



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.

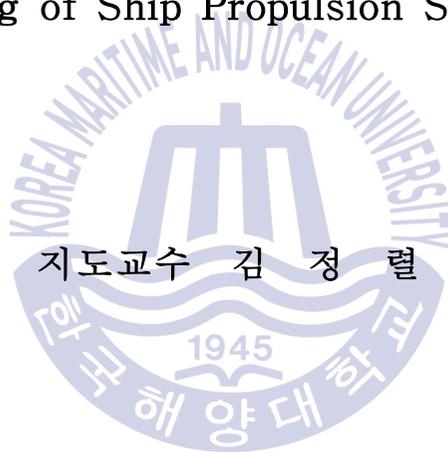
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박 추진축계의 선미관 베어링 발열
사고에 관한 연구

A Study on Exothermic Accident in Stern Tube
Bearing of Ship Propulsion Shafting



지도교수 김정렬

2015년 8월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

박 주 철

본 논문을 박주철의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 최재성 (인)

위원 김정렬 (인)

위원 조권희 (인)



2015년 6월

한국해양대학교 대학원

목 차

| | |
|---|-----|
| List of Table | iii |
| List of Figures | iv |
| Abstract | vii |
| | |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 제 2 장 추진축계의 배치문제 및 설계개요 | 3 |
| 2.1 축계배치와 베어링 영향계수 | 3 |
| 2.2 축계배치에 있어서의 문제점 | 3 |
| 2.3 새로운 추진축계의 배치문제 | 5 |
| 2.4 추진축계 배치에 있어 고려할 사항 | 7 |
| 2.5 추진축계 배치계산의 종류와 의미 | 8 |
| 2.5.1 축계의 합리적인 배치 | 8 |
| 2.5.2 축계의 배치 불량 | 8 |
| 2.5.3 축계배치 방법과 점검 | 9 |
| 2.5.4 추진축계 배치계산의 기준 | 9 |
| 2.6 축계정렬 설계기준 | 11 |
| | |
| 제 3 장 유한요소법에 의한 축계 배치계산 이론 | 13 |
| 3.1 기본식의 유도 | 13 |
| 3.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식 | 13 |
| 3.1.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성매트릭스 | 16 |
| 3.1.3 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등단면보 절점방정식의 해법 | 17 |
| 3.1.4 반력영향계수의 계산 | 19 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2 추진축계의 최적배치 계산방법 (최적화 알고리즘) | 21 |
| 3.2.1 축계의 최적배치계산 | 22 |
| 3.2.2 축계의 선형성 | 23 |
| 3.2.3 선형계획문제 | 23 |
| 3.3 갭(gap)과 섹(sag)의 계산 | 26 |
| 3.4 베어링 반력의 이론적 계산 과정 | 29 |
| 3.5 잭-업법(jack-up)을 이용한 실제의 베어링 지지하중 계산방법 | 31 |
| 3.6 잭-업법에 의한 베어링 반력 계측 방법 | 32 |
| | |
| 제 4 장 실선 축계 베어링 발열사고에 대한 고찰 | 34 |
| 4.1 실선 축계 발열사고의 추정원인 분석 | 37 |
| 4.1.1 축계정렬 작업 오류 | 37 |
| 4.1.2 VGP 적용에 따른 친환경 오일 적용 | 53 |
| 4.1.3 선박을 우현으로 급격하게 회전 시 | 60 |
| 4.2 축계 발열사고의 재발방지 대책 | 68 |
| 4.2.1 축계정렬 작업 오류 | 68 |
| 4.2.2 VGP 적용에 따른 친환경 오일 적용 | 70 |
| 4.2.3 선박을 우현으로 급격하게 회전 시 | 75 |
| | |
| 제 5 장 결 론 | 77 |
| | |
| 참고 문헌 | 79 |

List of Tables

| | | |
|-------------------|---|----|
| Table 2.1 | An example of reaction influence number | 6 |
| Table 4.1 | Specification of the shafting system (51,200 DWT) | 34 |
| Table 4.2 | Specification of the shafting system (50,300 DWT) | 35 |
| Table 4.3 | Specification of the shafting system (115,000 DWT) | 36 |
| Table 4.4 | Expected cause of accident | 37 |
| Table 4.5 | Summary for heating accident of S/T bearing | 38 |
| Table 4.6 | The result of M/E & shafting centering check | 42 |
| Table 4.7 | The result of gap & sag check | 44 |
| Table 4.8 | The designed data for bearing loads | 45 |
| Table 4.9 | The measured data for bearing loads | 45 |
| Table 4.10 | Summary for heating re-action of S/T bearing | 47 |
| Table 4.11 | The result of M/E & shafting centering check | 50 |
| Table 4.12 | The result of gap & sag check | 50 |
| Table 4.13 | The designed data for bearing loads | 51 |
| Table 4.14 | The measured data for bearing loads | 51 |
| Table 4.15 | S/T seal system & oil application for each project | 54 |
| Table 4.16 | Comparison of viscosity for mineral oil & bio. oil [A Ship] ... | 55 |
| Table 4.17 | Comparison of viscosity for mineral oil & bio. oil [B Ship] ... | 56 |
| Table 4.18 | Oil film thickness of A ship | 58 |
| Table 4.19 | Oil film thickness of B ship | 59 |

| | | |
|-------------------|--|----|
| Table 4.20 | Summary for heating re-action of S/T bearing | 60 |
| Table 4.21 | The result of M/E & shafting centering check | 63 |
| Table 4.22 | The result of gap & sag check | 63 |
| Table 4.23 | The designed data for bearing loads | 64 |
| Table 4.24 | The measured data for bearing loads | 64 |
| Table 4.25 | ABS shaft alignment procedure in 2015 | 69 |
| Table 4.26 | Lub. oil capacity | 71 |
| Table 4.27 | Cost comparison between air seal & bio. oil | 72 |
| Table 4.28 | Operating manual for stern tube bearing during sea trial | 76 |



List of Figures

| | | |
|------------------|---|----|
| Fig. 2.1 | An example of the damage of stern tube after bearing | 5 |
| Fig. 3.1 | Beam of variable cross section | 13 |
| Fig. 3.2 | Coordinate system of beam-element and forces of end-section | 16 |
| Fig. 3.3 | Disposal of supporting points | 19 |
| Fig. 3.4 | Disposal of the nodal point deflection | 20 |
| Fig. 3.5 | Plan for arrangement of shafting | 21 |
| Fig. 3.6 | Adjusting of gap & sag | 26 |
| Fig. 3.7 | Static thrust shaft load diagram for the engine of 6S50MC-C | 30 |
| Fig. 3.8 | Calculation of gap-sag | 30 |
| Fig. 3.9 | Bearing (B) and jack (J) position for jack-up measurement ... | 31 |
| Fig. 3.10 | Bearing load measurement at the intermediate shaft bearing and diagram for jack-up | 32 |
| Fig. 3.11 | Measurement of bearing load by jack-up method | 33 |
| Fig. 4.1 | The condition of stern tube after bearing | 39 |
| Fig. 4.2 | The condition of stern tube forward bearing | 39 |
| Fig. 4.3 | The condition of intermediate shaft bearing | 40 |
| Fig. 4.4 | Sighting for positioning shaft center line | 41 |
| Fig. 4.5 | The result of stern tube centering check | 42 |
| Fig. 4.6 | Stern tube boring machine | 43 |
| Fig. 4.7 | Stern tube inspection | 43 |
| Fig. 4.8 | Micrometer for measurement | 43 |

| | | |
|------------------|---|----|
| Fig. 4.9 | All bearing loads for each condition for "A" ship | 46 |
| Fig. 4.10 | The Condition of stern tube after bearing | 48 |
| Fig. 4.11 | The condition of stern tube forward bearing | 48 |
| Fig. 4.12 | The condition of intermediate shaft bearing | 49 |
| Fig. 4.13 | All bearing loads for each condition for "B" ship | 53 |
| Fig. 4.14 | Hydrolytic degradation of biodegradable Oil | 54 |
| Fig. 4.15 | Comparison of viscosity for mineral oil & bio. oil [A Ship] | 55 |
| Fig. 4.16 | Comparison of viscosity for mineral oil & bio. oil [B Ship] | 56 |
| Fig. 4.17 | DNV·GL rule requirement for oil film thickness | 57 |
| Fig. 4.18 | The condition of stern tube after bearing | 61 |
| Fig. 4.19 | The condition of stern tube forward bearing | 62 |
| Fig. 4.20 | The condition of intermediate shaft bearing | 62 |
| Fig. 4.21 | Steering gear test | 65 |
| Fig. 4.22 | Feature about shaft center of turning manoeuvres | 66 |
| Fig. 4.23 | Feature about shaft center of turning manoeuvres | 67 |
| Fig. 4.24 | Overview of airguard aft. seal | 70 |
| Fig. 4.25 | Stern tube lube oil circulating system | 71 |
| Fig. 4.26 | Comparison of oil cost | 71 |
| Fig. 4.27 | Statement from DNV.GL | 73 |
| Fig. 4.28 | Statement from LR | 74 |

A Study on Exothermic Accident in Stern Tube of Ship Propulsion Shafting

Joo - Chul, Park

Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University

Abstract

Recently, it was reported that an unexpected propeller shafting problem related failure of shafting alignment has continued to occur under construction of similar chemical tanker ranging in south-Korean shipyards.

Among the shafting problems, one of the most frequent kind of shaft alignment failures is a heat generated in a stern tube bearing during sea trial, which leads a delay in delivery of the ship along with consequent loss to a shipyard, even causing re-dry docking for inspection.

This study would deal with the causes and solution of the heat generated in a stern tube bearing on the basis of experience ships in order for ship owners, shipyards and concerned parties to effectively prevent this kind of potential accident.

As a result, it is confirmed that misalignment caused by mis-machining of stern boss could be one of causes for heat generated in stern tube bearing.

In order to prevent this kind of problem, inspection for stern tube center line after machining the stern boss shall be carried out with adequate measurement techniques although the space is not enough for accurate examination.

According to the result of viscosity comparison between mineral oil and biodegradable oil, viscosity of mineral oil is better than biodegradable oil at 0~40°C. It means that mineral oil is more favorable to form the oil film thickness at M/E starting condition.

Air seal which technically has no oil leakage can replace with biodegradable oil for the vessel in application of VGP. Also, if air seal is applied for a long time, it will be expected not only to economically reduce operating costs but also to fully meet with VGP because biodegradable oil is extremely expensive than mineral oil.

This study also describes that turning the ship extensively at the starboard side can be one of main cause for heat generated to stern tube bearing because lube oil film formation is difficult from the large local load. Also, this kind of problem can happen more easily on a new stern tube bearing. So, it is recommended that new bearing should be trained according to bearing training procedure before operating the vessel and test related to rudder operating during the sea trial.

While it is difficult to attribute all the problems to a single cause, it is certainly the case that such arrangements are very sensitive to misalignment problems. Therefore, shaft alignment shall be carried out under strict standard.

Keywords: Stern tube bearing, Misalignment, Biodegradable oil, Air seal

1 장 서 론

최근 들어 추진축계 발열사고가 빈번히 일어나고 있다. 특히 화학제품 운반선의 발열사고들이 국내조선소에서 주로 발생하였다.

종래의 축계정렬에 기인하는 손상은 후부 선미관 베어링의 끝부분에 과도한 부하가 발생하여 베어링이 마멸되는 경우가 대부분을 차지하였기에 축계정렬은 후부 선미관 베어링의 선미방향 끝부분 하중의 완화를 주된 목적으로 설계하였다. 후부 선미관 베어링은 축계 베어링 자체의 정렬이 선급협회에서 규정하는 기준치 이상인 경우 부하를 적절히 분배하기 위해 베어링을 경사보링하여 후부 선미관 베어링의 부하가 균등하게 분포되도록 하고 있다.^[1]

선박의 추진축계를 일직선으로 정렬하는 경우 각 베어링의 하중 배분이 고르지 못하므로 추진축 베어링의 이상마멸, 중간축 베어링의 무부하 상태 또는 과열, 감속치차 치의 마멸, 파손 등의 문제가 발생할 수 있다. 축계정렬의 이론해석은 직선 정렬 때의 하중분배를 계산하고 각 지지 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중변화량 즉, 반력영향계수를 계산해서 각 베어링의 정렬을 수직 및 전후방향으로 조절하여 자연곡선에 가깝게 정렬하기 위한 것이다. 또한, 이런 정렬이어야만 여러 선체 적재 상태에서 베어링 하중의 변화가 둔감하고 안정하게 된다.^[1]

그러나 추진축계 베어링의 반력은 종종 메인 엔진의 온도차, 베어링 지지부의 하중 관계, 선체변형, 추진축계의 잘못된 정렬 등으로 인해 초기 설계 값을 초과하는 상태가 발생할 수 있다. 또한 적하하중에 따라 선체 변형이 발생하면서 베어링 반력에 영향을 미칠 수 있고, 정적인 상태에서는 문제가 되지 않았던 베어링 반력이 선박의 운항 중에는 추진축계의 동적 거동으로 인해 베어링 반력에 변화가 발생하여 축계 배치에 영향을 미치게 된다.^[2]

이러한 문제가 선박 건조 과정에서 축계 발열사고로 이어진다면 제작 기간이 비교적 긴 프로펠러, 샤프트, 베어링을 교체하여야 하는 상황이 발생할 수 있으므로 조선소에 막대한 피해를 줄 수 있는 매우 중요한 요인이다.

이러한 중대한 사고의 발생을 줄이기 위해 본 연구에서는 화학제품 운반선의 실선 사고사례를 통하여 발열사고의 원인에 대해 조사하고, 재발방지 대책에 대해 연구하고자 한다. 즉, 실제 설계 계산 수치와 잭-업(jack up)법으로 계측한 베어링 반력 데이터를 기반으로 축계 배치의 적절성여부에 대해 검토하고 추후 유사 선종의 축계정렬시 고려되어야 하는 요소들을 기술하여 동일 문제로 인한 발열 문제의 해결책을 제시하고자 한다.



제 2 장 추진축계의 배치문제 및 설계개요^[2]

2.1 축계 배치와 베어링 영향계수

축계 배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도로 베어링 영향계수(influence number)가 사용되는데, 이는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면 상에 있고 그 중 한 개의 지지점만 단위높이(통상 1 mm)만큼 상승 또는 하강하였을 때 다른 베어링의 반력변화량을 나타낸다. 주로 축의 강성 및 베어링 간의 거리에 의해서 결정되는데, 베어링 영향계수가 낮을수록 선체변형에 더 유연하다고 할 수 있다.^[3]

2.2 축계배치에 있어서의 문제점

선박에 있어서의 추진축계는 디젤 주기관을 갖는 경우 크랭크축, 추력축, 중간축, 프로펠러축으로 구성되며 경우에 따라서는 감속기어장치가 개입하게 된다.

이들 중 축계배치문제와 가장 밀접한 관계를 갖는 것은 감속기어장치, 추력축을 포함하는 중간축, 프로펠러를 포함하는 프로펠러 축 등이다. 이들이 축계배치와 관련하여 문제되는 것은 다음과 같다.

(1) 감속기어 장치의 문제점 : 과거에는 주로 증기 터빈에 국한되었으나 최근에는 디젤기관에 있어서도 감속기어를 갖는 경우가 많아졌다. 감속 기어장치에 대한 문제는 기어 면에 있어서 기어와 기어의 접촉이 불균일할 경우 접촉면에 손상을 일으키고 결국 기어를 파손시키게 되는 점이다. 따라서 이 부분에 발생하는 고장은 과도하거나 불균일하게 발생하는 기어면의 마멸, 기어의 파손, 지나친 소음과 진동 등이다.

기어제작자는 기어 축 지지 베어링의 하중과 양측 베어링 하중차를 제시하여야 하며, 이 하중차는 운전 중에 있어서도 합리적인 값이어야 할 것이다. 기어 박스가 운전 중 어느 정도 팽창할 것인가는 해석적으로 결정되기 어렵고 실험

에 의하여 결정되어야 할 것이다.

(2) 중간축의 문제점 : 이 부분에 있어서 중요한 문제점은 중간축 베어링의 위치에 관한 것들이다. 이 부분에서는 베어링에 부하가 걸리지 않기 때문에 축이 베어링을 때리는 휘돌림(whirling) 현상이 발생한다든지, 반대로 부하가 과대하게 되어 열이 발생한다든지 하는 문제가 발생할 수 있다. 중간축의 베어링 배치에서는 그릇된 설계지침이나 무의미한 설계방법이 취하여지고 있는 일이 있는데 예를 들면 다음과 같은 것들이다.

- 각 축마다 두 개의 베어링을 배치하되 양쪽 끝의 커플링 변위가 자유상태에서 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 잘못된 축계전체가 하나의 기능을 갖는 장치라는 것을 무시한데 있다. 이러한 지침에 의하여 설계된 축계장치는 일반적으로 베어링 수가 너무 많고 그 결과 축계전체는 유연하지 않으며 각 베어링의 하중이 불균일하게 되기 쉬울 뿐만 아니라 축계배치의 잘못에 대하여 매우 민감하게 된다.

(3) 프로펠러 축의 문제점 : 이 부분에 있어서의 중요한 문제점은 주로 무거운 프로펠러에 의하여 발생한다. 외팔보 상태의 프로펠러축의 끝에 고정된 무거운 프로펠러는 선미관 후부 베어링에 과도한 부하를 작용하게 되며 그 인접 베어링을 무부하 상태로 만든다. 흔히 발생하는 손상으로서는 진동, 선미 패킹 글랜드의 과도한 누설, 이상 마멸 등을 들 수 있다. **Fig 2.1**에 보이는 바와 같은 선미관 베어링의 이상마멸 실례를 보인다.

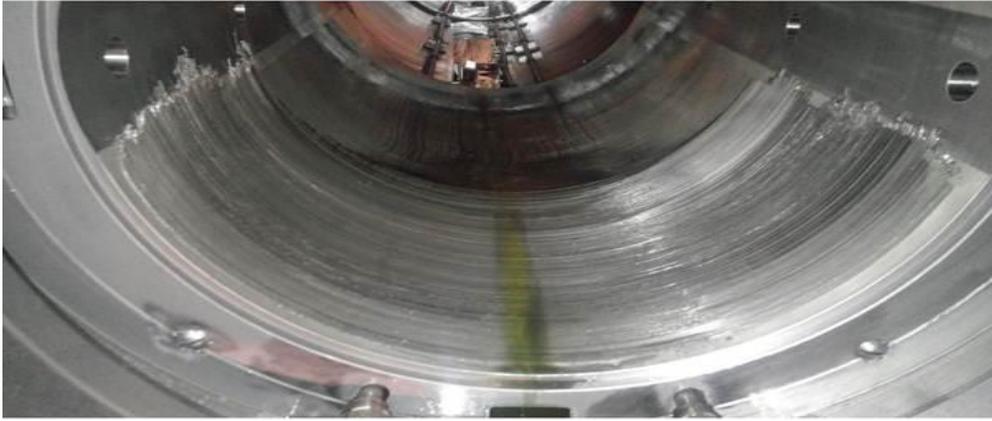


Fig. 2.1 An example of the damage of stern tube after bearing

2.3 새로운 추진축계의 배치문제

일반적으로 추진축계는 모든 베어링에 의하여 일직선이 되도록 지지되며 현재도 이와 같은 방법이 가장 적절한 축계 배치 상태로 종종 채택되고 있다. 그러나 물위에 떠있는 선체는 온도의 변화, 출·입거, 화물적화상태, 노후 등으로 변형을 일으키고 이에 따라 축계 지지베어링의 위치도 변화를 일으킨다. 더구나, 프로펠러축 베어링으로서 리그넘바이티(Lignum Vitae) 베어링을 사용하는 경우에는 마멸에 의하여 베어링 지지점에 변화가 크게 발생하게 된다.

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

축계를 일직선 상태로 배치하는 것도 일종의 자유곡선이라 생각할 수 있는데 대개의 경우 이러한 직선배치에 있어서는 베어링의 하중배분이 고르지 않고 베어링의 상하, 또는 전후방향의 위치조절이 필요하게 된다. 즉, 어떤 베어링을 내리면 그 베어링의 하중은 감소하고 인접 지지베어링의 하중은 증가하게 된다. 이때의 하중 변화량은 축의 강성과 베어링 상하방향 변화량, 베어링 간의 거리에 따라 결정되며 이를 이론적으로 사전에 계산할 수 있다.

Table 2.1 An example of reaction influence number

| Unit : [kN] | | | | | | | | | |
|-------------|---------|----------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|---------|
| | S/T aft | S/T fore | Inter. | M/E #8 | M/E #7 | M/E #6 | M/E #5 | M/E #4 | M/E #3 |
| S/T aft | 1.132 | -2.500 | 1.726 | -1.238 | 0.884 | -0.003 | 0.001 | -0.000 | 0.000 |
| S/T fore | -2.500 | 6.226 | -5.449 | 5.984 | -4.272 | 0.016 | -0.003 | 0.001 | -0.000 |
| Inter. | 1.726 | -5.449 | 7.375 | -16.426 | 12.813 | -0.047 | 0.010 | -0.002 | 0.000 |
| M/E #8 | -1.238 | 5.984 | -16.426 | 126.085 | -174.938 | 73.536 | -17.668 | 3.240 | -0.472 |
| M/E #7 | 0.884 | -4.272 | 12.813 | -174.938 | 311.644 | -199.449 | 75.287 | -13.285 | 1.934 |
| M/E #6 | -0.003 | 0.016 | -0.047 | 73.536 | -199.449 | 223.450 | -166.647 | 49.725 | -7.240 |
| M/E #5 | 0.001 | -0.003 | 0.010 | -15.772 | 64.669 | -139.987 | 214.902 | -120.715 | 32.438 |
| M/E #4 | -0.000 | 0.001 | -0.002 | 3.240 | -13.285 | 49.725 | -144.734 | 129.634 | -48.598 |
| M/E #3 | 0.000 | -0.000 | 0.000 | -0.472 | 1.934 | -7.240 | 38.850 | -48.598 | 21.937 |

Table 2.1은 추진축계의 영향 계수에 대한 계산 예를 보인 것이다.

축계 배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도인 베어링 반력영향계수는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면 상에 있고 그 중 한 개의 지지점만이 단위높이 (통상 1 mm)만큼 상승 또는 하강하였을 때 다른 베어링의 반력 변화량을 나타낸다.^[3] 상기 표를 예를 들어 설명하면 선미관 후부베어링(S/T aft bearing)의 지지점 만을 단위 높이 1 mm 만큼 상승 또는 하강 시킬 경우에 선미관 전부베어링(S/T fore bearing)의 반력값은 -2.5 kN 감소, 중간축 베어링은 1.726 kN 증가, 메인엔진 #8 베어링은 -1.238 kN 감소, 메인엔진 #6 베어링은 -0.003 kN 감소, 메인엔진 #5 베어링은 0.001 kN 증가, 메인엔진 #4 와 #3 베어링의 반력값은 변동이 없음을 의미한다.

자유곡선 배치설계의 목적은 그릇된 축계배치에 민감하지 않은 자유 곡선을 취하도록 하는 데 있다.

일반적으로 베어링의 수를 줄이고 베어링 간격을 크게 할수록 축계배치의 변화에 둔감하게 되어 축계는 안정하게 된다. 다만, 이때에 선회 고유진동수가 낮아져서 선회진동을 발생하기 쉽게 되고 각 베어링에 걸리는 하중은 증가하게 되므로 선회 고유진동수가 사용회전수 이상이 되고 허용지지 하중 이내가 되도록 결정하여야 할 것이다. 축계에 있어서 예상되는 여러 가지 변동 상태에 대하여 하중과 모멘트의 크기를 검토하고 언제나 안전한 범위 내에 있도록 설계 단계에서 베어링의 상하와 길이방향의 위치 및 그의 수를 결정한다.^[4]

2.4 추진축계 배치에 있어 고려할 사항

축계배치에 있어서는 운전시에 발생하게 되는 다음과 같은 사항을 고려하여야 할 것이다.

- (1) 흘수나 항로의 변경에 따른 2중저 (double bottom)의 변형
- (2) 정지 상태와 운전상태간의 온도차이로 인한 디젤기관, 또는 터빈과 감속기어의 팽창
- (3) 정지상태의 축이 운전하면서 선미관 베어링 유효지지점이 이동하는 것
- (4) 프로펠러의 추력중심과 축계의 중심위치가 어긋남으로써 발생하는 추력에 의한 굽힘 모멘트
- (5) 추진축계에 PTO (power take-off) 시스템을 이용한 축발전기의 전자기 저항에 의한 부가력
- (6) 베어링 마멸(특히 해수유히 Lignum Vitae의 경우)
- (7) 축이나 프로펠러의 회전에 의한 불평형 관성력

그러나 상기와 같은 사항에도 불구하고 다음과 같은 사항이 만족되어야 한다.

- (1) 감속장치의 대치차 양단 베어링에서 같은 베어링 반력을 갖도록 할 것
- (2) 모든 여타의 축계 지지 베어링에서 같은 면압일 것
- (3) 모든 운전조건하에서 개개의 베어링 하중의 방향이 일정하고 크기가 불변할 것
- (4) 가능한 한 선미관 후부 베어링에서 하중의 분포가 균일할 것, 즉 모서리에 베어링 하중이 국부적으로 편중되지 않을 것

감속기어를 갖는 터빈이나 디젤 기관에서는 감속기어장치가 비교적 짧기 때문에 축계중심선의 평균 기울기가 베어링 중심선에 평행하게 되도록 축계지지대나 베어링 및 감속기어장치를 여기에 맞도록 낮추어서 배치할 수 있다. 그러나 저속 디젤 기관은 상응하는 기울기를 갖도록 설치하기에는 너무 길기 때문

에 선미관 베어링을 상응하는 기울기를 갖도록 보링(boring)하거나 베어링 부시(bush)의 외경을 상응하는 기울기가 되도록 가공한다. 후자의 방법이 정확한 기계가공이 가능하기 때문에 바람직한 방법이다. 또한 선미관 백색 합금(white metal) 베어링에서 후부 1/3 정도를 경사지게 보링 가공하기도 한다.(부분경사 보링 또는 이중경사 보링)

2.5 추진축계 배치

2.5.1 축계의 합리적인 배치

축계의 합리적인 배치란, 베어링 반력의 적절한 분배를 실현하기 위하여 수직, 수평면에서 기준선(reference line)에 대하여 개개의 베어링을 적정위치에 배치함을 뜻한다.

- (1) 일차적 탄성배치 : 축계의 탄성만을 고려한 축계배치
- (2) 2차적 탄성배치 : 베어링 재료와 베어링 지지대의 탄성까지 고려한 축계 배치
- (3) 정적배치 : 축의 정지상태시 상기 (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 축계배치
- (5) 동적 배치 : 동적 기진력에 의한 축계의 진동응답까지 고려한 축계 배치

2.5.2 축계의 배치불량

수직, 수평면에 있어서의 배치불량으로서 축이 베어링에 대하여 상기 배치에 만족하지 못하는 다음과 같은 경우가 있다.

- (1) 정적 배치불량 : 축, 프로펠러, 기어, 크랭크축 등의 중량만을 고려, 정지 상태에 대하여 잘못 배치한 경우
- (2) 정적 운전상태의 배치불량 : (1)의 경우에 더하여 유막의 영향과 축계에 작용하는 외부의 힘과 모멘트 평균치를 고려하여 주어진 운전상태에 대하여 행한 배치의 불량
- (3) 동적 배치불량 : 위의 경우에 더하여 동적 기진력에 대한 축계 진동의 답을 고려하여 행한 배치의 불량

2.5.3 축계배치 점검 방법

- (1) 광선법 (Light line method) : 광학적인 장치로 베어링 중심의 어긋남을 점검하는 것.
- (2) 갭색법 (Gap & sag method) : 두 개의 인접하는 축 커플링 플랜지의 편심과 벌어진 틈 등의 상대위치를 이용하여 축계배치를 설정하거나 점검하는 방법
- (3) 잭-업법 (Jack-up method) : 정적 반력, 즉 반력영향계수 (Reaction Influence Number, RIN)를 실제로 계측함으로써 베어링의 정적반력을 점검하는 방법
- (4) 굽힘 모멘트법 (Bending Moment method) : 축계의 여러 곳을 합리적으로 선택한 위치에서 스트레인 게이지를 이용하여 굽힘 모멘트를 측정 결과로부터 상당 베어링 지지대의 정적, 동적 반력치를 계산하는 방법

2.5.4 추진축계 배치 계산의 기준

대부분의 선급에서 제시하는 추진축계 배치계산의 기준은 다음과 같다.

- (1) 베어링 평균 면압 허용(기준)치
기름 윤활을 할 때 대부분의 선급에서 제시하는 선미관 후부 베어링의 최대

허용 면압은 8 bar이며, 나머지 베어링에 대해서는 베어링 제작업체의 추천치를 따른다.

- 기름 윤활식 선미관 후부 베어링 : max. 8 bar
- 기름 윤활식 선미관 전부 베어링 : max. 12 bar
- 해수 윤활식 선미관 베어링 : 2 ~ 3 bar
- 중간축 베어링 : max. 8 bar
- 감속기어장치 대치차(Gear wheel connected to the propeller via shaft line)의 선수축, 선미축 베어링 : 10 bar

(2) 선미관 후부 베어링 후단부 하중의 완화

경사 보링(slope boring), 또는 경사배치(slope alignment)에 의한 방법이 이용되고 있으며, 구체적인 최적조건은 아래와 같다.

- 선미관 후부 베어링 후단에서 베어링과 축의 상대적 경사를 최소로 한다. ($2\sim3\times 10^{-4}$ rad, 0.0115~0.0172 deg 이하)
- 선미관 후부 베어링의 후단과 전단에 하중을 배분한다고 보고 그 차를 최소로 한다.
- 선미관 후부 베어링의 대표지점의 반력을 최소로 한다.
- 선미관 후부 베어링 후단 부근의 부분경사 부분에 스프링 지점을 수개 배치하고 그의 반력을 균등화하는 것도 아울러 생각한다.

(3) 축의 굽힘 모멘트(bending moment) 허용(기준)치

- 프로펠러 축 : 150~250 bar
- 중간축 : 100~250 bar
- 추력축 : 200 bar (통상 150 bar를 채택하고 있다)

(4) 감속기어장치 대기어 선수미축 베어링의 하중차

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

(5) 저속 디젤 주기관에 대한 제한조건

저속 디젤기관에 대하여 일반적인 제한조건은 다음과 같다.

- 추력베어링, 메인베어링 면압 : 약 20 bar 이하
- 크랭크축 디플렉션(deflection) : $\frac{s}{5000} \sim \frac{s}{10000}$ 이하 (s : 행정)

(6) 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

2.6 축계정렬 설계기준

베어링 재료로서 백색합금(white metal)을 사용하고, 기름 윤활을 할 때 대부분의 선급(DNV·LR 2015, ABS 2015, 2003, BV 2015, GL 2015, NK 2015, KR 2015)에서 제시하는 선미관 후부 베어링의 최대 허용 면압은 8 bar 이다. 면압은 베어링에 작용하는 하중을 축을 베어링에 투영했을 때의 면적 (베어링 길이 \times 축 지름)으로 나눈 압력을 의미한다.

DNV는 추력 베어링 및 중간축 베어링의 경우 20 bar 및 12 bar 이하일 것을 규정하지만 대부분의 선급에서는 중간축 베어링의 면압에 대한 별도의 규정을 두지 않는다.

플라스틱, 합성수지, 고무 등을 베어링 재료로 사용하고 기름 윤활인 경우 선급에서는 보통 6 bar 내외를 허용 면압으로 제시한다. 따라서 선급에서 제시하는 압력은 모두 면압 개념이며 국부 압력 분포에 대한 규정은 없는 실정이다.

DNV 선급에서는 선미관 후부 베어링에서의 경사가 베어링 간극의 50%를

초과하지 않아야 한다고 명시하고 있고, 또한, 모든 선급에서는 프로펠러 축과 선미관 후부 베어링 사이의 상대 경사각이 3×10^{-4} rad 을 초과하지 않아야 한다고 명시하고 있다.

문헌 [8](전효중, 1986)에 의하면 간극경사각을 베어링과 프로펠러축의 지름 간극(diametric clearance)을 베어링 길이로 나눈 비로 정의하였다. “상대 경사각이 간극경사각의 0.5배보다 작거나 같으면 경사 절삭 (slope boring)이 필요 없고, 상대경사각이 간극 경사각의 0.5배보다 크고, 간극 경사각보다 작거나 같으면 경사 보링 절삭을 권장하며, 상대경사각이 간극 경사각보다 크면 경사 보링 절삭이 필수적” 으로 표현되어 있다.

재질에 따라 허용 굽힘 응력이 결정되지만, 축계의 굽힘 응력을 과도하게 제한하는 것은 축계정렬에 있어서 바람직하지 않을 수도 있다. 유연한 축계정렬일수록 큰 굽힘 처짐이 발생하므로 횡 진동(whirling vibration) 및 피로 강도를 만족하는 범위 내에서 어느 정도의 높은 굽힘 응력 상태는 성공적인 축계정렬의 반증으로 볼 수 있다. 엔진 플라이 휠 연결부 축의 굽힘 모멘트 및 전단력 크기는 엔진 제작사의 설계 사양서를 따른다. 그러나 최근 MAN 등의 엔진 제작사는 엔진 플라이 휠 연결부 축의 굽힘 모멘트/전단력 선도 보다는 엔진 베어링의 반력을 허용 기준으로 채택할 움직임을 보이고 있다.

제 3 장 유한요소법에 의한 축계 배치계산 이론^[2]

3.1 기본식의 유도

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 “매트릭스 구조 해석법”에 의한 방법을 기술한다.^[7]

3.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스 법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다. 지금 **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 절점방정식을 다음 식 (3.1)과 같이 쓴다.

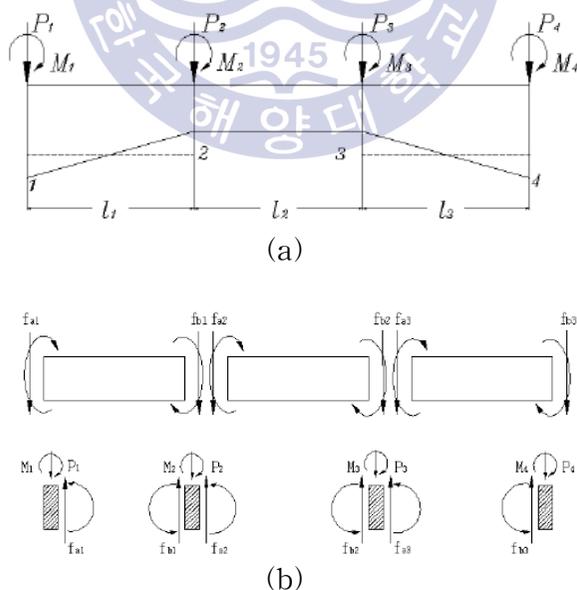


Fig. 3.1 Beam of variable cross section

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

여기서,

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

k_{aa1} : a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 a_1 점에 가하여야 할 힘

k_{ab1} : a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야 할 힘

U_{a1} : a_1 점의 변위

U_{b1} : b_1 점의 변위

f_{fa1} : a_1 의 고정단 단면력 (양단 a, b 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b 단에 생기는 단면력)

Fig. 3.1(b) 를 참조하면

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

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로

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

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)의 위치를 일치 시킬 것.

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

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

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{a1} + 0 \\ f_{a2} + f_{b1} \\ f_{b3} + f_{b2} \\ 0 + f_{b3} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

식 (3.5)가 **Fig. 3.1** 의 보 절점방정식이다. 우변의 첫 번째 벡터는 절점에 작용하는 외력이고, 두 번째 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변

의 계수행렬은 보 전체의 강성매트릭스이다. 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 강성매트릭스

지금 Fig. 3.2 의 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 2차모멘트를 I 라 하면 강성 매트릭스는 식 (3.6)과 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.⁽¹¹⁾

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

따라서 횡하중(S_a, S_b)과, 모멘트 하중(M_a, M_b)을 받는 보 요소의 기본식은

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

여기서 $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$ 는 각 절점에서 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중으로 나타낸다. 또는 간략하게 표시하면 다음과 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 강성매트릭스를 구한다. 이 강성매트릭스는 식 (3.5)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 합성하여 구한다. 이 때 첫 번째 부재의 U_b 는 두 번째 부재의 U_a 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스의 k_{bb} 와 두 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{aa} 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 중첩하면 전체구조물에 대한 종합강성매트릭스를 구할 수 있다.

3.1.3 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보 절점방정식의 해법

(1) 절점방정식의 해법 : 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등단면보를 n 분할하여 앞의 방법으로 구한 절점방정식의 차수는 $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 10차 이상이 되기 때문에 사실상 컴퓨터의 도움 없이는 계산이 불가능하다. 지금 식 (3.5)를 간단하게

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

라 놓고, f 를 좌변으로 이항하여 정리하면

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

$[K]$ 의 역 매트릭스를 식(3-9)의 좌변에 곱하면

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

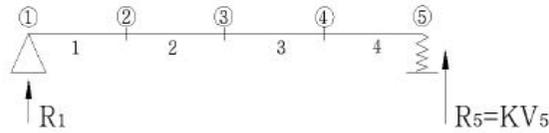
식 (3.11)로부터 각 절점의 변위[상하변위(deflection)와 각 변위(slope)]가 구하여진다. 각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 P 항 중에 포함되며 따라서 식 (3.11)의 결과를 식 (3.10)에 대입하면 P 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

(2) 지점의 처리 : **Fig. 3.3** 과 같이 절점 1에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 영이고 지점반력 $-R$ (부호규약에 의해 아랫방향을 +로 취하므로, 반력은 -이다) 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 P 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초에 있어서 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기던가 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다. 본 계산의 목적중 하나가 지지 베어링의 반력을 아는데 있으므로 제거한 행을 딴 곳에 남겨두었다가 변형을 계산한 다음 이것과 강성매트릭스를 곱하면 지지점 반력이 구하여진다.

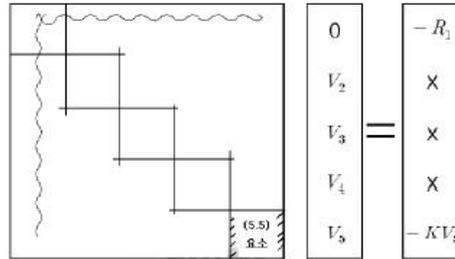
행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제 1행의 요소를 '0'으로 놓으면 된다. (**Fig.3.3(b)**참조) 또한 변위 V_1 을 '0'으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제 1열을 '0'으로 한다.

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

지점이 절점 5와 같이 탄성 지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력 $R_5 = KV_5$ (K : 스프링 상수)가 생긴다. 이것도 하중항 P 에 포함시켜야 하는데



(a)



(b)

Fig. 3.3 Disposal of supporting points

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.

3.1.4 반력영향계수의 계산

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 해당된다.

축계 배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도인 베어링 반력영향계수는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면 상에 있고 그중 한 개의 지지점만이 단위높이 (통상 1mm)만큼 상승 또는 하강하였을 때 다른 베어링의 반력변화량을 나타낸다.

Fig. 3.4(a)에서 보이는 바와 같이 절점 3이 Δ_3 만큼 변위한다고 한다. 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 3에 외력 R_3 를 작용시킬 필요가 있다.

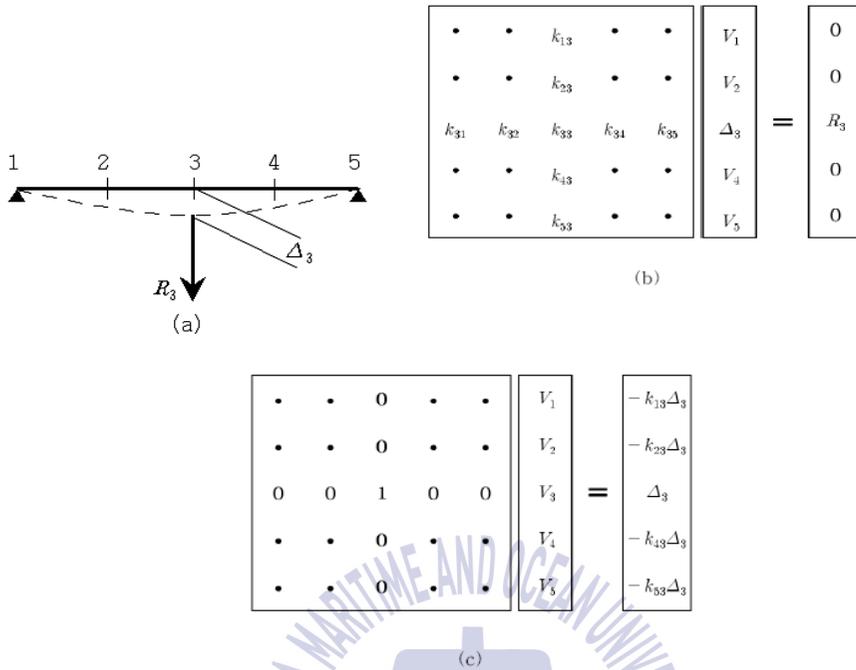


Fig. 3.4 Disposal of the nodal point deflection

따라서 이 경우의 식 (3.10)은 Fig. 3.4(b) 와 같이 된다. Δ_3 는 기지량, R_3 는 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량 R_3 를 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 3.4(c) 와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면, 식 (3.9)의 강성매트릭스의 제 3열에 대한지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 '0'으로 하면 V_3 의 값(이것은 Δ_3 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 3.4(c) 와 같이 강성매트릭스의 (3,3)요소를 Δ_3 로 하여 풀거나 강성매트릭스의 (3,3)요소를 '0'으로 한 채 풀 다음 V_3 를 Δ_3 로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수이다.

3.2 추진축계의 최적배치계산 방법 (최적화 알고리즘)

3.2.1 축계의 최적배치계산

축계배치에 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 반력 영향계수가 크게 되어 각 베어링의 지점하중이 선체변형이나 베어링 받침대(pedestal) 열팽창의 영향을 쉽게 받는다는 것을 의미한다. 이 경우 축계 배치조정이 어렵게 되며 또한 축계 배치조정 후의 베어링 하중변화가 크게 된다는 것을 뜻한다.

일반적으로 축계의 유연성을 더하기 위하여 배려하는 것은 축계 계획상의 다른 제반조건과 상반하는 일이 많으므로 주의를 요한다. Fig. 3.5 와 같은 일반적인 디젤기관 축계를 예로 들면 다음과 같다.

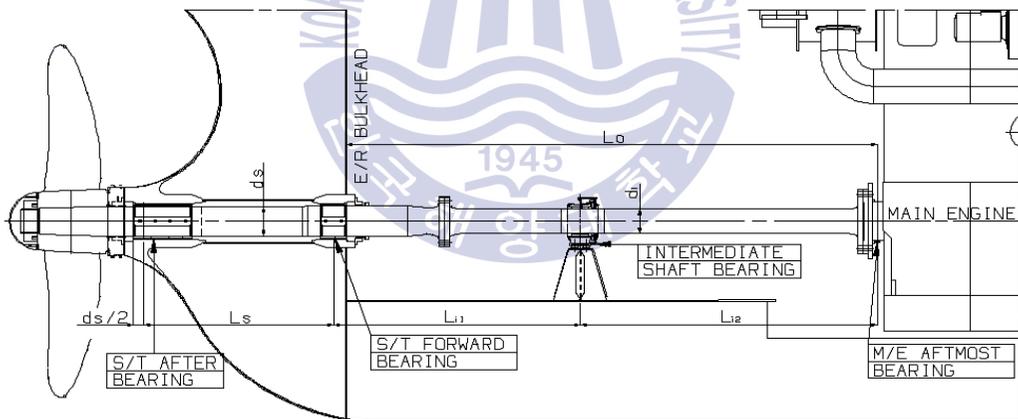


Fig. 3.5 Plan for arrangement of shafting

선미관 베어링간 간격 L_s 는 선미 구조상, 특히 기관실 후부격벽의 위치에 따라 제한을 받는다. 또한 축계 횡진동에서는 L_s 가 작은 쪽이 바람직하지만, 축계 배치에서는 L_s 가 긴 쪽이 바람직하다. L_s 와 프로펠러 축 지름 d_s 와의 비 L_s/d_s

가 4.8 정도보다 작게 되면 일반적으로 축계 배치계획이 어렵게 된다고 한다. 선미 기관에서는 기관실 길이를 작게 하기 위하여 주기관을 되도록 선미에 가깝게 배치하는 것이 요구되는데, 이것은 그림에서 Lo의 치수가 작게 됨을 뜻한다. 감속장치 베어링에서는 “2.5.5 추진축계배치계산의 기준 ① 베어링 평균면압 허용(기준치)”에 표기한 바와 같이 기어 물림의 견지로 보아 대기어의 선수미 베어링 하중차이를 규정치 내에 있도록 할 필요가 있는데, 이것을 만족하기 위해서는 일반적으로 중간 베어링과 감속기어 장치 베어링과의 간격 Li2와 중간축지름 di와의 비 Li2/di를 10~12 정도 이상으로 하여 축계의 유연성을 높일 필요가 있다. 이것을 만족하기 위해서는 경우에 따라서는 중간 베어링을 없애거나 중간 베어링을 선미측으로 이동하여 선수측 선미관 베어링을 없애는 등의 고려가 필요한데, 후자의 경우에는 후부격벽의 위치를 변경하는 것과 관계가 있다.^[5]

3.2.2 축계의 선형성

베어링은 베어링 틈(clearance) 등으로 말미암아 엄밀하게는 비선형 문제로 생각하여야 할 것이나 항상 베어링의 하면에 접한 상태에서는 선형문제로 생각하여도 지장이 없을 것이다. 또한 선미측 선미관 베어링 내에서의 프로펠러축은 휘임이 일어나므로 경우에 따라서는 베어링의 선미단과 선수단에 대표지점을 고려한다. 이와 같이 하여 추진축계를 n 개의 지점을 갖는 연속보라 생각할 때 각 지점의 높이와 지점반력의 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 ($i=1, \dots, n$) : 지점 반력 [kN]

δ ($i=1, \dots, n$) : 지점 높이 [cm]

a_{ij} ($i=1, \dots, n$) ($j=1, \dots, n+1$) : 지점높이에 의한 반력 영향계수 [kN/cm]

$a_{i, n+1}$ ($i=1, \dots, n$): 지점높이에 영향을 받지 않는 반력 정수항 [kN]

지점높이와 임의의 m 개의 점의 굽힘모멘트와의 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} : 지점높이에 의한 굽힘 모멘트의 영향계수 [kN·cm/cm]

$b_{i, n+1}$: 지점높이에 영향을 받지 않는 굽힘모멘트로서 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 의하여 구해진다.

3.2.3 선형계획문제

기준형 선형계획문제는 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

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

(2) 목적함수

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

여기서,

- x_i ($i=1, \dots, N$) : 구하고자 하는 변수
- A_{ij} ($i=1, \dots, M$) ($j=1, \dots, N$) : 기술계수
- S_i ($i=1, \dots, M$) : 허용한도를 나타내는 정수
- V ($i=1, \dots, N$) : 가치를 나타내는 계수

최적배치 계산에서는 다음과 같이 선형계획법을 응용한다. 지점높이 δ ($i=2, \dots, n$)를 변수 x_i ($i=1, \dots, N$)라 하면 목적함수는 식 (3.12)의 제 1식으로부터 $-a_{1j}$ ($j=2, \dots, n$)를 V_j ($j=1, \dots, N$)로 함으로써 얻어진다. 제한조건식에서 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. 지점높이

및 지점높이차를 나타내는 식을 만들어서 지정치와 같게 되는 등호를 붙이면 설치높이 및 설치높이 차의 제한조건식을 구할 수 있다. 이때의 기술계수 A_{ij} 는 1, -1 또는 0 의 어느 한 개를 취하므로 용이하게 결정된다.

또한 실제계산은 계수를 구하는 계산으로부터 선형계획법의 계산 및 최적상태(열간 상태와 냉간 상태)의 계산을 한꺼번에 프로그램으로 수행한다. 선형계획법의 해, 즉 최적 설치높이는 반드시 존재한다고 단언할 수 없다. 제한조건이 너무 엄하면 해는 존재하지 않는다. 그러나 해가 존재할 경우에 2개 이상의 해가 존재하는 경우가 있다. 2개의 해가 얻어지는 경우에는 식 (3.16), 식 (3.17), 식 (3.18)에 보이는 바와 같이 2개의 해를 임의의 비율로 취하는 새로운 최적해를 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} : 제 1의 해
- x_{2j} : 제 2의 해
- x_{3j} : 새로운 해의 계수
- $j=1, \dots, N$

3.3 갭(gap)과 섹(sag)의 계산

축계 설치시에 정확한 설치기준선을 얻을 수 없으므로 설치 높이를 Fig. 3.6 과 같이 플랜지의 어긋난 양, 갭과 섹으로 환산하고 이 갭(gap), 섹(sag)을 기본으로 하여 실제의 설치공사를 실시한다.

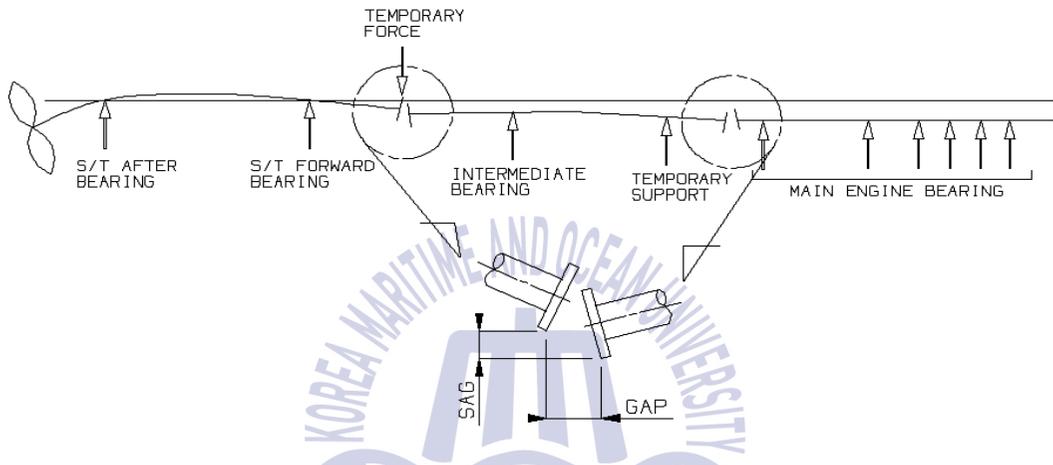


Fig. 3.6 Adjusting of gap & sag

프로펠러축은 선미관 전부 베어링이 접할 때까지 섹으로 아랫방향 하중을 가하고 추력축은 지지할 것이 없기 때문에 임시 지지대를 이용한다. 중간축 베어링을 한 개 사용할 경우에도 별도로 한 개의 임시 지지대를 이용하여 2점 지지로 한다. 임시 지지대의 높이는 임의로 취할 수 있으나 축계의 휘임 곡선 높이에서 지지한다.

접속 커플링의 총 수를 N 개라고 하면, 지점 높이와 커플링 끝의 휘임 및 경사각과의 관계는 다음의 식 (3.19)와 식 (3.20)과 같이 표시할 수 있다.

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

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

여기서,

- ξ_i : 플랜지 끝의 휘임 [cm]
- θ_i : 플랜지 끝의 경사각 [rad]
- h_j : 지점 높이 [cm]
- C_{ij} : 지점높이에 의한 플랜지 끝 휘임의 영향계수 [cm/cm]
- $C_{i, 2N+4}$: 지점높이에 영향을 받지 않는 플랜지 끝 휘임, 정수항 [cm]
- d_{ij} : 지점높이에 의한 플랜지 끝 경사각의 영향계수 [rad/cm]
- $d_{i, 2N+4}$: 지점높이에 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.

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

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

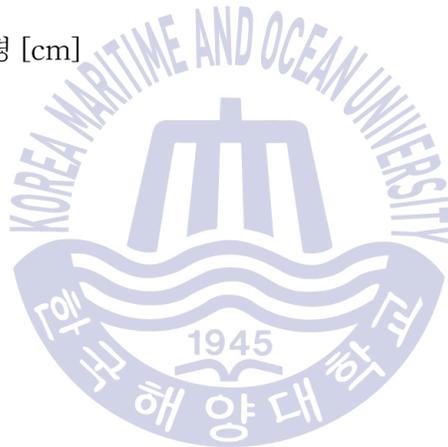
여기서,

s_i : sag [cm]

g_i : gap [gap]

D_i : 플랜지의 직경 [cm]

$i = 1, \dots, N$



3.4 베어링 반력의 이론적 계산 과정

현재 수행되고 있는 축계의 과정은 크게 3단계로 분류할 수 있다.^{[6]~[7]}

첫째, 축계 배치 계산용 프로그램을 이용한 설계값의 설정

둘째, 설계값에 따른 축계 설치 작업

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

설계에서 수행되는 프로그램을 이용한 축계 배치 설계값 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 엔진 제작사에서 제공하는 정적 추력 축 하중 다이어그램 (**Fig. 3.7** Static thrust shaft load diagram of the engine of 6S50MC-C)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 (옵-셋 없음)에 대한 축계의 반력을 계산한다.
- (3) 베어링의 옵-셋을 설정하여 추력 베어링에서의 굽힘 모멘트와 전단력 값이 정적 추력 축 하중 다이어그램의 영역 내에 존재하도록 모델링을 수정한다. (hot & dynamic condition 만 해당됨)
- (4) 적하하중 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(gap)-색(sag)을 계산한다.

이러한 과정을 통해 계산된 갭-색을 기준으로 축계의 설치가 이루어진다. 그러나 일반적으로 설계값 설정과정은 (1)의 과정에서 엔진 내부 크랭크 샤프트를 동일한 질량을 가지는 등가모델로 모델링함에 따른 오차를 (3)의 옵-셋 적용 시 실제 옵-셋이 발생함에도 불구하고 후부 및 선미관 전부 베어링의 옵-셋을 항상 0으로 얻지 못하는 경우가 종종 발생한다. 이에 설치를 수행하는 현장에서는 베어링에 적당한 반력이 걸리도록 옵-셋을 다시 조정하는 작업을 수행한다. 설계값 설정은 적하 하중에 따른 프로펠러의 부력 상태 및 엔진의 변형에

따른 읍-셋의 변화만 고려하고 있어 동적인 상태에서 축의 거동에 영향을 주는 선 체 변형과 프로펠러 추력에 의한 굽힘 모멘트 등을 추가적으로 고려해야 한다.

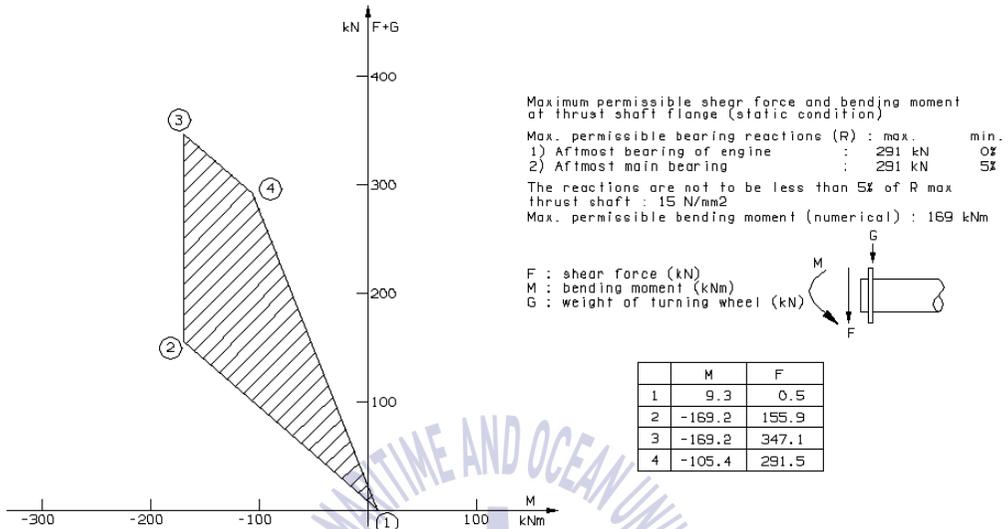


Fig. 3.7 Static thrust shaft load diagram for the engine of 6S50MC-C

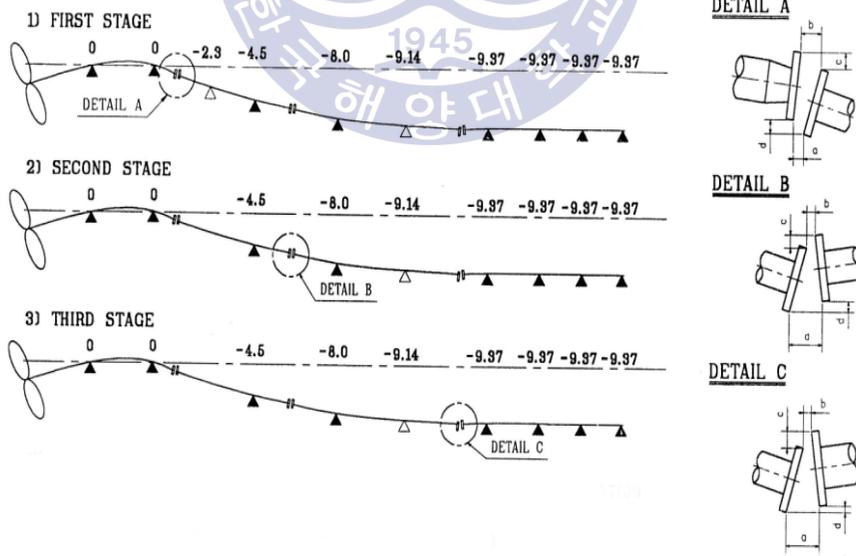


Fig. 3.8 Calculation of gap-sag

3.5 잭-업(jack-up)법을 이용한 실제의 베어링 지지하중 계산방법

짧은 베어링간의 스패에 대한 계산상의 조절은 다음과 같이 행한다. 각 잭의 위치에 대하여 잭을 또 다른 베어링으로 간주하고 프로그램에 의한 별도의 계산을 수행한다. 잭에 대한 영향계수(Influence Number)를 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.

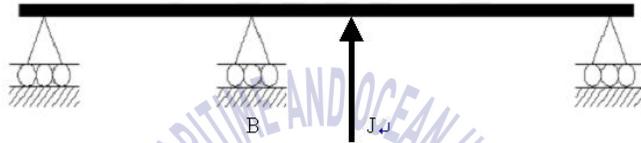


Fig. 3.9 Bearing (B) and jack (J) position for jack-up measurement

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

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

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 영향계수와 같은 방법으로 유도한다.

3.6 잭-업법에 의한 베어링 반력 계측 방법

잭-업법은 추진축계의 베어링 반력을 확인하기 위해서 가장 일반적으로 이용된다.^[7] 이 방법은 측정의 단순함 때문에 여러 산업분야에서 가장 광범위하게 사용되고 있으며, 측정하는 방법은 눈금이 되어있는 유압잭으로 축계를 각 베어링에서 차례로 들어 올려서 축이 베어링으로부터 떨어지는 순간에 상당하는 베어링 하중을 읽는다. 축을 단계적으로 들어 올리고 한편으로는 상하방향의 움직임을 다이얼 게이지를 읽어서 도표에 기입한다. 축이 베어링에서 떨어지는 순간 그려진 곡선은 경사가 급격한 변화를 일으킨다. 축을 하강시킬 때도 비슷한 곡선을 그리게 된다. 베어링 하중은 이들을 평균에 취한다.

Fig. 3.11 은 실제 조선소에서 이루어지고 있는 잭-업법에 대한 베어링 반력 측정 모습으로 유압잭을 이용하여 축을 들어 올리면서 다이얼 게이지의 변위값 변화를 확인하여 Fig. 3.10 의 하중 계측 선도를 작성한다.^[6]

Fig. 3.10 은 베어링 반력 측정을 위해 축의 하부에 유압잭을 설치하고 상부에는 다이얼 게이지를 설치하여 작업자가 유압을 조절하며 베어링 반력을 측정하는 모습이며, 잭-업법으로 계측된 하중 계측 선도를 나타낸다.

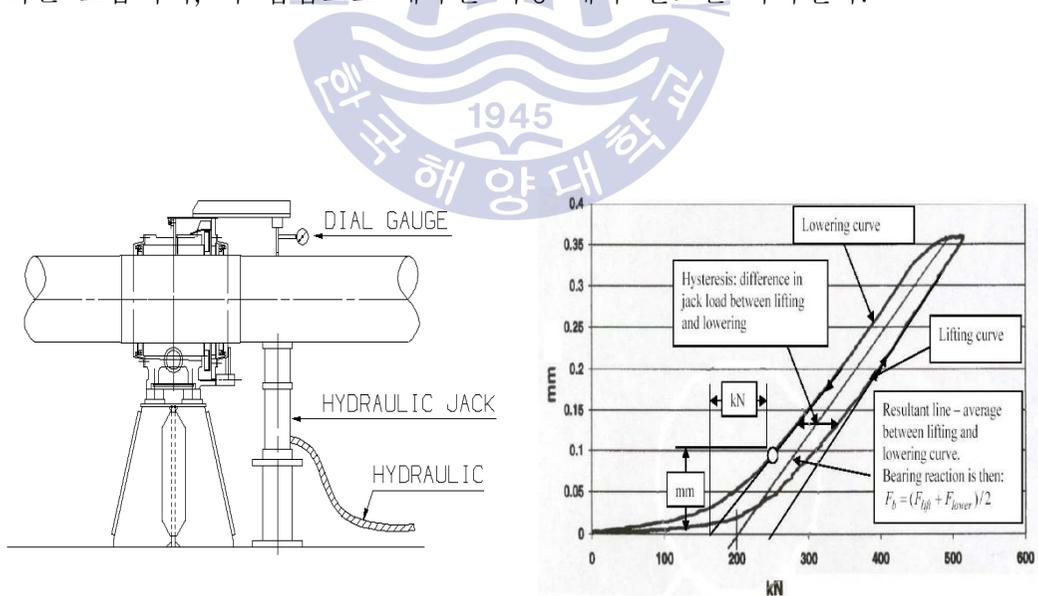
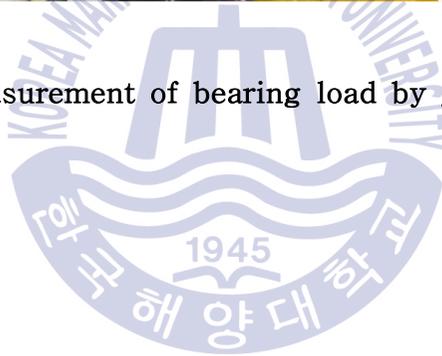


Fig. 3.10 Bearing load measurement at the intermediate shaft bearing and diagram for jack-up



Fig. 3.11 Measurement of bearing load by jack up method



제 4 장 실선 축계의 베어링 발열사고에 대한 고찰

이 장에서는 축계 발열사고가 발생한 실선 3척의 유조선을 통해 원인에 대해 조사를 하고 동일 문제가 발생하는 것을 예방하기 위한 재발방지 방안들에 대해 살펴 볼 것이다. Table 4.1~4.3은 본 연구에 이용된 실선 축계의 주요 사양이다.

Table 4.1 Specification of the shafting system for A ship (51,200 DWT)

| | | |
|----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| Vessel type | 51,200 DWT Product / Chemical Tanker | |
| Main engine | MAN-B&W 6S50ME-B9.3 | SMCR: 7,570 kW @ 99 rpm |
| Propeller | Type | 4 blade fixed pitch propeller |
| | Diameter | 6,600 mm |
| | Material | Ni - Al - Bronze |
| | Mass in air | 17,803 kg |
| | Cap & Hyd. nut of mass in air | 1163 kg |
| Propeller shaft | Length | 7,508 mm |
| | Diameter | 475 mm |
| | Mass | 10,350 kg |
| Intermediate shaft | Length | 7,324 mm |
| | Diameter | 415 mm |
| | Mass | 8,419 kg |
| Stern tube after bearing | Length | 1,000 mm |
| | Outer diameter | 568 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube forward bearing | Length | 350 mm |
| | Outer diameter | 566 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube seal | Stern tube seal type | Air seal type |
| | Oil type | Bio.Oil |

Table 4.2 Specification of the shafting system for B ship (50,300 DWT)

| | | |
|----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| Vessel type | 50,300 DWT Product / Chemical Tanker | |
| Main engine | MAN-B&W 6S50ME-B9.2 | SMCR: 7,240 kW @ 99 rpm |
| Propeller | Type | 4 blade fixed pitch propeller |
| | Diameter | 6,400 mm |
| | Material | Ni - Al - Bronze |
| | Mass in air | Abt. 17,000 kg |
| | Cap & Hyd. nut of mass in air | Abt. 800 kg |
| Propeller shaft | Length | 6,750 mm |
| | Diameter | 470 mm |
| | Mass | 9,870 kg |
| Intermediate shaft | Length | 7,690 mm |
| | Diameter | 430 mm |
| | Mass | Abt. 9,000 kg |
| Stern tube after bearing | Length | 1,000 mm |
| | Outer diameter | 555 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube forward bearing | Length | 400 mm |
| | Outer diameter | 555 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube seal | Stern tube seal type | Air seal type |
| | Oil type | Bio. Oil |

Table 4.3 Specification of the shafting system for C ship (115,000 DWT)

| | | |
|----------------------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| Vessel type | 115,000 DWT Product / Chemical Tanker | |
| Main engine | MAN-B&W 6G60ME-B9.2 | SMCR: 11,200 kW @ 77 rpm |
| Propeller | Type | 4 blade fixed pitch propeller |
| | Diameter | 6,400 mm |
| | Material | Ni - Al - Bronze |
| | Mass in air | Abt. 30,000 kg |
| | Cap & Hyd. nut of mass in air | Abt. 1,156 kg |
| Propeller shaft | Length | 8,025 mm |
| | Diameter | 590 mm |
| | Mass | 17,139 kg |
| Intermediate shaft | Length | 11,030 mm |
| | Diameter | 490 mm |
| | Mass | Abt. 16,207 kg |
| Stern tube after bearing | Length | 1,320 mm |
| | Outer diameter | 712 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube forward bearing | Length | 430 mm |
| | Outer diameter | 712 mm |
| | Material | FC250 + WJ2 |
| Stern tube seal | Stern tube seal type | Air seal type |
| | Oil type | Bio. Oil |

4.1 실선 축계 발열사고의 추정원인 분석

Table 4.1~4.3의 3척의 축계 발열사고가 발생한 실선은 축계 주요사양이 유사하지만 서로 다른 추정원인을 가지고 있다. Table 4.4는 축계 발열사고가 발생한 실선들의 추정원인을 정리한 표이다. 친환경 오일 적용이라는 공통적으로 같은 추정원인도 포함되어 있지만, 2척의 실선은 축계정렬 작업 문제로 인한 추정 원인을 가지며, 나머지 1척의 경우 우현으로 급격한 회전으로 인한 추정 원인을 가지고 있다.

Table 4.4 Expected cause of accident

| Vessel | Expected cause |
|------------------------------------|----------------------------|
| A 선박(51.2K PC) & B 선박(50.3K PC) | Shaft Alignment work |
| | Application of *EAL |
| C 선박(115K PC) | Hard Turning to St'bd Side |
| | Application of *EAL |

* EAL(Environmentally Acceptable Lubricants)

4.1.1 축계정렬 작업 오류

상기 추정원인을 기준으로 먼저 A와 B 선박의 통해 축계정렬 과정 중 각 실선이 축계정렬 중 어떠한 과정에서 문제가 있었는지 원인에 대해 조사를 하였다.

Table 4.5는 A 선박의 축계 발열사고 개요를 정리한 표이다. 대부분의 축계 발열사고의 경우 프로펠러 무게로 인해 선미관 후부 베어링에 부하가 많이 걸려 발열사고가 많이 발생하지만 A 선박은 Table 4.5의 발생상황 정리와 같이 선미관 전부 베어링의 고온 경보가 먼저 발생한 것을 알 수 있다.

Table 4.5 Summary for heating accident of S/T bearing

| 발열사고 발생 개요 | |
|---------------|---|
| Vessel type | 51,200 DWT Product/ Chemical Tanker (A 선박) |
| Location | 국내 (시운전중) |
| M/E condition | Main Engine 50 % of MCR (약 80.9 rpm) |
| 발생 경위 | <ol style="list-style-type: none"> 1) 시운전 출항 중 선미관 전부 베어링의 고온 경보 발생 후 85 °C까지 상승 후 10분 내로 안정됨 2) 검사 후 베어링온도센서의 오작동을 의심해 계속해서 운항함 3) 약 5분 후 선미관 후부 베어링 고온 경보 발생 후 온도는 약 140 °C까지 상승함. 4) 곧 바로 엔진정지 후 베어링의 온도가 낮아질 때까지 장시간 관찰함. 5) 온도가 안정 된 후 메인엔진의 운전/정지를 반복하여, 베어링 길들이기를 진행하면서 온도가 안정되었다고 판단되어 시운전을 계속 진행함. 6) 모든 시운전 시험 완료 후 선미관 윤활유 분석을 위해 샘플링(sampling)을 하는 과정에서 다량의 금속 물질이 검출되었으며, 윤활유 분석 결과 대부분의 화이트 메탈(white metal), 녹조각(rust particle) 등을 확인함. |

Fig. 4.1~4.3 은 드라이 독 후 프로펠러와 축을 제거 후 베어링의 상태를 확인한 사진이다. Fig. 4.1의 선미관 후부 베어링의 상태를 자세히 살펴보면 전체적으로 백색합금(white metal)의 형체를 정확히 알아볼 수 없는 상태이며 베어링의 우현이 좌현보다 더 심하게 손상이 된 것을 확인할 수 있다. 그리고 형체를 알아볼 수 없도록 베어링이 심하게 손상된 것은 초기 발열 발생 시 내부적

으로 베어링 길들이기가 완료 되었다고 판단하고 모든 시운전 시험을 마무리 할 때까지 배를 운항하면서 심하게 손상되었을 가능성이 크다.



Fig. 4.1 The condition of stern tube after bearing

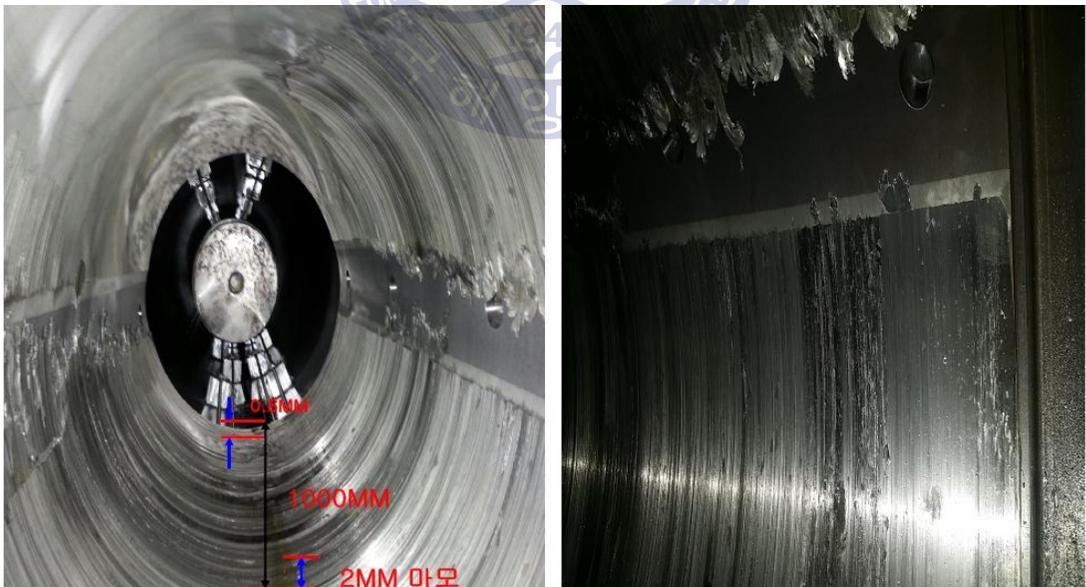


Fig. 4.2 The condition of stern tube forward bearing

Fig. 4.2 는 선미관 전부 베어링의 손상 상태를 나타낸 그림이다. 그림과 같이 베어링의 백색합금(white metal) 부위가 심하게 손상되었으며, 손상 부위의 면적은 전체 베어링 350 mm 중 200 mm 부분의 손상이 심한 것을 확인 할 수 있다. 그리고 선미관 후부 베어링과 동일하게 베어링의 우현 방향이 더 심하게 손상된 것을 확인 할 수 있다. **Fig 4.3**은 중간축 베어링의 상태를 나타낸 사진이며 손상 정도는 스크래치 이외의 큰 손상은 없는 상태이다.

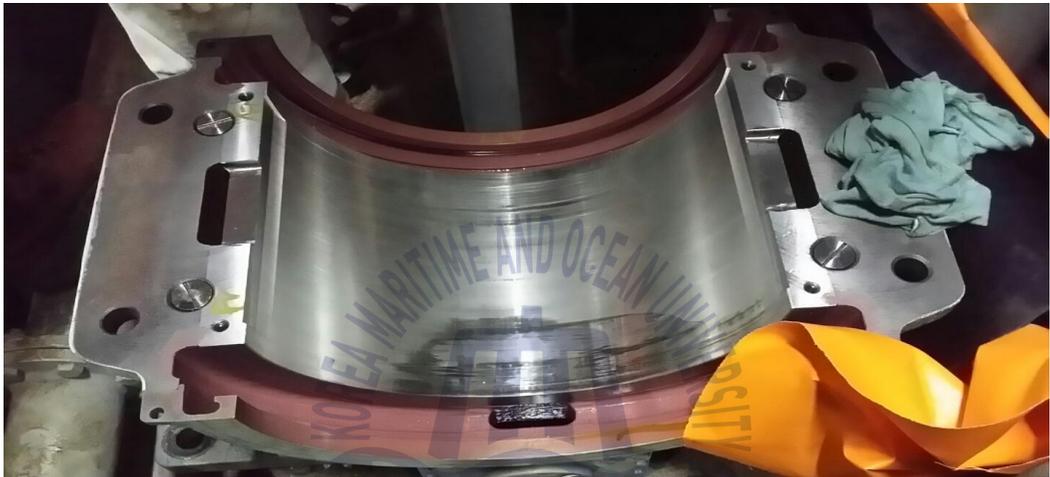


Fig. 4.3 The condition of intermediate shaft bearing

A 선박의 축계 발열사고의 원인 분석을 위해 드라이 독 후 메인 엔진과 축의 센터라인 확인, 갭과 색 검사, 레진 초크 두께 검사 및 반력 측정을 시행하였다.

Fig 4.4는 축의 센터라인 검사를 진행하는 방법을 대략적인 그림으로 나타내었다. 축과 결합되는 메인 엔진의 크랭크(crank) 축과 프로펠러축, 그리고 중간축의 센터라인의 일치 여부를 확인하기 위한 검사로서 축의 센터라인을 결정하는 아주 중요한 작업이다.

Fig 4.4는 축의 센터라인 검사를 진행하는 방법을 대략적인 그림으로 나타내었다. 축과 결합되는 메인 엔진의 크랭크(crank) 축과 프로펠러축, 그리고 중간

축의 센터라인의 일치 여부를 확인하기 위한 검사로서 실제 축의 센터라인을 결정하는 아주 중요한 작업이다.

Fig. 4.4의 그림과 같이 축과 선미관 수밀 장치 및 각 베어링을 제거한 후 메인 엔진 크랭크 축 중심에서 선미관 선미 방향으로 광 레이저를 쏘아 메인엔진과 선미관의 센터라인 위치를 확인하였다. 그 결과는 Table 4.6과 같이 확인 되었다.

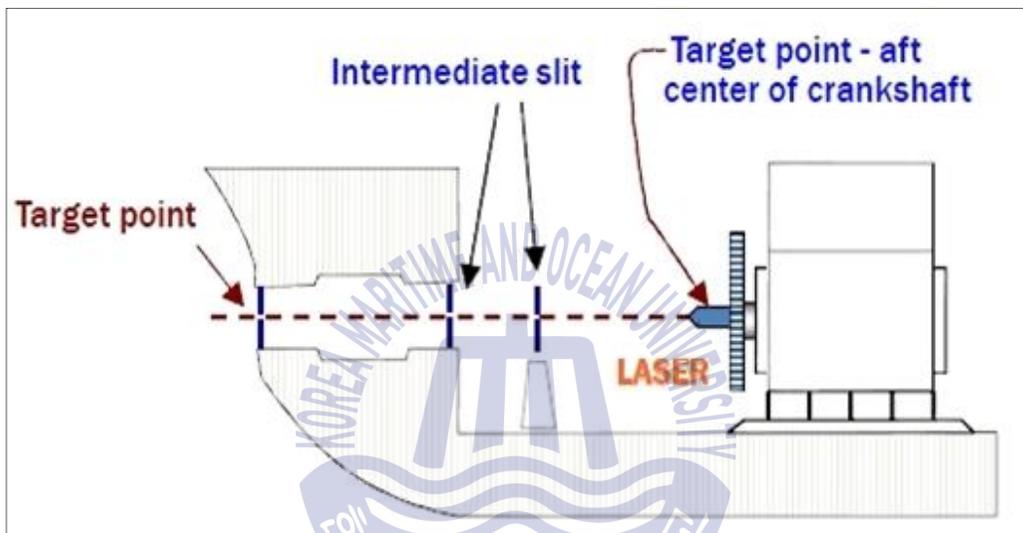


Fig.4.4 Sighting for Positioning Shaft Center Line

전체적으로 설계값과 비교 검토하였을 때, 세로방향의 값이 0.44~0.46mm 오차가 있었으며, 가로 방향은 0.5mm 오차가 있었다. Fig 4.5는 선미관의 센터라인의 형태를 나타낸 그림으로 선미관 양쪽 끝단에서 선미관 중앙으로 갈수록 아래 방향으로 0.44~0.46 mm 기울어져 있다는 것을 확인 할 수 있다. 가공시 허용오차가 10/100 mm 인 것을 감안하더라도 축의 센터라인이 일정구간에서 아래 방향으로 기울어 있다는 것을 알 수 있다. 이것은 축의 정렬이 제대로 되지 않은 것을 의미하며 각 베어링에 걸리는 하중이 불균형하게 될 수 있어 발열사고의 원인이 될 수 있다.

Table 4.6 The result of M/E & shafting centering check

| 측계 발열사고 시 | | 측계 재 정렬 후 | |
|--------------|------------|-----------|------------|
| Vertical | Horizontal | Vertical | Horizontal |
| 0.44~0.46 mm | 0.5 mm | 0 mm | 0 mm |

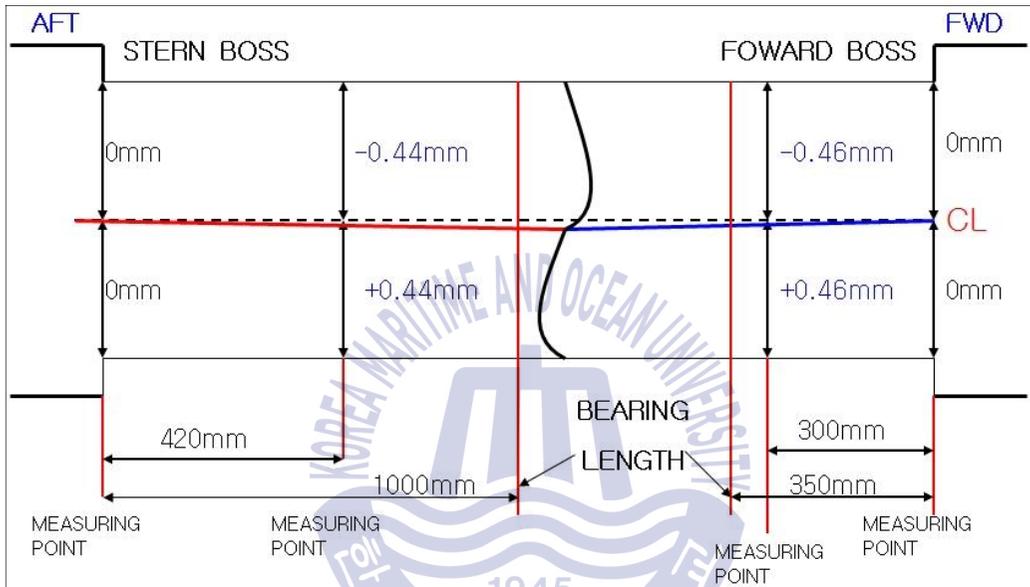


Fig.4.5 The Result of Stern Tube Centering Check



Fig.4.6 Stern tube boring machine

축계정렬 작업 시 이러한 문제 발생 원인을 조사해 보았다. 해당 처짐의 근본적인 원인은 Fig 4.6에 나타난 가공 장비의 기계적인 결함으로 보링 바의 직진도 변형에 의한 중간베어링 설치를 잘못하였으며, 보링 바 연결부분의 변형, 가공 중 중간베어링 변형 및 온도 변화에 의한 변형으로 선미관 가공 시 오차가 발생한 것이다.

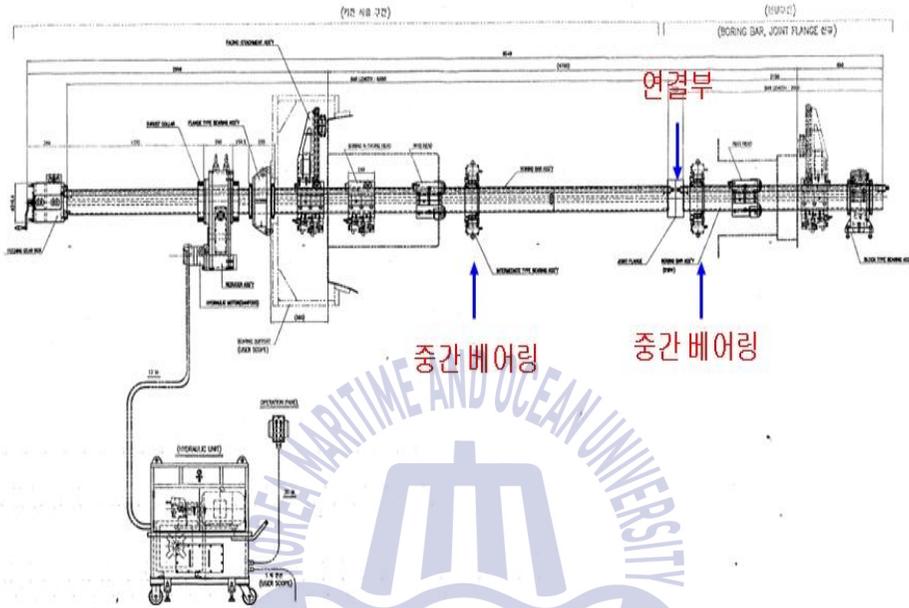


Fig.4.6 Stern tube boring machine

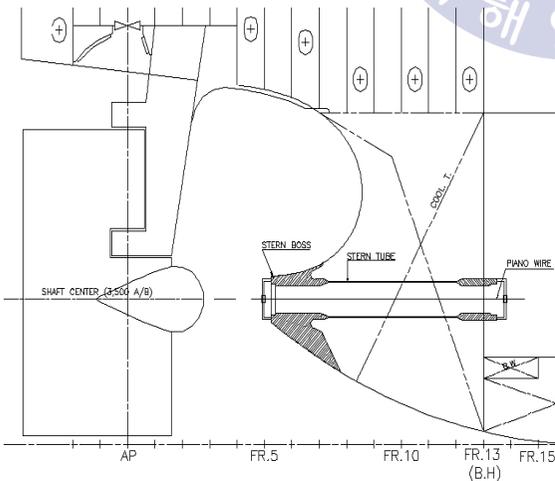


Fig.4.7 Stern tube inspection



Fig.4.8 Micrometer for measurement

또 하나의 문제점은 선미관과 선미 주물의 정삭 작업 후 센터라인의 상태를 확인하는 검사였다.

먼저 검사 방법을 살펴보면 Fig.4.7과 같이 선미관의 선미와 선수 끝단의 중심을 피아노 선으로 연결하여 베어링 전체 길이(선미 베어링:1,000 mm, 선수 베어링: 350 mm)를, 100 mm씩 10구간과 3구간을 나누어 중심선 검사를 시행한다. Fig. 4.8은 실제 검사 시 사용한 보어 게이지이며, 1/100 mm 까지 계측이 가능하다. 그러나 A 선박은 선미관 직경이 작아 내부까지 접근이 힘들었기 때문에 선미관 선미는 300 mm, 선수는 200 mm까지만 검사를 진행하여 선미관 가공 오류를 발견하지 못한 것이다. 그리고 선미관 후부 베어링 삽입 후 베어링의 상대경사를 최종 확인하는 과정에서도 검사가 정밀히 이루어지지 않은 것으로 확인되었다.

본 연구의 3.3장에 기술된 갭과 섹 원리를 이용하여 A 선박의 객과 섹 값을 계측 하였으며, Table 4.7은 설계값과 계측값을 비교한 표이다. 계측 조건은 프러펠러 침수(immersion) 60 % 조건에서 계측 되었으며, 허용오차는 10/100 mm 이다.

Table 4.7 The result of gap & sag check

| Position | Design | | Check Result | |
|---------------------------------------|--------|------|--------------|------|
| | Gap | Sag | Gap | Sag |
| Propeller shaft & Inter. shaft Flange | 0.22 | 1.74 | 0.22 | 1.76 |
| Inter shaft & crank shaft Flange | 0.48 | 0.21 | 0.48 | 0.41 |

Table 4.7의 설계값 대비 계측값의 검사 결과를 보면 프로펠러 축과 중간축의 갭과 섹 계측값은 허용오차 이내로 들어오지만, 중간축과 크랭크 축 플랜지의 섹 값이 허용오차를 감안하더라도 0.1 mm의 오차가 발생함을 알 수 있다.

A 선박의 추진축계의 조건변화에 따른 베어링 반력 측정은 3장에 언급된 책-업법으로 측정되었다. 선급 요구조건 인 메인 엔진의 냉간 상태와 열간 상태

로 각각 측정되었다. Table 4.8는 A 선박의 프로펠러 100 % 침수 시의 열간 상태의 반력의 설계값을 나타낸 표이다.

Table 4.8 The designed data for bearing loads

| Designed bearing reactions force [ton] | | | | | |
|---|---------------------|----------------------|------------------|------------------|------------------|
| S/T after bearing | S/T forward bearing | Intermediate bearing | M/E No.8 bearing | M/E No.7 bearing | M/E No.6 bearing |
| 24.8 | 3.8 | 4.8 | 5.6 | 7.0 | 10.5 |
| Launching-Immersion 100% of propeller in Hot floating condition | | | | | |

Table 4.9는 축계 발열사고 시와 축계 재 정렬 후의 메인 엔진 상태에 따른 선미관 전부, 후부 베어링과 메인 엔진 No.8 베어링의 계측값을 나타낸 표이다. 시운전 시의 계측값은 APT(After peak tank)가 충전(full)되어 있는 상태에서 계측 되었다.

Table 4.9 The measured data for bearing loads [Unit: ton]

| Condition | First Alignment | | | Second Alignment | | |
|------------------|-----------------|---------------|------------------|------------------|----------------|------------------|
| | Fwd. Bearing | Inter. Bearig | M/E No.8 Bearing | Fwd. Bearing | Inter. Bearing | M/E No.8 Bearing |
| Before Chocking | 6.3 | 4.1 | 1.0 | 4.2 | 4.6 | 1.8 |
| After Chocking | 6.1 | 5.2 | 2.0 | 4.4 | 5.2 | 1.3 |
| During Sea trial | 1.8 | 6.8 | 2.7 | 3.0 | 5.4 | 3.8 |

Table 4.8과 4.9를 이용하여 발열사고 발생 시의 선미관 전부 베어링의 설계값 대비 계측값을 비교해보면 Before Chocking 상태에서는 65 % 초과하였으며, After Chocking 상태에서는 60 %초과, 시운전 시는 -50 % 초과한 것을 알 수 있다.

축계 발열사고 발생 후 축계 재 정렬 후의 선미관 전부 베어링의 설계값 대비 계측값을 비교해보면 Before Chocking 상태에서는 10 % 초과하였으며, After

Chocking 상태에서는 15 %초과 시운전 시는 -21 % 초과한 것을 알 수 있다. 중간축 베어링의 반력을 비교해 보면 발열사고 발생 시와 축계 재 정렬 후의 값은 모두 20 % 이내에 포함됨을 알 수 있고, 메인엔진 No.8 베어링의 경우 엔진 메이커에서 권고하는 허용오차의 범위가 상대적으로 크기 때문에 설계값 대비 계측값의 비교를 생략하였다.

Fig 4.9는 시운전 중 축계 발열사고 시와 축계 재 정렬 후의 선미관 전부 베어링과 중간축 베어링, 메인엔진 No.8 베어링의 반력 계측값을 설계값과 비교한 그래프이다. 축계 재 정렬 후의 선미관 전부 베어링의 계측값은 설계값과 비슷한 반면에 축계 발열시의 계측값은 설계값과 상대적으로 차이가 있음을 알 수 있다.

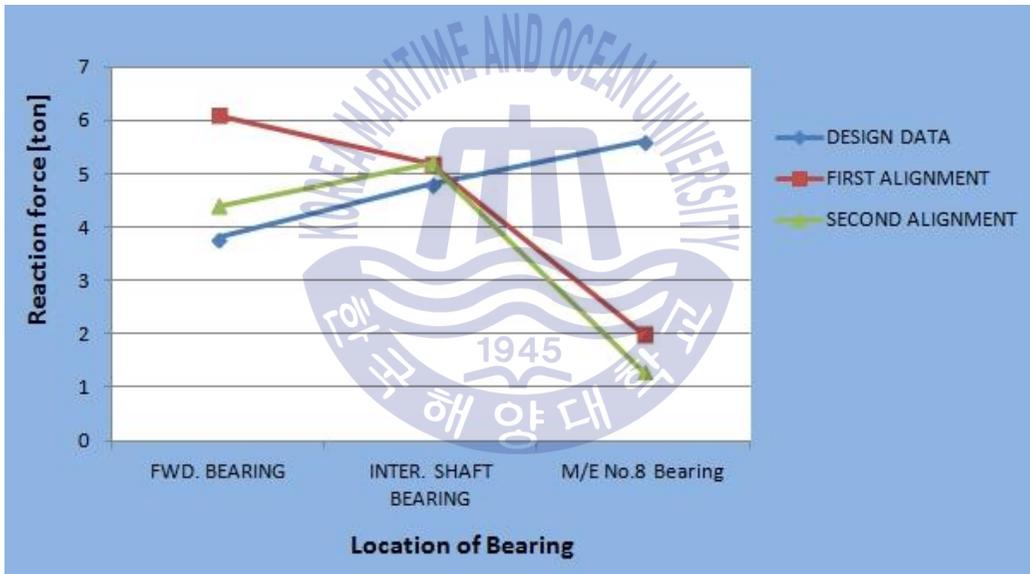


Fig. 4.9 All bearing loads for each condition for "A" ship

A 선박의 축계정렬 시 반력 계측값의 허용오차 범위는 중간축 베어링의 경우 설계값의 20 % 이내로 규정하고 있으며 선미관 전부 베어링의 경우 베어링 허용 면압인 8 bar 이내의 허용하중으로 적용하였다.

축계정렬 작업 시 반력의 허용오차 범위는 선급에서 요구사항이 없었기 때문에 현재 각사의 경험에 의한 표준을 적용하고 있지만, 상기의 발열사고 전후의

선미관 전부 베어링의 계측값을 비교해 보았을 때 계측값이 설계값에 최대한 근사치에 도달하는게 축계 배치에 더 좋을 것으로 판단된다.

Table 4.10은 B 선박의 축계 발열사고 개요를 정리한 표이다.

Table 4.10 Summary for heating re-action of S/T bearing

| 발열사고 발생 개요 | |
|---------------|---|
| Vessel type | 50,300 DWT Product/Chemical Tanker (B 선박) |
| Location | 국내 (시운전중) |
| M/E condition | Main Engine 50 % of MCR (약 81RPM) |
| 발생경위 | <ol style="list-style-type: none"> 1) M/E 안전(safety), 조타기와 속도 등의 시험을 완료하고 내구 시험을 진행 중에 선미관 후부 베어링에 발열이 발생함. 2) 선미관 후부 베어링 온도가 100 °C이상 상승했으며, 발열 발생 후 메인 엔진 정지 후 온도가 안정화 될 때까지 대기함. 3) 선미관 오일 시스템 및 고온경보 장치 이상 유무를 확인 하였으나, 이상 없었음. 4) 온도가 안정 된 후 M/E 운전/정리를 반복하여, 회항 후 선미관 윤활유 분석을 위해 오일 샘플링함. 5) 화이트메탈, 연삭칩(grinding chip), 녹조각 등을 확인함 |

B 선박의 경우 시운전 시험 중 조타기(steering gear)와 속도(speed) 시험을 완료하고 내구(endurance) 시험을 진행 중에 선미관 후부 베어링에만 발열로 인한 고온경보가 발생하였다. 드라이 독 후 프리펠러, 축과 선수미 수밀장치를 제거 후 선미관 베어링의 상태를 확인하였다.

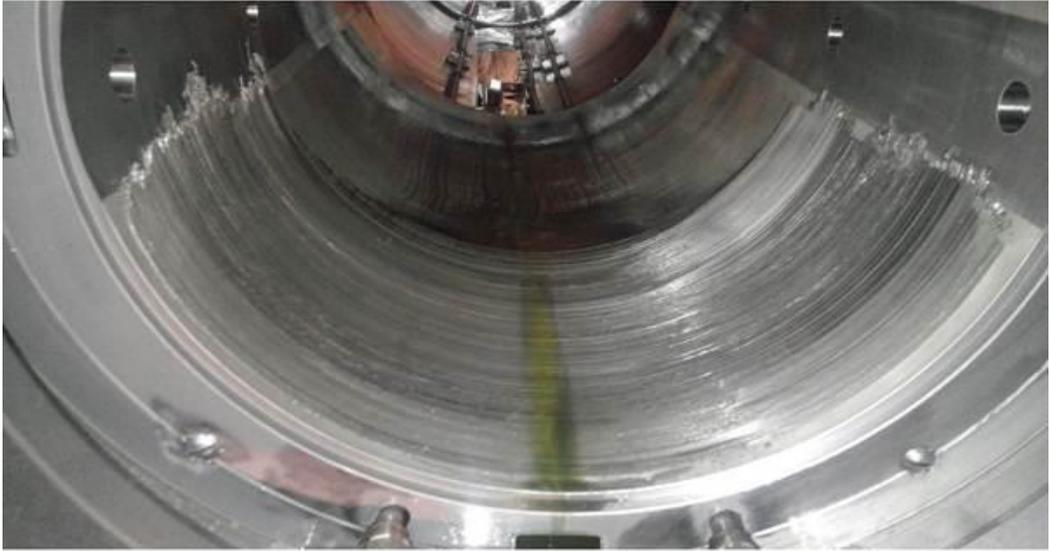


Fig. 4.10 The Condition of stern tube after bearing

Fig. 4.10~4.12은 베어링의 상태를 확인 한 사진이다. Fig. 4.10의 선미관 후부 베어링의 상태를 자세히 살펴보면 전체적으로 백색합금이 심하게 손상됐으며, 좌현과 우현 모두 손상이 심한 것을 확인 할 수 있다. 전체 베어링의 길이 1000 mm 중 손상 범위는 약 350 mm로 확인되었다.

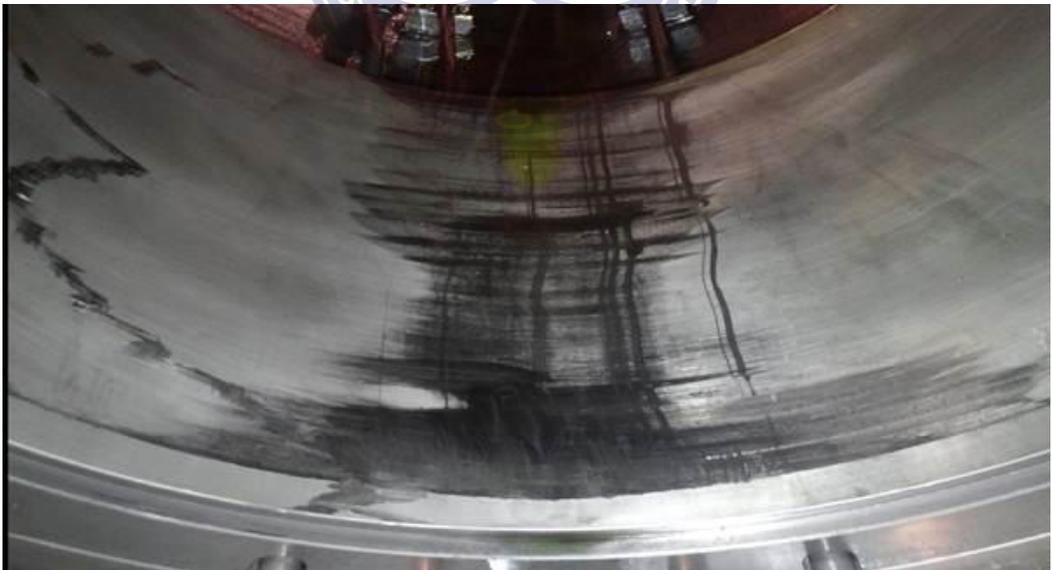


Fig. 4.11 The condition of stern tube forward bearing

Fig. 4.11 는 선미관 전부 베어링의 손상 상태를 나타낸 그림이다. 베어링의 하부에 축 발출 시 발생된 스크래치는 발견되었지만 이외에 크게 손상된 흔적은 발견되지 않았으며, 베어링 상부의 경우 손상이 거의 없는 것을 확인할 수 있다.

Fig 4.12은 중간축 베어링의 상태를 나타낸 사진이며 손상 정도는 스크래치 이외의 큰 손상은 없는 상태이다.



Fig. 4.12 The condition of intermediate shaft bearing

B 선박의 축계 발열사고의 원인 분석을 위해 드라이 독 후 메인 엔진과 축의 센터라인 확인, 깎과 색 검사, 레진 초크(resin chock) 두께 검사 및 반력 측정 검사를 시행하였다.

축과 선미관 수밀 장치 및 각 베어링을 제거한 후 메인 엔진 크랭크축 중심에 광원 장치를 설치하여 메인엔진과 선미관의 중심선 위치 상태를 확인하였다. 그 결과는 **Table 4.11**와 같이 확인 되었다.

전체적으로 설계값과 비교 검토하였을 때, 세로방향의 값이 약 -2.8mm 오차가 있었으며, 가로 방향은 1.6mm 오차가 있었다. 메인엔진에서 선미로 갈수록 축의 센터라인이 아래 방향으로 -2.8mm 기울어져 있다는 것을 확인 할 수 있다. 가공 시 허용오차 10/100 mm을 초과하였으며 축의 센터라인이 일정구간에서 아래 방향으로 기울어 있어 축의 정렬이 제대로 되지 않았으며 이로 인해 각 베어링에 걸리는 하중이 불균형하게 분포될 수 있어 발열사고의 원인이 될 수 있다.

Table 4.11 The result of M/E & shafting centering check

| 축계 발열사고 시 | | 축계 재 정렬 후 | |
|-----------|------------|-----------|------------|
| Vertical | Horizontal | Vertical | Horizontal |
| -2.8 mm | 1.8 mm | 0 mm | 0 mm |

B 선박의 선미관 센터라인에 과도한 오차가 발생한 원인을 살펴보면, 선미관 가공 작업 시는 오차 발생이 거의 없었으나, 선미관 후부 베어링의 상대경사를 반영하는 과정에서 과도한 오차가 발생하였다. **B** 선박의 경우 선미관 후부 베어링의 상대경사 반영을 베어링 제작업체에서 진행하지 않고 조선소에서 직접 가공하는 것을 표준으로 적용하고 있다고 한다. 그리고 가공 문제는 선미관 후부 베어링을 삽입 후 상대 경사를 확인하는 과정에서 발견될 수 있지만 검사가 제대로 이루어지지 않았기 때문에 문제가 발견되지 않은 것으로 확인 되었다.

| Position | Design | | Check Result | |
|---------------------------------------|--------|------|--------------|------|
| | Gap | Sag | Gap | Sag |
| Propeller shaft & Inter. shaft Flange | 0.29 | 2.55 | 0.25 | 2.58 |
| Inter shaft & crank shaft Flange | 0.31 | 1.98 | 0.60 | 0.80 |

Table 4.12 The result of gap & sag check

본 연구의 3.3장에 기술된 겹과 색 원리를 이용하여 B 선박의 겹과 색 값을 계측하였으며, Table 4.12은 설계값과 계측값을 비교한 표이다. 계측 조건은 프로펠러 침수 75 % 조건에서 계측 되었으며 허용오차는 10/100 mm 이다.

Table 4.12의 설계값 대비 계측값의 검사 결과를 보면 프로펠러 축과 중간축의 겹과 색 계측값은 허용오차 이내로 들어오지만, 중간축과 크랭크 축 플랜지의 색값이 허용오차를 감안하더라도 겹의 값은 0.19 mm, 색의 값은 1.08 mm의 오차가 발생함을 알 수 있다.

B 선박의 추진축계의 조건변화에 따른 베어링 반력 측정은 3장에 언급된 책-업법으로 측정되었다. 선급 요구조건인 메인 엔진의 냉간 상태와 열간 상태로 각각 측정되었다. Table 4.13는 A 선박의 프로펠러 100% 침수 시의 열간 상태에서의 반력 설계값을 나타낸 표이다.

Table 4.13 The designed data for bearing loads

| Designed bearing reactions force [ton] | | | | | |
|---|---------------------|----------------------|------------------|------------------|------------------|
| S/T after bearing | S/T forward bearing | Intermediate bearing | M/E No.8 bearing | No.7 M/E bearing | No.6 M/E bearing |
| 21.2 | 4.7 | 4.6 | 3.7 | 9.0 | 14 |
| Launching-Immersion 100% of propeller in Hot floating condition | | | | | |

Table 4.14 The measured data for bearing loads [Unit: ton]

| Condition | First Alignment | | | Second Alignment | | |
|------------------|-----------------|---------------|------------------|------------------|----------------|------------------|
| | Fwd. Bearing | Inter. Bearig | M/E No.8 Bearing | Fwd. Bearing | Inter. Bearing | M/E No.8 Bearing |
| Before Chocking | 5.2 | 3.9 | 0.6 | 5 | 5.1 | 0.9 |
| After Chocking | 5.1 | 4.5 | 2.2 | 5.4 | 4.7 | 0.6 |
| During Sea trial | 0.7 | 5.2 | 4.9 | 3.9 | 4.5 | 5.8 |

Table 4.14는 축계 발열사고 전후와 축계 재 정렬 후의 메인 엔진 상태에 따른 선미관 전부, 후부 베어링과 메인 엔진 No.8 베어링의 계측값을 나타낸 표이다. 시운전 시의 계측값은 APT가 중단 되어져 있는 상태에서 계측 되었다.

Table 4.13과 **4.14**를 이용하여 발열사고 발생시의 선미관 전부 베어링의 설계값 대비 계측값을 비교해보면 초킹 전(before chocking) 상태에서는 13 % 초과하였으며, 초킹 후(after chocking) 상태에서는 10 %초과, 시운전 시는 - 105 % 초과한 것을 알 수 있다. 시운전 시의 반력값은 축의 발열사고로 인해 베어링부가 마모되면서 전체 베어링의 옴셋(높낮이)가 변경되어 과도한 오차가 발생한 것으로 판단된다.

B 선박의 축계정렬 시 반력 계측값의 허용오차 범위는 중간축 베어링과 선미관 베어링 모두, 설계값의 20 % 이내로 규정하였으며 중간축 베어링의 반력을 비교해 보면 발열사고 발생 시와 축계 재 정렬 후의 값은 모두 20 % 이내에 포함됨을 알 수 있고, M/E No.8 베어링의 경우 엔진 메이커에서 권고하는 허용오차의 범위가 상대적으로 크기 때문에 설계값 대비 계측값의 비교를 생략하였다.

상기 검사 결과로부터 **B** 선박의 경우 깎과 색 과정에서 과도한 오차가 발생하였으며, 축의 중심선 검사에서 축의 중심선이 선미관 선미 방향으로 아래로 2.8 mm 기울어져 있는 것을 알 수 있다.

축계정렬 과정 중 깎과 색은 축계정렬 계산의 반력값을 찾기 위한 과정으로 그 허용오차 이내로 작업하는 것이 중요하며, 설계값 대비 허용오차 범위 이내로 포함되지 않을 경우 축계정렬 계산의 반력값을 찾기 위해 중간축 베어링과 메인 엔진 높낮이를 과도하게 조정해야하는 어려운 상황이 발생할 수도 있다.

B 선박의 경우 **Fig 4.13**과 같이 초킹 후 상태에서 설계값과 계측값이 허용오차 범위내에서 거의 유사함에도 불구하고 선미관 중심선 가공 시 과도하게 발생한 오차로 인해 축계 중심선이 선미방향의 아래로 2.8 mm 기울어진 것이 축계 발열사고가 발생한 원인이라고 추정 된다.

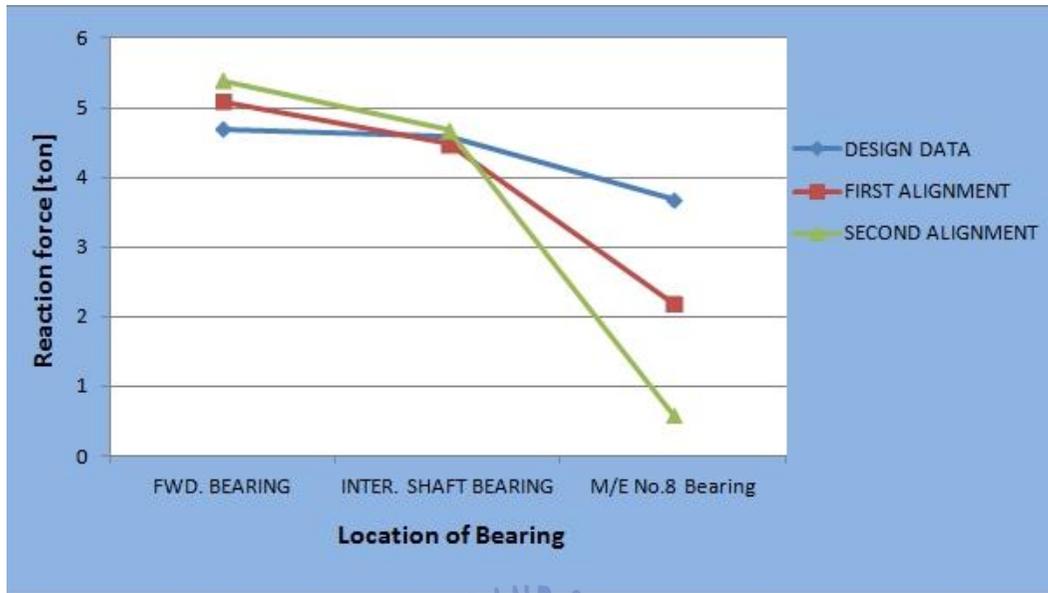


Fig. 4.13 All bearing loads for each condition for "B" ship

4.1.2 VGP 적용에 따른 친환경 오일 적용

최근 미국의 EPA(Environmental Protection Agent)에서 개정 된 VGP(Vessel General Permit)를 발행하였다. 2013년 12월 19일 이후로 미국연안에 입항을 원하는 24m 이상의 모든 선박을 대상으로 해수와 접촉되는 부분에 적용되어 있는 모든 윤활유는 환경적으로 호환이 가능한 윤활유인 EAL (Environmentally Acceptable Lubricants)을 사용하라는 것이 주 내용이다.

따라서 최근 개정 된 VGP 요구조건을 만족시키기 위해서 각 선미관 수밀 장치 제작사들은 주요 오일 회사들이 최근 개발한 친환경 오일(Biodegradable Oil)을 각 사의 선미관 수밀 장치에 호환이 가능한 지 테스트를 시행하였고, 적용 가능한 친환경 오일을 리스트화하여 선미관 윤활유로써 사용하도록 권고하고 있다.

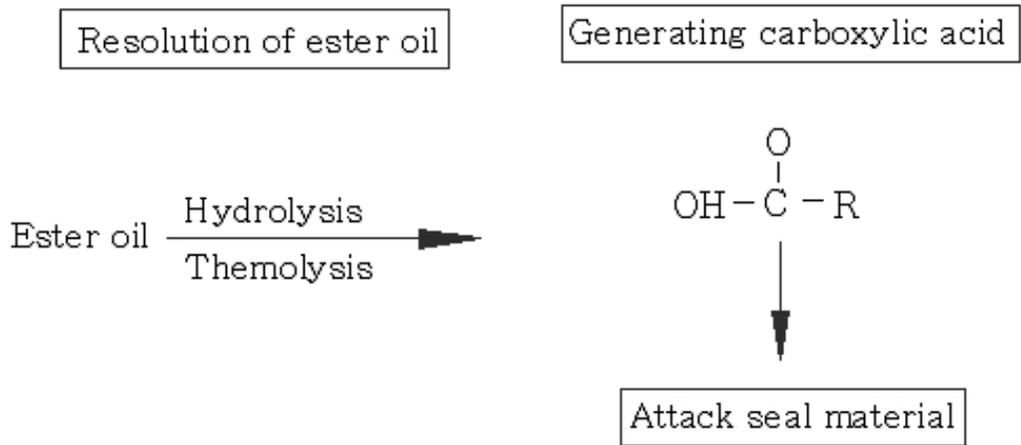


Fig.4.14 Hydrolytic degradation of biodegradable Oil

Fig.4.14는 선미관 수밀 장치 제작업체가 나타낸 친환경 윤활유의 화학적 분해 과정이다. 친환경 오일(biodegradable oil)은 해수와 만나면 자연적으로 가수분해와 열분해화학 현상이 발생하게 되고, 분해되는 과정에서 해수에 오염의 원인이 되는 화학적 물질을 포함하고 있지 않거나 최소한 이어야한다.

하지만, 아직까지 친환경 오일 개발 후 선박에 사용한 실적이 일반 미네랄오일에 비해 많이 부족하고 실제 적용되는 선미관 베어링의 윤활 및 유막형성에 미치는 영향에 대해 구체적으로 연구하고 조사한 자료는 거의 없다.

그럼에도 불구하고 최근 들어 각 조선소에서는 미국 EPA의 요구조건을 만족시키기 위해서 미국연안에 입항을 하여야 하는 선박의 경우 선미관 수밀장치 제작사에서 권고하는 친환경 오일을 적용을 하고 있는 실정이다.

Table 4.15 S/T seal system & Oil application for each project

| Ship name | 51,200 DWT P.C A ship | 50,300 DWT P.C B ship | 115,000 DWT P.C C ship |
|---------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|
| S/T Seal Type | Air Seal | Air Seal | Air Seal |
| Oil type | Bio.Oil | Bio.Oil | Bio.Oil |

최근 들어 국내외 조선소에서 친환경 오일을 적용 한 선박들의 축계 베어링 발열사고가 다수 발생하였다. **Table. 4.15**는 최근 축계 발열사고가 발생한 선박들의 선미관 윤활유 및 선미관 윤활 시스템을 정리한 표이다.

표에 명기 된 바와 같이 대부분의 선종은 유조선이며, 각 조선소는 유사 선박의 많은 실적을 가지고 있는 선박 건조 경험이 풍부한 선종이다. 그러나 중전의 실적선과 다른 점은 친환경 오일을 사용하였다는 것이다.

실제 발열사고가 발생한 **A**와 **B**선박은 각각 다른 오일 브랜드가 적용 되었으며, 친환경 오일과 미네랄 오일의 온도에 따른 점도의 변화 추이에 대한 자료를 비교하였다. **Table 4.16** 표와 **Fig 4.15** 그래프는 **A** 선박의 친환경 오일과 미네랄 오일의 점도를 비교한 자료이다.

Table 4.16 Comparison of viscosity for Mineral Oil & Bio. Oil [A Ship]

| Temp.(C) | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|----------|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|-----|
| 미네랄 오일 | 770 | 364 | 188 | 106 | 64 | 41 | 28 | 20 | 15 | 11 |
| 친환경 오일 | 426 | 250 | 155 | 102 | 70 | 51 | 38 | 29 | 23 | 18 |

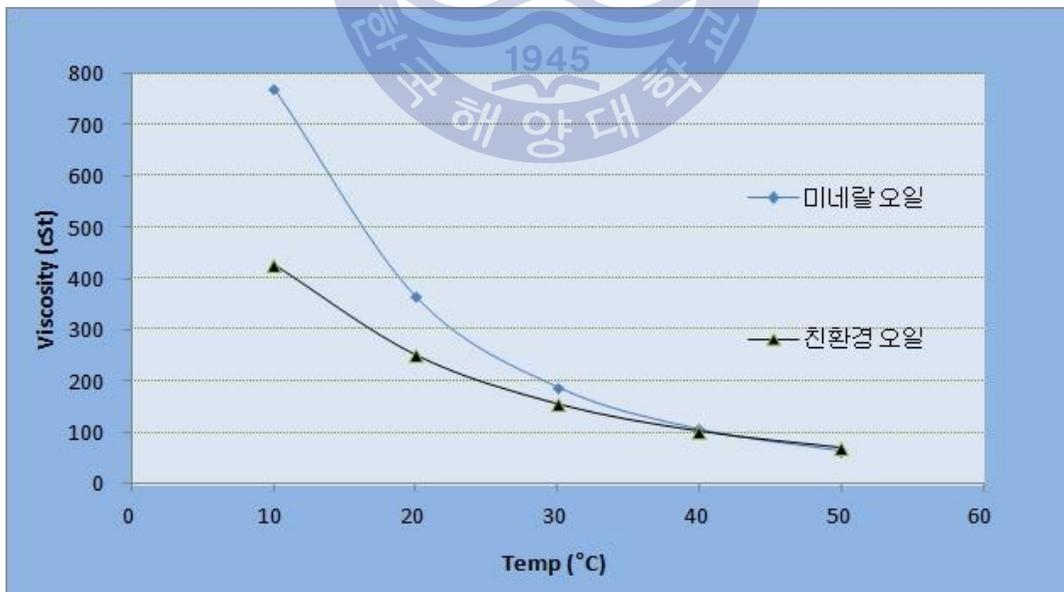


Fig.4.15 Comparison of viscosity for Mineral Oil & Bio. Oil [A Ship]

Table 4.16으로부터 발열사고가 발생한 A 선박의 오일의 온도가 0~40 ℃일 때는 미네랄 오일의 점도가 친환경 오일의 점도보다 더 좋은 것을 알 수 있으며 이는 엔진이 정지 상태에서 운전을 시작할 때의 오일 유막 두께 형성은 미네랄 오일이 친환경 오일보다 더 유리한 것을 알 수 있다.

Table 4.17 표와 Fig 4.16 그래프는 B 선박의 친환경 오일과 미네랄 오일의 점도를 비교한 자료이다. Table 4.16으로부터 B 선박에 적용 된 오일도 온도가 0~40 ℃일 때는 미네랄 오일의 점도가 친환경 오일의 점도보다 더 좋은 것을 알 수 있으며, 엔진이 정지 상태에서 동작할 때는 미네랄 오일이 오일 유막 두께 형성에 더 유리한 것을 알 수 있다.

Table 4.17 Comparison of viscosity for Mineral Oil & Bio. Oil [B Ship]

| Temp.(C) | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 |
|----------|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|
| 미네랄 오일 | 1,273 | 825 | 553 | 382 | 271 | 197 | 146 | 111 | 86 | 68 | 54 |
| 친환경 오일 | 477 | 366 | 286 | 226 | 181 | 147 | 121 | 100 | 84 | 71 | 60 |

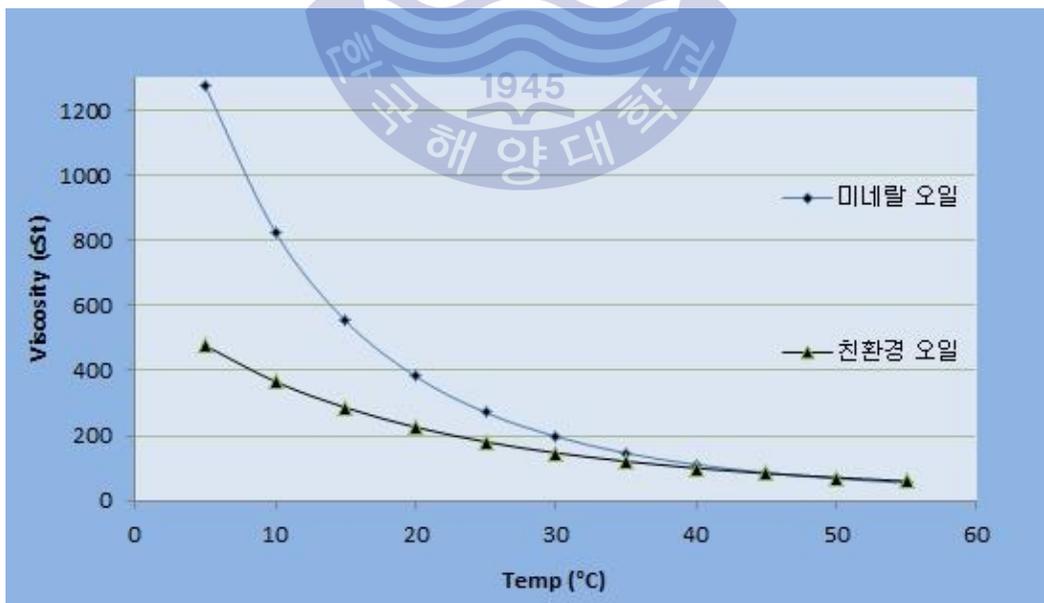


Fig.4.16 Comparison of viscosity for Mineral Oil & Bio. Oil [B Ship]

일반적으로 점도가 높을수록 오일 유막이 더 잘 형성되기 때문에 상기 두 자료로만 비교해 보았을 때 미네랄 오일이 오일 유막을 더 잘 형성 시킬 수 있으며, 친환경 오일의 경우 미네랄 오일에 비해 유막 두께 형성이 더 좋지 않기 때문에 축의 거동 시 좋지 않은 영향을 줄 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.17은 DNV·GL 선급의 윤활유 유막두께의 요구 조건을 나타낸 식이다.

Calculation to be used for both criteria:

$$n_0 = \frac{28 \cdot 10^3 C h_0 p_{eff}}{\nu D L_{eff}}$$

$$h_0 = \frac{D^{0.43}}{760}$$

$$p_{eff} = \frac{10^6 W}{L_{eff} D}$$

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

$$K_D = 0.53 \cdot 10^{-6} D^2 - 1.08 \cdot 10^{-3} D + 1.55$$

$$K_L = 0.33 \left(\frac{L}{D} \right)^2 - 1.5 \left(\frac{L}{D} \right) + 2.66 \quad \frac{L}{D} \leq 2$$

Calculated parameters

- n_0 = minimum rotational shaft speed ensuring hydrodynamic lubrication (rpm)
- h_0 = minimum required lubrication film thickness (mm)
- p_{eff} = effective bearing pressure (N/m²)
- L_{eff} = length of locally pressurized area (mm), $L_{eff} \leq L$
- K_D = dimensionless size factor (-)
- K_L = dimensionless length to diameter ratio (-)

Dimensions and physical parameters

- n_{min} = actual shaft speed for continuous slow speed operation (rpm)
- n_{full} = actual max shaft speed for continuous operation (rpm), typical at MCR
- C = diametrical bearing clearance (mm). Use nominal diameter for std. double slope machining in lower part of bearing, and actual diameter for trumpet shaped slope.
- L = bearing length, or segment length in case of multi slope bearing (mm)
- ν = minimum kinematic viscosity of the lubricant at 40° bearing temperature (cSt)
- D = bearing journal diameter (mm)

Parameters from shaft alignment calculation, see Figure 3 and F400.

- W = radial bearing load, $W_1 + W_2$ (N)
- W_{max} = max value of W_1 and W_2 (N)
- W_{min} = min value of W_1 and W_2 (N)
- α = calculated relative slope between shaft and bearing at W_{max} , either α_1 or α_2 (mm/m), see Figure 3

Fig.4.17 DNV·GL rule requirement for oil film thickness

DNV·GL 선급은 프로펠러 축 직경이 500 mm 이상일 경우에 오일 필름 두께에 관한 최소 요구 조건을 만족할 것을 규정하고 있다. 본 연구의 **A**와 **B**선박은 프로펠러 축의 직경이 그 이하이지만 500 mm에 거의 근접하기 때문에 DNV·GL 선급 규정에 따라 최소 유막 두께를 계산해 보았다.

Fig 4.17에서 h_o 는 최소 요구 유막두께를 계산하는 식이며, 이식을 이용하여 아래와 같이 **A**와 **B**선박 최소 유막 두께 요구량을 계산하였다.

$$A \text{ 선박: } H_o = \frac{D^{0.43}}{760} = \frac{475^{0.43}}{760} = 0.0186\text{mm}$$

$$B \text{ 선박: } H_o = \frac{D^{0.43}}{760} = \frac{470^{0.43}}{760} = 0.0185\text{mm}$$

A 선박의 최소 유막 두께 요구량은 0.0186 mm 이며 **B** 선박은 0.0185 mm로 계산되었다. 이 기준의 만족여부를 조사하기 위해 각 실선의 rpm에 따른 친환경 오일의 유막 두께를 베어링 제작사에 의뢰하여 계산하였다.

Table 4.18 Oil film thickness of A ship

| Output factor in calculation | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Shaft dia.: Ø475 Bearing | 2. Effective length: 950mm |
| 3. Bearing clearance: 0.8mm | 4. S/T aft bearing load: 244,777N |
| 5. Oil grade: SAE30 | 6. Max rpm: 102 rpm Min. rpm: 27 rpm |

| Oil Temp | | 35℃ | 40℃ | 45℃ | 50℃ | 55℃ |
|----------|-----|---|-------|-------|-------|-------|
| | | Oil Film Thickness(μm) at 1.0×10^{-4} | | | | |
| RPM | 20 | 56.0 | 38.5 | 25.0 | 15.6 | 8.2 |
| | 40 | 106.0 | 84.4 | 66.5 | 52.0 | 37.6 |
| | 60 | 144.7 | 116.9 | 95.7 | 78.9 | 63.7 |
| | 80 | 178.6 | 145.8 | 119.6 | 101.0 | 83.4 |
| | 102 | 211.0 | 174.3 | 144.2 | 121.4 | 102.1 |

Table 4.19 Oil film thickness of B ship

| Output factor in calculation | | | | | | |
|------------------------------|-----|--|-------|-------|-------|------|
| 1. Shaft dia.: Ø470 Bearing | | 2. Effective length: 940mm | | | | |
| 3. Bearing clearance: 0.8mm | | 4. S/T aft bearing load: 216,326N | | | | |
| 5. Oil grade: SAE30 | | 6. Max rpm: 100 rpm Min. rpm: 25 rpm | | | | |
| Oil Temp. | | 35℃ | 40℃ | 45℃ | 50℃ | 55℃ |
| | | Oil Film Thickness(μm) at 0.15×10^{-4} | | | | |
| RPM | 20 | 42.2 | 25.4 | 12.4 | 4.0 | 0 |
| | 40 | 91.0 | 69.7 | 52.5 | 37.8 | 24.6 |
| | 60 | 127.1 | 101.1 | 80.6 | 64.5 | 49.4 |
| | 80 | 160.1 | 128.2 | 103.7 | 85.6 | 68.7 |
| | 102 | 191.4 | 155.9 | 126.7 | 105.4 | 86.8 |

Table 4.18과 4.19는 베어링 제작사로부터 계산된 A와 B선박의 친환경 오일 적용 시 각 rpm에서 온도 변화에 따른 유막 두께 계산값을 나타내고 있다. 상기 표로부터 두 선박의 유막 두께는 대부분의 rpm 구간에서 DNV·GL 선급의 계산식을 이용한 최소 유막 두께 계산값을 충분히 만족함을 확인할 수 있다.

그리고 상기 계산 결과로부터 저속운항조건 보다는 고속운항조건에서 오일의 유막 두께 형성이 더 좋으며 온도가 상승할수록 오일의 유막 형성력이 떨어진다는 것을 확인할 수 있다.

4.1.3 선박을 우현으로 급격하게 회전 시

본 장에서는 C의 실선을 통해 선박을 우현으로 급격하게 회전했을 경우의 발열사고에 대한 추정 원인을 분석해 보았다.

Table 4.20 Summary for heating re-action of S/T bearing

| 발열사고 발생 개요 | |
|---------------|--|
| Vessel type | 115K Product / Chemical Tanker (C선박) |
| Location | 국내 (시운전중) |
| M/E condition | Main Engine 90 % of SMCR (약 71.9 RPM) |
| 발생경위 | <ol style="list-style-type: none"> 1) 시운전 시험을 거의 다 마치고 조타기 시험을 하는 과정에서 갑자기 선미관 후부 베어링의 온도가 올라가 고온 경보가 발생함. 2) M/E의 약 90 % 부하로 운항하면서 좌현에서 우현으로 타의 각도를 30° 회전하는 중 선미관 후부 베어링의 고온 경보가 발생하였다. 3) 선미관 후부 베어링의 온도는 약 70 °C까지 상승했으며, 발열 발생 후 메인 엔진 정지 후 온도가 안정화 될 때까지 장시간 관찰함. 4) 선미관 오일 시스템 및 고온경보 장치 이상 유무를 확인 하였으나, 이상 없었음. 5) 온도가 안정 된 후 M/E 운전/정지를 반복하여, 회항 후 선미관 윤활유 분석을 위해 오일 샘플링함. 6) 화이트메탈, 녹조각 등을 확인함 |

Table 4.20은 C 선박의 축계 발열사고 개요를 정리한 표이다. C 선박의 축계 발열사고는 시운전을 거의 완료한 상태에서 타의 회전 테스트를 하는 과정에서 갑작스럽게 선미관 후부 베어링 온도가 올라가는 발열사고가 발생하였다. 메인 엔진 SMCR의 90 % 부하로 직진하다가 좌현 35°에서 우현으로 30°로 급격하게 타를 돌렸을 때 선미관 베어링에 발열이 발생한 것이다. 베어링 온도는 90 °C 까지 상승하였다.

Fig 4.18은 C 선박의 선미관 후부 베어링의 상태를 나타낸 사진이다. 전체적으로 손상의 정도는 심하지 않으며 베어링 선미 끝단의 백색합금 부분이 약간 손상된 것을 확인할 수 있다.

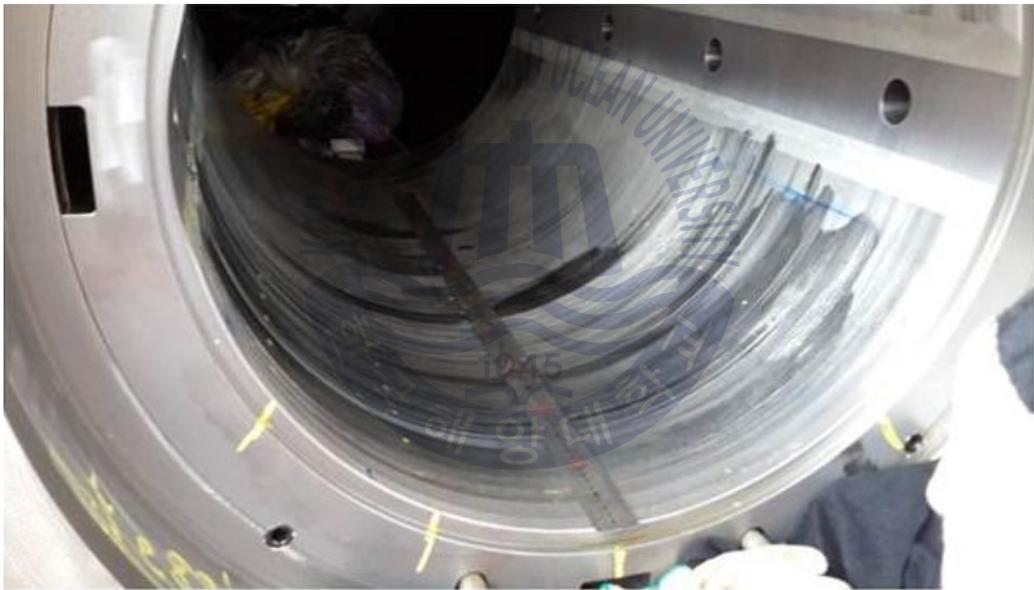


Fig 4.18 The condition of stern tube after bearing

Fig 4.19와 **4.20**은 선미관 전부 베어링과 중간축 베어링의 상태를 나타낸 사진이다. 선미관 전부 베어링은 베어링의 손상 정도가 심하지 않으며 축 발출시 발생된 스크래치 정도의 손상만 확인되며, 중간축 베어링의 상태도 손상의 정도가 심하지 않은 것을 확인할 수 있다.



Fig. 4.19 The condition of stern tube forward bearing



Fig. 4.20 The condition of intermediate shaft bearing

C 선박의 축계 발열사고의 원인 분석을 위해 드라이 독 후 메인 엔진과 축의 센터라인 확인, 겹과 색 검사, 레진초크 두께 검사 및 반력 측정을 시행하였다.

축과 선미관 수밀 장치 및 각 베어링을 제거한 후 메인 엔진 크랭크 축 중심에서 광과기를 설치하여 메인엔진과 선미관의 중심선 위치 상태를 확인하였다. 그 결과는 **Table 4.21**과 같이 확인 되었다.

전체적으로 설계값과 비교 검토하였을 때, 세로방향의 값이 약 0.02 mm 오차가 있었으며, 가로 방향은 오차가 거의 없었다. 측정 된 오차로부터 메인엔진에서 선미로 갈수록 축의 중심선은 거의 일직선상에 있음을 확인할 수 있다. 선미관 주물 가공 작업의 상태가 거의 오차가 없이 비교적 가공 작업이 잘 된 것을 확인할 수 있다.

Table 4.21 The result of M/E & shafting centering check

| 축계 발열사고 후 | | 축계 재 정렬 후 | |
|-----------|------------|-----------|------------|
| Vertical | Horizontal | Vertical | Horizontal |
| 0.02mm | 0mm | 0mm | 0mm |

Table 4.22 The result of gap & sag check

| Position | Design | | Check Result | |
|---------------------------------------|--------|------|--------------|------|
| | Gap | Sag | Gap | Sag |
| Propeller shaft & Inter. shaft Flange | 0.21 | 2.87 | 0.22 | 2.84 |
| Inter shaft & crank shaft Flange | 0.35 | 1.75 | 0.34 | 1.74 |

본 연구의 3.3장에 기술된 겹과 색 원리를 이용하여 C 선박의 겹과 색 값을 계측하였으며, Table 4.22는 설계값과 계측값을 비교한 표이다. 계측 조건은 프로펠러 침수 75% 조건에서 계측되었으며 허용오차는 10/100 mm 이다. Table 4.22의 설계값 대비 계측값의 검사 결과를 보면 프로펠러축과 중간축의 겹과 색 계측값이 허용오차 이내로 충분히 만족하며, 중간축과 크랭크 축 플랜지의 겹과 색 계측값도 허용오차를 이내로 만족함을 알 수 있다.

C 선박의 추진축계의 조건변화에 따른 베어링 반력 측정은 3장에 언급된 잭-업법으로 측정되었다. 선급 요구조건인 메인 엔진의 냉간 상태와 열간 상태로 각각 측정되었다. Table 4.23은 C 선박의 프로펠러 100% 침수 시의 메인 엔진의 열간 상태 반력의 설계값을 나타낸 표이다.

Table 4.23 The designed data for bearing loads

| Designed bearing reactions force [ton] | | | | | |
|---|---------------------|----------------------|---------------------|------------------|------------------|
| S/T after bearing | S/T forward bearing | Intermediate bearing | Aftmost M/E bearing | No.6 M/E bearing | No.5 M/E bearing |
| 145.3 | 9.2 | 7.88 | 7.88 | 6.72 | 13.5 |
| Launching-Immersion 100% of propeller in Hot floating condition | | | | | |

Table 4.24 The Measured data for bearing loads [Unit: ton]

| Condition | First Alignment | | | Second Alignment | | |
|------------------|-----------------|---------------|------------------|------------------|----------------|------------------|
| | Fwd. Bearing | Inter. Bearig | M/E No.8 Bearing | Fwd. Bearing | Inter. Bearing | M/E No.8 Bearing |
| Before Chocking | 9.1 | 9.3 | 0.5 | 9.2 | 9.3 | 0.4 |
| After Chocking | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A | N/A |
| During Sea trial | 8.3 | 8.2 | 6.4 | 8.2 | 8.4 | 6.1 |

Table 4.24는 축계 발열사고 전후와 축계 재 정렬 후의 메인 엔진 상태에 따른 선미관 전부, 후부 베어링과 메인 엔진 No.8 베어링의 계측값을 나타낸 표이다. 시운전 시의 계측값은 APT가 충만된 상태에서 계측되었으며 초킹 후 상태에서는 계측하지 않았다.

Table 4.23과 4.24를 이용하여 C 선박의 발열사고 발생 시의 선미관 전부 베어링의 설계값 대비 계측값을 비교해보면 모든 상태에서 선미관 전부 베어링과 중간축 베어링의 값이 설계값 대비 20 % 이내로 측정 된 것을 확인할 수 있다.

C선박은 선주의 요청에 의해 상기와 같이 최초 축계정렬 시 시행 했던 검사를 축계 발열사고 이후 재시행 했음에도 모든 계측값은 설계값을 만족함을 확인 하였다. 그리고 베어링의 상태도 양호하여 베어링 제작업체로부터 재사용이 가능하다는 확인을 받은 후 기존 베어링의 교체 없이 재 시운전을 한 후 인도를 완료 하였다. 따라서 C 선박의 경우 축계정렬에 의한 문제라고 보기보다는 시운전 중 조타 시험을 하는 과정에서 축계 발열사고가 발생 한 것으로 추정된다.



Fig 4.21 Steering Gear Test

Fig 4.21은 선박의 조타 시험 운전을 하는 모습을 나타낸 사진이다.

조타 시험은 선박의 조타 성능을 검증하는 시험으로서 선박이 전속력으로 항주 할 때 주 조타장치를 이용하여 타가 좌현 또는 우현 35°에서 다른 현 30°까지 움직이는 시간을 측정하여 각종 선급 및 규정에 접합한지를 검증하는 것으로 통상 28초 이내에 조타되어야 한다. C 선박의 축계 발열사고는 2009년 다카하시가 발표한 “프로펠러 하중을 받는 선미관 베어링의 유막 해석”에 관한 논문과 관련이 깊다.

상기 논문에서는 유막두께, 프로펠러 회전수, 프로펠러 직경, 해수 밀도 등을 이용하여 무차원 프로펠러 힘을 계산하고 35° 전타 시 프로펠러 궤적을 유추하고 실선계측을 예측하였으며 실측치가 유사함을 증명하였다.^[9]

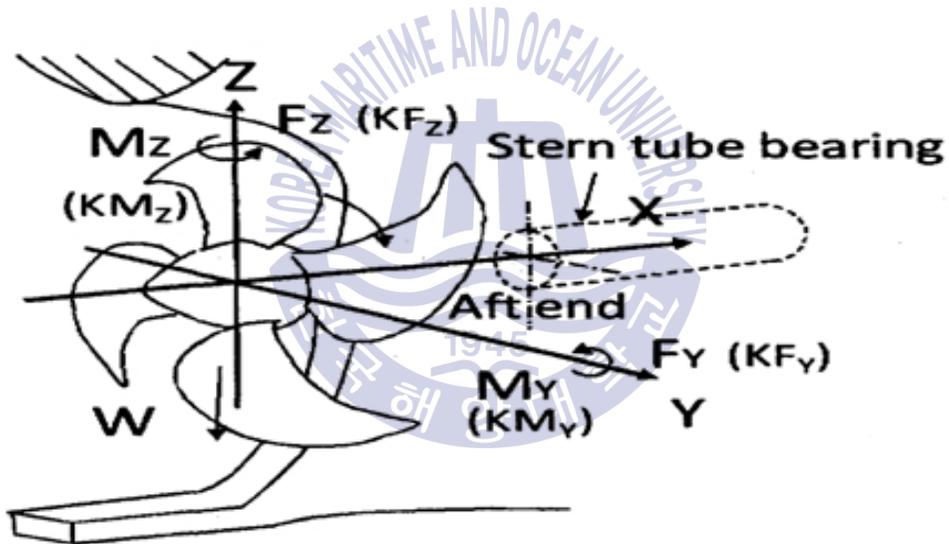


Fig 4.22 Feature about shaft center of turning manoeuvres^[9]

본문의 주요 내용을 살펴보면 우현 전타 시 프로펠러의 사선 가로방향으로 강한 해류가 들어와서, 프로펠러면 유동장에 불균일한 힘이 나타난다. 이 결과 Fig 4.22와 같이 프로펠러 축을 가로방향으로 굽히는 프로펠러 힘 M_z 와 아래 방향으로 굽히는 힘 M_y 가 발생하여 축은 우측방향으로 굽혀지게 되어 선회중의 축 중심은 전체적으로 우측으로 향하고 축이 베어링 우측 아랫면을 누르게

된다. 따라서 축 베어링의 국부하중이 크게 되고, 윤활유 유막형성이 어렵게 되어 축 베어링은 위험한 상태가 된다.

반면에 좌현으로 선회 할 때에는 상기 작용이 역방향으로 되어 축을 좌측 위쪽방향으로 향하게 되어 선미관 후부 베어링 하중은 경감 되어 진다.^[9]

Fig 4.23은 좌, 우현 전타 시 축의 중심 거동의 형상을 나타낸 그림이다.

C선박의 축계 발열사고도 상기 논문의 내용과 부합하게 일어난 것으로 추정할 수 있다. 선박이 전속력을 항주 하면서 좌현 35°에서 우현 30°로 도달 시간을 측정하는 조타 시험 과정에서 축의 발열이 최초 발생했기 때문이다. 이 과정에서 축의 중심은 선회운동을 동반한 사류에 의하여 전체적으로 우측으로 향하고, 축이 축 베어링의 우현 아랫면을 누르게 되었을 것으로 추정되며 이로 인해 축 베어링의 국부하중이 크게 되면서 윤활유 유막형성이 어렵게 되어 발열이 발생한 것으로 추정할 수 있다.

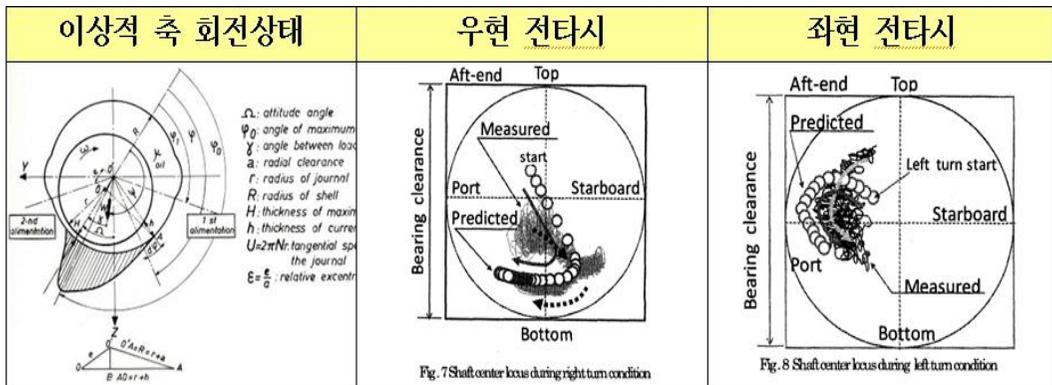


Fig 4.23 Feature about shaft center of turning manoeuvres^[9]

4.2 축계 발열사고의 재발방지 대책

앞서 Table 4.4 추정원인의 분류에 따라 축계 발열사고가 발생한 실선들의 추정원인들에 대해 알아보았다. 축계 발열사고 발생 시 선주 및 조선소에 막대한 손실이 발생하는 만큼 축계 발열사고 추정 원인들의 재발방지 대책에 대해 고찰하고자 한다.

4.2.1 축계정렬 작업 오류

축계 발열사고 실선인 A선박과 B선박을 통해서 축계정렬 작업 오류는 축계 발열사고 발생의 원인이 될 수 있음을 확인하였다.

A 선박의 축계정렬 원인이었던 선미관 가공 작업 시의 오차는 기계적 결함으로 발생하였다. 선미관 보링 바가 처지면서 기계의 결함이 발생하여 발열사고의 원인이 될 수도 있기 때문에 노후화 된 기계 장비의 관리를 위해서 가공 장비의 정기적인 검사를 통해 기계적인 결함을 예방할 필요가 있다.

그리고 잘못 된 선미관 중심선 검사로 인해 축계 발열의 원인이 될 수 있는 선미관 센터라인 오류를 확인하지 못하였다. 선미관의 직경이 작을 경우에는 정확한 계측의 어려움이 있지만, 선미관 주물 가공의 적절성 여부를 조기에 발견하기 위해서는 선미관 후부, 전부 베어링의 길이까지는 반드시 선미관 센터라인 검사를 진행하도록 하는 검사 규정을 준수하여야 한다.

A 선박의 경우 축계 발열 사고 시 선미관 전부 베어링의 반력 허용 오차를 너무 과도하게 크게 설정하였지만 축계 발열사고 후 축계 재 정렬 시에는 설계값에 최대한 근사하게 도달한 것을 확인할 수 있었다. 일반적으로 축계정렬 작업 시 선미관 전부 베어링과 중간축 베어링의 실제 반력은 설계값에 최대한 근사하게 설정하는 것이 축계정렬에 더 좋다. 그러나 축계정렬 과정에서 메인엔진 크랭크 축의 처짐도 만족시켜야 하는 등의 어려움이 있기 때문에 각 베어링의 반력을 설계값에 100% 일치시키기는 어려움이 따른다.

Table 4.25은 2015년 개정된 ABS 선급의 축계정렬 절차에 관한 요구조건을 정리한 표이다. ABS 선급은 축계 반력 계측 시 허용오차는 선체의 처짐을 반영하여 계산을 했을 경우에 설계 계산치 대비 $\pm 20\%$ 이내 포함되어야 한다고 규정을 하고 있다. 그리고 상대적으로 선박 건조 기술의 오랜 노하우를 축적하고 있는 대부분의 조선소들도 선미관 전부 베어링과 중간축 베어링의 허용오차를 $\pm 20\%$ 적용하고 있다.

Table 4.25 ABS shaft alignment procedure in 2015

| ABS Class Rule Requirement for Shaft Alignment Procedure | |
|---|--|
| Tolerance for Gap & Sag | $\pm 0.1\text{mm}$ of Calculated value |
| Tolerance for Jack Up Load (when hull deflections are accounted) | $\pm 20\%$ of Calculated value |

따라서 이러한 점들을 참고하여 축계정렬과정에서 반력 계측 시 허용오차 범위를 각 조선소의 작업 환경에 맞게 개선하여 표준으로 정립한다면 축계정렬 작업에 도움이 될 것이다.

그리고 결과적으로 **A** 선박은 축계 발열 사고 후 선미관 전부와 후부 베어링을 교체 하였으며, 상기와 같은 문제점을 보완하여 2차 시운전 시 축계 발열에 대한 충분한 검증을 거친 후 인도가 완료 되었다.

B 선박의 축계정렬 원인이었던 선미관 후부 베어링의 상대 경사 가공 작업은 상대적으로 정밀함을 요구하기 때문에 작업 시 많은 어려움이 따른다. 불가피하게 선미관 후부 베어링에 2중 경사를 적용하지 않는 선박에 대해서는 상대적으로 경험이 풍부한 베어링 제작사에 일임하여 진행하는 것도 좋은 방법이 될 것이다. 이러한 문제를 사전에 확인하기 위해서는 선미관 후부 베어링을 삽입 후 상대 경사를 재확인하는 검사의 중요성을 인지하고 정확한 검사 규정을 준수하여 선미관 베어링이 삽입되는 전체 길이만큼의 상대경사를 확인하는 검사를 진행하여야 한다.

실제 **B** 선박의 경우 선미관 후부 베어링을 교체하여 상대 경사를 조선소에서 직접 재 가공하여 축계 재 정렬 작업을 하였으며, 2차 시운전 후 축계 발열에 대한 충분한 검증을 거친 후 인도를 완료하였다.

4.2.2 VGP 적용에 따른 친환경 오일 적용

친환경 오일의 경우는 오일 제작사로부터 분석된 오일 분석 자료 및 근거가 될 만한 자료 부족으로 축계 발열사고의 근본적인 원인이라는 결론을 내릴 수가 없었지만, 최근 화학 제품운반선의 축계 발열사고들의 공통된 요소가 친환경 오일이 적용된 만큼 표준으로 적용하여 사용하기에는 아직까지는 관심을 가지고 조심스럽게 접근할 필요가 있다.

친환경 오일의 대체 방안으로, VGP 요구조건을 만족하는 공기 수밀장치를 적용하는 방법이 있다. Fig. 4.24는 공기 수밀 장치의 형상을 나타낸 그림이다. 그림과 같이 #1~#2 사이의 챔버에 공기가 주입되기 때문에 시스템적으로 오일이 해수에 노출되지 않아 미네랄 오일 사용이 가능하다.

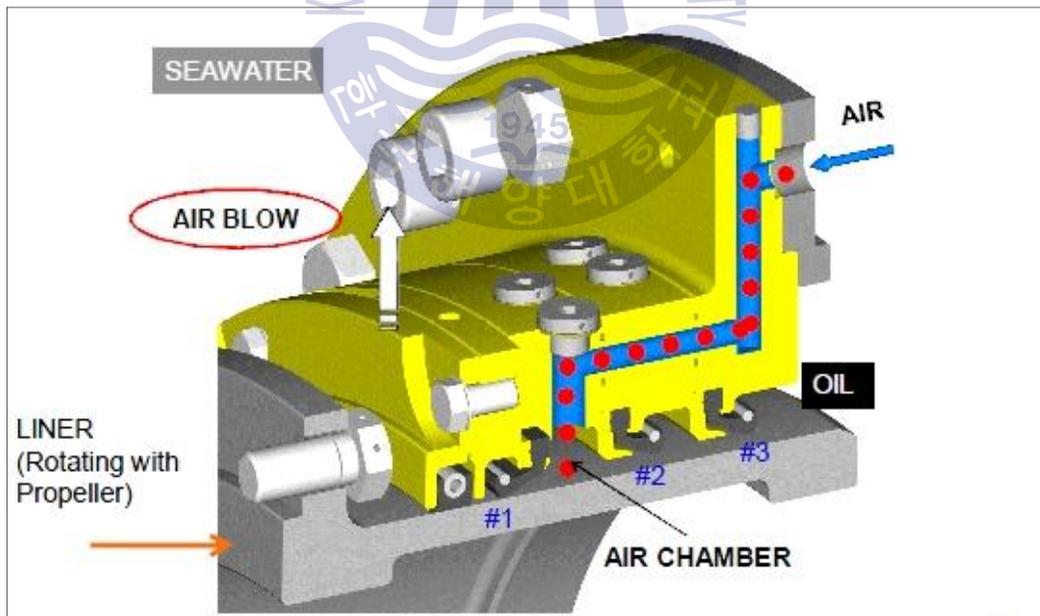


Fig 4.24 Overview of airguard aft. seal^[12]

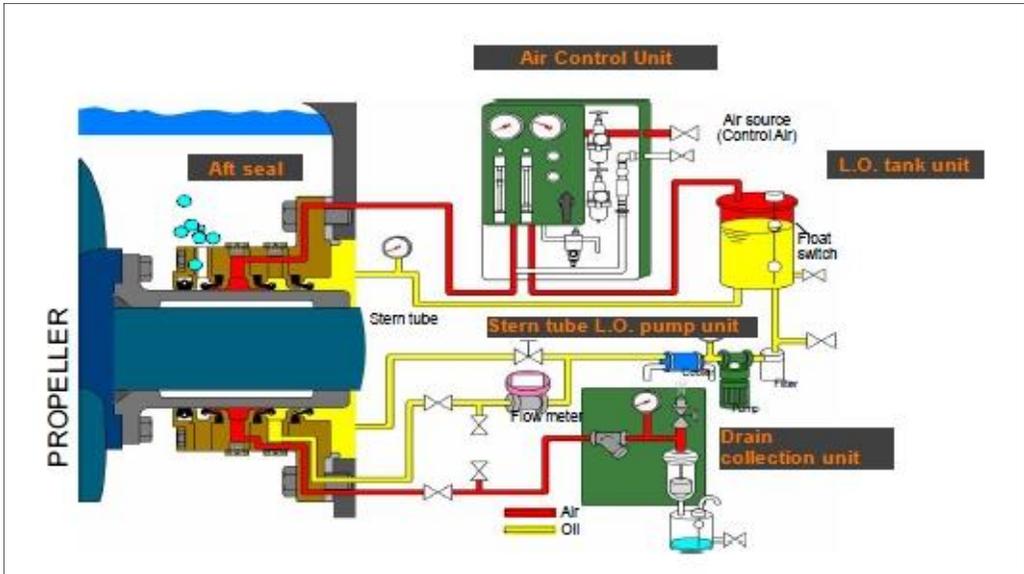


Fig 4.25 Stern tube lube oil circulating system^[12]

Fig 4.25는 선미관 윤활 시스템을 나타낸 그림이다. 일반적인 선미관 윤활 시스템에 비해 추가적으로 공기 조절 장치 및 윤활유 공급 펌프등이 추가적으로 설치되기 때문에 비용적인 면에서 일반적인 선미관 윤활 시스템보다는 비싸다.

Fig 4.26과 Table 4.26은 선미관 수밀장치 제작업체에서 조사한 자료이다. 자료를 보면 친환경 오일은 미네랄 오일보다 5~8배 가격이 비싸며 선종별로 요구되는 전체 오일의 양을 고려하여 비교하면 장기적인 관점에서 시간이 지날 수록 공기수밀 장치를 적용하는 것이 비용적으로 더 절약이 됨을 알 수 있다.

| Type of Vessels | Capacity | Liter |
|-----------------|--------------|-------|
| MR급 Tanker | < 60K P.C | 2,000 |
| Container | < 3000 TEU | 2,000 |
| Bulk etc. | < 40,000 DWT | 3,000 |

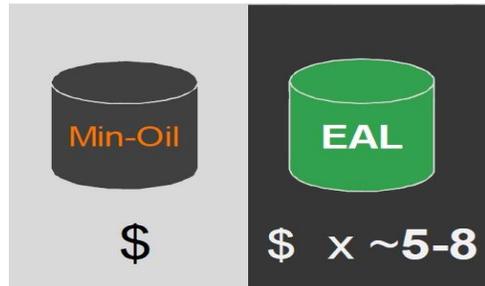


Table 4.26 Lub. oil capacity^[12]

Fig. 4.26 Comparison of oil cost^[12]

Table 4.27은 선미관 수밀장치 제작업체에서 작성한 자료로 특정한 선박을 대상으로 공기 수밀장치로 교체 후 친환경 오일 적용시와의 비용을 비교해 놓은 표이다. 해당 표를 보면 공기 수밀장치로 교체 후에는 첫 번째 드라이 독시 마다 약 2만 유로의 비용의 절약이 가능하다는 것을 확인할 수 있다.

현재 선미관 수밀장치 제작 업체에서 VGP를 발행한 EPA로부터 공기 수밀장치 설치 시 아래 조건을 만족한다면 미네랄 오일 사용이 가능하다는 승인을 받은 상태이며, 단 제 삼자로부터 아래 사항에 대해 확인을 받아야 한다는 조건이 전제로 되어 있다.

- 일반적인 선박 운항 시 오일과 해수가 접촉되지 않아야 한다.
- 시스템적인 오류로 인해 오일 누수가 발생하지 않아야 한다.

Table 4.27 Cost comparison between air seal & bio. oil^[12]

| 2014 (First dry dock) | Change to EAL and Bio. seals (Euro(€)) | Airguard upgrade (with mineral oil) euro(€) | Remark |
|--------------------------|--|---|---|
| Regular spares | 33,500 | 32,000 | Bio.Seal Ring= Conventional Viton + 10% |
| Field Service | 5750 | 15,000 | 10,000€ Service WCN 5,000€ Shipyard scope |
| Additional parts | - | 26,250 | L.O. pumps and lube oil cooler could be "re"use |
| Lubricant | 50,000 | 6,000 | EAL: approx. 10€/liter Min.:approx. 1.2/liter (provided by Owner) |
| Docking 2014 | 89,250 | 79,250 | Saving 10,000€ already at 1st dry dock |

Fig 4.27과 Fig 4.28은 선미관 수밀 장치 제작사가 DNV·GL과 LR로부터 받은 확인서이며, 본 자료는 제 삼자로부터 상기에 언급 된 사항들을 증명하다는 내용이 포함 되어있다.

KEMEL USA INC.
366 Fifth Avenue, Suite 712
New York, NY 10001
USA

DNV GL
Maritime Advisory
1400 Ravello Drive
Katy, TX 77449
USA
Tel: +12813961000

Date: 2014-04-03
Our reference: Email dated 3rd April 2014

Verification of non oil-to-sea sealing systems: KEMEL Air Seal(Type AX) sealing system

DNV GL Maritime Advisory received an inquiry from KEMEL USA INC. to verify that the Airseal(type AX) sealing system eliminates the oil-to-sea interface in the context of the VGP 2013.

With respect to Kemel's inquiry and our role as confirming party we explicitly refer to the explanatory notes of EPA as per e-mail of 2014-02-06, which we received in copy. In accordance to the explanations we consider DNV GL to be a body qualified adequately to carry out a "third party verification", since we have both the theoretical expertise and experience in analysing whether a sealing system will not leak under normal operational conditions as well as the infrastructure to follow up during the recommended life time of this system. Latter provided that the operator/ manager of a vessel as well as service personal of makers will report abnormal operation immediately, so far not already detected and analysed during the scheduled and mandatory ship 's surveys.

DNV GL has employed a Failure mode effects, and criticality analysis (FMECA), a theoretical risk assessment, to verify if the Airseal(type AX) eliminates the oil-to-sea-interface. By referring to the installation manual and system drawings and DNV GL experience in industry, the various components of the system have been analysed in conjunction with their effect on maintaining the void space and eliminating an oil-to-sea interface.

The following documents received from Kemel were used to perform the FMECA:

- Kemel AX type air seal instruction manual
- Kemel AX type air seal and VGP(Vessel General Permit) issued 15th April 2014
- Kemel AX type air seal drawing with DNV type approval
- Correspondence with KEMEL USA INC.

According to our analysis, the AX type air seal prevents the establishment of an oil-to-sea interface under normal operating conditions. This is established by way of a void space between a multiple lip seals preventing seawater ingress and multiple oil seals preventing oil leakage. Under normal operating conditions, some residual quantities of water and oil will leak into the void space. The void space is pressurized and drained by constant air flow. Residual liquid in the void space is drained to a tank within the vessel. Prevention of the oil-to-sea interface is related to normal design operation and presumes proper maintenance and monitoring by the crew, supported by control system.

Fig. 4.27 DNV-GL verification of non oil-to sea sealing system-Kemel^[12]



Lloyd's Register EMEA

Marine Consulting
Lloyd's Register EMEA
Lloyd's Register EMEA, Mountbatten House, 1 Grosvenor Square,
Southampton, SO15 2JL, UK
Telephone 02380 249 646
Email marloc-environment@lr.org

| |
|---------------------------------------|
| Page 1 of 1 |
| Document number Blohm Voss_LR_0914 |
| Issue number 01/2014 |

DESIGN APPRAISAL DOCUMENT

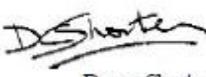
| | |
|---|---|
| Date 10 th September 2014 (Blohm Voss_LR_0914) | Quote this reference on all future communications |
| <p>This is to record that the undernoted products have been subject to desktop review in respect of meeting the requirements of United States Environmental Protection Agency Vessel General Permit 2013. The product details have been reviewed to establish whether in normal operation the seal presents an "oil to sea" interface.</p> <p>Products reviewed SIMPLEX-COMPACT Airspace system (Standard and Yacht version)</p> <p>Documents Reviewed System description of SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) Installation and operating manual of SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) Stern tube lubrication diagram of SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version)</p> <p>Statement</p> <ul style="list-style-type: none">• The SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) propeller shaft seals can use mineral oils or environmentally acceptable lubricants as defined within the US EPA VGP 2013 for lubrication.• The SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) propeller shaft seals do not have oil-to-sea interface under normal operating conditions as long as they are operated and maintained according to their specific maintenance and service guidelines.• Therefore the SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) propeller shaft seals are unlikely to leak mineral oils into the sea during normal operation conditions.• Therefore, the SIMPLEX-COMPACT Airspace (Standard and Yacht version) propeller shaft seals meet EPA's 2013 VGP requirements of Part 2.2.9 under normal operating conditions and other maintenance requirements mentioned above. <p style="text-align: right;"> Dimitris Argyros Lead Consultant, Environment & Sustainability, Marine Consulting Lloyd's Register EMEA</p> <p style="text-align: right;"> Danvy Shorten Lead Business Development Specialist, Marine Consulting Lloyd's Register EMEA</p> | |

Fig. 4.28 LR verification of non oil-to sea sealing system-Kemel^[13]

따라서 상기에 조건들이 만족함에 따라 친환경 오일적용의 대체 방안으로써 공기수밀장치를 적용하는 방안이 있으며, 공기수밀장치 적용 시 장기적인 관점에서 보면 운항 비 절감이 될 뿐 만 아니라, 축계정렬 시에도 그동안의 많은 실적이 있기 때문에 문제가 되지 않을 것으로 판단된다.

4.2.3 선박을 우현으로 급격하게 회전 시

다카하시는 “프로펠러 하중을 받는 선미관 베어링의 유막 해석에 관한 연구”를 발표하였다.^[12]

논문의 주 내용은 선박 추진 시 갑작스럽게 우현으로 회전 할 경우 축 베어링의 국부하중이 크게 되면서 윤활유 유막형성이 어렵게 되어 축의 발열이 발생할 수 있는 원인이 될 수 있다고 하였다.

상기 논문의 내용과 같이 C선박의 축계 발열사고는 선박을 고부하운전 중 조타시험을 하기 위해 우현으로 급격하게 회전 시키면서 발생했을 것으로 추정하였다. 특히 이러한 축계 발열사고의 발생은 실선 C와 같이 건조 중인 선박의 길들여지지 않은 새 베어링에 더 쉽게 발생할 수 있다.

따라서, 이러한 문제를 최소화하기 위해서는 선박의 추진 전 새 베어링은 아직까지 베어링의 자리가 잡히지 않은 상태이기 때문에 베어링 길들이기를 절차를 이용하여 일정 시간 동안 베어링의 길들이기를 먼저 진행하는 것이 바람직하다.

Table 4.28은 베어링 길들이기에 대한 절차를 명기한 베어링 운전 지침서이다.^[13] 베어링 운전 지침서는 시운전 진행 시 가급적 타의 사용이 적고 엔진 부하가 적은 시험부터 진행하여 베어링을 충분히 길들인 후 베어링의 자리 잡기가 완료되면 고부하운전과 타의 사용이 요구되는 시험을 진행하는 방법을 언급한 절차서이다.

최근 들어 실제로 이러한 문제로 인한 축계 발열사고를 최소화하기 위해 베어링 운전 지침서를 상대적으로 대형선박이나, 민감한 정렬 설치가 요구되는 선박에 표준으로 적용하고 있다.

Table 4.28 Operating manual for S/T bearing during sea trial-STX^[15]

| 선미관 베어링 운전 지침서 (Operating manual) |
|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - 베어링의 온도는 45 °C 아래에서 형성되며 온도가 분당 5 °C이상의 속도로 급격히 상승하거나 65 °C를 초과할 시 온도가 떨어져 안정화 될 때까지 샤프트 속도를 감속 운전해야한다. - 프로펠러가 100 % 침수 된 후 주기관을 운전하는 것을 권고하나, 부득이 하게 출항 시 100 % 침수가 되지 않은 상태에서 운항 시에는 반속전진(Half ahead) 이하의 조건에서 천천히 회전수를 올릴 수 있도록 하여, 베어링 온도변화를 유심히 관찰할 수 있도록 한다. - 선회시운전(Turning circle test)시 선미관 베어링 온도 변화를 유심히 관찰하고 베어링 온도가 55 °C이상으로 상승할 때 온도가 안정화 될 때까지 떨어지도록 축의 속도를 감속 운행한다. - 시운전 스케줄 작성시 선회시운전 시험은 가급적 뒤쪽에 편성하여 베어링이 자리 잡기가 완료 된 후 선회시운전을 진행할 수 있도록 한다. - 자기컴퍼스조정(Magnetic compass adjustment) 시험시에는 좌현 --> 우현 방향 사용을 자제한다. - 선회 시에는 가급적 우현 --> 좌현 방향으로 하며, 좌현 -> 우현방향으로 회전은 자제한다. - 조타기/선회시운전/지그재그시험(zig zag test) 및 조종시험(manuevering test) 은 시운전 후반부에 수행한다. - 속도시운전시(Speed trial, 90% MCR and MCR) 속도시험 시행 시 R1 이후 R2 시 속력을 줄여서 방향전환(turning)하도록 한다. - 내구시험(Endurance test) 조타 각도를 가능한 10도를 넘지 않도록 자제한다. 기타 각종 테스트시 선급이나 관계당국(authority)이 요구하는 강제사항이 아닌 경우에는 고속(high speed, rpm)에서 타의 급격한 사용을 금한다. |

제 5 장 결 론

선박 건조 과정에서 축계 발열사고는 제작 기간이 비교적 긴 프로펠러, 샤프트, 베어링을 교체하여야 하는 상황이 발생할 수 있으므로 조선소에 막대한 피해를 줄 수 있는 매우 중요한 요인이다.

본 연구에서는 이러한 중대한 사고의 발생을 줄이기 위해 석유 화학 제품 운반선의 실제 사례를 통한 베어링 발열사고의 원인들에 대해 조사한 후, 재발방지 대책 대해 알아보았으며, 그 과정에서 얻어진 결과를 요약하면 아래와 같다.

1. 선미관 가공 작업 오류로 축의 센터라인이 맞지 않을 경우 축계 발열 사고의 원인이 될 수 있음을 확인하였다. 따라서 선미관 주물 가공 작업 오류의 원인이었던 노후화된 가공 장비의 기계적인 결함을 예방하기 위해 정기적인 검사를 통해 체계적으로 관리하여야 한다.

2. 비록 선미관의 직경이 작을 경우에 정확한 계측의 어려움이 있지만, 선미관 주물 가공의 적절성 여부를 조기에 발견하기 위해서는 선미관 후부와 전부 베어링이 삽입되는 길이까지는 반드시 축의 센터라인 검사를 시행하여야 한다.

3. 친환경 오일의 유막 두께 계산 결과 값으로부터 저속운행조건 보다는 고속운행 조건에서 오일의 유막 두께 형성이 더 좋으며 온도가 상승할수록 오일의 유막 형성력이 떨어진다는 것을 확인할 수 있었다.

4. 친환경 오일은 오일 제작사로부터 분석된 온도 변화에 따른 오일 점도 비교 결과로부터 0~40 ℃에서는 미네랄 오일이 친환경 오일에 대해 점도가 상대적으로 더 좋은 것을 확인하였으며, 이를 통해 오일 유막 두께 형성에는 친환경 오일보다 미네랄 오일이 더 유리함을 알 수 있었다.

5. 향후 VGP 적용 선박은 친환경 오일 적용의 다른 대체 방안으로 기술적으로 오일 누수가 없는 공기 수밀 장치(air seal) 적용이 가능하다는 것을 확인하였다. 그리고 장기적인 관점에서 공기 수밀 장치로 대체 적용한다면 VGP 요구 조건을 만족시킬 뿐만 아니라 경제적으로 운항비용 절감의 효과도 있음을 확인 하였다.

6. 선박을 추진 중 갑작스럽게 우현으로 회전할 경우에는 축의 중심거동이 우현 아랫면을 누르기 때문에 베어링의 국부하중이 크게 되면서 윤활유 유막형성이 어렵게 되어 축계 발열 사고의 원인이 될 수 있음을 확인하였다. 특히 건조 중인 선박의 새 베어링은 충분히 길들여지지 않았기 때문에 이러한 현상이 더 쉽게 발생할 수도 있다. 따라서 이러한 문제를 예방하기 위해서는 가급적 타와 관련된 시험은 베어링의 자리 잡기가 어느 정도 완료 된 후 진행토록 하는 베어링 운전 지침서를 표준으로 적용하여야 한다.

본 연구의 실선을 포함하여 최근 국내조선소에서 10여척 정도의 축계 발열사고가 발생하였다. 축계 발열사고가 발생한 선박들은 그 동안에 오랜 경험으로 충분한 실적을 가지고 있는 선박임에도 축계 발열사고가 발생하였다. 대부분의 선박의 공통점은 축계 정렬이 정확하게 이루어지지 않았으며 친환경 오일을 적용했다는 공통점을 가지고 있다.

비록 본 논문에서 친환경 오일이 축계 발열사고의 근본적인 원인이라는 구체적이고 정확한 증거들을 발견하지는 못했지만 친환경 오일이 적용되는 선박은 특히 저속운항 조건에서 축과 베어링의 유막 형성이 미네랄 오일이 적용되었을 경우보다 불리함으로 축계 정렬 작업을 좀 더 엄격한 기준으로 적용해야한다.

향후 본 논문이 이러한 발열사고의 재발 방지를 위한 자료로 활용되기를 기대하며 앞으로 이와 관련된 다양한 연구가 진행되었으면 한다.

참 고 문 헌

- [1] 이용진, “축계정렬에 영향을 미치는 선체 변형에 대한 연구”, 한국해양대학교 박사학위논문 2006
- [2] 서철오, “중형화학 제품 운반선의 최적 축계정렬에 관한 연구” 한국해양대학교 석사학위논문 2010
- [3] 김규창, 김준기, “VLCC의 최적 축계정렬해석 연구”, 대한조선학회 특별 논문집, 2005.
- [4] 선진석, 이용진, 김의간, “선형 변형 근사곡선을 이용한 추진축계정렬의 유연성 평가”, 한국마린엔지니어링학회지, 제33권 제1호, pp. 28~36, 2009.
- [5] 길병래, 김정렬, 전효중, 조권희, 이돈출, 軸系裝置와 프로펠러, 대진출판사, 2009.
- [6] American Bureau of Shipping, “Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment”, April 2015.
- [7] 김철우, “Strain Gauge를 이용한 선박 추진축계 베어링 반력의 측정 및 분석에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문, 2006.
- [8] 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
- [9] 高橋 定, 変動プロペラ荷重を受ける船尾管軸受の油膜解析に関する研究 (2009)
- [10] 강동춘, 박건우, 김경호, “초대형 컨테이너선의 축계정렬 계산 사례 소개”, 대한 조선학회 특별 논문집, 2005년 6월, pp. 138-143.

- [11] Iwao Sugimoto, "Development of the Criteria for Crankshaft Alignment in Large 2-Stroke Marine Diesel Engines", International Council On Combustion Engines, CIMAC, Congress 2001, Hamburg. pp. 784-795
- [12] WARTSILA "Airguard Upgrades / Retrofits"-Approved alternativ to meet VGP 2013, pp. 7-15.
- [13] DNV·GL verification of non oil-to sea sealing system-Kemel
- [14] LR verification of non oil-to sea sealing system-Kemel
- [15] Operating manual for S/T bearing during sea trial-STX



감사의 글

설렘과 두려움으로 대학원에 들어와 낯선 연구실 분위기가 이제 좀 익숙해지나 했더니 벌써 2년이라는 시간이 흘러 졸업을 하게 되었습니다. 대학원 생활을 통해 많은 선후배님들을 만났고 그분들이 있었기에 학교생활을 무사히 마칠 수 있었습니다.

이렇게 논문이 완성될 수 있도록 결실을 맺기까지 부족한 저를 항상 아낌없는 격려와 학문적인 조언으로 지도하여 주신 지도교수님이신 김정렬 교수님께 깊은 감사의 마음을 드립니다.

바쁘신 와중에도 소중한 시간을 내시어 부족한 논문을 의미 있고 가치 있게 세심히 다듬어주신 조권희 교수님과 최재성 교수님께 진심으로 감사드립니다.

산업체에 근무하면서도 본 학위과정을 마칠 수 있도록 배려해 주신 한국해양대학교 당국에도 깊이 감사를 드리며, 아울러 저를 대학원까지 인도하여 무사히 졸업할 수 있도록 항상 옆에서 길잡이가 되어주신 서철오 선배에게도 깊은 감사를 드립니다.

결혼식 후 학업으로 인해 무신경 했던 시간을 헌신적인 사랑으로 이해와 격려를 아끼지 않은 사랑하는 아내 지나에게 이 작은 기쁨을 바칩니다.

마지막으로 저와 아내를 있게 해주시고 항상 자식들을 위해 희생하시고 아낌없는 사랑을 베푸시는 양가 부모님께도 항상 건강하시기를 기원하며 이 논문을 바칩니다.