

## 선체 변형 근사곡선을 이용한 추진축계 정렬의 유연성 평가

선진석\* · 이용진\*\* · 김의간†

(원고접수일 : 2008년 12월 15일, 원고수정일 : 2009년 1월 16일, 심사완료일 : 2009년 1월 21일)

### The Flexibility Estimation of Alignment for Propulsion Shaft System using the Approximated Hull Deflection Curve

Jin-Suk Sun\* · Yong-Jin Lee\*\* · Ue-Kan Kim†

**Abstract** : In this paper, based on the measured data of hull deflection, an approximated hull deflection curve is drawn using reverse analyzed hull deflection data and the estimation method for flexibility analysis of shaft alignment is proposed by use of the approximate hull deflection curve. Generally an offset value of after stern tube bearing is a datum point with an fore stern tube bearing however the shaft alignment has a tendency which is able to get higher flexibility if the shafting system has the deflection value from after stern tube bearing as reference to bottom direction according to results of on this study. By applying this result of study, the shaft alignment for next similar ships will be able to estimate how to follow the hull deflection and how to be influenced by hull deflection at shaft alignment analysis state using the approximated hull deflection curve.

**Key words** : Shaft alignment(축계정렬), Bearing influence number(베어링 영향계수), Approximated hull deflection curve(선체 변형 근사곡선), Reaction force(반력), Bearing offset(베어링 옵셋)

## 1. 서 론

최근에 선박이 고출력화함에 따라 축계 정렬과 관련된 손상의 사례가 크게 증가하고 있다. 이는 축의 강성은 증가하는 반면 선체의 체적화로 선체 자체의 강성은 줄어들어 선체의 변형에 축계의 변형이 추종하지 못하는 것이 주원인이다<sup>(1)-(3)</sup>.

선체 변형에 대한 고려는 축계 정렬 과정에서 가

장 중요한 과제 중의 하나다. 선체 변형은 발라스트, 만재 상태 그리고 모든 운항 조건들에 있어 수용 가능한 베어링 반력을 보장할 수 있는 베어링 옵셋을 결정하기 위하여 설계 단계에서 분석이 필요하다.

선체 변형은 해석적인 방법이나 측정 데이터를 이용한 역분석으로 예측할 수 있다. 해석적인 방법은 수행하는데 많은 시간과 비용을 필요로 하며 유한요소법 등으로 해석하기 위해서는 복잡하고 상세

† 교신저자(한국해양대학교 공과대학 기계정보공학부, E-mail:nvh@hhu.ac.kr, Tel:051)410-4361)

\* 한국해양대학교 대학원 기계공학과

\*\* ABS선급

한 모델링이 필요하다. 특히 선미부분과 기관실, 엔진과 축계에 대한 포괄적인 모델링이 요구된다. 축계 정렬만을 위하여 유한요소법으로 선체 변형을 해석하는 경우 대형선종을 제외하고는 드물며 일반적으로 축계 정렬에 관련된 문제가 생길 때 그 문제를 해결하기 위해 행하고 있다.

본 연구에서는 역분석된 선체 변형 데이터를 이용하여 선체 변형의 정성적 경향을 나타낼 수 있는 근사곡선을 구현하고 이를 이용하여 축계 정렬의 유연성 정도를 평가하는 방법을 제시하고자 한다. 먼저 선체 변형 근사곡선은 역분석된 데이터를 이용하여 선체 변형 근사곡선을 구하고 선체 변형에 따른 축계 정렬 해석 결과가 어느 정도 유연성이 있는지에 대한 평가 방법을 제시한다. 유연성 평가의 기준은 해석된 베어링 반력값이 엔진제작사와 베어링 제작사에서 규제하는 허용값 범위 내에 있는 것을 조건으로 한다. 그리고 축계 정렬 해석은 ANSYS를 이용한다.

## 2. 베어링 반력 해석

### 2.1 ANSYS에 의한 베어링 반력 해석 검증

본 논문에서는 축계 정렬 해석을 위한 베어링 반력을 구하기 위해서 범용 구조 유한요소해석 프로그램인 ANSYS(version 10.0)와 미국선급협회의 Shaft Version 2.0(이하 ABS)과 Fortran code로 만들어진 전산프로그램 ALFINE<sup>[4)-[5]</sup>의 해석 결과를 비교하였다.

#### 2.1.1 해석 대상 선박의 일반 사항

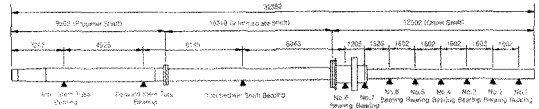
본 논문에서 해석 대상 선박의 일반 사항을

**Table 2.1 Specifications of the propulsion shaft**

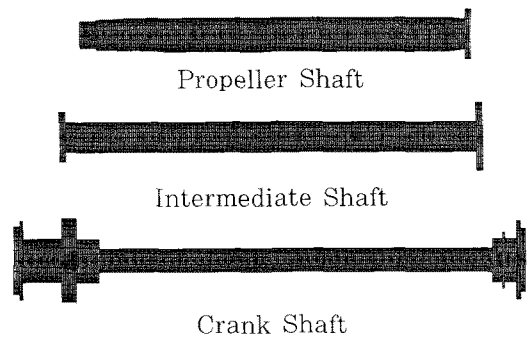
Vessel type	320,000 DWT VLCC
Diesel engine	6S90MC-C
	MCR 40,000 BHP × 76 rpm
	Journal diameter : 840 mm <sup>1)</sup> /150 mm <sup>2)</sup>
Propeller	Crankpin diameter : 840 mm
	4 blade fixed pitch
	Diameter : 9,900 mm
	Mass : 74,958 kg
Flywheel	Cap mass : 820 kg
	Mass : 5,230 kg
	Number of teeth : 80

1) Out diameter 2) In diameter

Table 1에 나타내었다. Fig. 1은 해석 대상 선박의 축계 도면이다. Fig. 2는 해석 대상 축계의 유한 요소 모델이다.



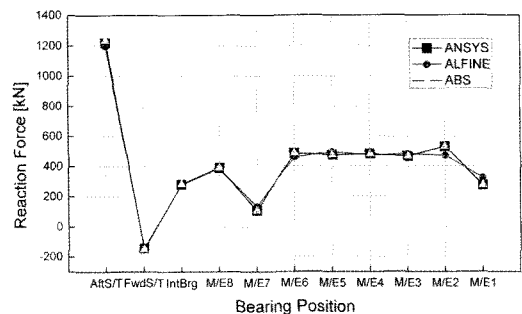
**Fig. 1 Drawing of propulsion shaft system**



**Fig. 2 Finite element model(FEM) grids**

#### 2.1.2 반력 해석을 통한 검증

여기서는 해석결과와의 비교를 위하여 축계의 베어링 읍셋을 조정하기전인 수평상태로 해석하였다. Fig. 3을 검토하여 보면 ABS와 ANSYS를 이용해 해석한 베어링 반력 값은 전체적으로 그 결과가 잘 일치하고 있다. ALFINE 해석결과는 메인 베어링에서 약간의 차이는 있으나 공학적으로 문제는 없다. 따라서 ANSYS를 이용한 축계의 베어링반력 해석은 기존의 축계 정렬 해석프로그램의 결과와 일치하는 결과를 가짐을 확인하였다.



**Fig. 3 Comparison of analyzed bearing reaction**

### 3. 선체 변형 근사곡선에 대한 축계 베어링 반력해석

#### 3.1 선체 변형 예측

일반적으로 냉태, 온태의 온도차에 의한 메인 엔진의 베드 등의 열팽창(Fig. 3)을 축계 정렬과정에 반영하고 있다. 홀수에 따라 선체의 변형상태가 달라지고, 기관실 이중저는 경홀수에서 심홀수로 될 때에 위로 볼록한 변형을 일으키며, 또한 메인 엔진도 열팽창 등의 영향으로 위로 볼록한 변형을 일으킨다. 따라서 선체 변형과 엔진의 변형은 Fig. 5, Fig. 6과 같다고 예상할 수 있다<sup>(6)-(7)</sup>.

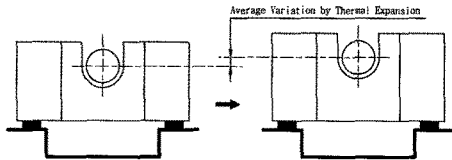


Fig. 4 Expansion of an main engine deck



Fig. 5 Estimated deflection of an engine room

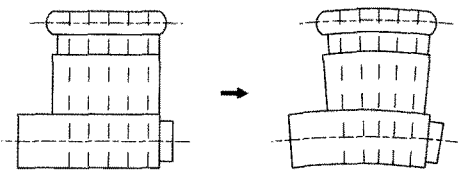


Fig. 6 Estimated deflection of a main engine

#### 3.2 선체 변형 근사곡선

미국선급협회의 Davor 등은 축계의 양단에서의 변형을 0 mm로 기준으로 하는 방법으로 측정된 값을 역변환하여 선체 변형을 구하는 방법을 제시하였다. 제시된 방법에서 경계조건을 건선거 상태를 변형이 없는 상태로 가정하고, 유한요소해석을 이용하여 선체 변형을 구하면 그림 Fig. 7, Fig 8과 같은 형태로 변형하는 경향을 가지고 있다는 것을 확인할 수 있다. 기관실이 있는 Fig. 8의 A구

역에서 메인 엔진을 기준으로 살펴보면 프로펠러가 처진 외팔보의 형태와 유사하고 메인 엔진이 놓인 위치 B의 경우는 기울기가 작다는 것을 알 수 있다(8)-(12).

따라서 본 연구에서는 축계 정렬 설계에 선체 변형을 고려한 유연성 평가를 위해서는 실제 선체가 변형할 것이라 예상되는 Fig. 11과 같이 메인 엔진의 선수-선미방향 양단에서의 변형을 0 mm로 가정하고 근사곡선을 구하는 방법을 제시하였다.

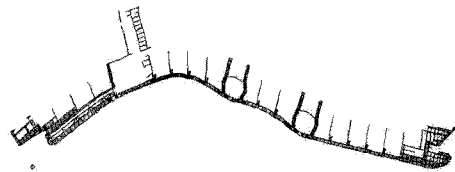


Fig. 7 Hull deflections in ballast & afloat condition

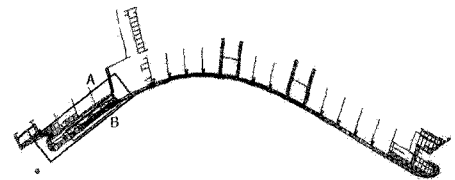


Fig. 8 Hull deflections in laden & afloat condition

미국선급협회에서 운항과 만재 상태에 따라 스트레인 게이지로 측정된 굽힘 응력값을 이용하여 축계의 처짐량을 해석하고 그 결과 값을 역해석하여 선체 변형을 산출하면 Fig. 9와 같이 된다. Fig. 9는 17만5천톤급 살물선을 운항과 만재 상태에 따라 선미관 전, 후부 베어링 읍셋 값을 기준으로 선체 변형값을 역해석한 결과이다.

본 논문에서 사용된 선체 변형의 근사곡선은 Fig. 9와 같이 측정된 선체 변형값을 이용하여 하나의 경향을 가지는 선체 변형 근사곡선을 먼저 구하였다. 선체 변형 근사곡선을 구하는 과정은 먼저 측정된 베어링 읍셋 변화량의 평균 기울기를 이용하여 선체 변형이 일어나기 시작하는 진수상태를 선체 변형값의 기준으로 보정한 Fig. 10을 구한다. 이를 이용하여 메인 엔진의 양단에서의 변형이 0 mm인 곡선이 되도록 좌표계 변환을 이용하면 근사곡선 Fig. 11를 구한다. 좌표계 변환은 먼저

메인 엔진의 최전방 선수축 메인 엔진 베어링 위치를 원점으로 정하고, 그 후 최후부 메인 엔진 베어링 옵셋 위치가 0 mm가 되도록 회전을 시킨다. 이렇게 하면 Fig. 11과 같은 선체 변형 근사곡선을 얻을 수 있다. Fig. 11에서 A, B점이 0 mm가 되고 C점(BHD)에 의해서 조절되는 곡선을 구한다. 이는 A, B 그리고 C점을 상수로 가정하여 연립방정식의 해를 구하면 얻을 수 있다. A, B의 곡선 구간은 엔진기술사에서 제시하는 열팽창량을 고려하여 보정한다. 따라서 Fig. 12와 같이 다소 강인하지만 기관실부분의 변형을 3차 곡선으로 가정하여 구할 수 있다. 이 선체 변형곡선을 기준으로 하여 운항시의 선체변형을 가정하고 이에 따른 베어링 반력을 해석하여 검토하면 설계 또는 시공한 축계 정렬의 유연성을 평가할 수 있다.

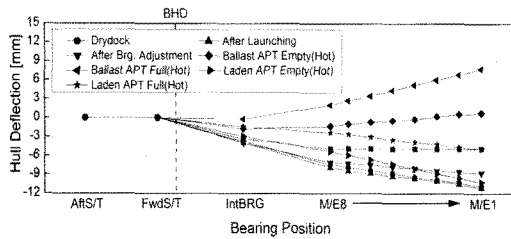


Fig. 9 Measured bearing offset translation curves

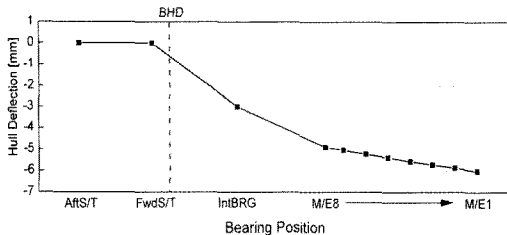


Fig. 10 Averaged hull deflection curve

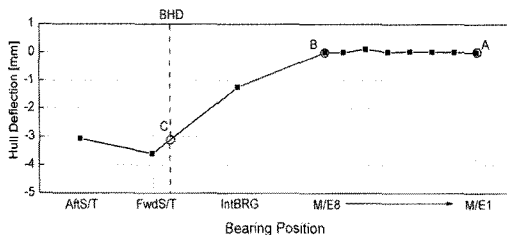


Fig. 11 Recalculated averaged approximated hull deflection curve

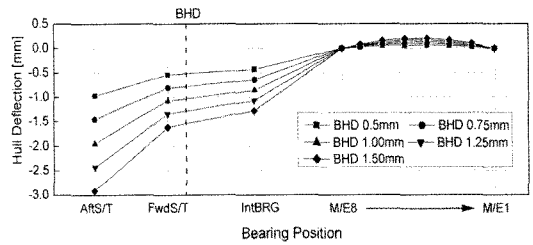


Fig. 12 Approximated hull deflection curves

축계 정렬의 유연성은 Fig. 12에서 Bulk head(이하 BHD)부의 수직 높이에 변화를 주어 축계 정렬 해석이 끝난 축계가 선체 변형에 어느 정도의 유연성을 가지고 있는지를 평가하였다. 곡선은 BHD부에서 최초 0.5 mm에서 0.25 mm 간격으로 수직방향으로 변화를 주었으며 축계의 베어링에 반력이 작용하지 않는 무부하가 발생하는 변형까지 해석하여 검토하였다.

### 3.3 선체 변형 근사곡선을 이용한 실선 축계정렬의 유연성 해석

여기서는 축계 정렬 해석에서 선체 변형의 영향을 받는 베어링 반력을 다양한 선종에 대해 해석하고 그 결과를 검토한다. 해석 대상 선종은 Table 2와 같다. 이들은 각각 엔진 형식과 프로펠러의 직경 및 축계 길이가 다른 총 3개 선박으로 이들 축계에 대해 선체 변형에 따른 베어링 반력을 해석하고 분석한다.

Table 3은 엔진 종류에 따른 메인 베어링 반력의 최대치와 최소치를 보인다. 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 베어링 반력의 최소치는 0 kN이며 나머지 베어링의 최소치는 대략적으로 최대치의 5%임을 알 수 있다. 그리고 베어링 제작사에서 권고하는 허용압력인 8 MPa은 실선 축계의 베어링 반력이 어느 정도의 선체 변형에 대해 유연성을 만족하는지를 판단하는 기준이 된다.

Table 3 Vessel types

	Vessel Type
1	175,000 DWT Bulk Carrier
2	46,000 DWT Product/Chemical Tanker
3	105,000 DWT Product Carrier

**Table 4 Acceptable bearing loads on MAN B&W engine type**

Engine type	Aft. M/E bearing	Other engine bearings	
	Max. reaction (kN)	Max. reaction (kN)	Min. reaction (kN)
S70MC-	559	559	28
S60MC-C/ME-C	420	420	21
S50MC	273	273	13
Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.			

3.3.1 17만 5천톤급 살물선 축계의 유연성 해석 첫 번째 해석 대상 선박의 주요사양은 Table 4와 같으며, Fig. 13은 이 선박의 축계를 나타낸다. 선수측 메인 베어링을 1번으로 하여, 다음은 2번~8번의 순서로 정하였다. 본선의 축계 정렬 해석에서 선체 변형 근사곡선을 BHD에서 수직방향으로 -0.5 mm에서 0.25 mm씩 감소 시켜 베어링 반력이 무부하가 되는 변화량까지 해석하여 검토하였다.

**Table 3.3 Specifications of the propulsion shaft**

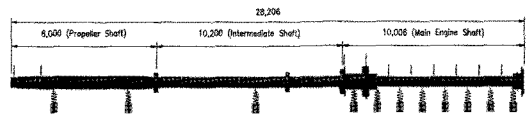
Vessel Type	175,000 DWT Bulk Carrier	
Main Engine	B&W 6S70MC, MCR 20,400 BHP	
Crankshaft Dia.	784 mm / 115 mm	
Inter. Shaft Dia.	550 mm	Propeller Weight
Pro. Shaft Dia.	650 mm	313 kN

Fig. 14는 선박의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. Table 5는 17만 5천톤급 살물선의 선체 변형 근사곡선으로 구한 베어링 지지점에서의 변화량을 좌표 변환하여 후부 선미관 베어링과 1번 메인 엔진 베어링 사이의 선체 변형 근사값을 설계 베어링 읍셋에 합산하여 구한 것이다. Fig. 15는 Table 5의 근사값을 이용하여 17만 5천톤급 살물선의 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력 해석 결과를 나타내고 있다. 이 그림에서

가로축은 축계에서의 각 베어링의 위치를 나타내고, 가로축의 좌측부터 선미관 후부 베어링(Aft. S/T), 선미관 전부 베어링(Fwd. S/T), 중간축 베어링(Int. BRG)이고 메인 엔진 베어링 8번, 7번순으로 나타낸다. 세로축은 계산된 베어링 반력 값(kN)을 의미한다.

**Table 5 Approximated hull deflection value**

Bearing	Design offset	Hull deflection at BHD				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.787	-1.180	-1.574	-1.967	-2.360
Fwd. /T	0.000	-0.552	-0.828	-1.104	-1.380	-1.656
Int. Brg.	-2.730	-2.803	-2.840	-2.876	-2.913	-2.949
M/E Brg.8	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140
M/E Brg.7	-4.140	-4.107	-4.091	-4.074	-4.058	-4.042
M/E Brg.6	-4.140	-4.085	-4.057	-4.030	-4.002	-3.975
M/E Brg.5	-4.140	-4.074	-4.040	-4.007	-3.974	-3.941
M/E Brg.4	-4.140	-4.073	-4.040	-4.007	-3.974	-3.940
M/E Brg.3	-4.140	-4.085	-4.057	-4.029	-4.001	-3.974
M/E Brg.2	-4.140	-4.107	-4.090	-4.073	-4.057	-4.040
M/E Brg.1	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140



**Fig. 3.10 Shafting system of 175,000 DWT bulk carrier**

선미관 베어링과 중간축 베어링은 베어링 메이커에서 권고하는 허용치인 8 MPa를 기준으로 하였으며 메인 베어링은 Table 3과 같이 엔진제작사의 권고 허용치를 따랐다. Fig. 15의 결과를 검토해보면 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 있음을 알 수가 있다. 선미관 전부 베어링과 1번 메인 엔진 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향을 가지며, 3번에서 5번까지의 메인 베어링은 그 크기 변화가 작아 축계 정렬 해석에 영향을 주지 않고 있다. 2번과 7번 메인 베어링은 선체 변형량에 비례하여 커지는 경향을 보여주고 있지만 Table 3의 허용치는 만족하고 있다. 여기서 최후부 메인 베어링인 8번 메인 베어링에서 BHD 선체 변형량이 (-)1.25 mm부터 무부하가

나타난다. 이렇게 되면 해당 베어링매탈 상면에 이상마모가 발생하고, 인접한 좌우의 베어링에 과도한 하중이 전이되어 손상이 야기될 수 있다. 따라서 17만 5천톤급 살물선은 BHD기준으로 선체 변형량이 1.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

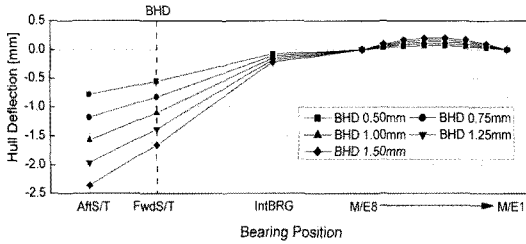


Fig. 14 Approximated hull deflection curves

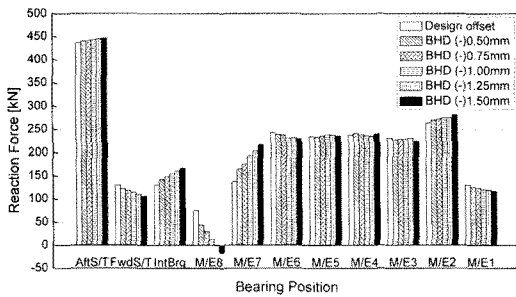


Fig. 15 Comparison of analyzed bearing reaction

3.3.2 4만 6천톤급 석유/화학 운반선

4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 주요사양은 Table 6과 같으며, Fig. 16은 이 선박의 축계를 나타낸다. Fig. 17은 이 선박에 대한 선체 변형 근사곡선을 나타내고 있다. Table 7은 이 선박의 선체 변형 근사곡선을 이용해 BHD부의 선체 변형에 따른 축계 베어링 위치의 변형을 설계 베어링 옵셋을 보정하여 구한 결과를 정리한 것이다.

Table 6 Specifications of the propulsion shaft

Vessel Type	46,000 DWT Product/Chemical Tanker	
Main Engine	B&W 6S50MC, MCR 11,500 BHP	
Crankshaft Dia.	560 mm / 80 mm	
Inter. Shaft Dia.	410 mm	Propeller Weight
Pro. Shaft Dia.	470 mm	125 kN

Table 3.6 Approximated hull deflection value

Bearing	Design offset	Hull deflection at BHD				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.682	-1.022	-1.363	-1.704	-2.045
Fwd. S/T	0.000	-0.524	-0.786	-1.048	-1.311	-1.573
Int. Brg.	-2.020	-2.215	-2.312	-2.410	-2.507	-2.604
M/E Brg.8	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500
M/E Brg.7	-3.500	-3.482	-3.473	-3.464	-3.455	-3.446
M/E Brg.6	-3.500	-3.468	-3.451	-3.435	-3.419	-3.403
M/E Brg.5	-3.500	-3.460	-3.440	-3.420	-3.400	-3.380
M/E Brg.4	-3.500	-3.460	-3.439	-3.419	-3.399	-3.379
M/E Brg.3	-3.500	-3.466	-3.449	-3.432	-3.415	-3.398
M/E Brg.2	-3.500	-3.480	-3.469	-3.459	-3.449	-3.439
M/E Brg.1	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500

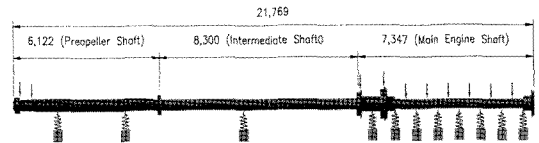


Fig. 16 Shafting system of 46,000 DWT product/chemical tanker

Fig. 18은 근사곡선을 이용하여 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력의 해석 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면 선미관 전부 베어링과 1번, 6번 메인 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향이 있다. 반면에 2번과 7번 메인 베어링은 변화량에 비례하여 커지는 경향을 보여주고 있으나 Table 3의 허용치는 만족하고 있다. 여기서 최후부 메인 베어링인 8번 메인 베어링은 선체 변형량이 -1.25 mm부터 무부하가 나타난다. 따라서 4만 6천톤급 석유/화학 운반선은 BHD 기준으로 선체 변형량이 -1.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

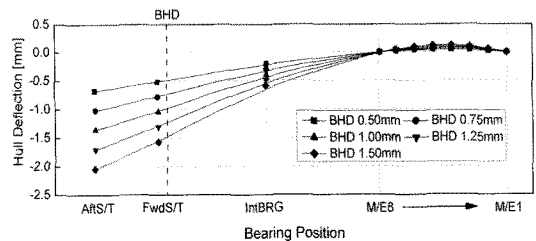


Fig. 17 Approximated hull deflection curves

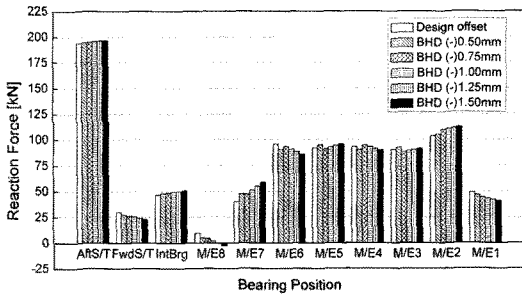


Fig. 18 Comparison of analyzed bearing reaction

3.3.3 10만 5천톤급 정유 운반선

10만 5천톤급 정유 운반선의 주요사양은 Table 8과 같으며 Fig. 19는 이 선박의 축계를 나타낸다. Fig. 20은 10만 5천톤급 정유 운반선의 선체 변형 근사곡선을 나타내고 있다. Table 9는 이 선박의 선체 변형 근사곡선을 이용해 BHD부의 선체 변형에 따른 축계 베어링 위치의 변형을 설계 베어링 옵셋을 보정하여 구한 결과를 정리한 것이다. Fig. 21은 Table 9의 근사값을 이용하여 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력 해석 결과를 나타내고 있다. 이 그림을 검토하여 보면 이 선박의 축계는 다른 선박의 축계와 달리 BHD 기준으로 1.5 mm를 초과하여도 모든 베어링에 하중이 작용하고 있음을 알 수 있다. 이 축계에서 가장 문제가 되는 것은 전부 선미관 베어링으로 선체 변형량이 -2.25 mm부터 무부하가 나타난다. 따라서 10만 5천톤급 정유 운반선은 BHD기준으로 선체 변형이 -2.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 정렬의 설계는 다른 선박 축계와는 다른 차이점이 있다. 타 선박에서 선미관 후부 베어링의 옵셋 값이 0 mm이지만 이 선박 축계의 경우는 선미관 후부 베어링에서 (-)옵셋 값을 가지고 있다. 이는 선미관 후부

Table 8 Specifications of the propulsion shaft

Vessel Type	105,000 DWT Product Carrier	
Main Engine	B&W 7S60MC-C, MCR 21,490 BHP	
Crankshaft Dia.	720 mm / 115 mm	
Inter. Shaft Dia.	510 mm	Propeller Weight
Pro. Shaft Dia.	760 mm	297 kN

베어링에서의 옵셋 조정에 작용하는 하중이 선미관 후부 베어링 전체에 균질하게 분포하게 되어 축계 정렬의 유연성이 증가하였다고 판단된다.

Table 9 Approximated hull deflection data

Bearing	Design offset	Hull deflection at BHD				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	-0.145	-0.767	-1.078	-1.390	-1.701	-2.012
Fwd. S/T	0.000	-0.513	-0.770	-1.027	-1.283	-1.540
Int. Brg.	-1.000	-1.203	-1.305	-1.406	-1.508	-1.609
M/E Brg.9	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650
M/E Brg.8	-1.650	-1.610	-1.635	-1.630	-1.624	-1.619
M/E Brg.7	-1.650	-1.578	-1.622	-1.613	-1.603	-1.594
M/E Brg.6	-1.650	-1.558	-1.614	-1.603	-1.591	-1.579
M/E Brg.5	-1.650	-1.551	-1.612	-1.599	-1.586	-1.573
M/E Brg.4	-1.650	-1.557	-1.614	-1.602	-1.590	-1.578
M/E Brg.3	-1.650	-1.575	-1.621	-1.611	-1.602	-1.592
M/E Brg.2	-1.650	-1.606	-1.633	-1.627	-1.622	-1.616
M/E Brg.1	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650

Bearing	Design offset	Hull deflection at BHD			
		1.75	2	2.25	2.5
Aft. S/T	-0.145	-2.323	-2.634	-2.945	-3.256
Fwd. S/T	0.000	-1.796	-2.053	-2.310	-2.566
Int. Brg.	-1.000	-1.711	-1.812	-1.914	-2.016
M/E Brg.9	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650
M/E Brg.8	-1.650	-1.614	-1.609	-1.604	-1.599
M/E Brg.7	-1.650	-1.585	-1.576	-1.566	-1.557
M/E Brg.6	-1.650	-1.567	-1.555	-1.543	-1.531
M/E Brg.5	-1.650	-1.561	-1.548	-1.535	-1.522
M/E Brg.4	-1.650	-1.566	-1.554	-1.542	-1.530
M/E Brg.3	-1.650	-1.582	-1.573	-1.563	-1.553
M/E Brg.2	-1.650	-1.610	-1.605	-1.599	-1.593
M/E Brg.1	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650

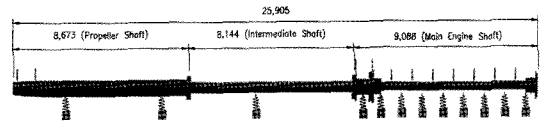


Fig. 19 Shafting system of 105,000 DWT product carrier

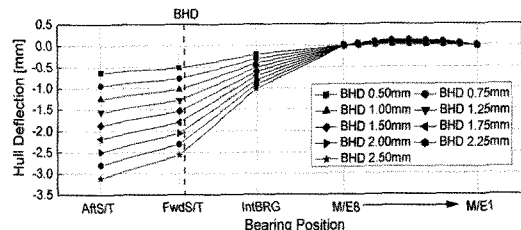


Fig. 20 Approximated hull deflection curves

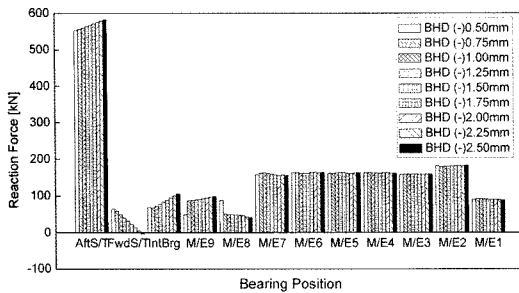


Fig. 21 Comparison of analyzed bearing reaction

#### 4. 결 론

추진축계의 정렬 해석에서 선체 변형을 고려하는 방법으로는 크게 유한요소해석과 같은 해석적인 방법과 측정 결과를 역분석하여 평가하는 방법이 있다. 그러나 이들 방법은 베어링 반력 평가에 많은 시간과 비용을 필요로 하고 여러 가지 운항 적재조건 및 해상 상태에 따라 선체 변형 형태가 달라질 수 있으므로 이를 전부 고려하여 적용하기에는 한계가 있다.

본 연구에서는 가정한 선체변형 곡선에 따른 축계의 베어링 반력을 해석하여 설계한 축계 정렬이 어느 정도까지의 선체변형에도 문제없이 대응이 가능한지를 평가하는 방법을 검토하였다. 이 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 축계 정렬의 유연성을 평가하는 방법을 제시하였다. 또한 이 결과를 실선 축계에 적용하여 ANSYS로 해석하고 선체 변형이 축계의 베어링 반력에 미치는 영향을 해석하고 이로부터 실선 축계가 어느 정도의 선체 변형까지 추종 가능한지를 검토하였다.
- 2) 실선 축계 정렬에서 최후부 메인 베어링이 선체 변형에 가장 민감하게 반응하고 있음을 알 수 있었다. 최후부 메인 베어링은 선체 변형이 증가함에 따라 베어링 반력도 증가하는 경향을 보이고 있으므로 최후부 메인 베어링의 반력이 최소화되도록 축계 정렬을 행하는 것이 유리함을 확인하였다.
- 3) 10만 5천톤급 정유 운반선의 축계와 같이 선미관 후부 베어링이 움셋을 기준으로 선저방향으로 처지는 값을 가지는 경우에는 축계 정렬에서 상대

적으로 높은 유연성을 가짐을 확인하였다.

#### 참고문헌

- [1] 전효중, 이종원, “마트릭스계산에 의한 추진기 축계배치의 계산에 관한 연구”, 한국해양대학교 논문집 제13권, 1978년 3월.
- [2] 전효중, 동력전달장치, 태화출판사, pp. 283-284, 1986.
- [3] 이용진, 김의간, 샬물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석, 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, 2005, pp.5-6.
- [4] 문덕홍, 전효중, “삼연모먼트정리의 매트릭스 계산에 의한 박용추진축계 배치계산에 관한 연구”, 한국기관학회지 제5권 1호, 1981.
- [5] 전효중, 박진길, 최재성, “유한요소법에 의한 박용기관축계장치의 최적배치에 관한 연구” 한국박용기관학회지, 제2권 1호, 1978.
- [6] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, “A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in VLCC”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.29, No.7, pp.785-794, 2005(ISSN 1226-9549).
- [7] Holger Mumm, “The Need for a More Considered Design Approach to Engine-Hull Interaction”, Ship Propulsion Systems 2002, pp.1~15, Germanischer Lloyd
- [8] American Bureau of Shipping, “Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment”, April 2004.
- [9] Davor Sverko, “Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study”, Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
- [10] Davor Sverko, “Investigation on Hull Deflection and Its Influence on



Propulsion Shaft Alignment”,  
SMTC&E: October 2005 - Houston.

- [11] Davor Sverko, “Shaft Alignment Optimization with Genetic Algorithms”. SNAME Propellers and Shafting 2003 Symposium, Virginia Beach, October 2003.
- [12] Davor Sverko, “Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study”, Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
- [13] Davor Sverko, “Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment”. SMTC&E: October 2005 - Houston.

## 저 자 소 개



**선진석(宣眞碩)**

1979년 8월생, 2006년 한국해양대학교 기계시스템공학부 졸업, 2008년 동대학교 대학원 졸업 (공학석사), 현재 동대학원 박사과정



**이용진(李容鎭)**

1971. 5. 9 생  
1998. 2 한국해양대학교 기관공학과 석사 후, 2006. 8 한국해양대학교 기계공학과 박사 후, 現 ABS 휴스턴 미국본사 근무



**김의간(金義杆)**

1956년 3월생, 1978년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1988년 동경대학교 대학원 졸업(공학박사), 현재 한국해양대학교 기계정보학 교수