

프로펠러 감쇄기를 이용한 고속정 진동 감소방안 연구

A Study on the Reduction of the Vibration in PKM Using a Propeller Damper

김 혜 진*, 이 근 화*, 성 우 제*, 표 상 우**
(Hyejin Kim*, Keunhwa Lee*, Woojae Seong*, Sangwoo Pyo**)

*서울대학교 조선해양공학과, **(주)Realweb

(접수일자: 2007년 12월 20일; 수정일자: 2008년 2월 26일; 채택일자: 2008년 4월 8일)

작전 수행시 고속으로 운행해야 하는 고속정의 경우 프로펠러에 의한 진동이 크게 발생하며 이로 인하여 승조원의 근무환경이 악화되고 피탐 가능성이 증가된다. 본 논문에서는 프로펠러에서 기인하는 고속정 진동을 저감시키기 위한 하나의 방안으로 프로펠러 감쇄기에 대한 연구를 수행했다. 프로펠러 감쇄기는 프로펠러 변동압력이 직접적으로 작용하는 선체의 하부평판의 일정영역을 고립시키는 (isolated) 방식으로 고안되었다. 본 연구에서는 프로펠러 감쇄기를 높은 감쇄비를 갖는 고립된 평판으로 단순화시켜 프로펠러 변동압력에 대한 DnV 식과 유한요소 모델 (ANSYS)을 이용해 고속정의 선미부에 대해 진동해석을 실시했다. 이 해석을 통해 감쇄기의 감쇄효과를 확인하였으며 실제 고속정에 측정된 실측자료를 근거로 프로펠러 감쇄기 장착후의 격실별 진동가속도 감소율을 예측하였다.

핵심용어: 진동 저감, 변동압력, 프로펠러 감쇄기, 유한요소 해석

투고분야: 구조음향 및 진동분야 (11.1)

Strategically, the Patrol Killer Medium (PKM) ought to run at high speed that produces largely vibration by propeller, in a consequence, the vibration gradually deteriorates screws' working condition and increases the possibility of SONAR detection. In this paper, we propose the propeller damper, which is one of ways to reduce the vibration induced by the propeller, and simulate the ability of the damper numerically. The propeller damper was designed to apply to an isolated plate at the bottom flat board of ship which is directly affected by the fluctuating pressure. The dynamic pressure for the stern part of the PKM is calculated by using the DnV rule and the numerical analysis when the propeller damper applied or not, is performed with ANSYS at the isolated plate that simplified. From the analysis, the damping effect of the proposed propeller damper is confirmed and the reduction ratio for each compartment is estimated based on the experimental data in the PKM.

Keywords: Reduction of vibration, fluctuating pressure, propeller damper, FEM model

ASK subject classification: Structural Acoustics and Vibration (11.1)

I. 서론

선박 운항시 프로펠러 상단 구조물에 대한 유체의 변동압력은 진동을 발생시키며 고속으로 운항할수록 많은 진동이 발생하게 된다. 이러한 진동은 선체 및 장비의 손상을 가져오고 승조원의 근무 환경을 저해하게 되며 작전 수행시 빠른 속력을 이용해야 하는 고속정의 경우 진동으로 인한 소음의 영향으로 피탐 가능성이 증대되어 전투 성능 저하에 상당한 영향을 미친다. 이러한 피해를

줄이기 위해서 선박 설계시 진동저감 설계를 병행하는 것이 가장 이상적이나 이미 운용중인 선박에 대해서는 주요 기진원을 파악하여 진동을 제어할 수 있는 장치에 대한 연구가 요구된다.

선박 건조 후 발생하는 진동을 제어하기 위하여 최근 여러 가지 진동 저감 장치가 성공적으로 개발되어 실용화 되고 있고 최근 국내에서도 진동 제어 기술에 대한 관심이 높아져 조선소별 자체 기술개발을 하고 있다. 정태영 등 [1]은 기관간 정보교류 및 협력체제 구축을 위하여 선박진동제어기술에 관한 국내 관련기관 현황을 정리 발표하였고 김사수 등 [2]은 중력진자식과 원심진자식의 두가지 형의 소형 동흡진기를 이용한 진동제어 시스템을

개발하였다. 또한, 조대승 등 [3]은 기계식 구동기를 이용하여 주기관 회전수의 특정차수 진동을 능동 제어하는 시스템을 개발하였고 문석준 등 [4]은 유압식 Actuator를 이용한 구조물 진동의 능동제어시스템 개발 및 시험을 수행하여 높은 저감효과를 확인한 바 있다.

하지만 이와 같은 장치들은 상선이나 컨테이너선과 같은 대형 선박들을 대상으로 하여 연구한 것이기 때문에 150톤에 불과한 고속정에 적용하기에는 설치할 위치나 크기면에서 어려움이 있다. 따라서 본 논문에서는 소형 고속정에 적합한 진동 저감 장치로써 스프링과 탄성체를 사용하여 프로펠러에 의해 발생하는 변동압력을 흡수하도록 고안된 프로펠러 감쇄기 (Propeller Damper)에 대한 기초 연구를 수행하였다. 프로펠러 감쇄기 (Propeller Damper)는 구조가 간단하고 별도의 기계식 구동기가 필요하지 않기 때문에 고속정에 적용시 많은 개조작업이 요구되지 않고 제작이 용이하다는 장점을 가지고 있다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 고속정 진동 측정 실험 및 분석 결과를 제시하였고 3장에서는 변동압력을 계산하고 유한요소 해석 프로그램에서 고속정을 모델링하여 프로펠러 감쇄기 설치 후의 진동가속도 감소율을 예측 및 분석하였다. 마지막으로 4 장에서는 연구 결과를 요약 정리하였다.

II. 고속정 진동 측정 및 분석

연구에 사용된 고속정의 제원은 다음과 같다. 만재배수량은 00 톤, 경하배수량은 00 톤, 전장은 00 m, 진폭은 00 m이고 높이는 00 m이다. 함수흘수는 2.30 m, 함미흘수는 2.37 m이며 평균 흘수는 2.34 m이다. 쌍추진기가 부착된 함정으로 각 프로펠러는 중심선 (center line)으로부터 좌우 측으로 1.25 m에 위치해 있으며 두 번째 프레임으로부터 선수 쪽으로 0.1 m에 위치해 있다. 프로펠러의 직경은 1.25 m이고 날개는 3개이다. 선체 바닥으로부터 프로펠러 중심까지의 침수깊이는 0.74 m이다. 또한 엔진-프로펠러 감속비는 1:2이다.

프로펠러 기진력의 영향을 분석하고 실험정 모델링 작업을 위한 기초자료 수집을 위하여 고속정의 진동가속도 측정을 위한 실험을 하였다. 실험은 2차에 걸쳐 이루어졌으며 1차 측정시 후타실의 좌현 프로펠러 상단 지점에 진동가속도 센서를 부착하여 RPM별 (1150, 1550, 1790 RPM) 진동가속도를 측정하였으며 2차 측정시 함미갑판, 사관실, 사병침실, 조타실, 식당, MCR (Main Control Room, 기관실)에 센서를 부착하여 정상속력인 1400 RPM과 최고속력인 1790 RPM에서의 진동가속도를 측정하였다.

그림 1은 1차 실험에서 측정한 1790 RPM 운행시 프로

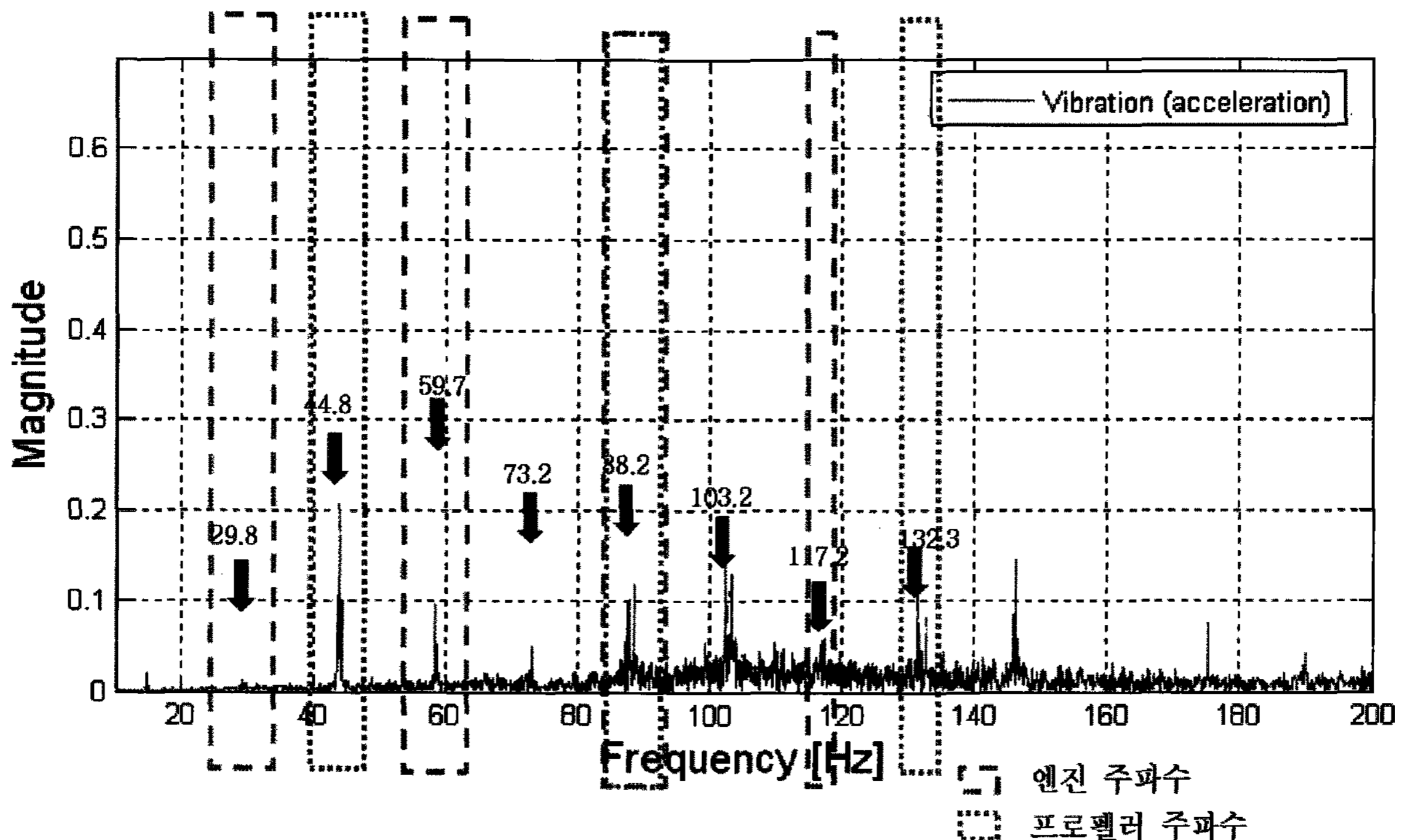


그림 1. 1790 RPM 운행시 진동가속도(단위: g)
Fig. 1. Vibration acceleration (engine RPM: 1790, unit: g).

표 1. 1790 RPM 운행시 엔진 및 프로펠러 가진 주파수 성분 (unit : Hz)

Table. 1. Oscillating frequency of engine and propeller at an engine RPM of 1790.

차수	엔진 주파수	프로펠러 주파수
1	29.83	44.75
2	59.67	89.50
3	89.49	134.25
4	119.32	179.00
5	149.15	223.75

표 2. 격실별 진동가속도 측정값 (unit : m/s²)

Table. 2. Measured vibration acceleration in five rooms.

	1790 RPM 가속도	1400 RPM 가속도
사관실	1.65 x 10 ⁻²	5.29 x 10 ⁻¹
사병침실	1.43 x 10 ⁻²	5.66 x 10 ⁻¹
조타실	1.94 x 10 ⁻¹	2.23
식당	11.4	9.62 x 10 ⁻¹
MCR	7.05	4.82

펠러 상단의 진동가속도 분석 그래프이다. 표 1은 1790 RPM에서의 프로펠러와 엔진의 진동 주파수와 그것의 정수배 되는 주파수를 보이고 있다. 그림 1에서 피크 값이 나타나는 주파수가 표 1의 엔진 및 프로펠러 가진 주파수 성분과 일치하는 것을 확인 할 수 있으며 엔진보다 프로펠러에 의한 진동가속도의 값이 큰 것으로 보아 진동의 크기는 프로펠러에 의한 영향이 더 큰 것을 알 수 있다.

표 2는 2차 실험 시 측정된 격실 별 진동가속도의 RMS (Root Mean Square) 값으로 선수부에 위치한 사관실, 사병침실, 조타실에 비하여 선미부에 위치한 식당과 MCR의 진동가속도가 매우 큰 것을 확인할 수 있다. 1400RPM 시 조타실의 진동가속도는 주파수 분석 결과가 동일 RPM에서 다른 위치에 대한 주파수 분석 결과와 상이하였으며 해당 지점에 대한 측정 작업 시 에러가 발생한 것으로 추정된다.

III. 유한요소법에 의한 진동응답의 추정

3.1. 프로펠러에 의한 변동압력 계산

프로펠러에 의한 변동압력 계산은 DnV 식을 이용하였다 [5-6]. DnV는 실선 및 모형선에 대한 프로펠러 기진력을 직접 측정하고 통계적인 기법으로 해석하여 식 (1), (2)와 같은 경험식을 제안하였다. 공동현상이 발생하는

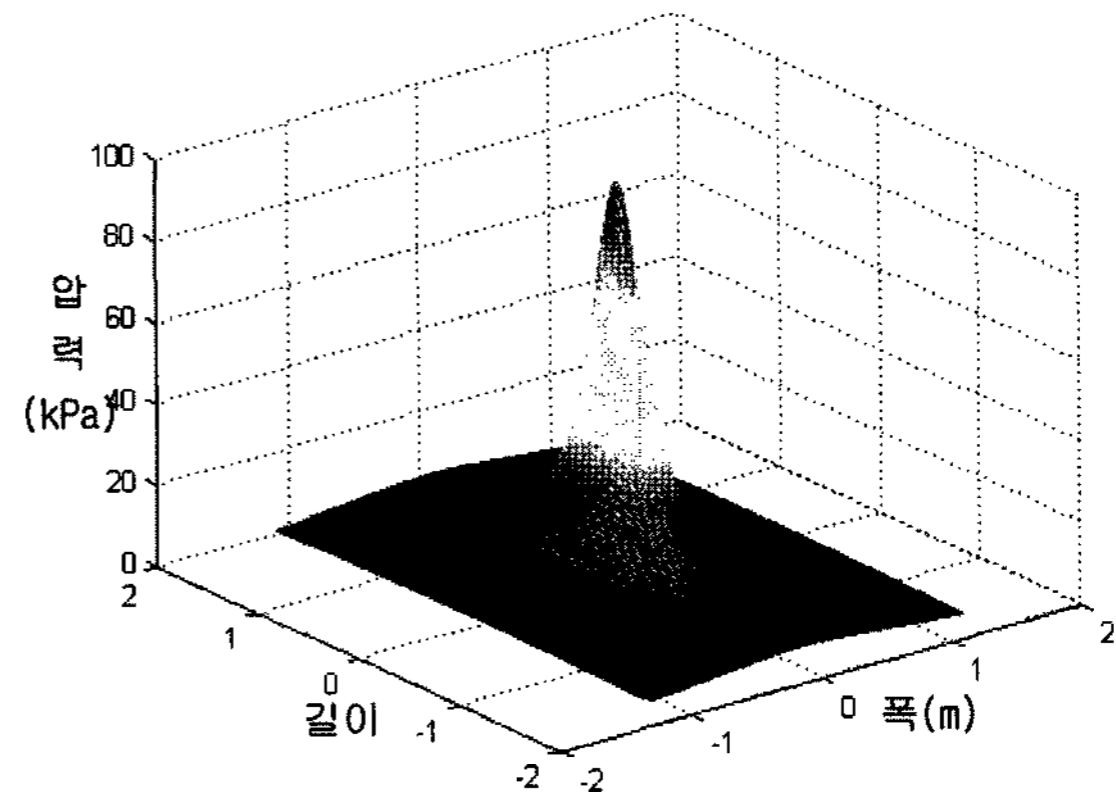


그림 2. 프로펠러에 의한 변동압력 분포

Fig. 2. Fluctuating pressure induced by the propeller (DnV rule).

경우 수면아래 선체 표면의 임의의 점에서의 날개진동수의 변동압력은 식 (1)과 같으며 공동현상이 발생하지 않는 경우의 변동압력은 식 (2)와 같다. 식 (3)은 두 식으로부터 접수선체 표면의 국부에 작용하는 날개진동수의 전압력진폭을 나타낸다.

$$\Delta P_c = \frac{RPM^2 \cdot D^2}{160,000} \cdot \frac{V_s(W_{TMAX} - W_e)}{\sqrt{h_a + 10.4}} \left(\frac{1}{d/R} \right)^{K_c} \quad (kPa) \quad (1)$$

$$\Delta P_0 = \frac{RPM^2 \cdot D^2}{70,000} \cdot \frac{1}{Z^{1.5}} \left(\frac{1}{d/R} \right)^{K_0} \quad (kPa) \quad (2)$$

$$\Delta P_z = \sqrt{\Delta P_c^2 + \Delta P_0^2} \quad (3)$$

- RPM = 프로펠러의 회전수 (1/min.)
- D = 프로펠러의 직경 (m)
- V_s = 선속 (m/s)
- h_a = 프로펠러 축의 침수깊이 (m)
- r = 프로펠러 축중심에서 날개단면까지의 반경 (m)
- d = 날개가 12시 방향에 있을 때 r/R=0.9 위치에 서부터 선체표면 임의의 점까지의 거리 (m)
- R = 프로펠러 반경 (m)
- Z = 프로펠러 날개수
- K_c = 1.7-0.7 (d/R), d/R > 1 이면 K_c=1
- K₀ = 1.8+0.4 (d/R), d/R > 2 이면 K₀=2.6
- W_{Tmax} = 최대반류피크
- W_e = 유효반류

그림 2는 식 (3)을 사용하여 계산한 프로펠러 상부 평판에 대한 변동압력 분포를 나타낸다. 프로펠러에 의해 발생한 변동압력이 프로펠러의 상부 평판에 국소적으로 작

용하고 있음을 관찰할 수 있으며 프로펠러 상단의 좌우 1m 지점에서의 압력은 최고압력이 나타나는 프로펠러 상단 지점에 대해 7% 이내임을 확인하였다.

3.2. 진동해석을 위한 고속정 모델링

본 연구에서는 고속정을 3차원 형상 복합모델로 모델링하여 선체 진동을 해석하였다. 함정의 진동가속도는 선체의 모양뿐만 아니라 장착되어 있는 무기 및 각종 장비들에서도 영향을 받는다. 하지만 선체를 모델링 하는 것에는 한계가 있으며 소요시간에 대한 결과 산출의 효율성을 고려해야 한다. 그러므로 모델링의 범위 선정에 대한 기준의 성립이 필요하다.

표 2는 2차 시험시 측정된 격실별 총 진동가속도의 제곱근평균 값으로 선수부 격실의 진동 가속도가 선미부에 비하여 매우 작은 것을 확인하였으며 그림 2를 통해 프로펠러 변동압력이 프로펠러의 상부 평판에 국소적으로 작용하고 있음을 확인하였다. 따라서 시간과 경제성을 고려하여 프로펠러 기진력이 직접적으로 작용하는 고속정의 함미부분인 후타실을 기준으로 근접 격실까지만 모델링하기로 결정하였고 나머지 부분은 자유 경계조건을 주어 절단했다. 해석에 사용한 고속정은 쌍추진선이므로 좌현함미만 모델링 하여 중심축에 좌우대칭조건을 주었다. 모델의 크기는 폭 2.4 m, 길이 6.2 m, 높이 3 m이며 해석프로그램은 ANSYS를 사용하였고 메쉬의 크기는 0.1 m로 하고 조화해석 (harmonic analysis)을 수행하였다. 접수해석은 고려하지 않았으며 선체는 얇은 평판으로 모델링 하였다. 그림 3은 FEM 해석 모델을 보여준다. 그림 3에서 P5는 계측이 수행된 위치를 나타낸다.

그림 4는 실험을 통하여 측정한 고속정의 엔진 RPM별 진동가속도를 나타낸 그래프이며 표 3은 RPM별 기본 주파수와 진동가속도의 측정치, 유한요소해석으로 얻은 계산치를 비교한 값이다. 그림 4와 표 3의 계측 및 해석 위치는 그림 3의 P5지점이다. 표 3에서 선체평판의 감쇄비가 0.013일 때 1790RPM에서 진동가속도의 측정치와 계산치가 일치하였으며 1550RPM에서도 동일 감쇄비를 적용한 결과 계산치와 측정치가 유사함을 확인하였다. 그러나 1150rpm에서는 계산치와 측정치간의 불일치가 보인다. 본 논문에서는 진동가속도 계산에서 평판의 감쇄비로 0.013을 적용했다.

3.3. 프로펠러 감쇄기 간이모델링 및 진동해석

그림 5는 본 연구에서 고안된 프로펠러 감쇄기의 단면도이다. 프로펠러 상단부분의 평판을 잘라 박스 모양으

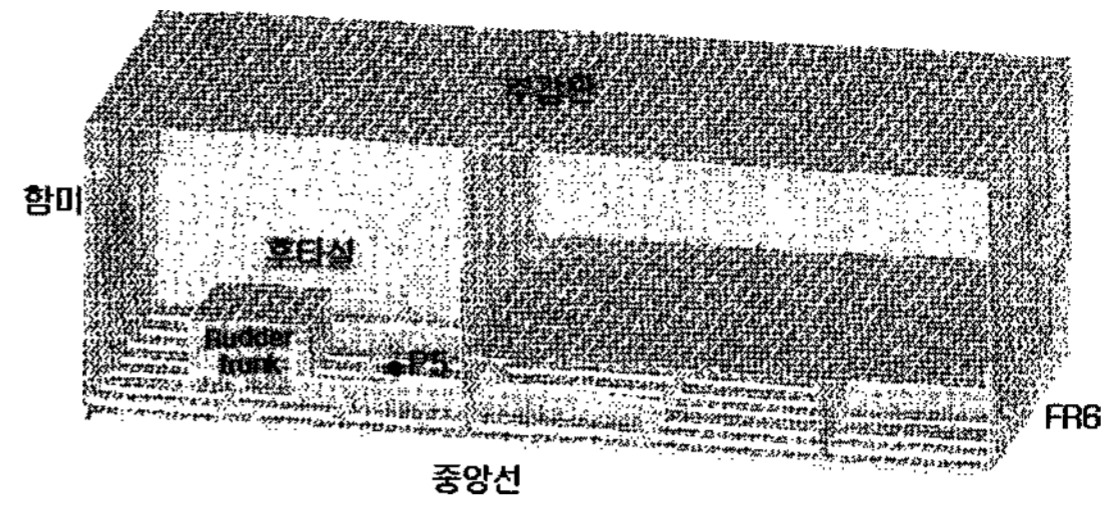


그림 3. FEM 해석 모델. P5는 계측위치를 나타낸다.
Fig. 3. FEM model.

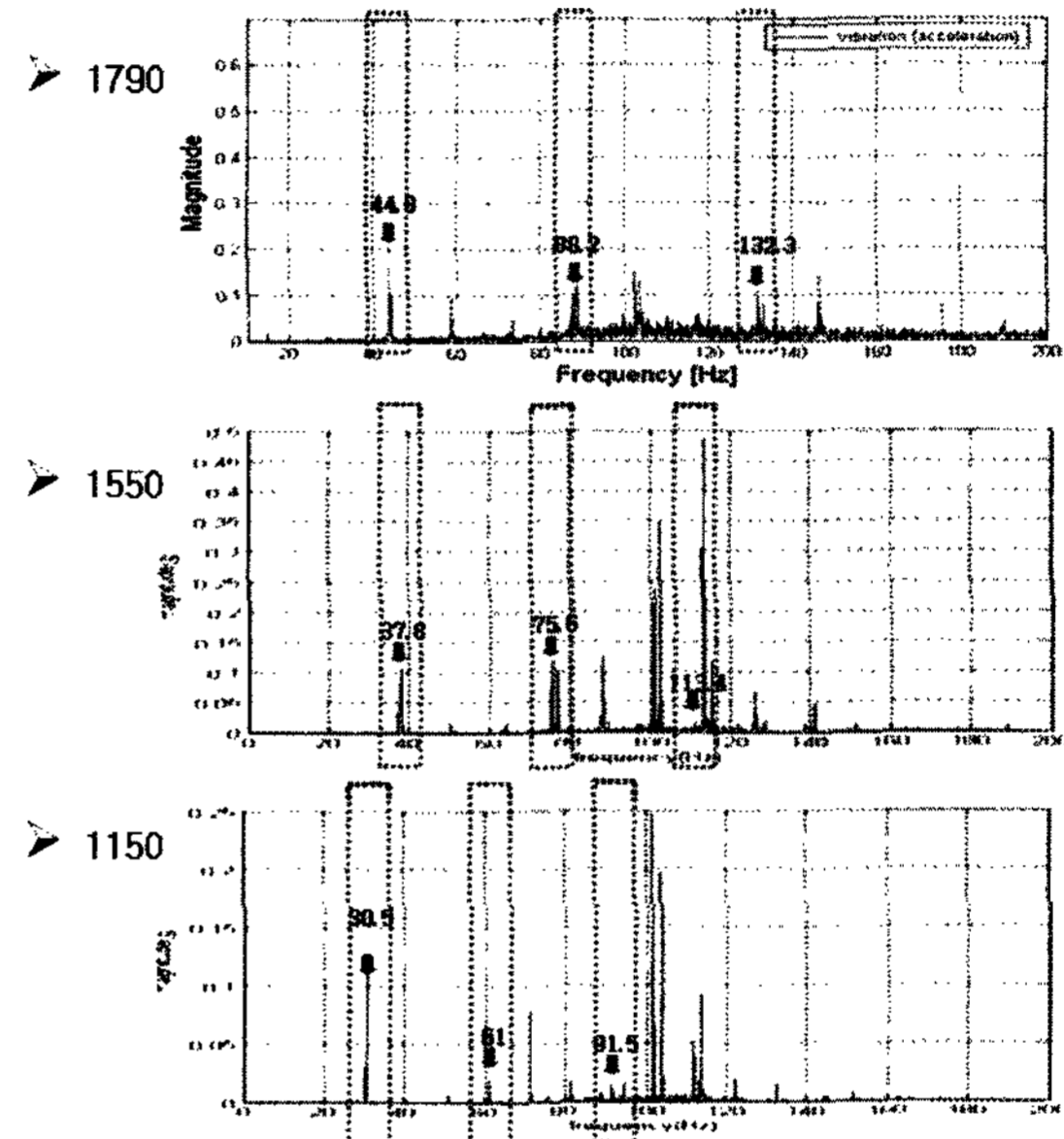


그림 4. 고속정 RPM별 진동가속도 측정값 (단위: g)
Fig. 4. Measured vibration acceleration for three engine RPM (unit: g).

표 3. RPM별 진동가속도 비교

Table 3. Vibration acceleration for each engine RPM.

Engine RPM	1차 프로펠러 기진주파수 (Hz)	측정치 (g)	계산치 (g)
1790 RPM	44.75	0.22	0.219
1550 RPM	38.75	0.106	0.123
1150 RPM	28.75	0.125	0.038

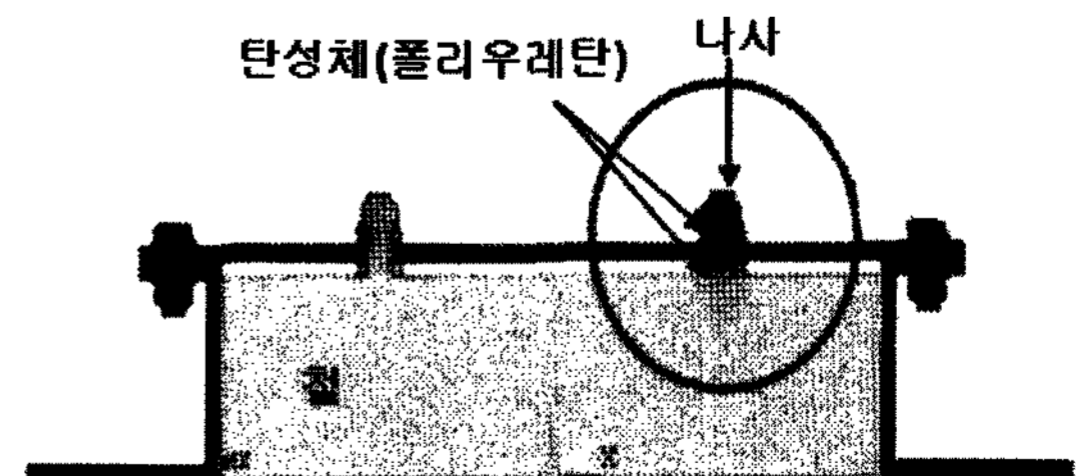


그림 5. 프로펠러 감쇄기 단면도
Fig. 5. Sectional view of propeller damper.

로 수밀하고 박스 내부에 철을 두어 선체와 나사로 연결하였으며 연결부분에 탄성체를 두었다. 또한 철판과 박

표 4. 탄성체의 물성치

Table 4. Material properties of elastic medium.

원료명	비중	인장강도 (kg/cm ²)	신장율(%)	경도	사용온도(°C)	내열성	내산성	내마모성	내일광
생고무 (Natural rubber)	0.92	70~250	200~700	40~85	40~75	변화	하	양호	하
합성고무(SBR)	0.93	100~250	300~700	10~20	40~80	경화	양호	우수	변화
내유고무(NBR)	0.96	30~300	200~600	30~80	40~120	연화	우수	우수	약변화
내열고무(Neoprene) 일명 CR	1.25	700~300	~600	30~95	150	약간변화	우수	우수	양호
부틸고무(Butyl. R)	0.91	90~200	300~700	30~90	150	연화	양호	양호	우수
지오클고무(Thiocol)	1.35	100	100~300	30~90	90	취약	최우수	양호	우수
하이팔론(Hypalon)	1.6	250	500	80	40~140	약간변화	양호	중하	우수
폴리우레탄 (Polyester urethane)	1.1	70~300	700	50~100	-40 +250	최우수	우수	최우수	우수
아크릴고무(Acryl. R)	1.1	150	500	30~90	-40 +180	약경화	우수	우수	최우수
실리콘고무 (Silicon rubber) V/TON. R (Fluoro elastomers)	1.2	40~80	500	30~80	-60 +250	최우수	최우수	양호	양호
이피디엠고무 (EPDM rubber)	1.81	200	300	50~70	250~400	우수	우수	양호	-
이피디엠고무 (EPDM rubber)	1	230	600	70	150	우수	우수	양호	-
이브이아이 스폰지(E.V.A)	1	50	100	70	120	양호	양호	중하	-

인용 서적 : 고무가공기술 (서정선 엮음, 수서원), p17

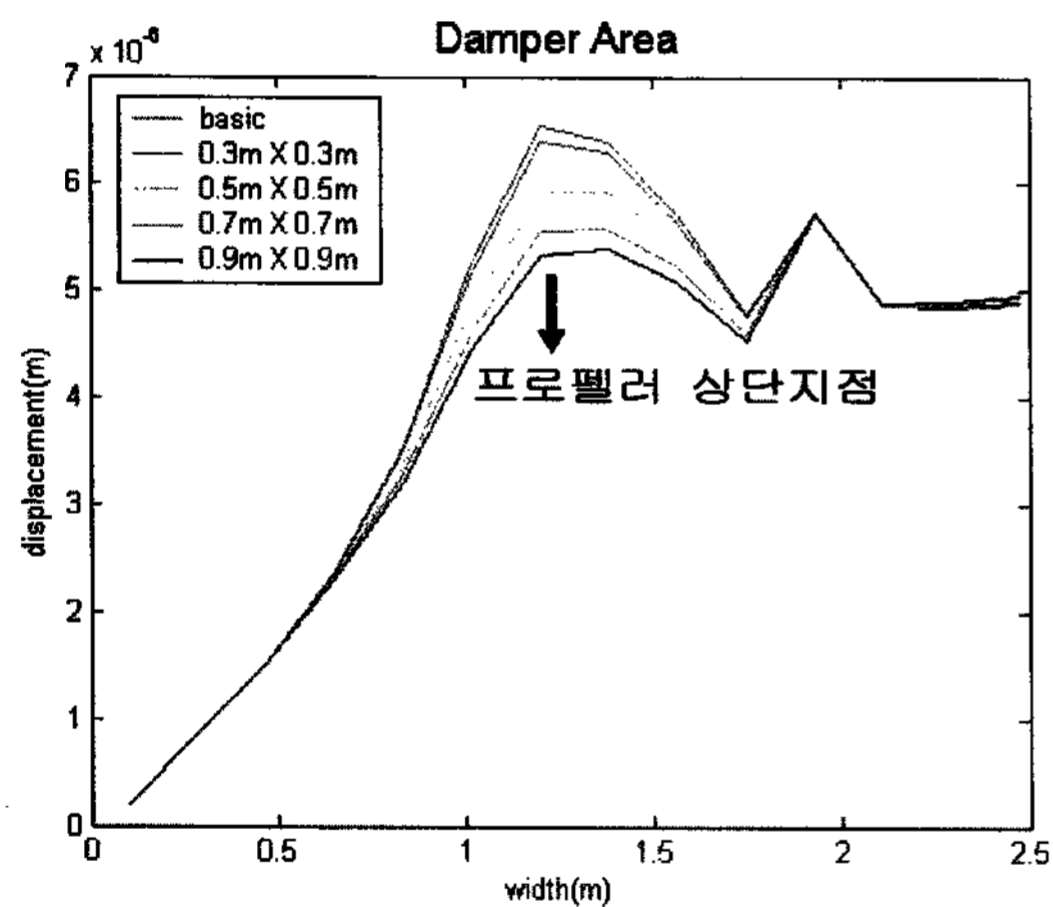


그림 6. 면적에 따른 진동 편 진폭 변위
Fig. 6. Vibration displacement for the area of propeller damper.

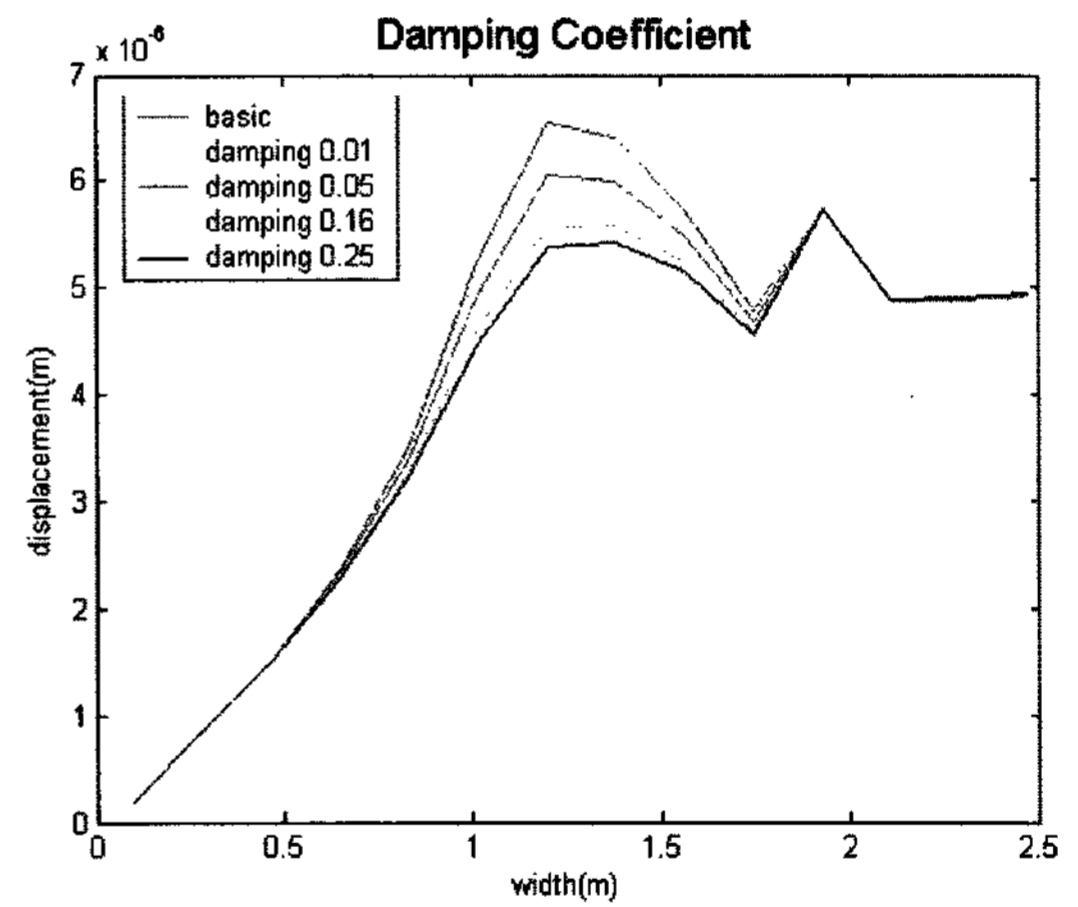


그림 7. 감쇄비에 따른 진동 편 진폭 변위
Fig. 7. Vibration displacement for the damping ratio.

스 옆면 사이의 공간에는 철을 최대한 고정하면서 철판과 옆면의 접촉을 최소화하기 위하여 와이어타입의 스프링을 사용하였다. 프로펠러의 압력이 국소적으로 나타나므로 두꺼운 철을 이용하여 압력을 고르게 분산시키고 함정으로 전달되는 진동은 탄성체를 이용하여 저감시킬 예정이며 탄성체는 표 4를 통해 내마모성, 인장강도 등이 우수한 폴리우레탄으로 결정하였다.

ANSYS 해석에서 그림 5의 프로펠러 감쇄기는 프로펠러 상단 평판 중 감쇄기에 해당하는 부분의 물성을 변화시켜 단순화하는 방법으로 모델링하였으며 감쇄기에 대응하는 평판의 면적, 감쇄비, 두께를 변화시키면서 진동

변위를 비교 분석하였다. 이때, 감쇄기에 대응되는 부분은 탄성체의 물성치를 적용하였고 선체는 철판의 물성치를 적용하였다.

그림 6은 면적에 따른 변화, 그림 7은 감쇄비에 따른 변화를 나타낸 그래프이고 그림 8은 두께에 따른 변화를 확인하기 위하여 두께를 변화시킨 그래프이다. 진동 변위는 1790 RPM의 44.75 Hz에서 계산하였다. 그림에서 basic은 감쇄장치를 고려하지 않았을 때의 진동 변위를 나타내며 그래프의 가로축은 함정 폭으로서, 2.4 m 지점이 중심축이고 0 m 지점은 좌현이다.

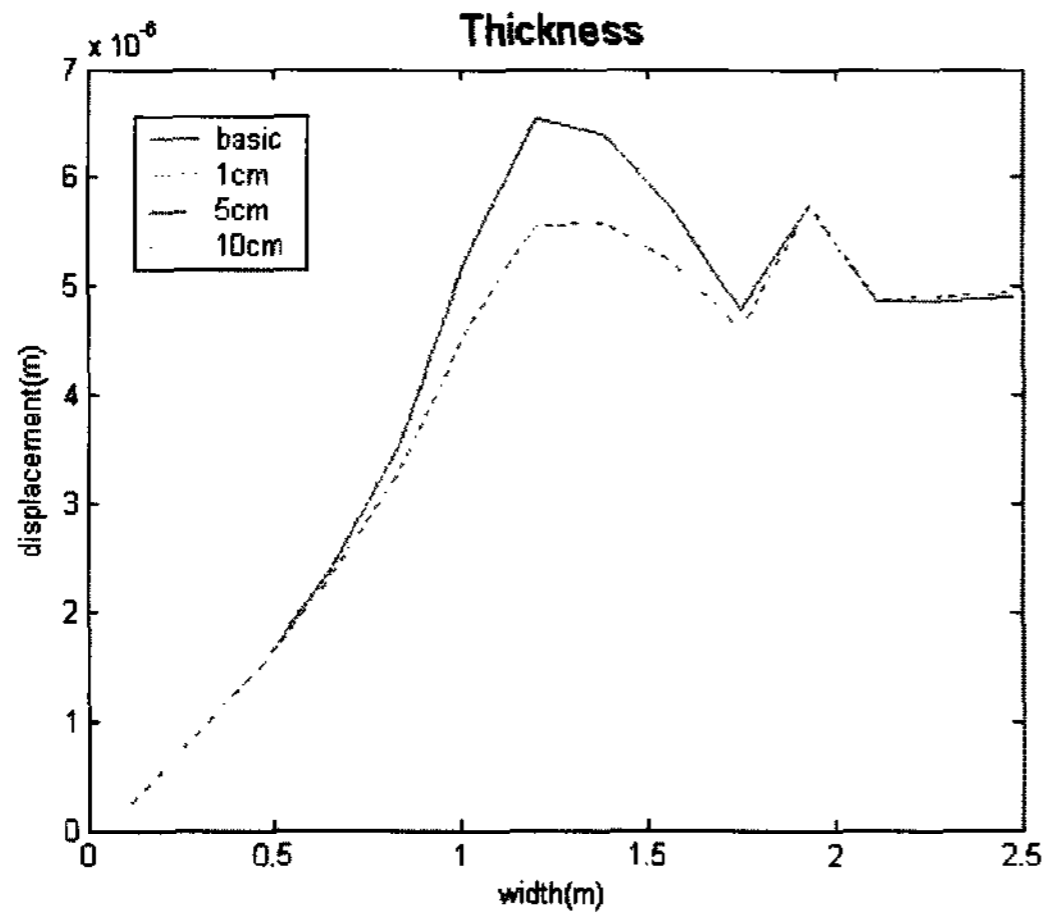


그림 8. 두께에 따른 진동 편 진폭 변위
Fig. 8. Vibration displacement for the thickness.

3.4. 격실별 진동가속도 예측 및 분석

본 절에서는 앞 절에서 결정된 값을 사용하여 감쇄기를 장착하였을 때 격실별 진동가속도가 얼마만큼 감소하는지를 수치적으로 예측하였다. 예측을 위해 전선을 모델링하여 감쇄기의 영향을 확인하는 것이 가장 좋은 방법이나 본 연구에서는 선미만 모델링 하였기 때문에 아래와 같은 방법을 취하였다.

우선 ANSYS를 이용해 프로펠러 상단 지점 (\vec{r}_p)에서 감쇄기를 장착하지 않았을 경우와 장착했을 경우의 주파수에 따른 응답함수 $P_{\omega/o}(\omega, \vec{r}_p)$, $P_{\omega}(\omega, \vec{r}_p)$ 을 각각 계산했다. 이때 감쇄기를 장착했을 경우의 임의의 지점 (\vec{r})에서의 응답함수는 다음과 같이 계산된다고 가정했다. 이 가정은 진동감소율이 모든 지점에서 동일하다는 가정으로 진동 모드 및 부재 특성은 고려하지 않은 평균개념의 가정이다.

$$P_{\omega}(\omega, \vec{r}) = P_{\omega/o}(\omega, \vec{r}) \frac{P_{\omega}(\omega, \vec{r}_p)}{P_{\omega/o}(\omega, \vec{r}_p)} \quad (4)$$

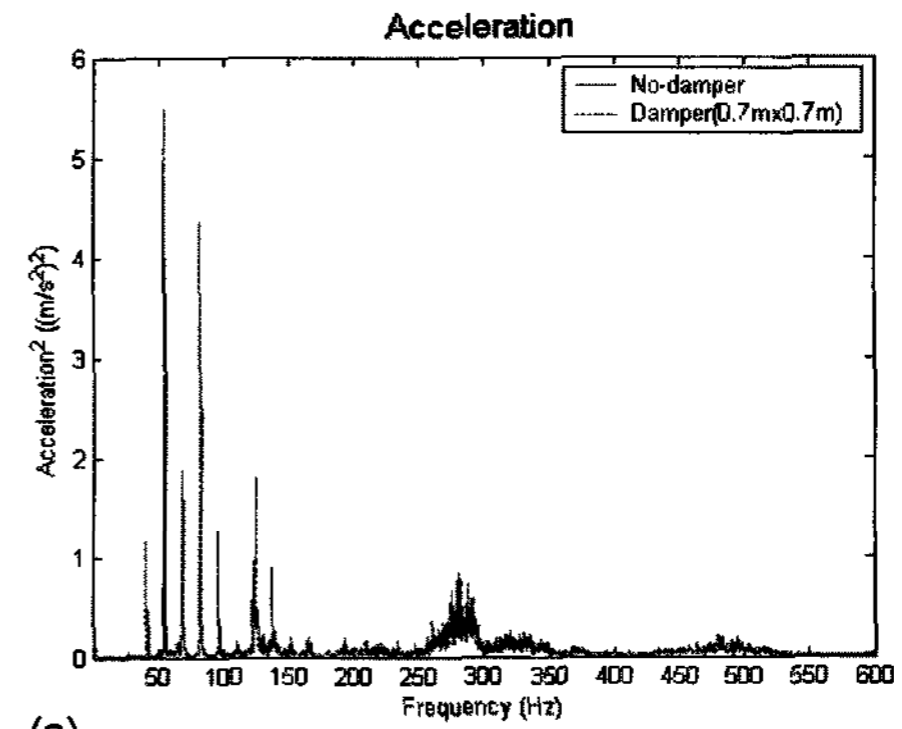
여기서 $P_{\omega/o}(\omega)$ 는 감쇄기를 장착하지 않았을 때 임의의 지점에서의 응답함수로 본 연구에서는 2차 실험시 측정된 실측값을 사용하였다.

시간 영역에서의 표현식은 식 (4)를 이용해 다음과 같이 표현된다.

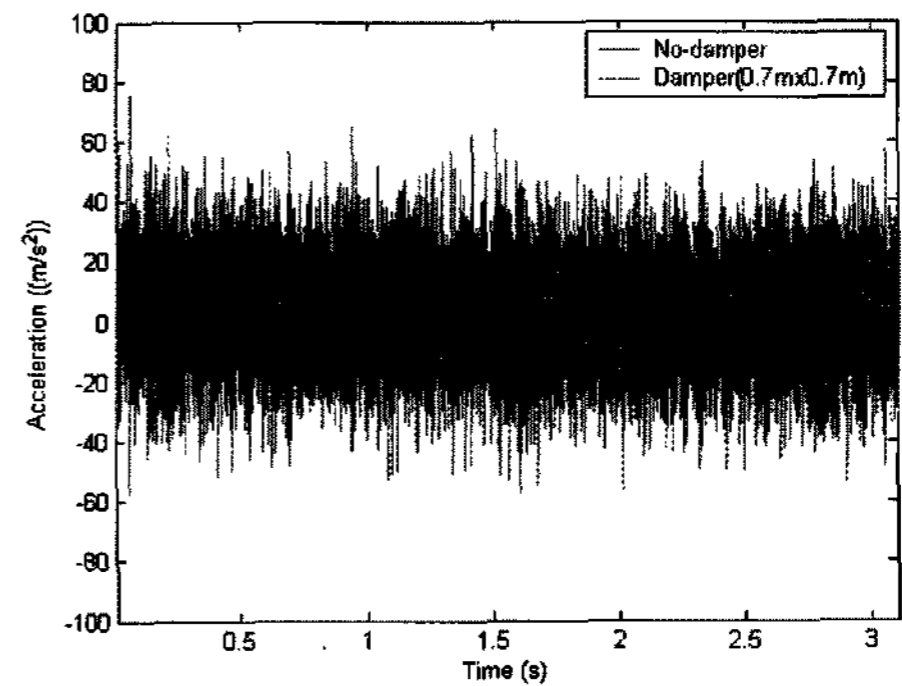
$$P_{\omega}(t, \vec{r}) = \int_{-\infty}^{\infty} P_{\omega}(\omega, \vec{r}) e^{-j(\omega t + rand)} d\omega \quad (5)$$

여기서 rand는 백색가우시안위상으로 실제 데이터와 가깝게 모델링하기 위해 넣어준 값이다.

식 (4), (5)를 통하여 계산한 결과는 그림 9와 그림 10에



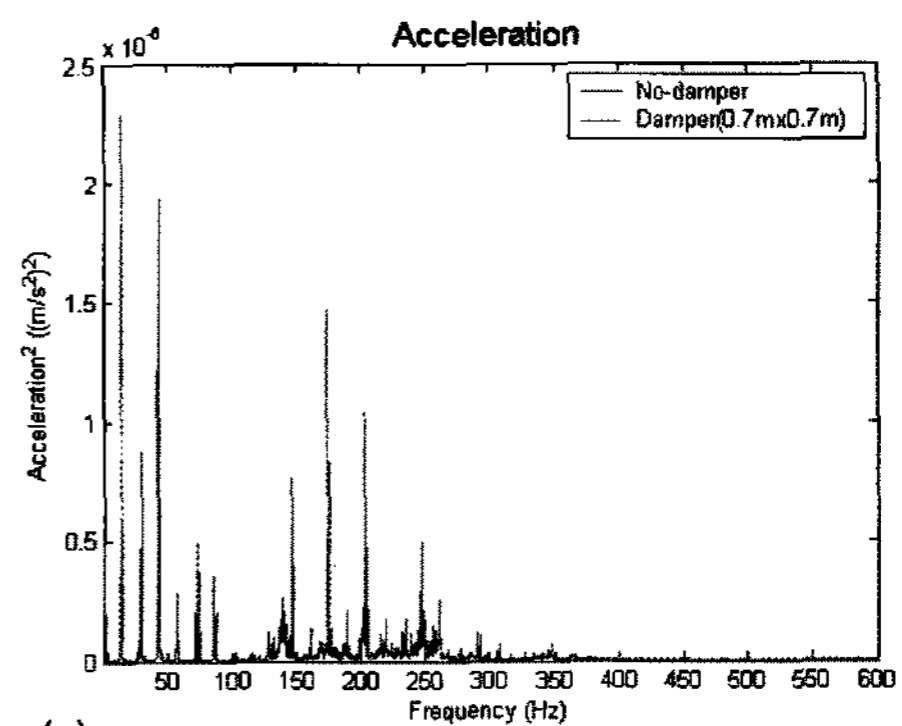
(a)



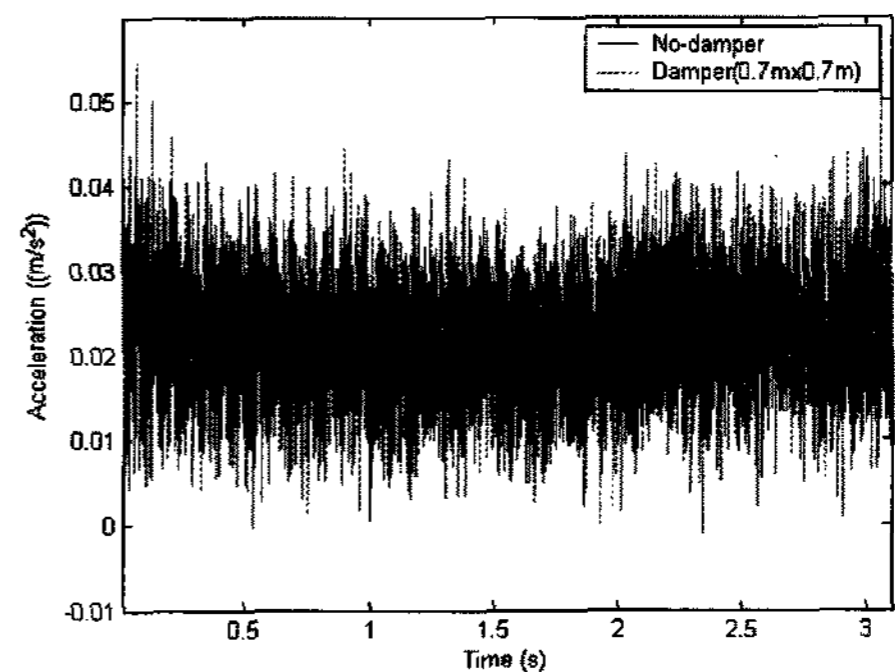
(b)

그림 9. 함미갑판상 진동가속도 모사. (a) 주파수 스펙트럼, (b) 시간 영역 신호

Fig. 9. Simulation of vibration acceleration in stern deck. (a) Frequency spectrum, (b) Time signal.



(a)



(b)

그림 10. 시관실 진동가속도 모사. (a) 주파수 스펙트럼, (b) 시간 영역 신호

Fig. 10. Simulation of vibration acceleration in wardroom. (a) Frequency spectrum, (b) Time signal.

나타내었다. 그림 9는 함미갑판의 계산 결과 그래프이고 그림 10은 사관실의 계산 결과 그래프로 1790RPM에서 감쇄기 장착 전후 진동가속도의 주파수별 결과와 시간에 따른 결과를 비교하여 나타내었다. 그래프에서 No-damper는 2차 실험시 측정된 진동가속도로서 감쇄기를 장착하지 않았을 때의 값을 나타내고 Damper는 ANSYS를 통해 계산한, 감쇄기를 장착했을 때의 예상 진동가속도 값이다.

그림 11과 그림 12는 식 (5)에서 계산한 시간영역 진동가속도의 결과에 대해 RMS 값을 구하여 나타낸 그래프이며 그림 13과 그림 14는 RMS 값을 감소비율로 표현한 것이다. 이때 감소비율은 다음의 식을 이용했다.

$$S = \frac{rms(P_{\omega/0}) - rms(P_{\omega})}{s(P_{\omega/0})} \times 100 \quad (6)$$

그림 13에서 사관실의 감소율은 50%, 사병침실은 30%로 매우 높은 수치를 나타내고 있는데 이것은 사관실과

사병침실이 프로펠러 상단지점으로부터 먼 곳에 위치하므로 신호 대 잡음비가 낮아 기준신호와 일관성이 훼손되었기 때문으로 추정되며 그림 12에서 조타실의 진동가속도가 증가하는 것은 표 2에서 확인하였던 조타실의 진동가속도 측정에러 때문으로 판단된다.

오차에 의한 값과 신뢰성이 떨어지는 값을 제외했을 때, 감쇄기 장착 전후의 진동가속도는 평균적으로 10% 감소하였음을 알 수 있다. 물론 이 수치는 함정 진동의 원인이 오직 프로펠러에 의한 것이라고 가정하였을 때의 결과이다.

IV. 결론

본 논문에서는 고속정의 근무환경과 전투성능을 향상시키기 위하여 운항시 발생하는 진동을 저감시키는 방법으로 프로펠러 감쇄기 개발에 대한 기초 연구를 수행하였다.

실함정 모델링에 필요한 기초자료 수집을 위하여 2차

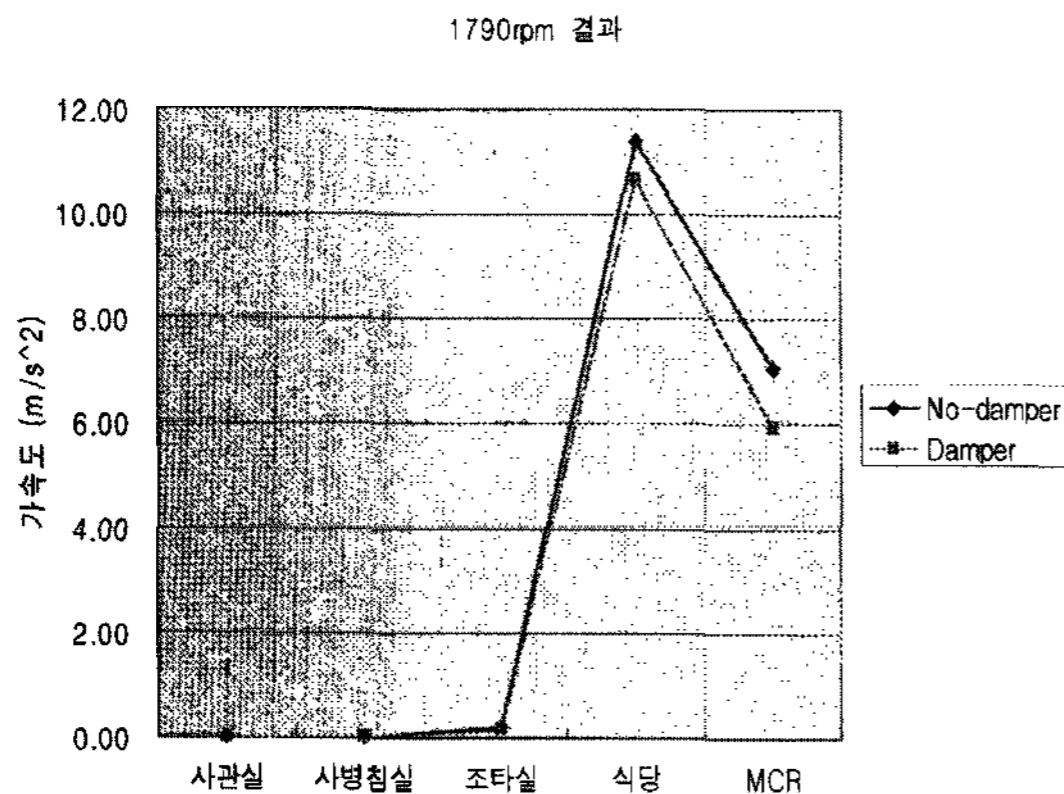


그림 11. 1790RPM에서 격실별 진동가속도 비교
Fig. 11. Comparison of vibration acceleration for each room (engine RPM: 1790).

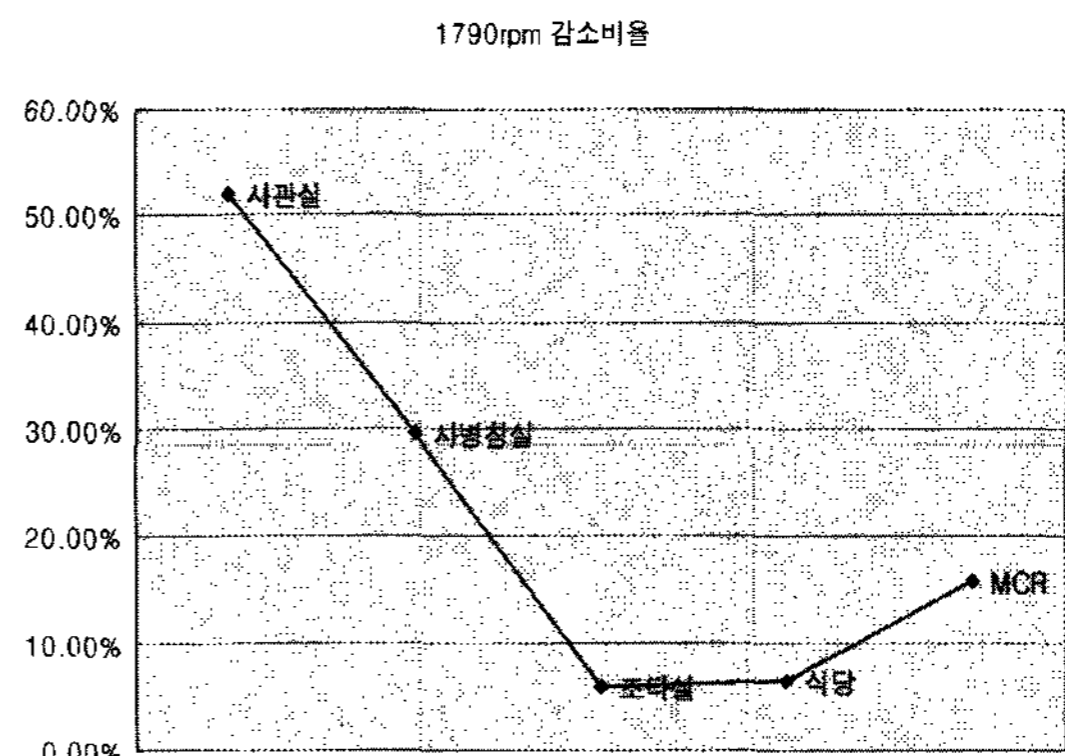


그림 13. 1790RPM에서 진동가속도 감소비율
Fig. 13. Reduction ratio of vibration acceleration (engine RPM: 1790).

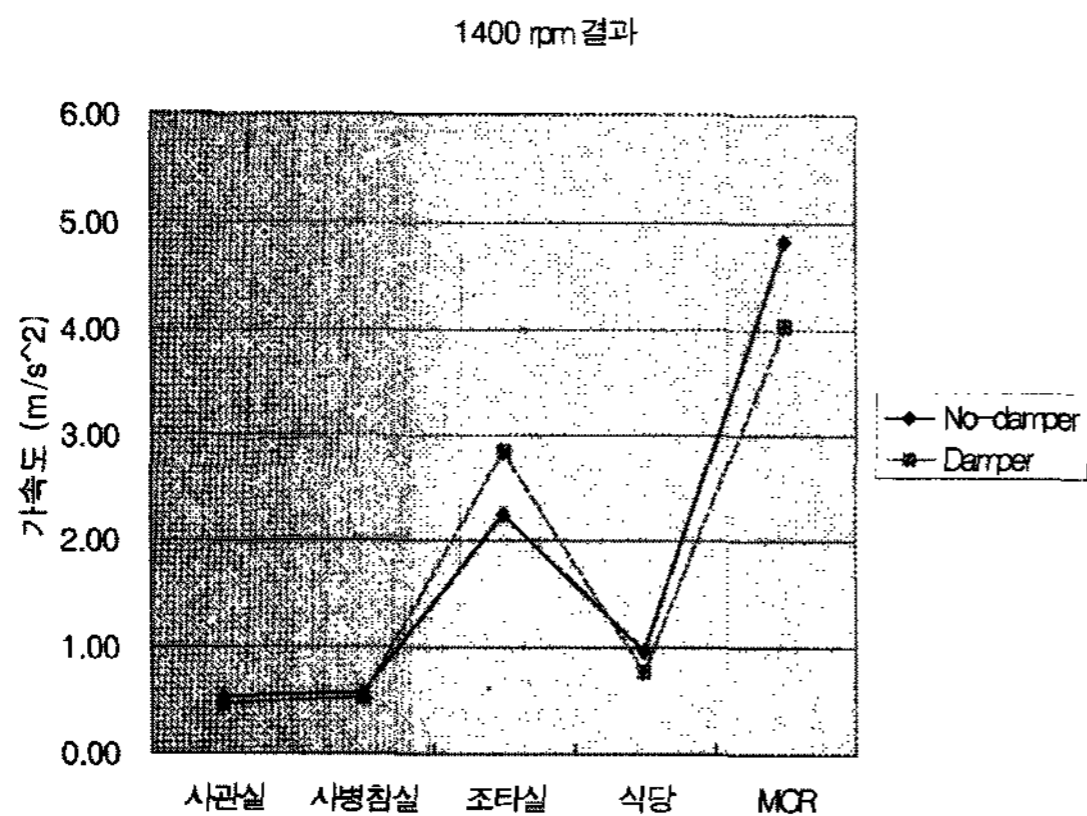


그림 12. 1400RPM에서 격실별 진동가속도 비교
Fig. 12. Comparison of vibration acceleration for each room (engine RPM: 1400).

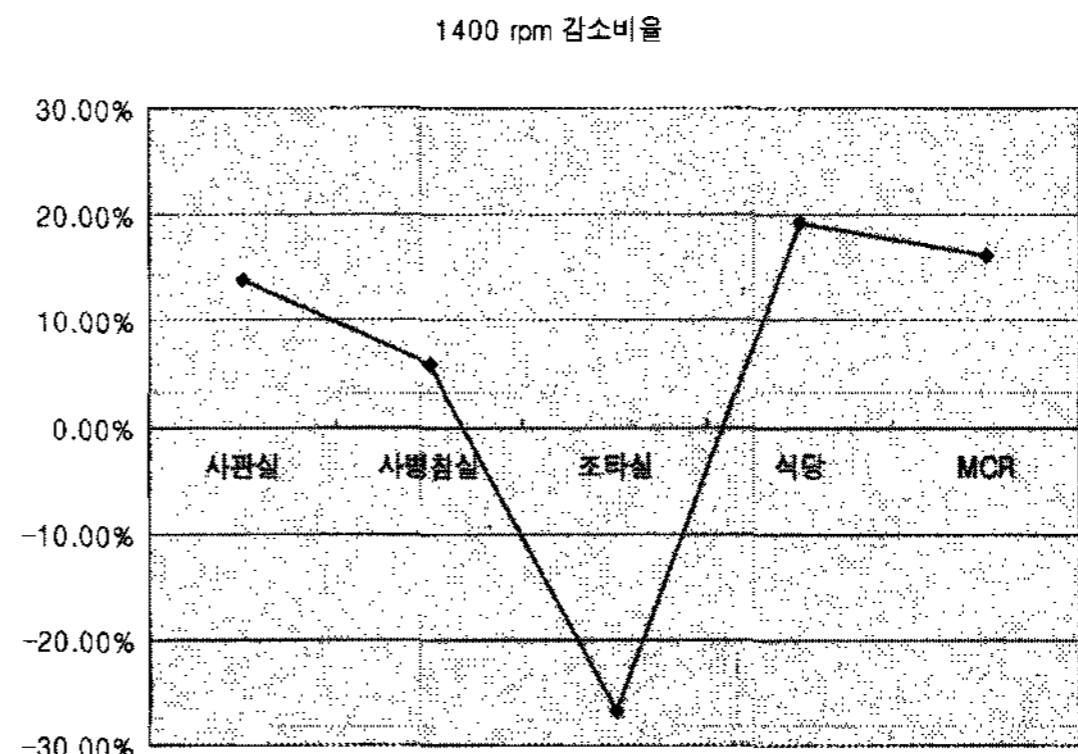


그림 14. 1400RPM에서 진동가속도 감소비율
Fig. 14. Reduction ratio of vibration acceleration (engine RPM: 1400).

에 걸쳐 고속정의 진동가속도를 측정하였고 DnV 식을 이용하여 프로펠러의 변동압력 분포를 계산하였다. 이 자료들을 기초로 유한요소해석 프로그램에서 고속정을 모델링 하여 감쇄기 장착 후의 진동가속도를 계산하였고 격실별 진동가속도 감소율을 예측하였다. 계산 결과, 감쇄기를 설치할 경우 프로펠러에 의한 진동치가 약 10%정도 감소할 것으로 예상된다.

본 연구를 통하여 고속정 선체에 대한 별도의 개조 및 개선 작업을 요구하지 않고 적은 시간과 비용으로 고속정의 진동 감소 효과를 얻을 수 있으리라 기대되며 향후과제로서 선체의 횡단면 절단기준, 프로펠러 변동압력 계산식의 정확성, 접수효과, 물성 계수의 선택 등으로 인하여 ANSYS로 구한 이론해가 한계를 가지고 있기 때문에 이에 대한 체계적인 연구의 필요성이 요구된다.

참고 문헌

1. 정태영, 허주호, 한성용, 이호성, 최종필, 정균양, 김병현, 김영복, "선박진동제어기술에 관한 국내 관련기관 현황," 대한조선학회지 31(3), 6-15, 1994.
2. 김사수, 한성용, 엄재광, 현명환, 김재홍, 김명현, 이도경, "선박용 동흡진기 시스템에 관한 연구," 대한조선학회 논문집 32(3), 1-18, 1995.
3. 조대승, 이수목, 정균양, "기계식 구동기를 이용한 선박진동의 능동제어장치 개발," 대한조선학회 논문집 32(4), 105-113, 1995.
4. 문석준, 정태영, "유압식 Actuator를 이용한 구조물 진동의 능동 제어시스템 개발," 대한조선학회 논문집 32(1), 94-102, 1995.
5. 한국선급, *선박 진동·소음 제어지침* (한국선급, 대전, 1991).
6. 설한신, 정병석, 정철웅, 이수갑, "수중 프로펠러의 비공동 소음 예측에 관한 연구," 한국음향학회 추계 학술대회지, 421-426, 1999.

저자 약력

● **김 혜 진 (Hyejin Kim)**

2003년: 해군사관학교 졸업
 2008년: 서울대학교 조선해양공학과 (석사)
 2008년~현재: 해군 작전사 독도함 근무
 ※주관심분야: Underwater acoustics, Pipe noise

● **이 근 화 (Keunhwa Lee)**

2000년: 서울대학교 조선해양공학과 (학사)
 2005년: 서울대학교 조선해양공학과 (박사)
 2005년~현재: 서울대학교 공과대학 연구원 및 연구교수
 ※주관심분야: Ocean/sediment interaction, Target and diffuse modeling

● **성 우 제 (Woojae Seong)**

1982년: 서울대학교 조선공학과 (학사)
 1990년: M.I.T. 해양공학과 (박사)
 1991년: M.I.T. Post-doctoral Associate
 1992년~1996년: 인하대학교 선박해양공학과 조교수
 1996년~현재: 서울대학교 조선해양공학과 부교수
 ※주관심분야: Wave propagation modeling, MFI/MFP, UUV

● **표 상 우 (Sangwoo Pyo)**

1986년: 서울대학교 조선공학과 (학사)
 1995년: M.I.T. 해양공학과 (박사)
 1997년: 텍사스대학 연구원
 1997년~2003년: 서울대학교 공과대학 연구원 및 연구교수
 2001년~현재: (주)Realweb 상무이사
 ※주관심분야: Cavitation noise, Propeller design