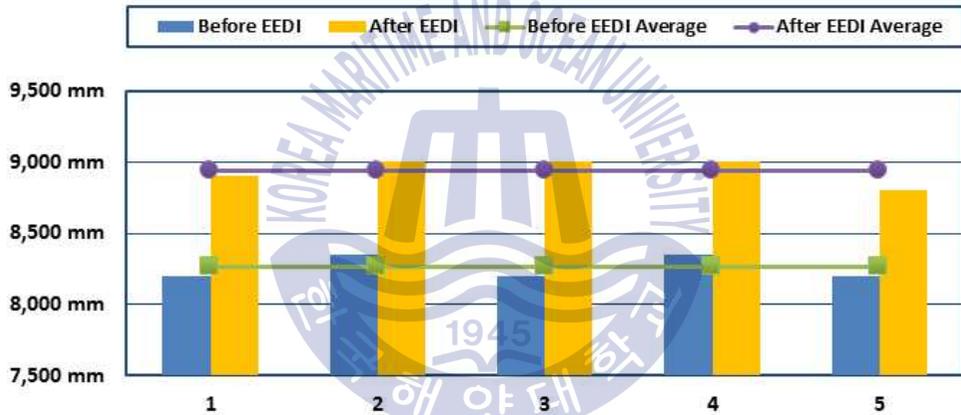


Fig. 4.9 Propeller diameter on different vessels

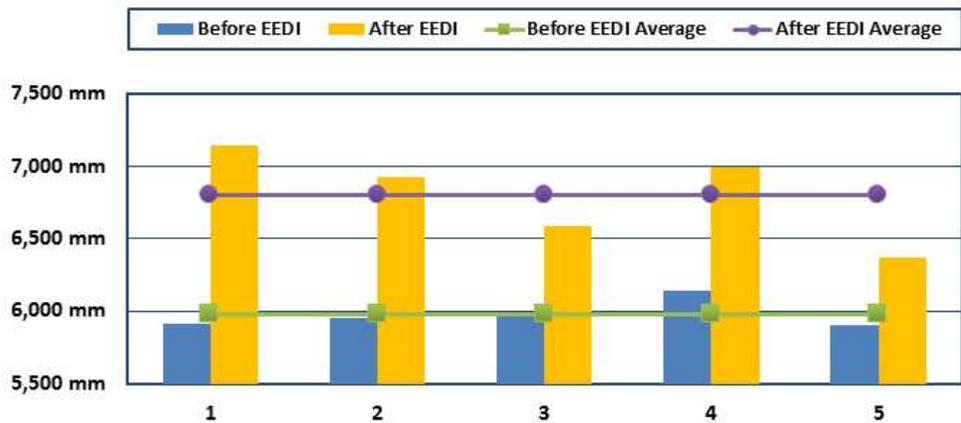


Fig. 4.10 Propeller pitch on different vessels

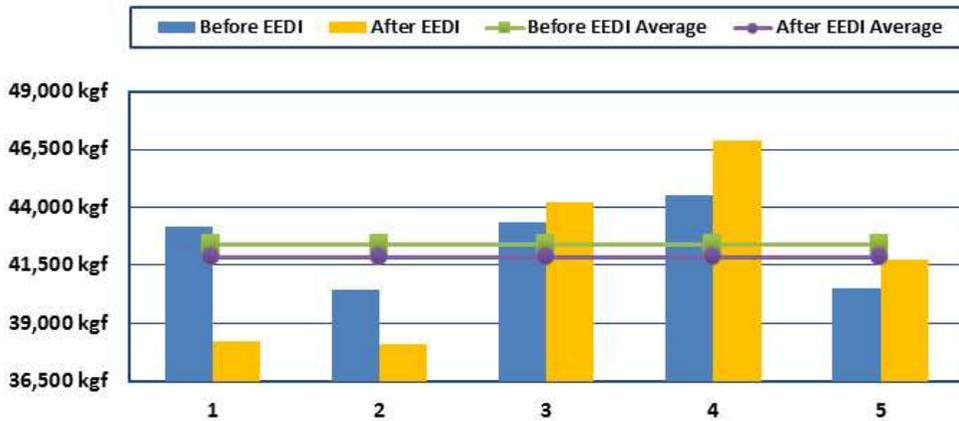


Fig. 4.11 Propeller weight on different vessels

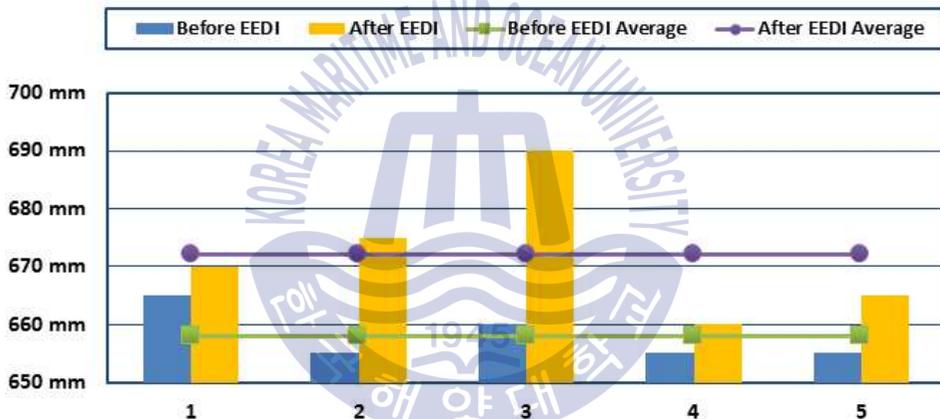


Fig. 4.12 Propeller shaft diameter on different vessels

4.1.3 300,000 DWT급 유조선의 프로펠러 설계 변화

EEDI가 적용되기 전과 적용된 후의 300,000 DWT급의 유조선의 프로펠러 주요사양 변화를 Table 4.6과 Table 4.7을 통하여 살펴보면 다음과 같다.

우선, EEDI가 적용되기 전의 추진축계의 평균적인 특성을 살펴보면 메인 엔진은 78.0 rpm에서 30,261 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러 직경은 10.0 m, 프로펠러 피치는 6.8 m이며, 프로펠러 중량은 대략 76.0 ton 이다. 또한 프로펠러축 직경은 826 mm 정도임을 확인할 수 있다. EEDI가 적용된 후의 추진축계의 평균적으로 특성을 살펴보면 메인 엔진은 65.0 rpm에서 24,834 kW 정도의 출력을 가지고 있으며, 프로펠러 직경은 10.6 m, 프로펠러 피치는 8.1 m이며, 프로펠러 중량은 대략 75.0 ton 이다. 또한 프로펠러축 직경은 818 mm 정도임을 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 추진축계 및 프로펠러에 대한 설계 변화를 엔진 최대 연속 출력, 최대 연속 출력 회전수, 프로펠러 직경, 프로펠러 피치, 프로펠러 중량 그리고 프로펠러축 직경에 따라 확인하였으며, 이는 Fig. 4.13에서 Fig. 4.18에서 보는 바와 같이 Table 4.6의 EEDI 적용 전의 선박과 Table 4.7의 EEDI 적용 후의 선박의 비교 결과를 나타내었다. EEDI의 적용 여부에 따라 엔진의 최대 연속 출력과 회전수는 각각 18%와 16% 감소하였으며 프로펠러의 직경과 피치는 각각 6%, 20% 정도 증가가 되었음을 확인할 수 있다. 그러나 프로펠러의 중량은 1% 정도 감소하여 직경과 피치 변화에 대비하여 큰 변화가 없는 것으로 확인이 되었다. 프로펠러축의 직경 역시 대략 1% 가량 증가하여 프로펠러 중량 변화와 같이 변화가 미비한 것을 알 수 있다.

Table 4.6 Propeller specification for 300,000 DWT class tankers before EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	312,000	7RT-flex84T-D	29,424	76.0	10,000	7,213	71,993	815
2	314,000	7RTA82T	31,640	80.0	10,100	6,248	74,948	820
3	318,000	7RT-flex82T	31,640	80.0	10,000	6,897	83,691	820
4	319,000	6S90MC-C	29,340	76.0	9,900	7,006	75,601	850
5	320,000	7S80ME-C	29,260	78.0	9,900	6,574	74,967	825
Avg.	317,000	-	30,261	78.0	9,980	6,788	76,240	826

Table 4.7 Propeller specification for 300,000 DWT class tankers after EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Pitch [mm]	Weight [kgf]	P/S Dia. [mm]
1	300,000	7G80MC-C	24,000	65.0	10,600	8,229	69,800	795
2	300,000	W7X82	24,020	65.7	10,600	7,595	72,675	815
3	300,000	7G80ME-C	24,360	65.0	10,600	8,532	74,020	825
4	300,000	7G80ME-C	26,460	66.0	10,700	8,025	83,506	830
5	319,000	7G80ME-C	25,330	64.0	10,600	8,234	76,755	825
Avg.	304,000	-	24,834	65.0	10,620	8,123	75,351	818

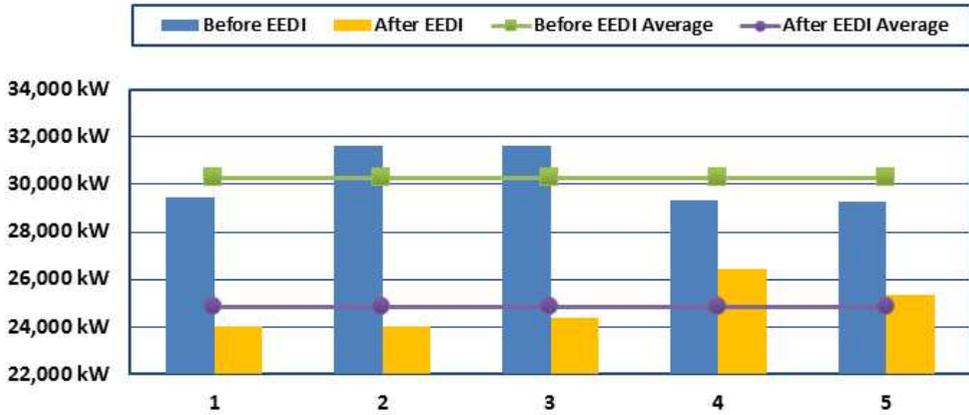


Fig. 4.13 Power on different vessels

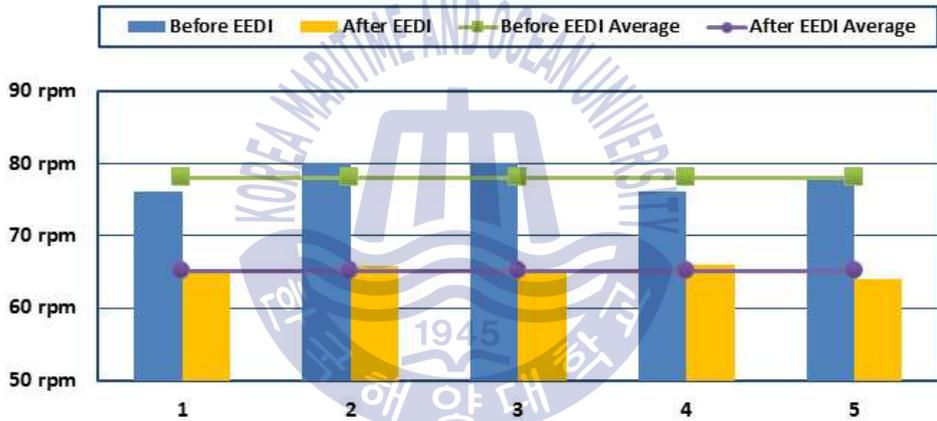


Fig. 4.14 Shaft speed on different vessels

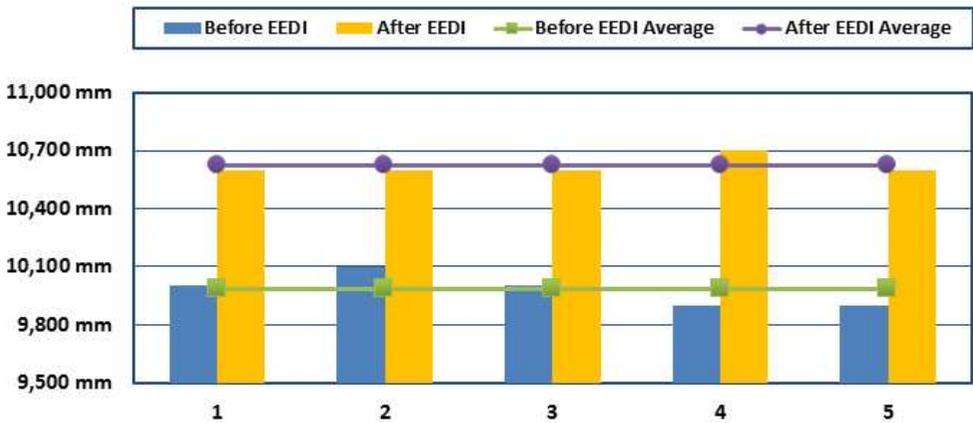


Fig. 4.15 Propeller diameter on different vessels

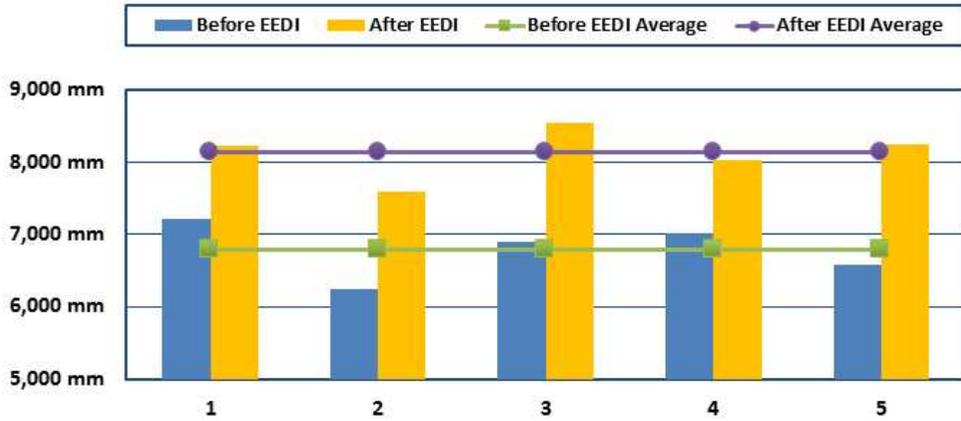


Fig. 4.16 Propeller pitch on different vessels

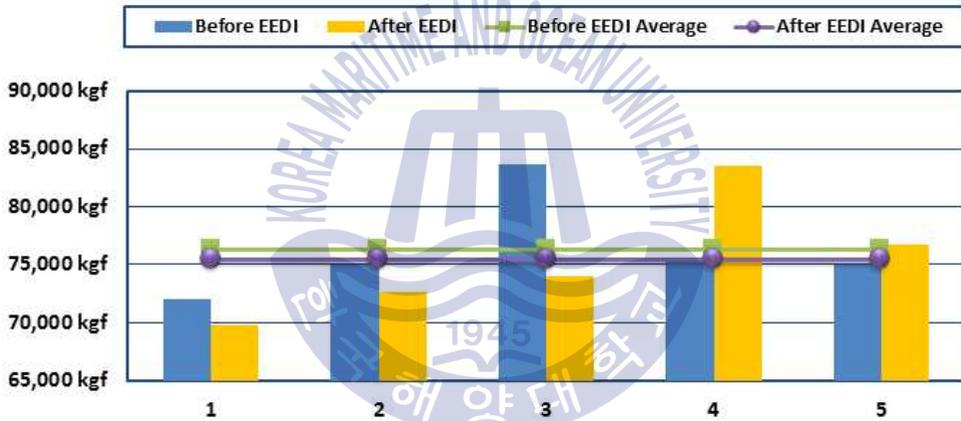


Fig. 4.17 Propeller weight on different vessels

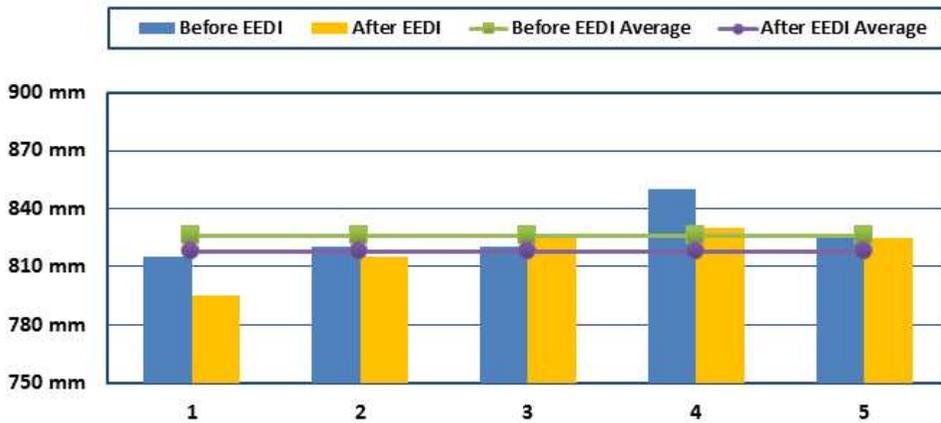


Fig. 4.18 Propeller shaft diameter on different vessels

4.2 프로펠러 설계 변화에 따른 베어링 반력지지점 위치 변화

앞서 확인한 EEDI에 따른 프로펠러의 설계 변화가 축계 정렬에 미치는 영향을 확인하기 위해서 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치의 변화로 축계 정렬에 미치는 영향을 분석하였다. EEDI에 따른 프로펠러 설계 변화가 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 미치는 경향을 확인하기 위해서 4.1절에서 검토한 선박에서 가장 유사한 선박 3종을 선택하여 EEDI가 적용되기 전과 적용된 후에 따른 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치의 변화를 해석하고 분석하였다. 또한 경향을 파악하기 위해 모든 검토 대상 선박에서 선미관 및 중간축 베어링의 강성은 2.0×10^9 N/m로, 메인베어링 강성은 5.0×10^9 N/m로 가정하였다.

4.2.1 100,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

다음 Table 4.8은 EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타내며, Table 4.12는 EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타낸다.

EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 평가는 105,000 DWT, 111,000 DWT 그리고 115,000 DWT 유조선을 대상으로 하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석 결과는 각각 Table 4.9, Table 4.10, Table 4.11에 나타내었다. 105,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 249 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.28에 위치한다. 반면 111,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 251 mm의 위치에 있으며, 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.31에 위치하고 있다. 그리고 115,000 DWT 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 261 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.21에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 245 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/2.26에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 평가는 114,000 DWT (1), 114,000 DWT (2) 그리고 115,000 DWT 유조선을 대상으로 수행하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석 결과는 각각 Table 4.13, Table 4.14, Table 4.15에 나타내었다. 114,000 DWT (1) 유조선의 경우 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 210 mm의 위치에 있으며, 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.95에 위치하며, 114,000 DWT (2) 유

조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측에서 252 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교하여 약 D/2.50에 위치하고 있다. 그리고 115,000 DWT 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측에서 233 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교하여 약 D/2.54에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 231 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/2.66에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 프로펠러 설계 변화가 100,000 DWT급 유조선의 축계 정렬에 미치는 영향을 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 평가해보면 EEDI 적용 전의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 254 mm이었고, EEDI 적용 후의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 231 mm이었다. 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 40%의 차이로 반력지지점이 선미측으로 옮겨가는 것을 알 수 있으며, 4.1.1절에서 확인된 것과 같이, 이는 10% 이상 증가된 프로펠러 중량의 영향과 증가된 프로펠러축 직경에 의한 축계유연성 저하에 따른 영향으로 평가되며, 따라서 100,000 DWT급 유조선에서는 EEDI가 적용에 따른 프로펠러 설계 변화에 의한 축계 정렬의 영향이 설계 단계에서 반드시 고려해야 할 만큼 변화가 크다는 것으로 검토되었다.

Table 4.8 Shafting system specifications of 100,000 DWT class before EEDI

Vessel types	
1	105,000 DWT crude oil tanker (6S60MC-C, 13,560 kW × 105.0 rpm)
2	111,000 DWT crude oil tanker (6S60MC-C, 13,350 kW × 98.4 rpm)
3	115,000 DWT crude oil tanker (7S60MC-C, 14,310 kW × 105.0 rpm)

Table 4.9 Calculation of bearing reaction supporting position of 105,000 DWT crude oil tanker

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	84,768	0	0
Aft S/T Brg. #2	119	70,978	8,446,382	25
Aft S/T Brg. #3	238	58,012	13,806,856	41
Aft S/T Brg. #4	357	45,887	16,381,659	48
Aft S/T Brg. #5	476	34,601	16,470,076	49
Aft S/T Brg. #6	594	24,142	14,340,348	42
Aft S/T Brg. #7	713	14,487	10,329,231	31
Aft S/T Brg. #8	832	5,610	4,667,520	14
Aft S/T Brg. #9	951	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,070	0	0	0
F_{Total}	338,485	Diameter ratio [%]		228
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			249	

Table 4.10 Calculation of bearing reaction supporting position of 111,000 DWT crude oil tanker

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	118,814	0	0
Aft S/T Brg. #2	139	97,496	13,551,944	32
Aft S/T Brg. #3	278	77,402	21,517,756	50
Aft S/T Brg. #4	417	58,559	24,419,103	57
Aft S/T Brg. #5	556	40,957	22,772,092	53
Aft S/T Brg. #6	694	24,568	17,050,192	40
Aft S/T Brg. #7	833	9,344	7,783,552	18
Aft S/T Brg. #8	972	0	0	0
Aft S/T Brg. #9	1,111	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,250	0	0	0
F_{Total}	427,140	Diameter ratio [%]		231
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			251	

Table 4.11 Calculation of bearing reaction supporting position of 115,000 DWT crude oil tanker

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	99,252	0	0
Aft S/T Brg. #2	127	82,690	10,501,630	27
Aft S/T Brg. #3	253	67,183	16,997,299	44
Aft S/T Brg. #4	380	52,752	20,045,760	51
Aft S/T Brg. #5	507	39,394	19,972,758	51
Aft S/T Brg. #6	633	27,092	17,149,236	44
Aft S/T Brg. #7	760	15,815	12,019,400	31
Aft S/T Brg. #8	887	5,527	4,902,449	13
Aft S/T Brg. #9	1,013	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,140	0	0	0
F_{Total}	389,705	Diameter ratio [%]		221
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			261	

Table 4.12 Shafting system specifications of 100,000 DWT class after EEDI

Vessel types	
1	114,000 DWT crude oil tanker (1) (W6X62, 11,400 kW × 83.7 rpm)
2	114,000 DWT crude oil tanker (2) (6G60ME-C, 11,494 kW × 77.0 rpm)
3	115,000 DWT crude oil tanker (6G60ME-C, 11,200 kW × 77.0 rpm)

Table 4.13 Calculation of bearing reaction supporting position of 114,000 DWT crude oil tanker (1)

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	103,870	0	0
Aft S/T Brg. #2	121	86,286	10,440,606	23
Aft S/T Brg. #3	242	69,719	16,871,998	38
Aft S/T Brg. #4	363	54,188	19,670,244	44
Aft S/T Brg. #5	484	39,692	19,210,928	43
Aft S/T Brg. #6	606	26,213	15,885,078	36
Aft S/T Brg. #7	727	13,723	9,976,621	22
Aft S/T Brg. #8	848	2,187	1,854,576	4
Aft S/T Brg. #9	969	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,090	0	0	0
F _{Total}	395,878	Diameter ratio [%]		295
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			210	

Table 4.14 Calculation of bearing reaction supporting position of 114,000 DWT crude oil tanker (2)

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	119,766	0	0
Aft S/T Brg. #2	140	98,717	13,820,380	32
Aft S/T Brg. #3	280	78,678	22,029,840	51
Aft S/T Brg. #4	420	59,659	25,056,780	58
Aft S/T Brg. #5	560	41,645	23,321,200	54
Aft S/T Brg. #6	700	24,604	17,222,800	40
Aft S/T Brg. #7	840	8,491	7,132,440	17
Aft S/T Brg. #8	980	0	0	0
Aft S/T Brg. #9	1,120	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,260	0	0	0
F _{Total}	431,560	Diameter ratio [%]		250
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			252	

Table 4.15 Calculation of bearing reaction supporting position of 115,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	108,589	0	0
Aft S/T Brg. #2	140	88,075	12,330,500	33
Aft S/T Brg. #3	280	68,699	19,235,720	52
Aft S/T Brg. #4	420	50,482	21,202,440	57
Aft S/T Brg. #5	560	33,418	18,714,080	51
Aft S/T Brg. #6	700	17,484	12,238,800	33
Aft S/T Brg. #7	840	2,641	2,218,440	6
Aft S/T Brg. #8	980	0	0	0
Aft S/T Brg. #9	1,120	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,260	0	0	0
F _{Total}	369,388	Diameter ratio [%]		254
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			233	

4.2.2 150,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

다음의 **Table 4.16**은 EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타내며, **Table 4.20**은 EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타낸다.

EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 평가는 150,000 DWT, 158,000 DWT 그리고 159,000 DWT 유조선을 대상으로 수행하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석 결과는 각각 **Table 4.17**, **Table 4.18**, **Table 4.19**에 나타내었다. 150,000 DWT 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 356 mm의 위치에 있으며, 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, D/1.87에 위치하며, 158,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 325 mm의 위치에 있으며, 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.03에 위치하고 있다. 그리고 159,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측에서 353 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.85에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 345 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/1.92에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 평가는 158,000 DWT (1), 158,000 DWT (2), 그리고 158,000 DWT (3) 유조선에 대상으로 수행하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석 결과는 각각 **Table 4.21**, **Table 4.22**, **Table 4.23**에 나타내었다. 158,000 DWT (1) 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 348 mm의 위치에 있으며, 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.98에 위치하며, 158,000 DWT (2) 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 328 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/2.01에 위치하고 있다. 그리고 158,000 DWT (3) 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 362 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.84에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 346 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/1.94에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 프로펠러 설계 변화가 150,000 DWT급 유조선의 축계 정렬에 미치는 영향을 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 평가해보면 EEDI 적용 전의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 345 mm이었고, EEDI 적용 후의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 346 mm이었다. 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 2.4%의 차이로 큰 차이가 없음을 확인할 수 있으며, 4.1.2절에서 확인된 것과 같이 프로펠러 중량의 변화가 없으므로, 2% 정도의 프로펠러축의 직경변화 또한 축계 정렬 해석에 큰 영향을 주지 않음을 확인 하였다. 따라서 150,000 DWT급 유조선에서는 EEDI가 적용에 따른 프로펠러 설계 변화에 의한 축계 정렬의 영향이 미비하다는 것으로 검토되었다

Table 4.16 Shafting system specifications of 150,000 DWT class before EEDI

Vessel types	
1	150,000 DWT crude oil tanker (6S70MC-C, 19,620 kW × 91.0 rpm)
2	158,000 DWT crude oil tanker (6S70MC-C, 18,660 kW × 91.0 rpm)
3	159,000 DWT crude oil tanker (6S70ME-C, 18,215 kW × 91.0 rpm)

Table 4.17 Calculation of bearing reaction supporting position of 150,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	127,844	0	0
Aft S/T Brg. #2	140	109,292	15,300,880	26
Aft S/T Brg. #3	280	91,892	25,729,760	44
Aft S/T Brg. #4	420	75,677	31,784,340	54
Aft S/T Brg. #5	560	60,659	33,969,040	58
Aft S/T Brg. #6	700	46,831	32,781,700	56
Aft S/T Brg. #7	840	34,171	28,703,640	49
Aft S/T Brg. #8	980	22,647	22,194,060	38
Aft S/T Brg. #9	1,120	12,220	13,686,400	23
Aft S/T Brg. #10	1,260	2,846	3,585,960	6
F _{Total}	584,079	Diameter ratio [%]		187
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			356	

Table 4.18 Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	139,749	0	0
Aft S/T Brg. #2	147	117,712	17,303,664	30
Aft S/T Brg. #3	293	97,033	28,430,669	49
Aft S/T Brg. #4	440	77,744	34,207,360	59
Aft S/T Brg. #5	587	59,847	35,130,189	61
Aft S/T Brg. #6	733	43,322	31,755,026	55
Aft S/T Brg. #7	880	28,134	24,757,920	43
Aft S/T Brg. #8	1,027	14,233	14,617,291	25
Aft S/T Brg. #9	1,173	1,567	1,838,091	3
Aft S/T Brg. #10	1,320	0	0	0
F _{Total}	579,341	Diameter ratio [%]		203
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			325	

Table 4.19 Calculation of bearing reaction supporting position of 159,000 DWT crude oil tanker

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	147,408	0	0
Aft S/T Brg. #2	151	124,216	18,756,616	30
Aft S/T Brg. #3	302	102,659	31,003,018	49
Aft S/T Brg. #4	453	82,776	37,497,528	60
Aft S/T Brg. #5	604	64,568	38,999,072	62
Aft S/T Brg. #6	755	48,013	36,249,815	58
Aft S/T Brg. #7	906	33,068	29,959,608	48
Aft S/T Brg. #8	1,057	19,674	20,795,418	33
Aft S/T Brg. #9	1,208	7,764	9,378,912	15
Aft S/T Brg. #10	1,359	0	0	0
F_{Total}	630,146	Diameter ratio [%]		185
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			353	

Table 4.20 Shafting system specifications of 150,000 DWT class after EEDI

Vessel types	
1	158,000 DWT crude oil tanker (1) (6G70ME-C, 15,210 kW × 71.4 rpm)
2	158,000 DWT crude oil tanker (2) (6G70ME-C, 15,088 kW × 71.8 rpm)
3	158,000 DWT crude oil tanker (3) (W6X72, 16,160 kW × 76.5 rpm)

Table 4.21 Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (1)

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	131,909	0	0
Aft S/T Brg. #2	140	112,975	15,816,500	26
Aft S/T Brg. #3	280	95,115	26,632,200	45
Aft S/T Brg. #4	420	78,357	32,909,940	55
Aft S/T Brg. #5	560	62,711	35,118,160	59
Aft S/T Brg. #6	700	48,168	33,717,600	56
Aft S/T Brg. #7	840	34,708	29,154,720	49
Aft S/T Brg. #8	980	22,301	21,854,980	37
Aft S/T Brg. #9	1,120	10,911	12,220,320	20
Aft S/T Brg. #10	1,260	499	628,740	1
F _{Total}	597,654	Diameter ratio [%]		198
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			348	

Table 4.22 Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (2)

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	153,942	0	0
Aft S/T Brg. #2	162	127,271	20,617,902	35
Aft S/T Brg. #3	324	102,518	33,215,832	56
Aft S/T Brg. #4	487	79,731	38,828,997	65
Aft S/T Brg. #5	649	58,917	38,237,133	64
Aft S/T Brg. #6	811	40,053	32,482,983	55
Aft S/T Brg. #7	973	23,091	22,467,543	38
Aft S/T Brg. #8	1,136	7,972	9,056,192	15
Aft S/T Brg. #9	1,298	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,460	0	0	0
F _{Total}	593,495	Diameter ratio [%]		201
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			328	

Table 4.23 Calculation of bearing reaction supporting position of 158,000 DWT crude oil tanker (3)

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	128,380	0	0
Aft S/T Brg. #2	151	108,815	16,431,065	29
Aft S/T Brg. #3	302	90,533	27,340,966	49
Aft S/T Brg. #4	453	73,573	33,328,569	59
Aft S/T Brg. #5	604	57,947	34,999,988	62
Aft S/T Brg. #6	756	43,645	32,995,620	59
Aft S/T Brg. #7	907	30,638	27,788,666	50
Aft S/T Brg. #8	1,058	18,887	19,982,446	36
Aft S/T Brg. #9	1,209	8,344	10,087,896	18
Aft S/T Brg. #10	1,360	0	0	0
F_{Total}	560,762	Diameter ratio [%]		184
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			362	

4.2.3 300,000 DWT급 유조선의 선미관 후부 베어링의 반력지지점 해석

다음의 **Table 4.24**는 EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타내며, **Table 4.29**는 EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석을 수행한 선박 정보를 나타낸다.

EEDI가 적용되기 전의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 평가는 318,000 DWT, 319,000 DWT 그리고 320,000 DWT 유조선을 대상으로 수행하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석 결과는 각각 **Table 4.25**, **Table 4.26**, **Table 4.27**에 나타내었다. 318,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 574 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.43에 위치하며, 319,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 588 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.45에 위치하고 있다. 그리고 320,000 DWT 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 693 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.19에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 618 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/1.35에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI가 적용된 후의 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 확인은 300,000 DWT (1), 300,000 DWT (2) 그리고 319,000 DWT 유조선에 대상으로 수행하였으며, 선미관 후부 베어링의 반력지지점에 대한 해석의 결과는 각각 **Table 4.30**, **Table 4.31**, **Table 4.32**에 나타내었다. 300,000 DWT (1) 유조선의 경우, 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 460 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.79에 위치하며, 300,000 DWT (2) 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측으로부터 427 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.94에 위치하고 있다. 그리고 319,000 DWT 유조선의 경우는 해석된 반력지지점이 선미관 후부 베어링의 선미측에서 449 mm의 위치에 있으며 이는 프로펠러축 직경과 비교했을 때, 약 D/1.84에 위치하고 있다. 평가된 유조선으로부터 산출된 평균적인 결과를 살펴보면, 해석된 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 베어링의 선미 끝단에서 445 mm에 위치하며, 프로펠러축 직경과 비교했을 때 약 D/1.86에 위치하고 있는 것으로 확인하였다.

EEDI의 적용에 따른 프로펠러 설계 변화가 300,000 DWT급 유조선의 축계 정렬에 미치는 영향을 선미관 후부 베어링의 반력지지점으로 평가해보면 EEDI 적용 전의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 618 mm이었고, EEDI 적용 후의 평균 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 선미측으로부터 445 mm이었다. 이는 프로펠러축 직경과 비교하여 약 50.4%의 차이로 반력지지점이 선미측으로 옮겨가는 것을 확인할 수 있다. 그러나 4.1.3절에서 확인된 것은 프로펠러 중량 및 프로펠러축의 변화가 미비함에도 불구하고 선미관 후부 베어링의 반력지지점은 많은 변화가 있다. 이를 확인하기 위해서 추가적으로 중간축의 강성 변화를 **Table 4.28**과 **Table 4.33**으로 비교 평가하였으며, EEDI 적용 전의 평균 중간축 강성은 3.39×10^{10} N/m이었고, EEDI 적용 후의 평균 중간축 강성은 2.72×10^{10} N/m으로 EEDI의 적용에 따라 중간축에서 약 20%의 강성 저하가 발생하는 하는 것을 확인되었으며, 이는 프로펠러의 중량에 의해서 발생하는 전체적인 축의 변형이 중간축의 강성에 따라 좌우가 되기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 300,000 DWT급 유조선에서는 EEDI의 적용에 따른 프로펠러 설계 변화에 의한 축계 정렬의 영향은 미비하지만, 중간축의 축 강성 변화에 따른 영향이 크다는 것으로 검토되었다

Table 4.24 Shafting system specifications of 300,000 DWT class before EEDI

Vessel types	
1	318,000 DWT crude oil tanker (7RT-flex82T, 31,640 kW × 80.0 rpm)
2	319,000 DWT crude oil tanker (6S90MC-C, 29,340 kW × 76.0 rpm)
3	320,000 DWT crude oil tanker (7S80ME-C, 29,260 kW × 78.0 rpm)

Table 4.25 Calculation of bearing reaction supporting position of 318,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	244,263	0	0
Aft S/T Brg. #2	210	209,138	43,918,980	38
Aft S/T Brg. #3	420	176,458	74,112,360	64
Aft S/T Brg. #4	630	146,340	92,194,200	79
Aft S/T Brg. #5	840	118,835	99,821,400	86
Aft S/T Brg. #6	1,050	93,944	98,641,200	85
Aft S/T Brg. #7	1,260	71,625	90,247,500	77
Aft S/T Brg. #8	1,470	51,804	76,151,880	65
Aft S/T Brg. #9	1,680	34,385	57,766,800	50
Aft S/T Brg. #10	1,890	19,256	36,393,840	31
F _{Total}	1,166,048	Diameter ratio [%]		143
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			574	

Table 4.26 Calculation of bearing reaction supporting position of 319,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	216,557	0	0
Aft S/T Brg. #2	209	186,471	38,972,439	37
Aft S/T Brg. #3	418	158,394	66,208,692	62
Aft S/T Brg. #4	627	132,422	83,028,594	78
Aft S/T Brg. #5	836	108,602	90,791,272	85
Aft S/T Brg. #6	1,044	86,942	90,767,448	85
Aft S/T Brg. #7	1,253	67,417	84,473,501	80
Aft S/T Brg. #8	1,462	49,978	73,067,836	69
Aft S/T Brg. #9	1,671	34,559	57,748,089	54
Aft S/T Brg. #10	1,880	21,079	39,628,520	37
F _{Total}	1,062,421	Diameter ratio [%]		145
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			588	

Table 4.27 Calculation of bearing reaction supporting position of 320,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	188,010	0	0
Aft S/T Brg. #2	208	163,648	34,038,784	32
Aft S/T Brg. #3	416	141,476	58,854,016	55
Aft S/T Brg. #4	623	121,624	75,771,752	71
Aft S/T Brg. #5	831	104,172	86,566,932	81
Aft S/T Brg. #6	1,039	89,161	92,638,279	87
Aft S/T Brg. #7	1,247	76,597	95,516,459	90
Aft S/T Brg. #8	1,454	66,458	96,629,932	91
Aft S/T Brg. #9	1,662	58,699	97,557,738	92
Aft S/T Brg. #10	1,870	53,257	99,590,590	94
F _{Total}	1,063,102	Diameter ratio [%]		119
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			693	

Table 4.28 Intermediate shaft specification for 300,000 DWT class tankers before EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Length [mm]	Shaft Stiffness [N/m]
1	318,000	7RT-flex82T	31,640	80.0	700	8,840	3.67×10^{10}
2	319,000	6S90MC-C	29,340	76.0	725	9,248	3.67×10^{10}
3	320,000	7S80ME-C	29,260	78.0	625	10,250	2.85×10^{10}
Avg.	317,000	-	30,261	78.0	697	9,506	3.39×10^{10}

Table 4.29 Shafting system specifications of 300,000 DWT class after EEDI

Vessel types	
1	300,000 DWT crude oil tanker (1) (7G80ME-C, 24,360 kW × 65.0 rpm)
2	300,000 DWT crude oil tanker (2) (7G80MC-C, 26,460 kW × 66.0 rpm)
3	319,000 DWT crude oil tanker (7G80ME-C, 25,330 kW × 64.0 rpm)

Table 4.30 Calculation of bearing reaction supporting position of 300,000 DWT crude oil tanker (1)

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	229,441	0	0
Aft S/T Brg. #2	210	193,534	40,642,140	43
Aft S/T Brg. #3	420	159,664	67,058,880	71
Aft S/T Brg. #4	630	127,916	80,587,080	85
Aft S/T Brg. #5	840	98,318	82,587,120	87
Aft S/T Brg. #6	1,050	70,852	74,394,600	78
Aft S/T Brg. #7	1,260	45,469	57,290,940	60
Aft S/T Brg. #8	1,470	22,097	32,482,590	34
Aft S/T Brg. #9	1,680	652	1,095,360	1
Aft S/T Brg. #10	1,890	0	0	0
F_{Total}	947,943	Diameter ratio [%]		179
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			460	

Table 4.31 Calculation of bearing reaction supporting position of 300,000 DWT crude oil tanker (2)

Bearing	X_i [mm]	F_i [N]	$X_i \times F_i$ [Nmm]	$X_i \times F_i / F_{Total}$ [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	312,785	0	0
Aft S/T Brg. #2	216	259,718	56,099,088	47
Aft S/T Brg. #3	431	209,844	90,442,764	75
Aft S/T Brg. #4	647	163,258	105,627,926	88
Aft S/T Brg. #5	862	119,977	103,420,174	86
Aft S/T Brg. #6	1,078	79,959	86,195,802	72
Aft S/T Brg. #7	1,293	43,116	55,748,988	47
Aft S/T Brg. #8	1,509	9,334	14,085,006	12
Aft S/T Brg. #9	1,724	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,940	0	0	0
F_{Total}	1,197,991	Diameter ratio [%]		194
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			427	

Table 4.32 Calculation of bearing reaction supporting position of 319,000 DWT crude oil tanker

Bearing	Xi [mm]	Fi [N]	Xi × Fi [Nmm]	Xi × Fi / F _{Total} [mm]
Aft S/T Brg. #1	0	245,060	0	0
Aft S/T Brg. #2	210	205,730	43,203,300	44
Aft S/T Brg. #3	420	168,728	70,865,760	71
Aft S/T Brg. #4	630	134,131	84,502,530	85
Aft S/T Brg. #5	840	101,959	85,645,560	86
Aft S/T Brg. #6	1,050	72,182	75,791,100	76
Aft S/T Brg. #7	1,260	44,738	56,369,880	57
Aft S/T Brg. #8	1,470	19,541	28,725,270	29
Aft S/T Brg. #9	1,680	0	0	0
Aft S/T Brg. #10	1,890	0	0	0
F _{Total}	992,069	Diameter ratio [%]		184
Calculated bearing reaction supporting position [mm]			449	

Table 4.33 Intermediate shaft specification for 300,000 DWT class tankers after EEDI

	Size [DWT]	Engine [Model]	Power [kW]	Speed [rpm]	Dia. [mm]	Length [mm]	Shaft Stiffness [N/m]
1	300,000	7G80ME-C	24,360	65.0	665	11,075	2.63×10^{10}
2	300,000	7G80ME-C	26,460	66.0	690	11,205	2.80×10^{10}
3	319,000	7G80ME-C	25,330	64.0	675	11,075	2.71×10^{10}
Avg.	317,000	-	30,261	78.0	677	11,118	2.72×10^{10}

제5장 선미관 후부 베어링에서의 내부 경사

프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도에 대한 선급협회의 규정은 0.3 mm/m를 초과하지 않을 것을 요구하고 있다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도가 0.3 mm/m를 초과하는 경우는 선미관 후부 베어링의 선미부에 국부 면압이 지나치게 큰 것으로 간주하여, 축계 정렬은 선미관 후부 베어링 내부 경사가 상대 경사도 0.3 mm/m를 초과하지 않도록 해야 한다. 축계 정렬 해석 결과에 대한 검토는 일반적으로 베어링 반력을 우선 검토하게 되는데, 모든 베어링에 하중이 작용하는지와 해석된 결과가 허용 가능한 범위에 있는지에 대해서 확인한다. 그 다음에 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 검토하게 된다. 현재 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 주는 방법은 크게 단일 내부 경사 방법과 이중 내부 경사 방법으로 나누어지고 있다. Fig. 5.1에 내부 경사 종류에 따른 예시를 나타내었다.

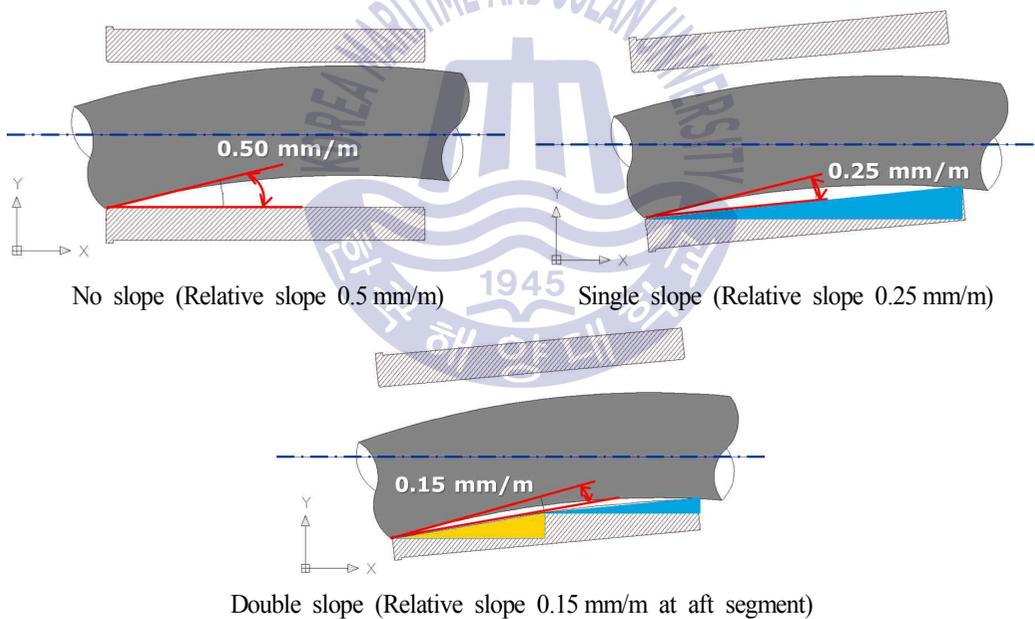


Fig. 5.1 Relative slope between aft stern tube bearing and propeller shaft on slope types

단일 내부 경사 방법은 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 하나의 지지점으로 가정하여 축계 정렬을 해석하는 일반적인 축계 정렬 해석 방법으로, 주로 유조선 기준으로는 100,000 DWT급 이하 선박이나 추진축계의 프로펠러축 직경이 주로 500 mm 이하인 선박에서 많이 적용된다. 이 해석 방법의 절차는 2장에서 소개된 축계 정렬 해석 방법과 동일하며, 자세한 절차는 Fig. 2.20에

정리하여 설명하였다. 축계 정렬 해석으로 최적의 베어링 옵션에 따라 베어링 하중을 분배 후, 해석된 베어링 옵션을 기준으로 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 선급협회 규정을 만족하는 내부 경사를 결정하는 것으로 모든 해석 절차가 끝나게 된다. 하지만 선미관 후부 베어링에 적용된 내부 경사를 반영 후, 축계 정렬 해석을 다시 수행하게 되면 해석 결과는 차이가 발생할 수 있으며, 이렇게 발생하는 해석 오차는 그 크기에 따라서 축계 정렬 해석에 큰 영향을 미칠 수 있는 만큼 해석 오차를 최소화하기 위한 축계 정렬 재해석이 수행되어야 한다.

이중 내부 경사 방법은 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 세 개의 지지점으로 지지되는 것으로 가정하여 축계 정렬을 해석하는 방법이다. 주로 유조선 기준으로는 150,000 DWT급 이상이나 추진축계의 프로펠러축 직경이 주로 500 mm를 초과하는 선박에서 단일 내부 경사의 설계로 선미관 후부 베어링의 국부 하중 혹은 면압을 완화시키지 못하거나 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 선급협회 규정을 만족시키기 어려운 경우에 추가적으로 선미관 후부 베어링의 선미측에 경사를 주는 방법이다. 추가적으로 적용되는 경사도와 경사를 적용하는 길이에 대한 규정 혹은 설계 지침이 미흡해 주로 축계 정렬 설계자의 경험으로 결정되고 있어 기술적으로 타당한 이중 내부 경사에 대한 설계 기준이 요구되고 있다.

이 장에서는 먼저 단일 내부 경사 방법에 기인하는 축계 정렬 해석 오차를 최소화하기 위해 하나의 반력지지점으로 해석하는 방법을 보완한 선미관 후부 베어링을 양단 반력지지점으로 고려하는 방법에 대해서 제시한다. 또한 이중 내부 경사 방법에서 불투명한 설계 지침을 보완하기 위해서 이중 내부 경사의 설계 기준에 대해서 기술적 방법을 기반으로 하는 설계 지침을 제시한다. 마지막으로 이중 내부 경사의 적용으로도 완화되지 되지 않는 선미관 후부 베어링의 국부 하중 혹은 면압에 대한 해결책으로 다단 내부 경사에 대한 설계 기준에 대한 새로운 방안을 제시하고자 한다.

5.1 선미관 후부 베어링의 양단 반력지지점

일반적인 축계 정렬 해석의 부정확성을 최소화하기 위해서, 축계 정렬 해석 결과에 따라 선미관 후부 베어링의 내부 경사를 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 고려하여 결정하고, 결정된 선미관 후부 베어링의 내부 경사를 다시 해당 축계 정렬에 반영하여 재해석한 결과를 토대로 평가가 되어야 한다. 이는 축계 정렬 해석으로 결정된 선미관 후부 베어링의 내부 경사를 축계 정렬에 반영하는 경우, 선미관 후부 베어링에서의 프로펠러축의 수직 위치가 변경되어 축계 전체 베어링 반력에 영향을 주기 때문이다.

이 절에서는 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사 평가 방법에 따른 축계 정렬의 영향을 확

인하고자 한다. 축계 정렬 해석으로 결정된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사를 축계 정렬 해석에 반영하기 위하여 선미관 후부 베어링의 유효베어링의 길이 양 끝단을 반력지지점으로 가정하여 축계 정렬을 재해석한다. 이때의 축계 정렬 해석 절차는 2장의 Fig. 2.9의 표준 절차를 Fig. 5.2와 같이 수정, 보완한 절차에 따라 수행한다. 만약 표준 해석 절차에 단일 내부 경사를 반영하여 재해석할 경우, 선미관 전부 베어링 및 다른 축계 베어링에서 하중이 작용하지 않은 경우가 발생하게 되면 Fig. 5.2에서와 같이, 해석 결과 검토 단계에서 베어링 옵션 최적화로 돌아가서 다시 축계 정렬 해석을 수행하여야 한다. 또한, 선미관 후부 베어링에 적용된 단일 내부 경사가 축계 정렬 해석에 미치는 영향을 확인하기 위해서 기존의 해석된 결과를 이용하여 선미관 후부 베어링의 단일 반력지지점과 양단 반력지지점에 따른 축계 정렬 해석의 차이를 확인한다. Fig. 5.3에 단일 반력지지점과 양단 반력지지점에 대한 차이를 나타내었다.

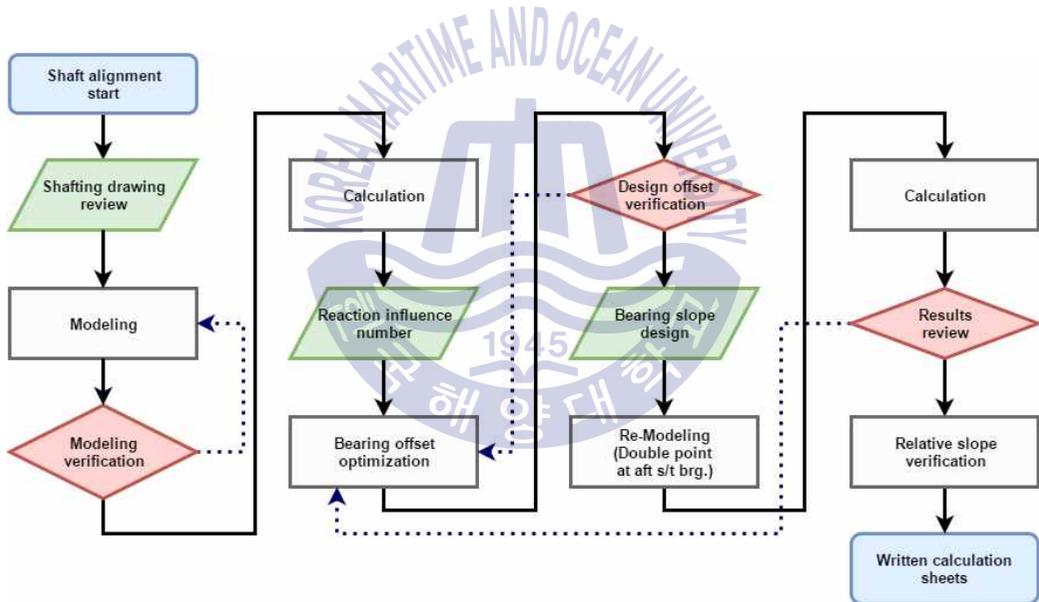


Fig. 5.2 Shaft alignment analysis procedure for single slope and double reaction supporting positions

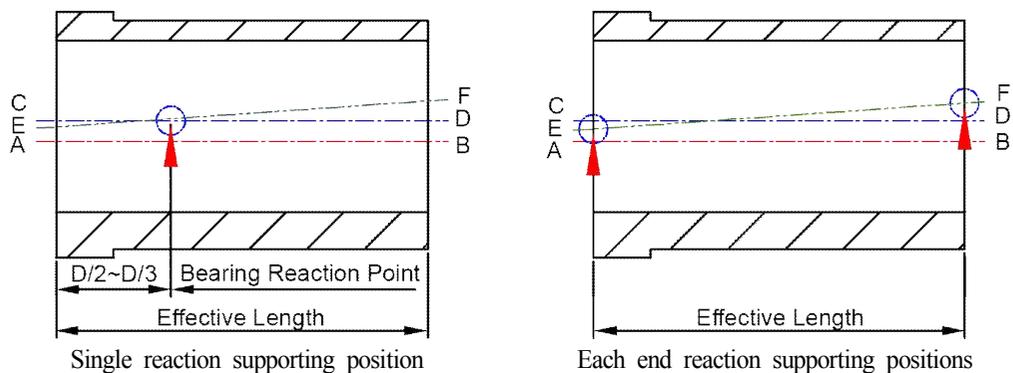


Fig. 5.3 Supporting type at aft stern tube bearing

최신 선박에서의 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사 평가 방법에 따른 축계 정렬의 영향을 확인을 위하여, Table 5.1과 같이 4장에서 EEDI가 적용된 유조선에 대상으로 단일 내부 경사 평가 방법이 축계 정렬 해석에 미치는 영향을 확인하였다.

Table 5.1 Various crude oil tankers for aft stern tube bearing slope analysis

Vessel types	
1	115,000 DWT crude oil tanker
2	158,000 DWT crude oil tanker
3	300,000 DWT crude oil tanker

5.1.1 115,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석

첫 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 5.2와 같다. 첫 번째 선박은 115,000 DWT 유조선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 6G60ME-C 엔진이며 최대 연속 출력은 77 rpm에서 11,200 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 8.0 m 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 32,000 kg이다. 축계는 프로펠러축은 직경 590 mm, 길이 8,095 mm이며, 중간축은 하나이며 직경은 490 mm, 길이 9,630 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 18.0 m의 길이를 가진 축계이다. 본 선박에 적용된 선미관 후부 베어링의 내부 경사도는 단일 내부 경사로 0.30 mm/m를 적용하였다.

Fig. 5.4는 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여주며 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 축계가 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 베어링과 선미관 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나이며, 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 단일 지지점으로 가정하여 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 5.3에서 나타내었다. Fig. 5.5는 축계 정렬 해석의 결과 중 축계의 변형 곡선을 보여준다. 선미관 베어링을 기준으로 엔진 베어링으로 갈수록 베어링 읍셋을 낮추어서 설계하였음을 확인할 수 있다. 축계 정렬 해석의 결과 산출된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.4와 같이 정의된다. 베어링의 양 끝단에서의 수직 변위 차이를 선미관 후부 베어링의 유효 길이의 비로 나타낸 것이 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도이며, 0.402 mm/m와 같다. 선급협회 규정을 만족하기 위해서 선미관 후부 베어링에 0.300 mm/m의 단일 내부 경사를 적용하여, 최종적으로 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 두 경사도의 차이로 0.102 mm/m같이 산출되며, 허용기준을 만족하는 것으로 평가되었다.

선미관 후부 베어링의 반력지지를 베어링의 양 끝단 지점으로 가정하여 수행 축계 정렬 해석의 결과를 Table 5.5에서 나타내었으며, 모든 베어링에서 허용범위 이내에 있음을 확인하였다. Table 5.4와 같이 결정된 선미관 후부 베어링 내부 경사도에 따라, 후부 베어링 양 끝단에서 전부 반력지지점은 0.40 mm의 베어링 읍셋을 적용하였으며, 후부 반력지지점은 (-)0.65 mm의 베어링 읍셋을 적용하였다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.6과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 0.453 mm/m이며 선미관 후부 베어링에 적용된 0.300 mm/m의 단일 내부 경사에 따라 최종 해석되는 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 두 경사도의 차이로 0.153 mm/m가 되며 선급협회 규정을 만족하는 것을 검토되었다.

Fig. 5.6은 축계 정렬 해석의 결과 중, 축계의 변형 곡선을 나타낸다. Fig. 5.5와 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 경사도를 비교해보면 Fig. 5.6에서는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 양 끝단, 두 개의 지점으로 고려되면서 적용된 베어링 내부 경사에 의해서 축계의 변형곡선이 선미관 후부 베어링의 내부 경사에 잘 추종하고 있음을 확인하였다.

Fig. 5.7은 앞에서 언급한 베어링 반력지지점 조건에 대한 차이점을 비교한 것이며, 선미관 후부 베어링이 단일 반력지지점과 양 끝단이 지지되는 경우를 비교해보면 선미관 후부 베어링에서는 6% (20,500 N), 선미관 전부 베어링은 가장 큰 23% (28,000 N), 중간축 베어링은 11% (9,400 N) 그리고 최후부 메인 엔진 베어링에서 16% (5,000 N)의 차이가 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정아래, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시에 설계와 실제 설치된 베어링의 하중이 차이가 크게 날 수 있으며, 설계 의도와는 다른 축계 정렬 작업이 될 수 있으므로 축계 정렬 해석의 오차를 최소화하기 위해서 설계단계에서 선미관 후부 베어링을 양 끝단으로 지지하여 축계 정렬 해석이 수행되어야 하는 것으로 판단된다.

Table 5.2 Shafting system specifications of 115,000 DWT crude oil tanker

Vessel type	115,000 DWT crude oil tanker
Main engine	MAN B&W 6G60ME-C, MCR 11,200 kW at 77 rpm
Crankshaft diameter (O.D/I.D)	820 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	490 mm × 9,630 mm
Propeller shaft diameter	590 mm × 8,095 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 8,000 mm
Bearing length and slope	1,120 mm (Effective length) / 0.30 mm/m



Fig. 5.4 Shaft alignment modeling of 115,000 DWT crude oil tanker

Table 5.3 Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	2,275	0.40	377,704	0.51
Fwd. ST Brg.	6,410	0.40	92,769	0.42
Int. Brg.	12,195	-3.62	92,140	0.46
M/E Brg. #8	18,305	-7.18	25,677	0.07
M/E Brg. #7	19,255	-7.18	154,294	0.48
M/E Brg. #6	20,335	-7.18	217,076	1.78
M/E Brg. #5	21,415	-7.18	220,144	1.80
M/E Brg. #4	22,495	-7.18	224,086	1.84
M/E Brg. #3	23,575	-7.18	84,004	0.69

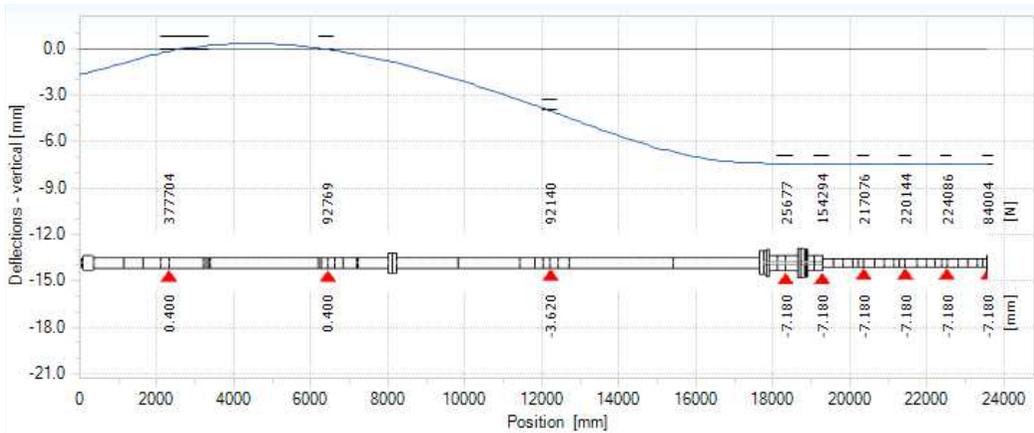


Fig. 5.5 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing

Table 5.4 Relative slope of 115,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,115	-0.277
Fwd. reaction supporting position [mm]	3,235	0.173
Propeller shaft slope [mm/m]		0.402
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.300
Relative slope [mm/m]		0.102

Table 5.5 Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,115	-0.09	350,744	0.54
Aft S/T Brg. #2	3,235	0.40	6,464	
Fwd. S/T Brg.	6,410	0.40	120,774	0.55
Inter. Brg.	81,810	-3.62	82,761	0.42
M/E Brg. #8	18,305	-7.18	30,642	0.09
M/E Brg. #7	19,255	-7.18	152,536	0.48
M/E Brg. #6	20,335	-7.18	215,741	1.77
M/E Brg. #5	21,415	-7.18	220,153	1.80
M/E Brg. #4	22,495	-7.18	224,155	1.84
M/E Brg. #3	23,575	-7.18	84,001	0.69

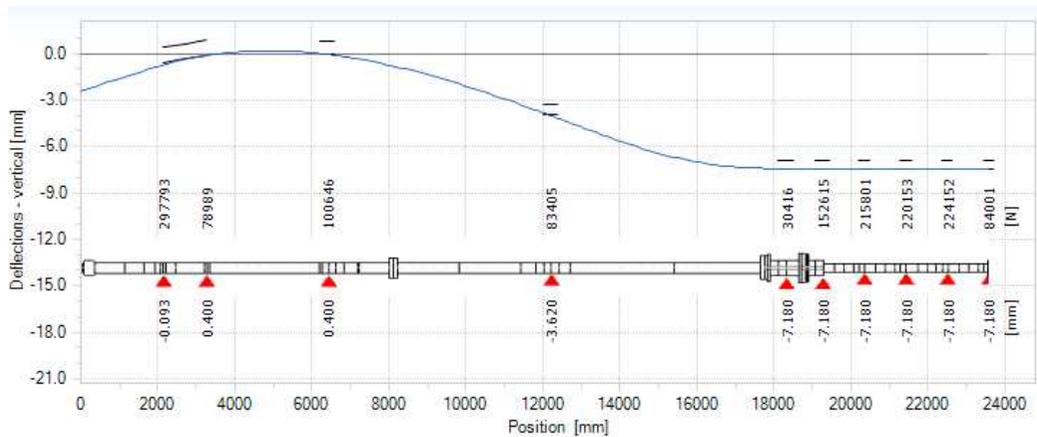


Fig. 5.6 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing

Table 5.6 Relative slope of 115,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,115	-0.610
Fwd. reaction supporting position [mm]	3,235	-0.103
Propeller shaft slope [mm/m]		0.453
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.300
Relative slope [mm/m]		0.153

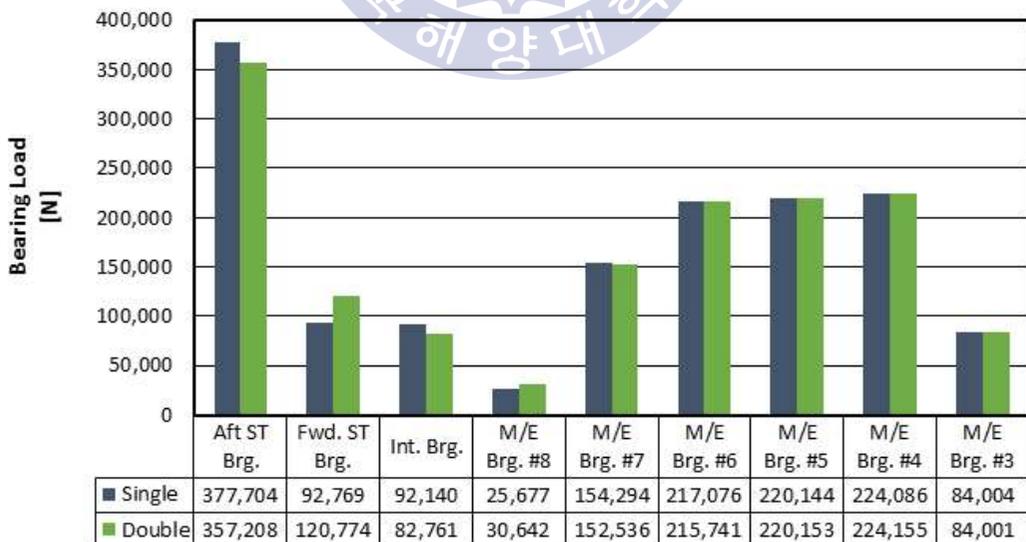


Fig. 5.7 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types

5.1.2 158,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석

두 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 5.7과 같다. 두 번째 선박은 158,000 DWT 유조선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 6G70ME-C 엔진이며 최대 연속 출력은 71.8 rpm에서 16,088 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 9.0 m 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 48,730 kg이다. 축계는 프로펠러축은 직경 660 mm, 길이 8,367 mm 이며, 중간축은 하나이며 직경은 560 mm, 길이 7,890 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 16.0 m의 길이를 가진 축계이다. 본 선박에 적용된 선미관 후부 베어링의 내부 경사도는 단일 내부 경사로 0.40 mm/m를 적용하였다.

Fig. 5.8은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여주며 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 축계가 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 베어링과 선미관 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나이며, 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 단일 지지점으로 가정하여 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 5.8에서 나타내었다. Fig. 5.9는 축계 정렬 해석의 결과 중 축계의 변형 곡선을 보여준다. 선미관 베어링을 기준으로 엔진 베어링으로 갈수록 베어링 옵셋을 낮추어서 설계하였음을 확인할 수 있다. 축계 정렬 해석의 결과 산출된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.9와 같이 정의된다. 베어링의 양 끝단에서의 수직 변위 차이를 선미관 후부 베어링의 유효 길이의 비로 나타낸 것이 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도이며, 0.475 mm/m와 같다. 선급협회 규정을 만족하기 위해서 선미관 후부 베어링에 0.400 mm/m의 단일 내부 경사를 적용하여, 최종적으로 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 두 경사도의 차이로 0.075 mm/m와 같이 산출되며, 허용기준을 만족하는 것으로 평가되었다.

선미관 후부 베어링의 반력지지를 베어링의 양 끝단 지점으로 가정하여 수행 축계 정렬 해석의 결과를 Table 5.10에서 나타내었으며, 모든 베어링에서 허용범위 이내에 있음을 확인할 수 있다. Table 5.9와 같이 결정된 선미관 후부 베어링 내부 경사도에 따라, 후부 베어링 양 끝단에서 전부 반력지지점은 0.00 mm의 베어링 옵셋을 적용하였으며, 후부 반력지지점은 (-)0.584 mm의 베어링 옵셋을 적용하였다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.11과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 0.555 mm/m이며 선미관 후부 베어링에 적용된 0.400 mm/m의 단일 내부 경사에 따라 최종 해석되는 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 두 경사도의 차이로 0.155 mm/m가 되며 선급협회 규정을 만족하는 것으로 검토되었다.

Fig. 5.10은 축계 정렬 해석의 결과 중, 축계의 변형 곡선을 나타낸다. Fig. 5.9와 프로펠러축과

선미관 후부 베어링의 경사도를 비교해보면 Fig. 5.10에서는 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 양 끝단, 두 개의 지점으로 고려되면서 적용된 베어링 내부 경사에 의해서 축계의 변형곡선이 선미관 후부 베어링의 내부 경사에 잘 추종하고 있음을 확인하였다.

Fig. 5.11은 앞에서 언급한 베어링 반력지지점 조건에 대한 차이점을 비교한 것이며, 선미관 후부 베어링이 단일 반력지지점과 양 끝단이 지지되는 경우를 비교해보면 선미관 후부 베어링에서는 5% (27,600 N), 선미관 전부 베어링은 33% (45,300 N), 중간축 베어링은 가장 큰 43% (20,008 N) 그리고 최후부 메인 엔진 베어링에서 15% (4,800 N)의 차이가 있다. 이러한 차이는 선체 변형이 없다는 가정아래, 본 선박에서의 축계 정렬 작업 시에 설계와 실제 설치된 베어링의 하중이 차이가 크게 날 수 있으며, 설계 의도와는 다른 축계 정렬 작업이 될 수 있으므로 축계 정렬 해석의 오차를 최소화하기 위해서 설계단계에서 선미관 후부 베어링을 양 끝단으로 지지하여 축계 정렬 해석이 수행되어야 하는 것으로 판단된다.

Table 5.7 Shafting system specifications of 158,000 DWT crude oil tanker

Vessel type	158,000 DWT crude oil tanker
Main engine	MAN B&W 6G70ME-C, MCR 16,088 kW at 71.8 rpm
Crankshaft diameter (O.D/I.D)	960 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	560 mm × 7,890 mm
Propeller shaft diameter	660 mm × 8,357 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 9,000 mm
Bearing length and slope	1,460 mm (Effective length) / 0.40 mm/m

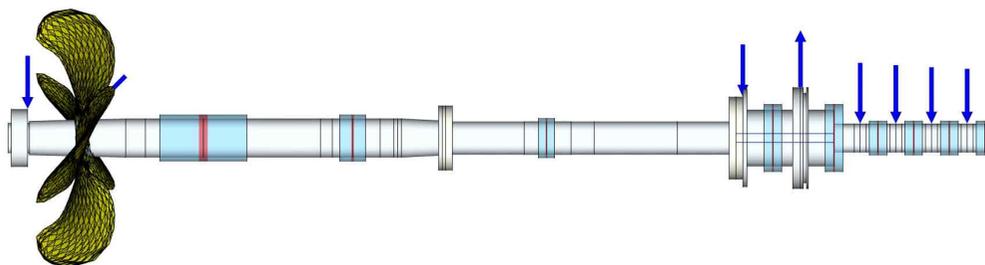


Fig. 5.8 Shaft alignment modeling of 158,000 DWT crude oil tanker

Table 5.8 Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	2,772	0.00	586,016	0.61
Fwd. ST Brg.	6,795	0.00	91,932	0.32
Int. Brg.	11,057	-2.94	66,420	0.43
M/E Brg. #8	16,867	-6.10	28,138	0.10
M/E Brg. #7	17,897	-6.10	262,661	0.92
M/E Brg. #6	19,157	-6.10	359,039	2.48
M/E Brg. #5	20,417	-6.10	354,177	2.45
M/E Brg. #4	21,677	-6.10	354,346	2.45
M/E Brg. #3	22,937	-6.10	136,011	0.94

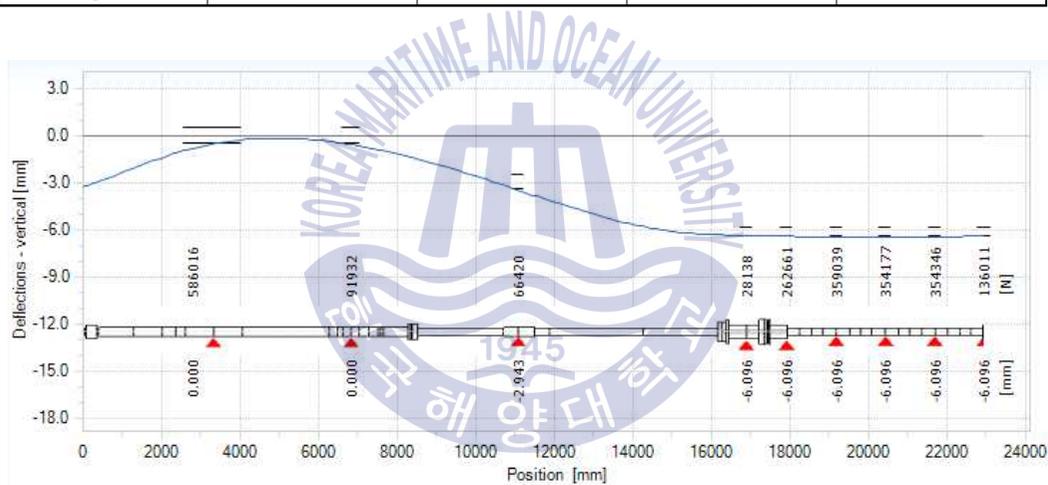


Fig. 5.9 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing

Table 5.9 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,552	-0.948
Fwd. reaction supporting position [mm]	4,012	-0.255
Propeller shaft slope [mm/m]		0.475
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.400
Relative slope [mm/m]		0.075

Table 5.10 Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,552	-0.58	505,205	0.58
Aft S/T Brg. #2	4,012	0.00	53,233	
Fwd. S/T Brg.	6,795	0.00	137,183	0.48
Inter. Brg.	11,057	-2.94	46,412	0.30
M/E Brg. #8	16,867	-6.10	32,964	0.12
M/E Brg. #7	17,897	-6.10	261,441	0.92
M/E Brg. #6	19,157	-6.10	357,738	2.47
M/E Brg. #5	20,417	-6.10	354,135	2.45
M/E Brg. #4	21,677	-6.10	354,418	2.45
M/E Brg. #3	22,937	-6.10	136,012	0.94

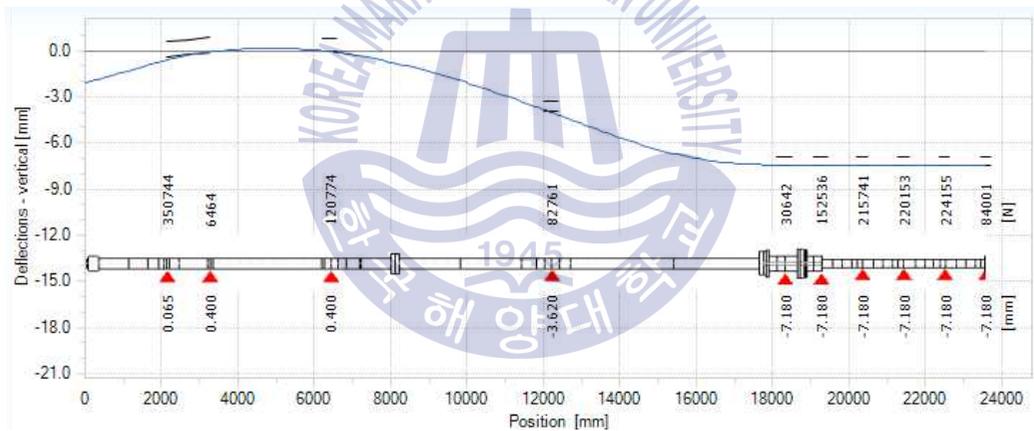


Fig. 5.10 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing

Table 5.11 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,552	-1.377
Fwd. reaction supporting position [mm]	4,012	-0.527
Propeller shaft slope [mm/m]		0.555
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.400
Relative slope [mm/m]		0.155

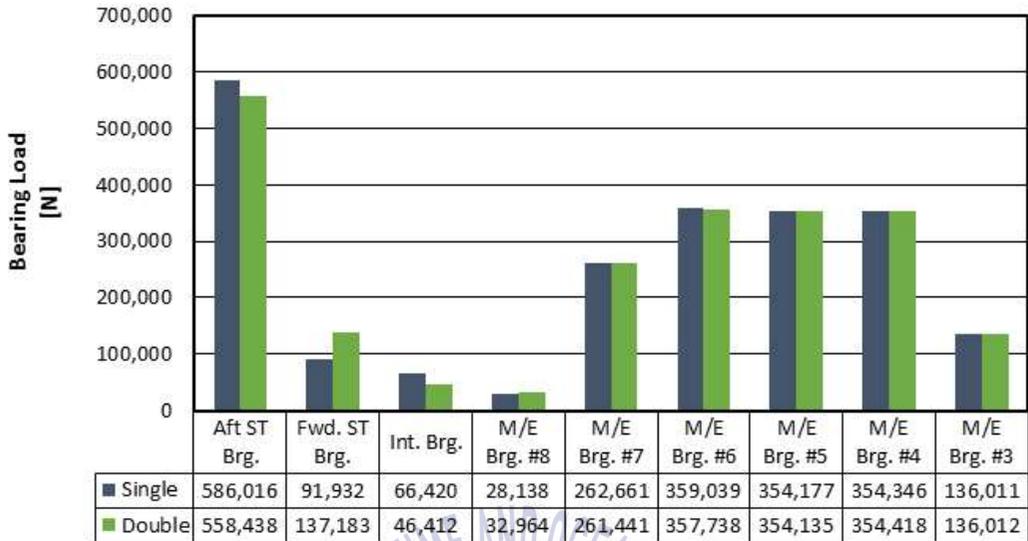


Fig. 5.11 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types

5.1.3 300,000 DWT 유조선의 단일 내부 경사 해석

세 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 5.12와 같다. 세 번째 선박은 300,000 DWT 유조선으로, 메인 엔진은 WARTSILA사의 7X82 엔진이며 최대 연속 출력은 65.7 rpm에서 24,020 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 10.6 m 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 76,090 kgf이다. 축계는 프로펠러축은 직경 8,150 mm, 길이 10,110 mm 이며, 중간축은 하나이며 직경은 650 mm, 길이 9,450 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 19.6 m의 길이를 가진 축계이다. 본 선박에 적용된 선미관 후부 베어링의 내부 경사도는 단일 내부 경사로 0.684 mm/m를 적용하였다.

Fig. 5.12는 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여주며 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 축계가 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 베어링과 선미관 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나이며, 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점을 단일 지지점으로 가정하여 수행한 축계 정렬 해석의 결과를 Table 5.13에서 나타내었다. Fig. 5.12는 축계 정렬 해석의 결과 중 축계의 변형 곡선을 보여준다. 선미관 베어링을 기준으로 엔진 베어링으로 갈수록 베어링 읍셋을 낮추어서 설계하였음을 확인할 수 있다. 축계 정렬 해석의 결과 산출된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.14와 같이 정의된다. 베어링의 양 끝단에서의 수직 변위 차이를 선미관 후부 베어링의 유효 길

이의 비로 나타낸 것이 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도이며, 0.632 mm/m와 같다. 선급협회 규정을 만족하기 위해서 선미관 후부 베어링에 0.684 mm/m의 단일 내부 경사를 적용하여, 최종적으로 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 두 경사도의 차이로 (-)0.052 mm/m로, 허용기준을 만족하는 것으로 평가되었다.

선미관 후부 베어링의 반력지지를 베어링의 양 끝단 지점으로 가정하여 수행 측계 정렬 해석의 결과를 Table 5.15에서 나타내었으며, 모든 베어링에서 허용범위 이내에 있음을 확인하였다. Table 5.14와 같이 결정된 선미관 후부 베어링 내부 경사도에 따라, 후부 베어링 양 끝단에서 전부 반력지지는 0.661 mm의 베어링 윗셋을 적용하였으며, 후부 반력지지는 (-)0.563 mm의 베어링 윗셋을 적용하였다. 또한 측계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링의 단일 내부 경사는 Table 5.16과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 0.836 mm/m이며 선미관 후부 베어링에 적용된 0.684 mm/m의 단일 내부 경사에 따라 최종 해석되는 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 두 경사도의 차이로 0.152 mm/m가 되며 선급협회 규정을 만족하는 것으로 검토되었다.

Fig. 5.14는 측계 정렬 해석의 결과 중, 측계의 변형 곡선을 나타낸다. Fig. 5.13과 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 경사도를 비교해보면 Fig. 5.14에서는 선미관 후부 베어링의 반력지지가 양 끝단, 두 개의 지점으로 고려되면서 적용된 베어링 내부 경사에 의해서 측계의 변형곡선이 선미관 후부 베어링의 내부 경사에 잘 추종하고 있음을 확인하였다.

Fig. 5.15는 앞에서 언급한 베어링 반력지지점 조건에 대한 차이점을 비교한 것이며, 선미관 후부 베어링이 단일 반력지지점과 양 끝단이 지지되는 경우를 비교해보면 선미관 후부 베어링에서는 6% (67,100 N), 중간축 베어링은 13% (24,100 N) 그리고 최후부 메인 엔진 베어링에서 11% (12,000 N)의 차이가 있다. 그러나 선미관 전부 베어링에서는 양단 반력지지점으로 지지되는 경우에는 하중이 작용하지 않는 것을 확인할 수 있다. 만약, 선체 변형이 없다는 가정아래, 본 선박에서 초기의 설계된 측계 정렬 해석의 결과에 따라 측계 정렬 작업이 된다면, 전부 선미관에 하중이 작용하지 않는 것이 측계 정렬 해석의 결과에 따르는 측계 정렬 작업이지만, 본 선박에서 측계 정렬 작업 시에 초기의 해석 결과를 따르게 되면 작업방법을 통하여 선미관 전부 베어링에 하중이 작용하도록 측계 정렬을 수행하게 하게 된다. 이 경우는 설계와는 다른 측계 정렬 작업이 될 가능성이 높으며, 이를 예방하는 방편으로 측계 정렬 해석의 오차를 최소화하기 위해서 설계단계에서 선미관 후부 베어링을 양 끝단으로 지지하여 측계 정렬 해석이 수행되어야 하는 것을 알 수 있다. 특히, 이 경우는 선미관 전부 베어링에 하중이 작용하도록 Fig. 5.2의 절차에 따라 반드시 초기 베어링 윗셋 최적화부터 다시 측계 정렬을 수행되어야 한다.

Table 5.12 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker

Vessel type	300,000 DWT crude oil tanker
Main engine	WARTSILA 7X82, MCR 24,020 kW at 65.7 rpm
Crankshaft diameter (O.D/I.D)	10200 mm
Intermediate shaft diameter	650 mm × 9,450 mm
Propeller shaft diameter	815 mm × 10,110 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 10,600 mm
Bearing length and slope	1,790 mm (Effective length) / 0.684 mm/m

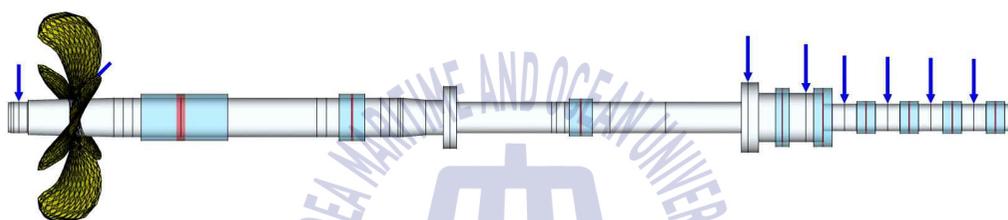


Fig. 5.12 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker

Table 5.13 Bearing loads on single supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft ST Brg.	3,003	0.00	994,514	0.68
Fwd. ST Brg.	8,090	1.10	49,180	0.11
Int. Brg.	14,110	-0.35	206,410	0.66
M/E Brg. #8	20,370	-3.40	108,708	0.38
M/E Brg. #7	21,308	-3.70	342,889	0.88
M/E Brg. #6	22,813	-4.19	478,446	2.23
M/E Brg. #5	24,318	-4.68	477,937	2.22
M/E Brg. #4	25,823	-5.17	472,508	2.20
M/E Brg. #3	27,328	-5.65	202,701	0.94

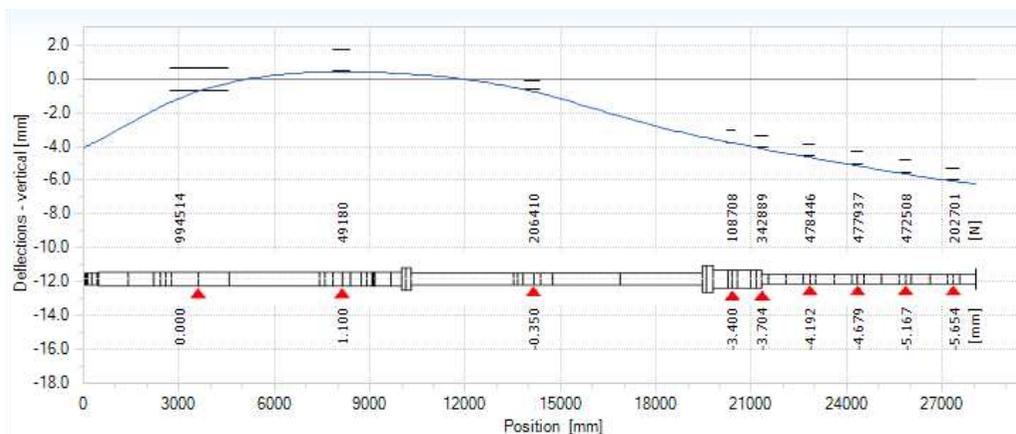


Fig. 5.13 Shaft deflection curve on single supporting at aft S/T bearing

Table 5.14 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,735	-1.371
Fwd. reaction supporting position [mm]	4,525	-0.239
Propeller shaft slope [mm/m]		0.632
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.684
Relative slope [mm/m]		-0.052

Table 5.15 Bearing loads on double supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Bearing offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,735	-0.56	667,156	0.73
Aft S/T Brg. #2	4,525	0.66	394,437	
Fwd. S/T Brg.	8,090	1.10	0	0.00
Inter. Brg.	14,110	-0.35	182,315	0.58
M/E Brg. #8	20,370	-3.40	121,139	0.42
M/E Brg. #7	21,308	-3.70	340,522	0.88
M/E Brg. #6	22,813	-4.19	474,579	2.21
M/E Brg. #5	24,318	-4.68	477,716	2.22
M/E Brg. #4	25,823	-5.17	472,718	2.20
M/E Brg. #3	27,328	-5.65	202,710	0.94

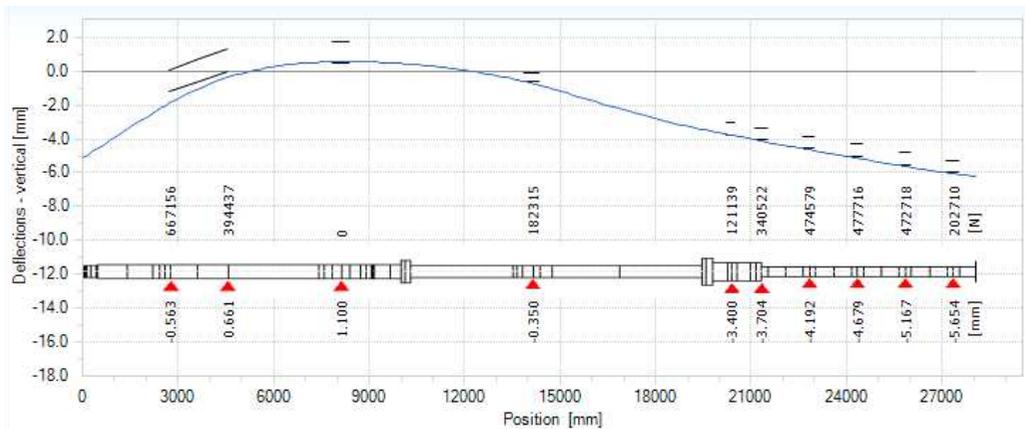


Fig. 5.14 Shaft deflection curve on double supporting at aft S/T bearing

Table 5.16 Relative slope of 158,000 DWT crude oil tanker

	Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]	2,735	-1.880
Fwd. reaction supporting position [mm]	4,525	-0.383
Propeller shaft slope [mm/m]		0.836
Aft S/T bearing slope [mm/m]		0.684
Relative slope [mm/m]		0.152

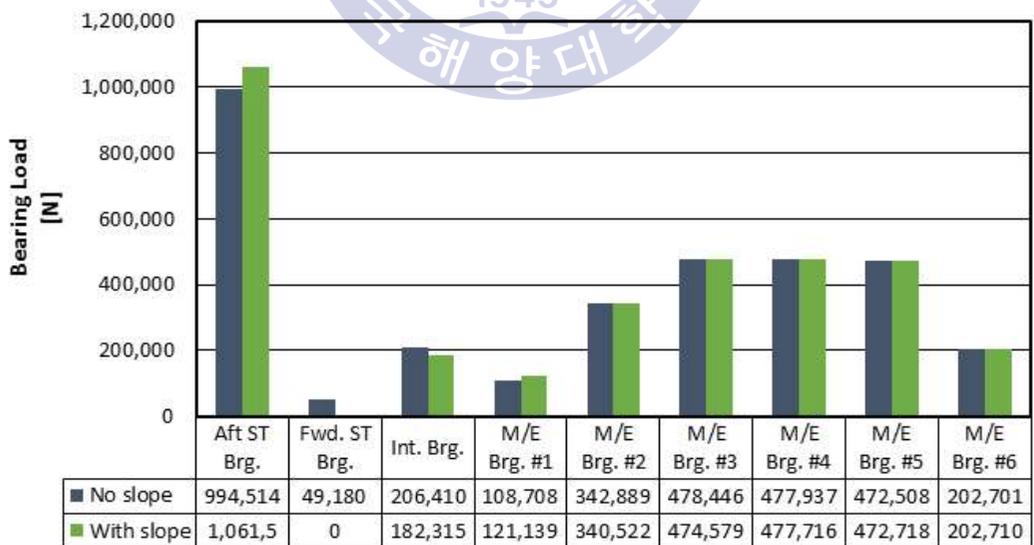


Fig. 5.15 Comparison chart of bearing load on bearing reaction supporting types

5.2 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사

선미관 후부 베어링에 작용하는 국부 하중 혹은 면압을 완화시키기 위해서 적용하는 선미관 후부 베어링의 내부 경사는 단일 내부 경사로 해석하는 것이 일반적이다. 그러나 프로펠러축의 강성에 대비하여 프로펠러의 무게가 과도하게 무거운 경우는 단일 경사를 적용하는 경우 너무 과도한 경사를 적용해야 하는 경우가 발생하거나, 단일 내부 경사로는 선미관 후부 베어링의 선미측에 집중하는 하중을 완화시키기에 부족한 경우도 있다. 이를 해결하기 위하여 선미관 후부 베어링의 선미부에 부분적으로 내부 경사를 추가하는 이중 내부 경사 방법이 적용되고 있다.

지금까지의 이중 내부 경사는 설계자의 경험을 기반으로 하는 두 가지의 기준이 존재한다. 하나는 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도와 다른 하나는 베어링의 이중 내부 경사부의 길이이다. 상대 경사도는 선급협회의 일반 규정을 따르며, 이중 내부 경사부의 길이는 경험적인 결과 등을 토대로 해석을 수행하는 것이 일반적이다. 이중 내부 경사에 대해서는 축계 설계자에 따라 그 특성이 달라지는데, 예를 들어 A사의 경우는 이중 내부 경사가 적용된 선미관 후부 베어링을 살펴보면 대부분 200 mm에서 300 mm 정도였다. A사와 같이 경험적인 자료를 기반으로 적용하는 경우의 특징은 이중 내부 경사부가 짧고 경사의 값이 크다는 것이다. B사의 경우는 이중 내부 경사부의 길이가 A사의 기준보다 2배 이상 긴 것이 특징으로 설계 기준은 선미관 베어링의 지지점에 작용하는 하중의 비를 근거로 하고 있다. Fig. 5.16은 베어링 반력지지점, Aft, Mid 그리고 Fwd.에서 축계가 구동하지 않은 정적인 조건에서 작용하는 하중을 나타낸다. 여기서 하중의 비는 선미관 후부 베어링에 작용하는 전체 하중을 기준으로 선미측 경사(Aft segment : Aft-Mid)에는 선미관 후부 베어링에 작용하는 하중의 2/3가 작용하게 하고, 선수측(Fwd. segment : Mid-Fwd.)에는 선미관 후부 베어링에 작용하는 하중의 1/3을 작용하도록 경사도를 조정하는 방법을 프랑스선급협회에서 제안하고 있다.

하지만 가장 중요한 설계 포인트는 이중 내부 경사를 나누는 변곡점(Knuckle point, “A” Point)의 위치이며, 이러한 이중 내부 경사 방법은 축계 설계자가 이용하기에는 기준이 모호하고 축계의 특성을 반영하기에는 한계성이 있다. 따라서 본 연구에서는 이중 내부 경사 방법에 대해서 경사도는 기하학적인 관점으로 적용하는 방법으로 접근하고, 이중 경사의 기준이 되는 변곡점은 2장 2.1.4절에서 소개된 윤활 기준을 적용하여 만족하는 최소한의 길이를 선미관 후부 베어링의 후부에 적용되는 이중 내부 경사의 최소 길이를 설정하는 방법으로 제안하고자 한다.

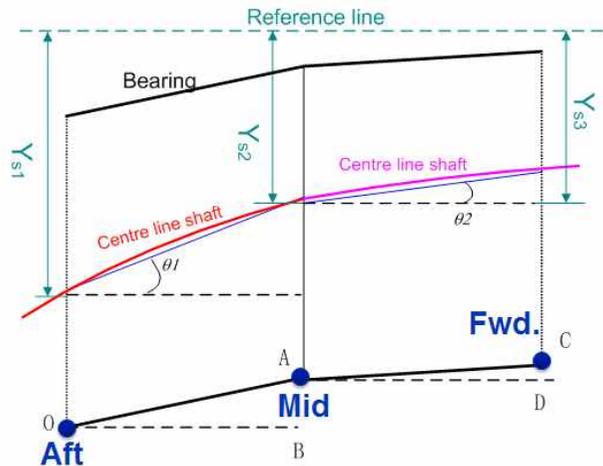


Fig. 5.16 Double slope bearing

5.2.1 이중 내부 경사의 기준

기본적으로 이중 내부 경사를 적용하기 위해서 5.1절에서 소개된 선미관 후부 베어링의 양단 반력지지점 방법에 따라 축계 정렬을 임시로 해석하고 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사를 결정하게 된다. Fig. 5.17에 이중 내부 경사 적용을 위한 축계 정렬 해석의 절차를 나타내었다.

이중 내부 경사를 적용하는 방법은 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이의 상대 경사도를 이용하는 방법이다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 0.3 mm/m 이내가 되도록 기하적인 접근법으로 이중 내부 경사도의 기준을 제시할 수 있다. 먼저 이중 내부 경사를 적용하기에 앞서, 선미관 후부 베어링의 반력지지점을 선미관 후부 베어링의 유효 길이의 양 끝단으로 가정하고, 그 절반에 추가 반력지지점을 추가하여 Fig. 5.18과 같이 세 개의 반력지지점으로 축계를 지지하는 것으로 축계 정렬 해석을 수행한다.

이로부터 각 지점에서의 축의 처짐량이 구해진다. 각 지지점에서의 처짐량을 이용하여 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 Fig. 5.19를 기준으로 식(5.1)과 식(5.2)에 따라 각각 계산한다. 식(5.1)과 식(5.2)을 만족하는 축계는 선급 규정을 모두 만족하므로 선미관 후부 베어링에 내부 경사를 적용할 필요가 없으며, 식(5.1)과 식(5.2)을 만족하지 않는 경우는 식(5.3)을 만족하는 우선 임의의 단일 내부 경사, $\angle AOB$ 를 적용하여 Fig. 5.20에서 식(5.1)과 식(5.4)에 따라 각각의 경사에 대해서 계산한다. 식(5.1)과 식(5.4)을 만족하는 축계는 선급 규정을 만족하는 축계임을 확인할 수 있다. Fig. 5.20에서 식(5.1)과 식(5.4)를 만족하지 않는 경우는 Fig. 5.21에서 각각의 경사부에 식

(5.5)과 식(5.6)을 만족하는 임의의 내부 경사 $\angle AOB$ 와 $\angle CAD$ 를 선미측 그리고 선수측 경사에 각각 적용한다. 이때 적용된 임의의 내부 경사 $\angle AOB$ 와 $\angle CAD$ 가 이중 내부 경사의 값이 된다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점 종류에 따른 권장하는 베어링 읍셋의 방향은 Fig. 5.22와 같다. 축계 정렬 해석 시 선미관 후부 베어링의 선수단, 즉 제일 앞단이 기준선에 일치하도록 권장하는데, 이는 선미관 후부 베어링에 작용하는 국부 면압 혹은 하중이 주로 선미관 후부 베어링의 선미측에 작용하는 것을 고려한 것이다. 또한 축계 정렬 설치 작업 시에도 선미관 후부 베어링의 선수단을 작업 기준점이 되는 것을 고려한 것으로, 선미측은 베어링에 적용된 내부 경사가공으로 정확한 중심 위치의 확인이 불가능하기 때문이다.

$$\theta_i = \tan(|Y_{si} - Y_{si+1}|/L_i) \approx ||Y_{si} - Y_{si+1}|/L_i| \quad (5.1)$$

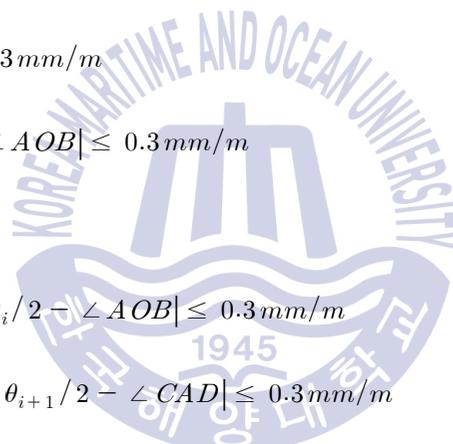
$$(\theta_i + \theta_{i+1})/2 \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.2)$$

$$|(\theta_i + \theta_{i+1})/2 - \angle AOB| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.3)$$

$$\theta_i \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.4)$$

$$\text{Aft segment part : } |\theta_i/2 - \angle AOB| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.5)$$

$$\text{Fwd. segment part : } |\theta_{i+1}/2 - \angle CAD| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.6)$$



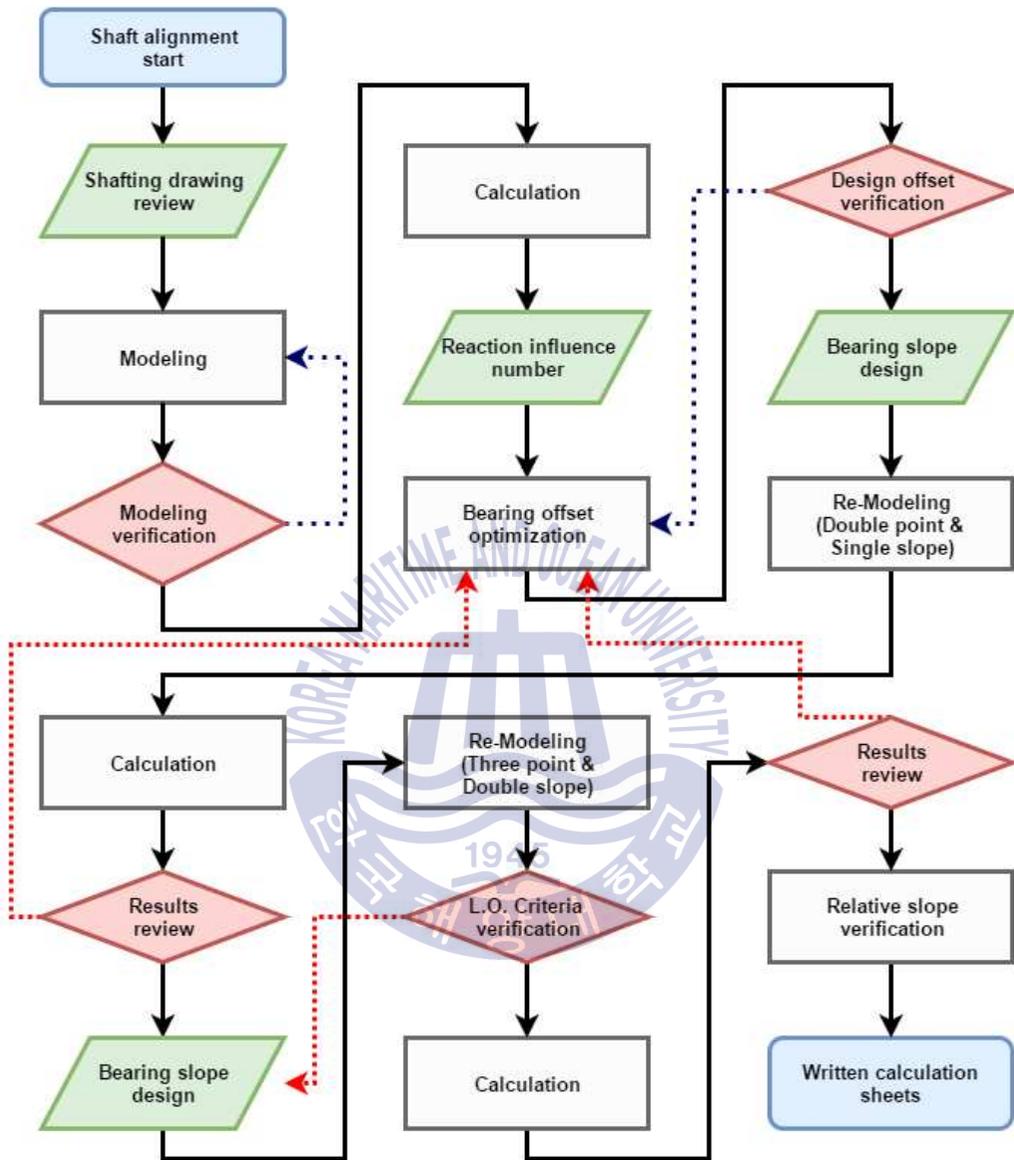


Fig. 5.17 Shaft alignment analysis procedure for double slope and three reaction supporting positions

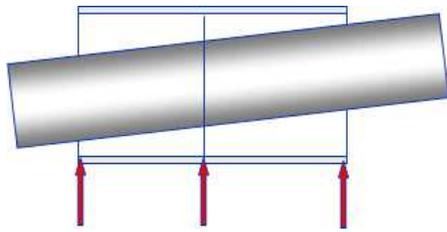


Fig. 5.18 Basic reaction supporting positions of double slope bearing

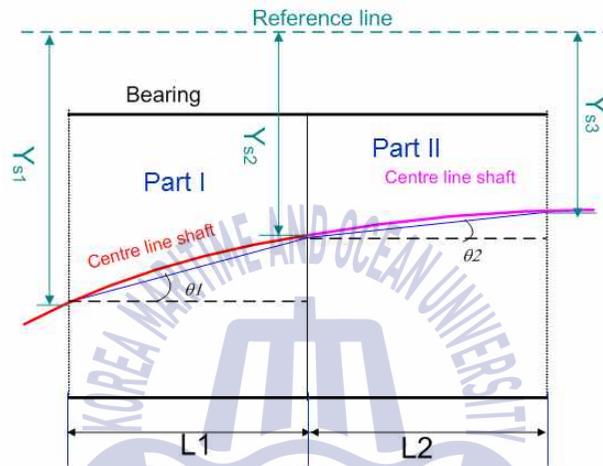


Fig. 5.19 Aft stern tube bearing

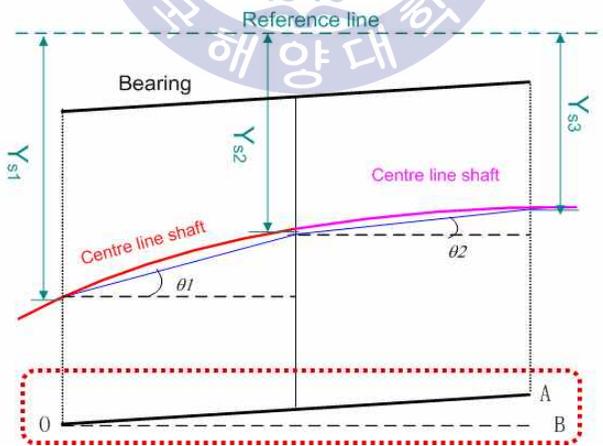


Fig. 5.20 Single slope in aft stern tube bearing

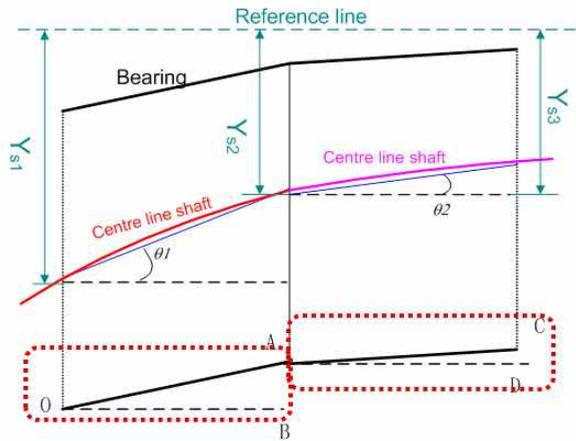
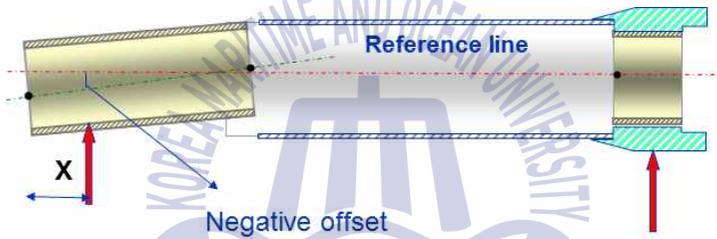
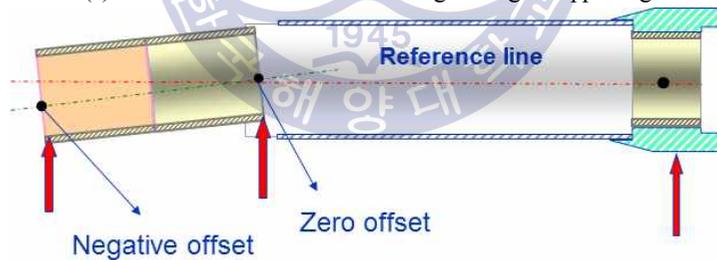


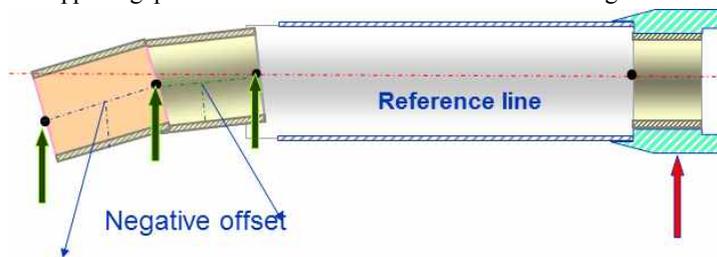
Fig. 5.21 Double slope for each segments in aft stern tube bearing



(a) Offset of aft stern tube bearing / Single supporting



(b) Reaction supporting positions and offset of aft stern tube bearing / Double supporting



(c) Reaction supporting positions and offset of aft stern tube bearing / Three supporting

Fig. 5.22 Reaction supporting position and offset of aft stern tube bearing

5.2.2 이중 내부 경사의 변곡점 기준

선미관 후부 베어링에 이중 내부 경사를 적용하기 위해서 5.2.1절에서 베어링의 유효 길이의 절반을 기준으로 검토하였다. 선미관 후부 베어링의 후부 경사 길이는 변곡점에 따라서 베어링의 피로한도 수명과 축의 정적인 상태와 동적인 거동 상태에 따른 견딜 수 있는 면압의 기준이 결정되기 때문에 변곡점 위치 선정이 이중 내부 경사를 적용하는데 있어 가장 중요하다고 할 수 있다. 변곡점의 위치는 2장의 2.1.4절에서 설명된 선미관 후부 베어링의 윤활 해석 기준을 이용하여 평가하며, 윤활 해석을 수행하여 피로한도를 고려한 이중 내부 경사의 변곡점을 가능한 베어링의 후부로 위치시켜서 제시된 윤활 해석 기준을 만족하는 위치를 찾는 방법을 제안한다. 자세한 변곡점을 최적화하는 방법에 대해서는 5.2.3절에 기술한다.

이중 내부 경사를 선미축을 선미부 경사, 선수축을 선수부 경사로 구분 짓는다면 선미부 경사는 축계가 초기 구동될 때 주로 하중을 지지한다. 이때 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이의 초기 유체 윤활 형성이 어려우므로 윤활 해석 측면에서 가장 어려운 조건이라 할 수 있다. 이에 반해, 선수부 경사는 주로 축계가 정상 운전을 하는 구간에서 주로 하중을 지지하고 있어, 피로수명 측면에서 중요하다. 따라서 두 가지 경우를 적절히 고려하여 이중 내부 경사의 변곡점 기준을 설정하는 것이 중요하다.

5.2.3 300,000 DWT 유조선의 이중 내부 경사 해석

이중 내부 경사 적용 대상 선박의 일반 사양은 Table 5.17과 같다. 선박은 300,000 DWT 유조선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 7G80ME-C 엔진이며 최대 연속 출력은 66 rpm에서 26,460 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 10.7 m 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 86,856 kgf이다. 축계는 프로펠러축은 직경 830 mm, 길이 11,712 mm이며, 중간축은 하나이며 직경은 690 mm, 길이 11,205 mm로 메인 엔진축을 제외하고 약 19.6 m의 길이를 가진 축계이다.

Fig. 5.23은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여주며 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 축계가 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 베어링과 선미관 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나이며, 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있다.

먼저 전체 단일 내부 경사를 적용하기 위하여 초기의 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 우선 검토한다. 이때의 선미관 후부 베어링의 옵셋은 모두 기준선을 기준으로 0.000 mm 변위를 가지는 위치에서 축계 정렬 해석을 수행한다. 초기 해석의 결과는 다음 Table 5.18과 같다. 초기 조건이 선미관 후부 베어링의 반력지지점의 베어링 옵셋을 기준선과 일치시켜서, 첫

단계에서는 Aft S/T Brg. #1에만 하중이 작용하는 것을 확인할 수 있으며, 이때의 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도를 확인하면 선미축은 0.576 mm/m이며, 선수축은 0.363 mm/m로 모두 선급협회 규정인 0.300 mm/m를 초과하는 것을 **Table 5.19**에서 확인할 수 있다. 다음 단계로 단일 내부 경사를 0.400 mm/m를 적용하여 축계 정렬 해석의 결과를 확인한다.

두 번째 해석 단계는 다음과 같다. **Table 5.20**은 선미관 후부 베어링에 적용되는 단일 내부 경사도에 따라, 선미축을 기준으로 각각 Aft S/T Brg. #1은 (-)0.18 mm, Aft S/T Brg. #2는 0.21 mm 그리고 Aft S/T Brg. #3은 0.60 mm의 베어링 옵셋을 적용한다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 **Table 5.21**과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 선미축은 0.753 mm/m이며, 선수축은 0.512 mm/m이다. 선미관 후부 베어링에 적용된 0.400 mm/m의 단일 내부 경사에 따라 최종 해석되는 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 선미축은 0.353 mm/m이며, 선수축은 0.110 mm/m로 선미축을 제외한 선수축에서 선급협회 규정을 만족하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 선미축의 선미관 후부 베어링의 내부 경사도를 1.249 mm/m를 적용하여 다음 단계의 축계 정렬 해석의 결과를 확인한다.

세 번째 해석 단계는 다음과 같다. **Table 5.22**는 선미관 후부 베어링에 적용되는 단일 내부 경사도에 따라, 선미축을 기준으로 각각 Aft S/T Brg. #1은 (-)1.00 mm, Aft S/T Brg. #2는 0.21 mm 그리고 Aft S/T Brg. #3은 0.60 mm의 베어링 옵셋을 적용하여 축계 정렬을 재해석한다. 그 결과 선미관 후부 베어링에는 모두 하중이 작용하고 있는 것을 **Table 5.22**를 통해서 확인할 수 있다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 **Table 5.23**과 같다. 프로펠러축에서의 경사도는 선미축은 1.061 mm/m이며, 선수축은 0.727 mm/m이다. 선미관 후부 베어링에 적용된 내부 경사도는 이중 내부 경사로 선미축은 1.249 mm/m이고 선수축은 초기의 단일 내부 경사인 0.400 mm/m이다. 따라서 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 선미축은 (-)0.190 mm/m이며, 선수축은 0.330 mm/m로 선수축을 제외한 선미축에서 선급협회 규정을 만족하는 것을 확인할 수 있다. 또한 선미관 후부 베어링의 윤활 기준을 **Table 5.24**와 같이 확인해보면 선미축 경사 부분에서 윤활 해석 결과 30.7 rpm으로 기준 속도인 30.0 rpm을 살짝 초과하고 있음을 확인할 수 있다. 반복 계산을 통해서 최적의 선미축, 선수축 경사도를 찾는다.

마지막 단계로, 반복 계산을 통해서 찾은 최적의 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사를 선미축과 선수축에 반영하여 축계 정렬 최종 해석을 수행한다. **Table 5.25**는 선미관 후부 베어링에 적용되는 단일 내부 경사도에 따라, 선미축을 기준으로 각각 Aft S/T Brg. #1은 (-)1.00 mm, Aft S/T Brg. #2는 0.00 mm 그리고 Aft S/T Brg. #3은 0.60 mm의 베어링 옵셋을 적용하여 축계 정렬을 재해석한 결과이다. 그 결과를 확인하면 선미관 후부 베어링에는 모두 적절한 하중이 작용하

고 있는 것을 **Table 5.25**를 통해서 확인할 수 있다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 **Table 5.26**과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 선미측은 1.049 mm/m이며, 선수측은 0.740 mm/m이다. 선미관 후부 베어링에 적용된 내부 경사도는 이중 내부 경사로 선미측은 1.031 mm/m이고 선수단의 내부 경사는 0.619 mm/m이다. 따라서 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 선미측은 0.018 mm/m이며, 선수측은 0.121 mm/m로 모든 베어링 위치에서 선급협회 규정을 만족하는 것을 확인할 수 있다. 또한 선미관 후부 베어링의 윤활 기준을 **Table 5.27**과 같이 확인해보면 선미측 경사 부분에서 윤활 해석 결과 21.1 rpm으로 기준 속도인 30.0 rpm을 완전히 만족하고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 제안된 방법에 따라 선미관 후부 베어링의 이중 경사도의 변곡점을 최적화된 위치를 정의할 수 있는 것을 확인하였다.

Table 5.17 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker

Vessel type	300,000 DWT crude oil tanker
Main engine	MAN B&W 7G80ME-C, MCR 26,460 kW at 66.0 rpm
Crankshaft diameter (O.D/I.D)	1,060 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	690 mm × 11,205 mm
Propeller shaft diameter	830 mm × 11,712 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 10,700 mm
Bearing slope	Aft segment : 1.031 mm/m (Haft part) Fwd. segment : 0.619 mm/m

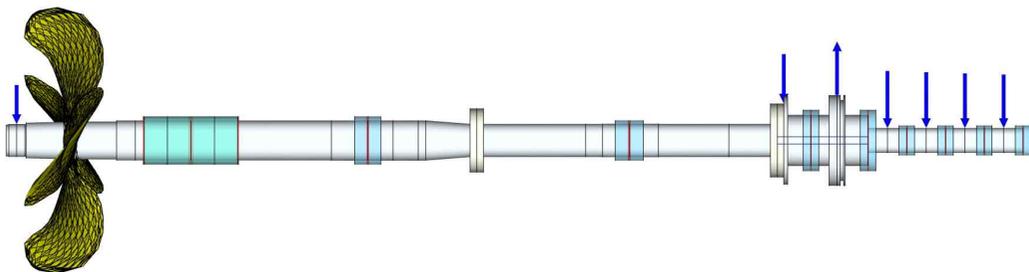


Fig. 5.23 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker

Table 5.18 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (1st step)

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,842	0.60	99,6397	0.62
Aft S/T Brg. #2	3,812	0.60	0	
Aft S/T Brg. #3	4,782	0.60	0	
Fwd. S/T Brg.	9,462	0.60	271,699	0.60
Inter. Brg.	17,862	-5.90	168,770	0.42
M/E Brg. #8	23,612	-8.30	39,441	0.12
M/E Brg. #7	24,792	-8.30	317,675	0.93
M/E Brg. #6	26,192	-8.30	520,411	3.12
M/E Brg. #5	27,592	-8.30	480,505	2.88
M/E Brg. #4	28,992	-8.30	485,924	2.92
M/E Brg. #3	30,392	-8.30	184,913	1.11

Table 5.19 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (1st step)

		Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]		2,842	-0.498
Mid reaction supporting position [mm]		3,812	0.061
Fwd. reaction supporting position [mm]		4,782	0.414
Propeller shaft slope [mm/m]	Aft	0.576	
	Fwd.	0.363	
Aft S/T bearing slope [mm/m]	Aft	0.000	
	Fwd.	0.000	
Relative slope [mm/m]	Aft	0.576	
	Fwd.	0.363	

Table 5.20 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (2nd step)

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,842	-0.18	847,352	0.63
Aft S/T Brg. #2	3,812	0.21	163,569	
Aft S/T Brg. #3	4,782	0.60	0	
Fwd. S/T Brg.	9,462	0.60	266,632	0.59
Inter. Brg.	17,862	-5.90	155,323	0.39
M/E Brg. #8	23,612	-8.30	46,700	0.14
M/E Brg. #7	24,792	-8.30	316,091	0.93
M/E Brg. #6	26,192	-8.30	518,669	3.11
M/E Brg. #5	27,592	-8.30	480,471	2.88
M/E Brg. #4	28,992	-8.30	486,016	2.92
M/E Brg. #3	30,392	-8.30	184,911	1.11

Table 5.21 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (2nd step)

		Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]		2,842	-1.200
Mid reaction supporting position [mm]		3,812	-0.470
Fwd. reaction supporting position [mm]		4,782	0.027
Propeller shaft slope [mm/m]	Aft	0.753	
	Fwd.	0.512	
Aft S/T bearing slope [mm/m]	Aft	0.400	
	Fwd.	0.400	
Relative slope [mm/m]	Aft	0.353	
	Fwd.	0.110	

Table 5.22 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (3rd step)

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,842	-1.00	339,790	0.69
Aft S/T Brg. #2	3,812	0.21	705,376	
Aft S/T Brg. #3	4,782	0.60	71,619	
Fwd. S/T Brg.	9,462	0.60	155,692	0.35
Inter. Brg.	17,862	-5.90	161,853	0.40
M/E Brg. #8	23,612	-8.30	44,126	0.13
M/E Brg. #7	24,792	-8.30	316,623	0.93
M/E Brg. #6	26,192	-8.30	519,275	3.12
M/E Brg. #5	27,592	-8.30	480,484	2.88
M/E Brg. #4	28,992	-8.30	485,984	2.92
M/E Brg. #3	30,392	-8.30	184,912	1.11

Table 5.23 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (3rd step)

		Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]		2,842	-1.770
Mid reaction supporting position [mm]		3,812	-0.741
Fwd. reaction supporting position [mm]		4,782	-0.036
Propeller shaft slope [mm/m]	Aft	1.061	
	Fwd.	0.727	
Aft S/T bearing slope [mm/m]	Aft	1.249	
	Fwd.	0.400	
Relative slope [mm/m]	Aft	-0.190	
	Fwd.	0.330	

Table 5.24 Aft stern tube bearing lubrication criteria

Type of bearing: Double slope		
The minimum shaft speed ensuring hydrodynamic lubrication is : 30.7 rpm		
The actual operation speed is : 30.0 rpm		
The actual operation speed \geq The minimum required rotation speed		
The criteria is not fulfilled		
	Aft segment	Fwd. segment
Dimensions and physical parameters		
Diametrical bearing clearance, C (mm)	1.2	1.2
Bearing length or segment length, L (mm)	970	970
Kinematic viscosity of the lubricant, ν (cSt)	100	100
Bearing journal diameter, D (mm)	830	830
Parameters from shaft alignment calculation		
Radial bearing load, W (N)	922,373	194,414
Max value of W_1 and W_2 , W_{max} (N)	582,582	122,794
Min value of W_1 and W_2 , W_{min} (N)	339,790	71,619
Calculated relative slope, α	0.166	0.168
Calculated parameters		
Minimum rotational shaft speed, n_0 (rpm)	30.7	6.5
Minimum required lubrication film thickness, h_0 (mm)	0.024	0.024
Effective bearing pressure, P_{eff} (N/m ²)	1884,972	398,630
Length of locally pressurized area, L_{eff} (mm)	589.6	587.6
Dimensionless size factor, K_D	1.019	1.019
Dimensionless length to diameter ratio, K_L	1.358	1.358

Table 5.25 Bearing loads on three supporting at aft S/T bearing (4th step)

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,842	-1.00	474,914	0.69
Aft S/T Brg. #2	3,812	0.00	437,343	
Aft S/T Brg. #3	4,782	0.60	201,289	
Fwd. S/T Brg.	9,462	0.60	160,879	0.36
Inter. Brg.	17,862	-5.90	159,123	0.39
M/E Brg. #8	23,612	-8.30	45,547	0.13
M/E Brg. #7	24,792	-8.30	316,314	0.93
M/E Brg. #6	26,192	-8.30	518,935	3.11
M/E Brg. #5	27,592	-8.30	480,478	2.88
M/E Brg. #4	28,992	-8.30	486,002	2.92
M/E Brg. #3	30,392	-8.30	184,912	1.11

Table 5.26 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker (4th step)

		Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]		2,842	-1.837
Mid reaction supporting position [mm]		3,812	-0.819
Fwd. reaction supporting position [mm]		4,782	-0.101
Propeller shaft slope [mm/m]	Aft	1.061	
	Fwd.	0.727	
Aft S/T bearing slope [mm/m]	Aft	1.031	
	Fwd.	0.619	
Relative slope [mm/m]	Aft	0.030	
	Fwd.	0.108	

Table 5.27 Aft stern tube bearing lubrication criteria (4th step)

Type of bearing: Double slope		
The minimum shaft speed ensuring hydrodynamic lubrication is : 21.1 rpm		
The actual operation speed is : 30.0 rpm		
The actual operation speed \geq The minimum required rotation speed		
The criteria is fulfilled		
	Aft segment	Fwd. segment
Dimensions and physical parameters		
Diametrical bearing clearance, C (mm)	1.2	1.2
Bearing length or segment length, L (mm)	970	970
Kinematic viscosity of the lubricant, ν (cSt)	100	100
Bearing journal diameter, D (mm)	830	830
Parameters from shaft alignment calculation		
Radial bearing load, W (N)	782,071	331,475
Max value of W_1 and W_2 , W_{max} (N)	474,914	201,289
Min value of W_1 and W_2 , W_{min} (N)	307,157	130,186
Calculated relative slope, α	0.125	0.152
Calculated parameters		
Minimum rotational shaft speed, n_0 (rpm)	21.1	10
Minimum required lubrication film thickness, h_0 (mm)	0.024	0.024
Effective bearing pressure, P_{eff} (N/m ²)	1,440,266	644,942
Length of locally pressurized area, L_{eff} (mm)	654.2	619.2
Dimensionless size factor, K_D	1.019	1.019
Dimensionless length to diameter ratio, K_L	1.358	1.358

5.3 선미관 후부 베어링의 다중 내부 경사

현재까지의 축계 정렬 연구의 결과에도 불구하고 최근에도 선미관 후부 베어링에서의 이상 마멸 현상은 계속해서 보고가 되고 있다. 주로 해상 시운전 중에 선미관 후부 베어링의 온도가 특정 운항 조건에서 5분 이내에 70℃ 이상 올라가는 현상에서 발생하며, 프로펠러축을 발출하여 선미관 후부 베어링 검사를 수행 시, 화이트메탈이 소착(Seizure or wiping)되는 현상이 주로 발견이 된다. 선미관 후부 베어링의 이상 마멸은 주로 선미관 후부 베어링의 내부 경사의 부족으로 결론이 나는 경우가 대부분이다. 실제로 발열에 의해서 소착된 선미관 후부 베어링의 화이트메탈을 베어링 제작사의 기술자가 연마 작업 등으로 보수하여 사용하는 경우가 있으며, 검증을 위해 재 수행하는 해상 시운전(Confirmation sea trial)에서 이상발열 현상은 대부분 발생하지 않는다.

베어링의 보수는 소착된 화이트메탈 부분을 국부 연마 작업을 통하여 선미관 후부 베어링 내면을 수정하게 되는데 이때의 내부 경사도는 축계 정렬 설계 때의 값보다는 항상 크게 되며, 또한 손상 부위만을 국부 연마를 통해서 수정하여 선미관의 특정 부위만 부분 내부 경사가 더 추가되어 보수가 되는 것이 일반적이다. 다시 말해, 이중 내부 경사를 적용한 경우라면 선미관 후부 베어링을 보수하게 되면 실제로는 삼중 혹은 다중 내부 경사를 가지게 된다. 따라서 이러한 경우는 보수된 선미관 후부 베어링의 내면을 정확히 고려할 수 있는 다중 내부 경사의 기준이 필요하게 된다. 선미관 후부 베어링의 손상과 보수의 예시를 Fig. 5.24에 나타내었다.

또한, 최근 각 선급협회에서 축계 정렬에 기인하는 선미관 후부 베어링의 이상마멸 등의 문제를 해결하기 위해서 선미관 후부 베어링을 선박에 설치 후, 그 베어링의 내부 경사에 대해서 축계 정렬 설계값과 비교 검증할 것을 요구하고 있다. 이때 이중 내부 경사가 적용되는 경우, 실측을 통하면 이중 내부 경사가 아닌 다중 경사를 가지는 것으로 측정 되는 경우가 간혹 발생한다. 이는 설치에서 발생하는 오차에 기인하며, 실제 적용되는 내부 경사의 값이 실제로 작은 값이라 외부 영향을 많이 받는 영향도 있다. 현재는 다중 내부 경사에 대한 기준이 없는 이유로 측정된 내부 경사를 평균치로 환산하여 이중 내부 경사로 선미관 후부 베어링 유회에 대한 기준을 평가하고 있다.

현재까지 다중 내부 경사를 적용하는 기준이 없으며, 다중 내부 경사를 검증해야하는 경우에도 평가 기준이 없다. 따라서 이를 보완하여 다중 내부 경사를 적용하는 기준과 다중 내부 경사를 검토할 수 있는 방안을 다음과 같이 제시하고자 한다.



Before repair



After repair

Fig. 5.24 Re-used with scraping and dressing up

5.3.1 다중 내부 경사의 기준

기본적으로 다중 내부 경사를 적용하기 위해서 5.2절에서 소개된 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사의 기준에 따라 축계 정렬 해석을 완료한 후, Fig. 5.26의 절차를 따라 추가하고자 하는 경사만큼 파란색으로 블록 처리된 부분의 절차를 반복한다. 예를 들어 이중 내부 경사에 하나의 경사를 더해서 삼중 내부 경사를 만들려고 하는 경우에는 Fig. 5.26에서 블록 처리된 부분을 한 번 더 반복을 하게 되면 삼중 내부 경사에 대한 축계 정렬 해석을 수행할 수 있다.

다중 내부 경사를 적용하는 기준은 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이에 의해서 발생하는 상대 경사도를 이용하는 방법이다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 0.3 mm/m 이내가 되어야 하므로 이를 적용하여 기하적인 접근법으로 다중 내부 경사도의 기준을 제시할 수 있다.

우선 다중 내부 경사를 적용하기 위해서 선미관 후부 베어링의 선미축 내부 경사의 절반을 나누어 반력지지점을 추가하고, Fig. 5.25와 같이 네 개의 반력지지점으로 축계를 지지하는 것으로 축계 정렬 해석을 수행한다. 다중 내부 경사의 길이는 5.4.2의 다중 내부 경사의 변곡점 기준에서 자세히 설명되어 있다.

축계 정렬 해석 결과를 이용하여 각 지점에서의 축 처짐량을 확인한다. 5.2.1절의 Fig. 5.19에서 Fig. 5.22에 따라 적용된 각각의 내부 경사인 $\angle AOB$ 와 $\angle CAD$ 에 추가 경사 $\angle ECF$ 를 적용하여, 각 내부 경사의 기준이 만족하는 지를 식(5.7), 식(5.8), 식(5.9) 그리고 식(5.10)에 따라 확인한다. Fig. 5.25에서 각각의 경사부에 식(5.8), 식(5.9)와 식(5.10)을 만족하는 임의의 내부 경사 $\angle AOB$, $\angle CAD$ 그리고 $\angle ECF$ 를 선미축, 중심부, 선수축 경사에 각각 적용한다. 이때 적용

된 임의의 내부 경사 $\angle AOB$, $\angle CAD$ 그리고 $\angle ECF$ 가 다중 내부 경사를 위한 선미관 후부 베어링의 내부 경사도 값이 된다.

선미관 후부 베어링의 반력지지점 종류에 따른 권장하는 베어링 윗셋의 방향은 5.2절의 Fig. 5.22와 같다. 다중 내부 경사의 경우는 Fig. 5.22의 (c)에서 하나의 경사도를 선미측에 더해 나가며, 가능한 선미관 후부 베어링의 선수측을 기준점으로 설정하여, 축계 정렬의 기준선과 일치하도록 설정하여야 한다.

$$\theta_i \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.7)$$

$$\text{Aft segment part} : |\theta_i/2 - \angle AOB| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.8)$$

$$\text{Mid segment part} : |\theta_{i+1}/2 - \angle CAD| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.9)$$

$$\text{Fwd. segment part} : |\theta_{i+1}/2 - \angle ECF| \leq 0.3 \text{ mm/m} \quad (5.10)$$

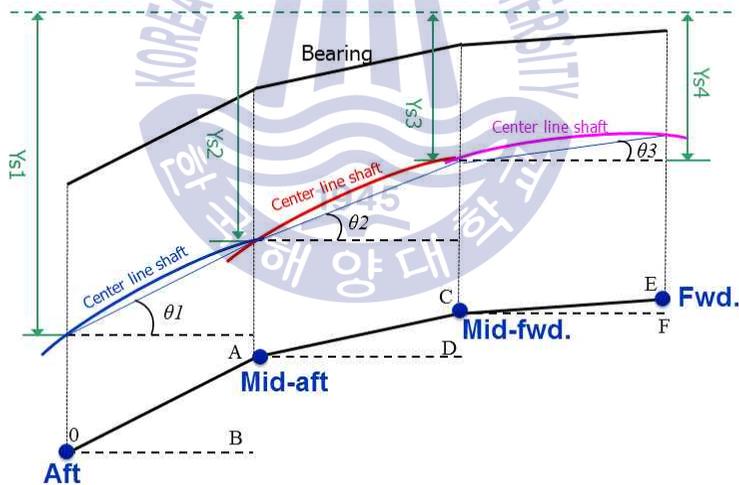


Fig. 5.25 Multi slope bearing

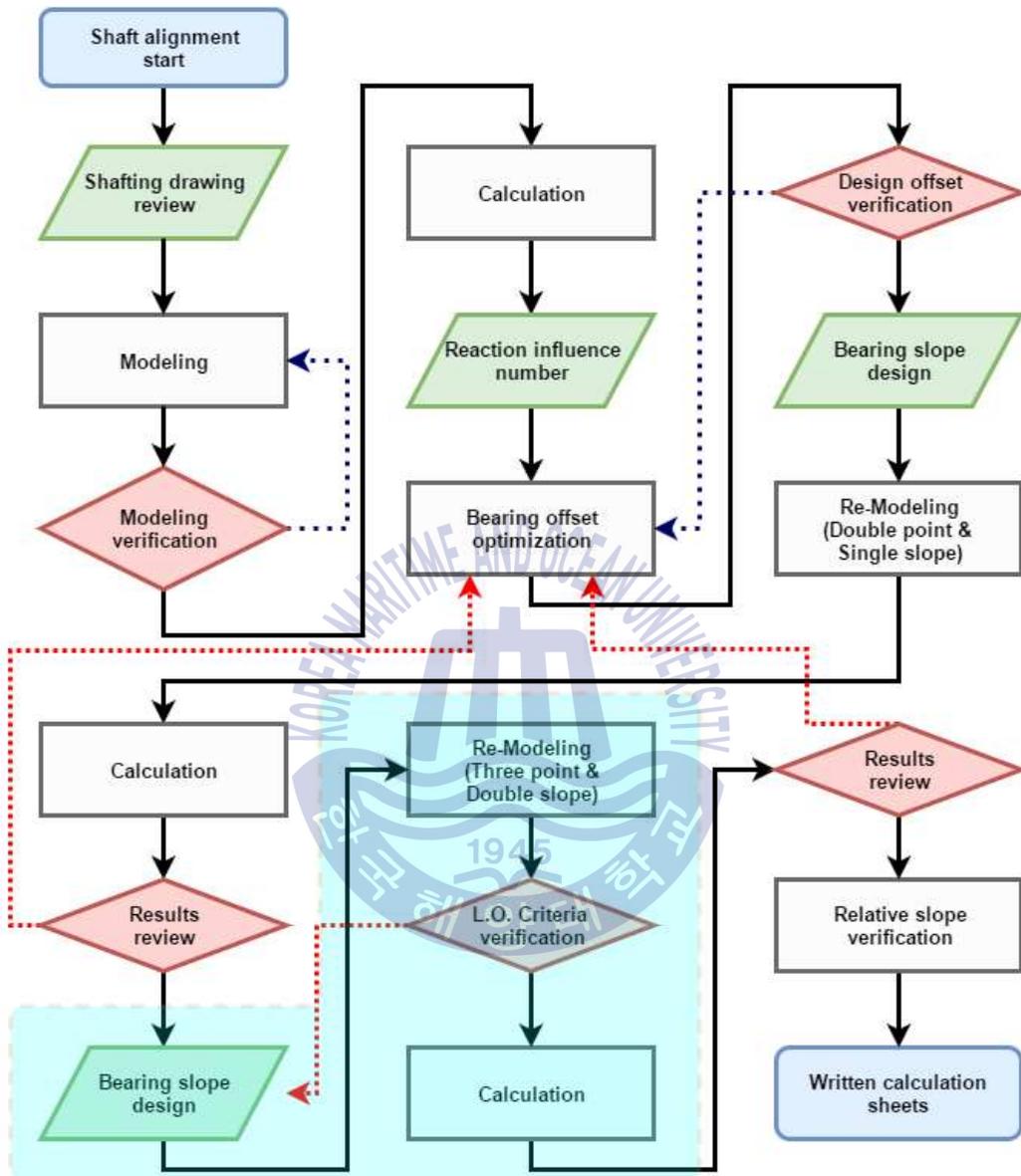


Fig. 5.25 Shaft alignment analysis procedure for multi slope and four/more reaction supporting positions

5.3.2 다중 내부 경사의 변곡점 기준

선미관 후부 베어링에 다중 내부 경사를 적용하기 위한 변곡점의 위치는 5.2.1절에서 선미관 후부 베어링의 선미측 내부 경사가 적용된 길이의 절반을 기준으로 검토하였다. 선미관 후부 베

어령의 후부 경사 길이는 결정된 변곡점에 따라서 베어링의 피로한도 수명과 축의 정적인 상태와 동적인 거동 상태에 따라 지지할 수 있는 면압의 기준이 결정되기 때문에 변곡점 위치 선정이 이중 혹은 다중 내부 경사를 적용하는데 있어 가장 중요하다고 할 수 있다. 변곡점의 위치는 2장 2.1.4절에서 제시하는 선미관 후부 베어링의 윤활 해석 기준을 이용하여, 연속 운항조건에서 높은 피로수명을 위하여 가능한 내부 경사의 변곡점을 베어링의 후부로 위치시켜서 윤활 해석 기준을 만족하는 위치를 찾는 방법으로 제안하였다.

선미관 후부 베어링의 윤활 해석을 위해 제시된 2장 2.1.4절의 방법은 이중 내부 경사를 위한 수식이어서 식(2.60)와 식(2.61)은 다중 내부 경사에 적용할 수가 없다. 따라서 다중 내부 경사에 적용하기 위해서 수식을 확장할 수 있도록 다음 식(5.11)과 식(5.12)와 같이 수식을 정리하였다. 다중 내부 경사의 변곡점에 작용하는 하중은 양쪽 베어링 경사면에 분배될 수 있도록 식(5.11)과 식(5.12)를 적용하고, 식(5.11)과 식(5.12)에 경사면을 추가하여 2.1.4절의 계산을 확장하면 선미관 후부 베어링의 윤활 해석을 수행할 수 있다.

$$W_{(i+1)aft} = \frac{W_{i+1} \times W_i}{W_i + W_{i+2}} \quad (5.11)$$

$$W_{(i+1)fwd} = \frac{W_{i+1} \times W_{i+2}}{W_i + W_{i+2}} \quad (5.12)$$

5.3.3 300,000 DWT 유조선의 다중 내부 경사 해석

다중 내부 경사를 적용을 위해서 선정된 축계는 논 본문에서 검토된 선박 중에서 프로펠러축의 강성 대비 가장 무거운 프로펠러를 가지는 300,000 DWT 유조선으로, 메인 엔진은 MAN B&W사의 7G80ME-C 엔진이며 최대 연속 출력은 66 rpm에서 26,460 kW이다. 프로펠러의 날개는 4익, 직경은 약 10.7 m 그리고 중량은 프로펠러 캡을 포함하여 약 86,856 kgf이다. 축계는 프로펠러축은 직경 830 mm, 길이 11,712 mm 이며, 중간축은 하나이며 직경은 690 mm, 길이 11,205 mm 로 메인 엔진축을 제외하고 약 19.6 m의 길이를 가진 축계이다. 이중 내부 경사 대해서 검토한 선박의 축계와 동일하며, 선박의 일반 사양은 Table 5.28과 같다.

Fig. 5.27은 이 선박의 축계 정렬 해석의 모델링 정보를 보여주며 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 축계가 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 베어링과 선미관 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나이며, 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있다.

다중 내부 경사를 적용하기 위한 축계 정렬 방법은 5.3.3절에서 소개한 이중 내부 경사 방법과

동일하며, 추가된 선미부분의 내부 경사에 대해서 5.3.3절의 절차에 추가하여 해석을 수행하면 된다. 반복 계산을 통해서 찾은 최적의 선미관 후부 베어링의 다중 내부 경사, 본 선박의 경우는 삼중 내부 경사를 각각의 내부 경사에 반영하여 축계 정렬 최종 해석을 수행한다. **Table 5.29**는 선미관 후부 베어링에 적용되는 단일 내부 경사도에 따라, 선미축을 기준으로 각각 Aft S/T Brg. #1은 (-)1.14 mm, Aft S/T Brg. #2는 (-)0.70 mm, Aft S/T Brg. #3은 0.00 mm 그리고 Aft S/T Brg. #4는 0.60 mm의 베어링 옵셋을 적용하여 축계 정렬을 재해석한 결과이다. 그 결과를 확인하면 선미관 후부 베어링에는 모두 적절한 하중이 작용하고 있는 것을 **Table 5.29**를 통해서 확인할 수 있다. 또한 축계 정렬 재해석된 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 **Table 5.30**과 같다. 프로펠러축과 선미관 후부 베어링의 상대 경사도는 선미축은 1.173 mm/m이며, 중심부가 1.041 mm/m 그리고 선수축은 0.763 mm/m이다. 선미관 후부 베어링에 적용된 내부 경사도는 삼중 내부 경사로 선미축은 1.467 mm/m, 중심부는 1.296 mm/m이고 선수단의 내부 경사는 0.545 mm/m이다. 따라서 선미관 후부 베어링에서의 상대 경사도는 선미축은 0.293 mm/m, 중심부는 0.256 mm/m이며 선수축은 (-)0.217 mm/m로 모든 베어링 위치에서 선급협회 규정을 만족하는 것을 확인할 수 있다. 또한 선미관 후부 베어링의 윤활 기준을 **Table 5.27**과 같이 확인해보면 선미축 경사 부분에서 윤활 해석 결과는 선미축은 29.9 rpm, 중심부는 22.1 rpm이며 선수축은 8.2 rpm으로 기준 속도인 30.0 rpm을 완전히 만족하고 있음을 확인할 수 있다.

선미관 후부 베어링의 이중 경사도의 변곡점은 5.2.3절에서 제안된 방법을 이용하여 최적의 위치를 찾을 수가 있다. 이중 내부 경사를 적용한 5.2.2절에서는 변곡점을 선미관 후부 베어링의 절반을 설정하였었다. 그러나 다중 내부 경사를 적용하게 되면 예시의 경우는 최후부, 선미축 내부 경사의 길이를 300 mm 그리고 중심부를 540 mm로 설정하여 선수축 내부 경사의 길이를 1,100 mm 까지 확장이 가능하다. 축계의 일반적인 운항 상태를 기준으로 선미관 후부 베어링의 피로수명만 고려한다면 선미관 후부 베어링의 선수축 내부 경사의 길이를 970 mm보다 1,100 mm로 설계하게 되면 베어링의 면압이 12% 경감되는 비율에 비례하여 피로수명이 증가할 것으로 판단할 수 있다. 따라서 선박의 연속 운항조건을 고려하게 된다면 본 선박에 적용된 이중 내부 경사 보다 다중 내부 경사의 적용이 선미관 후부 베어링의 피로수명 관점에서 더 최적화된 설계임을 평가할 수 있다.

Table 5.28 Shafting system specifications of 300,000 DWT crude oil tanker

Vessel type	300,000 DWT crude oil tanker
Main engine	MAN B&W 7G80ME-C, MCR 26,460 kW at 66.0 rpm
Crankshaft diameter (O.D/I.D)	1,060 mm / 150 mm
Intermediate shaft diameter	690 mm × 11,205 mm
Propeller shaft diameter	830 mm × 11,712 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 10,700 mm
Bearing slope	Aft segment : 1.467 mm/m (300 mm) Mid segment : 1.296 mm/m (540 mm) Fwd. segment : 0.545 mm/m (1,100 mm)

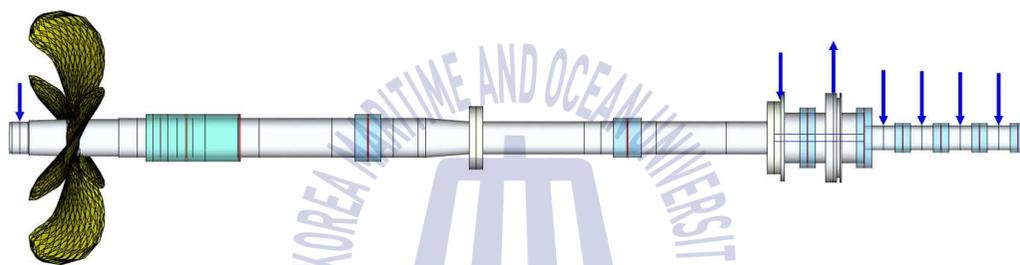


Fig. 5.27 Shaft alignment modeling of 300,000 DWT crude oil tanker

Table 5.29 Bearing loads on four supporting at aft S/T bearing

Bearing	Position [mm]	Design offset [mm]	Bearing load [N]	Pressure [MPa]
Aft S/T Brg. #1	2,842	-1.14	161,679	0.69
Aft S/T Brg. #2	3,142	-0.70	294,772	
Aft S/T Brg. #3	3,682	0.00	503,253	
Aft S/T Brg. #4	4,782	0.60	147,833	
Fwd. S/T Brg.	9,462	0.60	176,520	0.39
Inter. Brg.	17,862	-5.90	120,354	0.30
M/E Brg. #8	23,612	-8.30	138,667	0.41
M/E Brg. #7	24,792	-8.30	279,670	0.82
M/E Brg. #6	26,192	-8.30	490,101	2.94
M/E Brg. #5	27,592	-8.30	480,458	2.88
M/E Brg. #4	28,992	-8.30	487,567	2.93
M/E Brg. #3	30,392	-8.30	184,862	1.11

Table 5.30 Relative slope of 300,000 DWT crude oil tanker

		Position	Deflection
Aft reaction supporting position [mm]		2,842	-1.852
Mid-aft reaction supporting position [mm]		3,142	-1.500
Mid-fwd. reaction supporting position [mm]		3,682	-0.938
Fwd. reaction supporting position [mm]		4,782	-0.099
Propeller shaft slope [mm/m]	Aft	1.173	
	Mid	1.041	
	Fwd.	0.763	
Aft S/T bearing slope [mm/m]	Aft	1.467	
	Mid	1.296	
	Fwd.	0.545	
Relative slope [mm/m]	Aft	0.293	
	Mid	0.256	
	Fwd.	-0.217	



Table 5.31 Aft stern tube bearing lubrication criteria

Type of bearing: Double slope			
The minimum shaft speed ensuring hydrodynamic lubrication is : 29.9 rpm			
The actual operation speed is : 30.0 rpm			
The actual operation speed \geq The minimum required rotation speed			
The criteria is fulfilled			
	Aft segment	Mid segment	Fwd. segment
Dimensions and physical parameters			
Diametrical bearing clearance, C (mm)	1.2	1.2	1.2
Bearing length or segment length, L (mm)	300	540	1,100
Kinematic viscosity of the lubricant, ν (cSt)	100	100	100
Bearing journal diameter, D (mm)	830	830	830
Parameters from shaft alignment calculation			
Radial bearing load, W (N)	233.353	558.261	315.923
Max value of W_1 and W_2 , W_{max} (N)	161.679	335.163	168.090
Min value of W_1 and W_2 , W_{min} (N)	71.674	223.098	147.833
Calculated relative slope, α	0.020	0.099	0.179
Calculated parameters			
Minimum rotational shaft speed, n_0 (rpm)	29.9	22.1	8.2
Min. required lub. film thickness, h_0 (mm)	0.024	0.027	0.024
Effective bearing pressure, P_{eff} (N/m ²)	937,161	1245,562	570,843
Length of locally pressurized area, L_{eff} (mm)	300	540	672
Dimensionless size factor, K_D	1.019	1.019	1.019
Dimensionless length to diameter ratio, K_L	2.161	1.824	1.252

제6장 결 론

현재까지의 축계 정렬은 선급협회에서 제시하는 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치를 기준으로 축계 정렬 해석을 수행하는 것이 일반적이었다. 그러나 선급협회에서 제시한 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치는 현재와 같이 선박이 초대형화되기 전에 제안된 것으로 현재의 추진축계 특성이 반영되지 않았다.

따라서 본 논문에서는 축계 정렬 해석에서 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치를 선종 및 선박의 크기에 따라 이론적으로 해석하고 검토하였으며, 최근 2013년 이후 계약되는 선박에 적용되는 에너지 효율 설계지수(Energy Efficiency Design Index, EEDI)에 따라 변경된 프로펠러가 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치에 미치는 영향도 검토하였다.

이와 더불어, 선미관 후부 베어링에서 내부 경사의 적용 전과 적용 후의 결과를 비교 및 검토하고, 선미관 후부 베어링 내부 경사가 축계 정렬에 미치는 영향을 검토하였다. 또한 초대형 선박의 축계 정렬 해석에서 선미관 후부 베어링의 이중 내부 경사와 다중 내부 경사에 대한 각각의 설계 지침을 제시하였다. 본 연구에 대한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 일반적으로 선급협회에서 제시하는 반력지지점은 선미관 후부 베어링의 선미단에서 프로펠러축경(D)를 기준으로(D/2)에서(D/3)만큼 떨어진 곳에 위치하고 있다. 이 범위는 프로펠러축경이 600 mm 이하의 축계에서는 잘 일치함을 확인하였다. 그러나 프로펠러축경이 600 mm 이상의 축계에서는 축계 강성의 증가로 인하여 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 선수측으로 이동하는 경향이 나타났으며, 해석된 반력지지점은 선미관 후부 베어링의 선미단에서 프로펠러 축경을 기준으로(D/1.45)에서(D/1.78)의 범위에 위치하는 것으로 해석되었다.

(2) 베어링 지지 강성에 따른 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치 변화는 선급협회에서 제시하는 반력지지점의 권장 위치 중(D/2)와 비교하였을 경우, 프로펠러축경이 600 mm 이하의 축계에서는 최소 11%에서 최대 50% 정도 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 선미측으로 이동하는 경향이 나타났다. 그러나 프로펠러축경이 600 mm 이상의 축계에서는 최소 12%에서 최대 37% 정도 선미관 후부 베어링의 반력지지점이 선수측으로 이동하는 경향이 나타났다.

(3) 따라서, 정확한 축계 정렬 해석을 위해서 프로펠러 축경이 600 mm 이상인 중·대형 선박의 경우는 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치를 본 논문에서 제시한 이론적 반력지지점 해석 방법으로 구하고, 이를 적용하여 축계 정렬 해석을 수행하여야 한다.

(4) EEDI의 적용으로 변경되는 프로펠러에 의한 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치 변화는 100,000 DWT급의 유조선에서 그 변화가 두드러졌으며, 150,000 DWT급의 유조선에서는 그 변화가 미비하였다. 100,000 DWT급 유조선의 경우, 프로펠러의 중량 변화가 커짐으로써 반력지지점 위치가 직경비로 약 40 % 선미측으로 이동되는 반면, 150,000 DWT급 유조선의 경우에는 프로펠러 피치 변화만 두드러질 뿐 중량 변화가 미비하여 반력지지점 위치에 크게 영향을 미치지 못하였다. 그러나 300,000 DWT급의 유조선에서는 프로펠러 중량의 변화가 크지 않음에도 불구하고 반력지지점의 위치가 직경비로 약 50 % 선미측으로 이동되는 것으로 해석되었다. 선미관 후부 베어링의 반력지지점 위치가 선미측으로 옮겨가는 이유는 EEDI 적용으로 중간축의 축 직경이 감소하고 이로 인한 강성 저하에 의한 것으로 판단된다.

(5) 일반적으로 단일 내부 경사가 적용되는 축계 정렬은 선미관 후부 베어링을 단일 지지점으로 해석한 결과에 따라 단일 내부 경사의 기울기 크기를 결정하고 있다. 하지만 산출된 단일 내부 경사를 양단 반력지지점으로 변환하여 축계 정렬을 해석하면 선미관 전부 베어링에서 무부하가 발생할 수 있음을 확인하였다. 이런 경우에는 잘못된 축계 정렬 해석의 예방과 오차를 최소화하기 위해 축계 정렬 해석 후에 산출된 선미관 후부 베어링의 내부 경사를 양단 반력지지점으로 축계 정렬을 재해석하고, 이를 적용한 축계 정렬 해석 결과에 따라 축계 정렬을 수행하여야 한다.

(6) 현재까지 명확한 기준이 없는 이중 내부 경사에 대해 각 경사도를 기하학적인 조건으로 해석하는 방안과 각 경사도를 나누는 변곡점의 위치 기준에 대해서는 윤활 해석 기준을 적용하여 해석하는 방법을 제시하였다. 또한 축계 정렬 해석의 결과와 베어링의 유지·보수에 따라 발생 가능한 다중 내부 경사에 대한 평가를 위하여 이중 내부 경사 설계 지침을 확장한 다중 내부 경사에 대한 설계 지침을 제시하였다.

참 고 문 헌

- [1] Rudolph Michel, 1959. A Quarter Century of Propulsion Shafting Design Practice and Operating Experience in the U.S. Navy. *Naval Engineers Journal*, Feb. p. 153.
- [2] Anderson H. C. et al., 1959. Considerations in the Design of Marine Propulsion System. *SNAME*, Vol. 67.
- [3] Anderson H. C., Zrodowski, J. J., et al., 1959. Coordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion gear and Turbines. *SNAME*, Trans. 67, pp. 449~523.
- [4] Lehr W.E., et al., 1961. Considerations in the Design of Marine Propulsion Shaft System. *SNAME*, Vol. 69, p. 555.
- [5] Graeme Mann, 1964. Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory. *Naval Engineers Journal*, Dec., p. 851.
- [6] Graeme Mann, 1965. Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory, *Naval Engineers Journal*, Feb., p. 117.
- [7] Graeme Mann, 1965. Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory, *Naval Engineers Journal*, Aug., p. 651.
- [8] Rolf Kvamsdal, 1961. Shaft Alignment Part 1. *European Shipbuilding*, p. 12.
- [9] Rolf Kvamsdal, 1969. Shaft Alignment Part 2. *European Shipbuilding*, p. 20.
- [10] Wilkin T.A., et al., 1973. Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment. *IMAS 73*, Group 9.
- [11] Mott I. K., et al., 1967. Design Aspects of Marine Propulsion Shafting Systems. *Inst. Mar. Engrs. Trans.* Vol. 79. June, p. 177.
- [12] Davor Sverko, 2003. Shaft Alignment Optimization with Genetic Algorithms. *SNAME*, Propellers and Shafting 2003 Symposium, Virginia Beach, October 2003.
- [13] 신장룡, 허주호, 2002. 선체 변형이 추진축계에 미치는 영향. *대한조선학회*, 추계학술대회 논문집, 2002, pp. 428~431.
- [14] 신장룡, 허기선, 허주호, 2002. 추진축계에 대한 VLCC 선체 변형의 영향 평가. *대*

- 한조선학회, 선박설계 연구회 논문집, 2002, pp. 177~182.
- [15] Davor Sverko, 2005. Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study. *Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering*, Tokyo, October 24th to 28th.
- [16] Davor Sverko, 2005. Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment. *SMTC&E*, October, Houston.
- [17] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, 2005. A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in VLCC. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.29, No.7, pp. 785~794, (ISSN 1226-9549).
- [18] 이용진, 김의간, 2005. 살물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석. *한국마린엔지니어링학회, 후기학술대회 논문집*, 2005, pp. 5~6.
- [19] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, 2005, A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in Oil Carrier, *International Symposium on Marine Engineering(ISMT)*, (ISMT-CE-TS05), pp. 12~21.
- [20] DNVGL, 2016. Part 4 Systems and components, Chapter 2 Rotating machinery general 2.1.6 Aft most bearing lubrication criteria. *DNVGL*.
- [21] Korbetis G., Vlachos O., Charitopoulos A.G., Papadopoulos C.I., 2014. Effects of Hull Deformation on the Static Shaft Alignment Characteristics of VLCCs: A Case Study. *Proceedings of the 13th International Conference on Computer Applications and Information Technology in the Maritime Industries*, 12-14 May, Redworth/UK.
- [22] Lech Murawski, 2005. Shaft line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration. *Marine Structures*, 18, 62~84.
- [23] BV, 2015. Elastic shaft alignment (ESA), *Bureau Veritas*, April.
- [24] Sun Jin-Suk, Lee Yong-Jin, Kim Ue-Kan, 2009. The Flexibility Estimation of Alignment for Propulsion Shaft System using the Approximated Hull Deflection Curve. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Volume 33, Issue 1, pp.28-36
- [25] 신상훈, 정주모, 최익홍, 2003. 선박추진축 선미 베어링 압력 분포 해석. *Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK*, Gyeongju, 30 Oct. 2003.

- [26] 강동춘, 박건우, 김경호, 2005. 초대형 컨테이너선의 축계 정렬 계산 사례 소개, *대한조선학회 특별 논문집*, 2005년 6월, pp. 138~143.
- [27] V. M. Kozousek and P. G. Davies, 1999-2000. Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment. *LR Technical Association*, Paper No. 5.
- [28] American Bureau of Shipping, 2015. Enhanced Shaft Alignment. *American Bureau of Shipping*, October.
- [29] Zhengmin Li, Lin He, Wei Xu, 2016. Lateral Vibrations Of Marine Propulsion Shaft Taking Into Account The Shaft Alignment Conditions. *The 23rd International Congress on Sound and Vibration*, July.
- [30] Jochen Bergande,, 2005. Alignment Of Direct-Coupled Large 2-Stroke Marine Propulsion Engines. *SNAME*.
- [31] 고창익, 2006. “선체 변형을 고려한 추진축계 정렬” 학위논문. *울산대학교*, pp. 20-21,
- [32] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, 2006. Hull Deflections Affecting on the Ship’s Propulsion Shafting Alignment in 46K Oil/Chemical Carrier. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.30 No.7, Nov, pp. 800~807.
- [33] Dong-Chun Kang, Fabian Kock, 2016. The EAL-Mystery: Facts and Findings from the perspective of a Classification Society. *SNAME Symposia Papers*, February 24.
- [34] John V. Sherman, 2015. Water Soluble, Environmentally Acceptable Lubricants For Stern Tube Applications. *SNAME Symposia Papers*, February 24.
- [35] Davor Sverko, 2009, Stern Tube Bearing Misalignment Measurement - A Case Study. *Brodogradnja.*, Vol. 60 Issue 1, p57-57. 1/4p.
- [36] Davor Sverko, 2006, A Solution to Robust Shaft Alignment Design. *SNAME Propellers/Shafting Symposium*, Virginia Beach- September 12-13
- [37] Geir Magne Bakken, 2007. Stern Tube Damage Story. *DNVGL*, 03-22.
- [38] 전효중, 이종원, 1978. 매트릭스계산에 의한 추진기축계배치의 계산에 관한 연구. *한국해양대학교 논문집*, 제13권, 3월.
- [39] 문덕홍, 전효중, 1981. 삼연모먼트정리의 매트릭스계산에 의한 박용추진축계 배치

- 계산에 관한 연구. *한국기관학회지* 제5권 1호.
- [40] 전효중, 박진길, 최재성, 1978. 유한요소법에 의한 박용기관축계장치의 최적배치에 관한 연구. *한국박용기관학회지*, 제2권 1호.
- [41] 전효중, 1986. 동력전달장치, *태화출판사*, pp. 283-284.
- [42] DNVGL, 2016. Shaft Alignment - Nauticus Machinery. <https://www.dnvgl.com/services/shaft-alignment-nauticus-machinery-4609> [Acceded 12 November 2016]
- [43] Walter D. Pilkey, 1994. STRESS, STRAIN, AND STRUCTURAL MATRICES. *John Wiley & Sons, Inc.*, pp. 1343~1345.
- [44] Long, D.L., 1991. Mechanics of Material, Harper-Collins, *New York*.
- [45] Hsieh, Y. Y., 1995. Elementary Theory of Structure (4th ed.), *Pearson*.
- [46] 태성에스엔이 FEA사업부, 2003. 유한요소해석 입문과 선형해석. (주)태성에스엔이, pp. 25~29, 2003.
- [47] Turner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., and Topp, L. J., 1956. Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures. *Journal of Aeronautical Sciences*, Vol. 23, No. 9, pp. 805~824, Sept.
- [48] Stephen Timoshenko, James M. Gere. 1972. Mechanics of Materials. *Van Nostrand Reinhold Co.*
- [49] Sumit Singhal, 2008. Sleeve Bearing Design For Slow Speed Applications In Cement Plant. *Siemens Energy & Automation*.
- [50] Khonsari M. M., Booser E R., 2006. Proper Film Thickness key to Bearing Survival. *Machine Design.*, December 14.
- [51] Hamrock, 2004. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. *McGraw-Hill, Inc.*
- [52] Khonsari, M. M. and Booser, E. R., 2004. Applied Tribology Bearing Design and Lubrication. *John Wiley and sons*.
- [53] Lu X, Khonsari M. M., 2005. On the Lift-off Speed in Journal Bearings. *Tribology Letters*, vol 20, pp 299-305.
- [54] Dufrane K. F, Kannel J. W., McCloskey T. H., 1983. Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Operating Speeds. *Journal of Lubrication Technology*, vol 105, pp 313-317.

- [55] Jos Koninga, Marcus Schierea, 2014. Measuring hull girder deformations on a 9300 TEU containership, *Open Access funded by Society of Naval Architects of Korea*, Volume 6, Issue 4, December, Pages 1111-1129
- [56] Kozousek V. M. and Davies P. G., Paper No. 5, Session 1999-2000. Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment. *Lloyd's Register of Shipping, Technical Association*.
- [57] MAN B&W, 2015. Bearing Load Measurement by Jacking Up. *MAN Diesel & Turbo*.
- [58] WARTSILA, 2007. Engine and Shafting Alignment. *WARTSILA*.
- [59] Class NK, 2006. Guideline in Shafting Alignment. *Nippon Kaiji Kyokai*, June.
- [60] American Bureau of Shipping, 2004. Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment. *American Bureau of Shipping*, April
- [61] 김문찬, 송무석, 강현지, 김동연, 2013. EEDI 개선을 위한 상반 회전 프로펠러 단독 성능 분석용 수치해석과 모형시험에 대한 연구. *한국해양환경 .에너지학회지*, Vol. 16, No. 4. pp. 248-254, November.
- [62] 오정현, 2014. 선박의 에너지 효율 설계지수 적용에 대한 연구. 석사학위논문. 목포해양대학교
- [63] 김보람, 2016. 초장행정 선박 디젤 주기관 운전 특성에 관한 연구. 석사학위논문. 부산:한국해양대학교
- [64] Kim, E.H., Kang, K.J., Lee, H.J., 2016. A Study on the Database Generation of Propulsion Performance for Ships Optimum Routing System. *Journal of Korean Navigation and Port Reserch* Vol.40 No.3 (p.97-103)

후 기

본 논문이 완성될 때까지 학사과정에서 대학원 과정을 지도하여 주신 한국해양대학교 기계공학과의 모든 교수님께 감사드리며, 특히 오늘이 있기까지 세심한 배려와 지도를 아끼지 않으신 김의간 교수님께 머리 숙여 깊이 감사드립니다.

또한, 바쁘신 중에도 논문심사를 위하여 아낌없는 지도와 조언으로 좋은 논문이 되도록 세심하게 지도해주신 박권하 교수님, 손동우 교수님, 도덕희 교수님 그리고 박용남 교수님께 깊은 감사드립니다.

본 논문이 작성될 수 있도록 도와주신 진동소음실험실 선후배님들께 감사드리며, 저의 멘토인 변용수 선배님께 진심으로 감사드립니다.

학위 기간 동안 항상 격려와 논문의 연구 방향에 조언을 해준 회사 동료들에게 또한 감사의 말을 전합니다.

본 논문 작성과정에서 먼 타국에서 제3자 검토를 통하여 논문정리에 정성을 다해준 오랜 벗, 원승호에게 감사의 말을 전합니다.

오늘이 있기까지 항상 사랑으로 성원해주신 어머니, 장인어른, 장모님 그리고 항상 저를 위해 기도해주는 여동생과 처가 식구 모두에게 감사드리며 저의 학위가 좋은 선물이 되었으면 합니다.

끝으로 논문작성 기간 동안 불평 하나 없이 사랑과 인내로 힘과 용기를 준 사랑하는 아내, 김선영에게 감사의 말을 전하며, 그 동안 아빠로서 소홀함에도 항상 밝게 지내준 사랑하는 두 딸, 선하람과 선다운에게 좋은 선물이 되었으면 합니다.