

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 31 卷 第 3 號 1994年 8月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 31, No. 3, August 1994

## 차량운반선의 거주구와 선미의 연성진동문제 및 방진대책

한만철\*, 오상헌\*, 백일국\*

### A Vibration Problem and Countermeasures for the Deck House and Stern of a Ro/Ro Ship

by

Man-Cheol Han\*, Sang-Heon Oh\* and Il-Cook Baik\*

#### 요 약

본 논문에서는 한 차량운반선에서 발생했던 진동문제와 그 해결과정에 대하여 연구하였다. 선박의 거주구를 포함한 선미부 전체가 프로펠러의 날개주파수와 공진하는 매우 규모가 큰 진동문제였다.

일반적으로 차량운반선은 구조적 특성때문에 진동에 취약한 것으로 알려져 있다. 본 선박은 일반 차량운반선과는 달리 트레일러, 특수차량 및 비정형 대형화물을 위한 선박이기 때문에 거주구 하부 및 화물창 내부에 횡격벽과 기둥이 전혀없는 구조적 특징을 갖고있다. 이외에 과도진동의 원인이라고 생각되는 여러가지 구조적인 문제점을 살펴보고 향후의 방진설계를 위한 개선대책을 검토하였다.

실선계측을 통한 진동양상의 파악과 유한요소해석을 통해 예측된 여러 보강안들의 효과를 비교 검토한 후에 비교적 적은 보강재를 사용하여 진동레벨을 50-80% 감소시킨 성과를 얻었다. 아울러 강제진동응답, 구조보강의 효과 그리고 화물적재에 따른 진동특성의 변화에 대해 실선계측치와 유한요소해석의 결과를 비교 검토하였다.

#### Abstract

The coupled vibration of the deck house and stern structure, which was experienced on a 12,900 TDW Ro/Ro ship, has been studied. It was a large-scale vibration problem where the structure resonates with the propeller excitation at the first blade passing frequency.

After discussing the structural characteristics of the ship, the vibration characteris-

---

발표일자 : 1993년도 대한조선학회 추계연구발표회('93.11.13)

접수일자 : 1993년 12월 23일, 재접수일자: 1994년 5월 19일

\* 정회원, 대우조선공업(주) 기술연구소

tics measured during the sea-trial are presented and compared with the analysis results which are based on a 3 dimensional finite element(FE) model. The FE model is also used to verify various reinforcement options and to predict their effectiveness.

A substantial reduction of the vibration was confirmed during the sea-trial after installing a few selected reinforcement. The forced vibration response, which is computed using the FE model, is compared with the measured data. The change of the vibration characteristics according to loading conditions is also studied.

## 1. 서 론

자동차나 트레일러 및 비정형 대형화물의 운송에 쓰이는 차량운반선(Roll-on/Roll-off ship)은 다른 종류의 배에 비해 그 구조적 특성 때문에 진동에 취약한 것으로 알려져 있다. 우선 화물창 내에 화물의 원활한 운송을 위해 구조보강을 위한 격벽과 기둥의 설치에 제한이 따른다. 대개 U 형상으로 설계되는 선미형상은 선박에서 주요 기진원의 하나인 프로펠러에 의해 발생하는 선미 표면전달력의 크기를 증가시켜 진동에 불리한 요인이 된다. 이런 선미형상은 차량화물을 위한 공간확보와 램프의 설치를 위하여 불가피한 경우가 많다. 특히 선미에 위치하는 램프 때문에 선미구조의 일부가 열려 있는 형상이 되고 램프의 중량에 의한 관성력이 커지는 것도 거주구와 선미의 진동에는 불리한 요인이 될 수가 있다. 따라서 일반 선박에서는 선미에 있는 거주구를 차량운반선에서는 높이는 낮고, 길이는 길게, 그리고 전방시야의 확보를 위해 선수쪽으로 설치하는 경우가 대부분이다.

본 논문에서는 한 12,900 TDW 차량운반선에서 발생한 진동문제와 그 해결과정을 연구하였다. 경험한 진동현상은 대상선박의 거주구를 포함한 선미부 전체가 프로펠러의 1차 날개주파수와 공진하는 매우 규모가 큰 진동문제였다. 본 선박은 일반 차량운반선과는 달리 트레일러, 특수차량 및 비정형 대형화물 등을 위한 선박이기 때문에 화물창이 높고 넓게 설계된데 비해 화물창 내에 격벽과 기둥이 전혀 없는 구조를 갖고 있다. 일반 선박과 마찬가지로 거주구가 선미에 위치해 있고 연돌구조와 일체가 되어 선미에 집중된 구조로 되어있다. 뿐만아니라, 거주구의 전후에서 하부를 받쳐주는 연속된 횡격벽이 없고, 램프 때문에 선미가 완전히 열린 구조가 되어 있는 등 진동에는 취약한 구조였다고 하겠다.

본 논문에서는 우선 문제선박의 구조적인 특성에 대해 살펴 보았다. 그리고 실선에서 측정한 데이터와 유한요소해석을 통하여 진동양상을 파악하고 이를 분석

하였다. 분석된 진동양상에 따라 다양한 방진대책을 강구한 다음 유한요소해석으로 보강안들의 효과를 예측하였다. 그리고 선택된 보강안을 시공한 후, 실선계측을 통하여 보강의 효과를 검증하고 보강전의 데이터와 비교하였다. 끝으로는 강제진동해석을 수행하여 보강 전후에 측정한 데이터와 비교하므로써 강제진동 응답 예측의 정확도를 알아보고 화물적재시 선박의 진동 특성의 변화도 살펴 보았다.

보강대책을 강구하는데 있어서 화물창 내에 화물의 운송에 방해되는 국부보강구조가 완전히 제거되어 있는 초기설계개념을 유지하는 것이 큰 제약조건이 되었지만 시운전을 통하여 파악된 진동양상과 유한요소해석에 의한 여러가지의 보강안이 검토된 후에 최소한의 보강재를 사용하여 진동레벨을 현저히 감소시킨 성과를 거두었다. 본 선박의 구조적 특성에 대한 검토, 여러차례에 걸친 실선계측, 유한요소해석에 의한 진동레벨 예측 그리고 각 보강안들의 기대효과에 대한 검토가 향후 초기구조배치, 방진대책 수립 및 강제진동 해석의 정확도 향상에 기여하기를 기대한다.

## 2. 선박의 특징

### 2.1 일반적인 특징

대상선박은 12,900 TDW 차량운반선[1]으로 모든 종류의 차량화물과 비정형 대형화물을 선기에 적합하도록 설계되었다. 선박의 주요요목은 Table 1과 같으며 로이드 선급 Ice Class 1A 선박이다. Fig. 1은 대상선박의 일반배치도를 보여 주고 있다.

Fig. 1(d)에서 선미램프는 화물의 적재와 하역시간을 줄이기 위하여 트레일러 크기의 화물이 양방향 통행이 가능하도록 넓게 설계 되어 있다. 각 갑판 사이의 간격은 5.4-5.9m(유용높이는 4.5-4.8m)이고 화물창 내에 아무런 횡격벽이나 기둥이 없기 때문에 대형화물의 운반 및 적재가 편리하며 충분한 작업공간이 확보되어 있다. 세 개의 갑판으로 나뉘어져 있는 화물창 간의 화물이동은 승강식램프를 통해 이루어진다. 또한

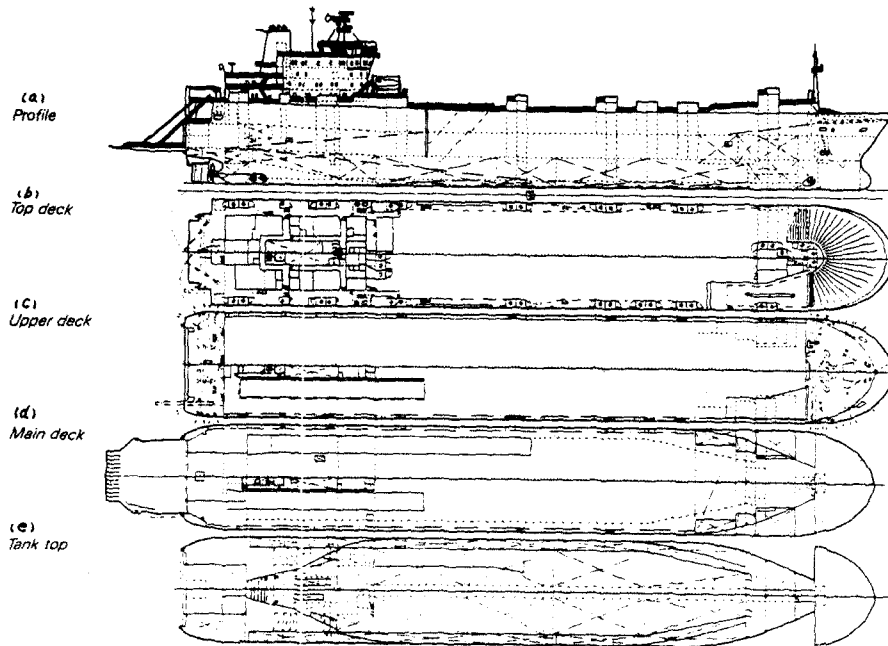


Fig. 1 The general arrangement of the Ro/Ro ship

필요시 최상갑판에 화물을 싣기 위해 선수에 설치된 나선형램프(Fig. 1(b))는 매우 독특한 설계라 할 수 있다.

본 선박의 주 추진기관은 그 마력이 각각 7,380bhp와 4,920bhp인 두 개의 엔진으로 구성되어 있다. 동력은 두 엔진으로 부터 감속기어를 거쳐 하나의 축을 통해 프로펠러로 전달된다. 이와같은 두 엔진과 감속기어의 사용은 가변피치 프로펠러와 함께 항만 내에서의 저마력 요구상황에서 부터 선행시의 고마력 요구시 까지를 포함한 다양한 추진마력의 요구에 따라 두 엔진의 적절한 동력의 조합을 가능하게 해준다.

항만 내에서의 조종성능 향상을 위해서 선수미에 횡방향 추진기를 설치하고 schilling rudder를 채택하였다. 또한 악천후에서의 안정성을 위하여 auto anti-heeling/stabilizer system이 설치되어 있다.

2.2 구조적인 주요특징

여기서는 본 선박의 대표적인 구조적 특징에 대한 설명과 아울러 초기 구조배치상의 취약점과 개선제안 등을 검토하였다. 구조적인 특징을 진동관점에서 검토해 보기 위하여 발생한 진동현상을 간략히 설명하면 다음과 같다. 선박의 최대운전속력(MCR, maximum

continuous rating) 근처에서 프로펠러의 날개주파수 성분 기진력에 의해 거주구의 길이방향 중간과 뒤쪽 갑판에서는 상하진동이, 조타실에서는 전후진동이 매우 크게 발생하였다. 그러나 거주구 앞쪽 갑판에서의 진동은 양호하였다. 진동현상에 대한 상세한 내용은 다음장의 시운전 결과에 설명되어 있다.

본 선박구조의 가장 큰 특징은 화물창 내에 횡격벽

Table 1 Principal particulars of the ship

Length, oa	169.0 m
Length, bp	157.2 m
Breath, moulded	25.6 m
Depth, moulded	18.5 m
Draught, design	6.7 m
Draught, scantling	7.0 m
Main Engine	Wartsila
Model 6R46	7380bhp at 450rpm
4R46	4920bhp at 450rpm
Reduction Gear	450 → 140rpm
Propeller	Dia.4.4m, CPP 4 blades

과 기둥이 완전히 제거되어 있는 것이다. 일반 차량운반선에서 부분격벽이나 기둥들이 여러곳에 설치되어 있는 것과는 크게 차이나는 점이다. Fig. 1의 일반배치도를 보면 각 화물창의 단면은 빈 상자형 구조를 갖고 있다. 따라서 폭 25m 선체의 주요 구조보강은 커다란 횡거여더(depth 850mm)들과 몇개의 종거여더(depth 300 mm)들로 이루어져 있다. 그러나 Fig. 1(c)와 (d)를 보면 거주구 하부에는 램프들이 설치되어 있어 횡거여더들이 끊어져 있는 것이 선미와 거주구의 진동에는 불리한 조건이다.

일반 선박에서는 기관실 앞뒤의 횡격벽이 거주구의 구조물과 연속적으로 설치되어 거주구를 받쳐주고 있으나 여기서는 이런 격벽을 찾아볼 수 없다. 거주구를 하부에서 지지해주는 구조는 Fig. 1(c)와 (d)에서 볼 수 있듯이 중심선에서 우현쪽으로 3m 폭으로 설치된 연돌, 계단, 엘리베이터와 전선 및 파이프의 통로를 위한 몇 개의 트렁크(trunk)들, 그리고 중심선에 거주구 앞쪽으로 약간 나와 있는 종격벽이다. 그러나 이들 구조물들도 주갑판 하부의 기관실에는 연속된 연결구조물이 없어 그 효과가 감소되고 있다.

Fig. 1(b)의 최상갑판에는 좌현의 3000mm off 중심선과 양현의 9000mm off 중심선에 커다란 종거여더(depth 750mm)가 있으나 거주구 전면의 바로 앞에서 끊겨 있어 굽힘강성에 효과적으로 기여하지 못하고 있다. 거주구 앞쪽 갑판에 있는 종거여더는 크기가 작고 거주구 하부의 거여더와 연속되지 않아 거주구와 선미부의 진동에는 별 도움이 안된다고 할 수 있다.

Fig. 1(a)와 (b)에서 보면 거주구의 형상은 외관상 전후로 길어 길어방향의 진동에는 좋은 조건으로 보인다. 그러나 최상갑판상의 배치를 보면 거주구의 구조가 중간위치의 통로를 기준으로 전후 두부분으로 분리된 형상임을 알 수 있다. 최상갑판상의 코퍼덤은 거주구 전면에서 시작하여 중간통로 위치에서 끝나 있어 전후 부분의 연결에 기여하지 못하고 있다. 거주구의 기부강성이 우려될 때는 측면벽을 선체의 외판에 일치시키는 것이 최선이나 여기서는 코퍼덤으로만 보완되었다고 할 수 있다.

Fig. 1(c)에서 보면 거주구 뒷면벽 하부에 최상갑판과 상갑판을 연결하는 횡격벽이 있다. 그러나 상갑판 하부의 주갑판에는 이 격벽을 지지하는 구조물이 없는 것을 알 수 있다. 중심선 부근의 연돌구조도 여러 프레임 앞에서 끝나 있기 때문에 무거운 계류장비들이 얹혀 있는 상갑판의 선미부가 마치 매달려 있는 형상인 것을 볼 수 있다.

약 50ton 중량의 선미램프는 주갑판에서 선미쪽으로

로 펼쳐지고 트레일러의 쌍방향 통행이 가능하도록 넓게 설계 되어 있다. 따라서 선미가 완전히 열린 구조가 될 수 밖에 없다. 램프가 구조강성에 기여 없이 주갑판에 집중질량으로 작용하는 것은, 램프와 거주구 사이의 구조물의 강성을 상대적으로 약하게 하기 때문에, 선미진동에 불리한 조건이라 할 수 있다. 또한 Fig. 1(e)를 보면 프로펠러 상부의 선미가 U형상으로 되어 있어 프로펠러에 의해 발생하는 선미변동압력이 기진력으로 크게 작용할 소지가 있다.

이상으로 문제가 된 거주구를 포함한 선미부의 과도진동과 관련된 본 차량운반선의 구조적인 특징에 대해 살펴보았다. 여기서는 주로 구조적 취약점을 많이 지적하였지만 전체적인 개념설계 측면에서 보면 다양한 대형화물을 위한 화물창의 설계, 화물의 적하속도 등의 측면에서 여러가지로 독특하고 훌륭한 점을 많이 갖고 있는 선박이라 생각된다. 이제까지 지적한 구조상의 취약점이라 생각되는 것들 중 과도진동의 주된 원인을 찾아 적절히 보강된다면 아주 뛰어난 선박이라 할 수 있겠다.

### 3. 진동양상

#### 3.1 실선 계측

시운전시의 진동계측은 엔진회전수를 높여 가면서 선미와 거주구의 주요위치에서 수행되었다. Fig. 2는 주요위치에서의 진동응답을 보여 주고 있다. 이 진동응답 값은 주파수분석후 주된 기진원으로 파악된 프로펠러의 1차 날개주파수 성분만을 뽑은 것이다. 다른 주파수성분은 진동에 별로 기여가 없었다.

Fig. 2에서 조타실의 전후진동, 거주구 앞 갑판의 상하진동 그리고 선미 상갑판의 상하진동을 보면 약 420rpm 부근에 작은 공진이 있고 엔진의 MCR로 가면서 진동레벨이 급격히 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 다른 위치에서의 진동응답 역시 MCR, 혹은 그 이상의 주파수에서 공진이 있음을 시사하고 있다. 단 거주구(조타실)에서의 좌우진동은 공진이 아니고 엔진회전수 증가에 따른 기진력 증가에 비례하는 정도의 진동레벨 상승만 있는 것으로 보인다.

선박의 여러 곳에서 계측된 MCR 근처에서의 진동레벨을 바탕으로 진동양상을 그려보면 Fig. 3과 같이 도시할 수 있다. 진동형태는 선미와 거주구의 연성진동으로 거주구 바로앞 갑판을 중심으로 선미가 들리면서 거주구는 앞으로 기울고 있다고 하겠다. 즉 상갑판 이상의 선미 전체는 상하진동을, 거주구 상부는 같은 위상으로 전후진동을 그리고 거주구앞 갑판은 선미와

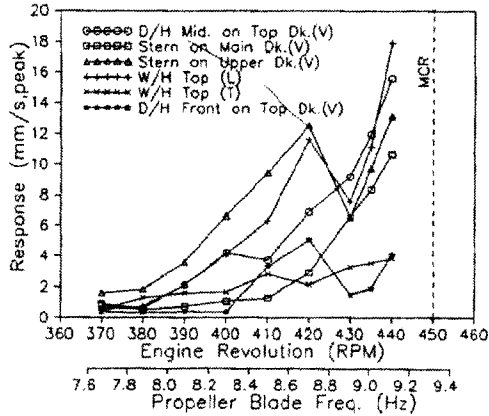


Fig. 2 The measured vibration responses at the selected locations (propeller's 1st blade-order frequency component)

반대위상으로 상하진동을 하는 양상이라고 할 수 있다. 한가지 흥미로운 것은 이들 세곳의 상대적인 진동양상이 다른 엔진회전수 영역에서도 매우 유사한 형태를 보이고 있는 점이다. 즉, Fig. 2를 보면 이들 세곳의 진동레벨이 엔진회전수에 따라 같은 추이로 변하고 있음을 알 수 있다. 한가지 가능성은 본 선박의 구조가 이런 형태의 변형에 대한 강성이 특히 약해서 MCR 근처에 있을 공진모우드가 다른 모우드에 비해서 현저히 크기 때문에 멀리 떨어진 엔진회전수에서의 진동 응답에 까지 큰 영향을 미치고 있다고 생각할 수 있다.

거주구의 전후진동에는 거주구 중간에서의 길이방향으로의 굽힘의 영향도 일부 있음을 볼 수 있다. 선미 램프가 설치된 주갑판은 상갑판과 반대위상으로 진동하고 있다. 선미 주갑판 하부는 매우 단단한 구조임에도 불구하고 끝단의 진폭이 큰 것은 램프의 중량의 영향으로 볼 수 있다. 또한 선미에서 주갑판과 상갑판의 위상이 반대이고 주파수가 높기 때문에 문제된

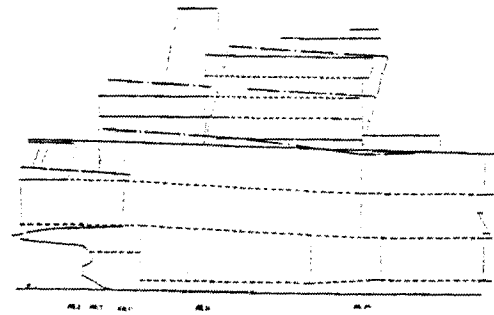


Fig. 3 The operating vibration shape of the deck house and stern of the ship at around the MCR speed

진동이 선체전체(hull-girder)진동일 가능성은 전혀 없다고 하겠다.

### 3.2 유한요소 해석

실선계측후 대상선박에 대한 유한요소해석[2]을 수행하였다. 유한요소해석은 수치적으로 대상선박의 고유진동수와 진동모우드를 확인하고 여러가지 보강안에 대한 효과를 검토하여 방진대책을 수립하기 위해서 꼭 필요한 절차라고 할 수 있다. Fig. 4는 사후에 정밀 해석을 위해 작성된 3차원 유한요소모델을 보여주고 있다.

유한요소해석에서 얻어진 고유진동수가 9.41Hz인 진동모우드를 Fig. 5에 보였다. Fig. 5는 관심있는 모우드를 쉽게 볼 수 있도록 선박중심 근처의 요소만을 선택적으로 그린 것이다. Fig. 5와 계측된 진동양상(Fig. 3)을 비교해보면 두개가 동일한 모우드라고 할 수 있다. 따라서 고유진동수가 9.41Hz인 선미와 거주구의 연성진동 모우드가 문제가 된 과도진동의 원인인 것으로 유한요소해석에서 확인이 되었다.

문제가 발생한 당시에는 시간적 여유가 많지 않아

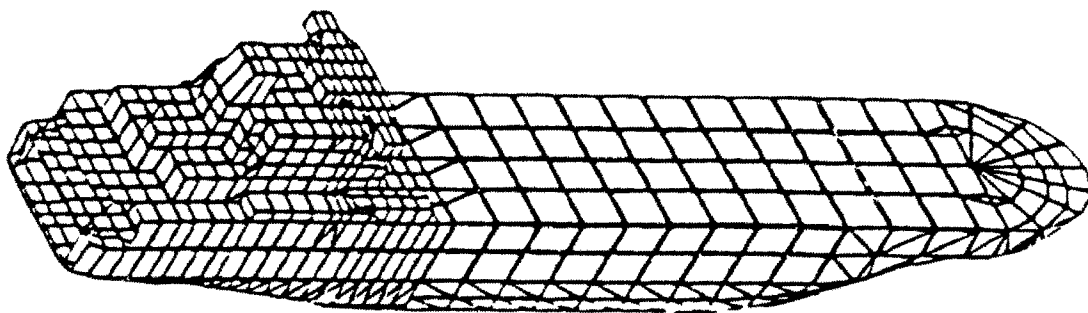


Fig. 4 The 3-dimensional finite element model of the ship

주갑판 이상과 선미부터 거주구 앞으로 20 프레임까지만을 3차원 모델로 만들고, 주갑판에서 경계조건을 고정으로 잡고 해석을 하였다. 모델의 범위를 한정하고 경계조건을 주갑판에서 고정으로 한 것은 실선실험 (Fig. 3)에서 예상한 모우드가 상갑판 이상의 선미부와 거주구의 모우드였기 때문이었다. 결과적으로, Fig. 5를 보면 문제의 모우드가 주갑판에서는 변위가 매우 작았기 때문에 당시의 모델이 문제가 없었음을 확인 할 수 있었다.

4 방진대책 수립 및 효과

4.1 방진대책 수립

진동문제에 대한 방진대책의 수립에는 기진력을 감소시키거나, 구조보강을 통하여 공진주파수를 옮기거나, 댐핑을 증가시켜 진동 에너지를 흡수시키는 세 가지 방법이 있을 수 있다.

기진력 측면에서 보면 프로펠러 날개의 갯수를 바꾸어 기진주파수를 옮기거나, 스쿠가 큰 날개를 써서 기진력의 크기를 줄이는 방법이 있다. 그러나 두 가지 모두 초기설계 단계에서는 쉽게 선택할 수 있으나 건조 후에는 큰 무리가 따르는 방법이다. 또 한가지 방법은

프로펠러 상부 선체에 댐프탱크를 설치하여 기진력의 일부를 흡수시킬 수 있으나 이것은 세계적으로도 실적이 거의 없는 형편이다. 댐핑을 증가 시키는 것도 대규모의 구조진동 문제에서는 거의 현실성이 없다고 하겠다. 따라서 선박과 같은 구조물에 있어서는 거의 대부분 구조보강을 택하는 것이 보통의 방법이다.

Figs. 3과 5에서 파악된 진동양상을 바탕으로한 방진대책으로는 거주구의 각변위(기울어짐)와 선미 상갑판과 거주구 후미의 상하변위를 줄여야 한다는 두 가지 방향을 생각할 수 있다.

거주구에서 각변위가 있는 곳은 거주구 앞면과 최상갑판 사이 그리고 거주구 중간부분 임을 Figs. 3과 5에서 알 수 있다. 따라서 Fig. 6에서와 같이 거주구 앞면에는 중앙에 브라켓을, 양현의 보-트갑판 밑에는 격벽을 거주구 옆면과 일치시켜 보강하였다. 또한 거주구 중간 양쪽면에도 삼각형 브라켓을 Fig. 6에서와 같이 추가하였다. 이들 보강은 수치해석상 약 10% 정도의 진동감소 효과를 주는 것으로 예측되었다.

거주구 후미의 상하변위를 줄이기 위해서는 변위가 큰 거주구 하부를 변위가 작은 주갑판 까지 연결할 수 있는 보강방법을 생각해야 한다. 이런 목적으로 최종적으로 채택된 방안이 Fig. 6에 표시된 프레임 7과 11

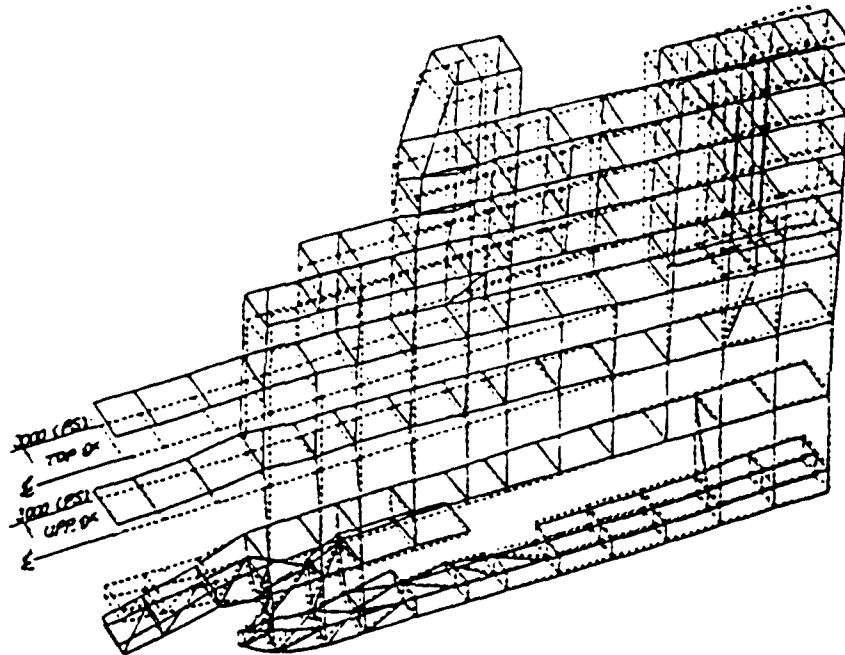


Fig. 5 The vibration mode shape of the ship at the natural frequency of 9.41 Hz (--- : structure, — : mode shape)

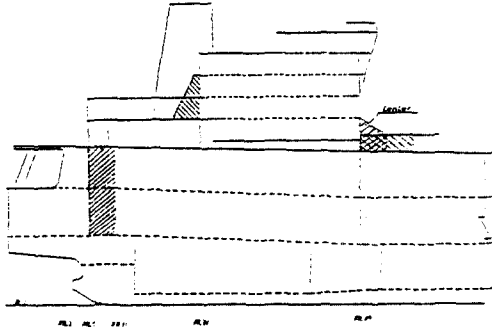


Fig. 6 The location of the brackets and bulkheads for the reinforcement

번 사이에 설치된 격벽이다. 이 격벽은 거주구 하부 선체중양에 상자형으로 길게 설치되어 있는 연돌구조의 한 외판을 3.2m 연장한 것이라고도 할 수 있다. 이 장소는 기존의 3m폭의 연돌구조가 있으므로 보강격벽이 화물의 교통에 지장을 주지 않는다.

일반적으로 구조설계시 격벽을 설치할 때는 주변 구조물과 두께를 일치시키는 것이 하나의 설계의 상식이라고 할 수 있다. 따라서 격벽의 두께를 연돌구조의 외판의 두께인 10mm로 했을 때 수치해석상 약 25% 정도의 진동감소가 예측되었다. 그러나 Table 2의 수치해석 결과에 나와 있듯이 격벽의 두께를 증가시키면 진동감소 효과가 더 커질 수 있다는 것을 알 수 있다. 최종적으로는 32mm로 두께를 결정하여 약 40%의 효과를 예상했는데 그 이상의 두께일 때는 추가효과가 적었다. 비록 주변구조물에 비해서는 작은 격벽이지만 효과가 크게 예상되는 이유는 프레임 7번 상갑판상에 있는 횡격벽을 주갑판의 단단한 구조와 연결시켜준 효과라고 생각된다.

Table 2 Relative vibration level depending on the thickness of reinforcement wall

Location	Wall Thickness(mm)				
	0	10	15	20	32
Wheelhouse(L)	1	0.74	0.70	0.67	0.62
Fr.22 on Top Dk.(V)	1	0.77	0.71	0.68	0.60

Fig. 7은 구조보강을 하기 전후의 진동모우드를 비교한 것이다. 보강후의 모우드가 보강전의 모우드에 비해 변위를 2배 과장해서 그린 것 까지를 고려하면 모우드만을 통해서도 상당한 효과를 예상할 수 있다.

고유진동수는 보강전 9.41Hz 에서 9.85Hz로 0.44Hz 상승했다. 따라서 공진점이 상용운전 영역으로부터 많이 멀어졌으며 보강한 양에 비하면 상당히 높은 고유진동수의 상승이라 할 수 있다.

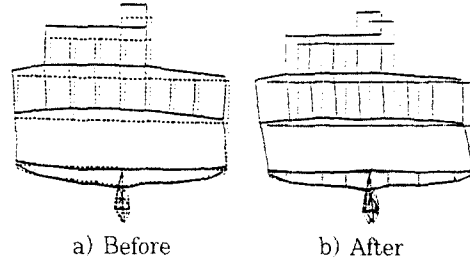


Fig. 7 The change of the mode shape after the reinforcement

이밖에 화물창 내에 구조물이 설치되는 여러가지 다른 안들은 화물의 교통에 방해되기 때문에 실현되지 못하였다. 예를들면 거주구 하부의 화물창에 기둥을 세우는 방안이 공사가 쉽고 계산상 효과가 좋았으나 채택되지 않았다. 최상갑판의 굽힘강성을 높이기 위해 하부의 거더를 키우고 거주구 앞쪽으로 연장하는 안은 계산상 효과가 적었다. 또한 선체의외판과 갑판 사이의 각변위를 줄이기 위해 거더 위에 접판을 설치하는 등의 방안도 공사상의 난점 등의 이유로 채택되지 않았다.

#### 4.2 방진시공 결과

Fig. 6과 같은 보강에 대하여 수치해석상으로는 약 50% 진동이 줄어들 것으로 예상되었으나 첫시운전의 결과가 MCR 전에서도 18mm/s까지 올라갔던 것을 생각하면 다른 보강방법도 더 강구할 필요는 있었다. 그러나 그 밖의 안들은 현실적으로 매우 어려웠기 때문에 일단 재시운전을 하게되었다.

방진시공 전후 선체의 주요위치에서의 진동계측 결과를 Fig. 8에 비교하였다. Fig. 8을 보면 채택한 구조보강이 예상보다도 훨씬 더 큰 효과가 있었음을 알 수 있다. 방진시공 전에는 진동억제에 별 기여가 없던 상갑판상 프레임 7번에 있는 횡격벽이 보강격벽으로 인해 연속된 구조로써의 역할을 한 것이 주효했다고 생각된다.

일반적으로 유한요소법에 의한 절대적인 선체강제 진동 레벨의 예측은 오차가 상당히 있는 것으로 알려져 있다. 그러나 여러가지 보강의 경우에 대한 상대적인 진동레벨의 예측은 훨씬 더 정확하다고 할 수 있다.

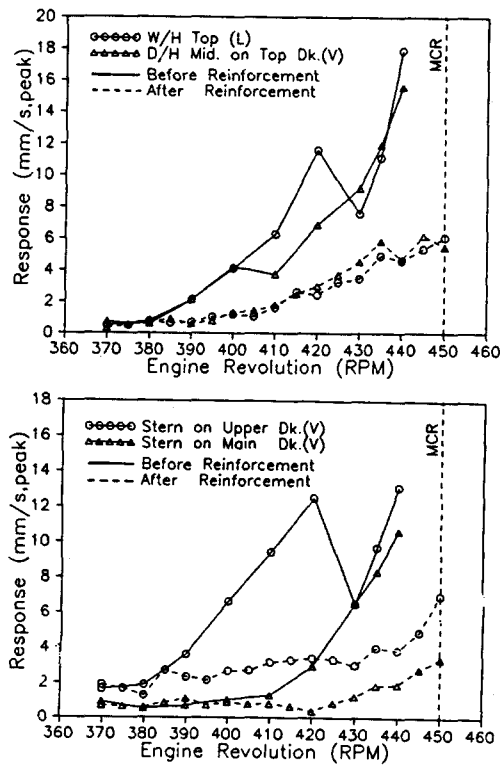


Fig. 8 The change of the vibration level after the reinforcement

그런데 실제의 진동이 예상한 효과와 차이가 나는 이유는 당시에 사용한 유한요소모델에 있을 것으로 짐작된다. 즉 앞 장에서 지적한대로 당시에 사용한 모델의 범위는 주갑판의 상부이고 주갑판의 경계조건은 고정이었다. 따라서 선미의 보강격벽이 상갑판과 고정단에 연결된 꼴이다. 그러나 실제로는 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 주갑판과 상갑판의 진동위상이 반대이기 때문에 수치해석보다도 실제로 효과가 크게 나온 것이라고 설명할 수 있다.

5. 추가 유한요소해석

시운전을 통하여 보강의 효과를 확인한 후 정밀한 수치해석을 위하여 선박전체를 상세한 유한요소모델로 Fig. 4와 같이 만들게 되었다. Fig. 4의 모델을 이용하여 강제진동해석과 계측치의 비교, 추가보강에 대한 검토, 화물적재시의 진동예측 및 비교 등을 하였다. 강제진동해석시 프로펠러 기진력의 계산은 참고문

헌 [3]에 따랐다. 감쇠계수비는 저차진동의 경우 보통 0.01을 쓰나 여기서는 주파수가 높은것을고려하여 DNV의 경험식인[4]  $(C/C_{cr}) / (\pi f) = 1.0 \times 10^{-3}$ 에 따라 계산되었다. Fig. 9에는 조타실의 전후진동에 대해 해석치와 계측치가 비교되어 있다. 보는 관점에 따라 차이가 크다고도 할 수 있고 매우 잘 맞는다고도 생각할 수 있다.

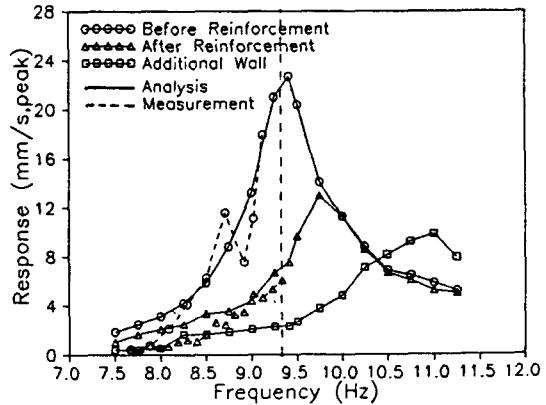


Fig. 9 The comparison between the forced vibration analysis and the measurement (longitudinal direction at the wheelhouse)

1차 보강만으로 진동레벨이 현저히 감소되어 성공적이었다고는 하나 타선박에 비하면 여전히 높은 진동 수준이었다. 즉 Fig. 8에서 진동이 가장 큰 곳은 MCR에서 6mm/s 정도이나 이것은 날개주파수 성분만이고 ISO Guideline[5]에따른 국부진동 계측에서는 8mm/s(max. repetitive value) 까지 올라가는 곳도 있었다. 일반선박에 비해 여전히 2배 이상의 수준이라고 할 수 있다. 따라서 추가로 보강방법을 고려하였는데, 1차 보강사 주갑판 프레임 7과 11번 사이에 설치했던 격벽을 프레임 3번까지 연장하는 추가격벽 설치안을 가지고 수치해석을 수행하였다.

Table 3은 같은 모드에 대해 여러경우의 고유진동수를 비교한 것인데 추가격벽의 설치로 문제의 고유진동수가 놀랍게도 1.01Hz나 상승을 하는 것으로 예측이 되고 있다. Fig. 9에서는 이 경우의 강제진동

Table 3 Comparison of the natural frequency for various conditions

Case	Before Reinforcement	After Reinforcement	Proposed Wall	Partial Load	Full Load
Natural Freq.(Hz)	9.41	9.85	10.86	9.43	8.20



응답 예측결과를 보여주고 있는데 진동이 추가로 현저히 감소되는 것을 알 수 있다. 이와같이 추가보강의 역할이 클 수 있는 이유는 반대위상으로 진동하는 상갑판과 주갑판을 연결함으로써 램프의 무거운 질량이 진동을 억제하게 되는 효과라고 생각된다. 추가격벽이 실제로 설치될 기회가 없었던 것은 매우 아쉬운 점이다.

선박은 홀수에 따라 그 진동특성이 크게 달라지는데 여기서는 발라스트, 만재의 1/3 적재시 그리고 만재시의 진동특성을 비교하였다. Table 3은 각 경우의 고유진동수를, Fig. 10은 조타실의 전후진동을 각각 비교하여 보여주고 있다. 이때 바로 앞에서 언급한 추가격벽은 고려되지 않았다.

1차 구조보강으로 상용운전 영역에서 9.85Hz로 벌어졌던 문제의 모우드가 화물을 적재할수록 다시 상용운전 영역으로 돌아오고 있는 것을 Fig. 10에서 볼 수 있다. 또한 만재시에는 더 높은 주파수에 있던 모우드가 따라 내려오는 것도 보인다. 공진점의 진동레벨은 점차로 줄어들고 있는데 이는 증가된 화물과 부가수중량이 기진에너지를 흡수하기 때문이라고 하겠다. 수치해석에서는 MCR에서 만재의 1/3 적재 때의 진동이 가장 우려되는 것을 알 수 있다. Fig. 10에서 이와 유사한 적재상태에서 실제로 계측된 값을 볼 수 있는데 수치해석에서 보다는 작게 계측되었다.

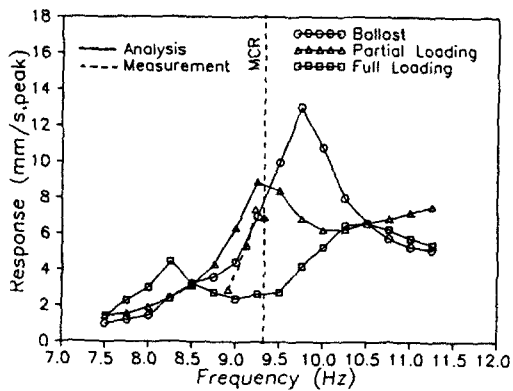


Fig. 10 The change of the vibration characteristics according to cargo loadings

참고로 Fig. 11은 또 다른 적재상태(약 5000 TDW)에서 계측된 프로펠러 직상부 선체표면에서의 변동압력을 보여주고 있다. MCR에서 약 6.5 KPa의 변동압력이 U형 선미의 넓은 면적에 작용하고 있지만 일반적으로 상한치로 생각되는 8.5 KPa[3] 보다는

20% 이상 작기 때문에 기진력 자체는 보통수준이었다고 할 수 있다.

6. 결론

본 선박의 과도진동은 거주구와 선미부가 연성진동을 하는 매우 규모가 큰 진동문제였다. 결론적으로 보면 선미부의 상하 연결강성이 약했던 것이 과도진동 문제의 근본적인 원인이었고 최상갑판의 길이방향 굽힘강성이 약한 것도 문제발생에 일부 기여했다고 할 수 있다.

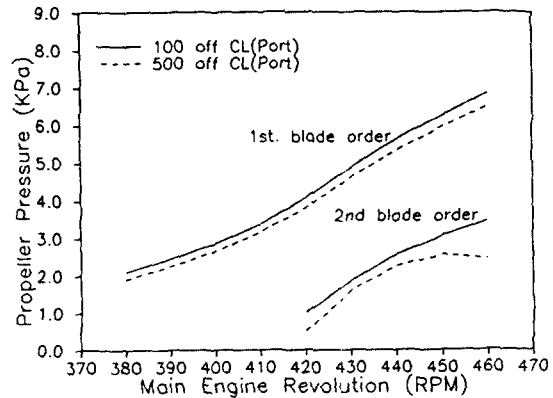


Fig. 11 The pressure fluctuation on the hull surface at right over the propeller due to the propeller rotation

화물창내에 장애물이 완전히 제거되어 있는 초기설계 개념에 손상없이 최소한의 보강만을 통하여 문제가 해결된 것은 주의깊은 실선계측과 계측결과의 분석, 그리고 유한요소해석이 잘 조화되어 결합된 결과라 하겠다.

보기드문 대규모 진동문제가 발생하여 여러가지 어려운 점들이 많았지만 문제의 분석과 해결과정을 통하여 귀중한 경험을 쌓았다고 하겠다. 본 논문이 향후 선박의 방진설계 및 방진대책 수립에 조금이나마 도움이 될 수 있기를 기대한다.

참 고 문 헌

[1] DSHM, "Specification for 12000 TW Ro/Ro Vessel, Hull No. 4410", 1989.  
 [2] KIMM and DSHM, "선박 진동해석 프로그램 개발에 관한 연구", 1986.

- [3] H. Johannessen, K.T. Skaar, "Guide lines for Prevention of Excessive Ship Vibration", Vol. 88, *Trans. SNAME*, 1980.
- [4] DNV, "Vibration Analysis of Daewoo Hull No. 4001 ECONSHIP", 1983.
- [5] ISO 6954, "Mechanical Vibration and Shock Guidelines for the Overall Evaluation of Vibration in Merchant Ships", 1984.