



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](#)

공학박사 학위논문

초대형 원유운반선의 선체변형을 고려한  
추진축계 안정성 평가에 관한 연구

A Study on the Stability Evaluation of Propulsion  
Shafting System considering Hull Deflections  
for a Very Large Crude Oil Carrier

지도교수 김 정 렬

2019 년 8 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

서 철 오

본 논문을 서철오의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장	공학박사	전 효 중 (인)
위 원	공학박사	최 재 성 (인)
위 원	공학박사	김 기 인 (인)
위 원	공학박사	이 재 응 (인)
위 원	공학박사	김 정 렬 (인)

2019년 6월 20일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

List of Tables .....	v
List of Figures .....	vi
Abstract .....	ix
<b>제1장 서론 .....</b>	<b>1</b>
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구의 목적 .....	3
1.3 논문의 내용 및 구성 .....	4
<b>제2장 추진 축계의 배치문제 및 설계개요 .....</b>	<b>5</b>
2.1 축계 배치와 베어링 반력 영향 계수 .....	5
2.2 축계 배치에서의 문제점 .....	5
2.3 새로운 추진 축계의 배치문제 .....	7
2.4 추진 축계 배치에 있어 고려해야 할 사항 .....	9
2.5 추진 축계 배치계산의 종류와 의미 .....	10
2.5.1 축계의 합리적인 배치 .....	10
2.5.2 축계의 배치 불량 .....	11
2.5.3 베어링과 지지대 .....	11
2.5.4 축계 배치 방법과 점검 .....	12
2.5.5 추진 축계 배치계산의 기준 .....	12
2.5.6 후부 선미관 베어링의 윤활 해석 기준 .....	15
<b>제3장 매트릭스 구조해석법에 의한 축계 정렬 계산 이론 .....</b>	<b>20</b>
3.1 기본식의 유도 .....	20
3.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식 .....	20
3.1.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성 매트릭스 .....	23
3.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보 절점 방정식의 해법 .....	25

3.2.1	절점 방정식의 해법	25
3.2.2	지점의 처리	26
3.3	베어링 반력 영향계수의 계산	27
3.4	추진 축계의 최적 배치 계산방법 (최적화 알고리즘)	29
3.4.1	축계의 최적 배치계산	29
3.4.2	축계의 선형성	30
3.4.3	선형계획 문제	32
3.5	갭 (gap)-색 (sag)의 계산	34
3.6	베어링 반력의 이론적 계산과정	37
3.7	잭-업법을 이용한 실제 베어링 지지 하중 계산방법	39
<b>제4장</b>	<b>추진 축계 정렬상태를 파악하기 위한 계측법</b>	<b>41</b>
4.1	변위측정법	41
4.1.1	갭-색법	41
4.1.2	피아노 와이어법 (piano wire method)	42
4.2	반력측정법	45
4.2.1	잭-업법	45
4.2.2	최후부 메인 엔진 베어링 측정방법	48
4.2.3	메인 엔진 베어링 측정방법 (최후부 메인 엔진 베어링 외)	50
4.2.4	전부 선미관 베어링과 중간축 베어링의 측정방법	53
4.2.5	잭-업 데이터를 이용한 불균형 (run-out)량 계산방법	54
<b>제5장</b>	<b>선체변형해석</b>	<b>56</b>
5.1	주요 설계자료	56
5.1.1	유한요소모델	57
5.1.2	경계 조건	60
5.1.3	하중 조건	61
5.2	해석 결과	62
5.2.1	절대 변위 (absolute hull displacement)	62
5.2.2	상대 변위 (relative hull displacement)	65

<b>제6장 추진 축계 정렬해석</b> .....	69
6.1 추진 축계 모델링 .....	69
6.1.1 크랭크축의 등가 보 환산 .....	71
6.1.2 베어링 반력 지지점 .....	74
6.1.3 베어링 지지 강성 .....	75
6.1.4 온도 변화에 따른 열변형 .....	76
6.1.5 프로펠러 하중 (propeller load) .....	77
6.1.6 물성치 .....	78
6.1.7 외력 (external load) .....	79
6.1.8 베어링 허용하중 (permissible bearing load) .....	80
6.2 해석 결과 .....	81
6.2.1 베어링 반력 영향 계수 계산 결과 .....	81
6.2.2 선체 변형이 베어링 오프셋에 미치는 영향 .....	84
6.2.3 베어링 반력 (bearing reaction) .....	86
6.3 측정에 의한 베어링 반력고찰 .....	94
6.3.1 정렬 홀수 조건에서 베어링 반력 비교 .....	94
6.3.2 밸러스트 홀수 조건에서 베어링 반력 비교 .....	96
6.3.3 설계 홀수 조건에서 베어링 반력 비교 .....	98
<b>제7장 결론</b> .....	101
참고문헌 .....	103

## List of Tables

<b>Table 2.1</b>	An example of bearing reaction influence number .....	8
<b>Table 4.1</b>	Recommended static main bearing loads of MDT engines [kN] .....	51
<b>Table 4.2</b>	Recommended static main bearing loads of Wärtsilä engines [kN] ..	52
<b>Table 5.1</b>	Main characteristics for vessel .....	56
<b>Table 5.2</b>	Loading conditions .....	61
<b>Table 5.3</b>	Relative shaft deflections with respect to reference line .....	68
<b>Table 6.1</b>	Shaft material data .....	79
<b>Table 6.2</b>	External load .....	79
<b>Table 6.3</b>	Permissible load for each bearing .....	80
<b>Table 6.4</b>	RIN for each bearing [kN/mm] .....	82
<b>Table 6.5</b>	Bearing offset derived from the effect of hull deflections .....	84
<b>Table 6.6</b>	Bearing reaction for all conditions .....	96
<b>Table 6.7</b>	Comparison of calculated and measured data in alignment draft condition (St1) .....	94
<b>Table 6.8</b>	Comparison of calculated and measured data in ballast draft condition (St3) .....	96
<b>Table 6.9</b>	Comparison of calculated and measured data in design draft condition (St4) .....	99

## List of Figures

Fig. 2.1	An example of the damage of after stern tube bearing .....	7
Fig. 2.2	Criterion of single bearing slope .....	15
Fig. 2.3	Model of a shaft resting in a single slope or no-slope bearing .....	18
Fig. 2.4	Model of a shaft resting in a double slope .....	19
Fig. 3.1	Beam of variable cross section .....	20
Fig. 3.2	Coordinate system of beam-element and forces of end-section .....	23
Fig. 3.3	Disposal of supporting points .....	27
Fig. 3.4	Disposal of nodal point deflection .....	28
Fig. 3.5	Shafting arrangement .....	29
Fig. 3.6	Adjusting of gap-sag .....	35
Fig. 3.7	Static thrust shaft load diagram for 6S90MC-C engine .....	38
Fig. 3.8	Calculation of gap-sag .....	39
Fig. 3.9	Position of bearing B and jack J for jack-up measurement .....	40
Fig. 4.1	Piano wire method .....	44
Fig. 4.2	Measurement of main engine bedplate by piano wire method .....	45
Fig. 4.3	Jack-up test method .....	47
Fig. 4.4	Typical jack-up diagram .....	47
Fig. 4.5	Jack-up of the aftmost main bearing .....	48
Fig. 4.6	Dial gage position for jack-up of the aftmost main bearing .....	49
Fig. 4.7	Jack-up curve for main engine bearing .....	49
Fig. 4.8	Jack-up of main bearing except the aftmost main bearing .....	50
Fig. 4.9	Jack-up curve for unloaded condition .....	51
Fig. 4.10	Jack-up of intermediate shaft bearing .....	53
Fig. 4.11	Jack-up curve for intermediate shaft bearing .....	54

<b>Fig. 5.1</b> Shafting Arrangement for a VLCC .....	57
<b>Fig. 5.2</b> Full vessel FE model overall view .....	58
<b>Fig. 5.3</b> FE model section view at center line .....	58
<b>Fig. 5.4</b> Aftbody and engine room area .....	59
<b>Fig. 5.5</b> Shaft, main engine and main engine foundation .....	59
<b>Fig. 5.6</b> Shaft, shaft support and main engine .....	60
<b>Fig. 5.7</b> Boundary condition .....	60
<b>Fig. 5.8</b> Hull deformation at alignment condition (St1) .....	62
<b>Fig. 5.9</b> Hull deformation at full load condition (St5) .....	63
<b>Fig. 5.10</b> Deflection of double tank top (overall view) .....	64
<b>Fig. 5.11</b> Deflection of double tank top (aft body) .....	65
<b>Fig. 5.12</b> Coordinate system of rotation .....	66
<b>Fig. 5.13</b> Relative shaft deflection .....	67
<b>Fig. 6.1</b> Modeling for shaft alignment .....	70
<b>Fig. 6.2</b> Equivalent crankshaft modeling data .....	71
<b>Fig. 6.3</b> Necessary dimension of a crank throw for determining equivalent ...	71
<b>Fig. 6.4</b> Aft stern tube supporting position .....	74
<b>Fig. 6.5</b> Typical bearing stiffness .....	76
<b>Fig. 6.6</b> Compensate bedplate by thermal expansion .....	77
<b>Fig. 6.7</b> Propeller submerged condition .....	78
<b>Fig. 6.8</b> RIN for each bearing .....	83
<b>Fig. 6.9</b> Shaft deflection curves depending on shafting alignment conditions ...	85
<b>Fig. 6.10</b> Bearing reaction for AFT stern tube bearing .....	87
<b>Fig. 6.11</b> Bearing reaction for FWD stern tube bearing .....	88
<b>Fig. 6.12</b> Bearing reaction for intermediate shaft bearing .....	89
<b>Fig. 6.13</b> Bearing reaction for M/E bearing No. 8 .....	90
<b>Fig. 6.14</b> Bearing reaction for M/E bearing No. 7 .....	91
<b>Fig. 6.15</b> Bearing reaction for M/E bearing No. 6 .....	92
<b>Fig. 6.16</b> Bearing reaction for other M/E bearings .....	93

<b>Fig. 6.17</b> Comparison of calculated and measured in alignment draft condition (St1) .....	95
<b>Fig. 6.18</b> Comparison of calculated and measured in ballast draft condition (St3) .....	97
<b>Fig. 6.19</b> Comparison of calculated and measured in design draft condition (St4) .....	100

**A Study on the Stability Evaluation of Propulsion  
Shafting System considering Hull Deflections  
for a Very Large Crude Oil Carrier**

Chul-Oh, SEO

Department of Marine System Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

(Supervisor: Prof. Jeong-Ryul KIM)

**Abstract**

As hull deflections have been one of the root causes for bearing damage of shafting system, a strengthened shafting alignment analysis considering hull deflections has been required among the interested parties. In recent days, the length of the vessel and the propulsion power tend to increase due to technological advance. The hulls have become more flexible whereas the shafts and propeller in shafting system have become larger and stiffer. Therefore, the shafting alignment analysis has become more sensitive to the hull deflections. It is a very important factor to secure the stability of shafting system against the variation of the bearing offset derived from the hull deflections during the life cycle of the vessel. However, due to difficulties to considering the hull deflections, the shafting alignment analysis turns out insufficient or incomplete, which might adversely effect the bearing lifetime.

This study aimed to theoretically calculate the hull deflections and analyze the measurement data for a very large crude oil carrier. For this, the whole vessel structural analysis of the vessel was performed according to the draft changes of the vessel. Based on the hull deflections obtained from the whole vessel structural analysis, the shafting alignment was analyzed. The whole vessel structural analysis of the vessel was carried out under five (5) conditions according to the draft changes of the vessel, and it was confirmed whether the propulsion shafting system satisfied the permissible load, even under the influence of hull deflections. In addition, the results of the theoretical calculation method and the jack-up method were compared. The stability of the analysis was cross validated to investigate whether the shafting is stable under hull deflections.

This paper consists of 7 chapters.

In chapter 1, the historical background, objectives of this research and the structure of the paper are introduced.

In chapter 2, the problem of propulsion shafting arrangement and design criteria are reviewed.

In chapter 3, the theoretical analysis method for the shafting alignment is explained. Several methods are introduced for the theoretical analysis of bearing reaction but this chapter describes the matrix finite element method, which is widely used for complex structural analysis.

In chapter 4, the measurement method for propulsion shafting alignment condition is introduced as follows.

(1) Displacement measurement method

## (2) Reaction measurement method

In chapter 5, the whole vessel structural analysis of the vessel using the finite element method for the very large crude oil carrier is performed. Based on this, it can consider which the effect is existing on the propulsion shafting by the hull deflections.

In chapter 6, the shafting alignment analysis is performed depending on the displacement of the shafting obtained by the whole vessel structural analysis carried out for five (5) conditions considering the draft changes of the vessel. Based on this, the measurements were carried out for five (5) bearings using jack up method and then measured results are compared with calculated results to review stability of shafting bearings.

In chapter 7, the achievements of this study are summarized as follows.

(1) Hull deflections are a very important factor affecting each bearing offset that supports the propulsion shafting system, and it was confirmed that it effects the shafting alignment analysis.

(2) The finite element analysis confirmed that the transformation patterns due to the draft changes of the “hull” from the engine room bulkhead (FR#60) to forward bulkhead (FR#110) and the “engine room” part from the stern end where the shafting system is installed to the engine room bulkhead showed the opposite trend. That is, if the hull is in the hogging state, the engine room part is in the sagging state, and when the hull is in the sagging state, the engine room part is in the hogging state. Under the alignment draft condition, the hull is transformed into

the hogging state, and the engine room is in the sagging state, and, under the loaded draft condition, the hull is in the sagging state, and the engine room is in the hogging state.

(3) Examining the relative displacement in terms of the bearing offset that supports the shaft by converting the amount of hull deflections over the entire length of the vessel on the basis of the imaginary reference line passing through the centers of two (2) stern tube bearings, it can be seen that the intermediate shaft bearing and the main engine bearings are placed on the vertical line above the baseline under alignment draft condition and ballast draft condition and on the vertical line below the baseline under scantling draft condition.

(4) The reaction force of the shafting supporting bearing showed a significant change from the stern tube bearing to three (3) main engine bearings on the stern side, and the change in the reaction force of the main engine bearing was negligibly small.

- The reaction force of the after stern tube bearing decreased with increasing draft, while the reaction force of the forward stern tube bearing increased.

- In particular, it was seen that the bearing reaction force varied depending on whether the stern peak tank was loaded, even under the same draft condition. The reaction force of the after stern tube bearing showed a maximum value when the stern peak tank was loaded and minimum when it was empty. For the reaction force of the forward stern tube bearing, the minimum value was observed when the stern peak tank was loaded, and maximum when it was empty, again confirming the opposite trend.

- It was confirmed that the reaction force of the intermediate shaft bearing is the same as that of the after stern tube bearing.

- Reaction force change resulting from hull deflections showed the largest value at main engine bearing No. 8 and No. 7. For main engine bearing No. 8 and No. 6, the reaction force tended to increase with increasing draft and for main engine bearing No. 7, the reaction force decreased. However, it was confirmed that the reaction force change of the main engine bearing was hardly observed according to the stern peak tank loading state.

Under the hull deflections considering the change of the draft condition, it was confirmed that the reaction force variation of the shafting bearings satisfied the permissible load suggested by the engine and the bearing manufacturer. This means that, even if shafting alignment analysis is performed without considering hull deflections, the bearing reaction force can be within the permissible load. However, main engine bearing No. 8 is very sensitive to the variation of bearing reaction force according to the draft condition. Therefore, the reaction force of main engine bearing No. 8 should be set approximately zero (0) during shafting alignment analysis so that the values are within the permissible load proposed by the engine manufacturer, even under the influence of hull deflections.

For the very large crude oil carrier, it is necessary to perform shafting alignment analysis considering the hull deflections as it has long hull and draft changes that show pronounced characteristics depending on the loading state, unlike a small or medium sized carrier.

In addition, the hull deflections obtained in this study can ensure the stability of shafts and prevent shafting damage from hull deflections if one refers to the results during the shafting alignment analysis of similar or identical vessels.

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구의 배경

초대형 선박의 등장으로 선박 크기의 증대에 따른 선체 변형량 증대, 이의 결과로 인한 축계 지지 베어링의 높낮이 (이하 오프셋이라 한다) 변화가 축계 베어링 손상사고의 중요한 인자로 확인된 이래 선주, 조선소 및 선급에서는 선체 변형을 고려한 축계 정렬 해석을 추가로 고려하는 등 점차 축계 정렬과 관련하여 해석, 설치 및 검증 기준을 강화하는 추세이다.

추진 축계 정렬에 관한 연구는 1950년 후반부터 미국 해군에서 시작되어 점차 일반 선박으로 확대되었고, 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 조선 및 박용 기관과 관계를 갖는 연구단체에서 활발히 진행되어 왔다.<sup>[1]-[12]</sup>

1950년 이전까지는 추진 축계 정렬 시 모든 베어링의 중심을 동일 직선에 배치하는 직선 배치법<sup>[13]</sup>을 사용하였다. 그러나 직선 배치법은 일부 베어링에는 무부하, 다른 베어링에는 과부하가 인가되는 점, 직선 배치법을 적용하더라도 흘수(draft) 변화에 기인한 선체 변형으로 베어링의 오프셋이 변형되는 점, 장시간 운전에 따른 베어링의 자연 마모로 인해 결국 모든 베어링의 중심이 동일 직선에 놓이지 않게 된다는 점이 문제점으로 규명되면서 자유곡선 배치법<sup>[14][15]</sup>이 이를 대체하게 되었다. 자유곡선 배치법이란 축계를 지지하는 각각의 베어링의 하중을 각 베어링의 허용하중 내에서 적절히 분산시키기 위한 목적으로 각 지지 베어링의 수직 오프셋을 가상의 기준선(reference line)을 기준으로 배치하는 방법을 의미한다. 또한, 실제 정렬 작업에 자유곡선 배치법을 적용하기 위한 갭-색(gap & sag)법<sup>[16]</sup>이, 베어링 반력을 실측하기 위한 유압채 법<sup>[17][18]</sup> 및 스트레인 게이지법<sup>[19][20]</sup>이 작업의 검증수단으로 함께 개발되었으며, 선미관 베어링에서 축과 베어링의 접촉 면적을 증가시키기 위한 경사 보링(slope boring)법 등이 개발되었다.<sup>[21]</sup>

1990년대부터 일반 상선의 대형화를 거치면서 축계 정렬에 기인하는 사고사례가 급증하기 시작했다. 잘못된 축계 정렬의 결과로 선미관 베어링, 메인 엔진 베

어링 등 축계를 지지하는 베어링 전방에 걸쳐 다양한 형태의 손상이 발생하였다. 이후 각 엔진제작사, 선급협회 등에서는 축계 정렬에 대한 설계 기준과 작업 기준들을 제시하고, 이를 선박의 축계에 적용한 결과 이와 관련된 사고는 차츰 줄어들었다. 그러나 2000년대 이후부터 세계 경제의 성장과 조선 경기의 활황에 따른 선박의 초대형화에 따라 축계 정렬에 기인하는 사고사례가 다시 발생하기 시작하였는데, 이는 주로 후부 선미관 베어링에서의 발열 혹은 이상 마모가 대부분을 차지하는 것으로 나타났다. 선행연구 조사결과, 이 시기에 선체 변형, 축계 지지 강성 등 축계 정렬에 관련된 다양한 연구들이 이루어졌다. 그 결과, 미국 선급협회 등에 의한 스트레인 게이지 및 근접 센서를 이용한 선체 변형 측정방법, 프랑스선급협회에 의한 선체 변형에 따라 축계를 지지하는 베어링과 구조물에 대한 지지 강성의 변화를 고려한 축계 정렬에 대한 연구결과 및 설계지침, 노르웨이 선급협회의 후부 선미관 베어링의 손상 방지를 예방하기 위한 후부 선미관 베어링의 윤활 해석 등 각 선급협회에서는 다양한 연구결과 및 선박의 사고사례 분석을 기반으로 새로운 축계 정렬에 대한 선급 규정 및 축계 정렬 지침을 제시하였다.<sup>[22-41]</sup>

추진 축계 해석법에서는 두 가지 접근 방법이 사용되어 왔는데 추진 축계 전체를 고려하는 방법과 특정 베어링 내에서 베어링과 베어링 내부에 있는 축의 일부만 고려하는 방법<sup>[42]</sup>이 그것이다. 일반적으로 전자의 방법은 세부적으로 정적해석과 동적 해석으로 분류하여 연구해 왔는데, 동적 해석에서는 정적 해석 대비 축과 베어링 간격 사이의 유막 (oil film) 효과와 프로펠러의 기하학적 형상과 선박의 형상으로부터 결정된 프로펠러 추진력을 추가로 고려한다. 일반적으로 동적 해석법은 상대적으로 많은 난제를 포함하고 있는 것으로 알려져 있는데, 베어링 위치에서의 선체의 강성, 유막 강성, 유막 두께, 선박의 형상 분포 및 엔진 부하를 합리적으로 추정해야 하는 문제를 가지고 있다.

추진 축계 정렬 절차를 수행하기 위한 바람직한 상태는 선박이 진수되기 바로 전 드라이독 (dry dock) 상태다. 이 단계에서 선박의 건조 작업은 거의 마무리가 되며, 축계 조립도 대부분 마무리가 된다. 드라이독 상태에서 축계 정렬이 신뢰받기 위해서는 선체 변형이 고려된 보다 정밀한 축계 정렬 해석이 이루어져야 한다.

이와 같은 견지에서 선행연구를 검토한 결과 아직까지 초대형 원유운반선에 대한 선체 변형과 관련된 종합적인 축계 정렬 연구사례는 보고되지 않은 것으로 판단된다. 따라서 본 연구를 통해 이론적 검토 및 실측자료 분석을 수행함으로써 결과적으로 대상 선박의 추진 축계 안정성을 심도 있게 검토할 필요가 있는 것이 본 연구의 배경이다.

## 1.2 연구의 목적

지금까지 선체 변형에 따른 축계 안정성 평가를 위한 연구는 대부분 축계 정렬에 관련된 문제가 발생했을 때 그 문제를 해결하기 위해 사용되거나, 새로운 선형개발에 맞추어 단지 한 두 척의 선박에 대해서 연구 목적으로만 수행되어 왔다. 따라서 아직까지는 시간과 비용 측면에서 축계 설계를 위한 실용적 목적으로 사용하기까지는 지속적인 후속연구가 필요한 것이 현재의 실정이다.

이와 같은 문제점들과 유한 요소법<sup>[43][44]</sup>을 이용한 선체 변형에 대한 시간적인 비효율성과 경제적인 비용들을 고려하여 다양한 형태와 크기의 선박에 대한 선체 변형 측정을 수행하고 이 데이터를 이용하여 역 분석을 통해 선체 변형값을 확인하였다. 아울러, 이를 통해 어떤 범주 내에 있는 선박에 대해 예상되는 선체 변형 데이터베이스를 구축하여 선체 변형에 대한 값을 대상 선박마다 테이블로 표시하고 축계 정렬 계산에 사용할 수 있게 시도한 바 있다.

본 연구에서는 초대형 원유운반선을 대상으로 선체변형량 이론계산 및 계측자료 분석연구를 수행함으로써 새로운 선형의 선박에 대해 예상되는 선체 변형 데이터베이스를 제시하고자 한다. 이를 위하여 선박의 흘수 변화에 따른 전체선박 구조해석을 수행하고, 해석을 통해 도출된 선체 변형량을 토대로 축계 정렬 해석을 수행한다. 전체선박 구조해석은 선박의 흘수 변화에 따라 5개 조건에서 수행되었고 추진 축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치를 만족하는지를 확인하였다. 또한, 이론적 계산방법, 잭-업법의 결과를 상호 비교하여 해석의 신뢰성을 교차 검증하여 선체 변형 하에서도 축계 안정성을 확보하는지를 연구하고자 한다.

### 1.3 논문의 내용 및 구성

본 논문은 총 7장으로 구성되어 있다.

제 1 장에서는 본 논문의 연구 배경 및 목적, 논문의 내용 및 구성을 소개한다.

제 2 장에서는 추진 축계의 배치문제 및 설계개요에 관해 설명한다. 축계 정렬을 수행하기 위한 축계 정렬 기준 및 고려해야 할 제반 사항을 기재하고, 축계 정렬에 대한 전반적인 사항을 설명한다.

제 3 장에서는 축계 정렬의 이론적 해석방법에 관해서 설명한다. 베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나, 이 장에서는 복잡한 구조에 널리 이용되는 “매트릭스 구조해석법”에 의한 방법에 대하여 설명한다.

제 4 장에서는 추진 축계 정렬상태를 파악하기 위한 계측법을 소개한다.

(1) 변위측정법

(2) 반력측정법

제 5 장에서는 본 연구의 대상 선박인 300,000DWT 원유운반선에 대하여 선박의 흘수 변화에 따른 전체선박 구조해석을 시행하고, 선체 변형의 영향이 선체부, 기관실부에 미치는 영향을 고찰한다.

제 6 장에서는 전체선박 구조해석으로부터 얻은 선체 변형을 토대로 축계 정렬 해석을 수행한다. 구조해석은 선박의 진수 후 정렬조건 및 운항조건에 따라 최대 흘수 변화를 고려한 벨러스트, 만재 등 총 5개 조건에서 수행하고, 이를 바탕으로 추진 축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치를 만족하는지를 고찰한다. 또한, 잭-업법으로 계측한 계측 결과를 설계치와 비교함으로써 추진 축계에 대한 안정성을 평가한다.

제 7 장에서는 이 연구에서 얻은 결과를 요약한다.

## 제 2 장 추진 축계의 배치문제 및 설계개요

### 2.1 축계 배치와 베어링 반력 영향 계수

축계 배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도로 베어링 반력 영향 계수 (RIN, reaction influence number)를 사용하는데, 이는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면에 있고, 그중 한 개의 지지점만을 단위 높이 (통상 1mm) 만큼 상승 또는 하강시켰을 때 나타나는 다른 베어링의 반력 변화량을 나타낸 것이다. 베어링 반력 영향 계수는 축의 강성 및 베어링 간의 거리에 의해서 결정되는데, 베어링 반력 영향 계수가 낮을수록 축계는 선체 변형에 더 유연하다고 할 수 있다.<sup>[45]</sup>

### 2.2 축계 배치에서의 문제점

선박에서의 추진 축계는 저속 2행정 디젤 주기관을 갖는 경우 통상 크랭크축, 추력축, 중간축, 프로펠러축으로 구성되며 중속 이상 주기관의 경우에는 크랭크축과 중간축 사이에 감속기어 장치가 설치된다.

이들 중 축계 배치문제와 가장 밀접한 관계를 갖는 것은 감속기어 장치, 추력축을 포함하는 중간축, 프로펠러를 포함하는 프로펠러축 등이다. 이들이 축계 배치와 관련하여 문제가 되는 것은 다음과 같다.

(1) 감속기어 장치의 문제점 : 감속기어 장치에 대한 문제는 기어 면에 있어서 기어와 기어의 접촉이 불균일할 경우 접촉면에 손상을 일으키고 결국 기어를 파손시키게 되는 점이다. 따라서 과도하거나 불균일하게 발생하는 기어 면의 마멸, 기어의 파손, 지나친 소음과 진동 및 너무 높거나 낮은 기어 축 지지 베어링 하중 등이 감속기어 장치의 주 손상 원인이 된다.

그러므로 설계자는 안정적인 축계 배치를 위해서 감속기어 제작사에서 제공하는 기어축 지지 베어링의 하중과 양측 베어링 하중차를 추가로 고려할

필요가 있으며, 운전 조건에 따른 온도 변화로 인해 발생하는 감속기어 축 지지 베어링 오프셋의 증감 하에서도 지지 베어링의 하중 변화량이 제작사에서 권고하는 허용치 이내의 값이 되도록 유의하여야 한다.

(2) 중간축의 문제점 : 중간축에 있어서 중요한 문제점은 중간축 베어링의 수직/수평 위치에 관한 것들이다. 즉, 설계자의 오류에 의해 중간축 베어링이 무부하 상태가 되어 휘돌림 (whirling) 현상이 발생하거나 반대로 과부하 상태가 되어 이상 발열 현상이 발생할 수 있다. 중간축 베어링 배치 시 간혹 그릇된 설계지침이나 무의미한 설계방법을 취하고 있는 일이 있는데, 예를 들면 다음과 같은 것들이다.

- 각 축마다 두 개의 베어링을 배치하되 양쪽 끝의 커플링 변위가 자유 상태에서 영이 되도록 한다. (airy point 지지)

- 중간축 베어링의 설치장소는 선박의 구조나 다른 기기의 배치에 지장을 주지 않도록 마련한다.

- 각 축의 길이는 같게 하고 베어링 위치는 대칭이 되도록 한다.

위와 같은 사항들의 잘못은 축계 전체가 하나의 기능을 갖는 장치라는 것을 무시하는 데 있다. 이러한 지침에 의하여 설계된 축계 장치는 축계 지지 베어링의 수가 필요 이상으로 많게 되어 전체적인 축계 운전관점에서 각지지 베어링의 하중이 불균일하게 배치되기 쉽게 될 뿐만 아니라 이로 인한 사고의 개연성이 높아지는 상태, 즉 유연하지 않은 상태가 된다

(3) 프로펠러축의 문제점 : 이 부분에서의 중요한 문제점은 주로 무거운 프로펠러에 의하여 발생한다. 특히 프로펠러와 가장 인접한 위치의 후부 선미관 베어링과 관련된 사항들은 여전히 심각하다. 선박의 축계는 외팔보 (cantilever beam)의 경우와 유사하게 축 끝단 프로펠러 하중의 영향으로 프로펠러축을 지지하고 있는 후부 선미관 베어링의 국부하중 증가가 두드러지게 나타난다. 프로펠러축의 끝에 고정된 무거운 프로펠러는 후부 선미관 베어링 (after stern tube bearing)에 과도한 부하를 작용하게 되며 그 인접 베어링을 무부하 상태로

만든다. 흔히 발생하는 손상으로는 진동, 선미 패킹 글랜드의 과도한 누설, 이상 마멸 등을 들 수 있다.

Fig. 2.1은 후부 선미관 베어링의 이상 마멸 실례를 보인다.



Fig. 2.1 An example of the damage of after stern tube bearing

### 2.3 새로운 추진 축계의 배치문제

일반적으로 추진 축계는 모든 베어링에 의하여 일직선이 되도록 지지가 되며, 현재도 이와 같은 방법이 가장 적절한 축계 배치 상태로 종종 채택되고 있다. 그러나 물 위에 떠 있는 선체는 온도의 변화, 출·입거, 화물의 적재 상태, 노후 등으로 변형을 일으키고 이에 따라 축계 지지 베어링의 위치도 변화를 일으킨다. 더구나 프로펠러축 베어링으로써 리그넘 바이트 (lignum vitae) 베어링을 사용하는 경우에는 마멸로 베어링 지지점에 변화가 크게 발생하게 된다.

그리고 이러한 경우에 발생하는 축계 상태변화는 단속적으로 발생하는 것이 아니고 자유 곡선에 따라 일어나게 된다. 새로운 축계 배치이론은 이러한 자유곡선 현상에 기초를 두고 처음부터 장차 예상되는 여러 가지 변화에 대응할 수 있는 곡선 상태로 축계를 배치하고자 하는 이론이다.

축계를 일직선 상태로 배치하는 것도 일종의 자유 곡선이라 생각할 수 있는데, 대개 이러한 직선 배치에서는 베어링의 하중 배분이 고르지 않고 베어링의 상하,

또는 전후 방향의 위치조절이 필요하게 된다. 즉, 어떤 베어링을 내리면 그 베어링의 하중은 감소하고 인접 지지 베어링의 하중은 증가하게 된다. 이때의 하중 변화량은 축의 강성과 베어링 상하 방향 변화량, 베어링 간의 거리에 따라 결정되며 이를 이론적으로 사전에 계산하고자 하는 것이다

Table 2.1 은 추진 축계의 베어링 반력 영향 계수에 대한 계산 예이다.

Table 2.1 An example of bearing reaction influence number

Unit : kN									
Bearing	AFT S/T	FWD S/T	Inter. shaft	After-most	M/E No. 6	M/E No. 5	M/E No. 4	M/E No. 3	M/E No. 2
AFT S/T	2.2	-4.2	2.4	-1.7	1.2	0	0	0	0
FWD S/T	-4.2	8.5	-5.9	5.8	-4.2	0	0	0	0
Inter. shaft	2.4	-5.9	6.4	-13.3	10.5	0	0	0	0
Aft-most	-1.7	5.8	-13.3	121.4	-182.2	54.6	-17.7	3.5	-1
M/E No. 6	1.2	-4.2	10.5	-182.2	346.1	-233.8	75.3	-15.1	2.2
M/E No. 5	0	0	-0.1	84.6	-233.8	265.4	-166.7	58.8	-8.4
M/E No. 4	0	0	0	-17.7	75.3	-166.7	214.9	-144.7	38.9
M/E Mo. 3	0	0	0	3.5	-15.1	58.8	-144.7	156.1	-58.6
M/E No. 2	0	0	0	-0.5	2.2	-8.4	38.9	-58.6	26.5

자유곡선 배치설계의 목적은 그릇된 축계 배치에 민감하지 않은 자유 곡선을 취하도록 하는 데 있다. 일반적으로 베어링의 수를 줄이고 베어링 간격을 크게 할수록 축계 배치의 변화에 둔감하게 되어 축계는 안정하게 된다. 다만, 이때 선 회 고유진동수가 낮아져서 선회진동이 발생하기 쉽게 되고, 각 베어링에 걸리는 하중은 증가하게 되므로 선회 고유진동수는 사용회전수 이상이 되고 허용 지지

하중 이내가 되도록 결정하여야 할 것이다. 축계에 있어서 예상되는 여러 가지 변동 상태에 대하여 하중과 모멘트의 크기를 검토하고 언제나 안전한 범위 내에 있도록 설계단계에서 베어링의 상하와 길이 방향의 위치 및 그의 수를 결정한다.<sup>[50]</sup>

## 2.4 추진 축계 배치에 있어 고려해야 할 사항

축계 배치에서는 운전 시에 발생하게 되는 다음과 같은 사항을 고려하여야 할 것이다.

- (1) 흘수나 항로의 변경에 따른 이중저의 변형
- (2) 정지 상태와 운전 상태 간의 온도 차로 인한 디젤기관, 또는 터빈과 감속기어의 팽창
- (3) 정지 상태의 축이 운전하면서 선미관 베어링 유효지지점이 이동하는 것
- (4) 프로펠러의 추력 중심과 축계의 중심위치가 어긋남으로써 발생하는 추력에 의한 굽힘 모멘트
- (5) 추진 축계에 PTO (power take-off) 시스템을 이용한 축 발전기의 전자기 저항에 의한 부가력
- (6) 베어링 마멸 (특히 해수 윤활 리그넵 바이트의 경우)
- (7) 축이나 프로펠러의 회전에 의한 불 평형 관성력

그러나 위와 같은 사항에도 불구하고 다음과 같은 사항을 만족하여야 한다.

- 감속장치의 대기어 양단 베어링에서 같은 베어링 반력을 갖도록 할 것
- 모든 여타의 축계 지지 베어링에서 같은 면압일 것
- 모든 운전 조건 하에서 개개의 베어링 하중의 방향이 일정하고 크기가 불변할 것

■ 가능한 한 후부 선미관 베어링에서 하중의 분포가 균일할 것, 즉, 모서리에 베어링 하중이 국부적으로 편중되지 않을 것

감속기어를 갖는 터빈이나 디젤기관에서는 감속기어 장치가 비교적 짧기 때문에 축계 중심선의 평균 기울기가 베어링 중심선에 평행하게 되도록 축계 지지대나 베어링과 감속기어 장치를 여기에 맞도록 낮추어서 배치할 수 있다. 그러나 저속 디젤기관은 상응하는 기울기를 갖도록 설치하기에는 너무 길기 때문에 선미관 베어링에 상응하는 기울기를 갖도록 보링 (boring)하거나 베어링 부시 (bush)의 외경을 상응하는 기울기가 되도록 가공한다. 후자의 방법이 정확한 기계 가공이 가능하기 때문에 바람직한 방법이다. 또한, 선미관 백색 합금 (white metal) 베어링에서 후부 1/3 정도를 경사지게 보링 가공하기도 하며, 최근에는 다중 보링을 적용하기도 한다.

## 2.5 추진 축계 배치계산의 종류와 의미

### 2.5.1 축계의 합리적인 배치

축계의 합리적인 배치란, 베어링 반력의 적절한 분배를 실현하기 위하여 수직, 수평면에서 기준선에 대하여 개개의 베어링을 적정위치에 배치함을 뜻한다.

- (1) 일차적 탄성 배치 : 축계의 탄성만을 고려한 축계 배치
- (2) 2차적 탄성 배치 : 베어링 재료와 베어링 지지대의 탄성까지 고려한 축계 배치
- (3) 정적배치 : 축의 정지 상태 시 위의 (2)항 이외에 축, 프로펠러, 기어, 크랭크축 등의 중량을 고려한 배치
- (4) 정적 운전 상태 배치 : 축계, 베어링 재료, 지지구조물의 탄성 외, 유막의 영향, 축계에 작용하는 외력과 모멘트 및 중량 등을 고려한 축계 배치

(5) 동적 배치 : 동적 기진력에 의한 축계의 진동 응답까지 고려한 축계 배치

### 2.5.2 축계의 배치 불량

수직, 수평면에 있어서의 배치 불량으로서 축이 베어링에 대하여 위의 배치 조건을 만족하지 못하는 다음과 같을 수가 있다.

(1) 정적배치 불량 : 축, 프로펠러, 기어, 크랭크축 등의 중량만을 고려, 정지 상태에 대하여 잘못 배치한 경우

(2) 정적 운전 상태의 배치 불량 : (1)의 경우에 더하여 유막의 영향과 축계에 작용하는 외부의 힘과 모멘트 평균치를 고려하여 주어진 운전 상태에 대하여 행한 배치의 불량

(3) 동적 배치 불량 : 위의 경우에 더하여 동적 기진력에 대한 축계의 진동 응답을 고려하여 행한 배치의 불량

### 2.5.3 베어링과 지지대

(1) 베어링과 지지대의 구별 : 지지대는 선미 부분의 철 구조물과 결합하여 있는 선미관의 베어링을 뜻한다. 축계 배치 목적을 위하여 임시지지대가 또한 존재한다.

(2) 선미관의 경사 보링 : 합리적인 축계 배치를 위하여 베어링의 보링 축심 위치가 기준선에 대하여 평행하지 않은 것

(3) 베어링의 경사 보링 : 베어링의 길이 방향에서 선미축의 저널과 베어링의 작용면 간에 가장 균등한 접촉상태를 실현하기 위해 기준선에 대하여 베어링 작용면의 보링 축심 위치가 평행하지 않은 것

## 2.5.4 축계 배치 방법과 점검

(1) 광선법 (light line method) : 광학적인 장치로 베어링 중심의 어긋남을 점검하는 것

(2) 갭-색법 (gap-sag method) : 두 개의 인접하는 축 커플링 플랜지의 편심과 벌어진 틈 등의 상대 위치를 이용하여 축계 배치를 설정하거나 점검하는 방법

(3) 잭-업법 (jack-up method) : 정적 반력, 즉, 반력 영향 계수 (Reaction Influence Number, RIN)를 실제로 계측함으로써 베어링의 정적 반력을 점검하는 방법

(4) 굽힘 모멘트법 (bending moment method) : 축계의 여러 곳을 합리적으로 선택한 위치에서 스트레인 게이지를 이용하여 굽힘 모멘트를 측정한 결과로부터 상당 베어링 지지대의 정적, 동적 반력치를 계산하는 방법

## 2.5.5 추진 축계 배치계산의 기준

추진 축계 배치계산의 기준은 다음과 같다.

### (1) 선미관 베어링

후부 선미관 베어링 (화이트메탈인 경우)는 어떤 상황에서도 베어링의 투영 면적 기준으로 면압은 0.8 MPa 을 초과해서는 안 된다. 전부 선미관 베어링 (forward stern tube bearing)은 축계 구동 조건에서 1.2 MPa 까지 허용하고 있으며, 베어링 하중은 어떤 상황에서도 양 (+)의 값이 작용하여야 한다. 음 (-)의 값을 가지는 하중이 작용하는 결과는 해당 베어링의 윗면에 축이 닿았다는 것을 의미하기 때문에 허용될 수 없다. 만일 전부 선미관 베어링에 하중이 거의 작용하지 않거나 해석된 결과가 0.1 MPa 이하가 될 때는 횡 진동 해석을 통하여 축계에서 횡 진동 영향이 없는지를 확인해야 한다.

## (2) 후부 선미관 베어링 후단부 하중의 완화

경사 보링 (slope boring), 또는 경사 배치 (slope alignment)에 의한 방법이 이용되고 있으며, 구체적인 최적 조건은 아래와 같다.

- 후부 선미관 베어링 후단에서 베어링과 축의 상대적 경사를 최소로 한다.

( $2\sim 3 \times 10^{-4}$  rad, 즉, 0.0115~0.0172 deg 이하)

- 후부 선미관 베어링의 후단과 전단에 하중을 배분한다고 보고 그 차를 최소로 한다.

- 후부 선미관 베어링의 대표지점의 반력을 최소로 한다.

- 후부 선미관 베어링 후단 부근의 부분 경사 부분에 스프링 지점을 수개 배치하고 그의 반력을 균등화하는 것도 아울러 생각한다.

## (3) 중간축 베어링

중간축 베어링 허용 면압 기준은 일반적으로 베어링 제작사의 권장치에 따른다. 베어링 제작사의 권장치가 없을 때는 정적인 조건에서 0.8 MPa 을 초과해서는 안 되며, 동적인 조건에서는 1.2 MPa 까지 허용하고 있다. 베어링 하중은 어떤 상황에서도 양(+)의 값으로 작용하여야 한다. 만일 중간축 베어링에 하중이 거의 작용하지 않거나 해석된 결과가 0.05 MPa 이하로 될 때는 횡 진동 해석을 통해서 축계의 횡 진동 영향이 없는지를 확인하여야 한다.

## (4) 메인 엔진 베어링

메인 엔진 베어링의 허용하중은 엔진제작사의 권고치에 따른다.

## (5) 축의 굽힘 모멘트 (bending moment) 허용(기준)치

■ 프로펠러축 : 15~25 MPa

■ 중간축 : 10~25 MPa

■ 추력축 : 20 MPa (통상 15 MPa 을 채택하고 있다)

(6) 감속기어 장치 대기어 선수·선미 축 베어링의 하중차

대기어 (기어축 포함) 중량의 20% 이하 [열간(hot condition)시]

(7) 저속 디젤 주기관에 대한 제한조건

저속 디젤기관에 대하여 일반적인 제한조건은 다음과 같다.

■ 추력 베어링, 메인 베어링 면압 : 약 2 MPa 이하

■ 크랭크축 디플렉션 (deflection) :  $\frac{s}{5000} \sim \frac{s}{10000}$  이하 ( $s$  : 행정)

(8) 경사 보링 (slope boring)의 기준

①  $A \leq 0.3S$  : 경사 보링 필요 없음 (slope boring not necessary)

②  $0.3S < A \leq S$  : 경사 보링 추천 (slope boring advisable)

③  $A > S$  : 경사 보링이 필요하다 (slope boring necessary)

여기서,

$A$  : 베어링 전장에 걸친 축의 평균 각 변위

$S$  : 베어링 저널지름 간극 (clearance)을 베어링 길이로 나눈 값

Fig. 2.2 는 경사 보링의 기준에 대해 나타낸 것이다.

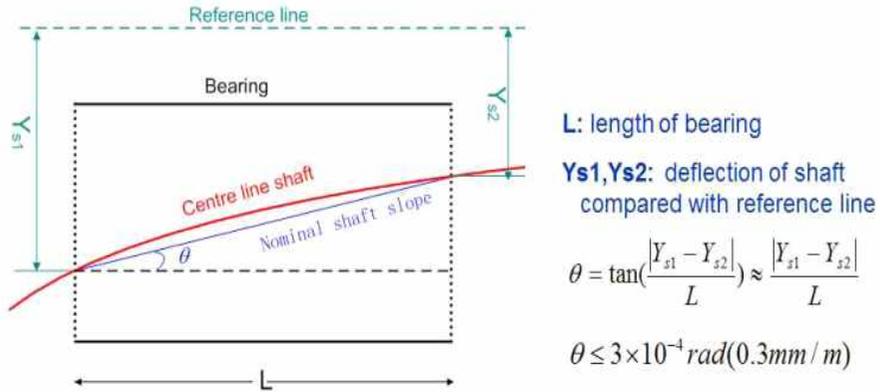


Fig. 2.2 Criterion of single bearing slope<sup>[47]</sup>

### 2.5.6 후부 선미관 베어링의 윤활 해석 기준<sup>[29][48]-[53]</sup>

노르웨이 선급협회의 규정에 따르면 후부 선미관 베어링에 이중 경사가 적용되거나 후부 선미관 베어링이  $\varnothing 500 \text{ mm}$  이상이면 모든 운전 조건에 프로펠러축과 후부 선미관 베어링에서 유체 윤활 (hydrodynamic lubrication)이 되도록 축계 정렬 해석을 요구하고 있다. 또한, 선급 규정에서 제시한 방법으로 윤활 해석을 수행해야 하고, 유막 형성이 가능한 최소회전수 ( $n_0$ )는 축계 운전 조건에 따른 윤향 회전수 ( $n$ ) 보다 낮아야 할 것으로 요구하고 있다.

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

#### (1) 저속 규정 (low speed criterion)

저속 규정은 엔진은 정적인 열간 조건 (hot condition)을 기준으로 하며, 최저 축계 회전수  $n_{0, stat}$ 는 축계의 최소 연속 회전수 (dead slow rpm)보다 낮아야 하며, 식 (2.1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$n_{\min} \geq n_{0, stat} \quad (2.1)$$

$n_{0, stat}$  : 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  $n_{0, stat}$ 는 최대 연속 회전수 (MCR rpm)보다 낮아야 하며, 식 (2.2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$n_{full} \geq \max\{n_{0, dym1}, n_{0, dym2}\} \quad (2.2)$$

$n_{0, dym1}$  : Hot running condition 1, 15% of full torque downwards

$n_{0, dym2}$  : Hot running condition 2, 40% of full torque upwards

### (3) 유체 윤활 최소회전수

유체 윤활이 가능한 최소회전수에 대한 해석은 준 실험적인 해법으로 정의된 저널 베어링의 레이놀즈 방정식을 기반으로 하고, 후부 선미관 베어링에서의 불균일한 하중 분포와 정렬 불량들의 특별 조건을 고려한다. 이 방법으로 최대 베어링 압력이 작용하는 부분에서의 윤활을 검증 할 수 있다. 고점도 오일 (200 cSt 이상)의 사용은 점도 손실과 열을 발생시킬 수 있으므로 주의를 필요로 하며, 선택된 윤활유의 점성계수 ( $\mu$ )값은 제시되는 범위에서 최소값으로 적용한다. 계산된 최소 유막 두께 ( $h_0$ )는 계산방법의 통합된 요소로 간주될 수 있는 설계 요소이며, 실제 허용 가능한 유막 두께는 아니다.  $L/D < 2$ 는 위에서 언급된 방법과 실제 베어링 길이에 대한 제안이다.

$$n_0 = \frac{28 \times 10^3 c h_0 P_{eff}}{\mu D L_{eff}} \quad (2.3)$$

$$h_0 = \frac{D^{0.43}}{760} \quad (2.4)$$

$$P_{eff} = \frac{10^6 W}{L_{eff} D} \quad (2.5)$$

$$L_{eff} = L K_D K_L \left[ \left( 0.1 + 0.17 \frac{W_{min}}{W_{max}} \right) - \left( 0.32 - 0.02 \frac{W_{min}}{W_{max}} \right) \log \alpha \right] \quad (2.6)$$

$$L_{eff} \leq L \quad (2.7)$$

$$K_D = 0.53 \times 10^{-6} D^2 - 1.08 \times 10^{-3} D + 1.55 \quad (2.8)$$

$$K_L = 0.33 \left( \frac{L}{D} \right)^2 - 1.5 \left( \frac{L}{D} \right) + 0.266, \frac{L}{D} \leq 2 \quad (2.9)$$

유체 윤활 평가를 위해 해석 요소들은 다음과 같다.

$n_0$  : 유체 윤활 가능한 최저 회전수 [rpm]

$h_0$  : 윤활을 위한 가능한 최저 회전수 [mm]

$P_{eff}$  : 유효 베어링 압력 [N/m<sup>2</sup>]

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

$K_D$  : 무 차원 크기 개수 (-)

$K_L$  : 길이 대비 지름의 무 차원 계수 (-)

축계 설계에서 결정되는 경계 조건들은 다음과 같다.

$n_{\min}$  : 실제 축계 연속 가능한 최저 회전수 [rpm]

$n_{full}$  : 실제 연속 최대 회전수 [rpm]

$c$  : 베어링 간극 [mm]

$L$  : 베어링 길이 혹은 다중 경사에서 각 경사면에 대한 길이 [mm]

$\mu$  : 베어링 온도, 40° C 기준에서의 윤활유의 최소 동 점성계수 [cSt]

$D$  : 베어링 저널 부의 지름 [mm]

축계 정렬 해석 결과로 검토되는 경계 조건들은 다음과 같다. (Fig. 2.3)

$W$  : 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]

$\alpha$  :  $W_{\max}$  에서 계산된 축과 베어링에서의 상대 기울기

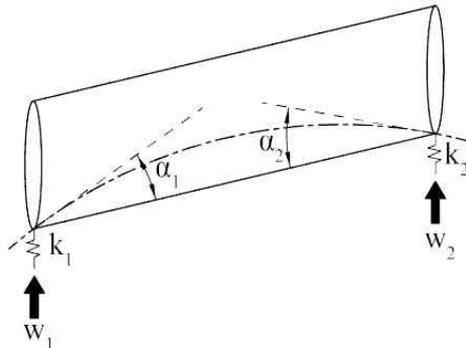


Fig. 2.3 Model of a shaft resting in a single slope or no-slope bearing<sup>[29]</sup>

이중 경사 베어링의 변곡점에 작용하는 하중은 Fig. 2.4의  $W_2$  양쪽 베어링면에 분배된다. 즉, 다음 식 (2.10) 및 (2.11)과 같다.

$$W_{2aft} = \left( \frac{W_2 \times W_1}{W_1 \times W_3} \right) \quad (2.10)$$

$$W_{2fwd} = \left( \frac{W_2 \times W_3}{W_1 \times W_3} \right) \quad (2.11)$$

저속 규정은 프로펠러의 동적 하중은 고려하지 않은 정적인 열간 조건에 대해서 계산되며, 터닝 기어를 이용하여 축을 회전시키는 것은 연속 운전으로 간주하지 않는다. 자동 회전 운전을 적용하는 경우에  $n_{0,stat}$ 는 20rpm 보다 높지 않도록 하는 것을 권장한다. 최대 연속회전수 규정은 프로펠러의 동적 하중을 고려하며, 최대 연속회전수에 대한 검증 및 다양한 부하 조건에 대해서도 검증할 수 있다.

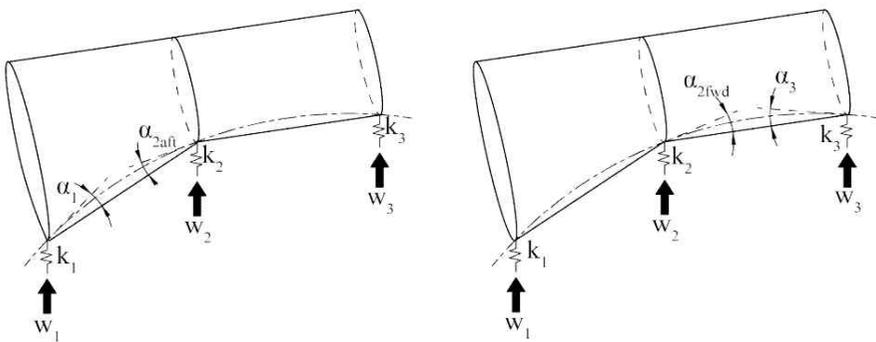


Fig. 2.4 Model of a shaft resting in a double slope<sup>[29]</sup>

## 제 3 장 매트릭스 구조해석법에 의한 축계 정렬 계산 이론

### 3.1 기본식의 유도

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되어 있으나, 본 논문에서는 복잡한 구조해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법을 축계 정렬 계산에 사용하였으며, 이는 다음과 같다.

#### 3.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법을 많이 이용하고 있는데, 이 방법의 기초는 강성 매트릭스 (stiffness matrix)이다.

Fig. 3.1 (a) 와 같은 부등 단면보를 등단면으로 간주할 수 있을 정도까지 미세한 구간으로 세분하고, 각 구간마다 강성 매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하여 절점 방정식을 다음 식 (3.1)과 같이 쓴다.

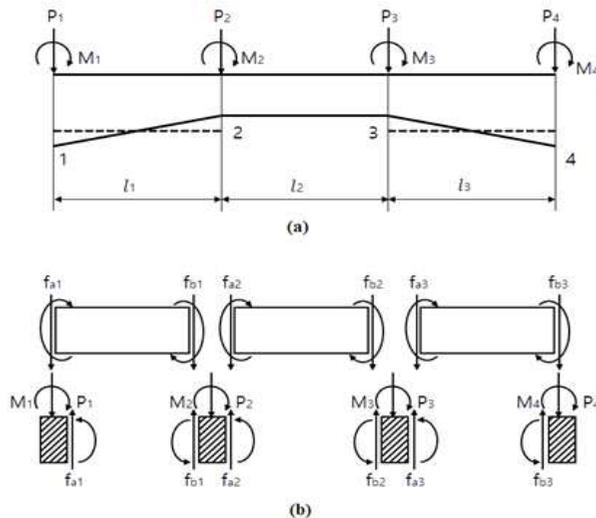


Fig. 3.1 Beam of variable cross section

$$\left. \begin{aligned}
 f_{a1} &= k_{aa1} U_{a1} + k_{ab1} U_{b1} + f_{fa1} \\
 f_{b1} &= k_{ba1} U_{a1} + k_{bb1} U_{b1} + f_{fb1} \\
 f_{a2} &= k_{aa2} U_{a2} + k_{ab2} U_{b2} + f_{fa2} \\
 f_{b2} &= k_{ba2} U_{a2} + k_{bb2} U_{b2} + f_{fb2} \\
 f_{a3} &= k_{aa3} U_{a3} + k_{ab3} U_{b3} + f_{fa3} \\
 f_{b3} &= k_{ba3} U_{a3} + k_{bb3} U_{b3} + f_{fb3}
 \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

여기서,

$f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{a3}$ : 각 절점에 작용하는 외력

$k_{aa1}$  :  $a_1$ 점에 단위 변위를 일으키기 위하여  $a_1$ 점에 가하여야 할 힘

$k_{ab1}$  :  $a_1$ 점에 단위 변위를 일으키기 위하여  $b_1$ 점에 가하여야 할 힘

$U_{a1}$  :  $a_1$ 점의 변위

$U_{b1}$  :  $b_1$ 점의 변위

$f_{fa1}$  :  $a_1$ 단의 단면력 (양단  $a, b$ 를 고정하였을 때 작용 외력에 의하여  $a_1$ 단에 생기는 단면력)

Fig. 3.1 (b)를 참조하면 식 (3.2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned}
 f_{a1} &= P_1 \\
 f_{b1} + f_{a2} &= P_2 \\
 f_{b2} + f_{a3} &= P_3 \\
 f_{b3} &= P_4
 \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식 (3.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} U_{a1} &= U_{P1} \\ U_{b1} + U_{a2} &= U_{P2} \\ U_{b2} = U_{a3} &= U_{P3} \\ U_{b3} &= U_{P4} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

여기서  $P_1 \sim P_4$ 는 절점에 작용하는 외력,  $U_{P1} \sim U_{P4}$ 는 절점의 변위로서 각각  $f_a, f_b$ 와  $U_a, U_b$ 와 같은 내용의 성분을 갖는 벡터이다. 식 (3.1)을 식 (3.2)에 대입하면 식 (3.4)와 같다.

$$\left. \begin{aligned} k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{fa1} \\ k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{fa2} - f_{fb1} \\ k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{fa3} - f_{fb2} \\ k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{fb3} \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

위 식의  $U_{a1}, U_{b1}, \dots$  을 식 (3.3)을 이용하여  $U_{P1} \sim U_{P4}$  로 치환하면 다음 식 (3.5)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fb3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

따라서 식(3.5)가 Fig. 3.1 보의 절점 방정식이다. 우변의 첫 번째 벡터는 절점에 작용하는 외력이고, 두 번째 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점 하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식(3.5)를  $U_{P1} \sim U_{P4}$ 에 대해 풀면 각 절점의 변위를 얻을 수 있다. 또한, 이 결과를 식(3.3)을 이용하여 변형한 식(3.1)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력  $f_{fa1} \sim f_{fb3}$  등을 구할 수 있다.

### 3.1.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성 매트릭스

지금 Fig. 3.2의 부재 AB에 대하여 그림과 같이 좌표계를 정하고, 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다.

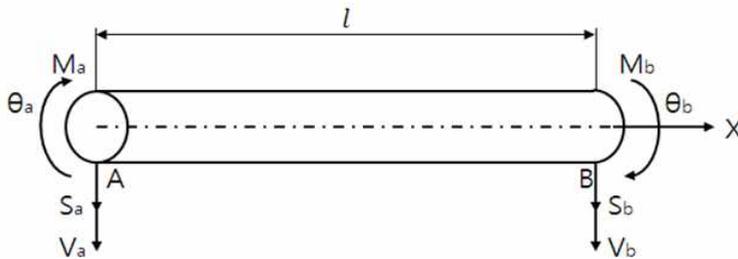


Fig. 3.2 Coordinate system of beam-element and forces of end-section

보의 길이를  $l$ , 종탄성계수를  $E$ , 단면 2차 모멘트를  $I$ 라 하면 강성 매트릭스는 식(3.6)과 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

$$\frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

따라서 횡하중 ( $S_a, S_b$ )과, 모멘트 하중 ( $M_a, M_b$ )을 받는 보 요소의 기본식은 식 (3.7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & \vdots & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & \vdots & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \vdots & \dots & \dots \\ -12 & -6l & \vdots & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & \vdots & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

여기서  $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$  는 각 절점에서 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중으로 나타낸다. 식 (3.7)을 간략하게 표시하면 식 (3.8)과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

연속보를 임의의 부재로  $n$  분할하였을 때, 각 부재에 대하여 식 (3.6)을 구하고 이들을 중첩 (superposition)하여 전체 보에 대한 강성 매트릭스를 구한다. 이 강성 매트릭스는 식 (3.5)의 좌변과 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성 매트릭스를 중첩하여 구한다. 이때 첫 번째 부재의  $U_b$ 는 두 번째 부재의  $U_a$ 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스  $k_{bb}$ 와 두 번째 부재의 강성 매트릭스  $k_{aa}$ 를 합하면 된다. 이처럼 순차적으로 중첩하면 전체구조물에 대한 종합강성 매트릭스를 구할 수 있다.

## 3.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보 절점 방정식의 해법

### 3.2.1 절점 방정식의 해법

횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보를  $n$  분할하여 앞의 방법으로 구한 절점 방정식의 차수는  $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설정할 경우 절점 방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 10차 이상이 되기 때문에 사실상 컴퓨터의 도움 없이는 계산이 불가능하다. 지금 식(3.5)를 간단하게 표현하면 식(3.9)와 같다.

$$[K]U = P - f \quad (3.9)$$

여기서,  $f$ 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식(3.10)과 같이 된다.

$$P = [K]U + f \quad (3.10)$$

여기서,  $[K]$ 의 역 매트릭스를 식(3.9)의 좌변에 곱하면 식(3.11)이 된다.

$$U = [K]^{-1}(P - f) \quad (3.11)$$

식(3.11)로부터 각 절점의 변위 [상하 변위 (deflection)와 각 변위 (slope)]를 구할 수 있다. 각 지지 베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로  $P$  항 중에 포함되며, 따라서 식(3.11)의 결과를 식(3.10)에 대입하면  $P$  항, 즉, 미지의 지점 반력을 구할 수 있다.

### 3.2.2 지점의 처리

Fig. 3.3 과와 같이 절점 ①에 지점이 있는 경우에 변위는  $V_1 = 0$  이고, 지점 반력  $-R$ (부호규약에 따라 아래 방향을 (+)로 취하므로, 반력은 (-)이다) 반력도 작용 외력의 일종이므로 하중항  $P$ 에 포함해야 한다. 그러나 계산 초에 있어서 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기던가  $R_1$ 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있는데 제거하는 것이 강성 매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다. 본 계산의 목적 중 하나가 지지 베어링의 반력을 아는 데 있으므로 제거한 행을 딴 곳에 남겨두었다가 변형을 계산한 다음 이것과 강성 매트릭스를 곱하면 지지점 반력이 구하여진다.

행을 제거하는 조작은 Fig. 3.3 (b)와 같이 강성 매트릭스의 제1행의 요소를 '0'으로 놓으면 된다. 또한, 변위  $V_1$ 을 '0'으로 하는 대신에 강성 매트릭스의 제1열을 '0'으로 한다.

이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성 매트릭스 행과 열의 요소를 '0'으로 놓으면 된다. 이때 행과 열이 모두 '0'으로 된 강성 매트릭스는 역 매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소해 역 매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램 작성 시 이 조작은 상당히 복잡하므로 행과 열을 '0'으로 한 다음 대각요소만을 '1'로 놓아 역 매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점 5와 같이 탄성 지지 되어 있는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력  $R_5 = -KV_5$  ( $K$ : 스프링 상수)가 생긴다. 이것도 하중항  $P$ 에 포함해야 하는데  $V_5$ 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성 매트릭스의 (5.5) 요소에  $K$ 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

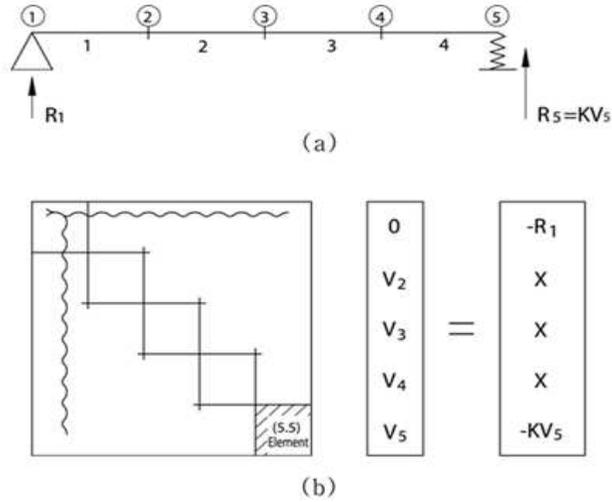


Fig. 3.3 Disposal of supporting points

### 3.3 베어링 반력 영향 계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태 값이 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간지점이 침하 하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지 하중 변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.

축계배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도인 베어링 반력 영향 계수는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면상에 있고 그중 한 개의 지지점 만이 단위 높이 (통상 1mm) 만큼 상승 또는 하강하였을 때 다른 베어링의 반력 변화량을 나타낸다. 주로 축의 강성 및 베어링 거리에 의해서 결정되는데 베어링 영향계수가 낮을수록 선체 변형에 더 유연하다고 할 수 있다.

Fig. 3.4 (a) 에서 보는 바와 같이 절점 3이  $\Delta_3$ 만큼 변위한다고 할 때, 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 3에 외력  $R_3$ 를 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(3.10)은 Fig. 3.4 (b)와 같이 된다.  $\Delta_3$ 는 기지량,  $R_3$ 는 미지량이다. 기

지량은 우변으로 옮기고 미지량  $R_3$  를 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 3.4 (c) 와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면, 식 (3.9)의 강성 매트릭스의 제3열에  $-\Delta_3$ 를 곱하여 우변의 하중항을 만들어서 절점 3에 대한 지점의 처리를 하면 된다. 다만 강성 매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 '0' 으로 하면  $V_3$ 의 값 (이것은  $\Delta_3$ 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 3.4 (c)와 같이 강성 매트릭스의 (3,3) 요소를 '1', 하중항 벡터의 제3요소를  $\Delta_3$ 로 하여 풀거나 강성 매트릭스의 (3,3) 요소를 '0' 으로 한 채 풀 다음  $V_3$ 를  $\Delta_3$ 로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위 변위만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지 하중 (반력)의 변화가 반력 영향 계수이다.<sup>[13]</sup>

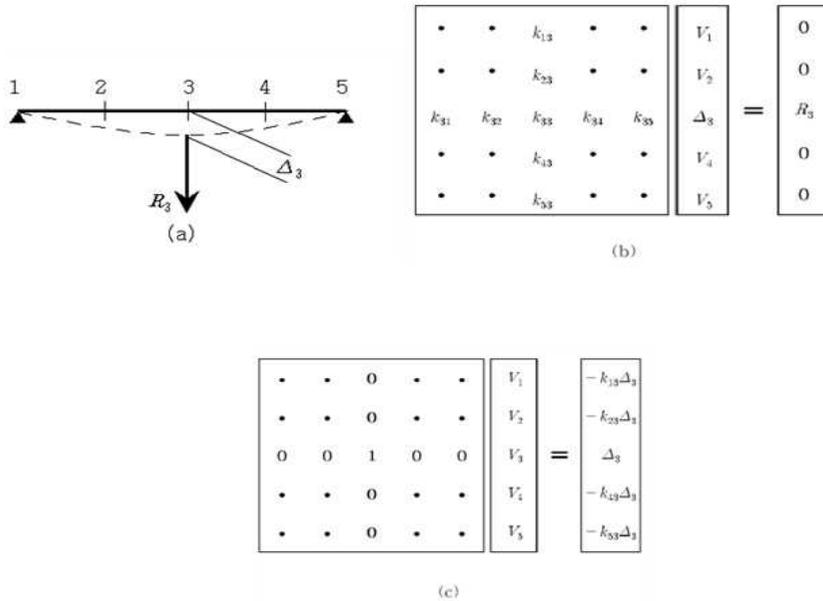


Fig. 3.4 Disposal of nodal point deflection

### 3.4 추진 축계의 최적 배치 계산방법 (최적화 알고리즘)

#### 3.4.1 축계의 최적 배치 계산

축계 배치에 있어서 축계 설계상 중요한 것은 축계의 유연성 확보이다. 유연성은 베어링 간격  $L$  과 축 지름  $d$  의 비  $L/d$  에 따라 결정되는데 유연성이 적으면 하중 베어링 반력 영향 계수가 크게 되어 각 베어링의 지점 하중이 선체 변형이나 베어링 받침대 (pedestal) 열팽창의 영향을 쉽게 받는다는 것을 의미한다. 이 경우 축계 배치조정이 어렵게 되며 또한 축계 배치조정 후의 베어링 하중 변화가 크게 된다는 것을 의미한다. 일반적으로 축계의 유연성을 더하기 위하여 고려하는 것은 축계 계획상의 다른 제반 조건과 상반하는 일이 많으므로 주의를 필요로 한다. Fig. 3.5 과 같은 일반적인 디젤기관 축계를 예로 들어 설명하면 다음과 같다.

선미관 베어링 간격  $L_s$  는 선미 구조상, 특히 기관실 후부 격벽의 위치에 따라 제한을 받는다. 축계 횡 진동 관점에서는  $L_s$  가 작은 쪽이 바람직하지만, 축계 배치 관점에서는  $L_s$  가 긴 쪽이 바람직하다.  $L_s$  와 프로펠러축 지름  $d_s$  와의 비  $L_s/d_s$  가 4.8 정도보다 작게 되면 일반적으로 축계 정렬 해석 시 문제점이 발생한다. 즉, 베어링 반력이 균등하게 되지 않는다.

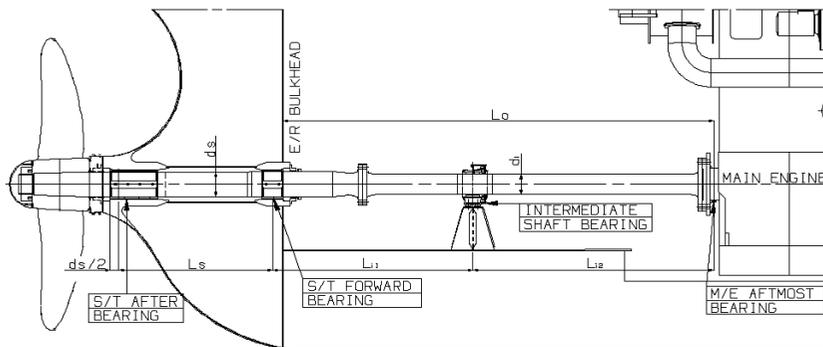


Fig. 3.5 Shafting arrangement

선미 기관에서는 기관실 길이를 작게 하기 위하여 주기관을 되도록 선미에 가깝게 배치하도록 하는데, 이는 Fig. 3.5 에서  $L_o$  의 치수가 작게 됨을 뜻한다. 감속장치 베어링에서는 기어 물림의 견지로 보아 대기어의 선미관 베어링 하중 차이를 규정치 내에 있도록 할 필요가 있는데, 이것을 만족하기 위해서는 일반적으로 중간축 베어링과 감속기어 장치 베어링과의 간격  $L_{i2}$  와 중간축 지름  $d_i$  와의 비  $L_{i2}/d_i$  를 10~12 정도 이상으로 하여 축계의 유연성을 높일 필요가 있다.<sup>[54]</sup>

### 3.4.2 축계의 선형성

베어링은 베어링 간극 (clearance) 등으로 말미암아 엄밀하게는 비선형 문제로 생각하여야 할 것이나 항상 베어링의 하면에 접한 상태에서는 선형문제로 생각하여도 지장이 없을 것이다. 또한, 선미축 선미관 베어링 내에서의 프로펠러축은 휘임이 일어나므로 경우에 따라서는 베어링의 선미단과 선수단에 대표지점을 고려한다. 이와 같이 하여 추진 축계를  $n$  개의 지점을 갖는 연속보라 생각할 때 각 지점의 높이와 지점 반력의 관계는 식 (3.12)와 같은 선형관계에 있게 된다.

$$\begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ R_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \cdots & a_{1n} & a_{1, n+1} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \cdots & a_{2n} & a_{2, n+1} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \cdots & a_{nn} & a_{n, n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \delta_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

여기서,

$R_i$  : 지점 반력 [kN]

$\delta$  : 지점 높이 [cm]

$a_{ij}$  : 지점 높이에 의한 반력 영향계수 [kN/cm]

$a_{i, n+1}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 반력 정수항 [kN]

$i = 1, \dots, m$

$j = 1, \dots, n+1$

지점 높이와 임의의  $m$ 개의 점의 굽힘 모멘트와의 관계는 식(3.13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ M_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & \cdots & b_{1n} & b_{1, n+1} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & \cdots & b_{2n} & b_{2, n+1} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ b_{m1} & b_{m2} & b_{m3} & \cdots & a_{mn} & b_{m, n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \delta_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

여기서,

$M_i$  : 굽힘 모멘트 [kN · cm]

$b_{ij}$  : 지점 높이에 의한 굽힘 모멘트의 영향계수 [kN · cm/cm]

$b_{i, n+1}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 굽힘 모멘트로서 정수항 [kN · cm]

$i = 1, \dots, m$

$j = 1, \dots, n$

식 (3.12)의  $a_{ij}$  ( $i = 1, \dots, n$ )( $j = 1, \dots, n+1$ ) 및 식 (3.13)의  $b_{ij}$  ( $i = 1, \dots, m$ ) ( $j = 1, \dots, n+1$ )는 일반의 연속보에 대한 앞서 검토한 방법에 따라서 구해진다.

### 3.4.3 선형계획 문제

기준형 선형계획 문제는 식 (3.14) ~ (3.16)과 같이 표시된다. 즉, 식 (3.14) 및 식 (3.15)의 제한조건 하에서 목적함수 식 (3.16)을 최대로 하는  $x_1, x_2, \dots, x_N$  및 그의 최대치를 구하는 문제이다.

(1) 제한조건

$$\left. \begin{aligned} A_{11}x_1 + A_{12}x_2 + \dots + A_{1N}x_N &\leq S_1 \\ A_{21}x_1 + A_{22}x_2 + \dots + A_{2N}x_N &\leq S_2 \\ &\dots\dots\dots \\ A_{M1}x_1 + A_{M2}x_2 + \dots + A_{MN}x_N &\leq S_M \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

(2) 목적함수

$$f(x_1, \dots, x_N) = V_1x_1 + V_2x_2 + V_3x_3 + \dots + V_Nx_N \quad (3.15)$$

여기서,

$x_i$  ( $i = 1, \dots, N$ ) : 구하고자 하는 변수

$A_{ij}$  ( $i = 1, \dots, M$ )( $j = 1, \dots, N$ ) : 기술계수

$S_i$  ( $i = 1, \dots, M$ ) : 허용 한도를 나타내는 정수

$V_i$  ( $i = 1, \dots, N$ ) : 가치를 나타내는 계수

최적 배치계산에서는 다음과 같이 선형계획법을 응용한다. 지점 높이  $\delta(i=2, \dots, n)$ 을 변수  $x_i (i=1, \dots, N)$ 라 하면 목적함수는 식 (3.12)의 제1식으로부터  $-a_{1j}(j=2, \dots, n)$ 을  $V_j(j=1, \dots, N)$ 로 함으로써 얻어진다. 제한 조건식에서 베어링 반력의 제한 및 굽힘 모멘트의 제한에 대하여서는 식 (3.12), 식 (3.13)에 있어 지점 1과의 관계를 제거하고 이들이 허용치 이내가 되도록 하는 부등호를 붙임으로써 얻을 수 있다.

반력차의 제한에 대해서는 식 (3.12)의 계수를 이용하여 반력차를 나타내는 식을 만들어서 허용치 이내로 하는 부등호를 붙임으로써 얻어진다. 지점 높이 및 지점 높이차를 나타내는 식을 만들어서 지정치와 같게 되는 등호를 붙이면 설치 높이 및 설치 높이차의 제한 조건식을 구할 수 있다. 이때의 기술계수  $A_{ij}$ 는 1, -1 또는 0의 어느 한 개를 취하므로 쉽게 결정된다.

또한, 실제 계산은 계수를 구하는 계산으로부터 선형계획법의 계산 및 최적 상태 (냉간 상태와 열간 상태)의 계산을 한꺼번에 프로그램으로 수행한다. 선형계획법의 해, 즉, 최적 설치 높이는 반드시 존재한다고 단언할 수 없다. 제한조건이 너무 엄하면 해는 존재하지 않는다. 그러나 해가 존재할 때 2개 이상의 해가 존재하는 때도 있다. 2개의 해가 얻어질 때는 식 (3.16), 식 (3.17), 식 (3.18)에 보이는 바와 같이 2개의 해를 임의의 비율로 취하는 새로운 최적 해를 얻을 수 있다. 이 경우에 목적함수의 값, 즉, 베어링 후단, 지점 1의 반력은 변하지 않으며, 또한 당연히 제한조건을 모두 만족한다.

$$\begin{bmatrix} x_{31} \\ x_{32} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_{3N} \end{bmatrix} = p \begin{bmatrix} x_{11} \\ x_{12} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ X_{1N} \end{bmatrix} + q \begin{bmatrix} x_{21} \\ x_{22} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ X_{2N} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

여기서,

$$p > 0, q > 0 \quad (3.17)$$

$$p + q = 1 \quad (3.18)$$

$x_{1j}$  : 제1의 해

$x_{2j}$  : 제2의 해

$x_{3j}$  : 새로운 해의 계수

$j = 1, \dots, N$

### 3.5 갭 (gap)-색 (sag)의 계산

축계 설치 시에 정확한 설치 기준선을 얻을 수 없으므로 설치 높이를 Fig. 3.6 과와 같이 플랜지의 어긋난 양, 갭과 색으로 환산하고 이 갭-색을 기본으로 하여 실제의 설치공사를 실시한다.

프로펠러축은 전부 선미관 베어링이 접할 때까지 잭으로 아래 방향 하중을 가하고 추력축은 지지할 것이 없으므로 임시지지대를 이용한다. 중간축 베어링을 한 개 사용할 때도 별도로 한 개의 임시지지대를 이용하여 2점 지지로 한다. 임시지지대의 높이는 임의로 취할 수 있으나 축계의 휘임 곡선 높이에서 지지한다.

접속 커플링의 총수를  $N$  개라고 하면, 지점 높이와 커플링 끝의 휘임 및 경사 각과의 관계는 다음의 식(3.19)와 식(3.20)과 같이 표시할 수 있다.

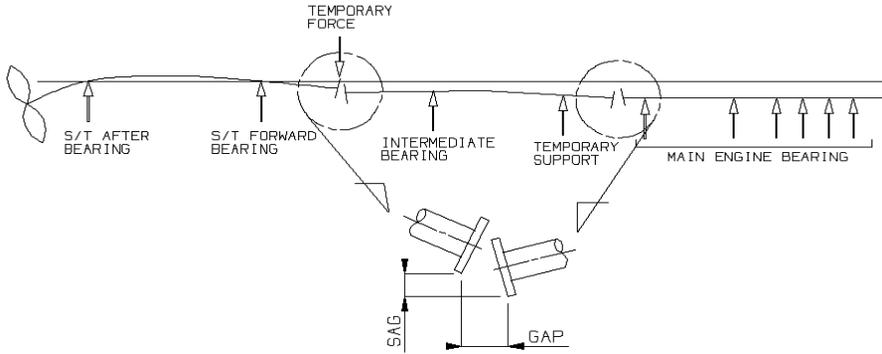


Fig. 3.6 Adjusting of gap-sag

$$\begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \\ \xi_4 \\ \xi_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ \xi_{2N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & & & & & & & & C_{1, 2N+4} \\ & & & C_{24} & C_{25} & & & & & & C_{2, 2N+4} \\ & & & C_{34} & C_{35} & & & & & 0 & C_{3, 2N+4} \\ & & & & & C_{46} & C_{47} & & & & C_{4, 2N+4} \\ & & & & & 0 & C_{56} & C_{57} & & & C_{5, 2N+4} \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ & & & & & & C_{2N, 2N+2} & C_{2N, 2N+3} & C_{2N, 2N+4} & & h_{2N+3} \\ & & & & & & & & & & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ h_{2N+3} \\ 1 \end{bmatrix} \tag{3.19}$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ \theta_{2N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & & & & & & & & d_{1, 2N+4} \\ & & & d_{24} & d_{25} & & & & & & d_{2, 2N+4} \\ & & & d_{34} & d_{35} & & & & & 0 & d_{3, 2N+4} \\ & & & & & d_{46} & d_{47} & & & & d_{4, 2N+4} \\ & & & & & 0 & d_{56} & d_{57} & & & d_{5, 2N+4} \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ & & & & & & d_{2N, 2N+2} & d_{2N, 2N+3} & d_{2N, 2N+4} & & h_{2N+3} \\ & & & & & & & & & & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ h_{2N+3} \\ 1 \end{bmatrix} \tag{3.20}$$

여기서,

$\xi_i$  : 플랜지 끝의 휘임 [cm]

$\theta_i$  : 플랜지 끝의 경사각 [rad]

$h_j$  : 지점 높이 [cm]

$C_{ij}$  : 지점 높이에 의한 플랜지 끝 휘임의 영향계수 [cm/cm]

$C_{i,2N+4}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 플랜지 끝 휘임, 정수항 [cm]

$d_{ij}$  : 지점 높이에 의한 플랜지 끝 경사각의 영향계수 [rad/cm]

$d_{i,2N+4}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 플랜지 끝 경사각, 정수항 [rad]

$i = 1, \dots, 2N$

$j = 1, \dots, 2N+3$

이러한 경우에 커플링 끝에서의 겹과 색은 식 (3.21)과 식 (3.22)로 구하여진다.

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= \xi_2 - \xi_1 \\ s_2 &= \xi_4 - \xi_3 \\ &\dots\dots \\ s_N &= \xi_{2N} - \xi_{2N-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= (\theta_2 - \theta_1) D_1 \\ g_2 &= (\theta_4 - \theta_3) D_2 \\ &\dots\dots \\ g_N &= (\theta_{2N} - \theta_{2N-1}) D_N \end{aligned} \right\} \quad (3.22)$$

여기서,

$s_i$ : sag [cm]

$g_i$ : gap [cm]

$D_i$ : 플랜지의 직경 [cm]

$i = 1, \dots, N$

### 3.6 베어링 반력의 이론적 계산과정

현재 수행되고 있는 축계 정렬 해석의 과정은 크게 3단계로 분류할 수 있다.<sup>[55][56]</sup>

첫째, 축계 배치 계산용 프로그램을 이용한 설계치의 설정

둘째, 설계치에 따른 축계 설치 작업

셋째, 각 베어링에 적정 반력이 걸리도록 베어링 오프셋을 조정하는 수정 작업으로 나눌 수 있다.

설계에서 수행되는 프로그램을 이용한 축계 배치 설계치 설정은 프로펠러의 부력 및 엔진의 상태 (냉간 상태와 열간 상태)를 고려하여 이루어진다. 기준 설정에 있어 중요한 사항은 추력 베어링에서의 전단력 및 굽힘 모멘트 값이 엔진제작사에서 제공하는 정적 추력축 하중 선도 (Fig. 3.7)의 기준영역 안에 존재해야 한다는 것이다. 실제 기준 설정 절차는 다음과 같다.

- (1) 각 요소 (프로펠러, 축, 베어링 등)에 대한 모델링을 한다.
- (2) 직선 상태 (오프셋 없음)에 대한 축계의 반력을 계산한다.

(3) 베어링의 오프셋을 설정하여 추력 베어링에서의 굽힘 모멘트와 전단력 값이 정적 추력 축 하중 다이어그램의 영역 내에 존재하도록 모델링을 수정한다. (hot & dynamic condition 만 해당함)

(4) 적하 하중 및 엔진 변형상태를 가정한 조건에 대해 (3)의 과정을 반복한다.

(5) 각 베어링에 걸리는 면압을 계산한다.

(6) Fig. 3.8 과 같이 설치에 필요한 갭-색을 계산한다.

이러한 과정을 통해 계산된 갭-색을 기준으로 축계의 설치가 이루어진다. 설계치 설정은 적하 하중에 따른 프로펠러의 부력 상태 및 엔진의 변형에 따른 오프셋의 변화만 고려하고 있어 동적인 상태에서 축의 거동에 영향을 주는 선체 변형과 프로펠러 추력에 의한 굽힘 모멘트 등을 추가로 고려해야 한다.

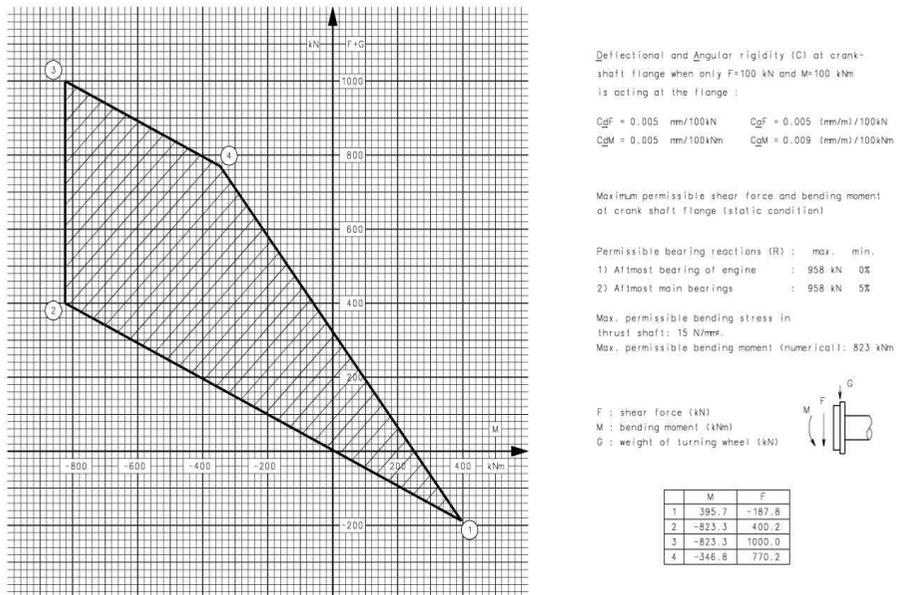


Fig. 3.7 Static thrust shaft load diagram for 6S90MC-C engine

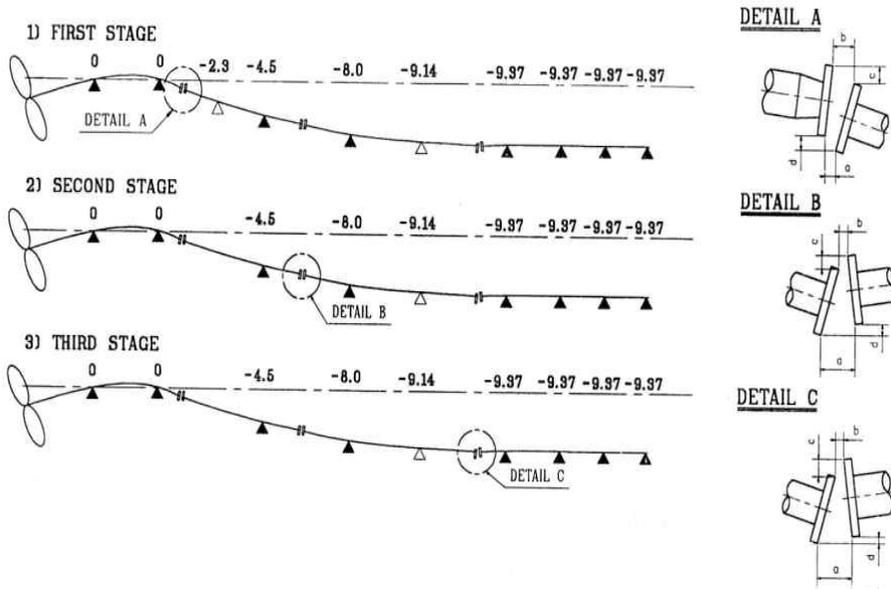


Fig. 3.8 Calculation of gap & sag

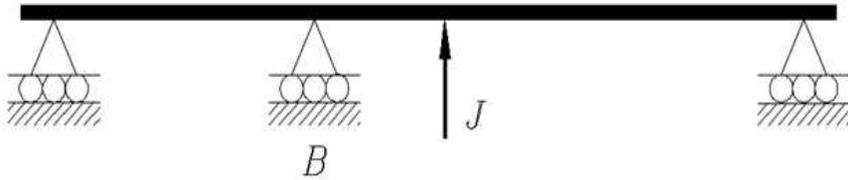
### 3.7 잭-업법을 이용한 실제 베어링 지지 하중 계산방법

짧은 베어링 간의 스팬 (span)에 대한 계산상의 조절은 다음과 같이 행한다. 각 잭의 위치에 대하여 잭을 또 다른 베어링으로 간주하고 프로그램에 의한 별도의 계산을 수행한다. 잭에 대한 영향계수를 Fig. 3.9 에서  $R_{bj}$  (잭에 대한 베어링의 영향계수),  $R_{jj}$  (잭에 대한 잭의 영향계수)라 하고 베어링의 반력  $F_b$ , 잭의 힘을  $F_j$  라 하며 잭에서의 변위를  $Y_j$  라 하면 베어링 반력이 '0' 이 되는 순간 다음 관계가 성립한다.

$$\left. \begin{aligned} F_j &= Y_j R_{jj} \\ F_b + Y_j R_{bj} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

$$\therefore F_b = -F_j \left( \frac{R_{bj}}{R_{jj}} \right) \quad (3.24)$$

따라서 베어링 반력은 잭의 힘에  $-R_{bj}/R_{jj}$ 의 크기를 갖는 계수를 곱하여 줌으로써 구할 수 있으며 이 계수를 “잭 수정계수 (jack correction factor)” 라 한다. 이들 계수는 각 잭을 베어링으로 간주하여 방정식에 도입하고 베어링 반력 영향 계수와 같은 방법으로 유도한다.



**Fig. 3.9** Position of bearing B and jack J for jack-up measurement

## 제 4 장 추진 축계 정렬상태를 파악하기 위한 계측법

추진 축계의 정렬상태를 검증하기 위해서 사용하고 있는 계측법으로는 설치 과정에서 축 변위를 계측하는 갭-색법과 피아노 와이어 법이 있으며 설치 후 베어링 반력을 계측하는 잭-업법과 스트레인 게이지법이 있다. 본 장에서는 일반적으로 조선소 공정에서 가장 많이 사용되고 있는 변위 측정법과 반력 측정방법에 대해 상세히 기술한다.

### 4.1 변위측정법

#### 4.1.1 갭-색법

축계 정렬 해석으로부터 얻어진 최종 결과물은 고려된 모든 하중 조건에서 모든 베어링 반력을 설계허용치 이내에 놓이도록 베어링 오프셋 (bearing offset)을 결정하고 이를 정렬 작업에 구현하기 위한 정렬 작업지침이다.

이 베어링 오프셋을 정의하기 위해서는 가상의 기준선 (reference line)이 필요한데, 통상 프로펠러축을 먼저 설치하기 때문에 두 선미관 베어링의 중심을 지나가는 직선을 기준선으로 도입한다. 따라서 정렬 작업 지침도 이 기준선에 대하여 해석된 내용으로 서술되지만, 실제 정렬 작업 단계에서 이 기준선은 구현되기 어려운 부분이 있으므로 작업자의 숙련도가 요구된다. 또한, 두 선미관 베어링을 제외한 특정 베어링에 의도된 오프셋을 적용하기 위해서는 적절한 방법이 필요한데 이를 위하여 일반적으로 사용되고 있는 방법이 갭-색법이다. 갭-색법이란 실제 베어링 오프셋을 측정하는 대신에 플랜지에서 갭-색 값을 대신 측정하여 이를 베어링 오프셋으로 환산하는 방법이다. 축계 정렬 해석을 통해 각 정렬단계에서 인접하는 플랜지 사이에서의 갭-색 값이 계산되고 정렬 작업에서 이 값이 구현될 수 있도록 베어링의 오프셋을 조절해 나가는 방법이다. 그러나 작업이 한 단계씩 진행되어 갈수록 오차가 누적되는 단점이 있으므로 작업자의 주의가 요구된다.

#### 4.1.2 피아노 와이어법 (piano wire method)

캠-색법과 달리 이 방법에서는 정렬 작업에서 사용하는 기준선을 피아노 와이어의 처짐 곡선으로 대신한다. 피아노 와이어의 자중에 의해 처짐 때문에 이 피아노 와이어 처짐 곡선은 정렬 작업에서 사용하는 기준선과 일치하지 않지만, 피아노 와이어의 단위 길이 당 중량 및 피아노 와이어에 적용된 인장력을 알 수 있을 수 있기 때문에 피아노 와이어는 이 기준선을 대신할 수 있다고 가정하는 것이다. 따라서 계획된 인장력을 받고, 자중에 의해서 처진 피아노 와이어 색 곡선에서 측정하고자 하는 위치까지의 거리를 측정하면 기준선으로부터 측정하고자 하는 위치까지의 거리를 알 수가 있게 된다. 이 방법은 엔진 베드 플레이트 색(engine bedplate sag)을 측정하는 데 일반적으로 사용되고 있다.

Fig. 4.1은 엔진 베드 플레이트 플랜지의 프리 색을 측정한 결과를 나타내는데, 엔진제작사 (MAN B&W)가 제시하는 표준 양식으로 표현된 것이다. 이 그래프는 피아노 와이어 원리 및 작업 방법을 그대로 나타내도록 표시한 것이다. 엔진 베드 플레이트 상부 플랜지에 피아노 와이어를 설치하기 위한 장치가 설치되어 있는데 여기에 피아노 와이어를 설치하고, 피아노 와이어를 지지할 높이가 H인 지지대를 지정된 위치에 설치한다.

Fig. 4.1에서 가로축은 엔진 베드 플레이트 상부 플랜지의 프리 색을 측정하기 위한 기준선으로 실제 구현되지 않는 선이다. 배기관 방향 (exhaust side)으로 표기된 곡선은 주기관의 폐기관 방향에서 측정된 엔진 베드 플레이트 상부 플랜지 형상을 나타낸다. 그리고 캠축 방향 (camshaft side)으로 표기된 곡선은 주기관의 캠축 방향에서 측정된 엔진 베드 플레이트 상부 플랜지 형상을 나타낸다.

피아노 와이어 설치와 이를 지지하기 위한 지지대 설치가 완료되면 피아노 와이어에 지정된 인장력을 작용한다. 그러면 피아노 와이어는 이 인장력과 자중에 의해서 처짐이 발생하는데 이 처짐량은 식 (4.1)과 같이 계산된다.<sup>[57]</sup>

$$y = \frac{T}{w} \left[ \cosh \left\{ \frac{w}{T} \left( x - \frac{a}{2} \right) \right\} - \cosh \left\{ \frac{wa}{2T} \right\} \right] \quad (4.1)$$

여기서,  $T$ 는 피아노 와이어에 적용한 인장력을 나타내고,  $w$ 는 피아노 와이어의 단위 길이 당 중량을 나타낸다. 그리고  $a$ 는 피아노 와이어를 지지하는 두 지지점 간 거리이다. 그리고  $x$ 는 선미 쪽 피아노 와이어 지지대로부터의 거리를 나타내고,  $y$ 는 피아노 와이어의 섹 값을 나타내는데 수직 하향을 음의 값으로 한다. 이 값에 지지대의 높이  $H$ 를 더한 것이 Fig. 4.1에 피아노 와이어로 표기된 곡선이다. 즉, 그림에서  $Y$ 로 표기되었고 식 (4.2)과 같이 계산된다.

$$Y = y + H \quad (4.2)$$

다음 단계로 갭 측정기를 지지대 위치에서 설치하여 피아노 와이어와 엔진 상부 베드 플레이트 플랜지 사이의 거리  $H$ 를 측정하여 이를 “0”으로 설정하는 영점 조절작업을 한다. 이 영점조절 작업이 끝나면 임의의 위치에서 엔진상부 베드 플레이트 플랜지와 피아노 와이어 사이의 거리  $A$ 를 측정하는데 영점조절 때문에 계측되는 값은  $A - H$ 가 된다. 이 값을  $M$ 으로 표시하면 피아노 와이어와 엔진 상부 베드 플레이트 플랜지 사이의 거리  $A$ 는 식 (4.3)과 같다.

$$A = H + M \quad (4.3)$$

따라서 측정하고자 하는 엔진 상부 베드 플레이트 플랜지의 프리 섹 값  $S$ 는 다음과 같이 계산된다. 즉, Fig. 4.1로부터 식 (4.4)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} S &= A - Y \\ &= M - y \end{aligned} \quad (4.4)$$

Fig. 4.1에 나타난 설계 색으로 표시된 곡선은 엔진제작사가 제시하는 허용치이다. 즉, Fig. 4.1에 표기된  $D$ 는 엔진제작사가 제시하는 엔진 상부 베드 플레이트 플랜지의 최대 허용치이다. Fig. 4.2는 엔진제작사가 제시하는 엔진 상부 베드 플레이트를 피아노 와이어법으로 계측하는 방법을 나타냈다.

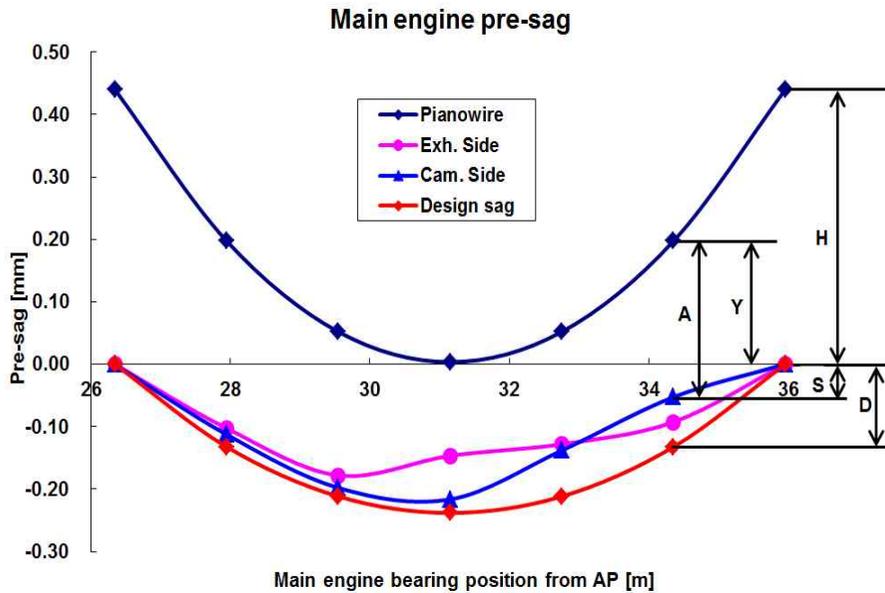


Fig. 4.1 Piano wire method

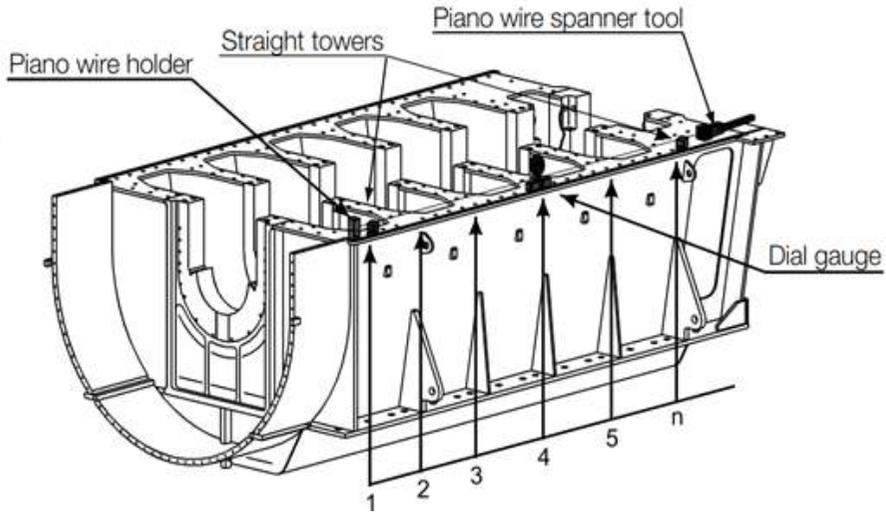


Fig. 4.2 Measurement of main engine bedplate by piano wire method<sup>[58]</sup>

## 4.2 반력측정법

### 4.2.1 잭-업법

축계 조립이 완료된 후에 베어링 반력을 계측하여 정렬상태를 검사하고 평가하기 위해 잭-업 계측 방법이 가장 보편적으로 적용되고 있다. 이 방법을 적용하기 위한 계측 장비들을 Fig. 4.3 에 나타내었다. 반력을 측정하고자 하는 베어링 (Fig. 4.3 에서는 베어링 (bearing i)으로 표기하였다) 근처에 유압잭과 변위를 계측하기 위한 다이얼 게이지 (dial gauge)가 설치된다. 이때 설치 초기의 잭은 압력이 걸리지 않은 상태로 축 표면에 접촉만 시킨다. 즉, 잭의 초기 설치 상태에서는 잭에 걸리는 하중을 “0” 이 되게 하면서 축 표면에 접촉한다. 위와 같이 계측 장치의 설치가 완료되면 계측을 시작한다.

계측 방법은 잭의 압력을 증가 또는 감소시키면서 동시에 잭 위치에서 축 상하 변동 추이를 다이얼 게이지로 계측하여 그 결과를 그래프로 표시한다. Fig. 4.4 는 잭-업 그래프의 한 예를 보여 주는데 가로축은 잭-업 압력을 나타내고 와이축은 다이얼 게이지로 계측한 잭-업 변위를 나타낸다.

Fig. 4.4 와 같이 잣 내부의 유체 마찰 때문에 로딩 곡선 (loading curve)과 언로딩 곡선 (unloading curve)이 서로 일치하지 않는 히스테리시스 루프 (hysteresis loop) 현상을 보이고 인접한 베어링들의 플로팅 여부에 따라서 잣-업 커브가 불연속적인 3가지 구간으로 구분되는 특징이 있다. 엔진제작사는 직선의 기울기가 변하는 점을 잣-업 커브의 분기점이라 하는데, 이와 같은 분기 현상은 인접한 베어링이 플로팅이 되기 때문에 발생한다. 즉, Fig. 4.4 에서 표기한 step 1구간은 Fig. 4.3 에 표기된 베어링 i, k 및 유압잭이 축과 접해서 하중을 받는 상태이고 step 1 구간과 step 2구간 사이의 분기점 B에서 베어링 i가 축에서 떨어진다. 따라서 step 2에서 유압잭과 베어링 k만 축에 접해서 하중을 지지한다. 계속해서 잣-업 변위를 증가시키면 step 2구간과 step 3구간 사이의 분기점 C에서 베어링 k도 축에서 떨어진다. 따라서 step 3구간에서는 유압잭만 하중을 지지한다. 잣-업 커브의 분기점에서 직선의 기울기가 증가하는데 이는 베어링이 축에서 플로팅 될 때 축의 스패인이 증가하여 잣-업 지점의 반력 영향 계수가 감소하기 때문이다. 즉, Fig. 4.4 에서 직선의 기울기는 잣-업 지점에서 축의 반력 영향 계수의 역수인 유연도 계수이다.

그리고 잣-업 계측을 수행 전에 베어링 i가 받는 반력은 다음과 같이 산출된다. 즉, step 2구간에서 로딩 곡선과 언로딩 곡선의 연장선과 가로축이 만나는 두 점인 X와 Y점 압력의 산술평균치에 잣-업 면적 및 잣 수정계수를 곱한 것이 잣-업 계측 이전에 베어링 i가 지지하던 베어링 반력이 된다. 여기서 산술평균을 취하는 이유는 히스테리시스 현상을 제거하기 위함이고 잣 수정계수를 곱하는 것은 잣-업 하중을 베어링 반력으로 환산하기 위함이다. 그리고 이 수정계수는 잣의 위치 등 여러 요소에 의해 계산으로 결정되는 값이다.

잣-업 계측법은 간결한 반면 다음과 같은 제한조건 및 문제점이 있다. 가장 큰 제한 사항으로 축이 정지된 상태에 있을 때만 적용할 수 있기 때문에 동적 조건에서는 적용할 수 없다. 그리고 오직 수직 반력만 측정할 수 있고 수평 방향의 반력은 측정할 수 없다. 인접한 베어링 사이의 간격이 작을 경우, 잣-업 곡선은 각 구간에서 곡선 형태를 보이기 때문에 분기점을 찾기가 어렵고 또한 베어링 반력이 작을 때 상대적으로 작은 잣-업 변위에서 분기가 발생하므로 분기점 B와 C

를 찾기 힘들고 따라서 계측된 반력이 실제 반력과는 다를 수도 있다. 이 때문에 간혹 잭-업 곡선 분석상에 논란의 여지가 있으며 제대로 분석하기 위해서는 풍부한 경험이 필요하다.

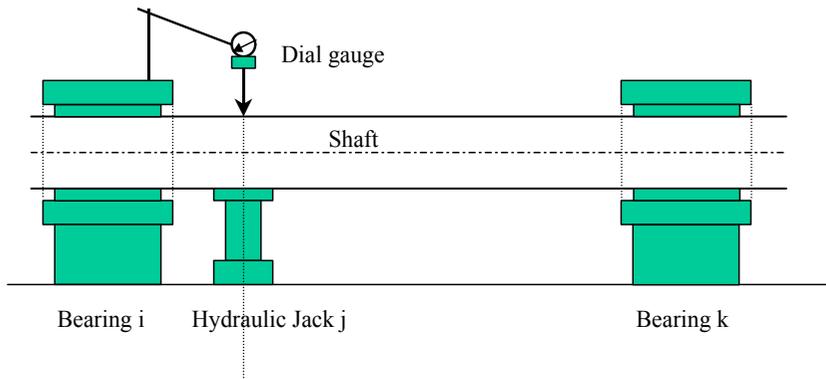


Fig. 4.3 Jack-up test method

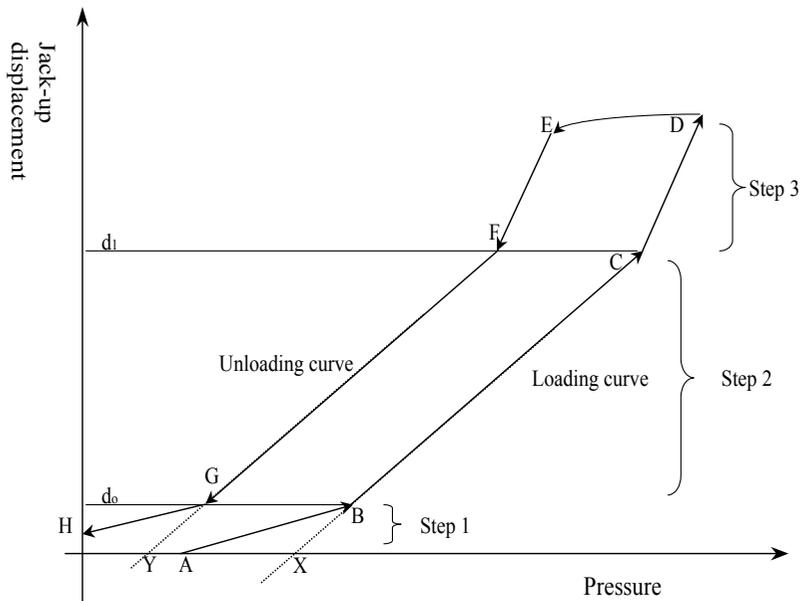


Fig. 4.4 Typical jack-up diagram

#### 4.2.2 최후부 메인 엔진 베어링 측정방법

Fig. 4.5 및 Fig. 4.6 와 같이 유압잭 아래 단단한 받침대를 설치하고 유압잭 위 적당한 철판을 플라이휠 (flywheel)의 두 개의 기어 이 (gear tooth) 아래에 설치 정렬한다. 정렬이 불완전할 경우 작은 모멘트와 각의 빗나감이 계측정밀도에 차이를 일으킬 수 있다는 점을 유의해야 한다. 잘못된 정렬은 유압잭 내에서 더 많은 마찰을 일으키고 그것은 잭-업 곡선상에 더 많은 히스테리시스를 일으킨다. 다이얼 게이지를 Fig. 4.6 에서 나타내는 곳 중의 한 곳에 설치한 다음 저널이나 터닝 휠의 수직 변위를 측정한다. 첫 번째 분기점은 Fig. 4.7 의 예와 같이 통상 0.03 ~ 0.15 mm 사이에서 나타난다. 만약 첫 번째 분기점이 0.25 mm 이후에 나타났다면, 그것은 최후부 베어링이 아닌 메인 엔진 베어링이 들어 올려진 것으로, 결과적으로 최후부 메인 엔진 베어링이 무부하 상태인 것을 의미한다. 이 경우 최후부 메인 엔진 베어링에 대한 잭-업은 부하가 확인되기 전까지는 더는 수행할 수 없다.

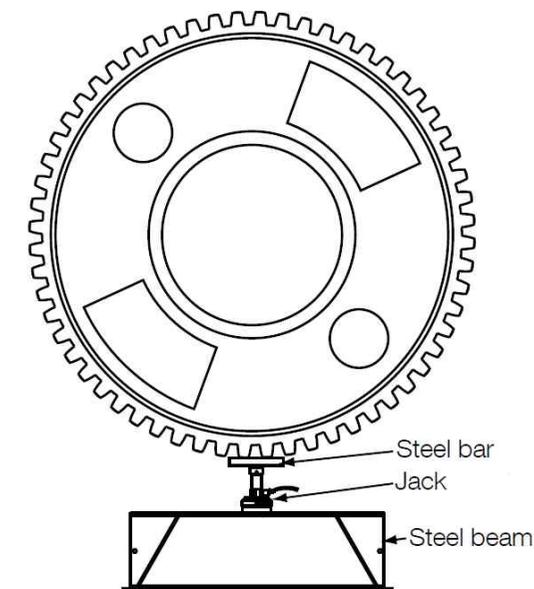


Fig. 4.5 Jack-up of the aftmost main bearing

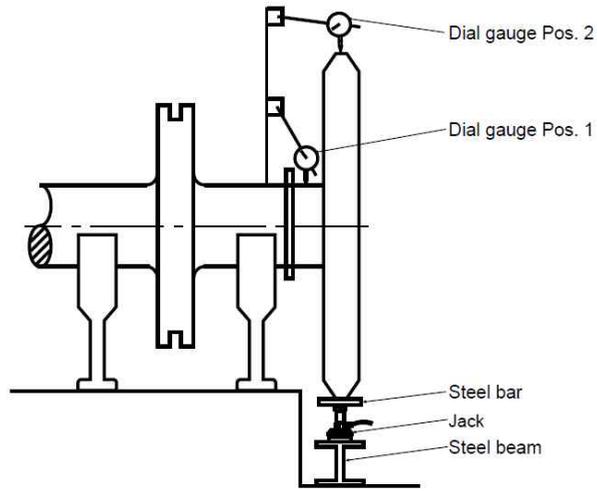


Fig. 4.6 Dial gage position for jack-up of the aftmost main bearing

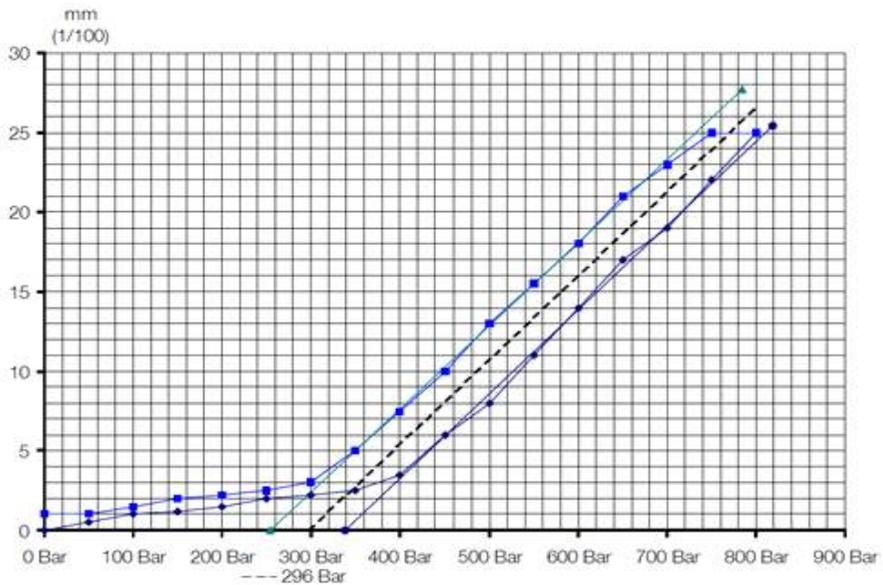


Fig. 4.7 Jack-up curve for main engine bearing

### 4.2.3 메인 엔진 최후부 베어링 측정방법 (최후부 베어링 외)

메인 엔진 베어링 반력측정을 위해 Fig. 4.8 과 같이 먼저 크랭크 암이 배기 방향 (exhaust side)으로 수평 위치 방향이 되게 돌려놓은 후, 유압잭을 측정대상 베어링에 인접한 크랭크암 (crank web) 아래에 설치한다.

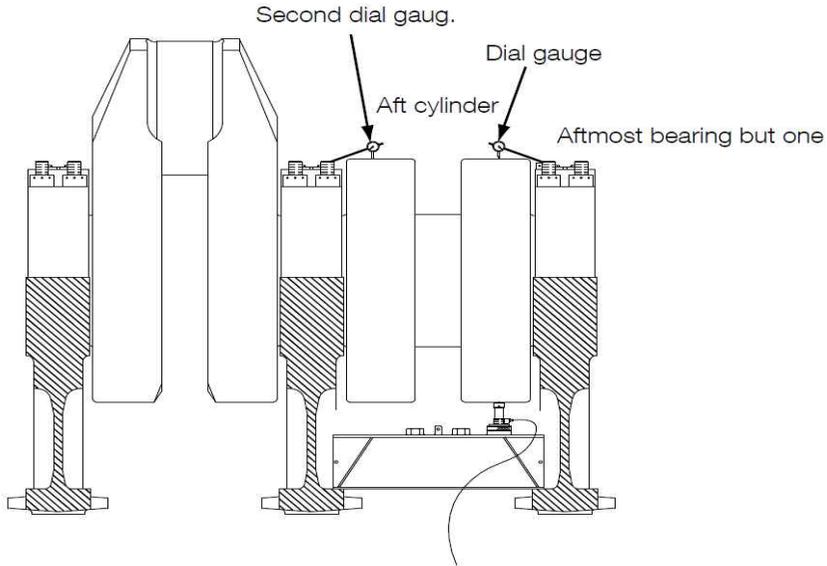


Fig. 4.8 Jack-up of main bearing except the aftmost main bearing

또한, 메인 엔진 베어링 캡 위에 다이얼 게이지를 설치하여 잭-업 시 발생하는 크랭크암의 수직 변위를 측정한다. 잭-업 중 들어 올려지는 축의 최대량은 메인 엔진 베어링의 상부 간극 (top-clearance)을 초과하지 않도록 한다.

메인 엔진 베어링 반력측정에서의 첫 번째 분기점은 Fig. 4.7 의 예와 같이 통상 0.3 ~ 0.1mm 사이에서 나타난다. 만약 첫 번째 분기점이 Fig. 4.9 의 예와 같이 0.15mm 이후에 나타났다면, 해당 베어링은 무부하 상태인 것을 의미한다.

Table 4.1 은 MAN Diesel & Turbo사의 엔진에서 메인 엔진 베어링 반력에 대한 최대치와 최소치를 보여 주고 있다.<sup>[17]</sup>

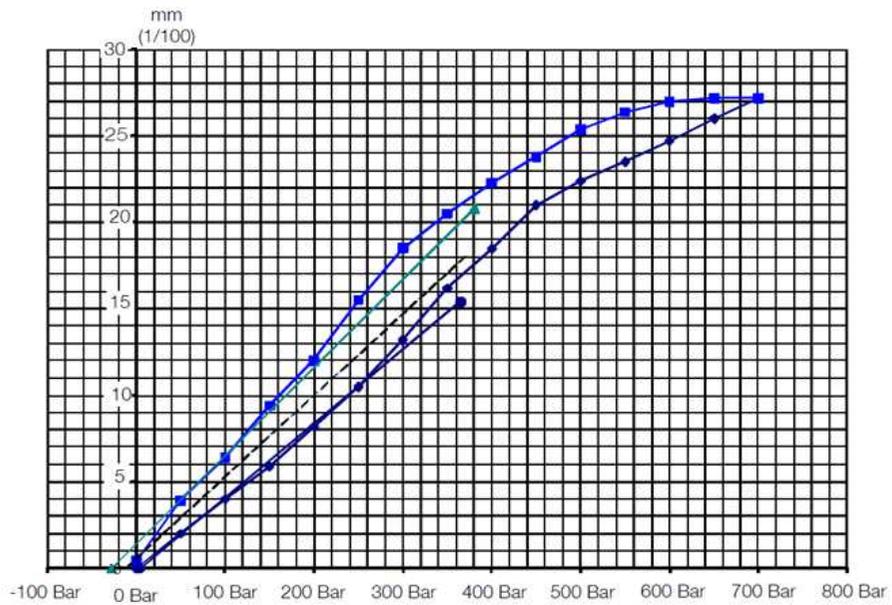


Fig. 4.9 Jack-up curve for unloaded condition

Table 4.1 Recommended static main bearing loads of MDT engines [kN]

Engine type	Main bearing		Aftmost engine bearing
	Max. reaction	Min. reaction	Max. reaction
S50MC-C8	291	15	291
S50ME-B9	321	16	321
S60MC-C8	420	21	420
S60ME-B8	420	21	420
S60ME-C	420	21	420
S60ME-GI	420	21	420
G60ME-C9	488	24	488
G80ME-C9	784	39	784

Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.

메인 엔진 최후부 베어링 반력의 최소치는 0이며 나머지 베어링의 최소치는 대략 최대치의 5% 임을 알 수 있다.

Table 4.2는 Wärtsilä사의 엔진에서의 메인 엔진 베어링에 대해 권장하는 부하를 나타내고 있다.<sup>[59]</sup> Wärtsilä사의 경우 메인 엔진 최후부 베어링 No. 1 (mb1) 반력의 최소치를 엔진 형식별로 지정하고 있다. 또한, 메인 엔진 최후부 베어링 No. 2 (mb2)의 반력은 표에 제시된 범위 내에 있어야 하며, 메인 엔진 최후부 베어링 No. 3 (mb3)의 반력은 계산된 메인 엔진 최후부 베어링 No. 2 (mb2) 반력의 최소 90% 이상이 되도록 설치할 것을 권고하고 있다.

Table 4.2 Recommended static main bearing loads of Wärtsilä engines [kN]

Engine type	Aftmost engine bearing mb1	mb2	mb3
RTA48T/T-B	min. 20	70 to 170	*1)
RTA50-B/-D RT-flex50/-B/-D	min. 20	70 to 170	*1)
RTA52/U	min. 20	70 to 170	*1)
RTA58T/T-B RT-flex58T-B	min. 20	100 to 220	*1)
RT-flex60C/C-B	min. 20	120 to 280	*1)
RTA62/U/U-B	min. 20	120 to 280	*1)
RTA68-B/-D RT-flex68-B/-D	min. 30	150 to 330	*1)
RTA72/U/U-B	min. 30	150 to 330	*1)
RTA/RT-flex82C	min. 30	220 to 470	*1)
RTA/RT-flex82T	min. 10	230 to 500	*1)
RTA84T/T-B/T-D RT-flex84T-D	min. 10	230 to 470	*1)
RTA84C/C-U	min. 40	220 to 500	*1)
RTA96C/C-B RT-flex96C-B	min. 50	250 to 550	*1)
*1) The calculated static load of mb3 needs to be at least 90% of the static load which is calculated for mb2.			

#### 4.2.4 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링의 측정방법

유압잭의 설치 위치는 축계 설계 위치에 따라 정해지지만, 측정방법은 앞 절과 유사하다. 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링은 메인 엔진 베어링의 부하에 비교해 상대적으로 베어링 부하가 적으므로, 측정을 위해 사용하는 유압잭은 메인 엔진 베어링을 위한 유압잭보다 통상적으로 작다. Fig. 4.10 은 중간축 베어링 반력측정을 위한 잭-업과 다이얼 게이지의 설치 위치를 보여 주고 있다. Fig. 4.11 은 중간축 베어링의 잭-업 커브를 나타내고 있다.

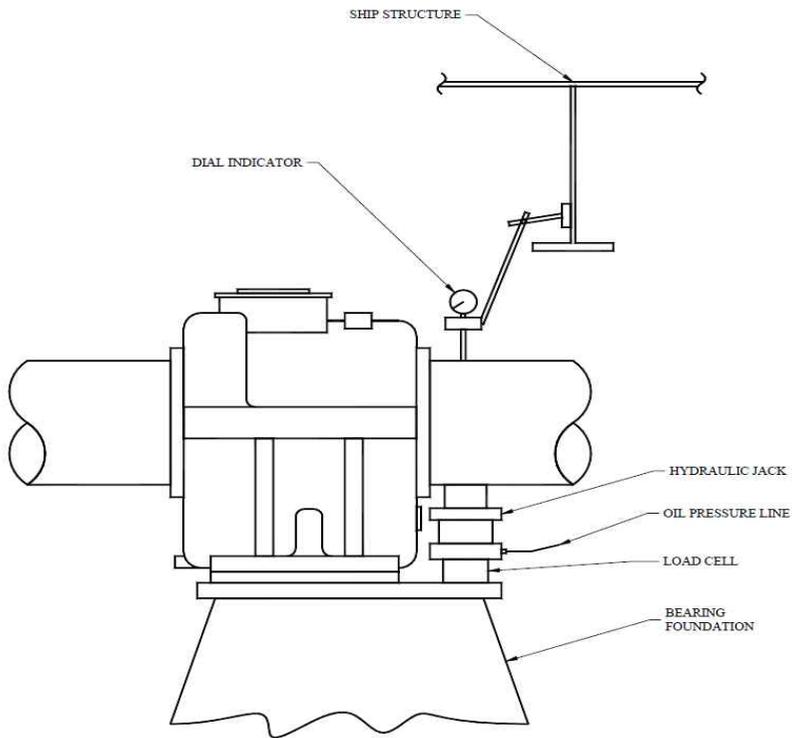


Fig. 4.10 Jack-up of intermediate shaft bearing

잭-업법의 정확성은 측정 시의 주변 환경, 데이터 추출을 위한 장비의 성능 및 작업자의 경험에 매우 큰 영향을 받는다. 일반적으로 대상 베어링의 부하가 높을수록 정확성이 높으며 높은 부하에서 계산치와 측정치가 약  $\pm 20\%$  이내이면 목적을 충분히 달성한 것으로 볼 수 있으며, 대부분에 조선소에서는  $\pm 20\%$ 를 베어링 반력의 표준 허용 범위로 정하고 있다.

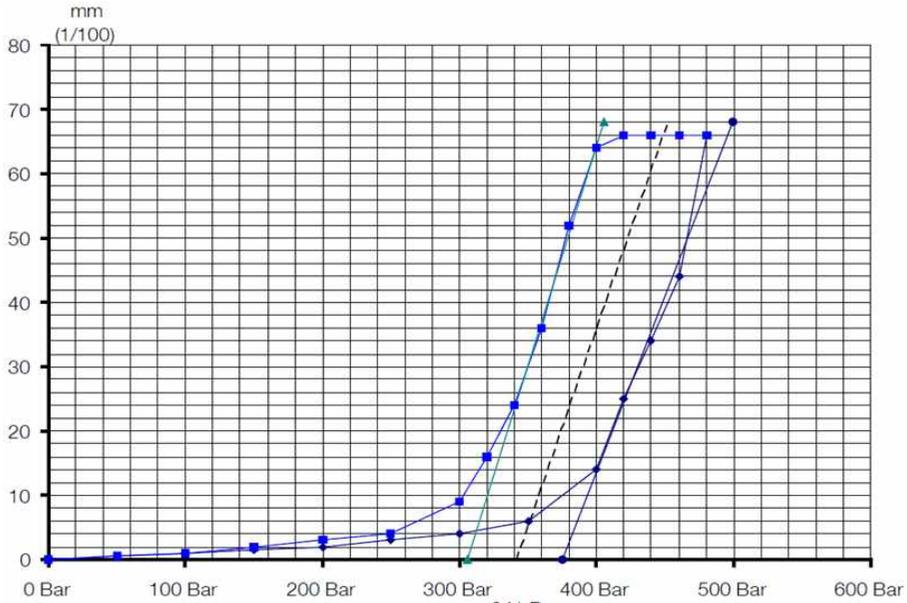


Fig. 4.11 Jack-up curve for intermediate shaft bearing

#### 4.2.5 잭-업 데이터를 이용한 축 불균형 (run-out)량 계산 방법<sup>[60]</sup>

잭-업법은 또한 축을  $90^\circ$  간격으로 회전시켜 반력을 측정함으로써 축의 휨 (bent)을 감지하거나 축의 불균형량을 확인하는데 유용한 방법으로 사용할 수 있다. 축의 휨은 축의 원주 방향으로 반력측정 시 현저한 반력의 차이를 보이므로 판별할 수 있다. 또한, 잭-업 지점에서의 축 불균형량 (TIR; Total Indicated Runout)은 잭-업 데이터를 이용하여 다음 식(4.5)에 따라 계산할 수 있다.

$$TIR = \frac{\sqrt{(R_0 - R_{180})^2 + (R_{90} - R_{270})^2}}{R_{jj}} \text{ [mm]} \quad (4.5)$$

여기서,  $R_0$ ,  $R_{90}$ ,  $R_{180}$ ,  $R_{270}$ 은 각각  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ 에서 측정된 베어링의 반력[N]이고,  $R_{jj}$ 는 유압재 자신의 영향계수 [N/mm]이다.

## 제 5 장 선체 변형 해석

### 5.1 주요 설계자료

본 연구를 대상으로 하는 선박 및 추진 축계의 주요 설계자료는 Table 5.1 과 같고, 축계 배치도는 Fig. 5.1 과 같다.

Table 5.1 Main characteristics for vessel

Vessel	Length O.A [m]	332
	Length B.P [m]	320
	Breadth MLD [m]	58
	Depth MDL [m]	31
	Draft design MLD [m]	20.8
	Draft scantling MLD [m]	22.465
Engine	Type	6S90MC-C
	MCR [kW×rpm]	29,400×76.0
	NCR [kW×rpm]	26,460×73.4
	Mass [ton]	1,093
	COG from AP [m]	30.46
Shaft	Material	Forged Steel(SF590)
	Propeller shaft (L [mm]×Dia. [mm])	10,318×810
	Inter. shaft (L [mm]×Dia. [mm])	9,805×725
Propeller	Type	Fixed pitch
	Material	Ni-Al-Bronze
	Diameter [m]	9.9
	No. of blade	4
	Mass in air [ton]	72.256
	Center of gravity from AP [m]	5.644

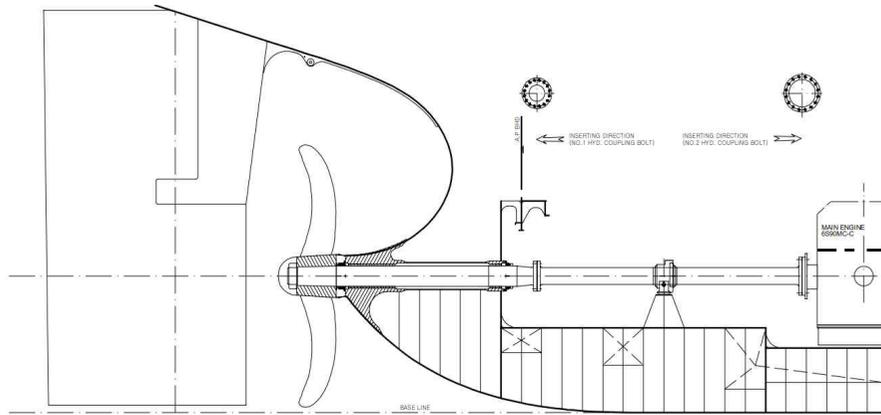


Fig. 5.1 Shafting Arrangement for a VLCC

### 5.1.1 유한 요소 모델

선체 변형을 해석하기 위해서 전후처리 프로그램으로 MSC/PATRAN을 사용하였고, solver로 MSC/NASTRAN을 사용하였다. 해석에 사용된 유한 요소 모델은 Fig. 5.2에서 Fig. 5.6 까지 나타내고 있다. 전체선박 구조해석 모델에 메인 엔진 본체구조 (M/E housing structure), 크랭크축, 프로펠러축, 중간축이 고려되었는데, 메인 엔진은 셸 (shell) 요소로 모델 되었고 축은 보요소로 모델링 되었다.

프로펠러축은 후부 선미관 베어링과 전부 선미관 베어링 위치에서 리지드 바 (rigid bar)를 사용하여 선체구조와 연결하였다. 마찬가지로 중간축 베어링 위치에서는 중간축과 선체를 리지드 바를 사용하여 연결하였으며, 크랭크축과 메인 엔진은 동일 절 (node)을 사용하여 연결하였다. 메인 엔진 베드 플레이트 역시 메인 엔진 받침대 구조 (main engine foundation structure)와 동일 절을 사용하여 연결 하였다.

해석에 영향을 미치지 않은 거주구 (deck house), 연돌 (funnel) 및 타 (rudder) 는 유한요소모델에 고려하지 않는 대신에 그 중량값만을 하중 조건으로 고려하였다. 선미부 (aft body)를 더욱 정확히 구현하기 위해서 Fig. 5.4 에서와 같이 트랜섬 (transom)에서 기관실 선수 격벽 (engine room forward bulkhead) 구간을 더욱 세밀한 메쉬 (mesh)로 모델링하였다.

해석에 사용된 좌표계는 다음과 같다. 후부 수선 (aft perpendicular)을 원점으로 하여 기선 (base line)을 따라서  $x$  축으로, 선수 방향을 양 (+)의 방향으로 설정하였다. 또한, 원점 기준 수직 방향을  $z$  축으로 설정하였고 수직 상방을 양 (+)의 방향으로 설정하였으며, 원점 기준 선박 양형 측을  $y$  축으로 설정하고 좌현 쪽을 양 (+)의 방향으로 설정하였다.

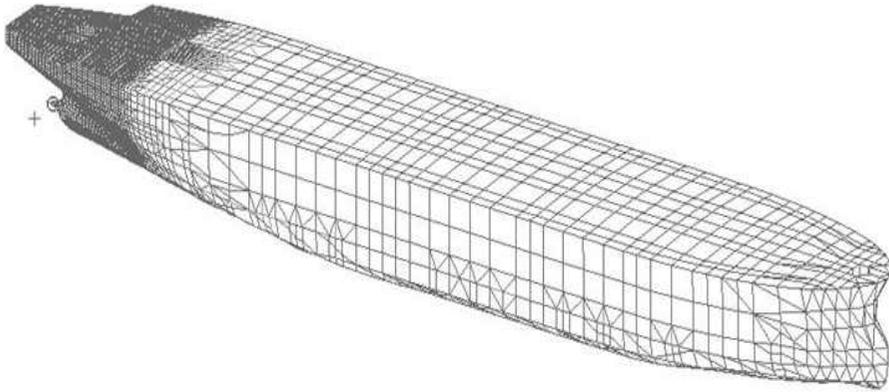


Fig. 5.2 Full vessel FE model overall view

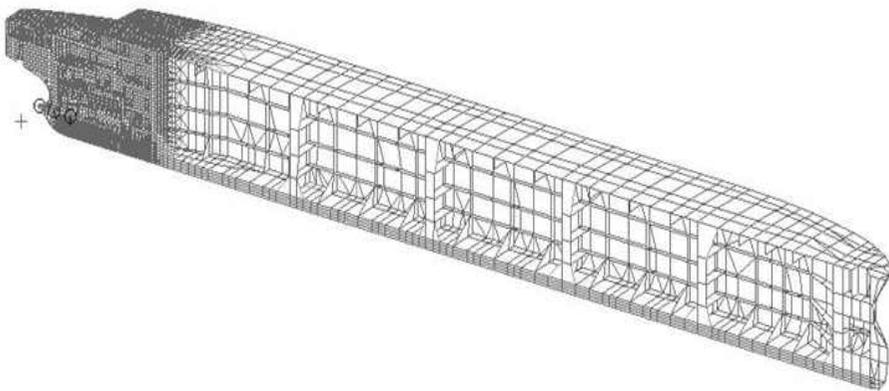


Fig. 5.3 FE model section view at center line

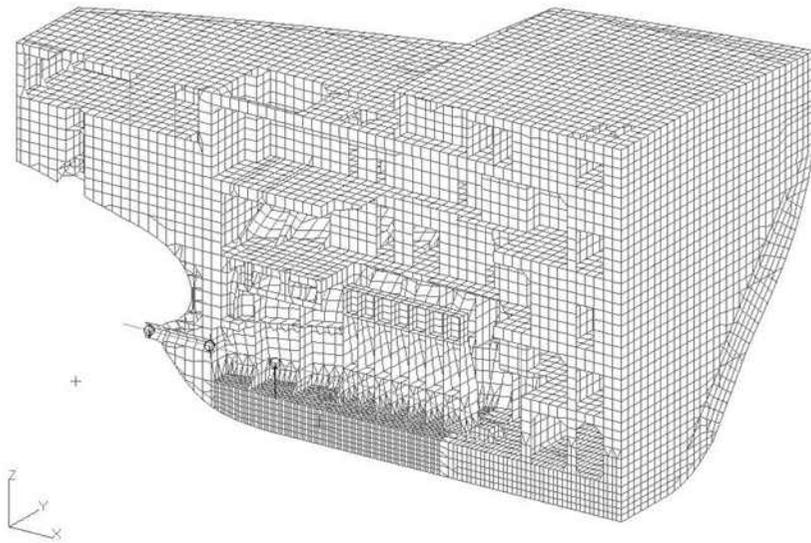


Fig. 5.4 Aftbody and engine room area

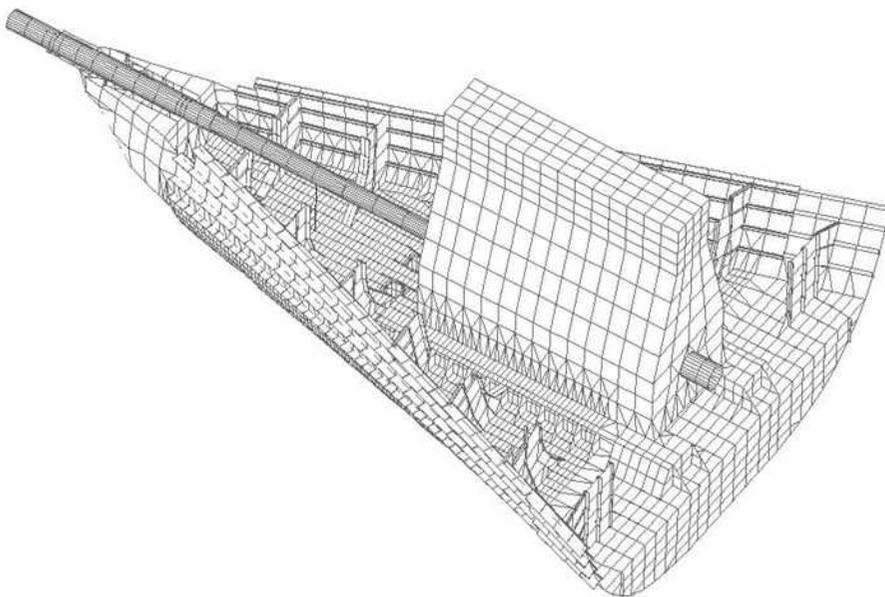


Fig. 5.5 Shaft, main engine and main engine foundation

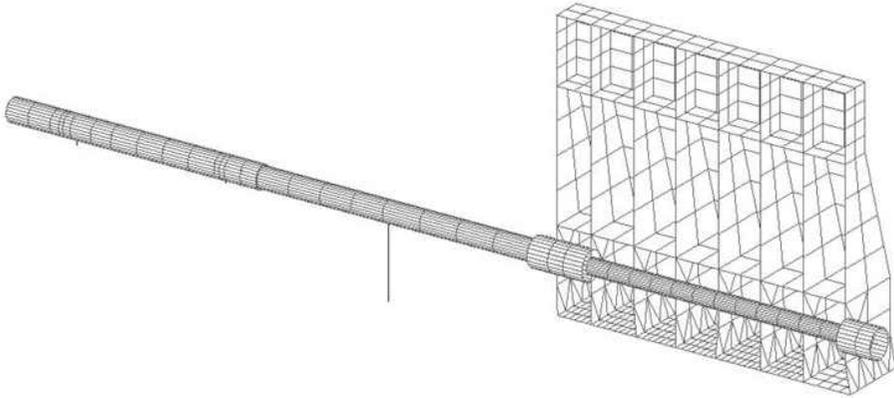


Fig. 5.6 Shaft, shaft support and main engine

### 5.1.2 경계 조건

전체선박 구조해석에 적용된 경계 조건 (boundary condition)은 Fig. 5.7에 나타내었다. 기선 상과 기관실 격벽이 만나는 점과 선수 격벽과 기선 상이 만나는 점, 이 두 점의 수직 방향 ( $z$  방향)의 변위 ( $Dz$ )를 구속하였다. 또한, 이중저 탱크 상부, 엔진룸 격벽 및 외부 외판 및 기관실 격벽이 만나는 점 그리고 상갑판, 기관실 격벽 및 중심선이 만나는 점에 횡 방향 ( $y$  방향) 변위 ( $Dy$ )를 구속하였다.

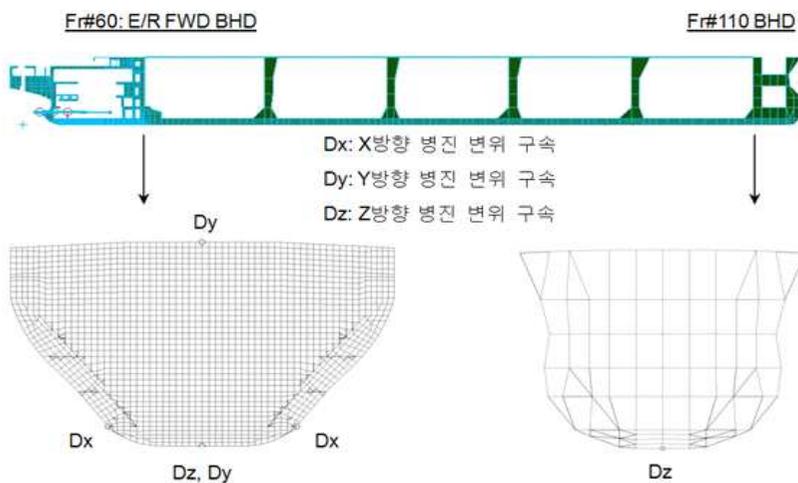


Fig. 5.7 Boundary condition

### 5.1.3 하중 조건

하중 조건은 Table 5.2와 같이 5가지 조건에 대하여 전체선박 구조해석에 적용하였다. 하중 조건 St1은 정렬 (안벽) 홀수 조건이며 이 조건에서 최종 정렬 작업이 수행된다. St2는 벨러스트 홀수 (ballast draft) 조건이며 이 조건에서 선체는 최대 호깅 (max. hogging) 상태로 변형된다. St3는 St2와 유사한 조건으로 시운전 동안에 구현되는 벨러스트 홀수 조건이다. St4는 시운전 중에 구현되는 설계 홀수 (design draft) 조건이며 St5는 실제 운항조건으로 최대 새깅 (max. sagging) 상태로 변형되는 만재 홀수 (full draft) 조건이다. 그리고 St2와 St3의 주요한 차이점 중 하나는 선미 피크 탱크 (aft peak tank)가 만재인 상태인 데 반해서 St3 조건은 선미 피크 탱크가 비어있는 상태이다. 동일하게 St4와 St5도 홀수 차이 외에도 선미 피크 탱크의 적재 조건이 다른데 St4에서는 선미 피크 탱크가 만재인 상태이고 St5에서는 선미 피크 탱크가 비어있는 상태이다.

Table 5.2 Loading conditions

No.	Description	Displacement [ton]	AFT draft [m]	FWD draft [m]
St1	Alignment draft at quay	42765.4	4.1	3.5
St2	Ballast draft AP tank full	148734.1	11.4	9.3
St3	Hyd. test draft AP tank empty	150656.4	12.1	8.9
St4	Design draft AP tank full	320739.7	20.8	20.8
St5	Scantling draft AP empty	349049.6	22.5	22.5

## 5.2 해석 결과

### 5.2.1 절대 변위 (absolute hull displacement)

Fig. 5.8 및 Fig. 5.9에서는 전체선박 변형과 기관실의 변형을 나타내었다. 정렬 흘수 조건 계산 결과인 Fig. 5.8에서 나타난 선체 변형 패턴을 보면, 선체는 호깅 (hogging) 형태로 변형되고, 기관실은 새깅 (sagging) 형태로 변형되는 것을 알 수 있다.

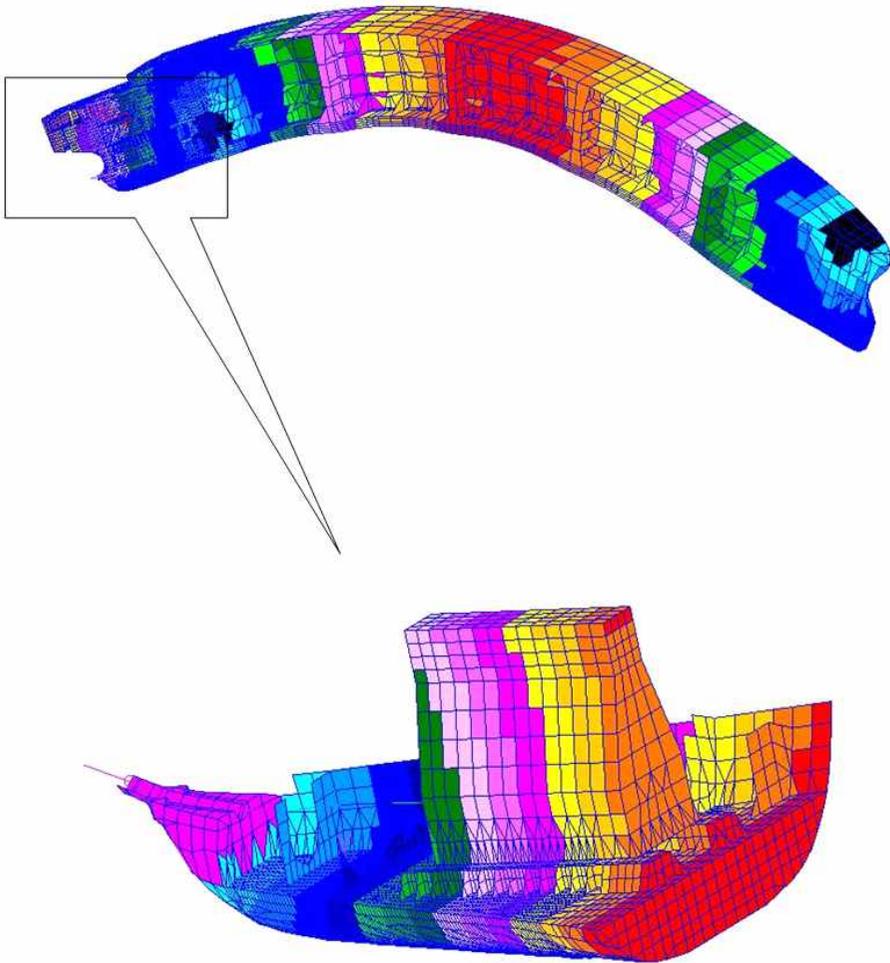


Fig. 5.8 Hull deformation at alignment condition (St1)

만재 흘수 조건 계산 결과인 Fig. 5.9 에서 나타난 선체 변형 패턴에서는 Fig. 5.8의 결과와는 반대의 경향을 나타내었다. 즉, 선체는 새깅 형태로 변형되고, 기관실은 호깅 형태로 변형되었다. 이처럼 연구결과, 동일 흘수 조건에서 선체와 축계는 상반된 형태의 변형이 발생함을 확인하였다.

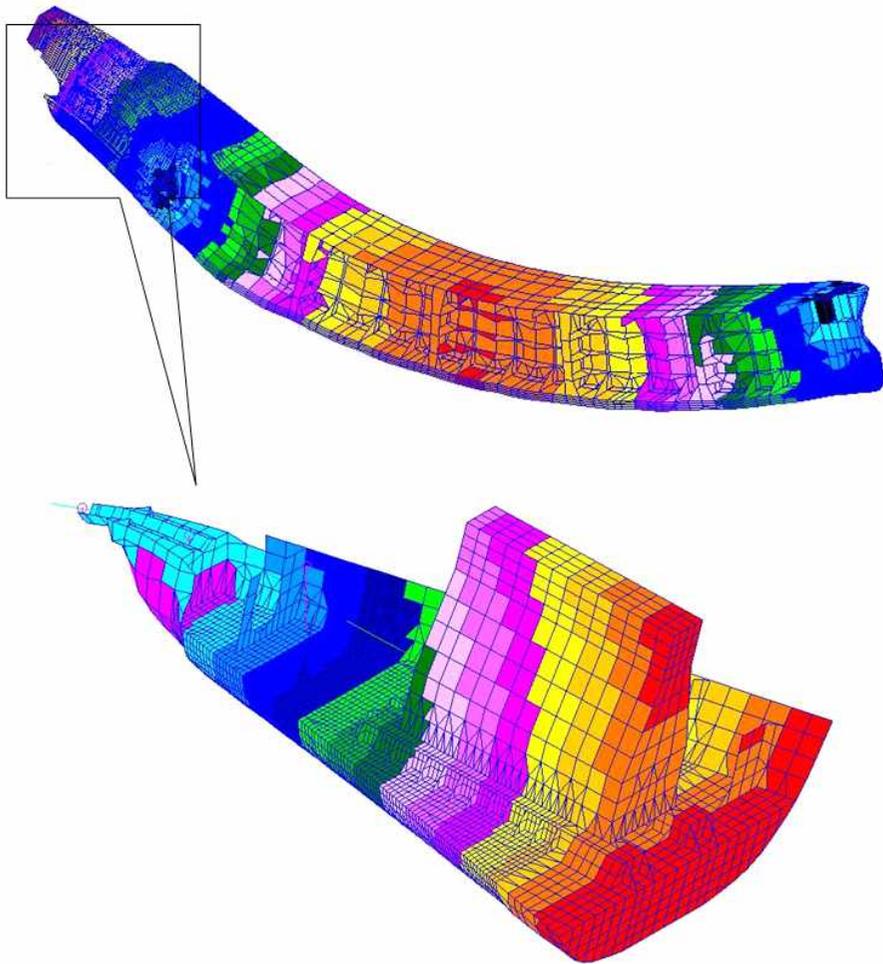


Fig. 5.9 Hull deformation at full load condition (St5)

다음으로 Fig. 5.10에서는 선체 전체의 변형량을 절대 변위 값으로, Fig. 5.11에서는 기관실 부분을 절대 변위 값으로 나타내었다. Fig. 5.10에서와 같이 선체는 정렬 흘수 조건, 밸러스트 흘수 조건 및 유압시험 흘수 조건에서 호킹 상태로 변형되고 유압시험 흘수 조건에서 호킹 상태 변형이 최대가 됨을 알 수 있다. 또한, 선체는 설계 흘수 조건 및 만재 흘수 조건에서 새깅 상태로 변형되고 만재 흘수 조건에서 새깅 상태 변형이 최대가 됨을 알 수 있다.

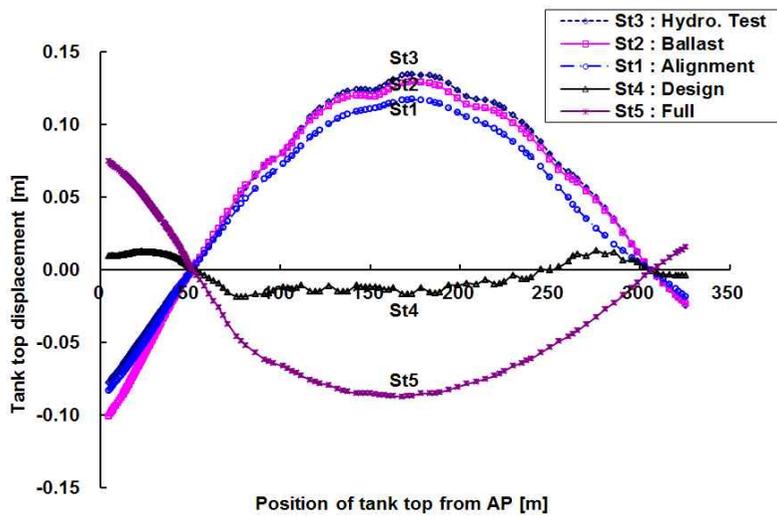


Fig. 5.10 Deflection of double tank top (overall view)

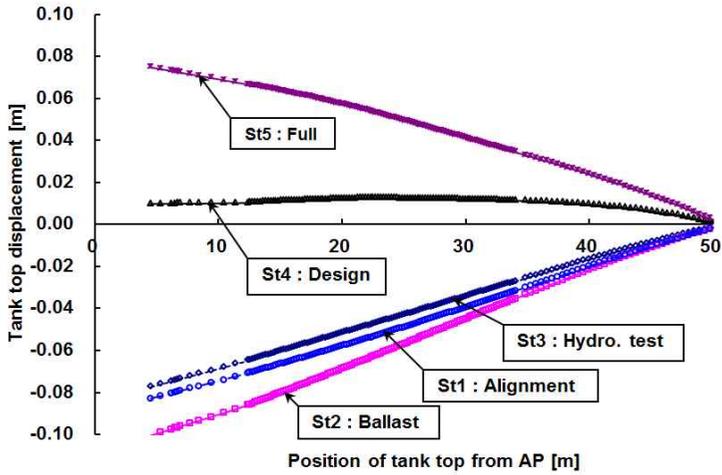


Fig. 5.11 Deflection of double tank top (aft body)

Fig. 5.11에서와 같이 측계가 설치된 기관실 부분만을 고찰하면 유압시험 흡수 조건, 정렬 흡수 조건, 밸러스트 흡수 조건은 기준이 되는 설계 흡수 조건 대비 하부에, 만재 흡수 조건에서는 설계 흡수 조건 대비 상부에 놓인다는 것을 알 수 있다. 또한, 측계 관점에서 밸러스트 흡수 조건은 최대의 변형량을 나타냄을 확인하였다.

### 5.2.2 상대 변위 (relative hull displacement)

앞서 전체선박 구조해석으로부터 얻어진 변위를 절대 변위라 했는데, 이처럼 산출된 선체 변형 데이터를 측계 정렬 해석에 이용하기 위해서는 선미관 양단의 선수 및 선미 베어링 오프셋을 연결하는 가상의 직선 (기준선)을 기준으로 좌표를 회전시키는 추가의 데이터 보정 작업이 필요하다. 이와 같은 좌표변환 방식은 측계 정렬 계산에 유용하고 또한, 해석 결과를 이해하는 데도 매우 도움이 된다. Fig. 5.12 에 회전을 위한 변환 좌표계를 나타내었다. 좌표변환을 위해 사용된 수식은 식 (5.1)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{Bmatrix} \quad (5.1)$$

여기서  $\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$ 는 변환 전 좌표계의 점 좌표이며  $\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix}$ 는 좌표변환 후  $y$ 축이 '0'이 되도록 원 좌표  $\begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix}$ 로 보상하여 변환한 점 좌표계이다. 또한  $\begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}$ 는 좌표변환 매트릭스이다.

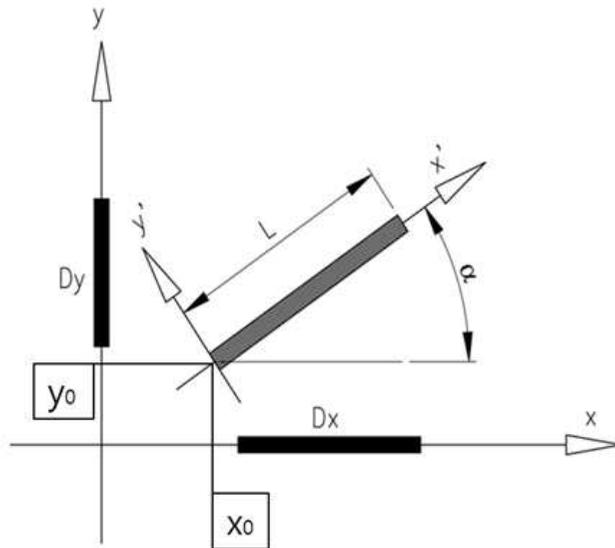


Fig. 5.12 Coordinate system of rotation<sup>[44]</sup>

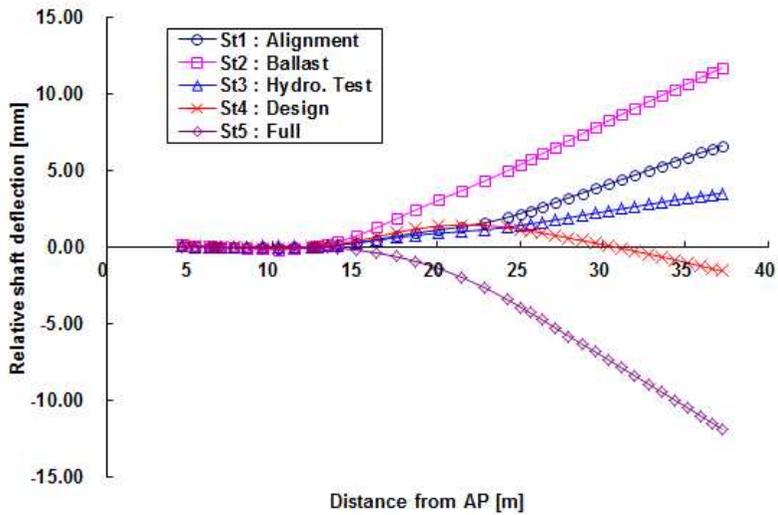


Fig. 5.13 Relative shaft deflection

Fig. 5.13 및 Table 5.3에서는 좌표변환 후의 상대 변위 즉, 추진 축계 지지 베어링 오프셋 결과를 나타내었다. 이를 통해 밸러스트 흡수 조건에서 만재 흡수 조건으로 이동할수록 선체 변형의 영향으로 축계는 설계 흡수 조건 대비 우상향에서 우하향으로 배치됨을 알 수 있다. 또한, 메인 엔진 크랭크축이 위치한 20 m에서 36 m까지 구간의 상대 변위량은 하중 상태에 따라 기울기는 변하지만 거의 직선을 유지함을 알 수 있다. 이는 메인 엔진 베어링들은 강체에 가까운 크랭크축의 영향으로 하중 상태에 무관하게 직선 상태를 유지한다는 것을 의미한다. 이는 선체 변형의 영향은 메인 엔진 최후단에 인접한 3개 정도의 베어링들에만 유의미한 영향을 미친다는 선행 연구 결과와 일관성을 가진다.

Table 5.3은 전체선박 구조해석 결과를 적재 하중에 조건에 따라 테이블로 나타내었다. 이를 바탕으로 제6장에서는 전체선박 구조해석 결과를 축계 정렬 해석에 적용하여 본 연구 선박의 추진 축계의 안정성을 평가한다.

Table 5.3 Relative shaft deflections with respect to reference line

Bearing	St1 [mm]	St2 [mm]	St3 [mm]	St4 [mm]	St5 [mm]
AFT S/T	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FWD S/T	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Inter. shaft	0.91	2.43	0.77	1.17	-0.94
M/E No.8	2.20	5.41	1.42	1.14	-3.94
M/E No.7	2.64	6.10	1.63	0.92	-4.76
M/E No.6	3.22	6.96	1.92	0.58	-5.82
M/E No.5	3.83	7.84	2.22	0.27	-6.85
M/E No.4	4.42	8.68	2.50	-0.09	-7.90
M/E No.3	5.01	9.50	2.78	-0.45	-8.95
M/E No.2	5.60	10.31	3.06	-0.84	-9.99
M/E No.1	6.18	11.10	3.32	-1.25	-11.05

## 제 6장 추진 축계 정렬 해석

제 6 장에서는 제 5 장의 결과를 바탕으로 축계 정렬 해석을 수행하여 본 연구 선박의 추진 축계 안정성을 평가한다.

### 6.1 추진 축계 모델링

성공적인 축계 정렬 해석을 위해서는 Fig. 6.1 과 같이 실제의 복잡한 축계 형상과 배치도의 특성을 고려한 모델링 작업이 선행되어야 하며, 축의 치수, 물성치 및 단면특성 등을 충분히 고려하여야 한다. 또한, 엔진제작사가 Fig. 6.2 에서와 같이 메인 엔진 크랭크축 등가 보 (equivalent beam) 정보를 제공하는 경우 이를 활용하는 것이 바람직하다. 모델링 작업 시 축계 지지 베어링은 일반적으로 무한 강성 (rigid body)을 가진 단일 지지점으로 처리되며, 지지점의 위치를 조절할 수 있도록 하는 것이 좋다.

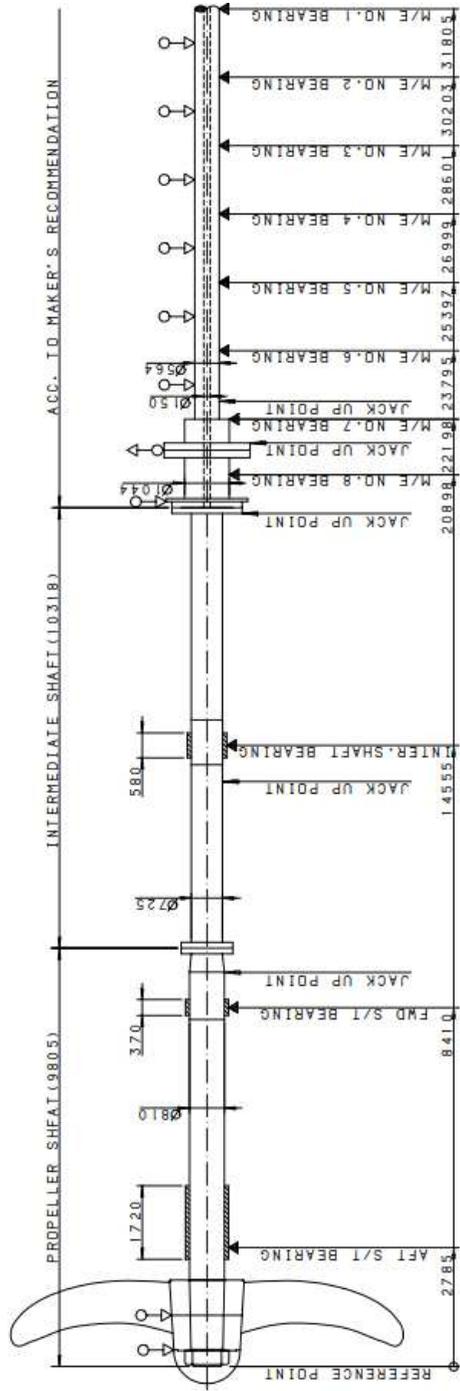


Fig. 6.1 Modeling for shaft alignment

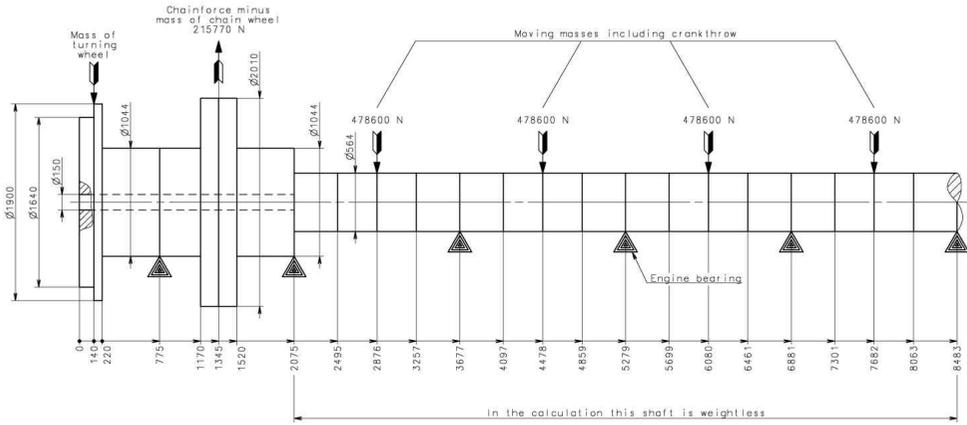


Fig. 6.2 Equivalent crankshaft modeling data

### 6.1.1 크랭크축의 등가 보 환산

엔진제작사로부터 크랭크축 등가 모델링 정보를 접수할 경우에는 Fig. 6.2와 같이 축계 정렬 해석에 적용 할 수 있고, 만약 그렇지 못할 때 Fig. 6.3과 (6.1)식을 이용하여 복잡한 크랭크축을 간단한 등가 보 형태로 변환 할 수 있고, 이를 축계 정렬 해석에 이용할 수 있다.<sup>[61]</sup>

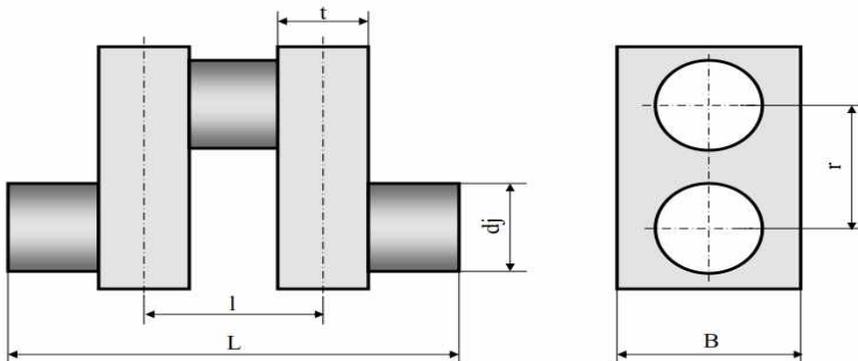


Fig. 6.3 Necessary dimensions of a crank throw for determining equivalent diameter<sup>[61]</sup>

$$d_{eq} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{1}{1+A_w} + \frac{1}{1+B_w+B_p} \right) \right]^{\frac{1}{4}} d_j \quad (6.1)$$

$$A_w = \frac{3I_j}{2I_w} \frac{q_1 r}{L} \frac{1 + \left(\frac{1}{L}\right)^2}{1 + 0.65 \left(\frac{d_j}{L}\right)^2}$$

$$B_w = \frac{3(1+\nu)I_j}{I_{wp}} \frac{q_2 r}{L} \frac{1 + \left(\frac{1}{L}\right)^2}{1 + 0.65 \left(\frac{d_j}{L}\right)^2}$$

$$B_p = \frac{3(1+\nu)I_j}{I_{jp}} \frac{lr^2}{L^3} \frac{1}{1 + 0.65 \left(\frac{d_j}{L}\right)^2}$$

$\nu$  : 크랭크축 재료의 푸아송비

$$I_j = \frac{\pi d_j^4}{64}$$

$$I_{jp} = \frac{\pi d_j^4}{32}$$

$$I_w = \frac{Bt^3}{12}$$

$$I_{wp} = \beta Bt^3$$

$$\beta = 0.0004057\left(\frac{B}{t}\right)^3 - 0.0082857\left(\frac{B}{t}\right)^2 + 0.0605809\left(\frac{B}{t}\right) + 0.1449623$$

$$q_1 = 1 - \frac{0.1 \frac{d_j^4}{Bt^3}}{\left(\frac{r}{d_j}\right) \left(1 + 0.1 \frac{d_j^4}{Bt^3}\right)}$$

$$q_2 = 1 - \frac{0.45 \frac{d_j^4}{Bt^3}}{\left(\frac{r}{d_j}\right) \left(1 + 0.45 \frac{d_j^4}{Bt^3}\right)}$$

크랭크축의 등가 보 환산을 위한 요소들은 다음과 같다.

$L$ : 근접한 두 메인 저널(journal) 중심선 사이의 거리

$l$ : 두 크랭크암의 중심 거리

$t$ : 크랭크암 너비

$d_j$ : 메인 저널지름

$r$ : 메인 저널 중심과 핀 중심 거리

$B$ : 크랭크암 너비

$d_{eq}$ : 크랭크축 등가 지름

$A_w, B_w, B_p$ : 크랭크축의 매개 변수

$I_j$ : 원의 단면 2차 모멘트

$I_{jp}$ : 원의 비틀림 강성

$I_w$  : 직사각형의 단면 2차 모멘트

$I_{wp}$  : 직사각형의 비틀림 강성

$\beta$  : 직사각형의 비틀림 강성 매개 변수

$q_1, q_2$  : 변형 가능한 크랭크 암의 변형 계수

### 6.1.2 베어링 반력 지지점

본 연구대상 선박에 적용된 후부 선미관 베어링의 도면과 지지점 위치는 Fig. 6.4와 같다. 후부 선미관 베어링의 지지점은 정적 조건 (static condition)을 기준으로 베어링 선미단으로부터  $D/3$ (여기서  $D$ 는 프로펠러축의 지름)의 지점으로 선정하여 축계 정렬 해석을 수행을 하였으며, 나머지 베어링 (중간축, 메인 엔진 베어링)의 지지점은 베어링 중심으로 설정하였다.

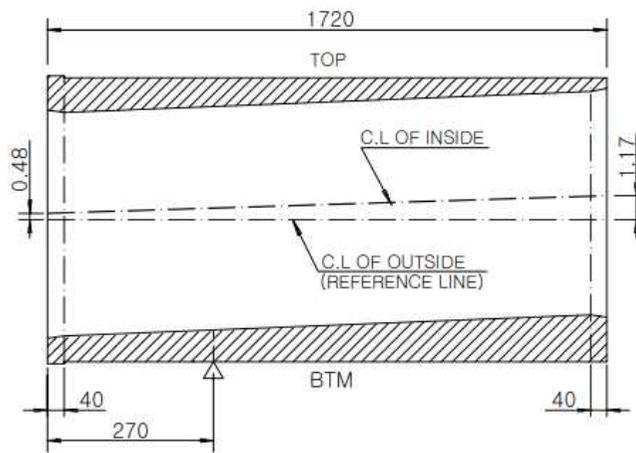
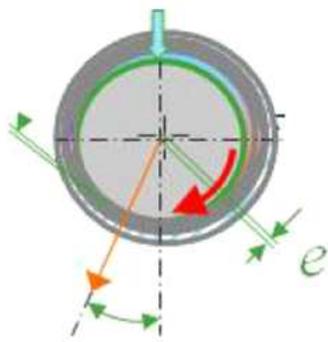


Fig. 6.4 Aft stern tube supporting position

### 6.1.3 베어링 지지 강성

베어링 지지 강성은 베어링의 강성, 베어링과 축 사이에 형성되는 윤활 유막의 강성 및 베어링을 지지하는 구조물 강성의 합으로 계산된다. 통상적으로 지지 베어링 각각의 지지 강성은 Fig. 6.5 와 같은 범위로 권장되고 있다. 일반적으로 각 지지 베어링의 지지 강성은 베어링 제작사의 기술 및 베어링 특성에 따라, 윤활 유막의 강성은 윤활유의 종류 점성 특성에 따라, 구조물의 강성은 선박의 구조 특성 및 기관실 구조 특성에 따라 차이가 있으므로 설계자는 이를 충분히 고려할 필요가 있다.

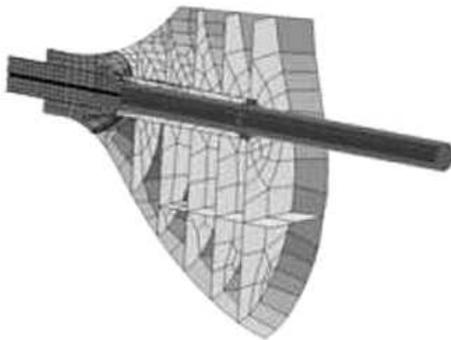
본 논문에서 수행한 축계 정렬 해석은 기본적으로 탄성 해석을 기본으로 하였으며, 탄성 해석을 위한 각 베어링의 지지 강성값은  $5.0 \times 10^9$  N/m로 적용하였다.



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  $(5.0 \times 10^8 \sim 5.0 \times 10^9 \text{ N/m})$

Fig. 6.5 Typical bearing stiffness<sup>[47]</sup>

#### 6.1.4 온도 변화에 따른 열변형<sup>[47]</sup>

일반적으로 온도 변화에 따른 열 변형은 중간축 베어링과 메인 베어링에서 고려되는 사항이다. 선미관 내의 전/후부 선미관 베어링에서 온도 변화를 고려하지 않는 이유는 선미관 베어링을 잇는 가상의 기준선, 즉 축계 정렬의 기준선이 되

기 때문에 위치 변화는 없다고 가정하기 때문이다. 다만, 일부 선박이 특이한 조건에서 건조되는 경우에는 이를 고려하기도 한다. 예를 들어 중국 선급협회에서는 온도차가 큰 중국 북부 지방의 환경을 고려하여 온도 변화에 따른 설치 조건도 고려할 것을 요구하고 있다. 이외에도 중간축 베어링 지지구조물 하방에 온도차를 유발하는 빌지 탱크가 설치되는 경우 고려사항이 된 적이 있었으나, 최근에는 선급협회 등에서 빌지 탱크와 중간축 베어링 지지대 사이에 공기 격벽을 두어 열전달을 막을 수 있는 수단을 설치하거나, 직접적인 열전달이 미치더라도 온도 센서로 감시할 수 있는 수단을 갖출 것을 요구하고 있어 중간축 베어링의 온도 변화에 따른 열 변형은 고려하지 않고 Fig. 6.6 에서와 같이 메인 엔진에서의 열 변형만을 고려하는 것이 일반적인 추세이다.

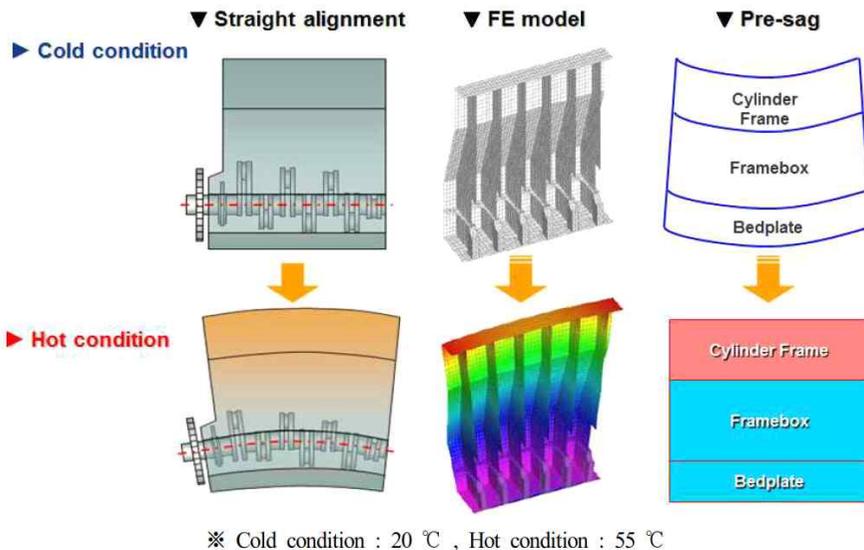


Fig. 6.6 Compensate bedplate by thermal expansion<sup>[47]</sup>

### 6.1.5 프로펠러 하중 (propeller load)

프로펠러 하중은 선미관 베어링의 부하 상태에 매우 큰 영향을 미친다. Fig. 6.7 에서와 같이 프로펠러 하중은 부력의 영향으로 프로펠러가 수중에 잠긴 비율에

따라 변동되는데 일반적인 운항조건에서 프로펠러는 100% 수중에 잠기는 상태가 된다. 그리고 정렬 작업을 수행하는 동안에는 통상 50% 정도 잠기는 상태로 가정한다. 이에 따라 설치의 정확성을 확보하기 위하여, 축계 정렬 해석 계산 시 프로펠러의 잠수량을 0%, 50% 및 100% 등으로 세분하여 각각의 정렬해석을 수행한다.

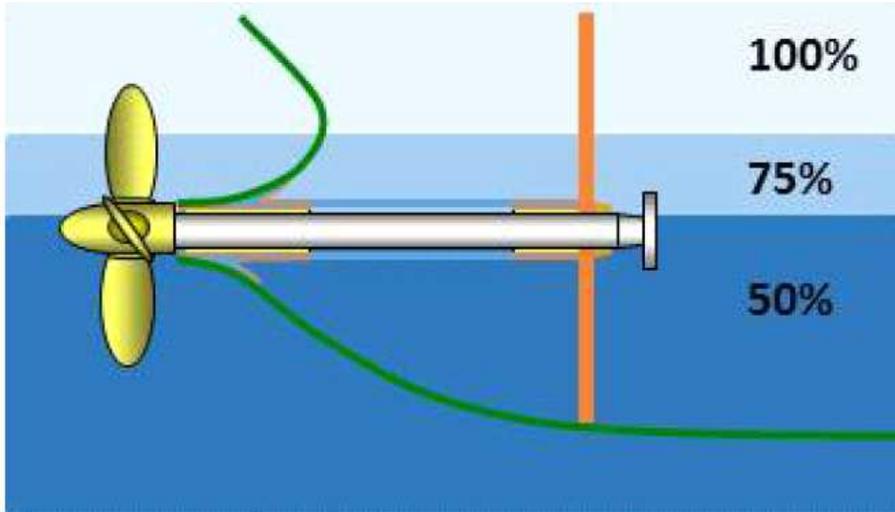


Fig. 6.7 Propeller submerged condition<sup>[47]</sup>

### 6.1.6 물성치

프로펠러축 일부분은 수중에 잠긴 상태에 놓여있고 일부분은 윤활유에 잠겨있다. 그리고 중간축은 공기 중에 노출되어 있고 크랭크축의 경우는 밀폐된 공간에 역시 공기 중에 노출되어 있다. 이처럼 일정 부분이 유체 중에 잠긴 상태가 있으면 그에 따른 부력의 효과를 고려해야 한다. 한편 메인 엔진 제작자가 제공하는 엔진 하중에는 크랭크축의 자중이 이미 고려되어 있으므로 중복으로 적용되는 것을 피하고자 크랭크축의 밀도는 모델 입력 시 “0” 으로 처리하고 있다. Table 6.1에 본 연구에 사용된 물성치 값을 나타내었다.

Table 6.1 Shaft material data

Condition	E-MOD [GPa]	G-MOD [GPa]	Poisson's ratio	Density [N/m <sup>3</sup> ]
Air	210	81	0.3	76,982
Sea water	210	81	0.3	66,930
Lub. oil	210	81	0.3	68,156
Weightless	210	81	0.3	0

### 6.1.7 외력 (external load)

본 연구에 적용한 외력은 Table 6.2 와 같다. 프로펠러캡, 프로펠러, 플라이휠, 체인 포스 등을 표시하였다. 이 하중과 축의 자중을 정렬 오프셋 및 선체 변형과 구분하기 위하여 외력이라고 한다.

Table 6.2 External load

Description	Point load [N]	Remark
Propeller cap	7,384	0% Immersion (dry dock condition)
Propeller	613,000	
Flywheel	179,800	According to M/E recommendation
Chain force	-215,770	
Moving masses	478,600	

### 6.1.8 베어링 허용 하중 (permissible bearing load)

Table 6.3 은 본 연구 선박에 적용된 베어링 및 엔진제작사가 권고하는 베어링 허용하중을 나타낸 것인데, 이는 축계 정렬 해석 수행 시 베어링 허용하중이 초과하지 않도록 특히 유의해야 한다.

Table 6.3 Permissible load for each bearing

Bearing	Max. pressure [MPa]	Projected area of bearing [mm <sup>2</sup> ]	Max. load [kN]
AFT S/T	0.8	1,395,260	1116
FWD S/T	0.8	300,880	240
Inter. shaft	0.8	423,810	339
M/E No. 8		Min. 0 kN Max. 958 kN	
M/E No. 7 ~ No. 1		Min. 48 kN Max. 958 kN	

## 6.2 해석 결과

### 6.2.1 베어링 반력 영향 계수 계산 결과

상기와 같은 사항들을 고려하여 계산된 베어링 반력 영향 계수를 Table 6.4 에서와 같이 나타내었다.

베어링 별로 해당 베어링 오프셋이 1mm 변동될 경우 인접한 베어링에서 발생하는 반력의 변동량을 Fig. 6.8 에 나타내었다. 그래프를 고찰하면 해당 베어링의 오프셋이 변동될 경우 해당 베어링의 앞뒤로 인접한 3개의 베어링에 영향을 미침을 알 수 있다. 또한, 메인 엔진 베어링에서의 베어링 반력 변동값은 선미관 베어링이나 중간축 베어링보다 상대적으로 매우 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 특히 메인 엔진 베어링 No. 8과 No. 7에서 가장 반력 영향 계수에 의한 반력 변동값이 크게 나타났다. 이는 메인 엔진 베어링 No. 8과 No. 7은 작은 변위에도 매우 민감하게 반력이 변동된다는 것을 의미한다. 이는 5.2.2 항에서 전술한 바와 같이 선체 변형의 영향은 메인 엔진 최후단에 인접한 3개 정도의 베어링들에만 유의미한 영향을 미친다는 선행연구 결과와 일치하고 있음을 반증한다.

**Table 6.4** RIN for each bearing [kN/mm]

Bearing	AFT S/T	FWD S/T	Inter. shaft	M/E No. 8	M/E No. 7	M/E No. 6
AFT S/T	34	-74	53	-38	25	0
FWD S/T	-74	182	-169	179	-117	0
Inter. shaft	53	-169	266	-566	417	-1
M/E No. 8	-38	179	-566	3087	-3723	1287
M/E No. 7	25	-117	417	-3723	5866	-3367
M/E No. 6	0	0	-1	1287	-3357	3683
M/E No. 5	0	0	0	-273	1077	-2320
M/E No. 4	0	0	0	58	-228	857
M/E No. 3	0	0	0	-12	48	-181
M/E No. 2	0	0	0	2	-10	37
M/E No. 1	0	0	0	0	1	-5

Bearing	M/E No. 5	M/E No. 4	M/E No. 3	M/E No. 2	M/E No. 1
AFT S/T	0	0	0	0	0
FWD S/T	0	0	0	0	0
Inter. shaft	0	0	0	0	0
M/E No. 8	-273	58	-12	2	0
M/E No. 7	1077	-228	48	-10	1
M/E No. 6	-2320	857	-181	37	-5
M/E No. 5	3011	-2177	825	-167	24
M/E No. 4	-2177	2979	-2164	789	-114
M/E No. 3	825	-2164	2942	-1996	537
M/E No. 2	-167	789	-1996	2154	-809
M/E No. 1	24	-114	537	-809	366

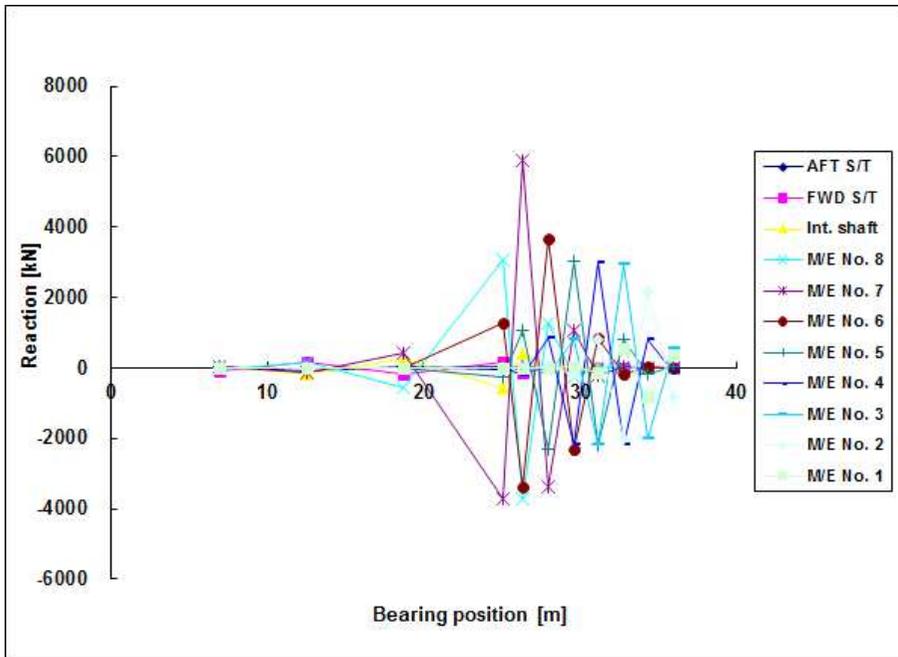


Fig. 6.8 RIN for each bearing

## 6.2.2 선체 변형이 베어링 오프셋에 미치는 영향

Table 6.5 및 Fig. 6.9에서는 선체 변형을 반영한 베어링 오프셋을 설계치와 함께 나타내었다.

Table 6.5 Bearing offset derived from the effect of hull deflections

Bearing	Design [mm]		St1 [mm]	St2 [mm]	St3 [mm]	St4 [mm]	St5 [mm]
	Cold	Hot					
AFT S/T	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FWD S/T	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Inter. shaft	-2.50	-2.50	-1.59	-0.07	-1.73	-1.33	-3.44
M/E No. 8	-4.70	-4.31	-2.50	1.10	-2.89	-3.17	-8.25
M/E No. 7	-4.70	-4.31	-2.06	1.79	-2.68	-3.39	-9.07
M/E No. 6	-4.70	-4.31	-1.48	2.65	-2.39	-3.73	-10.13
M/E No. 5	-4.70	-4.31	-0.87	3.53	-2.09	-4.04	-11.16
M/E No. 4	-4.70	-4.31	-0.28	4.37	-1.81	-4.40	-12.21
M/E No. 3	-4.70	-4.31	0.31	5.19	-1.53	-4.76	-13.26
M/E No. 2	-4.70	-4.31	0.90	6.00	-1.25	-5.15	-14.30
M/E No. 1	-4.70	-4.31	1.48	6.79	-0.99	-5.56	-15.36

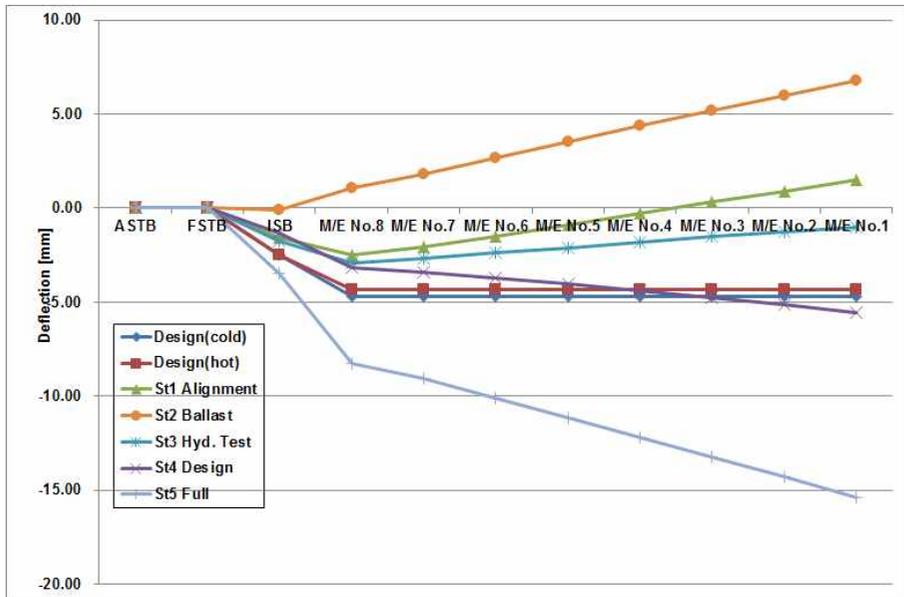


Fig. 6.9 Shaft deflection curves depending on shafting alignment conditions

정렬 흡수 조건 (St1) 및 유압시험 흡수 조건 (St2)에는 축계는 새깅으로 변화고  
 만재 흡수 조건 (St5)으로 이동할수록 축계는 호깅으로 변형되는 것을 알 수 있다.

### 6.2.3 베어링 반력(bearing reaction)

각 하중 조건의 선체 변형을 반영한 베어링 반력을 Table 6.6 과 Figs. 6.10~6.16 에 나타내었다

Table 6.6 Bearing reaction for all conditions

Bearing	Position [m]	Design[kN]		St1 [kN]	St2 [kN]	St3 [kN]	St4 [kN]	St5 [kN]
		Cold	Hot	Draft :4.1m	Draft :11.4m	Draft :12.1m	Draft :20.8m	Draft :22.5m
AFT S/T	6.93	1070	936	1047	1000	952	970	906
FWD S/T	12.56	112	178	69	25	115	65	195
Inter. shaft	18.70	209	141	271	251	209	241	127
M/E No. 8	25.04	32	198	28	232	235	413	505
M/E No. 7	26.34	426	299	343	205	201	112	55
M/E No. 6	27.95	487	487	525	498	497	415	409
M/E No. 5	29.55	480	480	534	541	542	571	562
M/E No. 4	31.15	476	476	451	450	451	441	444
M/E No. 3	32.75	503	503	476	478	476	479	473
M/E No. 2	34.35	375	375	398	399	399	398	401
M/E No. 1	35.96	536	536	532	530	532	531	532

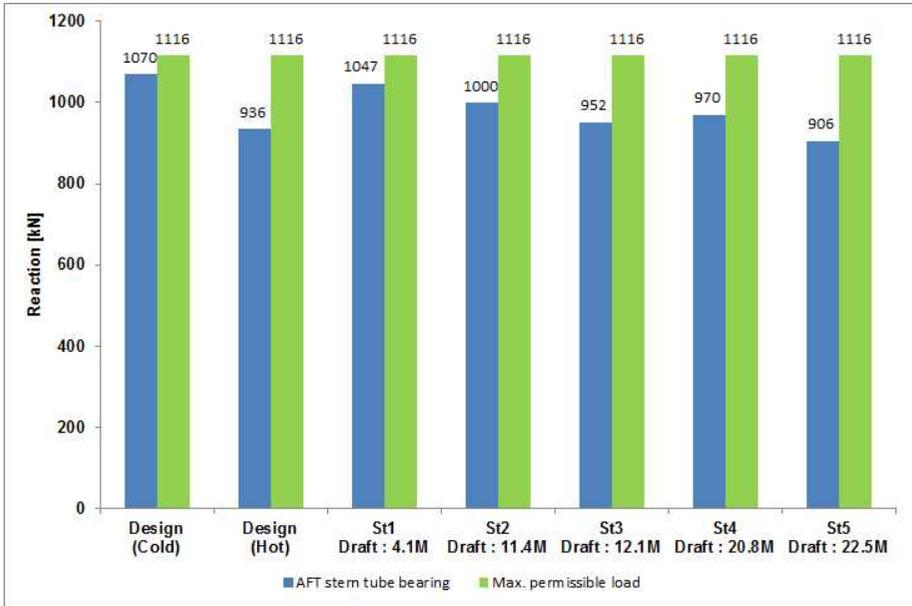


Fig. 6.10 Bearing reaction for AFT stern tube bearing

Fig. 6.10에서는 흘수 변화에 따른 후부 선미관 베어링의 반력 변화를 나타내었다. 가로축은 각 하중 조건을 나타내고 세로축은 반력을 나타낸다. 후부 선미관 베어링 반력은 흘수 증가에 따라 감소하는 경향을 보인다. 또한, 흘수가 11.4m (St2)에서 12.1m (St3)으로 변할 때 그리고 흘수가 20.8m (St4)에서 22.5m (St5)으로 변할 때 상대적으로 큰 반력 감소가 나타나는데 이는 같은 흘수 조건에서 선미 피크 탱크의 적재 여부에 따른 차이로써, 선미 피크 탱크의 만재 상태 대비 비어 있으면 반력 감소하는 추세를 보임을 알 수 있다. 따라서 축계 안정성 측면에서는 선미 피크 탱크의 적재량을 최소화하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

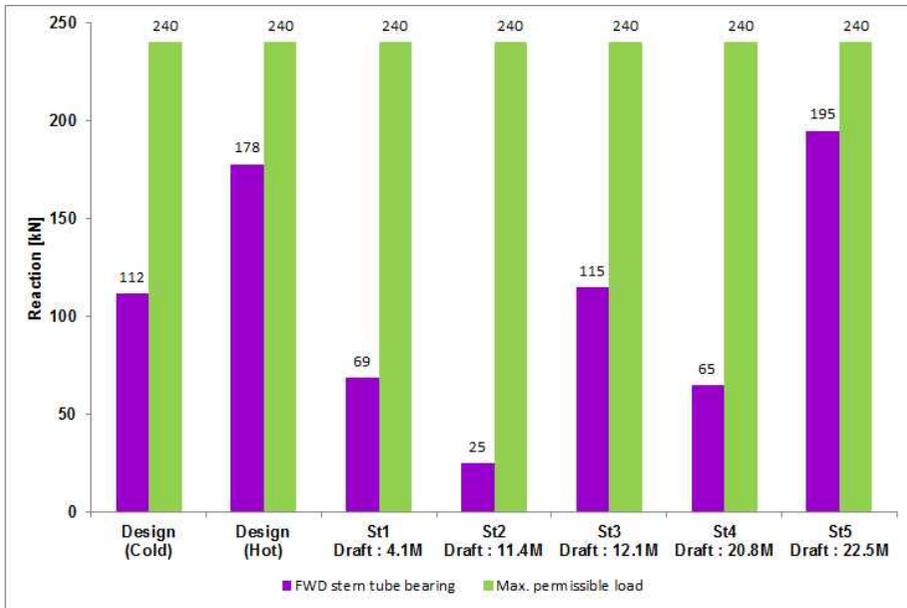


Fig. 6.11 Bearing reaction for FWD stern tube bearing

Fig. 6.11에서는 흘수 변화에 따른 전부 선미관 베어링의 반력 변화를 나타내었다. 전부 선미관 베어링의 반력 변화추세는 후부 선미관 베어링과 반대의 경향을 나타내었다. 즉, 흘수 증가에 따라서 반력은 증가하는 경향을 보이고 동일 흘수에서도 선미 피크 탱크 만재 시에는 최소반력, 비어있을 경우가 최대반력으로 나타났다. 이는 반력 영향 계수의 영향에 따른 것이다. 흘수 변화에 따른 반력 변화량은 최대 170 kN으로 나타났고, 즉, 전부 선미관 베어링은 후부 선미관 베어링 대비 흘수 변화에 따른 반력 변화에 민감하므로 축계 설계 시 유의할 필요가 있다고 판단된다.

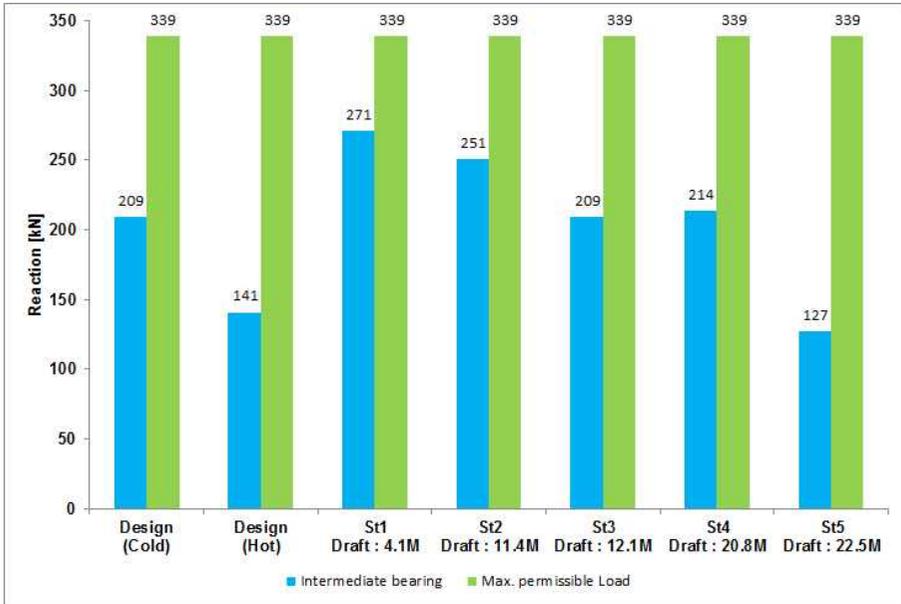


Fig. 6.12 Bearing reaction for intermediate shaft bearing

Fig. 6.12는 흘수 변화에 따른 중간축 베어링의 반력 변화를 나타내었다. Fig. 6.10과 비교해 보면 후부 선미관 베어링과 같은 경향을 보인다는 것을 알 수 있지만, 중간축에서는 그 변동 폭이 작아졌다는 것을 알 수 있다. 흘수 증가에 따라서 반력이 감소하는 경향을 보이고, 흘수 변화에 따른 반력의 최대 변화는 144 kN이다.

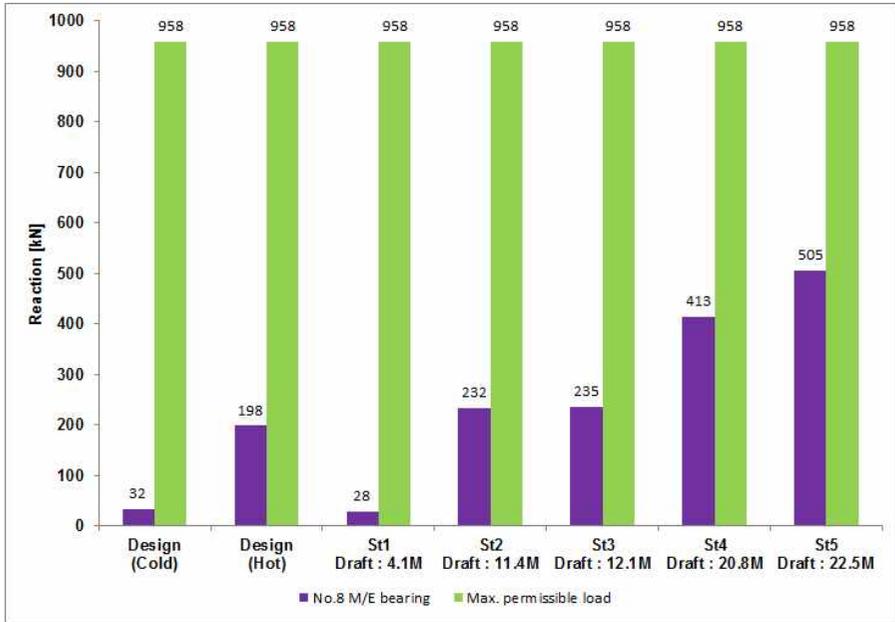


Fig. 6.13 Bearing reaction for M/E bearing No. 8

Fig. 6.13 은 흘수 변화에 따른 메인 엔진 베어링 No. 8의 반력 변화를 나타내었다. 흘수 변화에 따른 영향은 상대적으로 크지만, 선미 피크 탱크 상태 조건에 따른 영향은 크지 않다는 것을 알 수 있다. 즉, 흘수 증가에 따라 반력은 증가한다는 것을 알 수 있고 최대 변화는 477 kN이다. 이 값은 앞서 보았던 다른 베어링에 비교해서 상대적으로 큰 값이다.

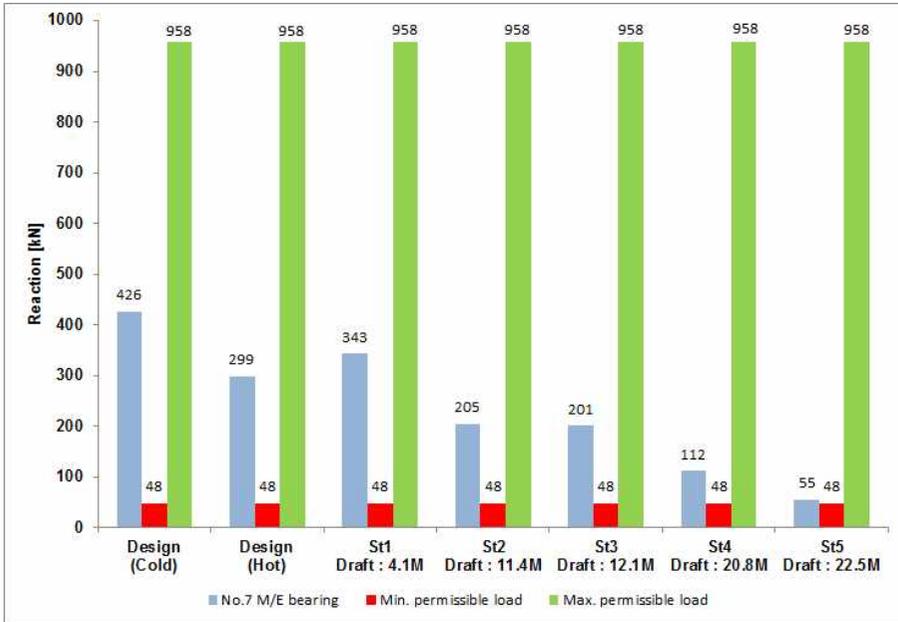


Fig. 6.14 Bearing reaction for M/E bearing No. 7

Fig. 6.14는 흘수 변화에 따른 메인 엔진 베어링 No. 7의 반력 변화를 나타내었다. 베어링 반력 영향 계수로부터 알 수 있는 바와 메인 엔진 베어링 No. 7은 No. 8과 반대 경향을 보인다. 선미 피크 탱크 적재 상태 조건에 따른 영향은 작지만 흘수 증가에 따라서 반력은 감소한다는 것을 알 수 있다.

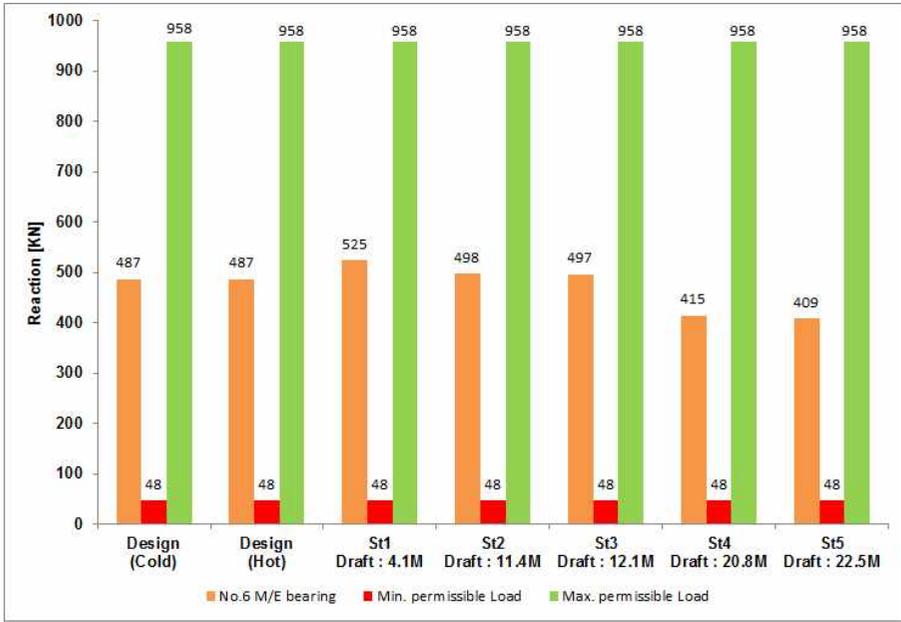


Fig. 6.15 Bearing reaction for M/E bearing No. 6

Fig. 6.15는 흘수 변화에 따른 메인 엔진 베어링 No. 6의 반력 변화를 나타내었다. 메인 엔진 베어링 No. 7과 같은 경향을 나타내었으며 마찬가지로 흘수 변화에 따른 영향은 크지 않은 것으로 나타났다.

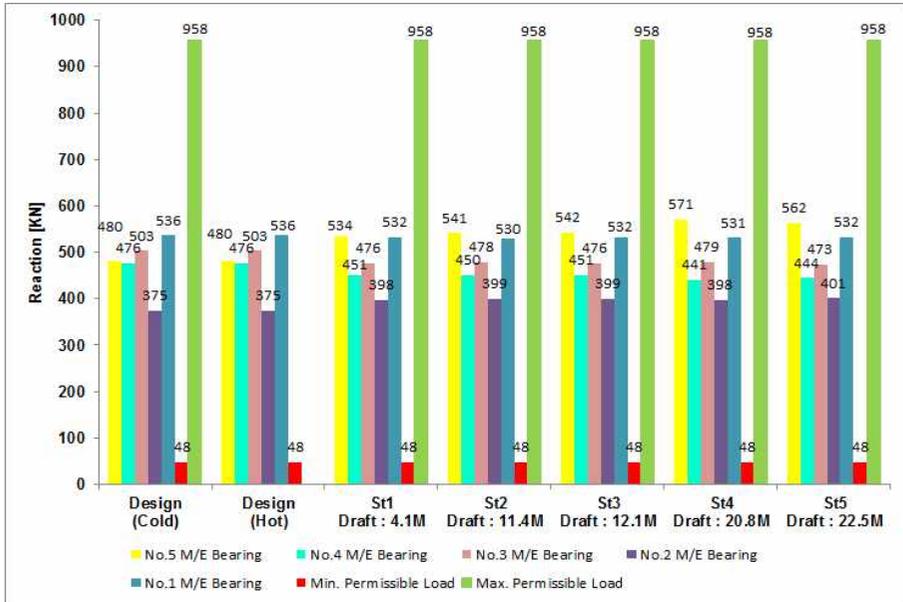


Fig. 6.16 Bearing reaction for other M/E bearings

Fig. 6.16은 메인 엔진 베어링 No. 8, No. 7, No. 6을 제외한 베어링의 흘수 변화에 따른 반력 변화량을 나타내었다. 나머지 베어링의 반력은 모든 조건에서 거의 일정한 값을 보여 주는데 이는 흘수 변화에 따른 영향이 거의 없음을 나타낸다.

따라서 선미 피크 탱크 적재 조건에 따른 베어링 반력 변화는 후부 선미관 베어링, 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링에 영향을 미치고, 흘수 변화에 따른 베어링 반력 변화는 메인 엔진 베어링 No. 8, No. 7 및 No. 6에만 큰 영향을 미치고 다른 메인 엔진 베어링에는 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있다.

### 6.3 측정에 의한 베어링 반력고찰

#### 6.3.1 정렬 홀수 조건에서 베어링 반력 비교

Fig. 6.17 및 Table. 6.7에서는 정렬 홀수 조건 (St1)에서 해석한 반력과 계측된 반력을 상호 비교한 결과를 나타내었다.

Table 6.7 Comparison of calculated and measured data  
in alignment draft condition (St1)

Bearing	Position [m]	Reaction [kN]			Permissible load [kN]	
		Calculated without hull deflections	Calculated with hull deflections	Measured	Max	Min
AFT S/T	6.93	1070	1047	-	1116	0
FWD S/T	12.555	112	69	89	240	0
Inter. shaft	18.7	209	271	279	339	0
M/E No. 8	25.043	32	28	44	958	48
M/E No. 7	26.343	426	343	294	958	48
M/E No. 6	27.945	487	525	488	958	48
M/E No. 5	29.547	480	534	-	958	48
M/E No. 4	31.149	476	451	-	958	48
M/E No. 3	32.751	503	476	-	958	48
M/E No. 2	34.353	375	389	-	958	48
M/E No. 1	35.955	536	532	-	958	48

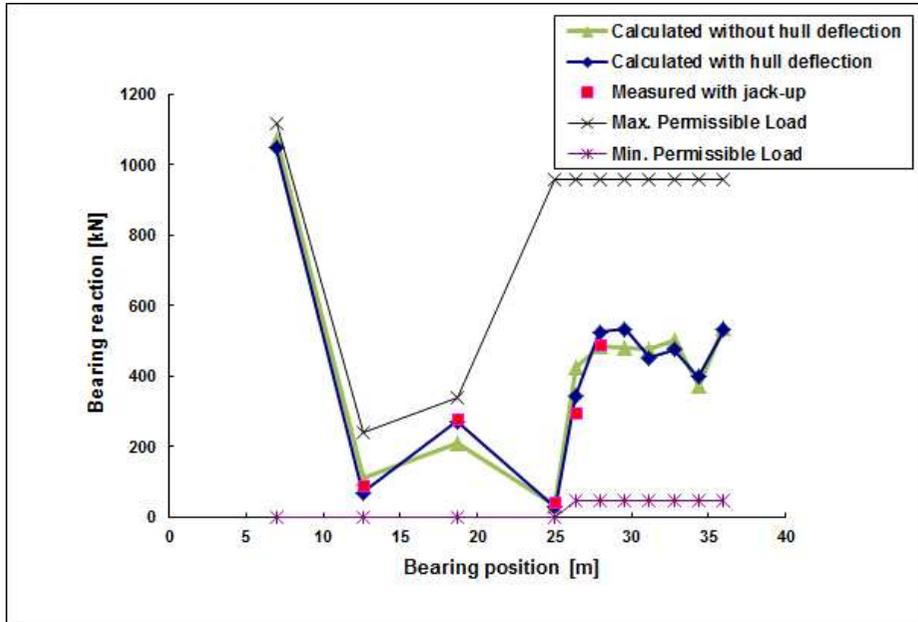


Fig. 6.17 Comparison of calculated and measured data in alignment draft condition (St1)

검토 결과 선수 선미관 베어링, 중간축 베어링 및 메인 엔진 베어링 No. 8의 계측된 반력은 선체 변형을 고려한 해석 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 따라서 후부 선미관 베어링의 해석 결과 또한 높은 신뢰도를 가지고 있는 것으로 판단된다. 선체 변형을 고려하지 않은 해석 결과 역시 허용치를 충분히 만족하고 있지만, 계측치 대비 오차가 존재함을 볼 때 선체 변형을 고려한 축계 정렬 해석은 더욱 정밀한 해석을 위한 접근법으로서 가치를 가진다고 판단된다.

정렬 홀수 조건에서의 정렬 작업은 제조사의 권고지침에 따라 메인 엔진 베어링 No. 8의 반력을 최대한 무부하 상태 상태로 정렬한다. 이때 메인 엔진 베어링 No. 7에서는 최대반력을 보이고 이 값이 설계 허용치 이내에 있는지 확인한다. 설계 허용치 이내에 있다면 이 베어링은 전 홀수 조건에서 베어링 반력은 이 값보다 작으므로 추진 축계의 안정성이 보장된다고 할 수 있다.

### 6.3.2 벨러스트 홀수 조건에서 베어링 반력 비교

Table 6.8 및 Fig. 6.18 에서는 벨러스트 홀수 조건 (St3)에서 해석한 반력과 계측된 반력을 비교한 결과를 나타내었다. 검토 결과 6.3.2에서와 마찬가지로 전부 선미관 베어링, 중간축 베어링 및 메인 엔진 베어링 No. 8의 계측된 반력은 선체 변형을 고려한 해석 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 또한, 메인 엔진 베어링 No. 8의 경우 정렬 홀수 조건에서의 해석치가 28 kN, 계측치가 44 kN으로 나타난 반면, 벨러스트 홀수 조건에서는 각각 235 kN, 245 kN으로 증가한 것을 알 수 있다. 한편, 메인 엔진 베어링 No. 7의 경우 정렬 홀수 조건에서의 해석치가 343 kN, 계측치가 294 kN으로 나타났지만, 벨러스트 홀수 조건에서는 각각 201 kN, 128 kN으로 감소한 것을 알 수 있다. 전반적으로 해석치와 계측치 모두 크기와 경향이 비슷한 결과로 나타났다.

Table 6.8 Comparison of calculated and measured data  
in ballast draft condition (St3)

Bearing	Position [m]	Reaction [kN]			Permissible load [kN]	
		Calculated without hull deflections	Calculated with hull deflections	Measured	Max	Min
AFT S/T	6.93	970	952	-	1116	0
FWD S/T	12.555	65	115	142	240	0
Inter. shaft	18.7	214	209	224	339	0
M/E No. 8	25.043	413	235	245	958	48
M/E No. 7	26.343	112	201	128	958	48
M/E No. 6	27.945	415	497	448	958	48
M/E No. 5	29.547	571	542	-	958	48
M/E No. 4	31.149	441	450	-	958	48
M/E No. 3	32.751	479	475	-	958	48
M/E No. 2	34.353	398	399	-	958	48
M/E No. 1	35.955	531	532	-	958	48

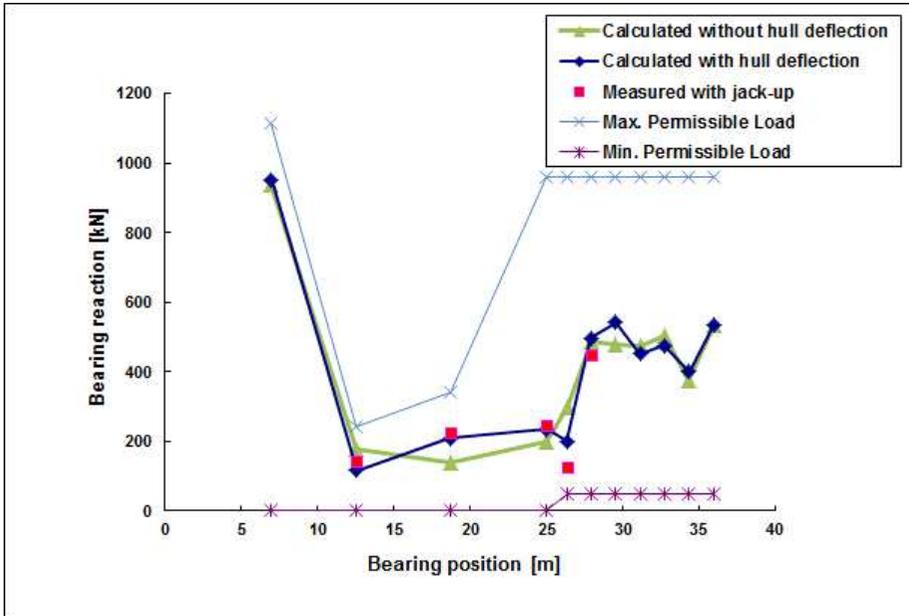


Fig. 6.18 Comparison of calculated and measured data in ballast draft condition (St3)

### 6.3.3 설계 흡수 조건에서 베어링 반력 비교

Fig. 6.19와 Table 6.9에서는 설계 흡수 조건에서 해석한 반력과 계측된 반력을 비교한 결과를 나타내었다. 검토 결과 6.3.2에서와 마찬가지로 선수 선미관 베어링, 중간축 베어링 및 메인 엔진 베어링 No. 8의 계측된 반력은 선체 변형을 고려한 해석 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 또한, 메인 엔진 베어링 No. 8인 경우 설계 흡수 조건에서 해석치가 413 kN, 계측치가 300 kN으로 밸러스트 흡수 조건에서의 235 kN, 245 kN 대비 증가했지만, 메인 엔진 베어링 No. 7인 경우 설계 흡수 조건에서 해석치가 112 kN, 계측치가 69 kN으로 밸러스트 흡수 조건의 201 kN, 128 kN 대비 감소한 것을 알 수 있다. 전반적으로 해석치와 계측치 모두 크기와 경향이 비슷한 결과로 나타나지만 다른 베어링과 달리 메인 엔진 베어링에서는 상대적으로 계측치와 해석치 사이의 차이가 크다는 것을 알 수 있는데, 이는 여러가지 원인을 추정해 볼 수 있지만 가장 크게는 축계 정렬 계산을

위한 모델링 시 사용되는 크랭크축 부분이 단순 등가 2차원의 모델이므로 실제 크랭크축 압(web)의 굽힘 강성을 반영하지 못하기 때문으로 판단된다. 아울러, 베어링 영향계수 값을 고려할 필요가 있는데 계산 결과를 기준으로 메인 엔진 베어링 No. 8, No. 7, No. 6의 영향계수는 각각 3,087 kN/mm, 5,866 kN/mm, 3,683 kN/mm로써 매우 큰 값을 가진다. 이는 베어링 오프셋의 작은 변동이 메인 엔진 베어링 하중에 미치는 영향이 큼을 의미한다. 이러한 오프셋의 변동은 메인 엔진 베드 플레이트 (bed plate)의 색 (sag) 허용 공차, 메인 엔진 베어링 중심 간의 허용 편차, 실제 엔진이 설계된 것보다 더 경사지게 설치되었을 때 발생할 수 있는 일반적인 현상으로 판단된다. 그럼에도 불구하고 본 결과는 크랭크축 베어링에 부정적인 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

**Table 6.9** Comparison of calculated and measured data  
in design draft condition (St4)

Bearing	Position [m]	Reaction [kN]			Permissible load [kN]	
		Calculated without hull deflections	Calculated with hull deflections	Measured	Max	Min
AFT S/T	6.93	936	970	-	1116	0
FWD S/T	12.555	178	65	125	240	0
Inter. shaft	18.7	141	214	247	339	0
M/E No. 8	25.043	198	413	300	958	48
M/E No. 7	26.343	299	112	69	958	48
M/E No. 6	27.945	487	415	440	958	48
M/E No. 5	29.547	480	571	-	958	48
M/E No. 4	31.149	476	441	-	958	48
M/E No. 3	32.751	503	479	-	958	48
M/E No. 2	34.353	375	398	-	958	48
M/E No. 1	35.955	536	531	-	958	48

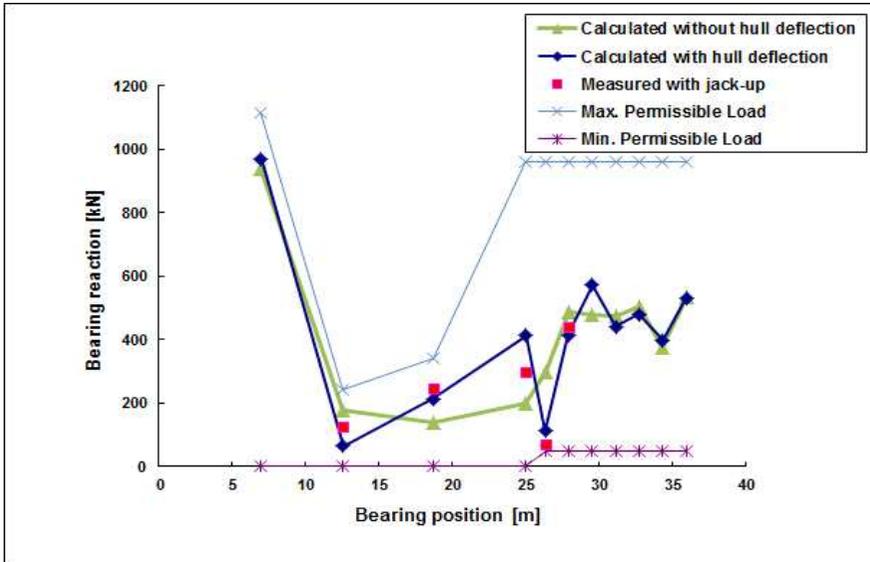


Fig. 6.19 Comparison of calculated and measured data in design draft condition (St4)

## 제 7장 결론

본 연구에서는 초대형 원유운반선의 축계 안정성 평가를 위하여 흘수 변경에 따른 유한요소해석 (전체선체 구조해석)을 통하여, 이를 반영한 축계 정렬 계산 및 잭-업법을 적용하여 종합적으로 검토하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 선체 변형은 추진축계를 지지하는 각 베어링 오프셋에 영향을 미치는 매우 중요한 요인이 되며, 축계 정렬 해석에도 연쇄적인 영향을 미치는 것으로 확인되었다.

(2) 유한요소해석 결과 화물창이 포함된 기관실 격벽 (FR#60)으로부터 선수 격벽 (FR#110)까지의 ‘선체’와 축계가 설치된 선미단부터 기관실 격벽까지의 ‘기관실’ 부의 흘수 변화에 따른 변형 패턴은 반대의 경향이 나타남을 확인할 수 있었다. 즉, 선체가 호킹 상태로 변형되면 기관실 부분은 새깅 상태로 변형되고, 선체가 새깅 상태로 변형되면 기관실 부분은 호킹 상태로 변형된다. 정렬 흘수 조건에서는 선체는 호킹 상태로 변형되고 기관실 부분은 새깅 상태로, 만재 흘수 조건에서는 선체는 새깅, 기관실은 호킹 상태로 변형됨을 확인하였다.

(3) 선박 전장에 걸친 선체 변형량을 두 선미관 베어링의 중심을 지나는 가상의 기준선을 기준으로 환산하여 축계를 지지하는 베어링 오프셋 관점에서 상대 변위를 보면 중간축 및 메인 엔진 베어링들의 위치는 정렬 흘수 조건 및 밸러스트 흘수 조건에서는 기준선 수직 상부에, 만재 흘수 조건에서는 기준선 수직 하부에 놓이는 것을 알 수 있었다.

(4) 이에 따른 축계 지지 베어링의 반력 변화는 후부 선미관 베어링에서 선미 쪽 3개의 메인 엔진 베어링까지 유의미하게 나타났고 이후의 메인 엔진 베어링의 반력 변화가 무시할 만큼 작게 나타나는 것을 확인 할 수 있었다.

- 후부 선미관 베어링의 반력은 흘수 증가에 따라 감소하는 반면, 전부 선미관 베어링의 반력은 증가하는 경향을 보였다.

- 특히, 동일 흡수 조건에서도 선미 피크 탱크 적재 상태 여부에 따라 베어링 반력이 변함을 알 수 있었는데, 후부 선미관 베어링 반력의 경우 선미 피크 탱크 만재 시 최대값, 비었을 때 최소값을 나타내었으며, 전부 선미관 베어링 반력의 경우 선미 피크 탱크 만재 시 최소값, 비어있을 때 최대값을 나타내어 그 경향이 반대로 나타남을 확인할 수 있었다.

- 중간축 베어링의 반력은 후부 선미관 베어링과 같은 경향을 나타냄을 확인하였다.

- 선체 변형에 따른 반력 변화는 메인 엔진 베어링 No. 8과 No. 7에서 가장 크게 나타났다. 메인 엔진 베어링 No. 8과 No. 6에서는 흡수 증가에 따라서 반력이 증가하는 경향을 보인 반면, 메인 엔진 베어링 No. 7은 감소하는 경향을 보였다. 반면 선미 피크 탱크 적재 상태에 따른 메인 엔진 베어링의 반력 변화는 거의 나타나지 않음을 확인하였다.

흡수 조건의 변화를 고려한 선체 변형 하에서도 축계 지지 베어링의 반력 변화량은 엔진제작사가 제시하는 허용치의 범위를 모두 만족하는 것을 확인하였다. 이는 선체 변형을 고려하지 않고 축계 정렬 해석을 수행해도 베어링 반력은 허용치 안에 있을 수 있다는 것을 의미한다. 하지만, 메인 엔진 베어링 No. 8은 흡수 조건에 따른 베어링 반력 변화가 매우 민감하므로 축계 정렬 해석 시 메인 엔진 베어링 No. 8의 반력을 0에 가깝게 설정하여야 선체 변형의 영향 하에서도 엔진 제작사가 제시하는 허용치 이내가 될 것으로 판단된다.

초대형 원유운반선의 경우 중소형 선박과 달리 선체가 길고 적재 상태에 따른 흡수의 변화도 큰 특징이 있으므로 선체 변형을 고려하여 축계 정렬 해석을 할 필요가 있다고 판단된다. 또한, 본 연구에서 도출한 선박의 선체 변형량과 선체 변형 경향을 향후 유사 선박이나 동일한 선박의 축계 정렬 해석 시 참고한다면 축계의 안정성 확보 및 선체 변형으로 인한 축계 손상을 방지하는데 많은 기여를 할 수 있을 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

- [1] M. Rudolph, “A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the U.S. navy,” *The Journal of the American Society of Naval Engineers(NEJ)*, Vol. 71, No. 1, pp. 153-164, 1959.
- [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] W. E. Lehr and E. L. Parker, “Considerations in the design of marine propulsion shaft systems,” *The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME)*, Vol. 69, pp. 555-601, 1961.
- [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] Rlof Kvamsdal, 1961. Shaft Alignment Part. 1. *European Shipbuilding*, p. 12.
- [9] Rlof Kvamsdal, 1969. Shaft Alignment Part. 2. *European Shipbuilding*, p. 20.
- [10] T. A. Wilkin and W. Strassheim, “Some theoretical and practical aspects of shaft alignment,” *IMAS Conference 73 of The Institute of Marine Engineers*, 1973.[Online]. Available: <http://trid.trb.org/view.aspx?id=11182>, Accessed March 22, 2016.

- [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] 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
- [14] 문덕홍, 전효중, 삼련모멘트 정리의 매트릭스 산법에 의한 선용추진 : 축계배치 계산에 관한 연구, *한국박용기관학회지*, 제5권, 제1호, 1981.
- [15] PANEL M-16(Modernization of propulsion shaft systems) of the ship' machinery committee, Result of a Survey on Shaft Alignment Procedures used by American shipyards, *The Society of Naval Architects and Marines Engineers*, 1978.
- [16] 한성용, 선박 추진축계 Jack-up 시험 수정계수의 대한 고찰, *대한조선학회 선박설계연구회 2001년 춘계연구발표회*, 2001.
- [17] MAN Dieset & Turbo(MDT), Bearing Load Measurement by Jacking Up, Rev. 8. Denmark: *MDT*, 2012.
- [18] Robert B. Grant, Shaft Alignment Methods with Strain Gages & Load Cells, 1990.
- [19] Albert W. forrest, Jr., and Richard F. Labasky, Shaft Alignment Using Strain Gauges, *Marine Technology*, Vol. 18, No. 3, pp. 246-284,1981.
- [20] Bruce Cowper, Al Dacosta, Stephen Bobyn, Shaft Alignment Using Strain Gauge : Case Studies, *Marine Technology*, Vol. 36, No. 2, pp. 77-94, 1999.
- [21] V. M. Kozousek and P. Davies, Analysis and survey procedures of propulsion systems : Shaft alignment. *LR*, 2000.

- [22] 신장용, 허주호, 2002. 선체 변형이 추진축계에 미치는 영향. *대한조선학회*, 추계학술대회 논문집, 2002, pp. 428~431.
- [23] 신장용, 허기선, 허주호, 2002. 추진축계에 대한 VLCC 선체 변형의 영향 평가. *대한조선학회*, 선박설계 연구회 논문 논문집, 2002, pp. 177~182.
- [24] 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.
- [25] Davor Sverko, 2005. Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment. *SMTC&E*, October, Houston.
- [26] 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).
- [27] 이용진, 김의간, 2005. 살물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석. *한국마린엔지니어링학회*, 후기학술대회 논문집, 2005, pp. 5~6.
- [28] 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.
- [29] DNVGL, 2016. Part 4 Systems and components, Chapter 2 Rotating machinery general 2.1.6 Aft most bearing lubrication criteria. *DNVGL*.
- [30] 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.

- [31] Lech Murawski, 2005. Shaft line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration. *Marine Structures*, 18, 62–84.
- [32] BV, 2015. Elastic shaft alignment(ESA), *Bureau Veritas*, April.
- [33] 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
- [34] 신상훈, 정주모, 최익홍, 2003. 선박추진축 선미 베어링 압력 분포 해석. *Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK*, Gyeongju, 30 Oct. 2003.
- [35] 강동춘, 박건우, 김경호, 2005. 초대형 컨테이너선의 축계 정렬 계산 사례 소개, *대한조선학회 특별 논문집*, 2005년 6월, pp. 138~143.
- [36] V. M. Kozousek and P. G. Davies, 1999-2000. Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment. *LR Technical Association*, Paper No. 5.
- [37] American Bureau of Shipping, 2015. Enhanced Shaft Alignment. *American Bureau of Shipping*, October.
- [38] 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.
- [39] Jochen Bergande, 2005. Alignment Of Direct-Coupled Large 2-Stroke Marine Propulsion Engines. *SNAME*.
- [40] 고창익, 2006. “선체 변형을 고려한 추진축계 정렬” 학위논문. *울산대학교*, pp.20-21,

- [41] 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.
- [42] R. T. Bradshaw, The Mechanics of Shaft Alignment, *Int. Shipbuild. Progr.*, Vol.42, No.430, pp. 136-165. 1994.
- [43] Lee, Yong Jin, A study on Hull Deflections Effecting the Ship's Propulsion Shafting Alignment, Department of Mechanical Engineering Graduate School of *Korea Maritime and Ocean University*, Korea, 2006(in Korean).
- [44] Lee, Jae Ung, A study on Stability of Propulsion Shafting for Medium Size Oil Chemical Tanker, Department of Marine System Engineering Graduate School of *Korea Maritime and Ocean University*, Korea, 2016(in Korean).
- [45] 김규창, 김준기, “VLCC의 최적 축계정렬해석 연구”, *대한조선학회 특별 논문집*, 2005.
- [46] 선진석, 이용진, 김의간, “선형 변형 근사곡선을 이용한 추진축계 정렬의 유연성 평가”, *한국마린엔지니어링학회지*, 제33권 제1호, pp. 28~36, 2009.
- [47] Sun, Jin Suk, A study on shaft alignment of propulsion shafting system depending on reaction supporting position and slope of aft stern tube bearing, Department of Mechanical Engineering Graduate School of *Korea Maritime and Ocean University*, Korea, 2017(in Korean).
- [48] Sumit Singhal, 2008. Sleeve Bearing Design for Slow Speed Applications in Cement Plant. *Siemens Energy & Automation*.
- [49] Khonsari M. M., Booser E R., 2006. Proper Film thickness key to Bearing Survival. *Machine Design*, December 14.
- [50] Hamrock, 2004. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. *McGraw-Hill*, Inc.

- [51] Khonsari, M. M. and Booser, E. R. 2004. *Applied Tribology Bearing Design and Lubrication*. John Wiley and sons.
- [52] Lu X, Khonsari M. M., 2005. On the Lift-off Speed in Journal Bearings. *Tribology Letters*, vol 20, pp 29-305.
- [53] Dufrane K. F, Kannel J. W., McCloskey\_T. H., 1983. Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Speeds. *Journal of Lubrication Technology*, vol 105, pp 303-317.
- [54] 길병래, 김정렬, 전효중, 조권희, 이돈출, 軸系裝置와 프로펠러, *대진출판사*, 2009.
- [55] “Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment”, *American Bureau of Shipping*, April 2004.
- [56] 김철우, “Strain Gauge를 이용한 선박 추진축계 베어링 반력의 측정 및 분석에 관한 연구”, *한국해양대학교 석사학위논문*, 2006.
- [57] J. Cameron Mckernan, Propulsion shafting installation and alignment procedures, The society of Naval Architects and Marine Engineers, Spring Meeting/STAR Symposium, *Portland*, 1986.
- [58] MAN Dieset & Turbo(MDT), Instruction for Alignment of Bedplate by means of Laser or Piano Wire Tool, Ident No.: 0742882-1 *MDT*, 2012.
- [59] Wärtsilä Amendment and Update of the Information Provided in Design Group 9709 “Engine Alignment”, Switzerland: *Wärtsilä*, 2007.
- [60] “Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment”, *American Bureau of shipping*, April 2004.
- [61] GUIDELINES ON SHAFTING ALIGNMENT, "Part A Taking into Account Variations in Bearing Offsets while in Service", *ClassNK*, June 2006.

## 감사의 글

본 논문이 완성될 때까지 학위의 모든 과정까지 지도해주신 한국해양대학교 기관시스템공학부의 모든 교수님께 감사드립니다. 모든 학위과정까지 무사히 마칠 수 있게 지도와 배려를 아끼지 않으신 김정렬 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

바쁘신 와중에도 소중한 시간을 내어주셔서 논문 심사를 해주신 전효중 총장님, 최재성 교수님, 김기인 박사님, 이재웅 교수님에게 감사의 말씀을 드립니다.

산업체에 근무하면서도 본 학위과정을 마칠 수 있도록 배려해 주신 한국해양대학교 대학원에도 깊이 감사드리며, 아울러 본 과정을 원활히 마칠 수 있도록 도움을 준 직장 선배인 박동아 부장님, 권용진 부장님께 깊은 감사를 드립니다.

모든 학위과정을 무사히 마칠 수 있게 멀리서 지도해주신 미국 선급협회 이용진 박사님에게 감사드립니다.

학위과정 동안 불평 하나 없이 사랑과 인내로 힘과 용기를 준 사랑하는 아내 김금미에게 감사의 말을 전합니다. 그동안 아빠로서 소홀함에도 항상 밝게 지내준 사랑하는 아들 서두현, 딸 서민교에게 좋은 선물이 되었으면 합니다.

마지막으로 지금까지도 자식들을 위해 고생하시고 열심히 격려해주시는 부모님에게 항상 건강하시기를 기원합니다.