

밸러스트 흘수에서 중형 유조선의 좌현 전타시의 추진축 거동 해석 Propulsion Shaft Behavior Analysis of the Medium Range Oil Tanker Under Rudder Port Turn at Ballast Draught

이재웅*†
Jae-Ung Lee*†

(Received 17 April 2020, Revision received 8 June 2020, Accepted 9 June 2020)

Abstract : The propeller shaft of the shafting system has various pattern by the engine power, propeller eccentric thrust and weight, which increases the adverse effect of bearing failure causing load variation on after stern tube bearing. To prevent this, diverse research on the shafting system has been conducted with a focus on optimize the relative slope angle and oil film thickness between the shaft and the support bearing, mainly based on the Rules for the Classification of Steel Ships. However, in order to secure the integrity of the shafting system through a more scrutinized assessment, it is necessary to consider the dynamic condition including the transient condition due to the sudden alteration in the stern wakefield. In this context, for the case ship, this study deals with the effect of propeller shaft behavior at rapid rudder turn portside, which is one of the typical transient conditions at ballast draught. As a result of the analysis, it was confirmed that the estimation of the change of the propulsion shaft behavior due to the transient condition have a different pattern from the interpretation in the quasi-static condition.

Key Words : Rudder turn, Propeller shaft behavior, Transient condition

— 기 호 설 명 —

I : 축의 단면 2차 모멘트 [m^4]
 V_{ek}, V_o : 입력, 출력전압 [volt]
 c : 축 단면의 반지름[m]
 D_o, D_i : 축의 외경, 내경[m]
 Z : 축의 단면계수 [m^3]
 S_i, S_{i+1} : 신호의 $i, i+1$ 번째 수신 시점

그리스 문자

ϵ : 변형률
 ϵ_a : 스트레인 진폭
 σ_b : 축의 굽힘 응력 [N/mm^2]

1. 서 론

선박의 축계안정성과 밀접하게 관련된 축계정

*† 이재웅(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-2839-0448) :
조교수, 한국해양대학교 해사IT공학부
E-mail : julee@kmou.ac.kr, Tel : 051-410-4662

*† Jae-Ung Lee(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-2839-0448) :
Assistant Professor, Division of Marine Information
Technology, Korea Maritime and Ocean University.
E-mail : julee@kmou.ac.kr, Tel : 051-410-4662

렬에 관한 연구는 1950년대 후반 미 해군¹⁾에서부터 1970년대에 걸쳐 수행되어 주요 이론이 정립되었다. 특히, 1961년 축계 안정성 확보에 있어 축계 지지베어링간의 적절한 간격과 높이가 중요인자²⁾임이 밝혀진 이래 축 지지베어링이 추진축의 하중을 효과적으로 분담하게 되어 무부하 또는 과부하에 기인한 베어링 손상이 감소되었다. 일반적으로 축계 전체 지지베어링의 수가 적을수록 설계적 관점에서는 선체 변형에 보다 유연하게 안전성을 확보할 수 있게 된다. 이러한 연구 결과³⁻⁶⁾는 축계 지지베어링의 하중 배분을 유도하기 위한 축계정렬의 중요성을 잘 나타내고 있다. 또한 1990년대부터 선박의 대형화와 고장력(high tensile) 강판 적용이 확대됨에 따라 선체는 유연도(flexibility)가 증가되어 흘수 변화에 기인한 선체 변형(hull deflection)이 기존 대비 증가하는 추세가 되었다. 따라서 선저와 연결된 베어링 지지대(pedestal)의 높낮이(offset) 역시 변화하게 되어 지지베어링의 반력 변동이 불가피해졌고, 이로 인해 선미판 베어링의 손상사고가 증대됨에 따라 이를 방지하기 위한 관련 연구가 진행되었다.⁽⁷⁻¹⁰⁾ 그러나 상기와 같은 배경에서 수행된 연구는 대부분 준-정적(quasi-static) 상태에서 수행되었다. 준-정적 상태란 계산은 정적(static)인 상태에서 수행되되 선박의 계획 최대 속도에서 발생하는 프로펠러 편심 추력 값을 정적상태에 반영하는 방식을 말한다. 준-정적 방식은 계산이 비교적 간략하므로 시간과 비용을 저감할 수 있고, 추진축의 예상 변형량을 용이하게 추정할 수 있는 점이 장점이지만 수직성분만 추정이 가능하여 실제 동적상태에서 발생할 수 있는 잠재적 위험요소는 식별하기 어렵다는 데에 한계가 있어 왔다. 선박의 동적상태란 일반적으로 선급 강선규칙에 명문화된 비틀림 진동에 관한 사항이 대부분이며 횡진동, 종진동, 빙충격 토크 등에 관한 연구가 간헐적으로 수행되었다.¹¹⁻¹⁶⁾ 그러나 아직까지는 선박의 프로펠러 추력이 선박 추진축계에 미치는 영향을 모든 선종에 일괄적으로 적용할 수 없는 한계가 있으므로 선형연구들을 통해 강조된 바와¹⁷⁻¹⁹⁾ 같이 선종별 다양한 사례를 기반으로 향후 통계적인

분석을 수행할 수 있을 기반을 마련해 나가는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 50 K급 중형 유조선박을 대상으로 추진축계 관점에서 우현 전타 시보다 가혹조건(heavy running)으로 판단되는 밸러스트 흡수 상태에서 좌현 전타(port turn)시 프로펠러 편심추력이 프로펠러축 거동에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

2. 실선 계측 및 해석방법

2.1 측정설비의 구성

Fig. 1에서는 대상 선박의 축계배치도와 측정을 위한 스트레인 게이지(녹색) 및 레이저 센서의 설치위치(적색)를, Table 1에서는 연구대상 선박의 축계사양을 나타내었다. 스트레인 게이지는 하프 휘트스톤 브릿지(half wheatstone bridge)방식으로 축의 상단과 하단에 180도 간격을 두고 각 1조씩 부착하여 구성하였다. 또한 레이저센서를 부착하여 축의 회전속도를 축 회전각 기반 선도로 나타낼 수 있도록 하였다. Table 2에 프로펠러축 끝단

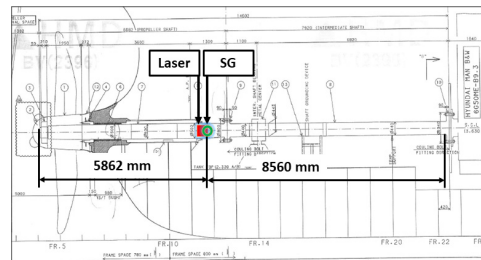


Fig. 1 Shaft arrangement and strain gauge and laser sensor position

Table 1 Specification of the test 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

Table 2 Sensor type

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

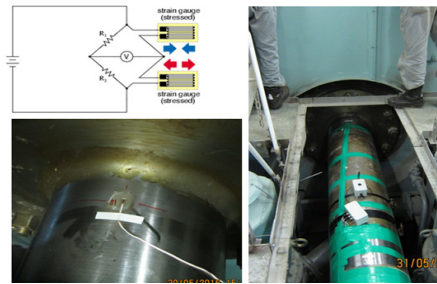


Fig. 2 Telemetry system configuration

을 기준으로 한 스트레인게이지 및 레이저 센서의 설치 위치를 나타내었으며, Fig. 2에 최종 설치된 계측 시스템 구성을 나타내었다.

2.2 시험 절차

대상선박의 시험조건은 SOLAS(해상인명안전협약)²⁰⁾ II-1장 제 29규칙 3항(rudder test)을 기반으로 하였다. 다만, 본 시험의 목적은 조타장치의 능력(rudder torque capability) 검증사항에 있지 않고 선박 전타시 선미 유동장(wakefield)변화에 기인한 과도상태가 선박 추진축 거동에 미치는 영향을 분석하는데 있으므로 Table 3 및 Fig. 3에서와 같

Table 3 Test condition of the ship

No.	Test condition (Rudder angle)	Engine load	rpm	knot
1	Straight going (Midship 0°)	69.5% (NCR)	83.5	15
2	Rudder turn (port 12°)		84.9	
	Heading change(port 12°)			
	Heading 90° (Midship 0°)			

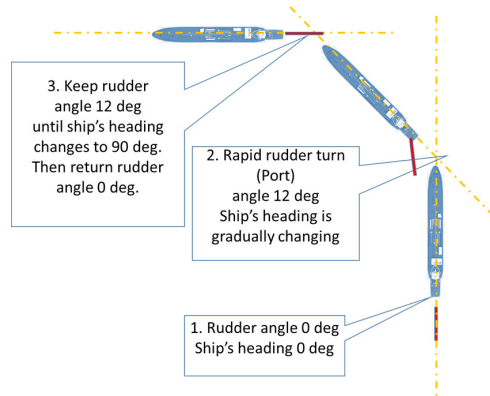


Fig. 3 Measuring procedure of test ship

이 직진 중(타각 0°) 좌현 전타(12°)를 수행하고 타각을 유지하면서 선박의 향로가 전타 방향으로 90° 변경될 때의 기간을 시험조건으로 설정하였다.

시험 당시 선박의 트림상태는 선수측 6.8 m, 선미측 7.7 m였다.

또한 해상상태, 선박의 감항성을 고려하여 시험시의 타각과 속도는 좌현 12°, NCR로 제한하였다.

2.3 원 신호(raw data)의 처리

과도상태의 축 거동 분석을 위해서는 먼저 시간영역 기반인 원 데이터를 주기관 1번 실린더 상사점을 기준으로 한 회전각 기반 선도로 변환하는 작업이 필요하다. 축 거동 분석을 변위신호를 기반으로 하는 경우 프로펠러 편심추력에 의한 진폭(amplitude)이 가장 큰 선체 외부의 선미판 후부 실(seal) 근방에 센서를 설치하여 축 거동을 직접 계측하는 방법이 제시된 바 있으나, 이는 Fig. 4에서와 같이 해수에 노출된 위치에 센서를 직접 설치²¹⁾하기 위한 전용의 브라켓(bracket) 제작, 센서 및 트랜스미터의 방수, 방유조치가 부가적으로 수행되어야 하므로 작업의 난이도, 소요시간, 비용대비 효율성 측면에서 현실적인 제약이 크다.

따라서 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 스트레인게이지 신호로부터 변환한 굽힘응력(bending stress)과 굽힘모멘트(bending moment)

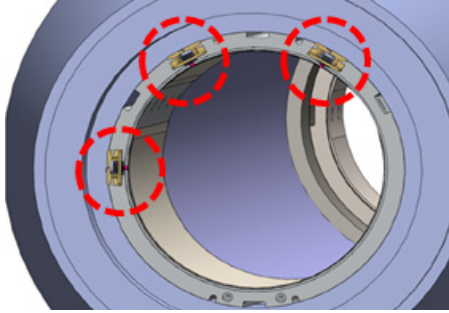


Fig. 4 An example of displacement measuring configuration at after stern tube side

성분을 이용하여, 동적상태에서의 축의 거동양상을 비교적 정확히 예측할 수 있어 실용적 대안으로 활용이 가능하다. 이에 따른 처리절차는 다음과 같다. 스트레인 게이지의 저항값은 축이 회전하면서 발생하는 수직 변형률(strain)에 비례하여 변동하므로 입력 전압(Vin) 대비 변동된 출력 전압(Vout)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.

변형률은 Fig. 6에서와 같이 축 회전각도에 따른 값으로 나타낼 수 있는데, 이러한 사인과 형상의 굽힘 모멘트, 축의 중립축과 스트레인 게이지

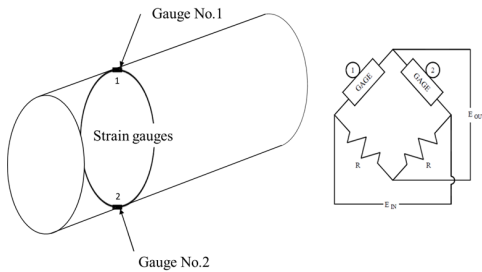


Fig. 5 Half wheatstone bridge configuration

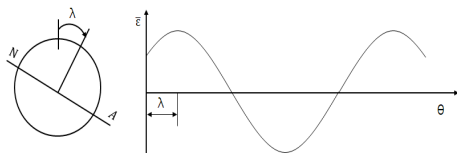


Fig. 6 Typical example of strain curve

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

사이의 거리 간 관계를 수식으로 표현하면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서, λ 는 중립축(neutral axis) N-A와 No.1 Cyl TDC 사이의 각을 나타낸다. 또한 θ 는 게이지의 회전각, $\bar{\epsilon}$ 는 평균변형률(average strain)을 나타낸다. 따라서 축 재료의 탄성계수 E 와 변형률을 이용하면 축의 굽힘응력 σ_b 과 굽힘 모멘트 M_b 를 식 (3)과 식 (4)와 같이 구할 수 있으며, 이를 통해 식 (5) 및 식 (6)과 같이 M_b 에 대한 수직과 수평 모멘트를 계산할 수 있다.

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

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

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

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

산출된 M_v , M_h 는 Fig. 7에서와 같이 프로펠러 및 센서 위치의 축 단면에 대해 회전좌표계(a rotating coordinate system)로 도시할 수 있다.

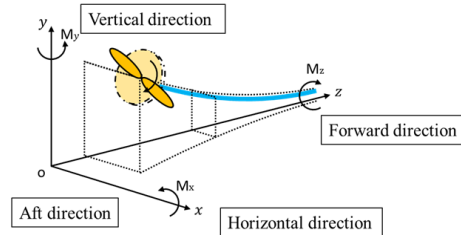


Fig. 7 Definition of a rotating coordinate system (moment direction)

다음으로 굽힘 모멘트를 궤도선도(trajecy plot)로 나타내기 위해서는 스트레인 게이지의 합성신호(synthesized signal)를 수직 및 수평성분으로 분리하는 것이 필요하며, 파형의 특이점을 보다 용이하게 관찰하기 위하여 시간기반(time domain) 신호를 축 회전각 기반신호(angle domain)로 변환하는 작업 또한 필요하다. 시간기반 신호는 레이저 센서로 측정된 변위 신호를 통해 다음 변위신호 수신 시까지의 시간을 식 (7)에 따라 축 회전수로 변환할 수 있다.

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

상기와 같은 처리절차를 통해 시간기반(time domain) 측정치는 축 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 좌현 전타시(port turn) 계측된 스트레인 게이지 전방향(synthesized) 파형신호를 회전각 기준으로 나타내었다. 관찰 결과, 전반적으로 위상이 일정한 정현파 형태의 진동패턴을 보였으며, 좌현 전타시 진폭의 변화와 역위상 형태가 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. 또한 명확한 선도의 취득을 위해 원신호의 노이즈를 허용 가능한 범위에서 평활화하였다.

선박이 좌현 90°로 완전히 회두하기까지는 약 3분이 소요되었으며, 전체 궤적 중 유의미한 구간을 선별하여 Fig. 11에 스트레인 게이지값의 수직, 수평 성분을 각각 x 축, y 축으로 하여 궤도선도

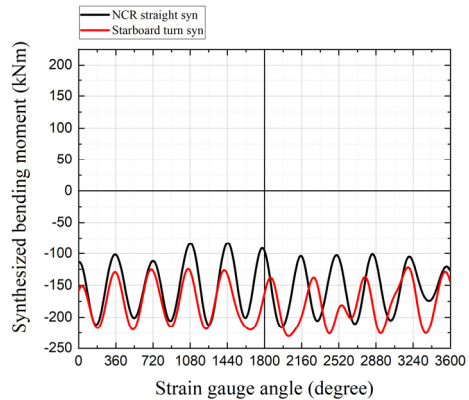


Fig. 8 Strain gauge angle domain signal (synthesized) at two conditions respectively

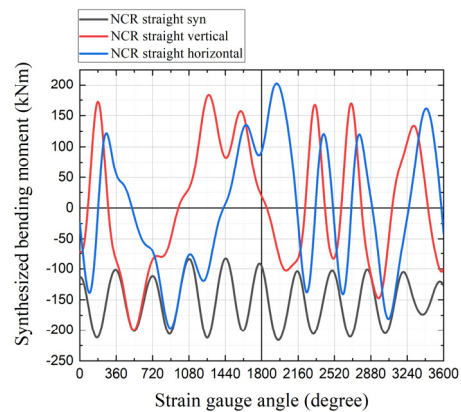


Fig. 9 Horizontal and vertical strain gauge signal at NCR straight condition

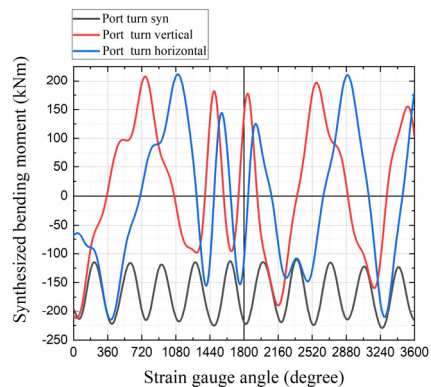


Fig. 10 Horizontal and vertical strain gauge signal at rapid rudder port turn

(trajectory)로 나타내고, 선박 엔진 부하별 궤도값의 평균값을 도식하였다.

좌현전타 시 나타나는 궤도는 NCR운전 시 대비 진폭이 확대되며, 양 궤도형태 모두 자유단에서 나타나는 전형적 운전형태를 보인다. 궤도의 평균값을 고찰할 때 엔진부하 변동에 따른 프로펠러 편심추력의 변동패턴은 명확히 식별이 가능하다. 통상 준-정적 상태해석에 따르면, 엔진출력이 저부하에서 고부하로 점진적으로 증가할 때 그에 따른 프로펠러 편심추력이 비례하여 25% 직진 평균점 대비 하방으로 점진적으로 이동할 것으로 추정 가능하나, 계측결과는 엔진부하 25%, NCR(69.5%)에서는 평균점이 우하방으로 이동하고 그 이상의 엔진부하에서는 오히려 25%의 근방으로 복귀하고 있음을 알 수 있다. 스트레인게이지는 선미관 선수 seal에 근접 설치되어 있고 프로펠러와 게이지 사이의 프로펠러축은 변형이 극히 작은 직선보로 볼 수 있으므로 25% 조건 대비 NCR 조건에서 프로펠러의 운동방향은 스트레인 게이지 위치의 운동방향과 반대로 상승함에 따라 축을 들어 올리는 효과로 선미관의 지지하중을 완화시켜 주는 방향으로 작용함이 명백하다. 그러나 NCR 조건 이상의 엔진부하 조건에서는 스트레인 게이지 위치가 근소하게 좌 상향됨에 따라 프로펠러의 운동방향은 그와 반대인 축을 내려 누르는 방향으로 작용하여 선미관 베어링의 지지하중에 부담을 주는 방향으로 작용하는 것으로 나타났다. 또한 NCR 조건 대비 좌현 전타시 과도상태가 프로펠러 축 움직임에 미치는 영향은 전술한 엔진부하 변동에 따른 영향보다 더 크게 나타나고 있음을 확인하였다. 본 사례를 통해 좌현 전타조건 하의 프로펠러 편심추력은 NCR 조건대비 축을 선미관 베어링으로부터 일시적으로 강하게 들어 올리는 힘으로 작용함에 따라 선미관 베어링의 하중을 완화시켜 축계안정성 확보 측면에서 긍정적 영향을 미침을 증명하였다. 본 연구결과는 향후 유사 선박의 선미관 베어링 설계와, 운항상 안전확보와 관련된 지침 개발에 유용한 정보를 제공할 수 있을 것으로 판단한다.

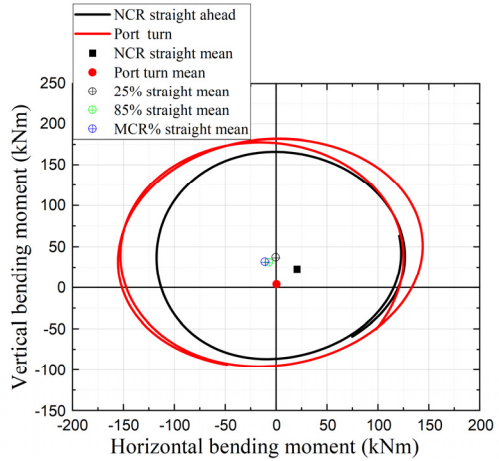


Fig. 11 Trajectory at rapid rudder port turn

4. 결 론

50 K톤급 유조선을 대상으로, 대표적 과도상태인 좌현 전타 조건에서 프로펠러 편심추력이 축 거동에 미치는 영향을 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 프로펠러 편심추력변동에 의한 축 거동 변화의 패턴은 통상의 준-정적 상태해석개념과는 다른 양상이 나타날 수 있음을 확인하였다.
- 2) 점진적인 엔진 부하 증가 조건에서 프로펠러 축의 이동방향은 엔진 부하 증가에 비례하지 않으며, NCR 조건일 때 선미관에서 축을 들어 올리는(lift) 효과가 최대가 되고 그 이상의 부하에서는 오히려 그 효과가 감소하는 것을 확인하였다.
- 3) 좌현 전타시의 과도상태가 프로펠러축에 미치는 영향은 엔진부하 변동에 따른 영향보다 크며, 선미 유동장 변화에 따라 변동된 프로펠러의 추력이 일시적으로 강하게 축을 들어 올리는 힘으로 작용하여 선미관 베어링의 하중을 완화시켜 축계 안정성에 긍정적 영향을 미침을 증명하였다. 이러한 현상은 그간 준-정적 상태 평가시에는 크게 고려되지 않았던 점과 본 선박의 좌현전타 조건에 국한되어 수행된 점의 한계는 보완할 필요가 있으며, 향후 다양한 선박의 사례를 통해 추진축계 안정성 확보를 위한 후속연구가 필요하다.

후 기

본 논문은 2020년도 한국동력기계공학회 춘계학술대회에 발표한 논문을 개선한 것입니다. 이에 감사드립니다.

References

1. R. Michel, 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.
(<https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1959.tb05306.x>)
2. W. Lehr 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.
3. G. Mann, 1964, "Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Vol. 76, No. 6, pp. 851-862.
(<https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1964.tb04091.x>)
4. G. Mann, 1965, "Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Vol. 77, No. 1, pp. 117-133.
(<https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1965.tb05656.x>)
5. G. Mann, 1965, "Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Vol. 77, No. 4, pp. 651-659.
(<https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1965.tb04996.x>)
6. T. A. Wilkin and W. Strassheim, 1973, "Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment", IMAS Conference 73 of The Institute of Marine Engineers.
7. Class NK., 2006, "Guidelines on Shafting Alignment", Japan.
8. J. U. Lee, 2016, "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.
(<https://doi.org/10.5916/jkosme.2016.40.3.191>)
9. J. U. Lee, 2016, "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.
(<https://doi.org/10.5916/jkosme.2016.40.4.288>)
10. MAN., 2012, "Bearing Load Measurement by Jacking Up", Rev.8, MAN Diesel & Turbo, Denmark.
11. D. C. Lee, M. H. Song, Q. Vuong and J. U. Lee, 2020, "Ice Impact Torque Analysis for Twin-engine-One-shaft Marine Propulsion system", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 1, pp. 67-74.
(<https://doi.org/10.5050/KSNVE.2020.30.1.067>)
12. J. U. Lee, 2016, "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.
(<https://doi.org/10.13000/jfmse.2016.28.3.645>)
13. M. H. Song and D. C. Lee, 2019, "Axial Vibration of Propulsion Shafting System with Low Speed Diesel Engine by Propeller Excitation", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 6, pp. 682-688.
(<https://doi.org/10.5050/KSNVE.2019.29.6.682>)
14. J. S. Sun, 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.

- (<https://doi.org/10.5916/jkosme.2015.39.2.130>)
15. M. J. Kim, W. G. Wang, D. J. Yeo and M. S. Choi, 2018, "Torsional Free Vibration Analysis of Propulsion Shafting of Training Ship SAEDONGBAEK by Sylvester-Transfer Stiffness Coefficient Method", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 22, No. 6, pp. 11-19.
(<https://doi.org/10.9726/kspse.2018.22.6.011>)
 16. J. M. Ha, et al., 2014, "Development of Analysis Program of Dynamic Characteristic for the Propulsion Shafting System." Journal of Power System Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 57-61.
(<https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.2.057>)
 17. J. U. Lee, 2016, "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.
(<https://doi.org/10.5916/jkosme.2016.40.4.301>)
 18. J. U. Lee, 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.
(<https://doi.org/10.5916/jkosme.2017.41.9.801>)
 19. J. U. Lee, 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.
(<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.02.067>)
 20. International Maritime Organization, 2014, "International Convention for the Safety of Life at Sea(SOLAS)", Consolidated ed., London, England.
 21. American Bureau of Shipping, 2017, <http://www.sname.org/HigherLogic/System/DownloadDocumentFile.ashx?DocumentFileKey=1a56a8ba-d5b7-4e98-becd-8c09be30ccdd>, Accessed August