



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박의 축계정렬 해석 시 선미부 강성이
선미관 후부 베어링 반력 지지점에 미치는 영향

The Effect of Stern Tube Stiffness on the Reaction Point of
After Stern Tube Bearing for Shaft Alignment Analysis of Vessel

지도교수 김의간



2016년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

이창훈

본 논문을 이창훈의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 조 종 래

위 원 도 덕 희

위 원 김 의 간



2016년 1월 12일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Figures	iii
List of Tables	v
Abstract	vii
제1장 서론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	2
1.3 논문의 내용 및 구성	3
제2장 축계정렬의 이론적 해석	4
2.1 기본식의 유도	4
2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식	4
2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 강성매트릭스	6
2.1.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 고정단 단면력	8
2.2 절점방정식의 해법	9
2.2.1 절점방정식의 해법	9
2.2.2 지점의 처리	9
2.3 반력영향계수의 계산	11
제3장 선미관 후부 베어링의 반력 지지점	15
3.1 기본이론	15
3.2 선체 베어링 지지점 해석	17
3.2.1 5만 6천톤급 벌크선 축계의 베어링 반력 해석	18
3.2.2 950 TEU 컨테이너선 축계의 베어링 반력 해석	23
3.2.3 30만톤급 유조선 축계의 베어링 반력 해석	28
3.2.4 4만 6천톤급 화학운반선 축계의 베어링 반력 해석	32

3.2.5 32만톤급 유조선 축계의 베어링 반력 해석	37
제4장 베어링 강성 변화에 따른 지지점 변화	43
4.1 강성이론	43
4.1.1 오일 필름 강성	43
4.1.2 베어링 강성	45
4.1.3 베어링 지지부 강성	46
4.2 강성 값 변화에 따른 지지점 변화	48
4.2.1 5만 6천톤급 벌크선 강성 변화	48
4.2.2 950 TEU 컨테이너선 강성 변화	50
4.2.3 30만톤급 유조선 강성 변화	52
4.2.4 4만 6천톤급 화학운반선 강성 변화	54
4.2.5 32만톤급 유조선 강성 변화	56
제5장 결 론	59
참 고 문 헌	61



List of Figures

Fig. 2.1 Non-uniform section beam	4
Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section	7
Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments	8
Fig. 2.4 Management processing of supporting points	10
Fig. 2.5 Nodal point displacement	12
Fig. 3.1 Bearing supporting at point X	16
Fig. 3.2 Equivalent share on bearing supporting point	16
Fig. 3.3 Shaft alignment system on 56,000 DWT bulk carrier	19
Fig. 3.4 Vertical bearing load on 56,000 DWT bulk carrier	20
Fig. 3.5 Reaction point on 56,000 DWT bulk carrier	21
Fig. 3.6 Shaft alignment system on 950 TEU container carrier	24
Fig. 3.7 Vertical bearing load on 950 TEU container carrier	25
Fig. 3.8 Reaction point on 950 TEU container carrier	26
Fig. 3.9 Shaft alignment system on 300,000 DWT oil tanker	29
Fig. 3.10 Vertical bearing load on 300,000 DWT oil tanker	30
Fig. 3.11 Reaction point on 300,000 DWT oil tanker	31
Fig. 3.12 Shaft alignment system on 46,000 DWT chemical tanker	33
Fig. 3.13 Vertical bearing load on 46,000 DWT chemical tanker	34
Fig. 3.14 Reaction point on 46,000 DWT chemical tanker	35
Fig. 3.15 Shaft alignment system on 320,000 DWT oil tanker	38
Fig. 3.16 Vertical bearing load on 320,000 DWT oil tanker	39
Fig. 3.17 Reaction point on 320,000 DWT oil tanker	40
Fig. 4.1 Sketch of oil film bearing	45
Fig. 4.2 Test data record during loading-unloading tests on GFJB	46
Fig. 4.3 After stern tube bearing structure	46

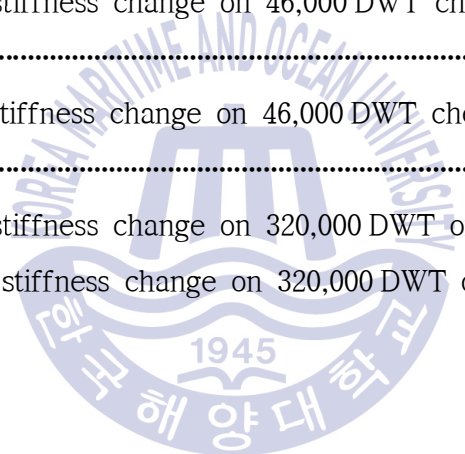
Fig. 4.4 Bearing supporter	47
Fig. 4.5 Reaction point for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier ...	49
Fig. 4.6 Reaction point for stiffness change on 950 TEU container carrier ..	51
Fig. 4.7 Reaction point for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker	53
Fig. 4.8 Reaction point for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker	55
Fig. 4.9 Reaction point for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker	57



List of Tables

Table 2.1 Bearing reaction influence number table	13
Table 3.1 Type of vessel on calculated bearing reaction force analysis	17
Table 3.2 Shaft specifications of 56,000 DWT bulk carrier	19
Table 3.3 External force condition on 56,000 DWT bulk carrier	20
Table 3.4 Bearing reaction point on 56,000 DWT bulk carrier	21
Table 3.5 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (1)	22
Table 3.6 Recalculation of modified reaction supporting point (1)	22
Table 3.7 Shaft specifications of 950 TEU container carrier	24
Table 3.8 External force condition on 950 TEU container carrier	25
Table 3.9 Bearing reaction point on 950 TEU container carrier	26
Table 3.10 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (2)	27
Table 3.11 Recalculation of modified reaction supporting point (2)	27
Table 3.12 Shaft specifications of 300,000 DWT oil tanker	29
Table 3.13 External force condition on 300,000 DWT oil tanker	30
Table 3.14 Bearing reaction point on 300,000 DWT oil tanker	30
Table 3.15 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (3)	31
Table 3.16 Recalculation of modified reaction supporting point (3)	31
Table 3.17 Shaft specifications of 46,000 DWT chemical tanker	33
Table 3.18 External force condition on 46,000 DWT chemical tanker	33
Table 3.19 Bearing reaction point on 46,000 DWT chemical tanker	34
Table 3.20 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (4)	35

Table 3.21	Recalculation of modified reaction supporting point (4)	36
Table 3.22	Shaft specifications of 320,000 DWT oil tanker	38
Table 3.23	External force condition on 320,000 DWT oil tanker	39
Table 3.24	Bearing reaction point on 320,000 DWT oil tanker	40
Table 3.25	Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (5)	41
Table 3.26	Recalculation of modified reaction supporting point (5)	41
Table 4.1	Reaction force for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier ..	49
Table 4.2	Reaction point for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier ..	49
Table 4.3	Reaction force for stiffness change on 950 TEU container carrier	50
Table 4.4	Reaction point for stiffness change on 950 TEU container carrier	51
Table 4.5	Reaction force for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker ...	53
Table 4.6	Reaction point for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker ...	53
Table 4.7	Reaction force for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker	54
Table 4.8	Reaction point for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker	55
Table 4.9	Reaction force for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker ...	57
Table 4.10	Reaction point for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker ..	57



The Effect of Stern Tube Stiffness on the Reaction Point of After Stern Tube Bearing for Shaft Alignment Analysis of Vessel

Lee, Chang Hoon

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

Abstract

Prior to shaft alignment, all the shaft were set in a line to keep flange coupling from misalignment and paralld to each other. However, several noticeable problems such as abnormal wear of bearing, no load on intermediate shaft bearing, excessive heat in the bearing, abnormal on reduction gear, and damage in the bearing has occurred. To solve these problems theories on optimal positioning of shaft bearings were developed and applied to general ships. From 1960s to 1970s companies like large shipyards and classification society started to show promising improvements on solving many of the problems. Recently, there are increasing reports on the after stern tube bearings for the engine of heavy 2-stroke ships being damaged due to incorrect wrong shaft alignment. Most shaft damages are caused due to insufficient analysis,

design change of the ship in the design process, lack of shaft alignment experiences, and undefined analytical standards. To prevent furthermore damages, the classification societies have issued separate regulations for shaft alignment.

Currently shaft alignment is done by simple technical study or hypothesis to find the position of the reaction point. However, reaction point is dependent on many factors such as external force, elasticity of the shaft, lubrication, and pressure distribution. Due to these factors, predicting the reaction point becomes very complicated.

In addition when calculating the reaction force on after stern tube bearing, the classification society's recommendation is to use 1/3 and 1/2 position of bearing diameter from end of bearing for static condition. However, this recommendation was established a long time ago, and due to current implementation of EEDI (Energy Efficient Design Index), ships are required to use heavier propellers. Thus, investigation for new calculation method is on demand. The objective of this paper is to check and calculate a suitable reaction point in the after stern tube bearing considering the stiffness of bearing supporter, oil film and bearing.

KEY WORDS : After Stern Tube Bearing 선미관 후부 베어링; Shaft Alignment 축 계정렬; Reaction point 반력 지지점;

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

축계정렬과 관련된 문제가 알려지기 전에는 축계를 모두 일직선상으로 정렬함으로써 모든 플랜지 커플링이 평행을 이루고 서로 간에 어긋나지 않도록 설치하였다. 하지만 축계정렬과 관련하여 손상이 발생하였는데 원인으로는 홀수의 변화에 의한 기관실 이중저 (double bottom) 및 메인 엔진 베드의 변형, 메인 엔진 자체의 열변형, 고출력화에 의한 추진축의 강성 증가 등의 영향을 생각할 수 있다. 결국 메인 엔진을 포함한 기관실 이중저는 선체 최적화에 의해 두께가 얇아져 변형하기 쉬운 경향이 있고 추진축계는 이것과는 반대 경향에 있기 때문에 선체 및 메인 엔진의 변형에 추진축이 추종할 수 없고, 여기에 더하여 베어링 간격이 좁을 경우 정렬 변화에 대한 감도가 대단히 높게 되어 반력의 분배가 고르지 못하게 되고 선미관 베어링의 이상마멸, 중간축 베어링의 무부하 상태, 베어링 허용치 초과 발열, 감속치차 치의 마멸, 베어링 파손 등의 문제가 발생하기도 한다.

이러한 문제를 해결하기 위해 축계를 지지하는 베어링에 작용하는 반력의 정확한 계산을 통한 축계정렬 작업을 수행하여 각 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중변화량 즉, 반력영향계수를 계산하여 각 베어링의 위치를 수직 및 전후 방향으로 조절함으로써 자유곡선 상태로 축계를 배치 할 수 있도록 하였다. 또한, 이러한 정렬이 되어야만 여러 가지 축계정렬에 영향을 미치는 변화에 대해 추종하고 안정하게 된다. 이에 관한 연구는 1950년대 후반부터 미국 해군함정 축계정렬 문제를 이론적으로 검토하게 되었고 각각의 베어링에 대한 최적 위치를 결정하는 축계정렬 이론이 정립되기 시작하여 점차 일반 선박으로 확대되었으며, 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 대형 조선소 및 선급협회 등에서 문제점을 해결 할 수 있는 성과를 얻을 수 있었다.^{[1]-[12]}

그러나 최근에도 축계정렬에서 축계의 손상과 관련되어 문제가 드물게 발생되고 있다. 원인으로서는 선박의 설계 과정에서의 설계 변경과 축계정렬 작업

을 수행하는 조선소의 실무경험 부족 그리고 제대로 정의되지 않은 해석적인 기준에서 대부분이 유래한다. 이를 방지하기 위하여 선급협회에서는 선급 규정 이외에 축계정렬에 대한 지침서를 제공하고 있다.^{[13],[14]}

종래의 축계정렬에 기인하는 손상은 선미관 후부 베어링의 끝부분에 과도한 부하가 발생하여 베어링이 마멸되는 경우가 대부분을 차지하고 있었으며 축계정렬은 선미관 후부 베어링에 있어 선미방향 끝부분 하중의 완화를 주는 목적으로 설계되어 왔다. 이렇듯 축계정렬의 가장 큰 목적 중 하나가 선미관 후부 베어링의 보호이다. 선미관 후부 베어링에 허용 가능한 하중이 작용하게 함으로써 이상 발열을 예방하는 것이 축계정렬의 기본이다.

1.2 연구 목적

상당수 사용되어 지고 있는 일점지지 베어링 시스템의 기본 바탕은 베어링을 한 개의 유한강성으로 적용하는 것이다. 이러한 일점지지 해석은 프로펠러의 추력 모멘트의 영향이 선미관 전부 베어링에 그대로 전달되어 축계가 민감해진다. 또한 유효지지점의 위치에 따라 베어링의 반력에 많은 영향을 주고 있으나 지금까지도 많은 조선소와 선급에서 사용하는 방법이다.^[15]

축계정렬 해석 시 일반적으로 지지점의 위치는 선미관 후부 베어링을 제외하고는 베어링 길이의 1/2 지점, 선미관 후부 베어링의 경우 정적상태 (static condition)인 경우 베어링을 선미 방향에서 축 직경의 1/3 지점과 1/2 지점을 기준으로 계산 시 적용하고 있다.

하지만 이와 관련하여 새로운 검토가 요구되고 있다. 그 이유로는 첫 번째, 해당 지지점의 위치 사용은 오래전부터 사용되어 왔으며 두 번째, EEDI (Energy Efficient Design Index) 적용 영향으로 프로펠러가 대형화되어 선미관 후부 베어링에 보다 과도한 하중이 발생한다면 지지점에 크게 영향을 주게 될 것이라는 점이다.

본 연구에서는 선미관 후부 베어링의 반력 지지점 위치를 정적상태에서 경험적으로 사용하고 있는 베어링 직경의 1/2~1/3 지점에 대한 검증을 하고자 한다. 이후 베어링 부, 오일필름, 베어링 지지부의 강성 값 변화에 따라 반력 지지점이 어떠한 형태를 보이는지 연구가 필요하다고 판단되어 이와 같이 진행

하게 되었다.

1.3 논문의 내용 및 구성

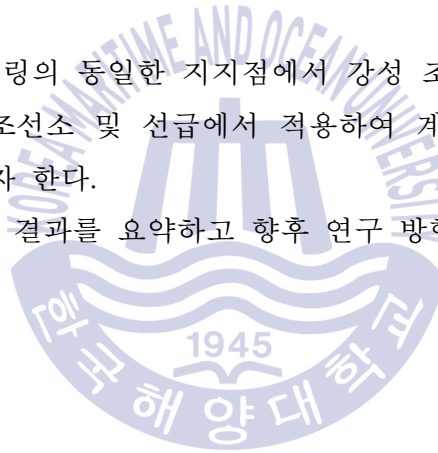
본 논문은 총 5장으로 1장은 연구의 배경, 연구의 목적, 논문의 내용 및 구성으로 되어 있다.

2장에서는 축계정렬의 이론적 해석 방법에 대해서 설명한다. 이러한 해석에는 여러 가지 방법이 있으나 일반적으로 재료역학에서 부정정보 문제를 다루는데 많이 이용되는 3연모멘트정리에 의한 방법, 복잡한 구조물해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법에 의한 방법 및 보의 응력이나 진동해석에 이용되는 전달매트릭스법에 의하는 방법 등이 널리 이용되고 있다. 이 장에서는 매트릭스 구조해석법에 대해서 설명한다.

3장에서는 반력 지지점 검토를 위해 범용 해석프로그램인 EnDyn^[16]을 이용하여 축계정렬 해석을 하고, 선미관 후부 베어링의 지지점 위치의 타당성을 검증하고자 한다.

4장에서는 선미관 후부 베어링의 동일한 지지점에서 강성 조건에 따라 어떠한 영향이 있는지 확인하고 조선소 및 선급에서 적용하여 계산 시 고려해야 하는 부분이 있는지 확인하고자 한다.

5장에서는 본 연구에서 얻은 결과를 요약하고 향후 연구 방향을 제시한다.



제 2 장 축계정렬의 이론적 해석

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법을 축계정렬 해석에 사용하였으며 이에 관하여 설명하고자 한다.

2.1 기본식의 유도

2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스 (stiffness matrix)이다.

Fig. 2.1(a)와 같은 부등 단면보를 등단면보로 간주 할 수 있을 정도까지 미세한 구간으로 세분화하고 각 구간마다 강성매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하면 절점 방정식은 식(2.1)과 같이 나타낼 수 있다.

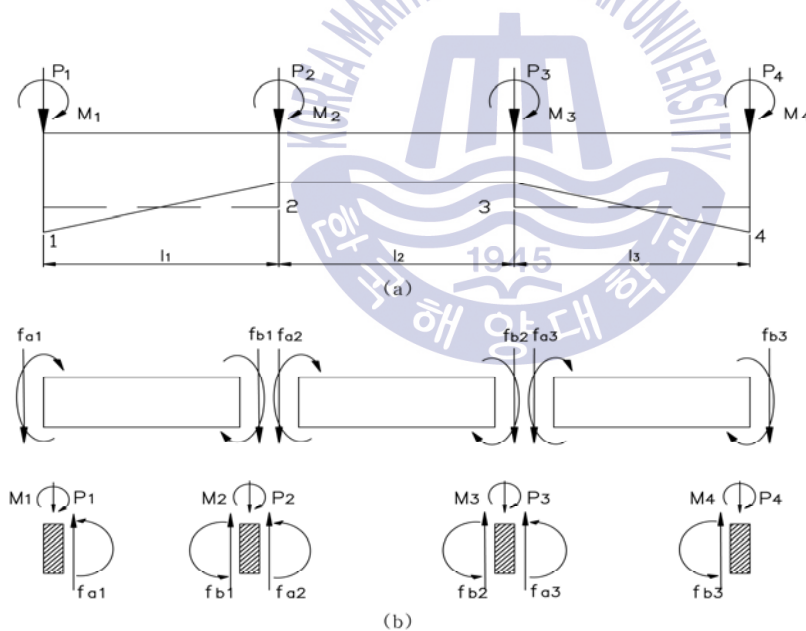


Fig. 2.1 Non-uniform section beam

$$\begin{aligned}
f_{a1} &= k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} + f_{fa1} \\
f_{b1} &= k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + f_{fb1} \\
f_{a2} &= k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} + f_{fa2} \\
f_{b2} &= k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + f_{fb2} \\
f_{a3} &= k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} + f_{fa3} \\
f_{b3} &= k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} + f_{fb3}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

여기서, $f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{b3}$ 은 각 절점에 작용하는 외력, k_{aa1} 은 a점에 단위 변위를 일으키기 위하여 a1점에 가하여야 할 힘, U_{b1} 은 a_1 점의 변위, k_{ab1} 은 a점에 단위 변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야 할 힘, U_{b1} 은 b_1 점의 변위이다.

f_{fa1} 은 a_1 단의 고정단 단면력(양단 a, b를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b단에 생기는 단면력)이다. 여타의 식에서도 동일하게 정의된다. Fig. 2.1(b)를 참조하면 식(2.2)와 같이 된다.

$$f_{a1} = P_1, f_{b1} + f_{a2} = P_2, f_{b2} + f_{a3} = P_3, f_{b3} = P_4 \tag{2.2}$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식(2.3)과 같이 된다.

$$U_{a1} = U_{p1}, U_{b1} = U_{a2} = U_{p2}, U_{b2} = U_{a3} = U_{p3}, U_{b3} = U_{p4} \tag{2.3}$$

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(2.1)을 식(2.2)에 대입하면 아래와 같다.

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

위의 식 U_a, U_b, \dots 을 식(2.3)을 이용하여 $U_{p1} \sim U_{p4}$ 로 치환하면 다음 식(2.4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fa3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

식(2.4)가 Fig. 2.1(a)의 보의 절점방정식이다. 우변의 최초 벡터는 절점에 작용하는 외력이고 제2의 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수 행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식 (2.4)를 $U_{P1} \sim U_{P4}$ 에 대하여 풀면 각 절점의 변위를 얻을 수 있다. 또한, 이 결과를 식(2.3)을 이용하여 변형한 식(2.1)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력 $f_{fb1} \sim f_{fb3}$ 등을 구할 수 있다.

2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 강성매트릭스

Fig. 2.2와 같이 부재 AB에 대하여 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다.

보의 길이를 l , 종탄성계수를 E , 단면 2차 모멘트를 I 라 하면 강성매트릭스는 식(2.5)와 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

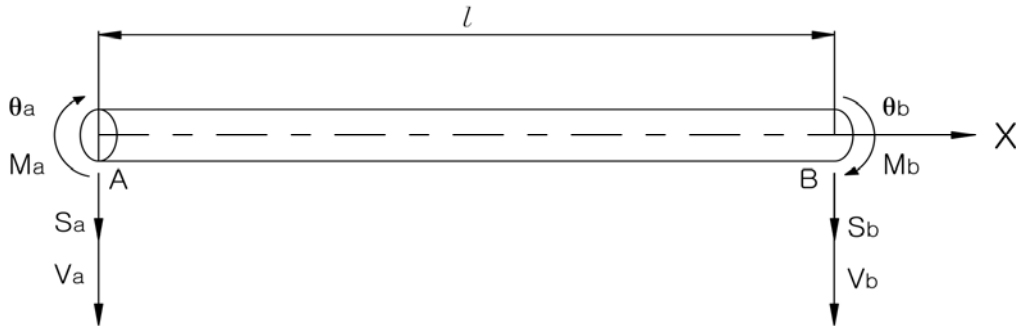


Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section

따라서 횡하중 (S_a, S_b)과 모멘트하중 (M_a, M_b)을 받는 보의 기본식은

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

여기서 $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$ 는 각 절점에서의 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중을 나타낸다.

식(2.6)을 간략하게 표시하면 식(2.7)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

연속보를 임의의 n개의 부재로 분할하였을 때 각 부재에 대하여 식(2.5)를 구하고 이들을 합성하여 전체 보에 대한 종합 강성 매트릭스를 구한다. 종합

강성매트릭스는 식(2.4)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 합성하여 구한다. 이때 첫 번째 부재의 U_b 는 두 번째 부재의 U_a 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{bb} 와 두 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{aa} 을 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 종합하면 전체구조물에 대한 종합강성매트릭스를 구할 수 있다.

2.1.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 고정단 단면력

식(2.6)을 풀면 S_{fa} , M_{fa} , S_{fb} , M_{fb} 는 다음 식(2.8)~식(2.11)과 같이 각 절점에서 외력에 의한 횡하중과 모멘트하중이 계산되며 각 기호는 Fig. 2.3에 의한다.

$$S_{fa} = - \int_0^l \frac{(l-x)^2(l+2x)}{l^3} p(x) dx + \int_0^l \frac{6(l-x)x}{l^3} N(x) dx \quad (2.8)$$

$$M_{fa} = -l \int_0^l \frac{(l-x)^2 x}{l^3} p(x) dx - \int_0^l \frac{(l-x)(l-3x)}{l^2} N(x) dx \quad (2.9)$$

$$S_{fb} = - \int_0^l \frac{x^2(3l-2x)}{l^3} p(x) dx - \int_0^l \frac{6x(l-x)}{l^3} N(x) dx \quad (2.10)$$

$$M_{fb} = -l \int_0^l \frac{x^2(l-x)}{l^3} p(x) dx + \int_0^l \frac{x(2l-3x)}{l^3} N(x) dx \quad (2.11)$$

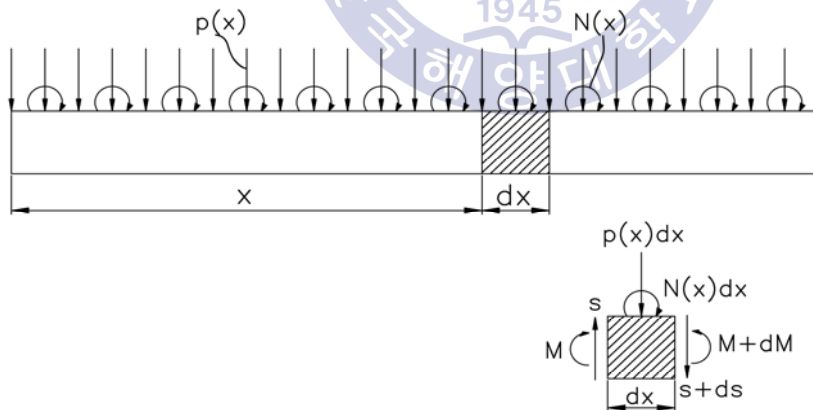


Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments

2.2 절점방정식의 해법

2.2.1 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트하중을 받는 부등단면보를 n 개의 부재로 분할하여 앞의 방법으로 구한 절점 방정식의 차수는 $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 수 십차로 계산이 복잡하게 된다. 식(2.4)를 간단하게 표현하면 식(2.12)와 같다.

$$KU = P - f \quad (2.12)$$

여기에서 단면력 f 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식(2.13)과 같이 된다.

$$P = KU + f \quad (2.13)$$

여기에서, 강성매트릭스 K 의 역은 유연 매트릭스 (flexibility matrix)가 되는데 이를 식(2.12)의 좌측에 곱하면 식(2.14)가 된다.

$$U = K^{-1}(P - f) \quad (2.14)$$

식(2.14)로부터 각 절점의 변위 (상하변위와 각변위)가 구하여진다.

각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 P 항 중에 포함되며, 따라서 식(2.14)의 결과를 식(2.13)에 대입하면 P 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

2.2.2 지점의 처리

Fig. 2.4와 같이 절점 ①에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 영이고 지점반

력 $-R_1$ (아래 방향의 힘을 +로 취하고 있으므로 반력은 -이다)이 생긴다. 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 P 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초기에 있어 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기든가 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다.

행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제1행의 요소를 0으로 놓으면 된다 (Fig. 2.4(b) 참조). 또한 변위를 0으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제1열을 0으로 한다.

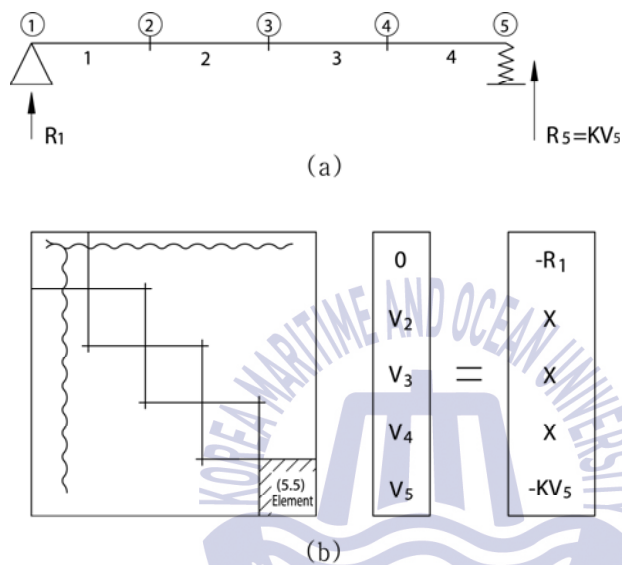


Fig. 2.4 Management processing of supporting points

이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 0으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 0으로 된 강성매트릭스는 역매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램을 작성 할 경우 이 조작은 상당히 번잡하므로 행과 열을 0으로 한 다음 대각요소만을 1로 놓아 역매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점⑤와 같이 탄성 지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반

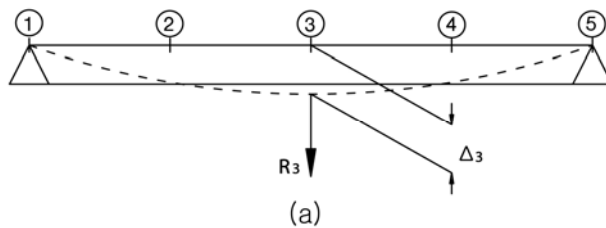
력 $R_5 = KV_5$ (K 는 스프링정수)가 생긴다. 이것도 하중항 P 에 포함시켜야 하는데 V_5 을 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성 매트릭스의 (5.5)요소에 K 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

2.3 반력 영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태치는 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지하중변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.

Fig. 2.5(a)에 보이는 바와 같이 절점 ③이 Δ_3 만큼 변위를 가질 경우를 말하며, 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 ③에 외력 R_3 을 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(2.13)은 Fig. 2.5(b)와 같이 된다. Δ_3 은 기지량, R_3 은 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량을 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.5(c)와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면 식(2.12)의 강성매트릭스의 제3열에 $-\Delta_3$ 을 곱하여 우변의 하중항을 만들어서 절점 ③에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성 매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 0으로 하면 V_3 의 값 (이것은 Δ_3 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.5(c)와 같이 강성 매트릭스의 (3.3)요소를 1, 하중항 벡터의 제3요소를 Δ_3 으로 하여 풀거나 강성 매트릭스의 (3.3)요소를 0으로 한 채 풀 다음 V_3 을 Δ_3 으로 변경하도록 한다.



$$\begin{bmatrix}
 \bullet & \bullet & k_{13} & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & k_{23} & \bullet & \bullet \\
 k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{33} & k_{33} \\
 \bullet & \bullet & k_{43} & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & k_{53} & \bullet & \bullet
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 V_1 \\
 V_2 \\
 \Delta_3 \\
 V_4 \\
 V_5
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 0 \\
 R_3 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

(b)

$$\begin{bmatrix}
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 V_1 \\
 V_2 \\
 V_3 \\
 V_4 \\
 V_5
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -k_{13}\Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3 \\
 \Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3
 \end{bmatrix}$$

(c)

Fig. 2.5 Nodal point displacement

이와 같은 방법으로 각 베어링의 위치를 수직방향으로 1.0 mm 이동 했을 경우 인접한 다른 베어링에 미치는 영향으로 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수이다.^[17]

다시 말해 한 베어링의 높이를 낮추면 인접베어링의 하중은 증가하고 이러한 상태는 변화가 미소하게 될 때까지 계속 이어진다. 이것은 계의 모든 베어링은 단위 높이만큼 낮추고 높일 때 그에 따른 하중영향계수가 있음을 뜻한다. 따라서 계 전체의 하중반력 영향계수의 표를 Table 2.1과 같이 만들 수 있다.

Table 2.1에서 α_{21} 란 No.2 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 경우의 No.1 베어링에서의 베어링하중 변화, 즉 하중영향계수를 나타낸다.

따라서 큰 영향계수는 그 축계가 얼라인먼트 불량에 민감함을 나타낸다. 일단 최초의 하중상태를 알고 이 반력영향계수가 계산되면 얼라인먼트 불량시의 하중은 용이하게 계산 할 수 있다.

Table 2.1 Bearing reaction influence number table

Displacement of bearing	No.1 Bearing	No.2 Bearing Bearing	No.n Bearing
No. 1 Bearing	α_{11}	α_{12}	α_{1n}
No. 2 Bearing	α_{21}	α_{22}	α_{2n}
..... Bearing
No. n Bearing	α_{n1}	α_{n2}	α_{nn}

일반적으로 축계 얼라인먼트에서는 식(2.15)로 얻는 값이 소정의 값이 되도록 지지점 높이나 길이 방향 위치를 조정한다.

반력과 영향계수의 관계를 매트릭스의 개념으로 표시하면

$$[R] = [RIN][\delta] + [R'] \quad (2.15)$$

위 식에서

R : 얼라인먼트를 실시한 후의 베어링 하중

RIN : 축계 각 지지점의 반력 영향 계수

δ : 베어링에 발생한 높이의 변화량

R' : 최초의 베어링 하중, 통상 직선배치의 값을 취한다.

선미축 선미관 베어링의 편접축 경감을 위하여 중간 베어링, 대치차 베어링을 수평축계 중심보다 낮게 배치하는데 현실에 맞는 최적 배치상태를 결정하는 방법으로서 선형계획법을 이용할 수 있다.^{[18]-[19]} 구체적으로는 다음의 다섯 가지 제한 조건하에서 축계의 대표지점의 반력을 최소화하고 치차지지베어링의 하중이 같게 되는 여타의 지점 높이를 구하는 것이다.

- ① 각 베어링의 반력이 허용치 이내에 있을 것
- ② 축의 굽힘모멘트가 허용치 이내에 있을 것

- ③ 임의의 2개 베어링 반력차가 지정치 이내에 있을 것
- ④ 임의의 베어링의 설치 높이가 지정치일 것
- ⑤ 임의의 2개 베어링 설치 높이의 차가 지정치일 것

이와 같이 하여 구하여진 베어링의 설치높이를 최적 설치높이라 하고 이를 위한 여러 가지 자료의 계산방법을 최적 얼라인먼트 계산법이라 부른다.



제 3 장 선미관 후부 베어링의 반력 지지점

선미관 후부 베어링의 반력 지지점은 프로펠러의 하중과 프로펠러의 축의 강성에 따라 좌우된다. 이 두 가지 변수는 선종 및 선박의 크기에 따라 차이가 있다. 따라서 다양한 선종에서의 선미관 후부 베어링의 반력 지지점의 경향을 분석이 필요하며, 이를 위해 총 다섯 가지 선박을 선정하여 검토하였다. 선미관 후부 베어링의 반력 지지점 검토를 위하여 수행한 축계정렬 해석은 범용 해석프로그램 EnDyn을 이용하였다.

3.1 기본이론

반력 지지점 산출하기 위하여 축의 영향을 없다는 가정으로 보의 평형 방정식을 이용하였다. 일반적으로 보의 평형방정식에서 알 수 있듯이 모멘트가 영에 가까워지는 지점이 반력 위치가 되기 때문이다. 이와 같은 방법으로 Fig. 3.1와 같이 반력 지지점 해석 정확도를 위하여 지점의 수, n 이 늘어날수록 정확해지지만 반대로 해석의 시간적인 소모가 큼에 따라 해석의 정확도에 영향이 작으면서 해석의 시간적인 효율성을 고려할 수 있도록 Fig. 3.2과 같이 10개로 균등하게 나누어 검토하였다. 지지점을 산출하기 위해 사용된 식은 식 (3.1)과 같다.

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

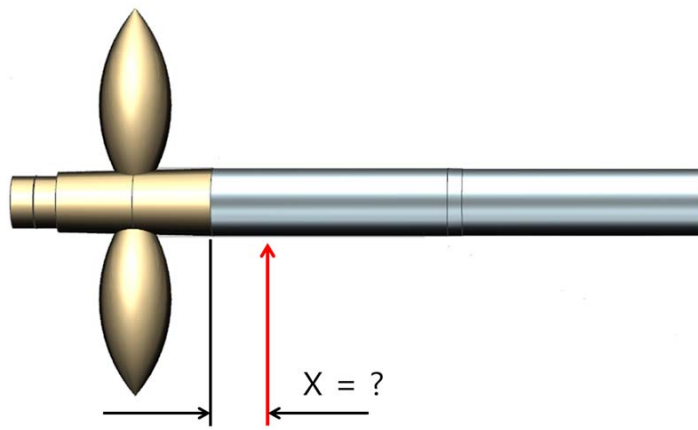


Fig. 3.1 Bearing supporting at point X

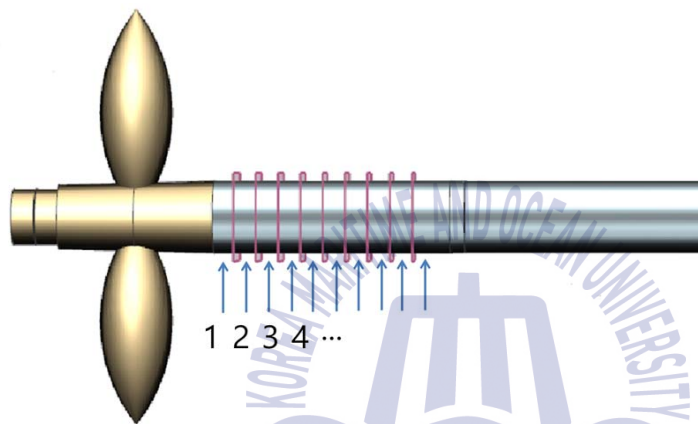


Fig. 3.2 Equivalent share on bearing supporting point

3.2 선체 베어링 지지점 해석

기 설계되었던 축계정렬 데이터를 기반으로 반력 값을 계산 값과 비교하여 보고 이후 식(3.1)의 방법으로 접근 하고자 하였으며, 베어링 지지점 위치의 검증 을 위하여 선정 한 해석 대상 선종은 Table 3.1과 같다. 5개의 선체를 대상으로 계산을 수행한 이유는 추진 축계의 특성인 engine, shaft 및 bearing의 직경 및 길이, propeller, tuning wheel, chain force 및 moving mass의 하중, bearing 의 개수 등에서 각기 다른 조건을 가지고 있으며 이러한 조건에 따라 선미관 후부 베어링 지지점의 위치가 달라 질 수 있다는 점을 염두에 두었다. 이러한 이유로 벌크선, 컨테이너선, 유조선, 화학운반선과 같이 다양한 선종에 대해 접근하고자 하였다.

Table 3.1 Type of vessel on calculated bearing reaction force analysis

Vessel type	
1	56,000 DWT bulk carrier
2	950 TEU container carrier
3	300,000 DWT oil tanker
4	46,000 DWT chemical tanker
5	320,000 DWT oil tanker

3.2.1 5만 6천톤급 벌크선 축계의 베어링 반력 해석

첫 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.2와 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S50MC 엔진이며 127 rpm에서 9,876 kW이다. 프로펠러의 직경은 6.05 m이며, 축계 전체의 길이는 17.179 m인 벌크선이다.

Fig. 3.3은 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지된다. 또한 본 논문에서 메인 엔진 베어링의 순서는 크랭크축에서 선미부 방향에 있는 베어링을 1번으로 하여 선수부 방향으로 차례대로 순서를 정하였으며 메인 엔진 베어링 6개를 적용하였다.

Table 3.3에서는 축계정렬 해석 시에 입력되는 외력의 값을 나타내고 있다. 선미관 후부 베어링의 경우 외력 조건 중 프로펠러의 영향을 가장 많이 받으며 해당 선박에서는 152.81 kN의 프로펠러 하중 값을 갖는 것을 확인 할 수 있다.

선미관 후부 베어링을 10등분 하였을 때 각 위치는 Fig. 3.2와 같이 선미부 끝단을 시작으로 선수부 방향으로 순서를 지정하였다. 지지점 간 거리는 100 mm 였으며, 해당 위치에서의 반력 값은 Table 3.4와 같다. 베어링 반력이 발생하는 부분은 1~5번 위치로 뒤 쪽에 하중이 발생한다. 그 결과 1,000 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링에서 기 설계치는 240 mm (베어링 직경의 1/2)를 사용하였으나 해석 결과 157.4 mm로 240 mm보다 후부로 82.6 mm 이동해야 하며, 베어링 유효 길이로 보았을 때 약 8% 편차가 있음을 확인하였다. 또한 본선의 경우는 일반적으로 사용하는 지지점을 적용한다면 베어링 직경의 1/2보다 1/3이 정확도가 높음을 확인 할 수 있었다.

선박의 기 설계치 값과 수정된 값의 비교를 위해 각각의 베어링 옵션을 Table 3.5와 같이 적용하여 계산을 수행하였다. 이때 옵션은 반력 영향계수의 값을 이용, 최적화된 값을 조선소에서 적용한 것으로 동일한 조건을 맞추기 위해 같은 값을 사용하여 계산하였다. 선미관 후부 베어링에 발생하는 기 설계치와 정정 해석 시 반력 값은 각 233.1 kN, 232.1 kN을 가졌으며 이 둘의 편차는 0.4%로 차이가 거의 없음을 확인 할 수 있다. 또한 Aft. S/T, Fwd. S/T,

Int. Brg 의 총합은 강성 조건이 변경되어도 차이가 크지 않은데 해당 계산상에서도 그 차이가 2.3 kN 차이가 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Table 3.6에서는 Table 3.4에서 얻어진 지지점 위치를 적용하여 계산한 반력 값이다. 정정 해석 값과 반력 지지점을 고려하여 재계산 된 값을 비교하였더니 선미관 후부 베어링의 경우 1.9 kN 차이가 발생하였으며, 0.8 %의 편차를 갖는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.5에서는 지지점의 위치를 나타내는 그림으로써 기 설계치 값인 베어링 직경의 1/2, 일반적으로 사용되는 값인 베어링 직경의 1/3, 해석을 통해 얻어진 반력 지지점 위치 x의 위치를 나타내었다.

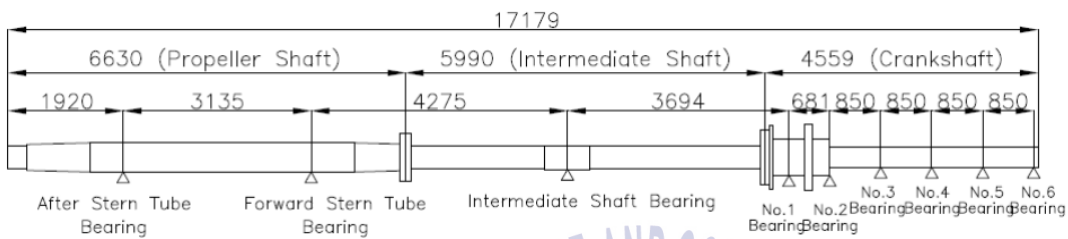


Fig. 3.3 Shaft alignment system on 56,000 DWT bulk carrier

Table 3.2 Shaft specifications of 56,000 DWT bulk carrier

Vessel type	56,000 DWT bulk carrier
Main engine	B&W 6S50MC, MCR 9,876 kW at 127 rpm
Crankshaft Dia. (OD/ID)	600 [mm] / 85 [mm]
Intermediate shaft Dia.	400 [mm]
Propeller shaft Dia.	480 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 6,050 [mm]

Table 3.3 External force condition on 56,000 DWT bulk carrier

Name	Distance [m]	External force [kN]
Cap&Nut	0.155	3.95
Propeller	0.829	152.81
Turning wheel	12.737	44.53
Chain force	13.384	-79.18
Moving mass	14.204	91.50
Moving mass	15.054	91.50
Moving mass	15.904	91.50
Moving mass	16.754	91.50

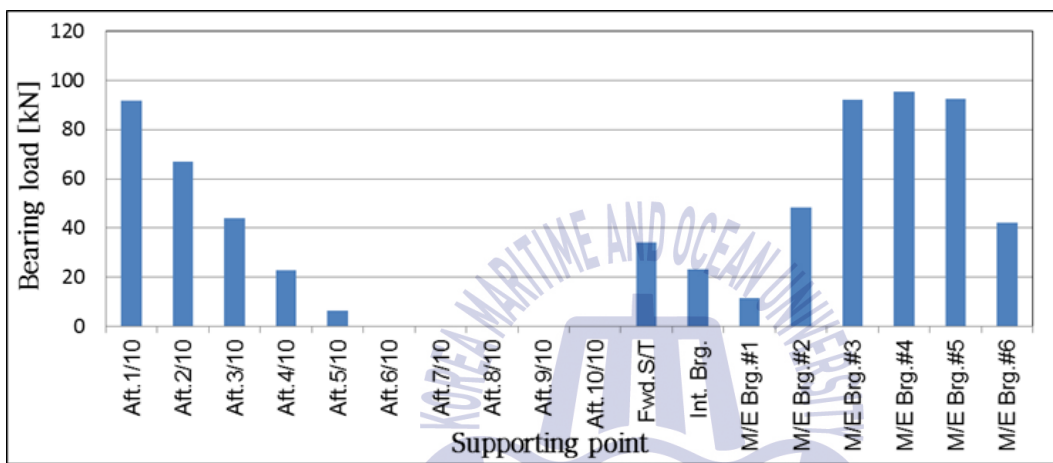


Fig. 3.4 Vertical bearing load on 56,000 DWT bulk carrier [kN]

Table 3.4 Bearing reaction point on 56,000 DWT bulk carrier

	Xn (m)	Fn (kN)	Xn*Fn	(Xn*Fn) / F total
1/10	0.050	91.8	4590	19.776
2/10	0.150	67.0	10050	43.300
3/10	0.250	44.0	11000	47.393
4/10	0.350	22.9	8015	34.533
5/10	0.450	6.4	2880	12.408
6/10	0.550	0	0	0
7/10	0.650	0	0	0
8/10	0.750	0	0	0
9/10	0.850	0	0	0
10/10	0.950	0	0	0
	Fn total	232.1	Supporting point	157.4

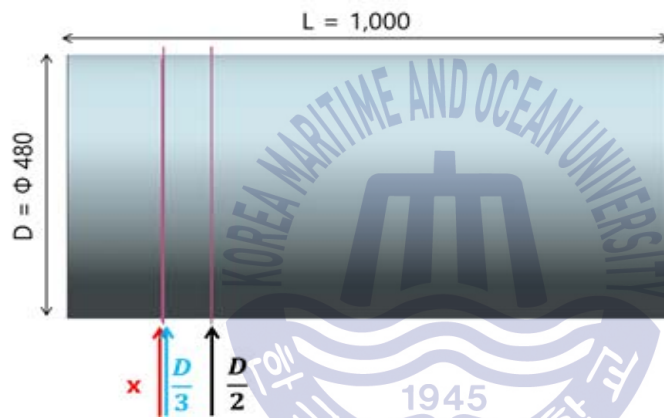


Fig. 3.5 Reaction point on 56,000 DWT bulk carrier

Table 3.5 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (1)

Bearing	Design offset [mm]	Designed reaction force [kN]	Modified reaction force [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	0.000	233.1	232.1	0.4
Fwd. S/T	0.000	30.6	34.2	10.0
Int. Brg.	-1.880	28.0	23.1	17.5
M/E Brg. #1	-2.770	2.1	11.3	81.4
M/E Brg. #2	-2.770	55.8	48.3	13.4
M/E Brg. #3	-2.770	93.5	92.2	1.4
M/E Brg. #4	-2.770	87.3	95.3	8.4
M/E Brg. #5	-2.770	108.5	92.6	14.7
M/E Brg. #6	-2.770	31.7	42.2	24.9
Total		670.6	671.3	0.1

Table 3.6 Recalculation of modified reaction supporting point (1)

Bearing	Modified reaction force [kN]	Reaction force of considerate supporting point [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	232.1	230.2	0.8
Fwd. S/T	34.2	36.2	5.5
Int. Brg.	23.1	23.0	0.4
M/E Brg. #1	11.3	11.3	0
M/E Brg. #2	48.3	48.3	0
M/E Brg. #3	92.2	92.2	0
M/E Brg. #4	95.3	95.3	0
M/E Brg. #5	92.6	92.6	0
M/E Brg. #6	42.2	42.2	0
Total	671.3	671.3	0

3.2.2 950 TEU 컨테이너선 축계의 베어링 반력 해석

두 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.7과 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S50MC엔진이며 129 rpm에서 7,990 kW이다. 프로펠러 직경은 5.4 m이며, 축계 전체의 길이는 17,742 m인 컨테이너선이다.

Fig. 3.6은 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 크랭크축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지된다. 본 논문에서는 메인 엔진 베어링의 순서는 크랭크축에서 선미부 방향에 있는 베어링을 1번으로 하여 선수부 방향으로 차례대로 순서를 정하였으며 메인 엔진 베어링 6개를 적용하였다.

Table 3.8에서는 축계정렬 해석 시에 입력되는 각 외력의 값을 나타내고 있다. 선미관 후부 베어링의 경우 외력 조건 중 프로펠러의 영향을 가장 많이 받으며 해당 선박에서는 123.12 kN의 프로펠러 하중을 받는 것을 확인 할 수 있다.

선미관 후부 베어링을 10등분 하였을 때 각 위치는 Fig 3.7과 같이 선미부 끝단을 시작으로 선수부 방향으로 순서를 지정하였으며 반력 분포를 확인 할 수 있다. 그 결과 980 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링에서 10개의 균등분 배를 하였을 때 지지점 간 거리는 98 mm이었으며, 해당 위치에서의 반력 값은 Table 3.9와 같다. 이때 베어링 반력이 발생하는 부분은 1~5번 위치로 뒤 쪽에 하중이 발생한다. 그 결과 980 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링에서 기 설계치는 240 mm (베어링 직경의 1/2)을 사용하였으나 해석 결과 154.4 mm로 240 mm보다 후부로 85.6 mm 이동해야 하며, 베어링의 유효 길이로 보았을 때 약 9% 편차가 있음을 확인하였다. 또한 본선의 경우는 일반적으로 사용하는 지지점을 적용한다면 베어링 직경의 1/2 보다 1/3가 정확도가 높음을 확인 할 수 있었다. 반력 지지점 위치 x 는 Fig. 3.8과 같이 확인 가능하다.

선박의 기 설계치 값과 수정된 값의 비교를 위해 각각의 베어링 옵션을 Table 3.10과 같이 적용하여 계산을 수행하였다. 선미관 후부 베어링에 발생하는 기 설계치와 정정 해석 시 반력 값은 각 168.6 kN, 191 kN을 가졌으며 이들의 편차는 11.7%로 큰 차이를 가졌다. 또한 반력 총합의 값이 2.8% 발생하

였는데 첫 번째 계산 데이터와 큰 차이를 보인다. Table 3.10의 값을 토대로라면 기 설계 값과 정정 해석 값의 편차가 커 해당 데이터의 신뢰성을 갖기는 힘들다. 하지만 본 선박의 반력 분포를 계산하고 지지점을 알아내는 부분에 대해서는 문제가 없다고 생각하고 해석을 진행하였다.

Table 3.11에서는 Table 3.9에서 얻어진 지지점 위치를 적용하여 계산한 반력 값이다. 정정 해석 값과 반력 지지점을 고려하여 재계산 된 값을 비교하였더니 선미관 후부 베어링의 경우 1 kN 차이가 발생하였으며, 0.5 %의 편차를 갖는 것을 알 수 있었다.

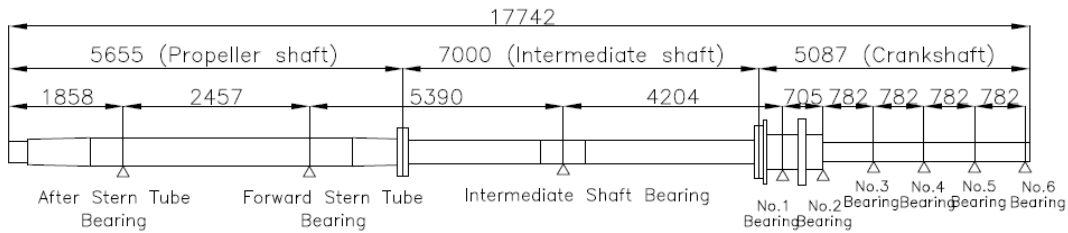


Fig. 3.6 Shaft alignment system on 950 TEU container carrier

Table 3.7 Shaft specifications of 950 TEU container carrier

Vessel type	950 TEU container carrier
Main engine	B&W 6S46MC, MCR 7,990 kW at 129 rpm
Crankshaft Dia. (OD/ID)	560 [mm] / 85 [mm]
Intermediate shaft Dia.	400 [mm]
Propeller shaft Dia.	460 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 5,400 [mm]

Table 3.8 External force condition on 950 TEU container carrier

Name	Distance [m]	External force [kN]
Cap&Nut	0.155	5.43
Propeller	0.825	123.12
Turning wheel	13,620	25.86
Chain force	14,263	-62.29
Moving mass	15,019	77.19
Moving mass	15,801	77.19
Moving mass	16,583	77.19
Moving mass	17,365	77.19

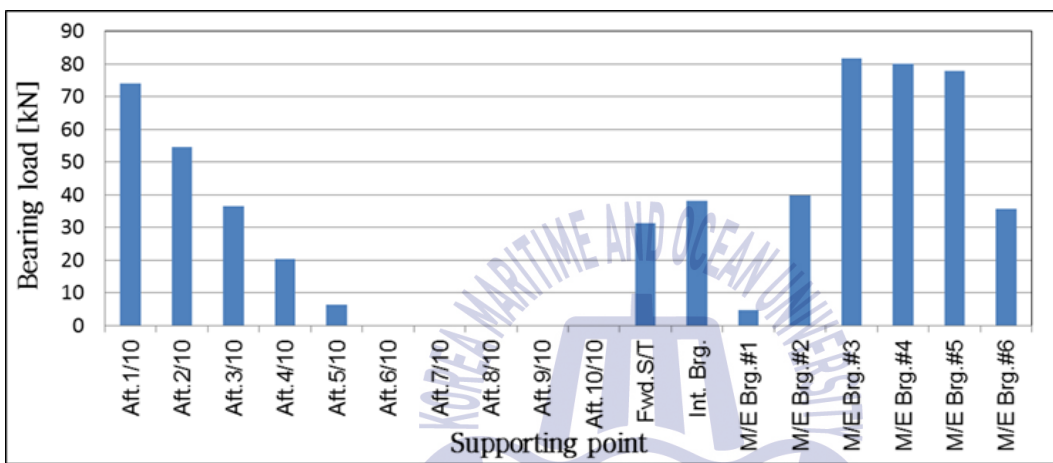


Fig. 3.7 Vertical bearing load on 950 TEU container carrier [kN]

Table 3.9 Bearing reaction point on 950 TEU container carrier

	Xn (m)	Fn (kN)	Xn*Fn	(Xn*Fn) / F total
1/10	0.049	74.1	3630	19.010
2/10	0.147	54.5	8011	41.945
3/10	0.245	36.6	8967	46.948
4/10	0.343	20.4	6997	36.635
5/10	0.441	6.4	2822	14.777
6/10	0.539	0	0	0
7/10	0.637	0	0	0
8/10	0.735	0	0	0
9/10	0.833	0	0	0
10/10	0.931	-1	-931	-4.874
	Fn total	191.0	Supporting point	154.4

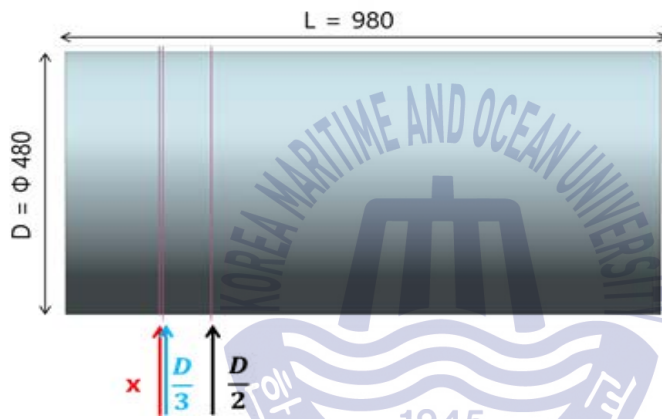


Fig. 3.8 Reaction point on 950 TEU container carrier

Table 3.10 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (2)

Bearing	Design offset [mm]	Designed reaction force [kN]	Modified reaction force [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	0.000	168.6	191.0	11.7
Fwd. S/T	0.000	35.7	31.4	12.0
Int. Brg.	-2.000	40.9	38.3	6.4
M/E Brg. #1	-2.830	1.2	4.8	75.0
M/E Brg. #2	-2.830	46.8	39.8	15.0
M/E Brg. #3	-2.830	79.1	81.6	3.0
M/E Brg. #4	-2.830	73.7	80.0	7.9
M/E Brg. #5	-2.830	91.7	77.9	15.0
M/E Brg. #6	-2.830	26.8	35.8	25.1
Total		564.5	580.6	2.8

Table 3.11 Recalculation of modified reaction supporting point (2)

Bearing	Modified reaction force [kN]	Reaction force of considerate supporting point [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	191.0	192.0	0.5
Fwd. S/T	31.4	30.7	2.2
Int. Brg.	38.3	37.0	3.4
M/E Brg. #1	4.8	8.2	41.5
M/E Brg. #2	39.8	39.2	1.5
M/E Brg. #3	81.6	79.0	3.2
M/E Brg. #4	80.0	81.5	1.8
M/E Brg. #5	77.9	76.1	2.3
M/E Brg. #6	35.8	36.8	2.7
Total	580.6	580.5	0

3.2.3 30만톤급 유조선 축계의 베어링 반력 해석

세 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.12와 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S90MC 엔진이며 76 rpm에서 29,840 kW이다. 프로펠러 직경은 9.9 m이며, 축계 전체의 길이는 23.855 m인 유조선이다.

Fig. 3.9는 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 메인 엔진축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지된다. 해당 축계 시스템은 23.855 m 축계 전체 길이를 갖고 있으나, 조선소에서 실시한 계산 데이터에는 메인 엔진베어링 3번 위치까지 계산 값이 제공되어 있어 계산 과정에서 동일한 베어링까지 고려하여 계산을 진행하였다. 본 논문에서는 메인 엔진 베어링의 순서는 크랭크축에서 선미부 방향에 있는 베어링을 1번으로 하여 선수부 방향으로 차례대로 순서를 정하였으며 메인 엔진 베어링 3개를 적용하였다.

Table 3.13에서는 축계정렬 해석 시에 입력되는 각 외력의 값을 나타내고 있다. 선미관 후부 베어링의 경우 외력 조건 중 프로펠러의 영향을 가장 많이 받으며 해당 선박에서는 613 kN의 프로펠러 하중 값을 갖는 것을 확인 할 수 있다.

Table 3.14와 같이 지지점 위치를 알기 위해 식(3.1)을 이용하였다. 10등분 하였을 때 각 위치는 Fig. 3.2와 같이 선미부 끝단을 시작으로 선수부 방향으로 순서를 지정하였다. 지지점 간 거리는 174 mm 였으며, 해당 위치에서의 반력 값은 아래와 같다. 이때 베어링 반력이 발생하는 부분은 3.2.1항, 3.2.2항과 다르게 1~7번 위치로 중간부에도 하중이 발생한다. 각 지지점에 대한 반력 분포 값은 Fig. 3.10과 같이 확인이 가능하다. 그 결과 1,740 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링에서 기 설계치는 405 mm (베어링 직경의 1/2)를 사용하였으나 해석 결과 366.6 mm로 405 mm 보다 후부로 38.4 mm 이동해야 하며, 베어링 유효 길이로 보았을 때 약 2% 편차가 있음을 확인하였다. 또한 본선의 경우는 일반적으로 사용하는 지지점을 적용한다면 앞서 두 가지 선박과 다르게 베어링 직경의 1/2에서 정확도가 높음을 확인 할 수 있었다. 해당 반력 지지점 x 는 Fig. 3.11과 같이 그 위치를 알 수 있다.

각각의 베어링 읍셋을 Table 3.15와 같이 적용하여 계산을 수행하였다. 이때 읍셋은 반력 영향계수의 값을 이용, 최적화된 값을 조선소에서 적용한 것으로 동일한 조건을 맞추기 위해 같은 값을 사용하여 계산하였다. 선미관 후부 베어링에 발생하는 기 설계치와 해석 시 반력 값은 1090 kN, 1000.6 kN을 가졌으며 이 둘의 편차는 8.3%로 차이가 큰 것을 확인 할 수 있다. 특히 반력 총합의 값은 4.9% 차이가 발생하였는데, 이렇게 값이 다르게 나타나는 부분은 강성의 조건에 의해 발생하는 것으로 판단되며 이와 관련된 내용은 4장에서 다루기로 한다.

Table 3.16에서는 Table 3.14에서 얻어진 지지점 위치를 적용하여 계산한 반력 값이다. 정정 해석 값과 반력 지지점을 고려하여 재계산 된 값을 비교하였더니 선미관 후부 베어링의 경우 24 kN 차이가 발생하였으며, 2.4%의 편차를 갖는 것을 알 수 있다.

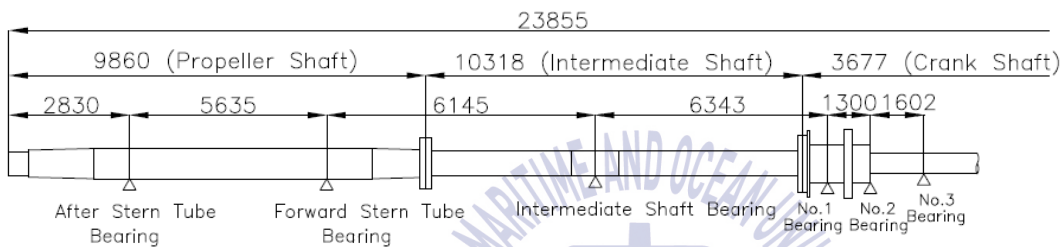


Fig. 3.9 Shaft alignment system on 300,000 DWT oil tanker

Table 3.12 Shaft specifications of 300,000 DWT oil tanker

Vessel type	300,000 DWT oil tanker
Main engine	B&W 6S90MC, MCR 29,840 kW at 76 rpm
Crankshaft Dia. (OD/ID)	1,044 [mm] / 150 [mm]
Intermediate shaft Dia.	725 [mm]
Propeller shaft Dia.	810 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 9,900 [mm]

Table 3.13 External force condition on 300,000 DWT oil tanker

Name	Distance [m]	External Force [kN]
Cap&Nut	0.375	7.38
Propeller	1.256	613.00
Turning Wheel	20.398	179.80
Chain Force	21.523	-215.79
Moving Mass	23.054	480.40

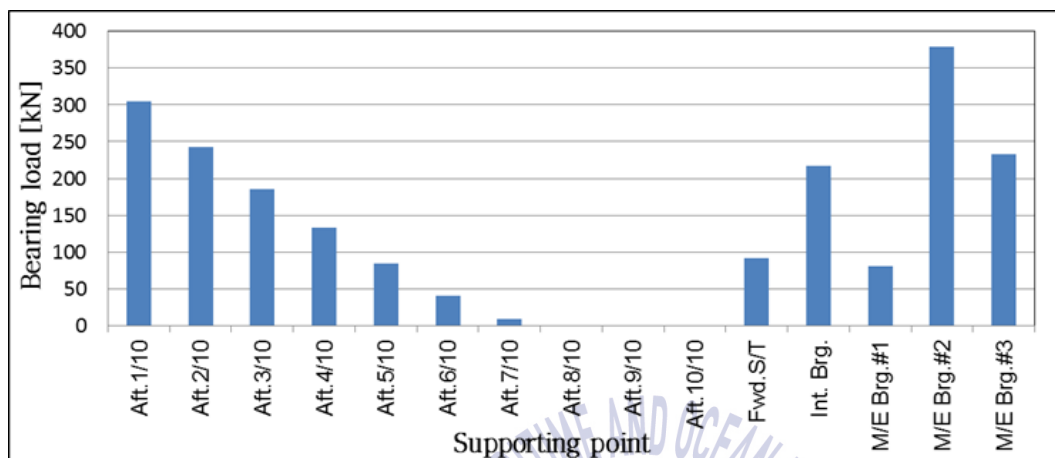


Fig. 3.10 Vertical bearing load on 300,000 DWT oil tanker [kN]

Table 3.14 Bearing reaction point on 300,000 DWT oil tanker

	Xn (m)	Fn (kN)	Xn*Fn	(Xn*Fn) / F total
1/10	0.087	305.3	26561	26.545
2/10	0.261	243.1	63449	63.411
3/10	0.435	185.5	80692	80.644
4/10	0.609	132.6	80753	80.705
5/10	0.783	84.3	66007	65.967
6/10	0.957	40.2	38471	38.448
7/10	1.131	9.6	10858	10.851
8/10	1.305	0	0	0
9/10	1.479	0	0	0
10/10	1.653	0	0	0
	Fn total	1,000.6	Supporting point	366.6

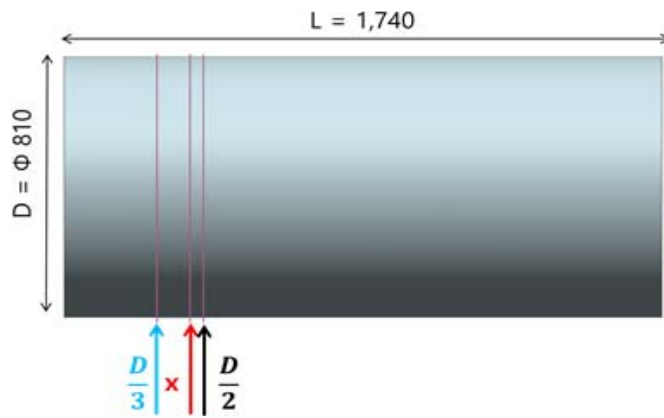


Fig. 3.11 Reaction point on 300,000 DWT oil tanker

Table 3.15 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (3)

Bearing	Design offset [mm]	Designed reaction force [kN]	Modified reaction force [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	0.000	1090.7	1000.6	8.3
Fwd. S/T	0.000	110.5	92.1	16.7
Int. Brg.	-3.040	201.4	217.7	7.5
M/E Brg. #1	-4.880	2.3	80.5	95.9
M/E Brg. #2	-4.880	539.9	378.7	29.9
M/E Brg. #3	-4.880	160.8	233.0	31.0
Total		2,105.6	2,002.6	4.9

Table 3.16 Recalculation of modified reaction supporting point (3)

Bearing	Modified reaction force [kN]	Reaction force of considerate supporting point [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	1000.6	976.6	2.4
Fwd. S/T	92.1	116.3	20.8
Int. Brg.	217.7	201.6	7.4
M/E Brg. #1	80.5	126.0	36.1
M/E Brg. #2	378.7	333.8	11.9
M/E Brg. #3	233.0	241.9	3.7
Total	2,002.6	1,996.2	0.3

3.2.4 4만 6천톤급 화학운반선 축계의 베어링 반력 해석

네 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.17과 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S50MC 엔진이며 127 rpm에서 8,683 kW 이다. 프로펠러 직경은 5.8 m 이며, 축계 전체의 길이는 19.522 m인 화학운반선이다.

Fig. 3.12는 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 메인 엔진축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지된다. 본 논문에서 메인 엔진 베어링의 순서는 크랭크축에서 선미부 방향에 있는 베어링을 1번으로 하여 선수부 방향으로 차례대로 순서를 정하였으며 메인 엔진 베어링 6개를 적용하였다.

Table 3.18 에서는 축계정렬 해석 시에 입력되는 각 외력의 값을 나타내고 있다. 선미관 후부 베어링의 경우 외력 조건 중 프로펠러의 영향을 가장 많이 받으며 해당 선박에서는 121.3 kN의 프로펠러 하중 값을 갖는 것을 확인 할 수 있다.

선미관 후부 베어링을 10등분 하였을 때 각 위치는 Fig. 3.13과 같이 선미부 끝단을 시작하여 선수부 방향으로 순서를 지정하였다. 890 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링의 기 설계치는 285 mm (베어링 직경의 1/2)를 사용하였으나 해석 결과 159.5 mm로 285 mm 보다 후부로 125.5 mm 이동해야 하며, 베어링 유효 길이로 보았을 때 약 14 % 편차가 있음을 확인하였다. 또한 본선의 경우는 일반적으로 사용하는 지지점을 적용한다면 베어링 직경의 1/2 보다 1/3이 정확도가 높음을 확인 할 수 있었다. 이때 베어링 반력이 발생하는 부분은 1~7번 위치로 뒤 쪽과 중간 부분에서 하중이 발생한다. 반력 지지점 x의 위치는 Fig. 3.14와 같이 확인 가능하다.

각각의 베어링 읍셋을 Table 3.20와 같이 적용하여 계산을 수행하였다. 이때 읍셋은 반력 영향계수의 값을 이용, 최적화된 값을 조선소에서 적용한 것으로 동일한 조건을 맞추기 위해 같은 값을 사용하여 계산하였다. 선미관 후부 베어링에 발생하는 기 설계치와 해석 시 반력 값은 각 185.4 kN, 187.4 kN을 가졌으며 이 둘의 편차는 1.1%로 차이가 거의 없음을 확인 할 수 있다. 또한 Aft. S/T, Fwd S/T, Int. Brg의 총 합은 그 차이가 2.4 kN 발생함을 확인 할 수 있었

다.

Table 3.21에서는 Table 3.19에서 얻어진 지지점 위치를 적용하여 계산한 반력 값이다. 정정 해석 값과 반력 지지점을 고려하여 재계산 된 값을 비교하였을 때 선미관 후부 베어링의 경우 0.7 kN 차이가 발생하였으며, 0.4 %의 편차를 갖는 것을 알 수 있다.

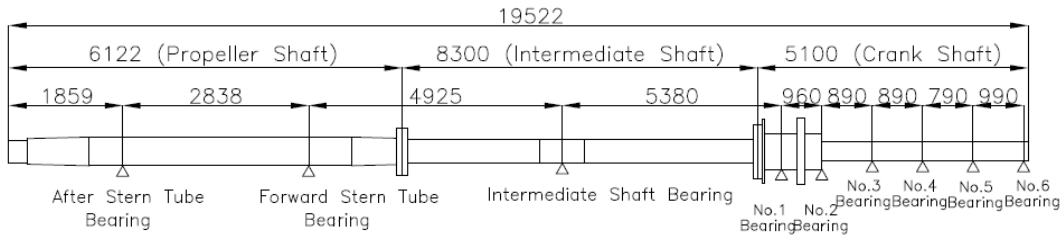


Fig. 3.12 Shaft alignment system on 46,000 DWT chemical tanker

Table 3.17 Shaft specifications of 46,000 DWT chemical tanker

Vessel type	46,000 DWT chemical tanker
Main engine	B&W 6S50MC, MCR 8,683 kW at 127 rpm
Crankshaft Dia. (OD/ID)	560 [mm] / 115 [mm]
Intermediate shaft Dia.	415 [mm]
Propeller shaft Dia.	470 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 5,800 [mm]

Table 3.18 External force condition on 46,000 DWT chemical tanker

Name	Distance [m]	External force [kN]
Cap&Nut	0.310	2.09
Propeller	0.842	121.30
Turning wheel	14.507	17.07
Chain force	15.482	-88.80
Moving mass	16.407	86.09
Moving mass	17.297	86.09
Moving mass	18.187	86.09
Moving mass	19.077	86.09

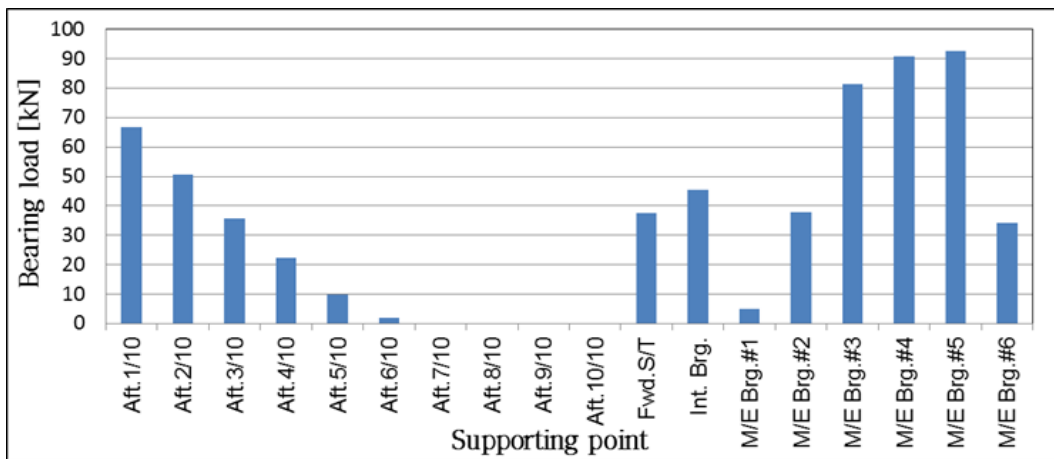


Fig. 3.13 Vertical bearing load on 46,000 DWT chemical tanker [kN]

Table 3.19 Bearing reaction point on 46,000 DWT chemical tanker

	Xn (m)	Fn (kN)	Xn*Fn	(Xn*Fn) / F total
1/10	45	66.8	3006	16.041
2/10	135	50.7	6844	36.524
3/10	225	35.8	8055	42.983
4/10	315	22.2	6993	37.316
5/10	405	9.9	4009	21.395
6/10	495	2	990	5.283
7/10	585	0	0	0
8/10	675	0	0	0
9/10	765	0	0	0
10/10	855	0	0	0
	Fn total	187.4	Supporting point	159.54

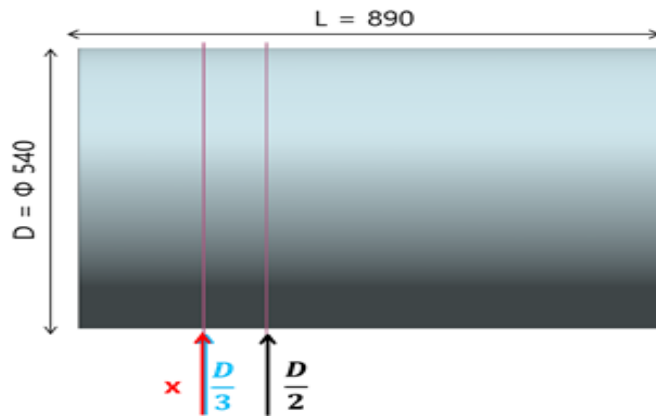


Fig. 3.14 Reaction point on 46,000 DWT chemical tanker

Table 3.20 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (4)

Bearing	Design offset [mm]	Designed reaction force [kN]	Modified reaction force [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	0.000	185.4	187.4	1.1
Fwd. S/T	0.000	39.8	37.6	5.5
Int. Brg.	-2.300	43.0	45.6	5.7
M/E Brg. #1	-3.800	14.6	4.9	66.4
M/E Brg. #2	-3.800	25.3	37.8	33.1
M/E Brg. #3	-3.800	90.1	81.4	9.7
M/E Brg. #4	-3.800	82.4	90.9	9.4
M/E Brg. #5	-3.800	101.6	92.6	8.9
M/E Brg. #6	-3.800	30.17	34.3	12.0
Total		612.37	612.5	0

Table 3.21 Recalculation of modified reaction supporting point (4)

Bearing	Modified reaction force [kN]	Reaction force of considerate supporting point [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	187.4	188.1	0.4
Fwd. S/T	37.6	36.9	1.9
Int. Brg.	45.6	44.6	2.2
M/E Brg. #1	4.9	7.0	30.0
M/E Brg. #2	37.8	38.5	1.8
M/E Brg. #3	81.4	79.1	2.8
M/E Brg. #4	90.9	92.1	1.3
M/E Brg. #5	92.6	90.0	2.8
M/E Brg. #6	34.3	35.9	4.5
Total	612.5	612.2	0



3.2.5 32만톤급 유조선 축계의 베어링 반력 해석

다섯 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 3.22 와 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S90MC 엔진이며 76 rpm에서 29,840 kW 이다. 프로펠러 직경은 9.9 m 이며, 축계 전체의 길이는 25,159 m 인 유조선이다.

Fig. 3.15는 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 메인 엔진축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되어 있으며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지된다. 본 논문에서 메인 엔진 베어링의 순서는 크랭크축에서 선미부 방향에 있는 베어링을 1번으로 하여 선수부 방향으로 차례대로 순서를 정하였으며 메인 엔진 베어링 4개를 적용하였다.

Table 3.23에서는 축계정렬 해석 시에 입력되는 외력의 값을 나타내고 있다. 선미관 후부 베어링의 경우 외력 조건 중 프로펠러의 영향을 가장 많이 받으며 해당 선박에서는 639.09 kN의 프로펠러 하중 값을 갖는 것을 확인 할 수 있다.

Table 3.24와 같이 지지점 위치를 알기 위해 식(3.1)을 이용하였다. 10등분 하였을 때 각 위치는 Fig. 3.2와 같이 선미부 끝단을 시작으로 선수부 방향으로 순서를 지정하였다. 지지점 간 거리는 174 mm 였으며, 해당 위치에서의 반력 값은 아래와 같다. 이때 베어링 반력이 발생하는 부분은 1~8번 위치로 뒤쪽과 중간 부분, 앞쪽 일부분에 하중이 발생한다. Fig. 3.16은 이러한 각 지지점에 대한 반력 분포를 보여준다.

1,740 mm 길이를 갖는 선미관 후부 베어링에서 기 설계치는 405 mm (베어링 직경의 1/2)를 사용하였으나 해석 결과 424.7 mm로 405 mm보다 전부로 약 20 mm 이동해야 하며, 베어링 유효 길이로 보았을 때 약 1% 편차가 있음을 확인하였다. 또한 본선의 경우는 일반적으로 사용하는 지지점을 적용한다면 베어링 직경의 1/3 보다 1/2가 정확도가 높음을 확인 할 수 있었다. 반력 지지점 위치 x 는 Fig. 3.17과 같이 보여진다.

선박의 기 설계치 값과 수정된 값의 비교를 위해 각각의 베어링 읍셋을 Table 3.25와 같이 적용하여 계산을 수행하였다. 이때 읍셋은 반력 영향계수의 값을 이용, 최적화된 값을 조선소에서 적용한 것으로 동일한 조건을 맞추기

위해 같은 값을 사용하여 계산하였다. 선미관 후부 베어링에 발생하는 기 설 계치와 해석 시 반력 값은 각 914.3 kN, 1,020 kN을 가졌으며 이 둘의 편차는 10.4%로 차이가 크게 발생한 것을 확인 할 수 있다. 또한 Aft. S/T, Fwd. S/T, Int. Brg 의 총합은 강성 조건이 변경되어도 차이가 크지 않은데 해당 계산상 에서도 그 차이가 30 kN 차이가 발생하는 것을 확인 할 수 있다. 이렇게 값이 다르게 나타나는 부분은 강성의 조건에 의해 발생하는 것으로 판단되며 이와 관련된 내용은 4장에서 다루기로 한다.

Table 3.26에서는 Table 3.24에서 얻어진 지지점 위치를 적용하여 계산한 반 력 값이다. 정정 해석 값과 반력 지지점을 고려하여 재계산 된 값을 비교하였 더니 선미관 후부 베어링의 경우 13.7 kN 차이가 발생하였으며, 1.3%의 편차 를 갖는 것을 알 수 있다.

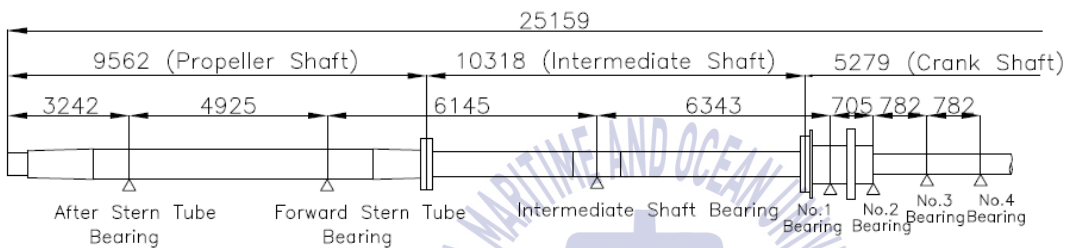


Fig. 3.15 Shaft alignment system on 320,000 DWT oil tanker

Table 3.22 Shaft specifications of 320,000 DWT oil tanker

Vessel type	320,000 DWT oil tanker
Main engine	B&W 6S90MC, MCR 29,840 kW at 76 rpm
Crankshaft Dia. (OD/ID)	1,044 [mm] / 115 [mm]
Intermediate shaft Dia.	725 [mm]
Propeller shaft Dia.	810 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 9,900 [mm]

Table 3.23 External force condition on 320,000 DWT oil tanker

Name	Distance [m]	External force [kN]
Cap&Nut	0.375	6.99
Propeller	1.366	639.09
Turning wheel	20.020	187.50
Chain force	21.225	-216.02
Moving mass	23.137	478.60
Moving mass	24.358	478.60

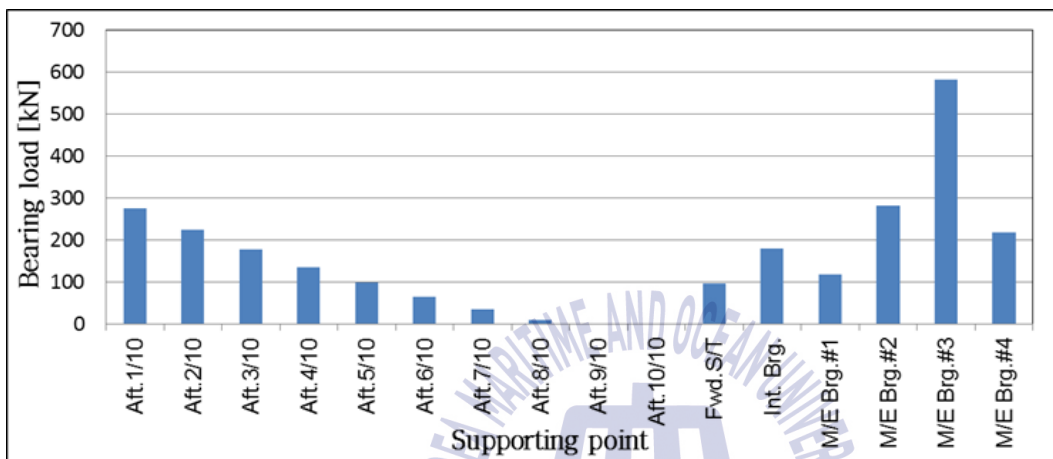


Fig. 3.16 Vertical bearing load on 320,000 DWT oil tanker [kN]

3.24 Bearing reaction point on 320,000 DWT oil tanker

	Xn (m)	Fn (kN)	Xn*Fn	(Xn*Fn) / F total
1/10	87	275.2	23942	23.473
2/10	261	224.3	58542	57.394
3/10	435	177.8	77343	75.827
4/10	609	135.6	82580	80.961
5/10	783	97.8	76577	75.076
6/10	957	64.2	61439	60.235
7/10	1131	34.7	39245	38.476
8/10	1305	10.4	13572	13.306
9/10	1479	0	0	0
10/10	1653	0	0	0
	Fn total	1020.0	Supporting point	424.7

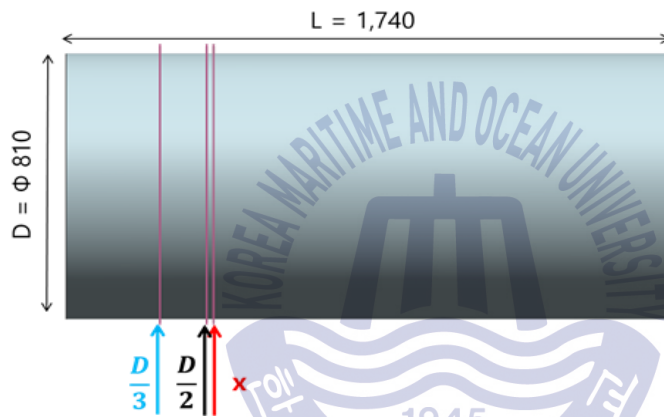


Fig. 3.17 Reaction point on 320,000 DWT oil tanker

Table 3.25 Bearing offset, reaction force for designed and modified shaft alignment analysis (5)

Bearing	Design offset [mm]	Designed reaction force [kN]	Modified reaction force [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	0.000	914.3	1,020.0	10.4
Fwd. S/T	0.000	245.3	97.1	60.4
Int. Brg.	-3.280	105.8	179.1	40.9
M/E Brg. #1	-4.910	200.3	118.8	40.7
M/E Brg. #2	-4.910	287.2	281.4	2.0
M/E Brg. #3	-4.910	577.1	581.3	0.7
M/E Brg. #4	-4.910	165.0	217.2	24.0
Total		2,495.0	2,494.9	0

Table 3.26 Recalculation of modified reaction supporting point (5)

Bearing	Modified reaction force [kN]	Reaction force of considerate supporting point [kN]	Deviation [%]
Aft. S/T	1,020.0	1033.7	1.3
Fwd. S/T	97.1	86.0	11.4
Int. Brg.	179.1	166.6	7.0
M/E Brg. #1	118.8	146.8	19.1
M/E Brg. #2	281.4	290.6	3.2
M/E Brg. #3	581.3	535.2	7.9
M/E Brg. #4	217.2	235.9	7.9
Total	2,494.9	2,494.8	0

5개 선박의 선미관 후부 베어링 지지점의 위치를 알아 본 결과 선미관 후부 베어링의 길이가 상대적으로 짧은 선박 (베어링 길이가 1,000 mm 이하) 의 경우 베어링 직경의 1/3 지점에서 기준을 두고 계산 하는 것이 올바른 방법으로 확인이 되었으며, 상대적으로 길었던 유조선의 경우 하중이 유효길이의 8/10 지점까지 넓게 분포하여 베어링 직경 1/3 지점을 적용 할 경우 올바른 값을 적용하지 못할 수 있다고 판단되며 베어링 직경에 대해 1/2 지점에 기준을 두고 계산

하는 것이 올바른 방법으로 확인이 되었다.

이처럼 대형 선박의 경우 해당 선미관 후부 베어링의 지지점에 대해서 고려하여 계산을 할 필요성이 있다. 이러한 값의 정확성을 얻고자 15등분, 20등분으로 하여 동일한 방법으로 계산을 하였으나 값의 차이는 1% 이내로 지지점의 위치는 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있었다. 또한 신속하게 계산 할 수 있도록 5등분으로 계산하여 보았지만 지지점 간격이 크다보니 평균 15%의 값 차이를 보여 사용 할 수 없었다.



제 4 장 베어링 강성 변화에 따른 지지점 변화

4.1 강성 이론

반력 지지점에 영향을 주는 베어링 강성 (본 논문에서 언급하는 베어링 강성은 선체, 베어링, 유막등을 합산한 강성을 말한다)은 각 선종의 축계정렬에 적용된 베어링 강성값을 기준으로 검토를 하였다.

일반적으로 사용되는 K의 값은 식(4.1)과 같다.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{Oil}} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_F} \quad (4.1)$$

베어링의 강성과 감쇠는 윤활 강성 및 지지부의 상호작용에 의해 값이 결정된다.^[20] 이러한 값들은 베어링에 대한 컴퓨터 코드나 공개되어진 실험 값으로 해당 강성을 얻을 수 있다. 이때의 베어링 계수는 액체 윤활에 대해 sommerfeld number 값으로 주어지는데 이 항은 비선형적으로 적용되어 있다. 그래서 대부분의 컴퓨터 코드는 선형 베어링의 특성만을 사용하고 있다.^[21]

4.1.1 오일 필름 강성

짧은 베어링에 대한 레이놀즈 방정식의 근사치는 아래 식(4.2)와 같다.

$$\frac{\delta}{\delta z} \left[\frac{h^3}{\mu} \frac{\delta p}{\delta z} \right] = 6\omega \frac{\delta h}{\delta \theta} + 12 \frac{\delta h}{\delta t} \quad (4.2)$$

여기서 h는 베어링 필름 두께로써 $h = c_1 - x_2 \cos \theta - y_2 \sin \theta$ 로 주어진다.

$$p(\theta, z) = \frac{3\mu}{h^3} [z^2 - Lz] \left[\omega \frac{\delta h}{\delta \theta} + 2 \frac{\delta h}{\delta t} \right] \quad (4.3)$$

여기서

P : 오일 필름에 가해지는 압력

z : 종방향 조정 값

다른 인자들은 명명법으로 설명되어 있다. z에 대한 방정식을 적분하면 아래와 같다.

$$\begin{cases} P_x(x_2, y_2, \dot{x}_2, \dot{y}_2) \\ P_y(x_2, y_2, \dot{x}_2, \dot{y}_2) \end{cases} = \int_0^{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} p(\theta, z) \begin{cases} \cos\theta \\ \sin\theta \end{cases} R dz d\theta \quad (4.4)$$

압력에 대해 전체 하중을 x와 y방향을 적분하면 아래와 같이 비교 할 수 있으며 두 개의 하중은 아래와 같이 서술 가능하다.

$$P_x = -\mu\pi RL^3 \left[\frac{\omega y_2 + 2\dot{x}_2}{2(c_1^2 - x_2^2 - y_2^2)^{3/2}} + \frac{3x_2(x_2\dot{x}_2 + y_2\dot{y}_2)}{(c_1^2 - x_2^2 - y_2^2)^{5/2}} \right] \quad (4.5)$$

$$P_y = -\mu\pi RL^3 \left[\frac{2\dot{y}_2 - \omega x_2}{2(c_1^2 - x_2^2 - y_2^2)^{3/2}} + \frac{3y_2(x_2\dot{x}_2 + y_2\dot{y}_2)}{(c_1^2 - x_2^2 - y_2^2)^{5/2}} \right] \quad (4.6)$$

각 부분에 대한 그림은 Fig 4.1을 참고하도록 한다.^[22]

오일 필름 강성의 경우 간단하게 식(4.7)과 같이 제시 할 수 있다.

$$K_{oil} = \frac{P}{c + \delta} \quad (4.7)$$

여기서

P : 총 베어링 하중

C : 베어링 간극

δ : 베어링 변형량

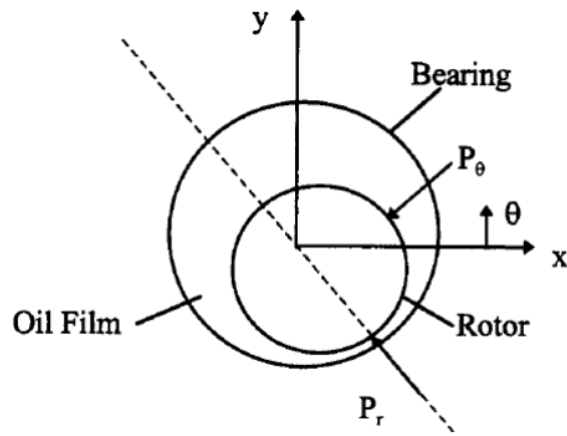


Fig. 4.1 Sketch of oil film bearing

오일필름 강성 K_{oil} 은 전형적으로는 $1 \cdot 10^8 < K_{oil} < 5 \cdot 10^9$ 을 사용하여 계산 값에 사용한다.

4.1.2 베어링 강성

베어링 자체의 강성은 베어링의 재질과 케이싱에 따라 값의 차이를 보인다. 이러한 값을 확인하기 위해서는 실험을 통해 그 결과를 알 수 있는데 그 예로 Fig. 4.2 (a)는 실험에 사용된 베어링의 변위에 따른 정하중의 변화를 정하중에 각도에 따라 보여준다. 일반적으로 각도에 관계없이 정하중이 증가할수록 변위는 비선형적으로 증가하며, 마찰에 의한 이력곡선(hysteresis loop)을 보인다. 흥미로운 점은 하중의 방향에 따라 각 곡선들은 원점을 기준으로 약간의 오프셋을 가지며, 또한 베어링에 압력을 가할 때 정하중 위치가 0° 에서 60° 로 증가 할 수 있도록 변위와 정하중의 크기가 모두 감소한다는 것이다. 또한, 기계적 예압이 위치한 60° 를 기준으로 하중에 대한 변형량 곡선은 일치 (0° , 120° , 그리고 30° , 90°)하는 경향을 보인다. Fig. 4.2 (b)는 베어링의 변위에 따른 베어링의 구조강성을 보여준다.^[21]

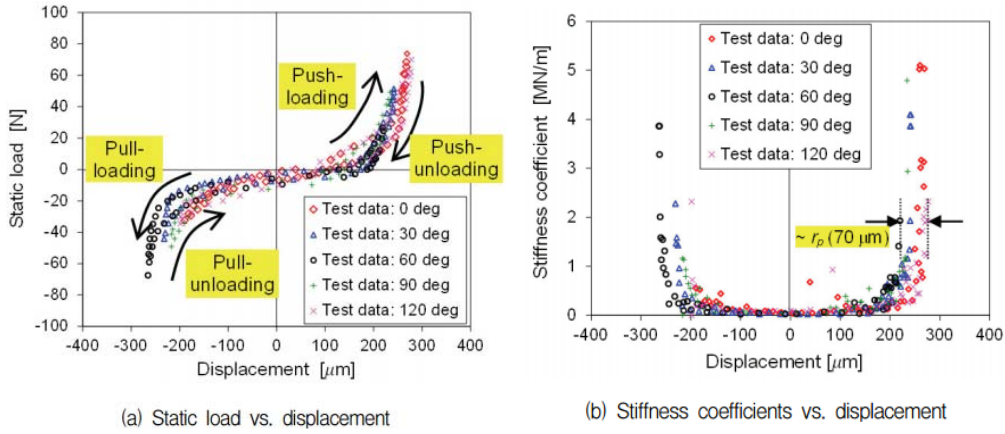


Fig. 4.2 Test data record during loading-unloading tests on GFJB

Fig. 4.3은 일반적으로 사용되고 있는 선박 베어링의 형상으로써 사용되는 베어링 자체의 강성은 $1 \cdot 10^9 < K_B < 1 \cdot 10^{10}$ 이 사용되고 있다.

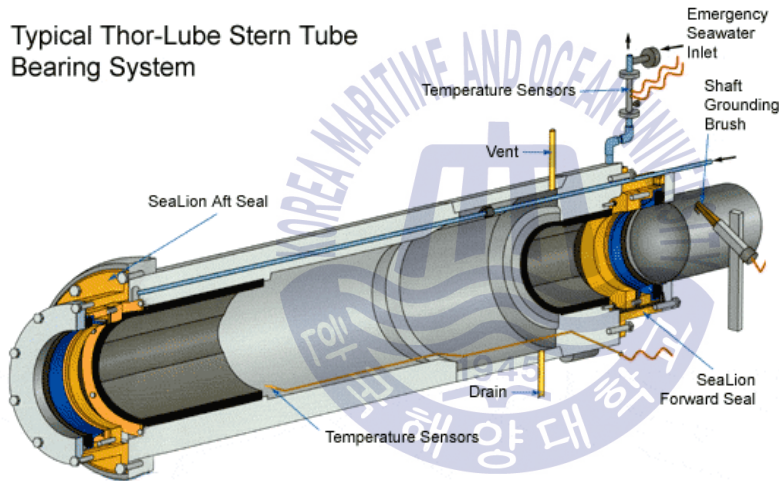


Fig. 4.3 After stern tube bearing structure

4.1.3 베어링 지지부 강성

베어링 지지부 강성의 경우 선미관 베어링 지지부 또는 중간축 베어링과 같이 지지대의 형태를 Fig 4.4와 같이 보이며, 일반적으로 강성 값은 $1 \cdot 10^8 < K_p$

$< 1 \cdot 10^{10}$ 이 사용되고 있다.

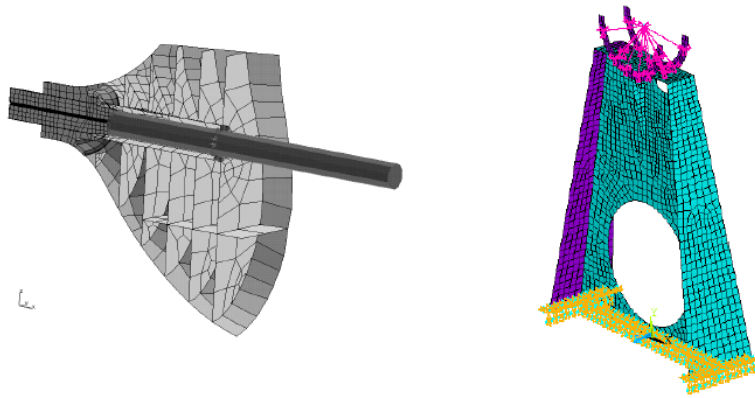


Fig. 4.4 Bearing supporter



4.2 강성값 변화에 따른 지지점 변화

강성 이론을 적용하여 선미관 후부 지지점의 위치에 대한 변화를 알아보고자 한다. 4.1.1~4.1.3항에서의 값을 적용하여 베어링 반력 지지점에 적용할 수 있으며 이때 강성은 $5 \cdot 10^8 \sim 5 \cdot 10^9$ N/m 선급협회에서 권장하고 있으며 대상 선박의 종류는 3장의 Table 3.1과 동일하다.

4.2.1 5만 6천톤급 벌크선 강성 변화

5만 6천톤급 벌크선의 선미관 후부 베어링의 강성 변화에 대해서 Table 4.1과 같이 결과를 얻을 수 있었다. 결과 값을 확인하여 보면 강성의 변화에 따라 선미관 후부 베어링의 각 지지점 위치의 반력 값의 분포가 베어링의 선미부 끝단으로만 증가하다 강성이 $3 \cdot 10^9$ N/m 일 때, 선수부 방향에는 반력 값이 0이 되었다. 강성이 높은 부분에서는 베어링 끝단에 상대적으로 하중이 집중적으로 발생하지만 강성이 낮은 부분에서는 베어링 전체에 골고루 하중이 작용하는 것으로 확인된다. 즉 강성이 낮을수록 선미관 후부 베어링 내에서 하중을 분산시키게 되며, 강성이 높을 때에는 끝단에 집중적으로 하중이 발생하게 되는 것을 확인 할 수 있었다.

이러한 값의 차이는 지지점의 위치에 대해서 영향을 주며 Table 4.2와 같은 결과를 얻을 수 있다. 강성 적용 시 그 값에 따라 위치의 차이가 크게 나타남을 보인다. 그 차이는 일반적으로 사용하고 있는 베어링 직경의 1/2~1/3의 반력 지지점의 위치에 적당하지 않는 위치이다.

Fig 4.5는 강성의 변화가 어떠한 영향을 미치는지를 확인하고자 하였다. 일반적인 강성 값은 앞서 제시 하였듯 $5 \cdot 10^8 \sim 5 \cdot 10^9$ N/m이나 기준 초과 시 어떠한 변화를 일으키는 지 확인하기 위해서이다. 최대 강성은 $2 \cdot 10^{11}$ N/m 일 때 나타났으며 지지점 10개를 나뉘었을 때 마지막 지지점에만 하중이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

Table 4.1 Reaction force for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier [kN]

Reaction point	Stiffness of reaction point [N/m]					
	5.0E+08	7.0E+08	9.0E+08	1.0E+09	3.0E+09	5.0E+09
1	39.9	44.0	47.9	49.7	75.4	91.5
2	35.9	39.0	41.7	43.0	59.3	66.8
3	32.1	34.1	35.9	36.7	44.4	44.1
4	28.6	29.6	30.4	30.8	30.7	23.2
5	25.2	25.3	25.3	25.2	18.0	6.6
6	22.0	21.3	20.5	20.1	6.4	0
7	19.0	17.5	16.1	15.3	0.4	0
8	16.2	14.1	12.0	11.0	0	0
9	13.6	10.9	8.2	6.9	0	0
10	11.2	8.0	4.8	3.3	0	0
Total	243.7	243.8	242.8	242.0	234.6	232.2

Table 4.2 Reaction point for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier

Stiffness [N/m]	5e8	7e8	9e8	1e9	3e9	5e9
Reaction point [mm]	392.1	364.4	337.4	324.3	197.7	158.1
Bearing length / Reaction point	1.2	1.3	1.4	1.5	2.4	3.0

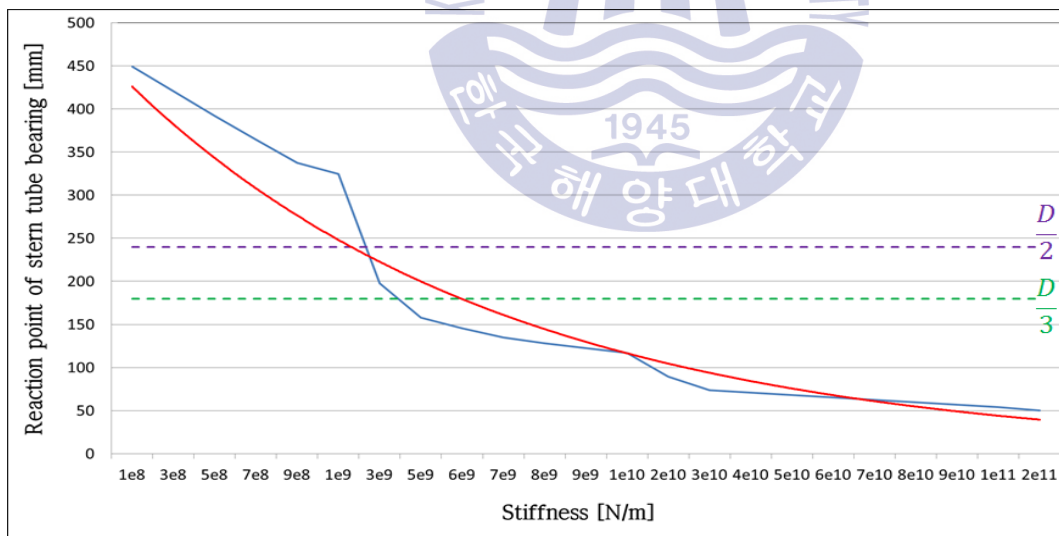


Fig. 4.5 Reaction point for stiffness change on 56,000 DWT bulk carrier

4.2.2 950 TEU 컨테이너선 강성 변화

950 TEU 컨테이너선의 선미관 후부 베어링의 강성 변화에 대해서 Table 4.3 과 같이 결과를 얻을 수 있었다. 결과 값을 확인하여 보면 앞서 5만 6천톤급 벌크선의 변화와 동일하게 결과 데이터를 확인 할 수 있다. 상대적으로 낮은 강성인 경우에는 근접하고 있는 선미관 전부 베어링에 하중 분산이 잘 이루어 지지 않게 된다. 강성의 차이가 10배 차이가 나는 경우와 10 kN 정도의 차이를 볼 수 있었다.

Table 4.4에서는 반력 분포의 변화에 따라 반력 지지점의 위치 변화를 나타낸다. $5 \cdot 10^9$ N/m 일 때, 반력 지지점의 사용범위인 베어링 직경의 1/3 지점을 만족하는 것을 확인 할 수 있다. 하지만 4.2.1의 선체와 같이 $5 \cdot 10^8 \sim 1 \cdot 10^9$ N/m에서는 일반적으로 사용하고 있는 범위인 베어링 직경 1/2~1/3을 만족하지 못하는 것을 확인 할 수 있었다.

Fig. 4.6에서는 강성변화에 따라 어떠한 영향을 미치는지를 확인하고자 하였다. 이때의 최대 강성은 $1 \cdot 10^{10}$ N/m 일 때 나타났으며 지지점 10개를 나뉘었을 때 마지막 지지점에만 하중이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다.

Table 4.3 Reaction force for stiffness change on 950 TEU container carrier [kN]

Reaction point	Stiffness of reaction point [N/m]					
	5.0E+08	7.0E+08	9.0E+08	1.0E+09	3.0E+09	5.0E+09
1	32.9	36.1	39.1	40.5	60.9	74.1
2	29.5	31.9	34.1	35.1	48.0	54.5
3	26.4	28.0	29.3	29.9	36.2	36.6
4	23.4	24.2	24.9	25.1	25.3	20.4
5	20.6	20.8	20.7	20.7	15.5	6.4
6	18.0	17.5	16.9	16.6	6.6	0
7	15.6	14.6	13.5	12.9	1.2	0
8	13.3	11.8	10.3	9.5	0	0
9	11.2	9.4	7.4	6.5	0	0
10	9.4	7.1	4.9	3.8	0	-1
Total	200.3	201.4	201.1	200.6	193.7	191.0

Table 4.4 Reaction point for stiffness change on 950 TEU container carrier

Stiffness [N/m]	5e8	7e8	9e8	1e9	3e9	5e9
Reaction point [mm]	384.5	360.7	337.1	325.6	200.0	154.4
Bearing length / Reaction point	1.2	1.3	1.4	1.4	2.3	3.0

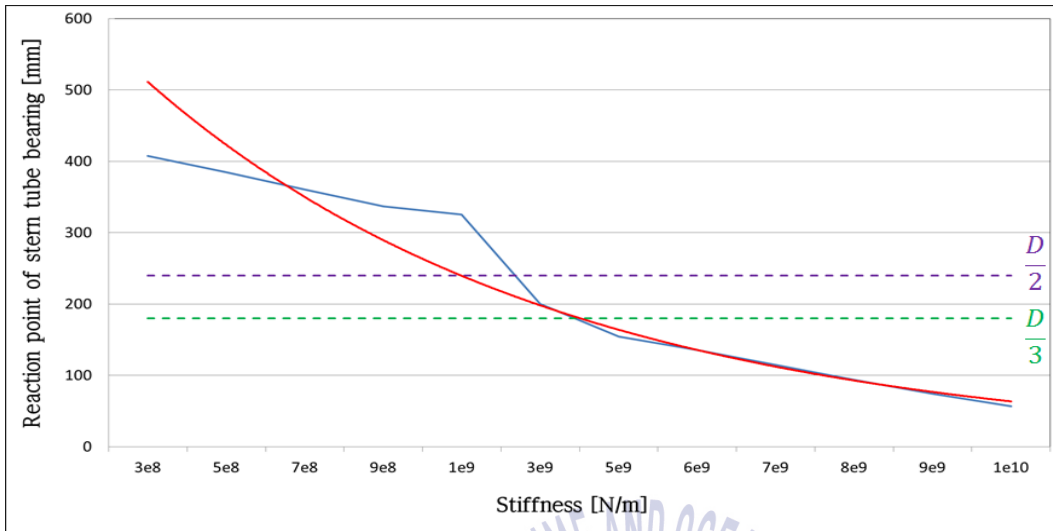


Fig. 4.6 Reaction point for stiffness change on 950 TEU container carrier



4.2.3 30만톤급 유조선 강성 변화

30만톤급 유조선의 선미관 후부 베어링의 강성 변화에 대해서 Table 4.5와 같이 결과를 얻을 수 있었다. 상대적으로 낮은 강성인 경우에는 선미관 전부 베어링에 하중 분산이 잘 이루어지지 않게 되며, 높은 강성인 경우에는 12 kN 정도의 차이를 볼 수 있었다. 또한 조선소에서 계산했던 데이터에서 1090 kN의 반력을 가지는 것에 비해 90 kN 정도의 차이가 발생하는데, 이는 계산 시 베어링 강성의 차이에 의해 발생한 것으로 볼 수 있겠다.

Table 4.6에서는 반력 분포의 변화에 따라 지지점의 위치 변화를 나타낸다. $5 \cdot 10^9$ N/m 일 때, 베어링 직경의 1/3 지지점 보다는 1/2 지지점에 가까운 것을 확인 할 수 있었다. 앞서 다른 축계와 차이가 보이는 이유는 상대적으로 베어링의 길이가 길다 보니 베어링 지지점의 위치 1~5번에서 발생했던 1번 축계와 2번 축계에서는 베어링 직경 1/3의 지점에 지지점이 위치하는 반면, 지지점의 7번 위치까지 반력의 영향을 받고 있음을 알 수 있었다. 이러한 값이 지지점의 위치를 1/2 값에 가까워지는 요인이 되는 것을 알 수 있었다.

Fig. 4.7에서는 강성변화에 따라 어떠한 영향을 미치는지를 확인하고자 하였다. 이때의 최대 강성은 $2 \cdot 10^{11}$ N/m 일 때 나타났으며 지지점 10개를 나뉘었을 때 마지막 지지점에만 하중이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다.

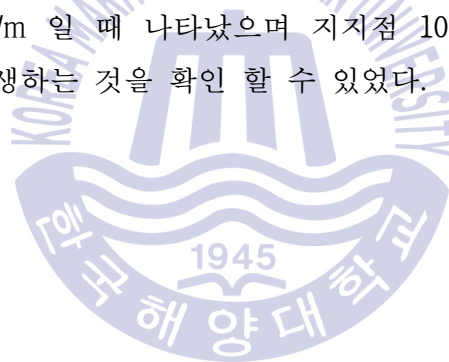


Table 4.5 Reaction force for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker [kN]

Reaction point	Stiffness of reaction point [N/m]					
	5.0E+08	7.0E+08	9.0E+08	1.0E+09	3.0E+09	5.0E+09
1	146.3	158.2	168.8	173.7	252.0	305.3
2	135.0	144.1	152.0	155.6	210.6	243.1
3	124.1	130.7	136.0	138.4	171.8	185.5
4	113.8	117.9	120.9	122.1	136.0	132.6
5	103.9	105.8	106.6	106.8	102.9	84.3
6	94.5	94.4	93.3	92.6	72.5	40.2
7	85.7	83.7	80.8	79.3	44.9	9.6
8	77.3	73.7	69.2	66.9	19.8	0
9	69.5	64.4	58.5	55.6	3.9	0
10	62.2	55.8	48.7	45.2	0	0
Total	1012.3	1028.7	1034.8	1036.2	1014.4	1000.6

Table 4.6 Reaction point for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker

Stiffness [N/m]	5e8	7e8	9e8	1e9	3e9	5e9
Reaction point [mm]	737.4	711.1	684.8	672.1	460.2	366.6
Bearing length / Reaction point	1.1	1.1	1.2	1.2	1.8	2.2

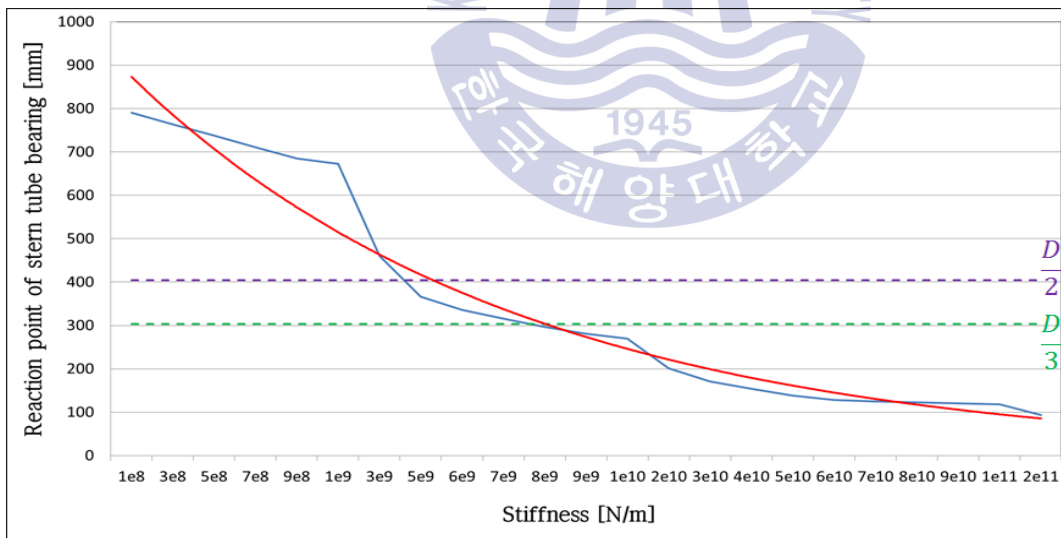


Fig. 4.7 Reaction point for stiffness change on 300,000 DWT oil tanker

4.2.4 4만 6천톤급 화학운반선 강성 변화

4만 6천톤급 화학운반선의 선미관 후부 베어링의 강성 변화에 대해서 Table 4.7과 같이 결과를 얻을 수 있었다. 상대적으로 낮은 강성인 경우에는 선미관 전부 베어링에 하중 분산이 잘 이루어지지 않게 되며, 높은 강성과의 차이는 7 kN 정도로 확인 할 수 있었다. 또한 조선소에서 계산했던 데이터에서 185 kN의 반력을 가지는 것에 비해 2 kN 정도의 차이가 발생하는데, 오차가 크지 않아 큰 영향은 없는 것으로 판단된다.

Table 4.8에서는 반력 분포의 변화에 따라 지지점의 위치 변화를 나타낸다. $5 \cdot 10^9$ N/m 값에서 1-6번 사이의 각 지지점에서 반력을 갖고 있으나 나머지 부분에 대해서는 영향을 미치지 않는다.

Fig. 4.8에서 최대 강성은 $2 \cdot 10^{10}$ N/m 일 때 나타났으며 지지점 10개를 나뉘었을 때 마지막 지지점에만 하중이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다.

Table 4.7 Reaction force for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker [kN]

Reaction point	Stiffness of reaction point [N/m]					
	5.0E+08	7.0E+08	9.0E+08	1.0E+09	3.0E+09	5.0E+09
1	30.0	32.7	35.3	36.5	54.9	66.8
2	27.3	29.3	31.2	32.0	44.4	50.7
3	24.7	26.1	27.3	27.8	34.6	35.8
4	22.3	23.0	23.6	23.9	25.5	22.2
5	20.0	20.2	20.2	20.2	17.3	9.9
6	17.9	17.5	17.0	16.8	9.8	2.0
7	15.8	15.0	14.1	13.7	3.1	0
8	14.0	12.7	11.4	10.8	0	0
9	12.2	10.6	9.0	8.1	0	0
10	10.6	8.7	6.7	5.8	0	0
Total	194.8	195.8	195.8	195.6	189.6	187.4

Table 4.8 Reaction point for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker

Stiffness [N/m]	5e8	7e8	9e8	1e9	3e9	5e9
Reaction point [mm]	367.9	348.7	329.6	320.6	200.2	159.5
Bearing length / Reaction point	1.3	1.3	1.4	1.5	2.3	2.9

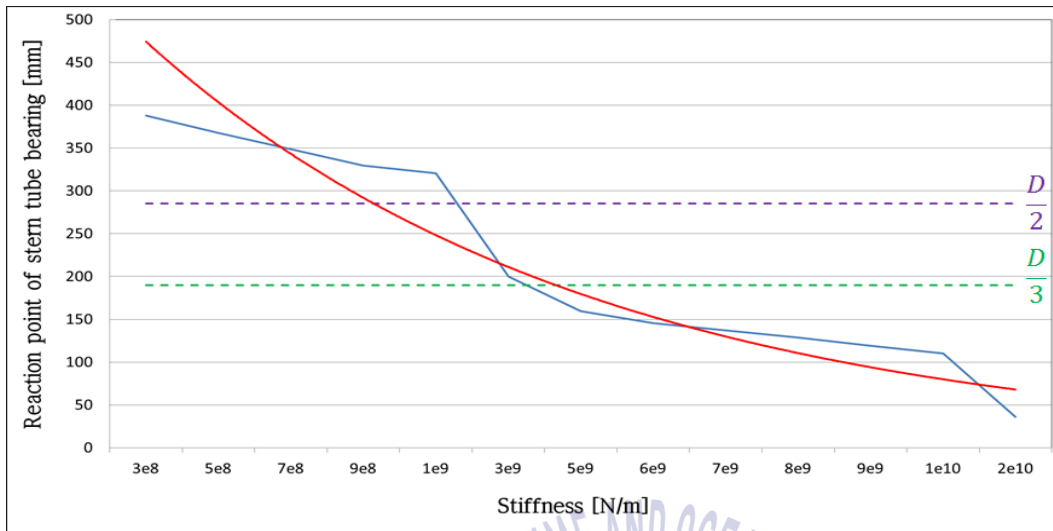


Fig. 4.8 Reaction point for stiffness change on 46,000 DWT chemical tanker



4.2.5 32만톤급 유조선 강성 변화

32만톤급 유조선의 선미관 후부 베어링의 강성 변화에 대해서 Table 4.9과 같이 결과를 얻을 수 있었다. 4.2.1~4.2.4항 까지 다양한 선박에 대해서 해석을 진행하였는데, 그중 32만톤급 유조선의 강성 변화에 대해서는 몇 가지 다른 부분이 발견되었다. 첫 번째로 선미관 후부 베어링의 총 반력 값이 $5 \cdot 10^8 \text{ N/m} \sim 1 \cdot 10^9 \text{ N/m}$ 까지 반력이 증가하다 다시 감소된다는 점이다. 두 번째로는 반력 값이 증가하고 감소하는 것과는 다른 양상으로 1~5번 지지점 위치에서는 계속 증가하는 값을 나타내며, 6~10의 위치에서의 반력 값은 점차 감소하는 것을 볼 수 있었다. 프로펠러의 하중으로 인하여 끝단이 증가 할 수밖에 없다는 것은 사실은 명백하나 앞서 선미관 후부 베어링에 발생하는 반력 값의 총 합이 변화는 다르게 나타난다. 이러한 강성변화에서 지지점 위치 6~8에 걸리는 반력 값은 앞서 4.2.3항의 30만톤급 유조선의 경우와 마찬가지로 지지점의 위치를 베어링 직경의 1/2로 앞당기는 결과를 가져오게 하였다. 4.2.3항의 경우와 4.2.5항의 경우를 보았을 때, 선미관 후부 베어링의 길이가 상대적으로 길 때에 각 지지점에 걸리는 하중이 짧은 베어링을 갖는 것보다 하중을 분산시키므로 지지점을 새로이 고려해줘야 한다고 판단되는 바이다.

Table 4.10에서는 32만톤급 유조선의 강성 변화에 따른 지지점 위치 변화를 보여준다. 전체 지지점 위치에 발생하는 반력 값이 상대적으로 변화 폭이 적었으며 이러한 결과는 아래 Table의 $5 \cdot 10^8 \sim 5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$ 강성 값의 변화 폭을 확인하면 쉽게 알 수 있다. $5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$ 일 때 베어링 직경 1/2의 값에 가까웠으며 이러한 이유는 상대적으로 하중이 끝단보다 앞쪽에 좀 더 위치하여 이러한 결과를 가질 수 있었다고 판단 할 수 있다.

Fig. 4.9에서는 강성변화에 따라 어떠한 영향을 미치는지를 확인하고자 하였다. 이때의 최대 강성은 $2 \cdot 10^{10} \text{ N/m}$ 일 때 나타났으며 지지점 10개를 나뉘었을 때 마지막 지지점에만 하중이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다.

Table 4.9 Reaction force for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker [kN]

Reaction point	Stiffness of reaction point [N/m]					
	5.0E+08	7.0E+08	9.0E+08	1.0E+09	3.0E+09	5.0E+09
1	141.7	152.0	160.8	164.8	228.7	275.2
2	131.5	139.6	146.1	149.1	194.0	224.3
3	121.8	127.7	132.3	134.3	161.8	177.8
4	112.6	116.5	119.2	120.3	132.4	135.6
5	103.8	106.0	107.0	107.3	105.5	97.8
6	95.5	96.1	95.7	95.3	81.4	64.2
7	87.6	86.9	85.2	84.1	59.9	34.7
8	80.3	78.4	75.5	74.0	40.9	10.4
9	73.5	70.5	66.8	64.7	24.3	0
10	67.1	63.4	58.8	56.4	10.1	0
Total	1015.4	1037.1	1047.4	1050.3	1039.0	1020.0

Table 4.10 Reaction point for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker

Stiffness [N/m]	5e8	7e8	9e8	1e9	3e9	5e9
Reaction point [mm]	752.8	733.6	714.6	705.3	534.9	424.7
Bearing length / Reaction point	1.1	1.1	1.1	1.1	1.5	1.9

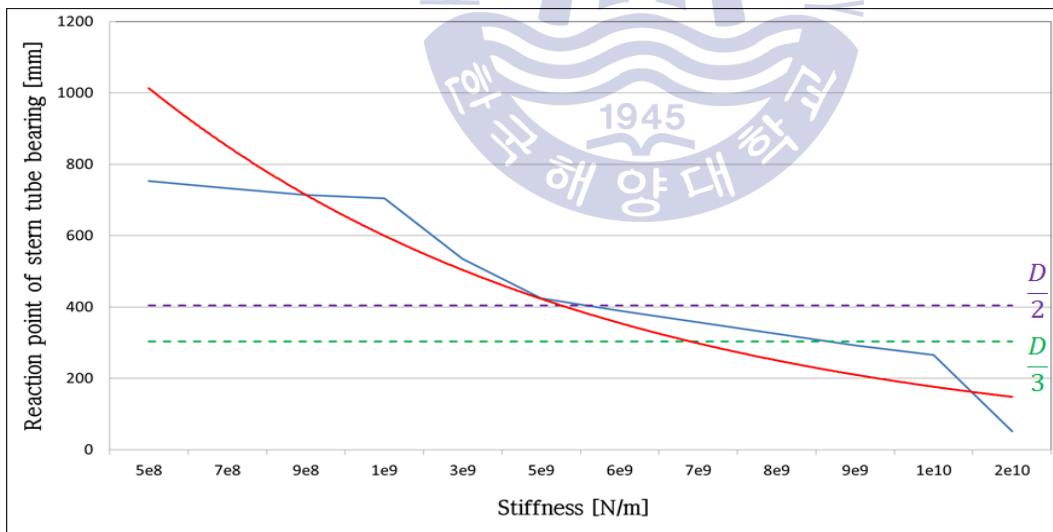


Fig. 4.9 Reaction point for stiffness change on 320,000 DWT oil tanker

4장에서는 강성의 값에 따라 반력 지지점의 위치가 어떠한 변화를 갖는지 알 수 있었다. 그 결과 일반적인 강성의 사용범위에서 $5 \cdot 10^9$ N/m를 적용하여 계산했을 시 반력 지지점의 위치는 허용 가능하다고 판단되었다. 하지만 유조선과 같이 프로펠러의 하중이 상대적으로 큰 경우 강성의 변화에도 불구하고 지지점이 베어링 직경의 1/3 보다는 1/2 에 가깝게 위치하는 결과를 얻을 수 있었다.

만약 다섯 선박 모두 EEDI가 적용되기 이전 선박이라고 한다면 EEDI를 적용하여 설계를 할 경우 프로펠러 크기의 증가로 보다 큰 프로펠러 하중이 발생하게 될 것이며, 이러한 영향은 해당 지지점이 베어링 직경 1/2에서 1/3으로 옮겨질 수 있다.



제 5 장 결 론

정적상태에서 선미관 후부 베어링에 대한 반력 지지점은 끝단에서 베어링 직경의 1/2~1/3 지점으로 오랜 기간 동안 사용되어 왔으며 최근 연료 효율의 증대를 위해 EEDI 방식으로 설계가 진행되어 프로펠러의 크기가 증가하였다. 이와 관련하여 반력 지지점의 타당성을 확인 할 필요가 있어 본 논문을 진행하였으며 결과는 다음과 같다.

- 1) 각 조선소와 선급에서 적용하고 있는 선미관 후부 베어링의 지지점의 기준을 기존에 사용하던 베어링 직경의 1/3지점에서 1/2지점 사이의 값을 가지는 것이 타당하는 것을 보의 평형방정식을 이용하여 해석 및 계산을 통해 확인 할 수 있었다. 또한 본 논문에 작성된 결과는 베어링을 10등분으로 균등하게 분배하여 확인한 결과만을 기입하였지만, 15등분, 20등분으로 분배한 경우에 대해서도 진행하였으나 값의 차이가 미비하여 추가하지 않았다. 또한 5등분으로 균등하게 분배한 경우에는 지지점 간격이 크다보니 평균 15%의 값 차이를 보여 사용 할 수 없었다.
- 2) 베어링을 10등분으로 균등하게 분배하여 각 지지점 위치에 발생하는 반력 값을 확인해 본 결과 1번 지지점 위치에서부터 5번 지지점 위치까지 반력이 발생하는 경우의 계산결과는 베어링 끝단에서 베어링 직경의 1/3 위치를 갖는 지지점을 확인 할 수 있었으며, 1번 지지점 위치에서부터 7번과 8번 지지점 위치까지 반력이 발생하는 경우에는 지지점의 위치가 베어링 직경의 1/3보다 선수부 쪽에 위치하는 1/2에 위치하는 것을 확인 할 수 있었다. 즉, 베어링 전체에 반력이 분산되는 경우보다 베어링 끝단에 높은 반력이 발생하는 경우, 지지점에 대해 큰 영향을 주는 것으로 확인 할 수 있었다.

3) 4.2.3항 결과 데이터를 확인하여 보면 선미관 후부 베어링이 동일 직경이라 하더라도 $5 \cdot 10^8 \sim 5 \cdot 10^9$ N/m 강성 값에서 지지점 위치의 차이가 최대 350 mm 발생 하는 것을 확인 할 수 있었다. 축계정렬 계산 시 정확한 베어링의 강성 조건을 고려하여 계산해야 하는 필요성을 확인 할 수 있었으며, 일반적인 강성 값의 편차에도 지지점 위치의 확연하게 차이가 나는 것을 확인 할 수 있었다.

본 연구에서는 정적인 조건 (static condition)에 대해서만 연구하였으나 향후 동적인 조건 (dynamic condition)에서도 검토가 필요하다. 동적인 조건에는 베어링 유막해석, 윤활해석, 선체의 상태에 대한 변형해석, 선박 선회 시 프로펠러 하중이 프로펠러 축 베어링에 미치는 영향 등을 고려하여야 할 것이다.



참 고 문 헌

- [1] Anderson H. C. et al, “Considerations in the Design of Marine Propulsion System“, SNAME, Vol. 67, 1959.
- [2] Anderson H. C., Zrodowski, J. J., et al. “Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion gear, and Turbines“ SNAME, Trans. 67, pp. 449-523, 1959.
- [3] Lehr W.E., et al., “Considerations in the Design of Marine Propulsion Shaft System“, SNAME, Vol. 69, p. 555, 1961.
- [4] Graeme Mann, “Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory“, Naval Engineers Journal, p. 851, December 1964.
- [5] Graeme Mann, “Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory“, Naval Engineers Journal, p. 117, February 1965.
- [6] Graeme Mann, “Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory“, Naval Engineers Journal, p. 651, August 1965.
- [7] Rolf Kvamsdal, “Shaft Alignment Part 1“, European Shipbuilding, p. 12, 1961.
- [8] Rolf Kvamsdal, “Shaft Alignment Part 2“, European Shipbuilding, p. 20, 1969.
- [9] Wilkin T.A., et al., “Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment“, IMAS 73, Group 9, November 1973.
- [10] Mott I. K., et al., “Design Aspects of Marine Propulsion Shafting Systems“, Inst. Mar. Engrs. Trans. Vol. 79, p. 177, April 1967.
- [11] DnV, “Calculation of Shafts in Marine Applications“ Classification Notes, No. 41.4, May 2002.
- [12] 선진석, “船體 變形 近似曲線을 이용한 推進軸系의 베어링 反力 柔軟性

評價” 학위논문, pp. 1-3, 2008.

- [13] V. M. Kozousek and P. G. Davies, “Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment” , LR Technical Association: Paper No. 5, Session 1999-2000.
- [14] American Bureau of Shipping, “Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment“, April 2004.
- [15] 고창익, “선체변형을 고려한 추진축계 정렬” 학위논문, pp. 20-21, 2006.
- [16] Wilfried SCHIFFER, “Advanced Methods for Static and Dynamic Shafting Calculations“, BRODO GRADNJA, pp. 158-164, 2007.
- [17] 진효중, 동력전달장치, 태화출판사, pp. 283-284, 1986.
- [18] Orchard, Hays W., advanced Linear-Programming Computing Techniques, McGraw-Hill, New York, 1968.
- [19] Gass, S. I., Linear Programming, 3rd Ed., McGraw-Hill, New York, 1969.
- [20] J.S.Sun, T.M.Han, S.K.Jung, U.K.Kim, “A study for whirling vibration of propulsion shafting system for small naval vessels“, Korean Society of Marine Engineers Conference, 2014.
- [21] 이종성, 김태호, “기계적 예압을 갖는 3패드 가스 포일 저널 베어링의 구조 강성 측정.” , 2013 한국유체기계학회 학술대회, 2013.
- [22] San Andrés, L., and Kim, T. H., “Forced Nonlinear Reponse of Gas Foil Bearing Supported Rotors.“, Tribol. Int., Vol. 41, pp. 704-715, 2008