

50,000 DWT 유조선의 밸러스트 흘수에서 우현 전타시 과도상태가 프로펠러축 거동에 미치는 영향 연구

이재웅*

* 한국해양대학교 해사IT공학부 교수

Effect of Transient Condition on Propeller Shaft Movement during Starboard Turning under Ballast Draught Condition for the 50,000 DWT Oil Tanker

Jae-ung Lee*†

* Professor, Division of Marine Information Technology, Korea Maritime and Ocean University, Busan 49112, Korea

요 약 : 선박 축계를 구성하는 프로펠러축은 엔진출력, 프로펠러 하중 및 편심추력의 영향으로 인해 거동의 양상이 달라져 선미관 후 부베어링의 국부하중 변화를 일으킴으로써 선미관 베어링 손상의 위험을 증가시킨다. 이를 방지하기 위해 수행된 추진축계 정렬연구는 선급강선규칙을 중심으로 주로 축과 지지베어링간의 상대적 경사각과 유막유지를 최적화 하는데 중점을 두어 진행 되어왔다. 그러나 보다 상세한 평가를 통한 추진축계의 안정성 확보를 위해서는 전타와 같은 급격한 선미유동장 변화에 기인한 과도상태를 포함한 동적상태의 고려가 필요하다. 이러한 관점에서, 본 연구는 50,000 DWT 선박을 대상으로 스트레인 게이지법을 이용하여 밸러스트 흘수 상태에서 정격회전수로 운전 중 대표적 동적 과도상태인 우현 전타상태에서의 프로펠러 축 거동이 추진축계에 미치는 영향을 분석하였다. 그 결과 변동된 프로펠러 편심추력은 프로펠러축을 일시적으로 강하게 내려 누르는 힘으로 작용하여 선미관 베어링의 국부하중을 증가시켜 축계 안정성에 부정적 영향을 미침을 증명하였다.

핵심용어 : 선박 전타, 편심추력, 프로펠러 축, 과도상태, 스트레인 게이지

Abstract : Generally, the propeller shaft that constitutes the ship shaft system has different patterns of behavior due to the effects of engine power, propeller load and eccentric thrust, which increases the risk of bearing failure by causing local load variations. To prevent this, different studies of the propulsion shaft system have been conducted focused the relative inclination angle and oil film retention between the shaft and the support bearing, mainly with respect to the Rules for the Classification of Steel Ships. However, in order to secure the stability of the propulsion shaft via a more detailed evaluation, it is necessary to consider dynamic conditions, including the transient state due to sudden change in the stern wakefield. In this context, a 50,000 DWT vessel was analyzed using the strain gauge method, and the effects of propeller shaft movement were analyzed on the starboard rudder turn which is a typical transient state during normal continuous rate(NCR) operation in ballast draught condition. Analysis results confirm that the changed propeller eccentric thrust acts as a force that temporarily pushes down the shaft to increase the local load of the stern tube bearing and negatively affects the stability of the shaft system.

Key Words : Rudder turn, Eccentric thrust, Propeller shaft movement, Transient condition, Strain gauge

1. 서 론

선박 축계안정성을 향상시키기 위해 시작된 축계정렬에 관한 초기연구는 1950년대 후반 미국 해군(Michel, 1959)에서 부터 시작되어 1970년대에 걸쳐 수행되어 추진축정렬에 관

한 주요 이론이 정립되었다. 1961년, 축계 안정성 확보에 있어 축계 지지베어링간의 적절한 간격과 높이가 중요 인자임을 인지(Lehr and Parker, 1961)하게 된 이래 축 지지베어링이 추진축의 하중을 효과적으로 분담하게 되어 무부하 또는 과부하에 기인한 베어링 손상이 감소되었다. 일반적으로 축계 전체 지지베어링의 수가 상대적으로 적은 경우 추진축계정렬관점에서는 선체 변형의 영향에 보다 안정된 유연도가 높

† julee@kmou.ac.kr, 051-410-4662

은 상태가 된다. 이러한 연구결과(Mann, 1964; 1965a; 1965b; Wilkin and Strassheim, 1973)는 축계 지지베어링의 하중 배분을 유도하기 위한 축계정렬의 중요성을 잘 나타내고 있다.

또한 1990년대부터 선체 외판의 고장력 강판 적용이 점차 확대됨에 따라 선체는 유연성(flexibility)이 증가되어 흡수 변화에 기인한 선체 변형(hull deformation)은 기존의 선박보다 커지는 추세가 되었다. 따라서 선체와 연결된 베어링 지지대(pedestal)의 높낮이 역시 변화하게 되어 지지베어링의 반력 변동이 불가피해졌고 이로 인한 베어링의 손상사고가 증대됨에 따라 이를 방지하기 위한 관련 연구가 활발히 진행되었다(Class NK, 2006; Lee, 2016a; 2016b; MAN B&W, 2012). 그러나, 상기와 같은 배경에서 수행된 연구는 준정적(quasi-static) 상태에서 대부분 수행되었다. 준정적 상태란 계산은 정적(static)인 상태에서 수행하되 선박의 계획 최대 속력에서 발생하는 프로펠러 편심추력값을 정적계산에 반영하는 연구방식을 말한다. 이와 같은 방식은 계산이 비교적 간략하므로 시간과 비용을 저감할 수 있고, 추진축의 예상 변형량을 용이하게 추정할 수 있는 점이 장점이지만 수직, 수평성분만 추정이 가능하여 여전히 실제 동적상태에서 발생할 수 있는 전방위적 잠재 위험요소는 식별할 수 없다는 데에 한계가 있다. 선박의 동적상태란 일반적으로 선급 규칙에 명문화 된 비틀림진동에 관한 사항이 대부분이며 간헐적으로 횡진동에 관한 연구가 수행되었다(Sun et al., 2015; Lee, 2016c; 2016d). 그러나 아직까지는 선박의 프로펠러 추력이 선박 추진축계에 미치는 영향을 모든 선종에 일괄적으로 적용할 수 없는 한계가 있으므로 선종연구들을 통해 강조된 바(Lee, 2017; 2018)와 같이 선종별 다양한 사례를 기반으로 향후 통계적인 분석을 수행할 수 있을 기반을 마련해 나가는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 50,000톤급 선박을 대상으로 밸러스트 흡수 상태에서 우현 전타(starboard turning)시 프로펠러 편심추력이 프로펠러축 거동에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

2. 계측 및 해석방법

2.1 측정 설비의 구성

Fig. 1에서는 대상 선박의 축계배치도와 측정을 위한 스트레인 게이지(녹색) 및 레이저 Tacho센서의 설치위치(적색)를, Table 1에서는 연구대상 선박의 엔진과 프로펠러 제원을 나타내었다.

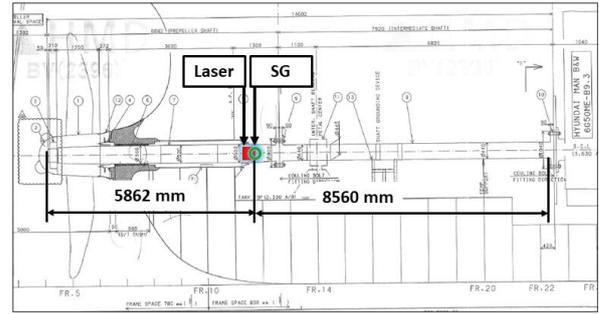


Fig. 1. Shafting arrangement and allocated strain gauge and laser displacement sensor position.

Table 1. Engine and propeller specification of the ship

Vessel type	50k DWT oil/chemical tanker
Main engine	6G50ME-B (MAN E&S)
	MCR: 7,700 kW × 93.4 rpm
	NCR: 5,344 kW × 82.7 rpm
Propeller	4 blade fixed pitch
	Diameter: 6,600 mm
	Material: Ni-Al-Bronze
	Mass: 18,200 kg

스트레인 게이지는 TML(tokyo sokki kenkyjo)사의 WFLA-3-11-L1을 사용하였으며 하프 휘트스톤 브릿지(half wheatstone bridge) 방식으로 구성하였고 축의 상단과 하단에 180도 간격을 두고 각 1조씩 부착하였다. 또한 Pepperl+Fuchs사의 레이저센서를 부착하여 축의 회전속도를 축 회전각 기반 선도로 나타낼 수 있도록 하였으며 측정을 위한 텔레메트리 장치는 Manner사의 'Sensor telemetrie' 모델을 사용하였다. Table 2에 프로펠러축 끝단을 기준으로 한 스트레인게이지와 레이저 센서의 설치 위치를 나타내었으며 Fig. 2에서는 최종 설치된 계측 시스템 구성을 나타내었다.

Table 2. Sensor position

No.	Sensor type	Mounted position, from propeller shaft end (mm)
1	Strain gauge for bending stress	5,862
2	Laser for displacement and tacho	5,850

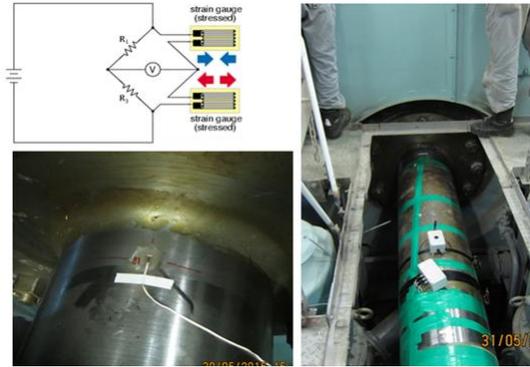


Fig. 2. Half bridge configuration and installation of telemetry system.

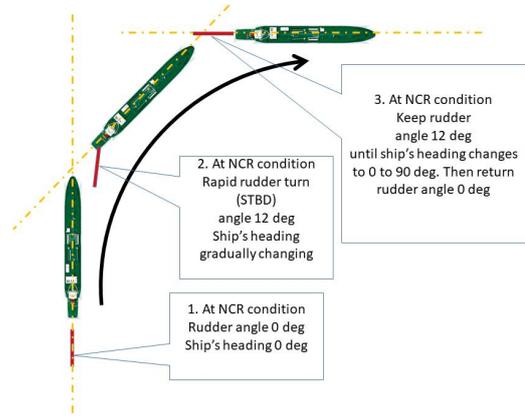


Fig. 3. Trial procedure of test ship.

2.2 측정 절차

우현전타의 측정은 Table 3에 따라 수행하였다.

Table 3. Test conditions of the test ship

Test#	Test condition (Rudder angle)(degree)	Engine load	rpm	knot
1	Straight going at ballast condition (Midship 0°)	69.5% (NCR)	83.7	15
2	Rapid rudder turn (starboard 12°)		84.9	
	Ship's heading change (starboard 12°)			
	Ship's heading 90° (Midship 0°)			

대상선박의 시험조건에 관한 근거는 SOLAS(해상인명안전협약)(IMO, 2014) II-1장 제 29규칙 3항(rudder test)을 기반으로 설정하였다. 다만, 본 시험의 목적이 조타장치의 능력 (rudder torque capability) 검증에 관한 사항이 아닌 선박의 직진 시 대비 우현 전타시 선미 유동장(wakefield) 변화에 기인한 과도상태가 선박 추진축계에 미치는 영향을 분석하는데 있으므로 Table 3 및 Fig. 3에서와 같이 직진 시(타각 0°) 우현 전타(12°)를 수행하고 선박의 향로가 전타 방향으로 90° 변경될 때 까지를 시험조건으로 설정하였다. 또한 선박의 이력, 해상상태, 선박의 감항성을 고려하여 선박의 속도는 정격회전수(NCR, 69.5%)로 제한하였다.

2.3 원신호의 처리

과도상태 분석을 위해서는 먼저 시간영역 기반인 원 데이터를 회전축에 부착된 스트레인 게이지 위치를 기준으로 한 회전각 기반 선도로 변환하는 작업이 선행되어야 한다. 변위신호를 기반으로 하는 경우 프로펠러 편심추력에 의한 진폭(amplitude)이 가장 큰 선체 외부의 선미관 후부 실(seal) 근방에 센서를 설치하여 축 거동을 직접 계측하는 방법이 제시된 바 있으나, 이는 Fig. 4에서와 같이 해수에 노출된 위치에 센서를 직접 설치(ABS, 2017)하기 위한 전용의 브라켓(bracket) 제작, 센서 및 안테나 트랜스미터의 방수, 방유조치가 부가적으로 수행되어야 하므로 작업의 난이도, 소요시간, 비용대비 효율성 측면에서 현실적인 제약이 크다.

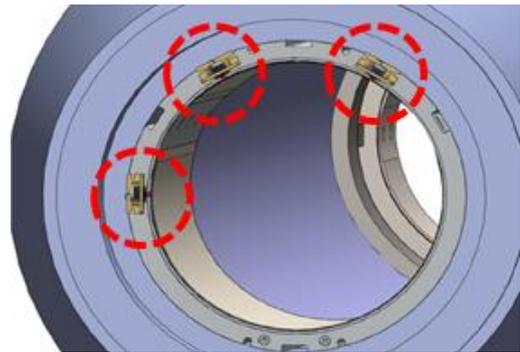


Fig. 4. An example of displacement measuring configuration at after stern tube side.

따라서 이에 대한 대체방법으로 스트레인 게이지를 기관실 내에서 프로펠러에 가장 가까운 곳에 설치하여 간접 분석을 수행하는 것이 합리적이라 할 수 있는데 이 방법은 전술된 직접계측법과 같이 축의 변위성분은 알 수 없지만 응력(bending stress)과 모멘트(bending moment)성분을 이용하여,

동적상태에서의 축의 거동양상을 비교적 정확히 예측할 수 있어 실용적 대안으로 활용이 가능하다. 이에 따른 원신호 처리절차는 다음과 같다. 스트레인 게이지의 저항값은 축이 회전하면서 발생하는 수직 변형률(strain)에 비례하여 변동하므로 입력 전압(V_{in}) 대비 변동된 출력 전압(V_{out})을 얻을 수 있으며 이를 통해 Fig. 5에서와 같은 하프 휘스톤 브릿지(half wheatstone bridge) 결선방식에서 식(1)과 같은 변형률 ϵ 을 얻을 수 있다.

$$\epsilon = \frac{V_o}{V_{ek}} \frac{2}{k} \quad (1)$$

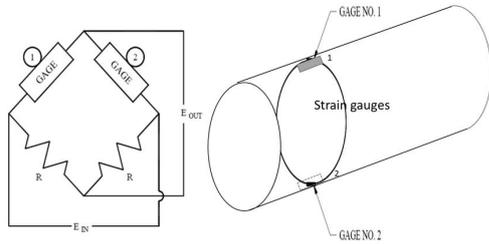


Fig. 5. Typical half wheatstone bridge configuration.

여기에서 V_{ek} 는 입력, V_o 는 출력전압, k 는 스트레인 게이지 상수이다. 변형량은 Fig. 6에서와 같이 축 회전각도에 따른 값으로 나타낼 수 있다.

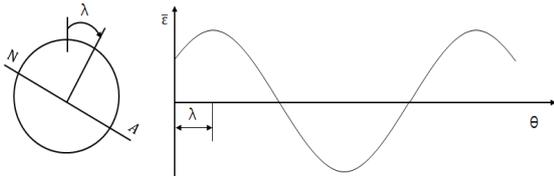


Fig. 6. A typical example of strain curve.

이러한 사인과 형상의 굽힘 모멘트, 축의 중립축과 스트레인 게이지 사이의 거리 간 관계를 수식으로 표현하면 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \epsilon_a \cos(\theta + \lambda) + \bar{\epsilon} \quad (2)$$

여기서, ϵ_a 는 스트레인 진폭(strain amplitude)을 나타내며, λ 는 중립축(neutral axis) N-A와 주기관 No.1 Cyl 상사점(TDC) 사이의 각을 나타낸다. 또한 θ 는 게이지의 회전각, $\bar{\epsilon}$ 는 평

균변형률(average strain)을 나타낸다. 따라서 축 재료의 탄성 계수 E 와 변형률을 이용하면 축의 굽힘응력 σ_b 를 식(3)과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_b = \epsilon_a E = \frac{M_b c}{I} \quad (3)$$

여기서 M_b 는 축의 굽힘 모멘트, I 는 축의 단면 2차 모멘트, c 는 축단면의 반지름을 나타낸다.

따라서, 축의 굽힘 모멘트 M_b 는 보의 관계식을 적용하여 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$M_b = \sigma_b \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32D_o} = \sigma Z \quad (4)$$

여기서 D_o 는 축의 외경, D_i 는 축의 내경, Z 는 축의 단면 계수를 의미하며, 이를 통해 식(5) 및 식(6)과 같이 수직과 수평 모멘트를 계산할 수 있다.

$$M_v = \sigma Z \cos \lambda \quad (5)$$

$$M_h = \sigma Z \sin \lambda \quad (6)$$

산출된 굽힘 모멘트는 Fig. 7과 같이 프로펠러 및 센서 위치의 축 단면에 대해 회전좌표계(a rotating coordinate system)로 도시할 수 있다.

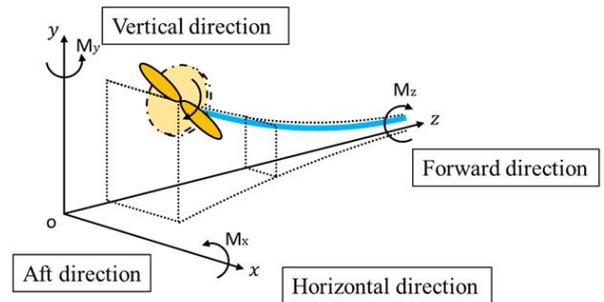


Fig. 7. Definition of a rotating coordinate system (moment direction).

다음으로 굽힘 모멘트를 궤도선도(orbit plot)로 나타내기 위해서는 스트레인 게이지의 합성신호(synthesized signal)를 수직 및 수평성분으로 분리하는 것이 필요하며 파형의 특이

점을 보다 용이하게 관찰하기 위하여 시간기반(time domain) 신호를 축 회전각 기반신호(angle domain)로 변환하는 작업 또한 필요하다. 시간기반 신호는 레이저 센서로 측정된 tacho 신호를 통해 다음 변위신호 수신 시까지의 시간을 식(7)에 따라 축 회전수로 변환할 수 있다.

$$N_i = \frac{60}{(S_{i+1} - S_i)} \text{ (rpm)} \quad (7)$$

여기서 S_i 는 변위신호의 i 번째 수신시점을 의미하며 상기와 같은 처리절차를 통해 시간기반(time domain) 측정치를 회전각 기반(angle domain) 결과로 변환이 가능하게 된다.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 상기와 같은 방법에 의해 도출한 결과를 고찰한다. 먼저 Fig. 8에서는 Table 3의 Test#1에 따른 NCR, Test #2에 따른 우현 전타시(starboard turn) 계측된 스트레인 게이지 전방향(synthesized) 파형신호를 회전각 기준으로 나타내었다. 또한 명확한 선도의 취득을 위해 원신호의 노이즈를 신호처리(FFT filter)를 통해 제거하였다.

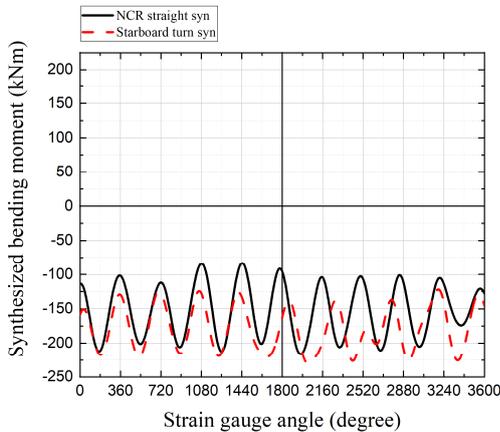


Fig. 8. Strain gauge angle domain signal (synthesized) at two conditions respectively.

관찰 결과, 전반적으로 위상이 일정한 정현파 형태의 진동패턴을 보였으며, 우현 전타시 진폭과 rpm의 변화가 나타나고 있음이 보이는데 이는 선미 유동장의 변화에 기인한 것으로 판단된다. Fig. 9 및 Fig. 10에서는 각 조건에서의 스트레인 게이지의 전방향(synthesized) 파형신호를 식(5), 식(6) 및 식(7)에 따라 각각 수직 수평성분으로 분리하여 스트레인

게이지 회전각 기준으로 도시하였다. 이 그래프는 Fig. 7에 따라 축의 운동방향을 Fig. 11로 나타내는데 필요한 필수과정이며, 모멘트 평형방정식을 이용 중간축 베어링과 선미관 베어링의 반력을 실시간 모니터링 할 수 있는 필수자료라는 것에 의미를 가진다.

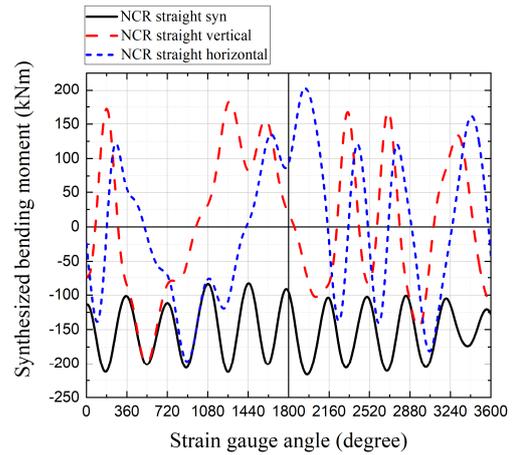


Fig. 9. Horizontal and vertical strain gauge signal at NCR straight condition.

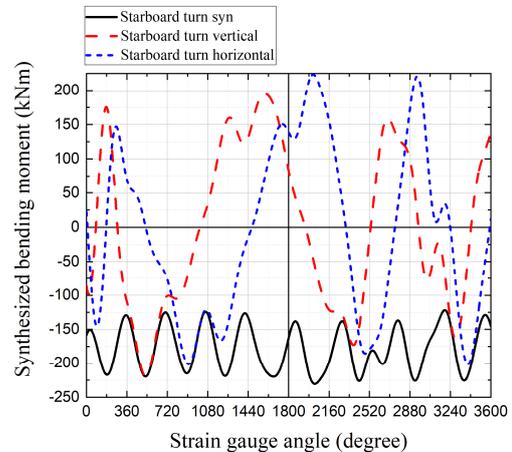


Fig. 10. Horizontal and vertical strain gauge signal at rapid rudder starboard turn.

선박이 우현 90°로 완전히 회두하기까지는 약 4분이 소요되었으며 전체 시간 중 모멘트 진폭이 최대가 되는 구간을 추출하였다. 이후 Fig. 9 및 Fig. 10에서와 같이 추출된 구간의 수직, 수평 모멘트를 x 축을 수평, y 축을 수직성분으로 하여 Fig. 11에 궤도선도(orbit)로 나타내었다. 또한 고찰을 위해 엔진 부하별로 추출한 궤도선도의 평균값을 함께 도시하였다.

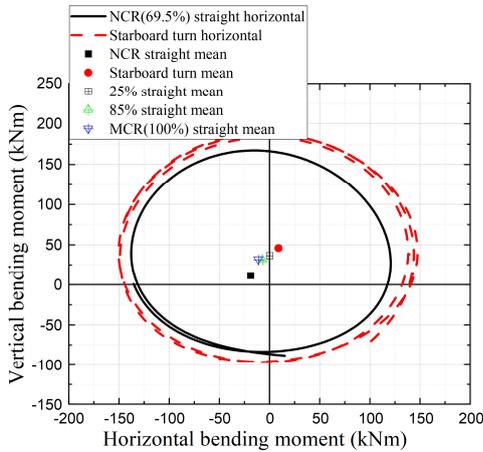


Fig. 11. Orbit plot at rapid rudder starboard turn.

분석결과는 다음과 같다. 먼저 직진, 우현전타 상태에서는 궤적이 원형으로 통상적으로 회전기기의 정상 운전시 나타나는 운전형태를 보이고 있음을 알 수 있다. 궤적의 평균값을 통해 엔진부하 변동에 따른 축 거동 변화가 명확히 식별된다. 일반적으로 준정적 상태계산 시 엔진출력이 증가(25%~MCR)함에 따라 축 거동이 비례해서 나타난다고 가정하나 계측결과는 평균점이 엔진부하 25%, NCR(69.5%)에서는 좌하방으로 이동하고 그 이상의 엔진부하(85%, MCR)에서는 오히려 25%의 근방으로 복귀하고 있음을 알 수 있었다. 스트레인게이지는 선미관 선수 seal 위치에 근접 설치되어 있고 프로펠러축의 프로펠러와 게이지 사이의 거리는 변형이 없는 직선보로 가정해 보면 프로펠러의 운동방향은 스트레인 게이지 위치의 축 운동방향과 반대로 뒹을 추론할 수 있다. 즉, 25%부터 NCR 조건까지는 축을 들어올리는 효과로 선미관의 지지하중을 완화시켜주는 방향으로 작용한다. 그러나 그 이상의 엔진부하에서는 축을 내려누르는 효과로 선미관 베어링의 지지하중을 증가시키는 방향으로 작용한다. 한편, 우현 전타시에는 축 거동 변화가 전술한 엔진부하 변동에 따른 영향보다 더 크게 나타나고 있음을 확인하였는데, NCR 조건대비 축을 선미관 베어링으로부터 일시적으로 강하게 내려 누르는 힘으로 작용하여 축계안정성에 부정적 영향을 미칠 것으로 판단되었다. 대상선박은 선미관 베어링 사고가 발생한 선박의 동형선이며 본 계측절차가 사고당시 상황과도 깊은 연관성을 가지고 있는 바, 본 연구결과는 향후 유사 선박의 운항상 안전지침을 마련하는데 실용적인 지침을 제공할 수 있을 것으로 판단한다. 그러나 서론에 기술한 바와 같이 본 연구는 본 선박의 우현 전타 조건에 국한되어 수행된 바, 향후 다양한 선박의 사례를 통해 프로펠러 편심추력이 추진축계 안정성에 미치는 영향과 그에 따른 실용적 지침 마련을 위한 후속 연구가 필요하다.

4. 결론

본 연구에서는 스트레인게이지 법을 적용, 50,000톤급 유조선을 대상으로 대표적 과도상태인 우현 전타 조건에서 프로펠러 편심추력이 축 거동에 미치는 영향을 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 프로펠러 추력변동에 의한 축 거동 변화의 양상은 준정적 상태에서의 통상해석과는 다른 양상이 나타날 수 있음을 확인하였다.

(2) 엔진 부하에 따른 프로펠러축의 이동방향은 엔진 부하 증가에 비례하지 않으며, NCR 조건일 때 선미관에서 축을 들어올리는 효과가 최대가 되고 그 이상의 부하에서는 오히려 효과가 감소하는 것을 확인하였다.

(3) 우현 전타시의 과도상태가 프로펠러축에 미치는 영향은 엔진부하 변동에 따른 영향보다 크며, 변동된 프로펠러의 편심추력이 일시적으로 강하게 내려 누르는 힘으로 작용하여 선미관 베어링의 국부하중을 증가시켜 축계 안정성에 부정적 영향을 미침을 증명하였다.

이러한 현상이 그동안 준정적 상태에서의 축계정렬 시에는 크게 고려되지 않았던 점과 본 선박의 우현전타 조건에 국한되어 수행된 점의 한계는 보완할 필요가 있으며 향후 다양한 선박의 사례를 통해 추진축계 안정성 확보를 위한 후속연구가 필요하다.

후 기

이 연구는 2020년도 (사)해양환경안전학회 춘계학술발표회에 발표한 논문을 개선한 것입니다. 이에 감사드립니다.

References

[1] ABS(2017), American Bureau of Shipping, <http://www.sname.org/HigherLogic/System/DownloadDocumentFile.ashx?DocumentFileKey=1a56a8ba-d5b7-4e98-becc-8c09be30ccdd>, Accessed August 23, 2017.

[2] Class NK(2006), Guidelines on Shafting Alignment, In Japan: Class NK.

[3] IMO(2014), International Maritime Organization, International Convention for the Safety of Life at Seav (SOLAS), Consolidated ed., London, IMO.

[4] Lee, J. U.(2016a), A study of the analysis of shaft alignment considering hull deflections for 50,000 DWT oil/chemical tankers. Journal of the Korean Society of Marine Engineering,

- Vol. 40, No. 3, pp. 191-197.
- [5] Lee, J. U.(2016b), A study on the analysis of bearing reaction forces and hull deflections affecting shaft alignment using strain gauges for a 50,000 DWT oil/chemical tanker. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 40, No. 4, pp. 288-294.
- [6] Lee, J. U.(2016c), A Case Study on the Lateral Vibration of Shafting System in context of forward stern tube bearing for Medium Size Container Ship. Journal of Fisheries and Marine Sciences Education, Vol. 28, No. 3, pp. 645-652.
- [7] Lee, J. U.(2016d), Theoretical and experimental analysis of the lateral vibration of shafting system using strain gauges in 50,000-DWT oil/chemical tankers. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 40, No. 4, pp. 301-306.
- [8] Lee, J. U.(2017), Effect of propeller forces into propulsion shafting system in accordance with engine load of 50K DWT class product oil/chemical tanker during ship acceleration. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 9, pp. 801-806.
- [9] Lee, J. U.(2018), Application of strain gauge method for investigating influence of ship shaft movement by hydrodynamic propeller forces on shaft alignment. Measurement, Vol. 121, pp. 261-275.
- [10] Lehr, W. and E. Parker(1961), Considerations in the design of marine propulsion shaft systems. Society of Naval Architects and Marine Engineers, Vol. 67, pp. 555-601.
- [11] MAN B&W(2012), Bearing Load Measurement by Jacking Up, Rev.8. Denmark: MAN Diesel & Turbo, 2012.
- [12] Mann, G.(1964), Design of propulsion shaft systems using fair curve alignment theory. Naval Engineers Journal, Vol. 76, No. 6, pp. 851-862.
- [13] Mann, G.(1965a), Analysis of shafting problems using fair curve alignment theory. Naval Engineers Journal, Vol. 77, No. 1, pp. 117-133.
- [14] Mann, G.(1965b), Shipyard alignment of propulsion shafting using fair curve alignment theory. Naval Engineers Journal, Vol. 77, No. 4, pp. 651-659.
- [15] Michel, R.(1959), A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the US navy. Journal of the American Society for Naval Engineers, Vol. 71, No. 1, pp. 153-164.
- [16] Sun, J. S., T. M. Han, K. K. Lee, and U. K. Kim(2015), A Study on the Measurement and Analysis of Whirling Vibration Behavior of Marine Propulsion Shafting System using Gap-sensors. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 39, No. 2, pp. 130-135.
- [17] Wilkin, T. A. and W. Strassheim(1973), Some theoretical and practical aspects of shaft alignment. IMAS Conference 73 of The Institute of Marine Engineers.

Received : 2020. 04. 14.

Revised : 2020. 06. 11.

Accepted : 2020. 06. 26.