

## 초대형 컨테이너선의 축계정렬 계산 사례 소개

강동춘<sup>†\*</sup>, 박건우<sup>\*</sup>, 김경호<sup>\*</sup>

한진중공업 의장설계팀<sup>\*</sup>

### The Introduction of Shaft Alignment Calculation for very Large Container Vessel

Kang Dong Chun<sup>†\*</sup>, Park Kun Woo<sup>\*</sup> and Kim Kyoung Ho<sup>\*</sup>

Machinery Outfitting Design Team<sup>\*</sup>  
Hanjin Heavy Industries and Constructions<sup>\*</sup>

#### Abstract

Recently, it is much more required to approach the accurate shaft alignment analysis according to the tendency of active showing in large container vessel and that of the heavy weight of propeller in connection with it. Shaft alignment calculation lies upon how the pressure apply on bearings properly in operation of main engine and how the stress of shaft puts within that of limit of bearing material and how the movement of shaft is prospected owing to propeller forces and moments. Therefore, we have conducted the shaft alignment calculation of very large container vessel considering the deformation of hull structure and the propeller forces and moments and the static and dynamic condition of shaft. The calculation results show the pressure distribution of aft bush and the movement of shaft in bearing. The shaft alignment calculation helps the stable application of shaft alignment, which was proved in sea trial.

※Keywords : Shaft alignment calculation (축계정렬해석), Hull deflection (선체변형), Propeller Forces and moments (프로펠러 동력), Stiffness (강성), Flexibility (유연성), Oil film thickness, Stern Tube After Bush (선미축 후부베어링)

의 대형화에 따른 선미 후부베어링에 과도한 하중 분포로 인한 베어링 손상에 대비한 축계정렬해석이 요구되고 있다. 또한 선체 해석의 경우에도 전선구조해석을 통하여 추진성능향상을 위한 최적의 선체구조를 위하여 슬림화된 구조를 적용함으로써 유연한(Flexible) 선체구조와 이에 비해 딱딱한(Stiff) 축 구조 사이에서 축계정렬 해석상 선체 변형에 따른 축계 베어링반력의 변화가 상당히 크게 작용하게 되었다.

최근 당사에서 건조된 초대형 컨테이너선박의 경우 초중량의 Propeller 설계에 의해 선미베어링의 각부에서의 반력분포를 예측하여 축계 정렬을 수행하여야 하나, 상기 해석을 기존의 상용프로그램만으로는 해석이 불가능한 상태에 있었다. 따라서, 유한요소해석을 통한 축계정렬해석의 도입이 절실히 요구되었다.

일반적으로 축계의 베어링들의 반력은 축계 정렬 계산서상에 표시되는 영향계수 (RIN, Reaction force Influence Number)를 통해서 볼때 베어링 지지점의 수직높이의 변화에 아주 민감하다. 이런 수직변동에 영향을 주는 인자로는 Hull Deflection 과 Main Engine 의 온도변화 및 Propeller 추력 및 부력에 의한 Propeller 의 중량 변화등이 있다. 여기서, 베어링 지지점의 수직변동은 유연한 선체구조에 의하여 흘수에 따라 선체변형이 주원인이라 하겠다. 그러나, 선체 변형을 예측할 때 축계 정렬의 허용값은 수 밀리미터인데 비하여 선체구조는 수십 밀리미터의 오차를 가진다는 더 어려운 문제가 있다.

이러한 선체구조와의 불균형문제를 해결하는 방안으로 제시된 축계정렬 해석방법은 흘수 변화 및 해상 상태에 따른 선체변형을 고려한 베어링 하중 분포를 계산하며, 더불어 정적 상태에서의 축계 정렬 계산 뿐만 아니라 동적인 상태에서의 해석을 통한 충분한 해석결과를 바탕으로 축계정렬을 시행하는데 있다 할것이다. 초대형 컨테이너선의 경우에는 상기 제기된 프로펠러중량의 대형화 및 선체변형을 고려한 축계 정렬해석이 절실히 요구되었다.

이에 당사에서는 초대형 컨테이너 선박의 프로펠러 중량증가로 인한 선미 베어링 각부의 반력변

Table 1 Summary of ship

Length(BP)	309.2m
Breadth	42.8m
Depth	24.6m
Full load draft	14.47m
Ballast draft	7.42m

화에 대한 계산에 관심을 가지고 유한요소법에 의하여 선체 흘수조건과 프로펠러의 운동조건에서의 대형 컨테이너 선박의 축계 정렬계산을 수행하여 각 베어링의 반력의 변화가 어떠한 경향을 보이는지를 해석하였으며, 또한 그 결과에 따라서 축계 정렬을 수행하였다.

## 2. 축계 제원 및 배치

### 2.1 선박 제원

본 선박은 8000TEU 급 컨테이너 선박으로 선박 제원은 Table1 과 같다. 대형컨테이너 선박인 본선의 경우 선체구조는 선속향상을 위하여 최대한 SLIM화된 선미구조를 이루고 있다.

### 2.2 축계 제원

본 선박의 엔진은 SULZER 사의 12RTA96C-B 엔진을 탑재하였으며, 축계 제원은 Table 2 와 같다. Table 2 에서 보는 바와 같이 초대형 컨테이너선의 경우의 전형으로 프로펠러의 중량이 102Ton으로 축계 설계시에 선미축 후부베어링에 부가되는 베어링 반력을 최소화 시킬 필요가 있음을 알 수 있다. Main Engine 의 경우도 축계 비틀림 진동을 고려하여 비틀림 진동 댐퍼(Geislinger 260/22/4)를 설치하였다.

### 2.3 축계 배치

축계 배치는 Fig. 1 에서 보는 바와 같다. 축계 배치상 프로펠러의 중량 증가와 선체구조의 유연성을 고려한 축계 정렬 계산 및 축의 휘둘림진동

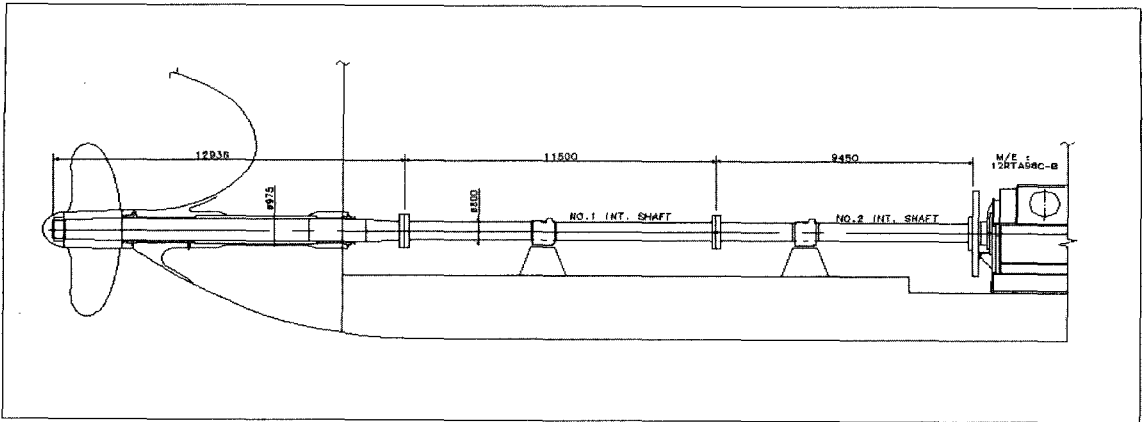


Fig. 1 Shafting arrangement

Table 2 The summary of shafting system

Main Engine	Sulzer NSD 12RTA96C-B MCR : 93360 PS x 102 RPM TV Damper : Geislinger 260/22/4	
Shaft	Popeller Shaft	Diameter: $\Phi 975$ mm
		Length : 12,936 mm
		Weight : abt. 73 ton
	No.1 Interm. Shaft	Diameter : $\Phi 800$ mm
		Length : 11,500mm
		Weight : abt.47.8 ton
No.2 Interm. Shaft	Diameter : $\Phi 800$ mm	
	Length : 9,450mm	
	Weight : abt.46.4 ton	
Propeller	Type : F.P.P. Diameter : 8.8 m Weight : abt. 102 tons	

을 고려하여 베어링의 위치를 고려하였다

본 선박의 경우 축계정렬 계산에 의거 선미 후부 베어링에 Double Slope 이 적용되었으며, 휘둘림 진동(Whirling Vibration)은 상용 RPM 을 상회하는 것으로 계산되었다.

### 3. 축계 정렬 계산 과정 소개

#### 3.1 선체 Hull Girder 베어링부 변형량 계산

유한요소법에 의하여 선체전선모델에서 베어링 각부의 변형을 출수 조건에 따라 계산수행한다. 또한 엔진의 열팽창에 의한 변형량을 계산에 포함시킨다.

#### 3.2 축계에 추가되는 외력계산

프로펠러의 부력에 의한 Weight 변동과 프로펠러의 편심 추력과 모멘트 및 엔진의 Shaft alignment model 상 Crank shaft 에 추가되는 외력 등을 계산에 포함시킨다.

#### 3.3 축계 베어링 지지점 추정 고려사항

일반적으로 선미 후부 베어링의 지지점에 대하여 논란의 소지가 있지만 본 계산에서는 BV(프랑스 선급)의 권고사항인 2 point 베어링 지지점과 다수의 베어링 지지점을 적용하는 방법으로 계산을 수행하였다.[2004 BV] 실제로 베어링 하부에 Slope 적용시에 적용후의 베어링 반력변화를 확인하는 면에서 잇점이 있다 할것이다. 그러나 기타 선급에서는 실제 베어링의 지지점을 다수 적용하여 반력의 중심을 계산후 지지점을 적용하고 있다. 실제로 ABS(미국선급)에서는 실제 접촉점 (Actual Contact Point) 개념으로 베어링의 접촉부의 면적과 베어링의 상태를 고려하여 Single Point 와 2 point 개념 및 다수의 지지점을 적용시킬수 있는

방안에 대해 소개하고 있다.[2004. ABS] 실제적인 확인방법으로 유한요소모델에 의한 다수의 베어링 지지점을 계산에 활용하는 방안을 점차 요구 받고 있는 실정이다.

3.4 축계 베어링 최대 허용하중을 고려한 축계 베어링 SLOPE 량 계산

선체 흘수 변화와 프로펠러 구동시에 부가되는 추력을 고려하여 최적의 베어링 Slope 량을 계산한다. 적절한 SLOPE 량은 선미후부베어링에 부가되는 베어링하중을 정적상태와 동적상태를 고려하여 베어링의 최대 허용응력값이하의 SLOPE 를 계산하여 적용한다.

3.5 축계 베어링 각부의 응력 및 압력분포 계산

베어링 각 부위에 부가되는 응력과 프로펠러 힘과 모멘트를 고려한 축의 움직임을 고려하여 베어링 주위의 압력분포를 Reynolds equation 을 이용하여 구할수 있다.

$$\frac{1}{6\eta} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

$$p = \frac{\eta U r}{c_r^2} \left[ \frac{6\epsilon \sin \theta (2 + \epsilon \cos \theta)}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \right] \quad (2)$$

$$S = \eta \left( \frac{2\pi n'}{p_{avg}} \right) \left( \frac{r}{c_r} \right)^2 \quad (3)$$

$$p = \frac{\eta U}{rc_r^2} \left( \frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\epsilon \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \quad (4)$$

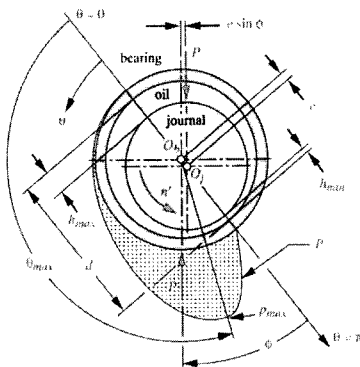


Fig. 2 Pressure Distribution in bearing

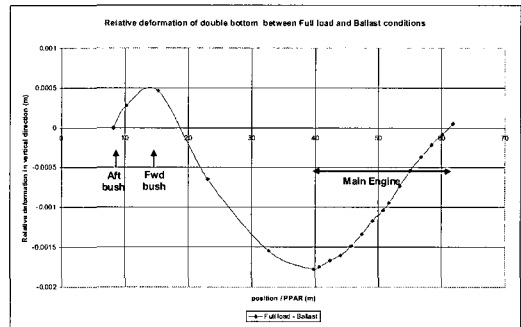


Fig. 3 Relative hull deflection in shafting

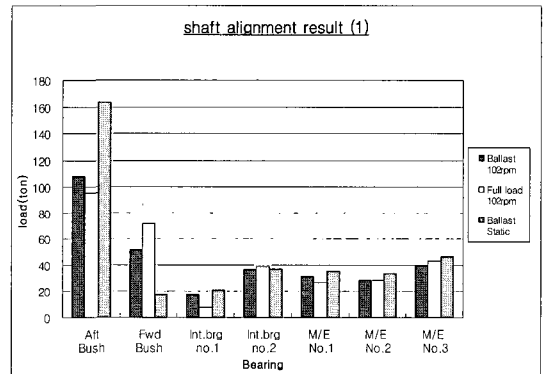


Fig. 4 Bearing Reaction Distribution (1)

4. 계산 결과 및 분석

4.1 흘수 변화에 따른 선체변형량

FIG.3 에서는 선체흘수의 변화에 의하여 베어링 부위의 지지점 수직 높이변화가 최대 1.8mm 의 차이를 확인할수 있다. 베어링 지지점의 변형은 베어링 반력변화에 영향을 주고 있는지를 4.2 절과 4.3 절에서 확인할수 있다.

4.2 흘수에 변화에 따른 베어링 반력 변화

FIG.4 에서는 같은 RPM, 동적조건에서 선체흘수 변화에 따라서 선미후부 베어링에서는 최대 60Ton 까지 차이가 나며, 선미전부 베어링은 20Ton 의 차이를 확인할수 있다.

M/E 의 경우에도 선미측 Hogging 과 Sagging 조건에 따라 엔진측 후부 베어링들은 동적

Hogging 시와 정적 Ballast 상태에 비슷한 반력양상을 확인하였으며, 이런 결과는 동적 변화와 선체 흘수 변화의 복합효과로 나타나고 있음을 FIG.5 를 통하여 알수 있다. 동적운항상태에서는 후부베어링에 반력이 감소하나 Hogging 조건에 의하여 반력이 증가된 효과로 확인할수 있다.

4.3 정적 상태와 동적상태의 베어링 반력 변화 프로펠러의 추력 모멘트의 영향에 의하여 동적 거동시 선미 후부베어링과 선미 전부베어링의 반력변화에 큰 영향을 미치는 것을 결과를 FIG.6 을 통해 확인할수 있다.

4.4 선미 후부 베어링의 반력 변화 따른 적정 Slope 량 결정

Aft Stern Tube Bush 의 각지점별 Load 분포 (FIG.7) 를 통하여 Local Point 의 Pressure 값을 Static 과 Dynamic 조건을 고려하여 적정한 Bush 의 Slope 량을 결정 할 수 있다. 본 선에서는 Fig.8 의 적정 반력분포 결정과정을 거쳐 Fig.9 의 선미후부베어링의 Slope 을 결정하였다. 그결과 베어링 끝단부위에 작용하는 Peak Pressure 를 재료의 허용 응력이내로 설계할 수 있었다.

본선박에서는 Aft stern tube bush 의 가공시에 0.81mm 의 initial slope 에 추가로 선미방향에 double slope 를 적용하여 가공하도록 설계하였다.

4.5 축계 휘둘림(whirling) 진동 해석 결과 프로펠러에 의한 가진 주파수는 날개수(6 익)를

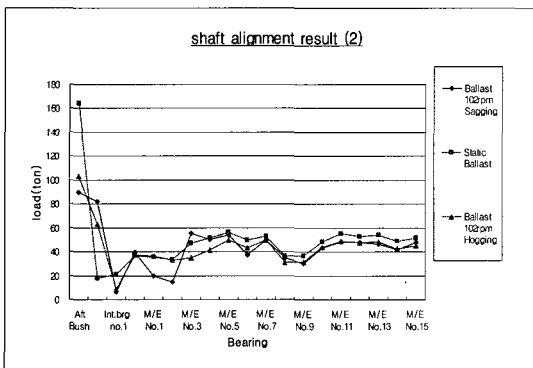


Fig. 5 Bearing Reaction Distribution (2)

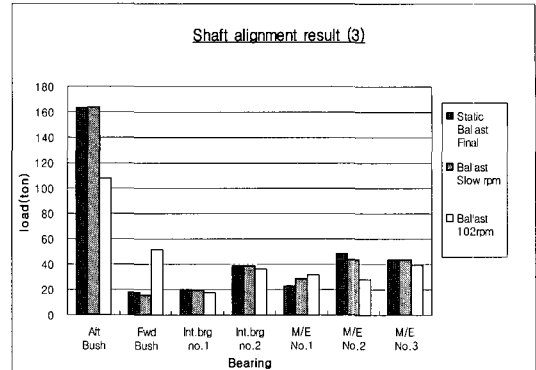


Fig. 6 Bearing Reaction Distribution (3)

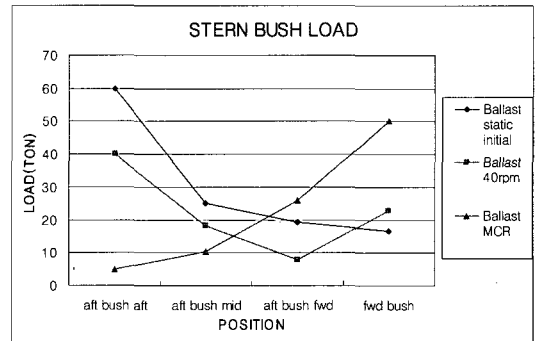


Fig. 7 Stern Bush Reaction Distribution

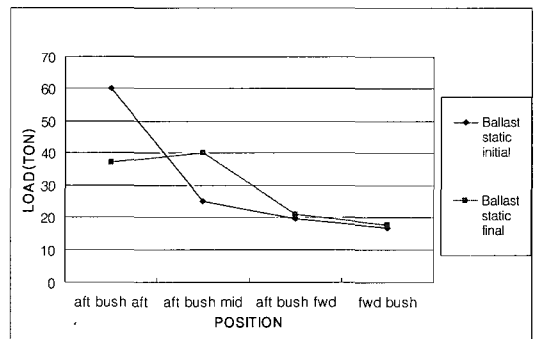


Fig. 8 Mechanism of Slope determination

고려하면, 10.2Hz 이므로 10%의 margin 을 고려 하더라도 양호한 결과를 얻을수 있었다.

	수평방향(T)	수직방향(V)
1 차	4.8	4.6
2 차	11.6	14.5
3 차	15.1	17.6

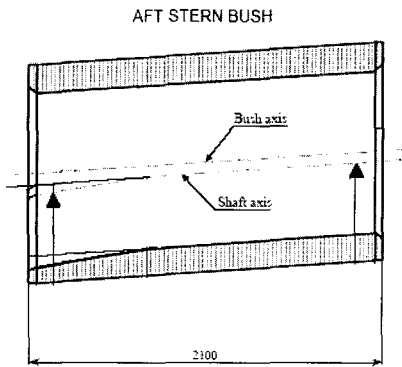


Fig. 9 Aft Bush Slope machining

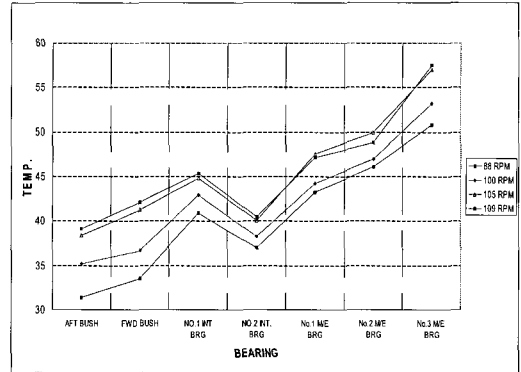


Fig. 11 The results of sea trial

4.6 선미 베어링의 동적 거동 계산결과

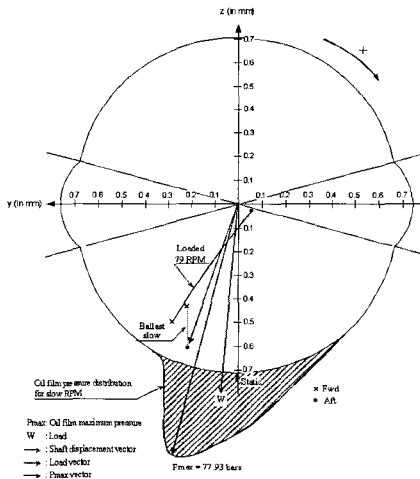


Fig. 10 Pressure Distribution in Stern Bushes

4.7 시운전 운항 결과

시운전 운항결과 안정적인 온도분포를 확인하였다. 특히 선미후부베어링의 온도는 Cooling Tank의 효과보다는 축계정렬해석의 효과가 큰 관계로 결과로 볼 때 안정적인 온도분포를 확인하였다.

5. 결론

앞서 언급된 계산 결과에서 보듯이 선체 흡수 변화에 따라 선미 후부 베어링과 선미 선부 베어

링의 하중변화가 큰 관계로 실제 프로펠러 추력에 대한 영향을 설계에 반영하여야 되며, 또한 중간 축베어링의 하중분포도 흡수 변화와 정상상태 및 동적상태에서의 해석결과에서 하중의 이동현상이 발생함을 확인할 수 있었다. 또한 Main Engine 베어링의 하중변화도 흡수 변화와 동적상태에서 주 엔진 베어링의 반력 변화를 계산상으로 확인할 수 있었다. 또한 축계 휘들림 진동 계산을 통하여 계산 결과를 확인하였다. 결론적으로 본 계산서의 결과를 바탕으로 초대형 컨테이너선박의 고중량 프로펠러 영향 및 선체흡수 변화를 고려한 축계정렬계산을 수행할수 있었다. 추가적으로 정확한 축계정렬의 정확성을 위해서는 안정적인 효과를 간접적으로 확인하는 것 뿐만 아니라 실제 운항시의 반력 및 선체변형의 예측이 추가적으로 확인되어야 할 필요성이 있다 할것이다.

참 고 문 헌

- Ville R, Andreau C., 2004, "Line shafting alignment studies," Bureau Veritas /Tecnitas
- ABS, " Guidance notes on propulsion shafting alignment," April 2004.



< 강 동 춘 >



< 박 건 우 >



< 김 경 호 >