

# 동일 주파수 성분의 디젤엔진과 프로펠러 기진력 위상차 규명을 이용한 선박 진동 제어

성혜민<sup>1</sup>·김기선<sup>2</sup>·주원호<sup>2</sup>·조대승<sup>3,†</sup>  
현대중공업(주) 함정연구실<sup>1</sup>  
한국조선해양(주)<sup>2</sup>  
부산대학교 조선해양공학과<sup>3</sup>

## Ship Vibration Control Utilizing the Phase Difference Identification of Two Excitation Components with the Same Frequency Generated by Diesel Engine and Propeller

Hyemin Seong<sup>1</sup>·Kisun Kim<sup>2</sup>·Wonho Joo<sup>2</sup>·Daeseung Cho<sup>3,†</sup>  
Naval Ship Research Dept., Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.<sup>1</sup>  
Korea Shipbuilding & Offshore Engineering Co., Ltd.<sup>2</sup>  
Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University<sup>3</sup>

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

A two-stroke diesel engine and a propeller normally adopted in large merchant ships are regarded as major ship vibration sources. They are directly connected and generate various excitation components proportional to the rotating speed of diesel engine. Among the components, the magnitude of two excitation components with the same frequency generated by both engine and propeller can be compensated by the adjustment of their phase difference. It can be done by the optimization of propeller assembly angle but requires a number of burdensome trials to find the optimal angle. In this paper, the efficient estimation method to determine optimal propeller assembly angle is proposed. Its application requires the axial vibration measurement in sea trial and the numerical vibration analysis for propulsion shafting which can be substituted by additional vibration measurement after one-trial modification of propeller assembly angle. In order to verify the validity of the proposed method, the phase difference between two fifth order excitation components generated by both diesel engine and propeller of a real ship is calculated by the finite element analysis and its result is indirectly validated by the comparison of axial vibration responses at intermediate shaft obtained by the numerical analysis and the measurement in sea trial. Finally, it is numerically confirmed that axial vibration response at intermediate shaft at a resonant speed can be decreased more than 87 % if the optimal propeller assembly angle determined by the proposed method is applied.

**Keywords** : Diesel engine(디젤엔진), Propeller(프로펠러), Excitation force(기진력), Propeller assembly angle(프로펠러 조립각), Phase difference identification(위상 차 규명), Complex vibration response(복소 진동 응답)

### 1. 서론

최근 선박의 대형화, 경량화 추세에 의한 선체 강성의 상대적 저하로 방진 설계의 난이도가 증가하고 있다. 반면에 국제기구의 선박 진동 관련 신규 표준과 규제 도입(예로서, ISO 20283-5,

2016; ILO/MLC, 2006) 등으로 선주들이 계약 단계에서 요구하는 진동 허용치는 꾸준히 강화되고 있는 추세이다. 따라서, 이와 같은 기술 및 규격 동향에 능동적으로 대처하기 위해서는 저진동 선박 설계 및 제어를 위한 기존 기술의 고도화와 함께 선박에 응용 가능한 새로운 진동 저감 기술 개발이 필요하다.

파동현상인 진동은 동일한 주파수를 갖는 2개 이상의 기진원이 있을 경우 상호간의 위상 관계에 따라 진동 수준이 달라진다. 따라서, 대형 상선의 추진시스템으로 널리 적용되고 있는 2-행정 디젤엔진과 이에 직결된 프로펠러에서 유발되는 기진력 성분 중 동일한 주파수 성분을 갖는 기진력의 위상차를 규명할 수 있는 기술을 확보하면 프로펠러 조립각 조정 등에 의한 기진력 위상 변경으로 선박 진동저감을 도모할 수 있다.

반대위상을 갖는 동일 주파수의 기진력 또는 진동을 부가하여 선박 진동저감을 도모한 기술은 기진력 보상기(compensator)와 능동 진동제어 장치 등이 있다. 기진력 보상기로는 디젤엔진 2차 불평형모멘트를 저감하기 위해 불평형 중추식 저차 기진력 보상기와 특정 차수 성분의 안내력 모멘트(Guide force moment) 또는 프로펠러 표면전달력 등으로 발생하는 진동을 억제하기 위한 불평형중추식 고차 기진력 보상기 등이 있다. 또한, 진동제어 대상구조에 역진동을 부가하여 진동을 저감하는 능동진동제어장치는 불평형 중추식 진동제어장치 (Cho et al., 2004), 유압식 진동제어장치 (Cheong et al., 1996) 등이 있다. 상기 장치는 다수 선박에 대한 시험 결과로부터 우수한 진동제어 성능과 유지/보수의 편의성 등이 입증된 바 있다. 그러나, 기진력 보상기와 능동진동제어장치 등의 활용은 설치와 운용 및 유지 보수에 추가적 비용이 요구되는 단점이 있다. 한편, 쌍축 선박에 탑재된 2개 주기관의 운전속도를 일치시키고 두 추진축 간 위상을 제어하여 진동을 저감하는 기술 (Lee et al., 2009b)도 디젤엔진 탑재 쌍축 LNG 운반선의 거주구 진동 저감 등에 적용되고 있다.

디젤엔진과 프로펠러가 직결된 추진시스템을 채택하고 있는 대부분의 대형 상선에서는 디젤엔진의 추진축 중 기진력과 프로펠러 축 전달력이 추력 베어링에 작용하여 과도한 선박 진동을 유발할 수 있다. 따라서, 이들 기진력 차수가 일치할 경우 디젤엔진 기준 위치에 대한 프로펠러 조립각을 최적화하면 동일한 주파수 성분을 갖는 두 기진력을 상쇄시켜 진동을 저감할 수 있다. 이를 위해서는 프로펠러 및 디젤엔진에 의해 발생하는 동일 주파수 성분의 추력 변동력에 대한 각 기진력 성분의 위상 규명이 필요하다.

한편, 진동 저감을 위한 프로펠러 최적 조립각은 원칙적으로 조립각 변동 시의 기진력 또는 이로 인한 선박 진동 크기를 측정하는 시행착오적 방법으로 규명 가능하다. 그러나, 프로펠러 조립각 변경은 많은 시간과 비용이 요구되므로 프로펠러 조립각을 변경하지 않거나 최소한의 프로펠러 조립각 변경만으로 개별 기진력 성분간의 위상차를 규명할 수 있는 방법이 요구되나 이에 관한 국내외 연구는 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 선박 프로펠러와 직결된 디젤엔진의 동일 주파수 성분 기진력을 상쇄할 수 있는 프로펠러 최적 조립각을 최초 조립각 상태의 추진축 진동응답 계측 결과 및 1회의 조립각 변경에 의한 추가적 추진축 진동응답 계측 결과 또는 수치해석적 방법으로 파악한 추진축계 진동응답을 활용하여 규명하는 방법을 제안한다. 또한, 상기 방법을 적용하여 실적선 시운전 시의 추진축계 종진동 5차 성분 계측 결과와 유한요소법으로 평가한 동일 성분의 추진축계 종진동 응답을 활용하여 디젤엔진과 프로펠러 유기 5차 종기진력의 위상차를 규명하고, 상기 두 기진력 작

용 시의 진동응답에 대한 수치해석 결과와 계측결과 비교를 통해 제안된 위상차 규명 방법의 타당성을 검토하였다. 또한, 상기 방법으로 도출한 최적 프로펠러 조립각을 적용할 경우의 추진축의 종진동 저감효과를 수치해석적으로 고찰하였다.

## 2. 선박 기진력 위상차 규명 방법

### 2.1 기진력 위상차 규명 문제

동일 주파수 성분을 갖는 디젤엔진과 프로펠러 기진력 간의 위상차(phase difference) 규명방법은 Fig. 1에 보인 바와 같이 동시 기진력에 의한 복소진동응답  $\vec{V}_T$ 를 결정하는 디젤엔진과 프로펠러 기진력의 개별 복소진동응답  $\vec{V}_e$ ,  $\vec{V}_p$ 를 각각 평가하고 이로부터  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 간의 응답 위상차에 해당하는  $\beta-\gamma$ 를 평가하는 것이다. 그러나, 실선에서는 주기관인 디젤엔진과 프로펠러가 직결되어 동시에 작동하므로  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 를 개별적으로 계측하는 것이 불가능하다. 또한, 동시 기진력 작용 시의  $\vec{V}_T$ 는 다양한 방법으로 측정 가능하나 2개의 복소진동응답이  $\vec{V}_T$ 로 합성되는 경우는 무수히 많으므로  $\vec{V}_T$  계측을 이용한 프로펠러 간의 위상차 규명 문제는 원칙적으로 부정적 문제에 해당한다.

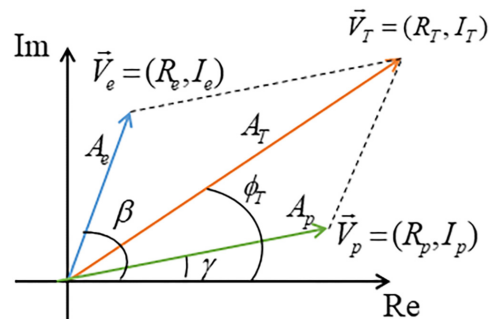


Fig. 1 Phase difference identification problem between vibratory responses induced by M/E and propeller excitations

### 2.2 2회의 진동응답 측정에 의한 위상차 규명 방법

디젤엔진 기진력에 의한 진동응답  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 과 이와 동일한 기진주파수를 갖는 프로펠러 기진력에 의한 진동응답  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 의 합성성분  $\vec{V}_T = (R_T, I_T)$ 은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{V}_T = \vec{V}_e + \vec{V}_p = R_e + R_p + i(I_e + I_p) \equiv R_T + iI_T \quad (1)$$

여기서,  $R_e$ 와  $I_e$ 는 디젤엔진 유기 실수부와 허수부 진동응답,  $R_p$ 와  $I_p$ 는 프로펠러 유기 실수부와 허수부 진동응답을 각각 의미한다.

한편, 복소평면 상에서  $\vec{V}_i$ 는 Fig. 2에 나타난 바와 같이  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 의 위상차에 따라  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 를 원점으로 하고, 프로펠러 기진력에 의한 응답 크기인  $A_p (= \sqrt{R_p^2 + I_p^2})$ 을 반경으로 하는 원의 궤적 상에 위치한다. 따라서, 복소진동응답 측정에 의해 상기 원의 방정식을 파악하면  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 를 규명할 수 있고, 이로부터 두 기진력에 의한 진동응답 간의 위상차를 파악할 수 있다.

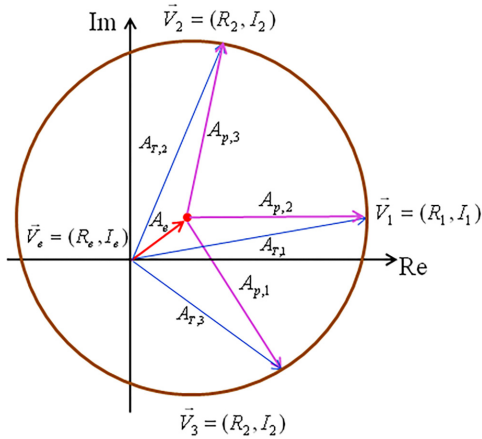


Fig. 2 Trajectory of a combined response of two vibratory responses

$\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 의 위상차에 따른  $\vec{V}_i$ 의 원 궤적 방정식을 구하기 위해서는 동일 직선상에 위치하지 않는 세 지점에 대한 복소진동응답 정보가 필요하다. 따라서, 상기 원 궤적 방정식은 Fig. 2에 보인 바와 같이 초기 조립상태의 복소진동응답  $\vec{V}_1 = (R_1, I_1)$ , 프로펠러 조립각(propeller assembly angle)을 임의 각도  $\phi_1, \phi_2$ 로 변경한 경우의 각각에 대한 복소진동응답  $\vec{V}_2 = (R_2, I_2)$ ,  $\vec{V}_3 = (R_3, I_3)$ 를 계측하면 구할 수 있다. 이로부터 주기관 기진력에 의한 복소진동응답  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 는 상기 원의 중심점이며, 프로펠러 기진력에 의한 복소진동응답  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 는 식 (2)과 같이 산정할 수 있다.

$$\vec{V}_p = \vec{V}_3 - \vec{V}_e = (R_3 - R_e, I_3 - I_e) \quad (2)$$

따라서, 개별 응답의 위상차는 복소진동응답  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 와  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 의 위상값으로부터 구할 수 있다.

한편, 상기 방법은 최초 조립상태 및 2번의 조립각 변경 시의 진동계측이 요구되므로 실제 적용에 있어 많은 시간과 비용이 요구된다. 이에 본 연구에서는 프로펠러 조립각 변경 횟수를 1회로 줄이는 방법을 다음과 같이 제시한다.

프로펠러 초기 조립상태에서 복소진동응답을  $\vec{V}_1 = (R_1, I_1)$ 을 계측한 후 제어 대상 차수 성분이  $k$ 차수 성분일 경우 조립각을  $(180/k)^\circ$ 로 변경한 후 복소진동응답  $\vec{V}_2 = (R_2, I_2)$ 을 계측하면, Fig. 3에 나타난 바와 같이  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 와  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 는 다

음과 같이 파악할 수 있다.

$$\vec{V}_e = \frac{\vec{V}_1 + \vec{V}_2}{2} = \left( \frac{R_1 + R_2}{2}, \frac{I_1 + I_2}{2} \right) \quad (3)$$

$$\vec{V}_p = \vec{V}_2 - \vec{V}_e = \left( \frac{R_1 - R_2}{2}, \frac{I_1 - I_2}{2} \right) \quad (4)$$

따라서, 개별 응답의 위상차는 복소진동응답  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 와  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 의 위상값 차이로부터 구할 수 있다.

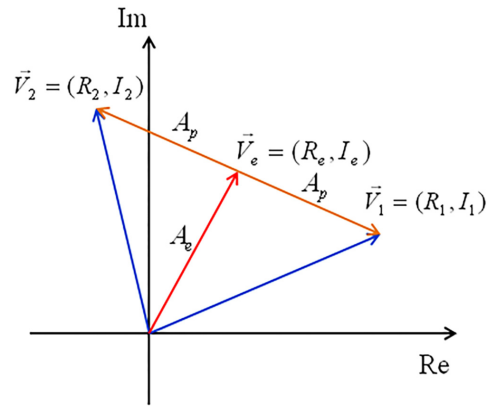


Fig. 3 Phase difference identification by two trial measurements using 180° change of propeller assembly angle

전술한 프로펠러 조립각 1회 변경에 의한 위상차 규명 방법은 디젤엔진의 기준 회전위상에서의  $\vec{V}_e = (R_e, I_e)$ 와  $\vec{V}_p = (R_p, I_p)$ 로부터 개별 진동응답의 위상각이 파악된다. 따라서,  $\vec{V}_e$ 의 위상을  $\phi_e$ , 조립각 변경 후의  $\vec{V}_p$ 의 위상을  $\phi_p$ 라 하고, 디젤엔진 회전수의  $k$  차 조화성분 진동저감을 위한 프로펠러 조립각 변경 각도  $\Delta\theta$ 는 다음과 같이 최종적으로 결정된다.

$$\Delta\theta = \frac{\phi_e - \phi_p \pm \pi}{k} \quad (5)$$

### 3. 1회의 진동응답 측정과 수치해석에 의한 위상차 규명 방법

#### 3.1 위상차 규명 방법

전술한 프로펠러 조립각 1회 변경에 의한 주기관과 프로펠러 기진력 위상차 규명 방법은 최소한의 시행착오와 계측만으로 위상차를 규명할 수 있다는 장점이 있으나, 실제 적용에 있어서 기준조건된 선박의 프로펠러 조립각 변경과 진동 측정을 위한 시운전에 여전히 많은 시간과 비용이 요구된다. 따라서, 상기 방법과 더불어 본 연구에서는 프로펠러 최초 조립각 상태에서의 추진축 계 진동 측정 결과와 추진축계 수치해석 모델을 이용하여 디젤기

관과 프로펠러 유기 기진력 간의 위상차를 평가하는 방법을 아래와 같이 제안한다.

특정 추진축계 위치와 디젤엔진 회전수에서 디젤엔진 및 프로펠러 기진력으로 인한 추진축계 종진동응답의 크기를 각각  $A_e$ 와  $A_p$ 라 하면,  $A_e$ 에 대한  $A_p$ 의 비인  $a$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$a = A_p/A_e \quad (6)$$

또한, Fig. 1에 나타낸 주기관 기진력에 의한 복소 진동응답  $\vec{V}_e$ 와 프로펠러 기진력에 의한 복소 진동응답  $\vec{V}_p$ 는 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{V}_e = R_e + iI_e = A_e(\cos\beta + i\sin\beta) \quad (7)$$

$$\vec{V}_p = R_p + iI_p = A_p(\cos\gamma + i\sin\gamma) \quad (8)$$

여기서,  $\beta = \tan^{-1}(I_e/R_e)$ ,  $\gamma = \tan^{-1}(I_p/R_p)$ 이다.

한편,  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 의 합성 성분에 해당하는  $\vec{V}_T$ 의 실수 성분  $R_T$ 와 허수 성분  $I_T$ 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_T = A_e(\cos\beta + a\cos\gamma), I_T = A_e(\sin\beta + a\sin\gamma) \quad (9)$$

이로부터  $A_e$ 와  $A_T$ 의 제곱비는

$$\frac{R_T^2 + I_T^2}{A_e^2} = \frac{A_T^2}{A_e^2} = (\cos\beta + a\cos\gamma)^2 + (\sin\beta + a\sin\gamma)^2 \quad (10)$$

와 같고, 이를 다시 정리하면

$$a^2 + 2a\cos(\beta - \gamma) + 1 = \frac{A_T^2}{A_e^2} \quad (11)$$

와 같으므로,  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 의 위상차 절대값에 해당하는  $|\beta - \gamma|$ 는 식 (12)로부터 구할 수 있다.

$$\cos(\beta - \gamma) = \frac{1}{2a} \left( \frac{A_T^2}{A_e^2} - a^2 - 1 \right) \quad (12)$$

한편, 식 (12)를 이용한 위상차 평가 방법에 요구되는  $A_e$ 와  $A_p$ 는 추진축계 수치해석 모델을 활용하면 주기관과 프로펠러 기진력을 개별적으로 가한 경우의 진동응답 해석 결과로부터 추정할 수 있다. 또한,  $A_T$ 는 최초 조립각 상태로 시운전할 때 계측을 통해 파악이 가능하므로  $\vec{V}_e$ 와  $\vec{V}_p$ 간의 위상차에 해당하는  $|\beta - \gamma|$ 의 규명이 가능하다.

또한, 수치해석 모델 및 기진력 평가의 불확실성으로 인한  $A_e$ 와  $A_p$ 의 추정 정확도를 평가하기 위한 최소한의 평가 기준으로 파동현상의 중첩과 상쇄 시의 최대 크기와 최소 크기 관계를 이용하여 다음의 관계식을 적용할 수 있다.

$$|A_p - A_e| \leq A_T \leq A_p + A_e \quad (13)$$

아울러, 상기 기준을 만족하지 못하는 경우는 기진력 크기 추정에 오류가 있거나 수치해석 모델이 추진축계 동특성을 엄밀하게 모사하지 못한 경우에 해당하므로 기진력 재추정, 수치해석 모델 구성 및 이의 물성치 조정과 재해석이 요구된다. 아울러, 선박 디젤엔진과 프로펠러 기진력은 회전속도에 따라 달라지므로 서로 다른 회전속도에 대한 수치해석과 계측을 이용한 위상차 평가 결과가 동일하지 않을 수 있다. 이 경우엔 진동응답 저감이 요구되는 회전속도 구간에서 평가한 위상차의 평균값을 활용하거나 공진응답을 나타낸 주기관 회전속도에서 평가된 위상차를 활용하는 것이 공학적 관점에서 바람직하다고 판단한다.

### 3.2 위상차 평가 결과의 검증 및 프로펠러 최적 조립각 변경

위상차 평가 결과의 정확도 평가는 디젤엔진과 프로펠러 기진력을 동시에 고려한 추진축계의 종진동 응답 해석 결과를 계측 결과와 비교하여 수행할 수 있다.

즉, 수치해석에 있어서 디젤엔진 기진력 위상을  $\xi_e$ 로 입력했을 때 특정 위치에서 이로 인한 진동응답 위상이  $\lambda_e$ , 프로펠러 기진력 위상을  $\xi_p$ 로 입력했을 때 동일 위치에서 프로펠러 기진력만의 진동응답 위상이  $\lambda_p$ 라고 하면, 상기 기진력을 동시에 가한 경우의 주기관과 프로펠러 기진력 간 위상차는  $|\lambda_e - \lambda_p|$ 이다. 이때, 상기 위상차는  $A_T$ 에 대한 계측 결과와  $A_e$ 에 대한 수치해석 결과를 활용하여 식 (12)로 평가한 위상차  $|\beta - \gamma|$ 와 다르므로 수치해석적으로 평가한 진동응답 크기는 시운전 시 계측한 진동응답 크기와 달리 평가된다. 따라서, 수치해석으로 시운전 계측 결과를 모사하기 위한 새로운 프로펠러 기진력 위상각  $\xi'_p$ 은 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$\lambda_e > \lambda_p, \xi'_p = \xi_p + \lambda_e - \lambda_p - |\beta - \gamma| \quad (14)$$

$$\lambda_e < \lambda_p, \xi'_p = \xi_p + \lambda_e - \lambda_p + |\beta - \gamma| \quad (15)$$

본 절에서 제안한 기진력 위상차 평가 결과의 정확도는  $\xi'_p$ 를 반영한 주기관 및 프로펠러 기진력 동시 작용시의 진동응답 크기를 계측 결과와 비교하여 확인할 수 있다.

주기관과 프로펠러 기진력 간의 위상차가 규명되면 주기관 회전속도의  $k$ 차 조화성분 진동저감을 위한 프로펠러 조립각 변경량  $\Delta\theta$ 은 Fig. 4에 도시한 바와 같이 다음과 같이 결정한다.

$$\lambda_e > \lambda_p, \Delta\theta = \frac{|\beta - \gamma| - \pi}{k} \quad (16)$$

$$\lambda_e < \lambda_p, \Delta\theta = \frac{\pi - |\beta - \gamma|}{k} \quad (17)$$

한편, 수치해석을 이용한 조립각 변경 각도 파악 시에는 기진

력이 해당 주파수 성분으로 입력되므로 프로펠러 날개수에 따른 진동차수를 고려할 필요가 없다. 따라서, 수치해석을 위한 프로펠러 기진력 최적 위상 변화량 계산 시에는  $k = 1$ 로 하여야 한다.

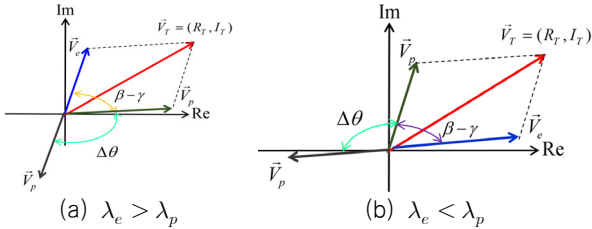


Fig. 4 Calculation of optimal propeller assembly angle

상기 추진축계 종진동 응답에 대한 수치해석 방법과 계측 결과를 이용한 주기관과 프로펠러 기진력 간의 위상차 규명 절차는 Fig. 5에 나타내었다.

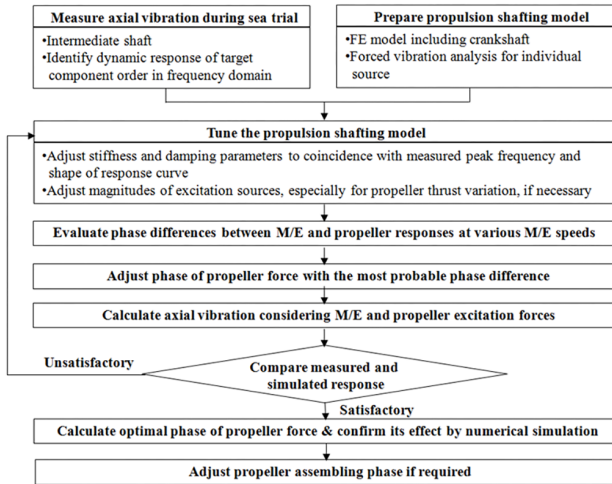


Fig. 5 Procedure for phase difference identification using measured and simulated axial vibratory responses of a propulsion shafting

## 4. 수치해석에 의한 검증 예

### 4.1 수치해석 모델 및 종진동 계측

본 연구에서 제시한 기진력 위상차 규명방법의 타당성을 검토하고자 실적선 추진축계의 종진동을 계측하고, 유한요소법을 이용한 수치해석으로 디젤엔진과 프로펠러 유기 5차 종기진력의 위상차와 상기 기진력으로 인한 진동응답을 최소화하는 최적 위상차 규명을 시도하였다. 실적선의 주요 제원 및 주기관 사양은 Table 1에 나타내었으며, 날개 수 5개인 프로펠러와 7기통 디젤엔진을 탑재한 실적선 추진축계의 유한요소모델의 구성 및 기진력 부가 위치는 Fig. 6, 이의 상세 정보는 Table 2에 나타내었다 (Kiroy et al., 2004).

또한, 디젤엔진 회전속도별 프로펠러 날개 수 1차 성분에 해당하는 프로펠러 축 방향 종기진력의 크기를 비정상 양력면 이론에

의한 수치해석 결과에 계측결과를 반영하여 보정한 결과는 특정 기준값으로 나눈 무차원수(Normalized value)로 변환하여 Fig. 7에 나타내었다. 이와 같이 프로펠러 기진력 크기를 조정하는 이유는 식 (13)에 나타난 진동응답 크기의 제한조건을 만족하면서 계측 결과를 보다 정밀하게 모사하기 위함이었다. 또한, 수치해석에 있어서 84 rpm 기준 주기관 회전수의 1차부터 7차까지의 크랭크스로우 핀에 작용하는 접선력 및 반경력의 차수 성분 크기와

Table 1 Specification of real ship, main engine, propeller

Principal dimension	
LBP (Length)	320 m
B (Breadth)	50 m
D (Depth)	28 m
d (draft)	15 m
Main Engine and propeller	
Engine model	MAN B&W 7S90ME
Number of blades	5

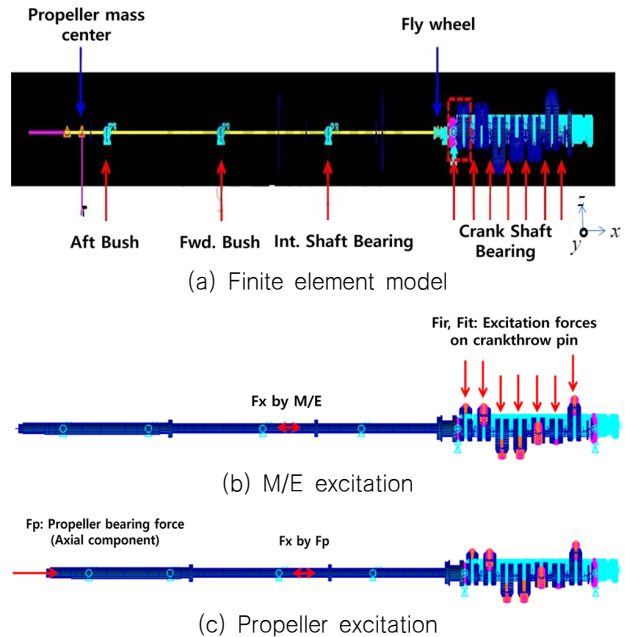


Fig. 6 Finite element model of propulsion shafting and excitation forces for a real ship

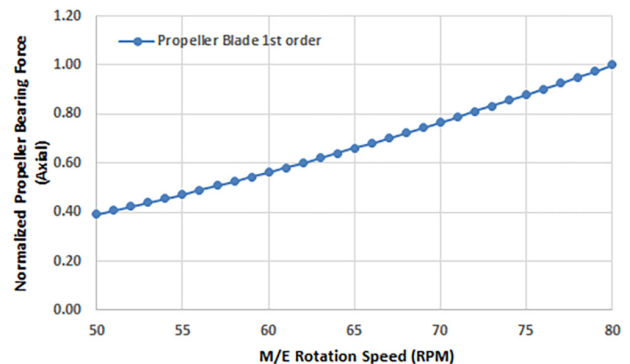


Fig. 7 Propeller excitation magnitude according to M/E rotation speed

위상은 Table 3에 무차원수로 변환하여 나타내었는데, 본 연구에서는 5차 성분 기진력만을 각 실린더의 크랭크 스로우 핀에 Fig. 8에 나타난 바와 같이 접선력과 반경력으로 부가하여 진동응답 해석을 수행하였다.

한편, 상기 수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위하여 해석모델과 동일한 추진축계가 탑재된 실적선의 시운전 조건에서 국제 표준 (Lee et al., 2009a)에 따라 무선 계측 장비를 이용하여 중간축의 축방향 스트레인을 계측하였고, 이를 축력으로 환산하였다. 계측 시스템 주요 구성 및 이의 설치 모습은 Fig. 9에 나타내었다.

Table 2 Details of the finite element model

Material properties	
Material	Steel
Young's modulus	210 GPa
Density	7,850 kg/m <sup>3</sup>
Poisson ratio	0.3
Element information	
Number of elements (nodes)	60,864 (71,672)
Propeller	Point mass
Propeller shaft	1-D beam
Intermediate shaft	1-D beam
Thrust block	C-bush
Crank shaft	Solid
Fixed boundary conditions	
Aft bush	Y,Z-direction (Translational)
Forward bush	
Intermediate shaft bearing	
Crankshaft bearing	
Thrust block	X,Y,Z-direction (Translational, rotational)

Table 3 Normalized M/E tangential and radial excitation force

Order	Tangential force ( $F_t$ )		Radial force ( $F_r$ )	
	Normalized magnitude	Phase (deg)	Normalized magnitude	Phase (deg)
1	0.59	71.7	1.00	4.3
2	0.04	-47.0	0.54	20.1
3	0.04	-178.2	0.37	40.0
4	0.19	107.1	0.39	28.9
5	0.19	109.4	0.32	29.3
6	0.13	116.3	0.19	36.8
7	0.09	123.8	0.12	39.0

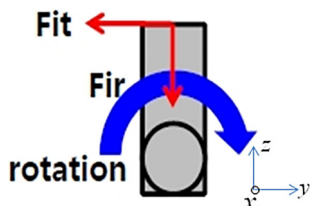
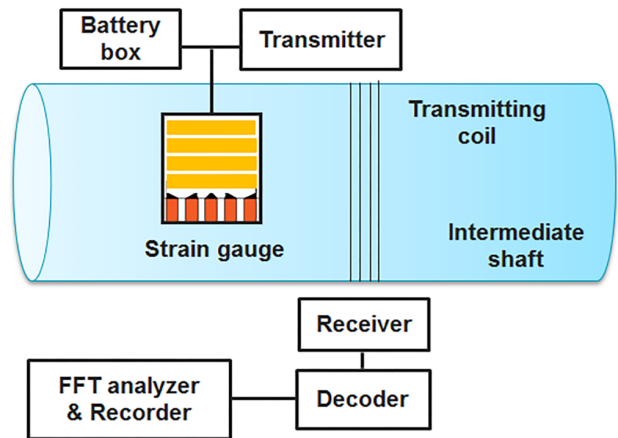
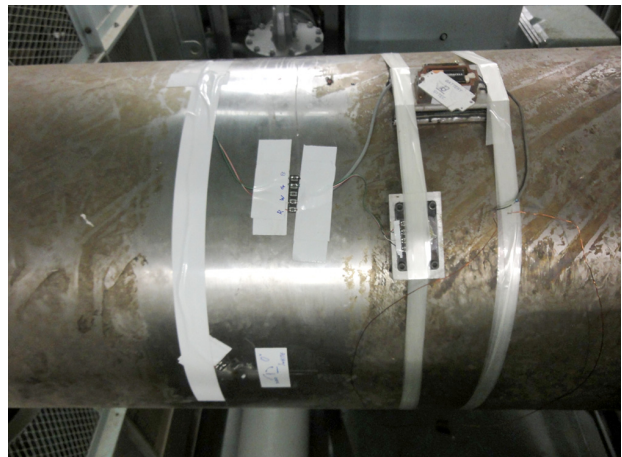


Fig. 8 M/E excitation force components



(a) Wireless axial vibration measurement system



(b) System installation

Fig. 9 Measurement system and installation

#### 4.2 수치해석을 통한 추진축계 기진력 위상차 규명 예

동일한 주파수 성분을 갖는 프로펠러 날개수 1차 성분 기진력과 디젤엔진 회전수 5차 성분 기진력에 의한 중간축 종진동 응답의 위상차를 규명하기 위하여 이들 기진력이 개별 가진될 경우의 축 회전수 50~80 rpm 구간에 대한 1 rpm 간격의 진동응답해석을 MSC/Nastran에서 제공하는 직접 주파수응답해석(Direct frequency response analysis; sol: 108) 방법 (Kiloy, 2001)을 적용하여 수행하였다. 이때, 평가 대상 물리량은 중간축에서의 종방향 축력(Axial force)으로 설정하였으며, 수치해석에 활용된 축력블럭과 종진동 댐퍼의 강성과 감쇠는 위상각 조정을 통한 축력의 최대 저감효과를 확인하기 위해 최대 축력 발생속도인 78 rpm에서의 계측 결과를 기준으로 세부 조정하였다.

수치해석에 있어서 위상이 0°인 디젤엔진과 프로펠러 5차 기진력이 개별적으로 작용할 경우에 중간 축에 걸리는 종방향 축력을 해석한 결과는 Fig. 10에 무차원수로 변환하여 나타내었다. 또한, 개별 기진력 작용 시의 응답 크기와 계측으로 평가한 응답 크기를 이용하여 주기관과 프로펠러 기진 응답간의 위상차를 식 (12)를 이용하여 평가한 결과는 Table 4에 무차원수로 변환하여 나타내었다. 이에는 시운전 시 측정된 축력 결과도 함께 나타내

었는데 개별 기진력에 의한 축력 크기는 상호간의 위상차에 따라 예측된 축력을 구현할 수 있음을 확인할 수 있다. 한편, 63 rpm 미만의 일부 축 회전수에서는 식 (13)의 조건을 만족하지 못하여 위상차를 평가하지 못하였음을 확인할 수 있다. 또한, 평가가 가능하였던 회전수에서의 위상차도 일정하지 않음을 확인할 수 있다. 이는 수치해석 모델, 기진력 크기 및 예측의 불확실성에 기인한 것으로 판단한다. 아울러, 상대적으로 저속인 70 rpm 미만에서는 위상차 평가 결과의 변동이 심한 반면에 그 이상의 회전수 구간에선 평가한 위상차는 23.2° 이내로서 상대적으로 작은 차이를 나타냄을 확인할 수 있다. 이는 저속 구간에서는 축력이 상대적으로 작을 뿐만 아니라 예측 당시 파랑 중 선박운동에 따라 변동하는 부하로 인해 조속기(governor)에 의해 제어되는 디젤엔진 회전수의 변동폭이 상대적으로 컸기 때문인 것으로 판단한다.

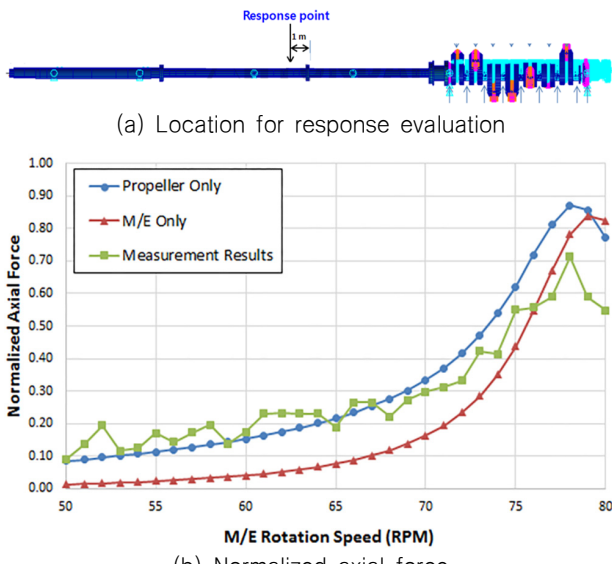


Fig. 10 Estimated axial force at intermediate shaft in case of individual excitation

한편, 상기 추진축계의 공진속도에 해당하는 축 회전수 78 rpm에서 디젤엔진 기진력만의 진동응답 위상은 37.9°, 프로펠러 기진력만의 진동응답 위상은 115.7°로서 77.8°의 위상차를 나타내었다. 이에 78 rpm에서의 예측결과를 이용하여 평가한 기진력 위상차인 129.1°와 동일하도록 프로펠러 기진력의 위상을 51.3°로 변경한 후 디젤엔진과 프로펠러 기진력 동시 작용 시의 축력 해석결과를 Fig. 11에 무차원수로 변환하여 나타내었다. 이로부터 프로펠러 기진력의 위상을 조정한 축력 해석 결과는 수치해석 모델, 기진력 및 감쇠 크기, 예측 과정의 다양한 불확실성에도 불구하고 70 rpm 이상의 축 회전수 구간에서의 축력 예측 결과를 비교적 정확하게 구현함을 확인할 수 있다.

또한, 주기관 회전수 78 rpm 대역의 추진축계 진동응답을 최소화하는 프로펠러 기진력 위상에 해당하는 102.2°를 반영하여 디젤엔진과 프로펠러 기진력 동시 가진 시의 축력을 해석한 결과는 Fig. 12에 예측결과와 함께 나타내었다. 이로부터 프로펠러 조립각(Propeller assembly angle)을 최적화하면 위상조정 기준

속도인 78 rpm에서 수치해석 대상 선박의 중간축 종진동 응답을 시운전 조건 대비 약 87%까지 저감함을 확인할 수 있다.

Table 4 Magnitude of axial force and estimated phase difference between main engine and propeller excitations at intermediate shaft

M/E rpm	Normalized magnitude per source		Normalized measured magnitude	Phase difference (deg)
	Propeller	M/E		
50	0.09	0.01	0.09	71.7
51	0.09	0.02	0.14	-
52	0.10	0.02	0.20	-
53	0.10	0.02	0.12	37.4
54	0.11	0.02	0.13	24.2
55	0.11	0.02	0.17	-
56	0.12	0.03	0.14	26.4
57	0.13	0.03	0.17	-
58	0.14	0.03	0.20	-
59	0.14	0.04	0.14	105.1
60	0.15	0.04	0.17	65.2
61	0.16	0.05	0.23	-
62	0.18	0.05	0.23	-
63	0.19	0.06	0.23	48.3
64	0.20	0.07	0.23	72.7
65	0.22	0.08	0.19	120.3
66	0.23	0.09	0.27	78.4
67	0.25	0.10	0.27	94.9
68	0.28	0.12	0.22	128.4
69	0.30	0.14	0.27	115.4
70	0.33	0.16	0.30	116.7
71	0.37	0.19	0.31	122.5
72	0.42	0.23	0.33	127.1
73	0.47	0.29	0.42	117.7
74	0.54	0.35	0.41	129.8
75	0.62	0.44	0.55	120.2
76	0.72	0.55	0.56	129.8
77	0.81	0.67	0.59	134.3
78	0.87	0.78	0.71	129.1
79	0.86	0.84	0.59	139.2
80	0.77	0.82	0.55	139.9

상기의 결과로부터 본 연구에서 제안한 동일 기진주파수를 갖는 프로펠러와 주기관 기진력의 위상차 규명 방법은 추진축계 진동 및 추력블럭에 작용하는 종기진력 저감을 위한 프로펠러 최적 조립각 산정에 유용하게 활용될 수 있다고 판단한다.

한편, 제안된 방법의 정확도는 추진축 진동 예측 결과와 수치해석결과와의 정확도에 좌우된다. 따라서, 정도 높은 위상차 규명을 위해서는 정도 높은 기진력 크기 평가와 함께 수치해석 모델이 추진축계의 공진주파수와 감쇠 특성에 대한 정밀 모사가 요구되므로, 이에 큰 영향을 미치는 추력블럭과 종진동 댐퍼의 강성과 감쇠 물성치의 정밀한 평가가 필요하다.

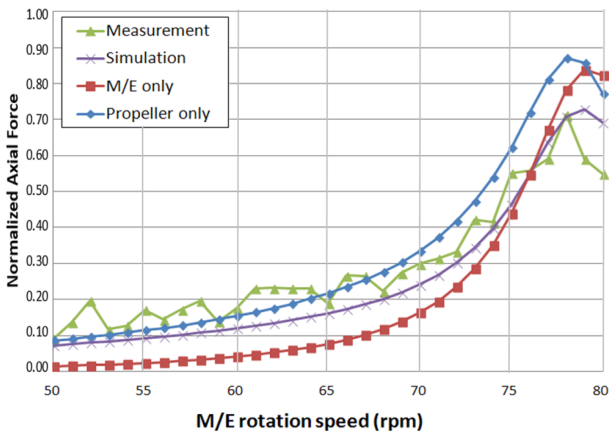


Fig. 11 Measured and simulated axial force at intermediate shaft for sea trial condition

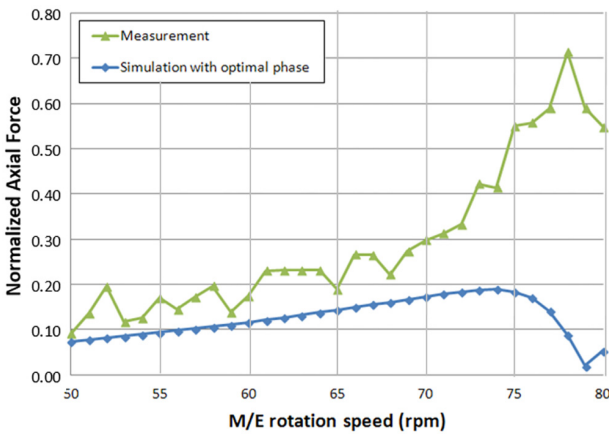


Fig. 12 Simulated axial force at intermediate shaft with estimated optimal propeller assembly angle

## 5. 결 언

본 연구에서는 선박 추진축계의 종진동 응답 특성을 고찰하고, 이를 통해 선박 주기관 디젤엔진과 프로펠러의 동일 주파수 성분 기진력을 상쇄할 수 있는 프로펠러 최적 조립각을 파악하기 위한 선박 기진력 위상차 규명 방법으로 “1회의 프로펠러 조립각 변경 및 진동 측정방법”과 “시운전 단계에서 계측한 추진축 종진동 응답과 추진축계 강제진동응답해석을 활용하는 방법”을 정립하였다. 또한, 기 건조된 실적선의 추진축계 수치해석 모델 및 종진동 계측결과를 이용하여 후자의 방법으로 일련의 수치해석을 수행한 결과로부터 기진력 위상 변화를 통해 진동응답 측정결과를 유사하게 모사할 수 있음을 확인하였다. 아울러, 규명된 위상차를 활용하여 프로펠러 조립각을 최적화하면 대상 선박의 프로펠러 날개수 1차 성분의 추진축계 종진동 공진응답을 87%까지 저감할 수 있음을 확인하였다. 이에 본 연구에서 제시한 디젤엔진과 프로펠러에서 유기되는 동일 주파수 성분의 기진력으로 인한 진동응답의 위상차 규명 방법은 프로펠러 최적 조립각 규명과 선박 진동 저감에 유용하게 활용될 수 있다고 판단한다.

## 후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

## References

- Cheong, T.Y., et al., 1996. Practical application of the active vibration control system to ship superstructure. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 33(2), pp.119-126.
- Cho, D.S., et al., 2004. A study on the practical use of an active control system to reduce ship superstructure vibration. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(4), pp.77-84.
- ILO/MLC, 2006. *Maritime labour convention 2006*, International Labour Organization, Geneva, Switzerland.
- ISO 20283-5, 2016, Mechanical vibration-Measurement of vibration on ships- Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.
- Kiroy, K. et al., 2001, *MSC/Nastran Quick Reference Guide*, MSC Software Co..
- Lee, D.C. et al., 2009a. Measurement and evaluation of vibration of the ship propulsion machinery. *Proceedings of the KSNVE Annual fall Conference*, pp.560-564.
- Lee, S.M. et al., 2009b. Aft end ship hull vibration characteristics on twin skeg LNG carrier. *Proceedings of the KSNVE Annual fall Conference*, pp.3-22.

