

## 선박 추진축계 클러치 손상방지를 위한 축계 부재력 평가방법 연구

신상훈<sup>†\*</sup>, 최익흥\*, 고대은\*\*

현대중공업 선박해양연구소\*  
동의대학교 조선해양공학과\*\*

### A Study on Evaluation Method of Member Forces on the Propulsion Shaft of Ship for Damage Protection of Clutch

Sang-Hoon Shin<sup>†\*</sup>, Ick-Hung Choe\* and Dae-Eun Ko\*\*

Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.\*  
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University\*\*

#### Abstract

The purpose of this study is to establish the proper evaluation method of member forces on the propulsion shaft using strain gages to confirm bearing offset. The strain measurements to find out the bending moments of the shaft have been performed in the yard to be compared with the results of the shaft alignment analysis. The clutch of the propulsion shaft is highly sensitive to shear forces as well as bending moments and the necessity of the measurement of shear forces on the shaft for normal operation of the clutch is recently on the rise. In this study, an evaluation method of the member forces (bending moments and shear forces) of the shaft clutch based on the shaft strain measurement is established. Through the application of this method to the eight 216,000 m<sup>3</sup> LNG carriers, the safeties of the clutch systems are evaluated and the better bearing offsets are deduced for the LNG carriers. After adjusting the bearing offsets, all the sea trials of the eight LNG carriers are successfully carried out without any troubles.

※Keywords: Propulsion shaft(추진축), Bearing offset(베어링 오프셋), Shaft alignment(축계 정렬), Clutch(클러치), Strain measurement(변형률 계측), Sea trials(시운전)

---

접수일: 2010년 3월 17일, 승인일: 2010년 4월 30일

†교신저자: sshoon@hhi.co.kr, 052-202-4720

## 1. 서론

선박의 추진축계 정렬이란 선박 건조 및 운항 시 축계 시스템이 그 기능을 다할 수 있도록 베어링의 높낮이 위치(Bearing offset)를 결정하는 작업이라 할 수 있다.

추진축계 정렬에 대한 연구는 1950년대 후반부터 대두되어 왔으나, 활발한 연구가 시작된 것은 선박이 대형화 되고 국내외적으로 추진축계 선미관 부시 베어링의 발열손상이 다수 보고된 1990년대 라고 할 수 있다.

선체변형이 축계 베어링 손상사고의 한 가지 원인이라 추정되면서 선주 및 선급에서는 선체변형을 고려한 축계 정렬 해석을 요구하기 시작하였다. Shin and Heo(2002)는 선체변형과 축계의 상호작용을 고찰하기 위해 VLCC와 컨테이너선에 대해 선체변형을 고려한 축계 정렬 해석을 수행하고, 실선에서 계측한 반력과 비교 검토한 바 있으며, Shin and Choe(2004)는 선미관 부시 베어링의 면압이 선급 요구치인 8 bar(BV 2009, DNV 2008)를 만족한다 하더라도 베어링의 국부 압력이 커지면 발열문제가 발생할 수 있으므로, 이를 줄일 수 있는 Double slope 시공(선미관 베어링의 후방하부에 경사 가공하는 방법)의 효과를 해석을 통해 검증한 바도 있다. 또한, Choung et al.(2005)은 축계 정렬의 영향 요인 분석과 설계 기준을 고찰하고, 계산 정도의 향상을 위한 다점지지 비선형 탄성 베어링 지지 시스템에 대한 효과를 연구한 바 있다. 그러나, 대부분의 연구들이 해석 정도 및 선미관 부시 베어링의 압력 저감에 초점이 맞추어져 있고, 베어링 오프셋에 민감한 장치와 관련된 축계 연구가 수행된 바 없어 이에 대한 연구의 필요성 또한 증대되고 있다.

2007년과 2008년에 LNG 운반선의 클러치 발열손상이 국내에서 건조된 선박에서 발생한 사례가 있다. 당시, 쌍축 LNG 운반선 시운전 중 한축의 엔진 가동을 중단하고, 클러치에서 동력전달을 분리시켜 자연적인 힘으로 풍차처럼 프로펠러를 가동시키는 Windmill test 수행 시

클러치 제작업체에서 클러치의 정상 작동을 보증하지 않아 선박의 인도 시기가 계속 늦추어지는 상황을 경험하였다.

클러치는 벤딩 모우먼트와 전단력에 매우 민감하여 베어링 오프셋에 따라 안전성 여부가 크게 변할 수 있다. 이런 경우는 축계 설치 후 계측을 통해 그 안전성을 점검하고, 베어링 오프셋의 재조정 여부를 결정하는 것이 바람직하다.

계측은 일반적으로 스트레인 게이지를 부착하여 수행한다. 스트레인 게이지의 부착 위치는 계측값을 알고자 하는 위치가 가장 좋지만, 현실적으로 그렇지 못한 경우가 종종 발생한다. 따라서, 계측 목표물에 가능한 한 근접하게 부착하고, 그 위치의 계측값으로 얻고자 하는 값을 정도 높게 추정하는 것이 중요하다. 계측을 이용한 연구로 Kim et al.(2002)은 스트레인 게이지를 사용하여 벤딩 모우먼트 값을 계산하고, 원하는 위치의 베어링 반력을 구하는 연구를 수행한 바 있다.

본 연구는 전단력 계측 방법과 클러치 부분의 하중 추정 방법을 정립하고, 이를 실선 계측에 수행하여 실시간으로 안전성을 체크할 수 있도록 하였으며, 추정된 하중을 축계 해석을 통해 얻은 결과와 비교해 정도를 검증하였다. 안벽 계측 결과를 바탕으로 베어링 오프셋의 안전성 평가 및 조정을 수행하였으며, 시운전 계측을 통해 안전성을 재확인 하였다.

이러한 방법을 통해 8 척의 216,000 m<sup>3</sup> LNG 운반선의 베어링 오프셋을 점검하고 수정한 결과 모두 성공적인 시운전을 완료함으로써 이 방법의 유효성을 확인하였다.

## 2. 계측 필요성 및 문제점

계측을 수행하기 위해서는 요구되는 설치 작업 환경과 설치 시간 등 여러 가지 불리한 상황이 나타난다. 선박 건조 공정에서는 가능하면 계측을 수행하지 않고 축계 해석만으로 축계 정렬 문제를 해결하는 것이 가장 경제적이다. 하지만, 선급과 선주측이 필요 시 계측을 요구하는 이유는 선체변형과 온도 분포 등이 모두 고려된 현재의

오프셋 상태를 확인할 수 있는 방법이 없기 때문이다.

일반적인 방법은 계측과 축계 해석을 모두 이용하는 방법으로 벤딩 모우먼트 값을 얻고자 하는 위치(적어도 3 곳 이상)에 스트레인 게이지를 부착하여 그 위치에서의 변형률을 통해 벤딩 모우먼트를 계산하고, 그 값들과 가장 유사한 값을 나타내는 베어링 오프셋을 찾아내는 것이다. 추진축은 다수의 베어링에 의하여 지지되기 때문에 시행착오(Trial and Error) 방법으로 이를 찾아내는 것 또한 쉬운 작업은 아니다. 특히, 시운전 시 실시간으로 계측값 평가를 요구하는 선급과 선주에게는 시간상의 제약으로 축계 해석 방법을 적용할 수 없어 적용 가능한 유효한 방법 구축이 필요하다.

클러치 발열사고는 시운전 중 발생한 바 있으므로, 시운전 시 축계 오프셋 검증이 늦어지면 발열사고로 바로 이어질 수 있는 위험이 존재한다. 따라서, 시운전 중 신속한 검증 방안이 요구되며 이러한 시스템의 부재는 시운전 계측의 연기와 선박의 인도 시기의 연기를 초래할 수 있다.

이러한 문제점을 해결하기 위해서는 축계 해석을 하지 않고서도 계측한 값만으로 안전성을 실시간으로 체크할 수 있는 시스템 구축이 요구된다.

### 3. 계측 방법

게이지 부착 작업성과 계측 편의성을 고려하여 계측 위치를 클러치 전후방으로 Fig. 1 에 나타난 것과 같이 선정하였다.

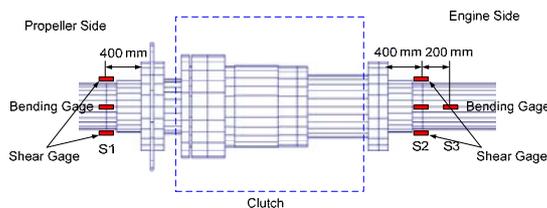


Fig. 1 Measuring positions

선미쪽에서 선수쪽 방향으로 각각 S1, S2 와 S3 으로 정의하였다. 전단력 계측용 게이지는 S1 과 S2 번 위치에서 축의 양쪽에 부착하였고, 벤딩 모우먼트 계측용 게이지는 S1, S2 와 S3 번 위치에 전단력 게이지와 90° 간격으로 양쪽으로 부착하였다.

실시간 계측을 위해 사용된 동적 계측 장비는 영국 Astech 사의 Telemetry 계측기로 Fig. 2 에 나타난 것과 같이 축이 회전하는 동안에 스트레인 변화량이 스트레인 게이지로 구성된 회로를 통해 전압으로 변환되고, 함께 회전하는 Transmitter 로 전달되어 Transmitter coil 을 통해 실시간으로 Receiver head 로 전송되는 시스템이다.

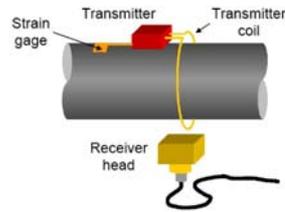


Fig. 2 Telemetry system

전단력 계측 방법을 다음과 같이 정립하였다.

원형 단면보가 순수굽힘이 아닌 경우에는 전단력이 발생하며 전단응력은 Fig. 3 의 상단 그림에 나타난 것과 같이 포물선 모양으로 분포한다. 포물선은 크기만을 나타낸 것이며, 최대 전단응력은 식(1)과 같다.

$$\tau_{max} = C_A \times \frac{F}{A} = \frac{4 F}{3 A} \tag{1}$$

여기서,  $F$  : Shear force

$A$  : Sectional area

$C_A$  : Sectional shape factor

또한, Fig. 3 의 하단 그림을 보면 중립축에서의 응력 상태로부터 식(2)를 유도할 수 있다.

$$\frac{\gamma}{2} = \frac{\tau_{max}}{2G} = \epsilon_{45^\circ} \tag{2}$$

여기서,  $\gamma$  : Shear strain

$G$  : Shear modulus

$\epsilon_{45^\circ}$  는 종립축과  $45^\circ$  방향으로의 변형률을 의미한다. 식(1)과 식(2)로부터 전단력을 구하였으며, 그 결과는 식(3)과 같다.

$$F = \frac{3 \times G \times A \times \epsilon_{45^\circ}}{2} \quad (3)$$

본 연구에서는 식(3)을 이용하여 축계의 전단력을 계산하였다.

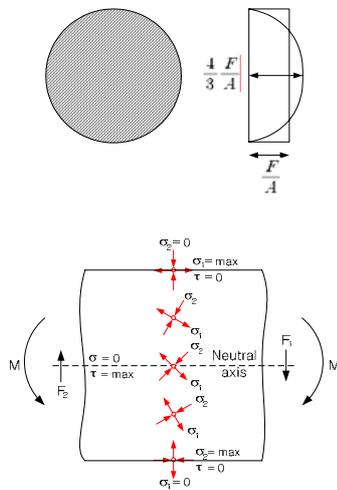


Fig. 3 Shear stress of circular section beam

전단력 게이지는  $45^\circ$  방향으로의 변형률을 계측하기 위해 Fig. 4 와 같이 부착하였다. 한쪽 면에 두개씩 양쪽으로 4 개를 부착하여 Full bridge 를 구성하였다.

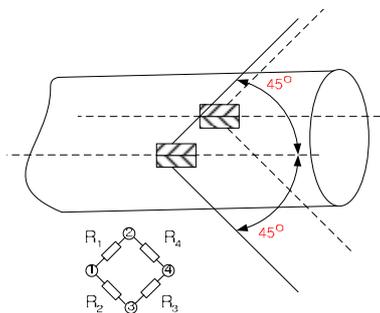


Fig. 4 Strain gage attachment for shear force measuring

#### 4. 안벽 계측 및 하중 추정

클러치의 안전성 평가를 위해서는 클러치 위치에 게이지를 부착하여 계측하여야 하지만 현실적으로 불가능하여 클러치 주위에 부착한 게이지를 통해 계측하고 그 값으로 클러치 내부의 상태를 추정하여야 한다.

클러치 제작업체에서 제공한 허용곡선은 클러치 내부의 최대 벤딩 모우먼트와 최대 전단력의 조합과 비교하게 되어있으며, Fig. 5 에 나타낸 것과 같이 클러치 범위를 클러치 축의 플랜지까지로 정의하고 있다. Engaged state 는 동력이 전달되는 축결합 상태를 의미하며, Disengaged state 는 축분리 상태를 말한다.

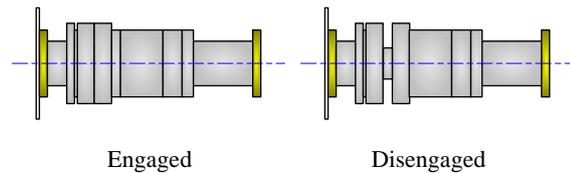


Fig. 5 Clutch model

최대 벤딩 모우먼트와 최대 전단력 크기를 추정하는 방법은 다음과 같다.

- (1) 벤딩 모우먼트 곡선을 2 차 곡선으로 가정한다. S1, S2 와 S3 위치에서의 계측값을 지나는 2 차 곡선을 그려서 최대값을 최대 벤딩 모우먼트로 평가한다.
- (2) 전단력 곡선을 직선의 결함으로 보면 최대 전단력은 양쪽의 플랜지 끝 중 한 곳에서 발생한다. 계측 위치에서의 전단력과 플랜지 양단의 전단력 차이는 대부분이 축의 중량이라고 가정한다.

계측 위치에서 클러치 플랜지 위치까지의 축 중량을 Fig. 6 에 나타내었으며, 그 크기만큼 계측값에서 보정하였다.

계측값으로 유추한 최대값들을 검증하기 위해 축계 해석을 수행하였다. 축계 해석 방법은 다음과 같다.

- (1) 계측 결과 중 Engaged 상태 계측값을 선택한다.
- (2) Engaged 해석 모델을 이용하여 선택한 계측값과 유사한 값을 나타내는 오프셋을 결정한다.
- (3) 결정된 오프셋을 Disengaged 해석 모델에 적용한다.
- (4) 같은 오프셋에서 각 상태의 최대값들을 추출한다.

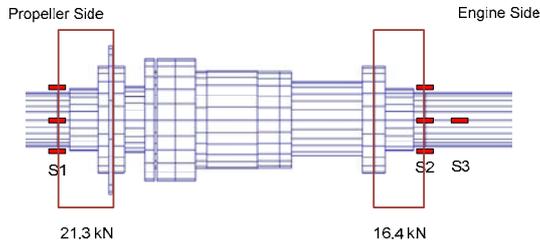


Fig. 6 Correction value for maximum shear force estimation

계측된 변형률로 추정하는 최대값 추정 방법과 축계 해석으로 계산된 최대값을 비교하기 위한 안벽 계측 결과를 Table 1 과 Table 2 에 나타내었다. 계측을 수행한 8 척의 216,000 m<sup>3</sup> LNG 운반선 중 한 호선에 대한 계측 결과이며, 각각 Engaged 와 Disengaged 상태에서의 결과를 나타내고 있다.

Table 1 Measured shaft forces at the quayside measurement (Engaged state)

		Position		
		S1	S2	S3
Bending moment (kNm)	Port	-50.1	-168.5	-153.5
	Starboard	-43.8	-216.9	-205.2
Shear force (kN)	Port	-135.9	51.7	-
	Starboard	-149.9	37.5	-

Table 2 Measured shaft forces at the quayside measurement (Disengaged state)

		Position		
		S1	S2	S3
Bending moment (kNm)	Port	-13.2	-130.4	-120.9
	Starboard	-6.8	-175.0	-168.3
Shear force (kN)	Port	-112.2	29.8	-
	Starboard	-125.4	16.5	-

축계 해석을 통해 얻은 결과를 Table 3 과 Table 4 에 나타내었다. 계측 결과와 축계 해석 결과가 전반적으로 유사하다.

Table 3 Calculated shaft forces using the quayside condition (Engaged state)

		Position		
		S1	S2	S3
Bending moment (kNm)	Port	-50.2	-167.3	-155.9
	Starboard	-44.4	-215.8	-207.4
Shear force (kN)	Port	-139.2	55.3	61.7
	Starboard	-154.0	40.5	46.9

Table 4 Calculated shaft forces using the quayside condition (Disengaged state)

		Position		
		S1	S2	S3
Bending moment (kNm)	Port	-14.5	-142.9	-136.3
	Starboard	-7.7	-188.3	-184.6
Shear force (kN)	Port	-115.8	31.5	37.9
	Starboard	-130.1	17.2	23.6

Disengaged 상태에서의 값은 축계해석 값이 벤딩 모우먼트와 전단력 모두 약간 크게 나타났다.

전반적인 경향은 계측에 의한 하중과 같이 Engaged 상태에서의 값이 Disengaged 상태에서의 값보다 모두 크다.

계측값으로부터 추정한 최대 벤딩 모우먼트와 최대 전단력 값을 Table 5 와 Table 6 에 나타내었고, 축계 해석에서 구한 최대값들과 비교해 보았다. 추정값과 축계 해석 결과가 5% 이내의 차이만 보이고 있다.

**Table 5** Maximum member forces of the clutch (Engaged state)

		Estimation	Shaft Analysis	Error (%)
Max. B.M. (kNm)	Port	211.9	208.1	1.8
	STBD	242.6	237.1	2.3
Max. S.F. (kN)	Port	114.6	111.0	3.2
	STBD	128.6	125.8	2.2

**Table 6** Maximum member forces of the clutch (Disengaged state)

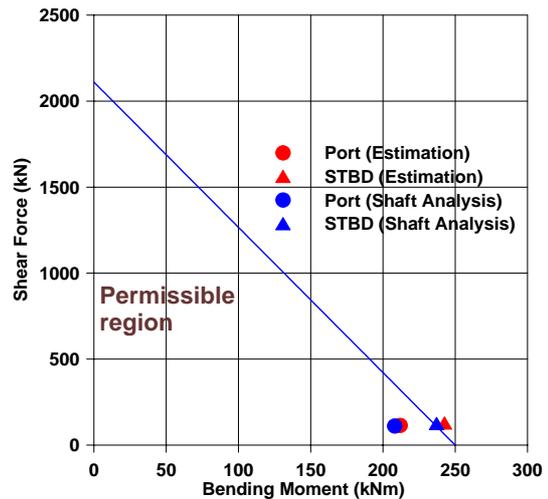
		Estimation	Shaft Analysis	Error (%)
Max. B.M. (kNm)	Port	153.3	157.0	2.4
	STBD	185.5	193.8	4.3
Max. S.F. (kN)	Port	90.9	87.6	3.8
	STBD	104.1	101.8	2.3

Table 5 와 Table 6 의 결과를 클러치 제작 업체의 허용하중 곡선 Sheet 에 도시해 보았다. Engaged 상태의 결과를 Fig. 7 에, Disengaged 상태의 결과를 Fig. 8 에 나타내었다. 계측에 의한 추정값과 축계 해석에 의한 값이 거의 유사하게 나타나고 있음을 확인하였다.

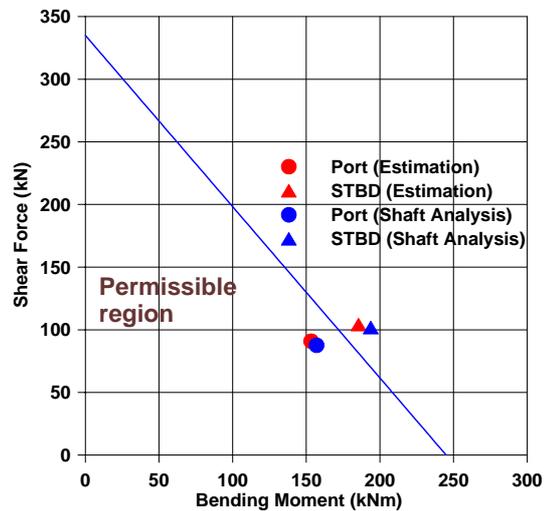
이러한 결과를 바탕으로 본 연구에서 제시한 전단력 계측 방법은 계측이 용이하고, 결과의

정도가 높다는 사실을 확인하였으며, 하중 추정 방법의 정도도 신뢰할 수 있음을 확인하였다.

이 방법을 시운전에 적용하면 실시간으로 추정값들을 허용곡선에 도시하여 안전성 여부를 바로 확인할 수 있다.



**Fig. 7** Safety evaluation of the clutch (Engaged state)



**Fig. 8** Safety evaluation of the clutch (Disengaged state)

5. 오프셋 조정

계측에 의한 추정값이 허용하중 곡선 안에 안정적으로 들어오면 문제가 없겠지만, Fig. 7 과 Fig. 8 의 우현부와 같이 허용하중 곡선을 벗어 나면 새로운 베어링 오프셋을 도출해야 한다. 본 연구에서는 좌현부의 안전성도 높이기 위해 양쪽 모두의 새로운 베어링 오프셋을 도출하기로 하였다. 모든 베어링을 조정하기는 현실적으로 용이 하지 않기 때문에 Fig. 9 에 나타난 바와 같이 클러치 뒤에 위치하고 있는 1 번 중간축 베어링과 2 번 중간축 베어링만을 조정하였다.

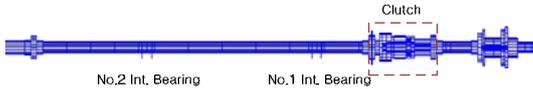


Fig. 9 Intermediate shaft bearing

전후방 선미관 베어링과 메인 엔진 베어링의 하중 분배를 모두 고려하여 축계 해석을 수행한 결과 중간축 베어링의 위치를 낮추었다. 그 크기는 좌현부보다는 우현부가, 1 번 중간축 베어링 위치보다는 2 번 중간축 베어링 위치가 더 크다. 안벽에서 새로운 오프셋에 대한 시공을 마친 후 계측을 다시 수행하였다. Disengaged 상태에서의 결과를 Table 7 에 나타내었고, 계측에 의한 최대 추정값들을 Table 8 에 나타내었다.

Table 7 Measured shaft forces at the quayside measurement after adjusting bearing offsets (Disengaged state)

		Position		
		S1	S2	S3
Max. B.M. (kNm)	Port	-14.6	-99.7	-86.0
	STBD	-44.2	-84.7	-67.7
Max. S.F. (kN)	Port	-99.5	35.3	-
	STBD	-93.6	41.9	-

Table 8 Estimated maximum member forces of the clutch after adjusting bearing offsets (Disengaged state)

	Max. B.M. (kNm)	Max. S.F. (kN)
Port	142.5	78.2
STBD	149.1	72.3

오프셋 조정에 의한 효과를 보기 위해, Table 8 에 나타난 값을 Fig. 10 과 같이 허용하중 곡선 Sheet 에 도시하였다. 허용하중 곡선의 안전 영역을 벗어났던 우현부의 안전성이 크게 향상되었으며, 안전영역에 있던 좌현부의 안전성도 향상되었음을 확인할 수 있다.

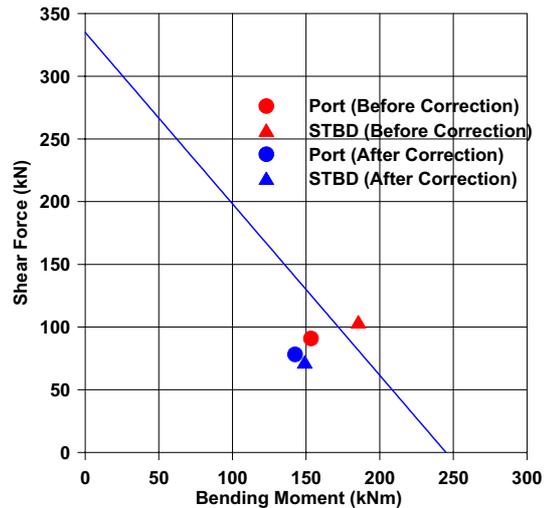


Fig. 10 Safety evaluation of the clutch after adjusting bearing offsets

6. 시운전 계측

시운전 계측 시는 축계 해석을 수행할 시간이 허용되지 않는다. 앞에서 기술한 하중 추정 방법이 가장 요구되는 시점이다. 클러치 발열 손상이 시운전 중에 일어났기 때문에 축 분리 후 반대쪽의 엔진 마력을 단계별로 올리면서 계측을 진행하였다. Course keeping condition 과 러더

효과를 고찰하기 위한 Sailing condition 에 대해 수행하였고, 다음과 같은 절차로 진행하였다.

- i) Course keeping condition
  - 15% MCR (15 분)
  - 30% MCR (15 분)
  - 50% MCR (15 분)
  - 70% MCR (15 분)
- ii) Sailing condition (Rudder effect)
  - STBD R.  $0^{\circ} \rightarrow 5^{\circ} \rightarrow 15^{\circ} \rightarrow 25^{\circ} \rightarrow 35^{\circ} \rightarrow 0^{\circ}$
  - Port R.  $0^{\circ} \rightarrow 5^{\circ} \rightarrow 15^{\circ} \rightarrow 25^{\circ} \rightarrow 35^{\circ} \rightarrow 0^{\circ}$
  - STBD R.  $0^{\circ} \rightarrow 35^{\circ} \rightarrow 0^{\circ} \rightarrow$  Port  $0^{\circ} \rightarrow 35^{\circ} \rightarrow 0^{\circ}$

모든 단계에서의 계측은 안전성을 평가한 후 다음 단계로 진행하며, 안전성이 미흡하면 계측을 멈추기로 하고, 안전성 평가를 선주와 선급의 참관 하에 실시간으로 수행하였다.

먼저, 좌현부 엔진 가동, 우현부 축분리로 각 단계의 계측을 수행한 후, 우현부 엔진 가동, 좌현부 축분리로 계측을 진행하였다.

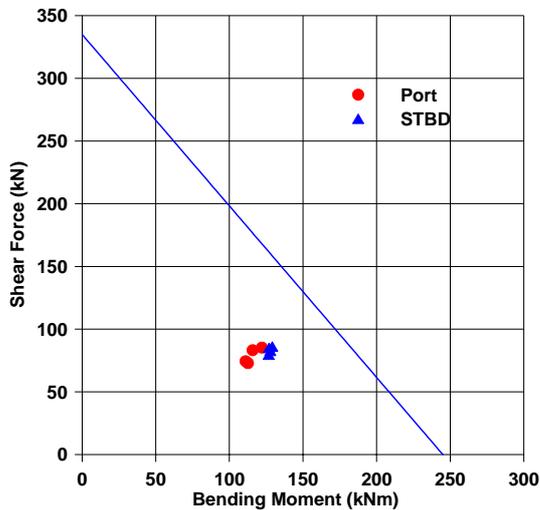


Fig. 11 Course keeping condition

계측이 진행되는 동안 각 단계로 넘어가면서 벤딩 모우먼트와 전단력의 변화가 크지 않았고,

마지막 단계까지 안정적으로 시운전 계측이 진행되었다.

Course keeping condition 의 각 단계에서 최대 벤딩 모우먼트와 최대 전단력 값을 허용하중 곡선 Sheet 에 Plotting 한 그래프가 Fig. 11 이며 Sailing condition 에 대한 그래프가 Fig. 12 이다.

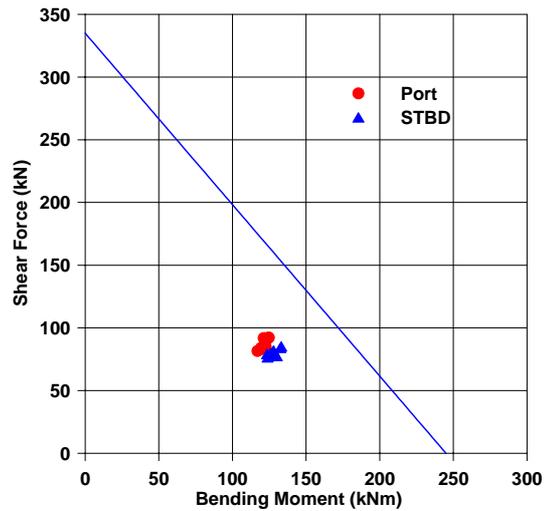


Fig. 12 Sailing condition

안벽에서 계측할 때 보다 안전성이 약간 증가하였는데 이는 프로펠러 추력 편심에 의한 효과라 사료되며, 안벽 계측을 통한 베어링 오프셋의 안전성 평가 및 오프셋 수정이 정상적으로 수행되면 시운전에서 안전성을 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

### 7. 결론

축계 전단력 계측 방법과 클러치 부분의 하중 추정 방법을 정립하고, 이를 실선 계측에 적용한 바 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서 제시한 전단력 계측 방법은 계측이 용이하고, 결과의 정도가 높다는 사실을 확인하였으며, 하중 추정 방법의 정정도 신뢰할 수 있음을 확인하였다.

2) 8 척의 216,000 m<sup>3</sup> LNG 운반선에 대하여 본 연구에서 정립된 방법으로 안벽에서의 계측을 통해 클러치의 안전성을 평가하고 필요시 전후방 선미관 베어링과 메인 엔진 베어링의 하중 분배를 고려하여 중간축 베어링 오프셋을 조정한 결과 모두 성공적인 시운전을 완료하였다.

#### 참 고 문 헌

- BV, 2009, Rules for the Classification of Steel Ships, Part C, Chapter 1, Section 7.
- Choung, J.M. Choe, I.H. and Shin, S.H., 2005, "A Study on Elastic Shaft Alignment Using Nonlinear Bearing Elements," Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 42, No. 3, pp. 259-267.
- DNV, 2008, Rules for Classification of Ships/High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, Part 4, Chapter 4, Section 1.
- Kim, K.S., Kwon, Y.J., Kang, J.K., Ok, Y.K. and Kwon, S.C., 2002, "Development of Bearing Reaction Force Measurement System Using Strain Gage for Propeller Shaft," Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, pp. 413-416.
- Shin, J.R. and Heo, J.H., 2002, "Hull Deformation Effect on Propulsion Shaft System," Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, pp. 428-431.
- Shin, S.H. and Choe, I.H., 2004, "Pressure Distribution Analysis for After Bush Bearing of Ship Propulsion Shaft," Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 41, No. 3, pp. 35-40.



< 신 상 훈 > < 최 익 흘 > < 고 대 은 >