

## 기관실 단순 철의장품 모델 고유 진동수 해석

장성일<sup>†</sup>\*, 정치석\*, 김대성\*, 조성암\*

STX 조선(주) 생산설계실\*

### Analysis of Natural Frequency of Simple Steel Outfitting Structure in Engine Room

S.I.CHANG<sup>†</sup>\*, C.S.JUNG\*, D.S.KIM\* and S.A.CHO\*

STX Shipbuilding Co., Ltd. Production Design Department\*

#### Abstract

The steel outfitting structures installed in engine room are vibrated by an excitation of the engine and the propeller. Vibration problems such as cracks and fitting breakages are mainly induced at the near range of the resonance. The excitation frequency estimation is possible by engines and propeller specifications, but the natural frequency of a steel outfitting structure is not easily estimated due to the complication and variety of the designed shape. This paper represents natural frequency data of simple steel outfitting structures. As a vibration analysis tool, MSC/NASTRAN was used to calculate natural frequencies. Natural frequencies were compared in case of the shape and boundary condition changes of simple models, and anti-vibration models of the steel outfitting structures were presented on the basis of results.

※Keywords: Steel outfitting structure(철의장품), Natural frequency(고유 진동수), Resonance(공진), Excitation frequency(가진 주파수), Vibration analysis(진동해석), Engine room(기관실)

#### 1. 개요

기관실 구역에 설치된 철의장품 진동은 엔진 및 프로펠러 기진력에 영향을 받으며, 공진 주파수 범위에서 주로 진동 문제가 발생한다.

이 공진 회피를 위한 가진 주파수의 추정엔 엔진 및 프로펠러 사양으로부터 가능하나, 기관실 구역에 설치된 철의장품의 고유 진동수는 형상의 다양성과 복잡성 때문에 그 추정이 쉽지 않으며, 주로 경험을 바탕으로 한 방진 설계가 이뤄지는 실정이다. 이로 인한 시운전 중에 발생하는 진동 문제는 공정지연, 현장 및 설계의 손실 등으로 이

<sup>†</sup>교신저자: sichang@stxship.co.kr, 055-548-7160

어진다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 설계 시에 유용 가능한 단순 모델의 고유진동수 데이터가 필요함에도 이와 관련한 연구실적 및 자료는 미비한 실정이다.

본 연구는 단순 철의장품에 대한 고유 진동수 해석을 수행함으로써 방진 설계를 위한 데이터로 활용하고자 하였다. 해석 수행을 위해서 구조진동 프로그램인 NASTRAN/PATRAN 을 이용하였으며, 다양한 형상에 대한 기초자료로 활용하기 위해 시운전 시 진동이 빈번한 철의장품 중 비교적 단순한 모델에 대해 해석을 수행되었다. 고유 진동수 해석 결과를 근거로 철의장품 방진 설계 모델에 관하여 고찰하였다.

## 2. 이론

공진 주파수 및 위험속도(critical speed) 회피를 위해 고유 진동수 계산이 이뤄지며, 고유 진동수는 식(1)과 같이 질량과 강성의 함수로 진동하는 물체의 고유한 성질이다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Hz}) \quad (1)$$

공진은 가진 주파수와 고유 진동수가 일치할 때 발생되며, 진폭이 급격히 증폭되는 현상을 보인다.

진동 전달율(transmissibility)은 식(2)와 같이 가진력의 진폭에 대한 base 로 전달된 힘의 진폭의 비로 표현되며, Fig. 1 과 같이 가진 주파수에 대한 고유 진동수비인 주파수비(frequency ratio)  $f / f_n$  가  $\sqrt{2}$  보다 작은 경우 진동 전달율은 1 보다 크다. 이것은 가진력에 대한 base 로 전달된 힘이 증가하였음을 의미한다. 주파수비 가 1 인 경우 공진이 발생하며 진동 전달율이 급격히 증가함을 알 수 있다.

$$TR = \frac{\sqrt{1 + [2\zeta(f / f_n)]^2}}{\sqrt{[1 - (f / f_n)^2]^2 + [2\zeta(f / f_n)]^2}} \quad (2)$$

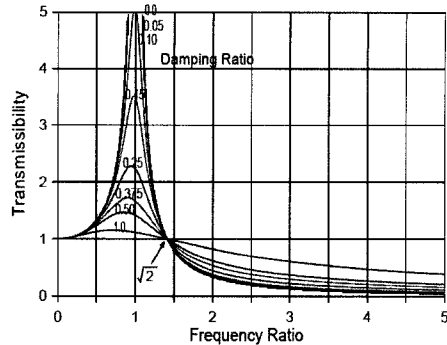


Fig. 1 Vibration transmissibility

기관실에 설치되는 철의장품은 주기관 및 프로펠라 기진력에 의한 힘이 빠르게 전달되는 구역에 설치되며, 주로 용접에 의해 선체에 고정되므로 damping 에 의한 영향이 적다. 이러한 기진력의 전달과 damping 효과를 고려하기 위해 진동 전달율을 방진설계를 위한 평가 기준으로 하였다.

통상 기관실에 설치되는 철의장품은 고유 진동수가 가진 주파수보다 높은 주파수비가 1 이하인 영역에 위치한다(Fig. 1). 본 연구에서는 다수의 시운전을 통해 진동이 빈번히 발생한 구조에 대한 데이터를 바탕으로, 철의장품의 damping 효과 및 진동 전달율이 상대적으로 낮은 주파수비가 0.4 이하인 영역을 방진 설계 기준으로 하였다. 이는 철의장품 고유 진동수를 가진 주파수의 2.5 배 이상으로 설계해야 함을 의미한다.

## 3. 해석결과

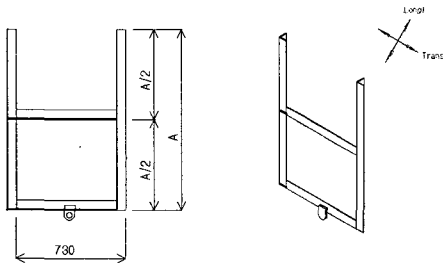
해석 구조 모델로는 철의장품 중 형상이 비교적 단순하며, 시운전 시 진동이 빈번히 발생하는 단순 lifting lug, lifting beam, hand-rail 을 선정하였다. 가진 주파수 모델은 당사 주력 선종인 47K P.C 선에 탑재되는 주기관 6S50MC-C(127RPM) 을 선정하였으며, 철의장품 진동에 주 원인인 횡방향 진동 방지를 위해 주기관 기진력의 6 차 성분 가진 주파수 12.7Hz 의 2.5 배인 31.75Hz 를 고유 진동수의 방진 설계치로 하였다.

보강 위치 선정을 위해 1, 2 차 진동 모드를 보였으며, 고유 진동수 설계치를 기준으로 추가 보강 및 모델 형상 변경여부를 결정하였다.

3.1 Lifting lug 해석 결과

기관실 장비의 유지 보수를 목적으로 deck 하부에 설치되는 lifting lug(Fig. 2)에 대한 고유진동수 및 모드 해석을 수행하였다.

Case 1-1~1-4 모델 해석 결과로부터 leg 길이가 증가할 때 고유 진동수가 빠르게 감소하며 leg 길이가 1,000mm 이하일 때 중간 횡 방향(longi.) 보강 없이 고유 진동수 설계치 31.75Hz 를 만족하였다(Fig. 3). Case 1-5 모델에 대해 1 point 이상 중간 혹은 하부 종 방향(trans.) 보강 시 고유 진동수 설계치가 만족되었다(case 1-6, case 1-7). Angle size 변경은 보강에 비해 고유 진동수 변화에 미치는 영향이 상대적으로 낮았다(case 1-8).



	A(mm)	Mid. Support	Angle Size	Reinforcement
case 1-1	600	X	E.A 65X6t	X
case 1-2	800	X	E.A 65X6t	X
case 1-3	1000	X	E.A 65X6t	X
case 1-4	1200	X	E.A 65X6t	X
case 1-5	1200	O	E.A 65X6t	X
case 1-6	1200	O	E.A 65X6t	O(MID.)
case 1-7	1200	O	E.A 65X6t	O(UND.)
case 1-8	1200	O	E.A 75X9t	X

Fig. 2 Analysis models of case 1

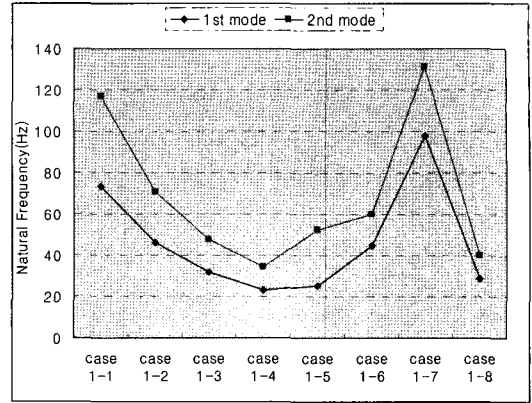


Fig. 3 Natural frequencies of 1st and 2nd mode for case 1 models

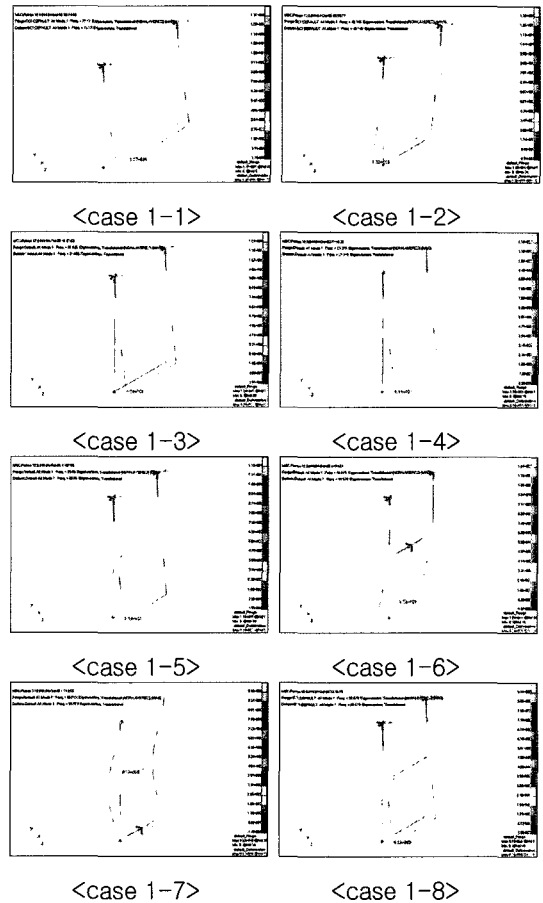


Fig. 4 1st mode shapes for case 1 models

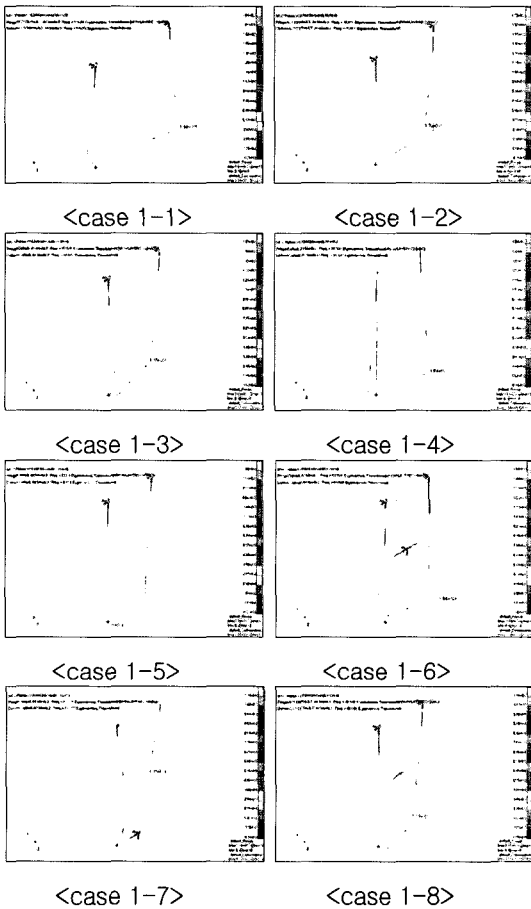


Fig. 5 2<sup>nd</sup> mode shapes for case 1 models

각 모델들에 대한 진동 모드 결과를 Fig. 4 와 Fig. 5 에서 보였으며, 보강 위치가 진동 방지에 적절함을 확인할 수 있다.

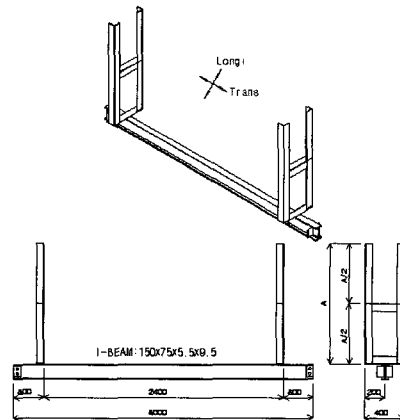
3.2 Lifting beam 해석 결과

기관실 장비의 유지 보수 및 이동을 목적으로 deck 하부에 설치되는 lifting beam(Fig. 6)에 대한 고유진동수 및 모드 해석을 수행하였다.

Case 2-1~2-1 모델 해석 결과로부터 beam support leg 길이가 증가할 때 고유 진동수가 빠르게 감소하였다. 또한 중간 종 방향(longi.) 보강 없이 설치될 시 leg 길이가 600mm 이하일 때 고유 진동수 설계치를 만족하였다(Fig. 7). Case 2-2

모델에 대해 beam support angle 과 angle 의 횡 방향(trans.) 보강(case 2-3), beam 끝 단 1 point 횡 방향 보강(case 2-4) 및 beam 양쪽 끝 단 횡 방향 보강(case 2-5) 시 고유 진동수의 변화를 Fig. 7 에서 보았다. Case 2-3 모델의 경우 고유 진동수 변화가 미비하였으며, beam 끝 단 1 point 이상 횡 방향 보강 시 고유 진동수 설계치를 만족 하였다(case 2-5, case 2-6). Support angle size 변경은 beam 끝 단 보강에 비해 고유 진동수 변화에 미치는 영향이 상대적으로 적었다(case 2-6).

각 모델들에 대한 진동 모드 결과를 Fig. 8 과 Fig. 9 에서 보였으며, beam 끝 단 보강이 진동 방지에 효과적임을 확인할 수 있다.



	A(mm)	Mid. Support	Angle Size	Reinforcement
case 2-1	600	X	E.A 75X9t	X
case 2-2	1200	O	E.A 75X9t	X
case 2-3	1200	O	E.A 75X9t	O(ANGLE & ANGLE)
case 2-4	1200	O	E.A 75X9t	O(BEAM 1 POINT)
case 2-5	1200	O	E.A 75X9t	O(BEAM 2 POINT)
case 2-6	1200	O	E.A 65X6t	X

Fig. 6 Analysis models of case 2

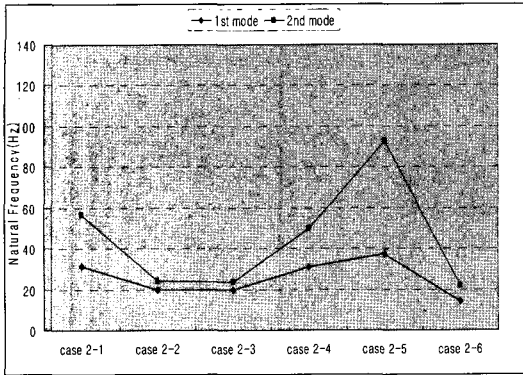


Fig. 7 Natural frequencies of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> mode for case 2 models

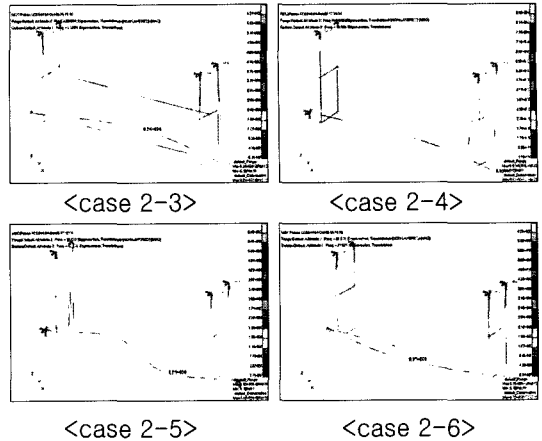


Fig. 9 2<sup>nd</sup> mode shapes for case 2 models

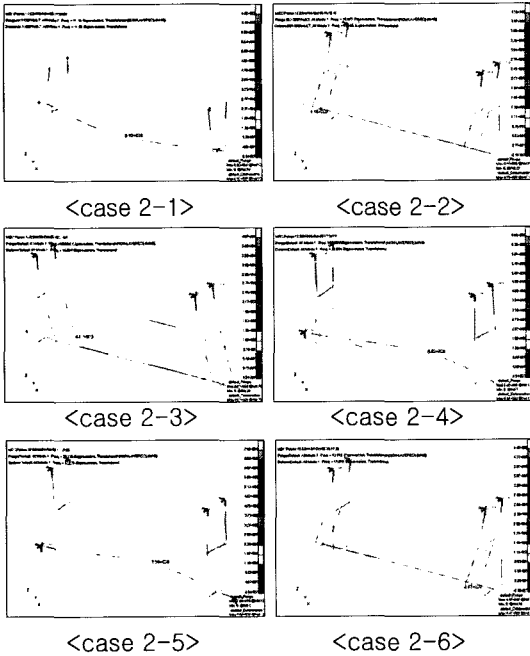


Fig. 8 1<sup>st</sup> mode shapes for case 2 models

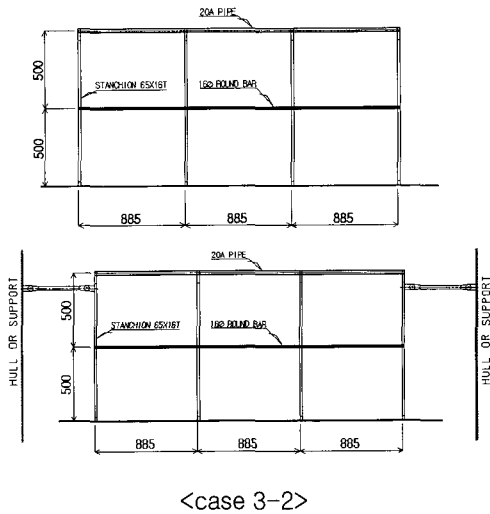
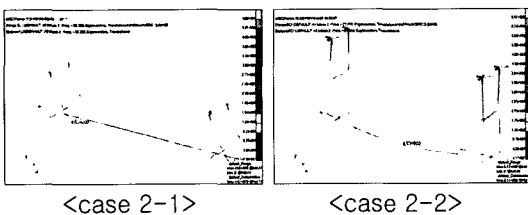


Fig. 10 Analysis models of case 3

3.3 Hand-rail 해석 결과

기관실 opening 구역 및 platform 에 선원 및 작업자들의 안전을 위해 설치되는 hand-rail(Fig. 10)에 관한 고유 진동수 및 모드 해석을 수행하였다.

Hand-rail 단독 설치 시(case 3-1) 고유 진동수는 설계치를 만족하지 못하였으며, 조선소에서 표준으로 적용하고 있는 hand-rail 양쪽 끝 단 보강 시 고유 진동수 설계치를 만족함을 Fig. 11



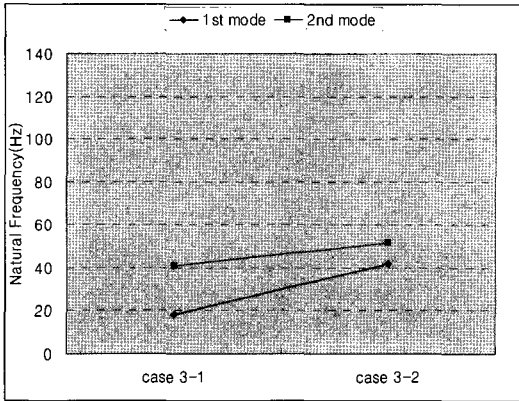


Fig. 11 Natural frequencies of 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> mode for case 3 models

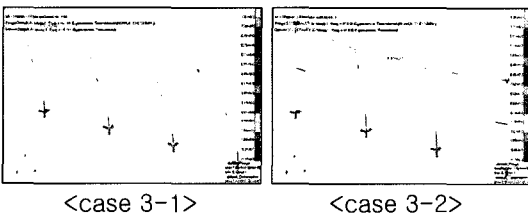


Fig. 12 1<sup>st</sup> mode shapes for case 3 models

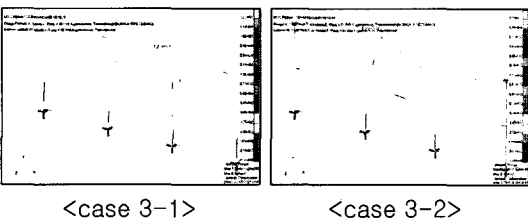


Fig. 13 2<sup>nd</sup> mode shapes for case 3 models

에서 확인하였다.

각 모델들에 대한 진동 모드 결과를 Fig. 12 와 Fig. 13 에서 보였으며, hand-rail 양쪽 끝 단 보강 이 적합함을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

기관실에 설치되는 단순 철의장품에 대한 고유 진동수 및 모드 해석을 수행하였다. 해석 모델로

는 시운전 중 진동이 빈번한 lifting lug, lifting beam, hand-rail 을 선정하였으며, 철의장품의 damping 효과 및 진동 전달율이 상대적으로 낮은 주파수비가 0.4 이하인 영역을 방진 설계 기준으로 하였다. 모델 형상 변경 및 보강 조건 변경 시 고유 진동수의 변화를 보였으며, 이를 근거로 고유 진동수 방진 설계치 만족여부를 확인하였다. 방진 설계 모델을 요약하면 다음과 같다.

(1) Lifting lug 설계 시 leg 길이는 최대 1,000mm 이하로 중간 횡 방향 보강 없이 설치하며, 구조가 취약 시에는 중간 혹은 하부에 종 방향 보강을 한다.

(2) Lifting beam 설계 시 leg 길이는 최대 600mm 이하로 중간 종 방향 보강 없이 설치하며, 구조가 취약 시에는 beam 끝 단 1 point 이상 횡 방향 보강을 한다.

(3) Hand-rail 설계 시 단독 설치를 지양하며, hand-rail 양쪽 끝 단에 보강을 한다.

본 연구 결과는 기관실 철의장품 방진설계를 위한 기초 데이터로 활용 가능하다.



< 장 성 일 >



< 정 치 석 >



< 김 대 성 >



< 조 성 암 >