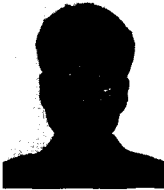


## 2. 동력공학 특집기사

### 저속 2행정 디젤 엔진의 진동특성과 방진대책

#### Vibration Characteristics and Countermeasures on the Two Stroke Low Speed Diesel Engines



유 정 대  
Jung-Dae Yu  
• 현대중공업 엔진기계사업본부  
제품개발부



이 병 운  
Byung-Woon Lee  
• 현대중공업 엔진기계사업본부  
제품개발부

### 1. 서 론

디젤 엔진은 1893년 아돌프 디젤에 의하여 고안된 후 발전을 거듭하며 지금까지 널리 사용되어진다. 이는 디젤 엔진이 다른 열기관에 비하여 열효율이 뛰어나고 비교적 값싼 연료를 사용할 수 있다는 장점에 기인한다.

최근에 들어서 박용 엔진은 연료 소비량을 줄이면서 고출력을 꾀하기 위하여 행정 및 실린더 직경이 커지고, 평균 유효 압력이 높아졌다. 이는 디젤 엔진의 진동 문제를 유발시켰으며, 디젤 엔진에서 진동은 다른 어느 분야보다도 중요한 역할을 담당하게 되었다.

현재는 환경에 대한 관심이 고조되고 있으며, 선박의 건조에 있어서도 진동을 최소화하여 만족스러운 조건에서 운항하길 원하고 있다. 선박과 디젤 엔진에 있어서 진동의 원인 및 대책에 대하여 많은 경험을 가지고 있으며, 효과적으로 진동을 저감할 수 있다. 하지만, 이에 대하여 적절히 대처하지 못할 경우, 환경적 측면뿐만 아니라 디젤 엔진 및 선박 구조의 안전까지 위협할 수 있으므로 초기 설계시부터 주의를 요해야 한다.

### 2. 진동의 기진력

#### 2.1 디젤 엔진에서 발생하는 기진력

디젤 엔진은 가스 폭발 압력과 구동 부위의 왕복·회전 질량의 관성력에 의하여 진동을 유발하며, 이를 단실린더 엔진을 모델로 나타내면 그림 1과 같다. 가스 폭발 압력과 관성력의 합력  $P$ 는 크로스헤드에서의 측면에 작용하는 힘  $Q$ 와 연접봉에 미치는 힘  $C$ 로 분해할 수 있다. 연접봉의 힘  $C$ 는 크랭크핀에서 반경 방향의 힘  $R$ 과 접선 방향의 힘  $T$ 로 나눌 수 있다.

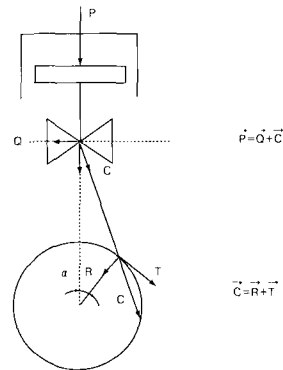


그림 1. 단일 크랭크에 미치는 주기적 힘.

여기서 접선 방향의 힘 T는 크랭크를 회전시키는 유효한 힘으로서 축계 비틀림진동의 주된 기진력으로 작용하게 되며, 반경 방향의 힘 R은 축계 종진동을 일으키는 힘이 된다. 크로스헤드에서의 축면에 작용하는 힘 Q는 엔진 구조진동의 기진력이 된다.

### 2.2 프로펠러에서 발생하는 기진력

프로펠러가 유체 불균일 반류에서 작동하며 발생하는 기진력은 축계를 통하여 선박에 전달되거나, 선박의 표면에 주기적 압력으로 작용하여 아래와 같은 선박의 진동에 기진력으로 작용한다.

- 토크 변동으로 인한 축계 비틀림진동
- 횡방향 힘과 모멘트에 인한 축계 횡진동
- 추력 변동에 의한 축계 종진동 및 선박 거주구 진동

## 3. 축계 비틀림진동

추진 축계의 비틀림진동은 엔진에서 프로펠러까지를 진동계로 하여 발생하며, 축계 절손 등의 대형 사고를 유발하므로 다른 어느 진동보다 중요하게 다루어져야 한다. 이러한 맥락으로 모든 선급에서는 비틀림진동의 계산 및 해상 시운전시 이를 검증하기 위한 계측의 수행을 요구하고 있다.

선급에서는 비틀림진동을 규제하기 위하여 두가지의 제한치를 가지고 있다.  $\tau_1$ 은 연속운전을 금지하는 제한치이며,  $\tau_2$ 는 순간적인 운전도 허용되지 않는 규제치이다.  $\tau_1$ 을 넘으나  $\tau_2$ 를 만족하는 구간에서는 운전금지영역(Barred Speed Range)을 설정하여 장시간의 연속적인 운전을 금지하고, 조속기에 의하여 이 구간을 신속하게 통과하게 설정(Quick by-pass system) 함으로서 인정하고 있다.

비틀림진동이 과도하게 발생하여 관련 제한치를 넘을 경우에는 아래와 같은 해결 방안이 널리 사용된다.

- 튜닝 휠 장착 및 플라이 휠의 관성모멘트를 변경하여 고유진동수를 변경

- 중간축 및 프로펠러축의 재질 및 치수 변경
- 엔진의 점화순서의 변경 등에 의한 기진력 제어
- 비틀림진동 댐퍼적용으로 인한 감쇠력 증가

### 3.1 4, 5, 6 실린더 디젤 엔진

4, 5, 6 실린더의 디젤 엔진이 추진 축계에 직결 연결될 경우 비틀림진동은 1절 모드가 지배적이며, 이는 주위협차수(실린더수)가 엔진의 운전속도 범위 내에 위치하기 때문이다.

1절 모드의 절점은 일반적으로 중간축에 위치하므로 엔진 선단 및 프로펠러에서의 비틀림진폭이 상대적으로 크다. 따라서 엔진 선단 및 프로펠러의 관성 모멘트 그리고 축계의 강성의 변화에 따라 매우 민감하게 변하며, 아래와 같은 해결 방안이 사용된다.

#### A. 엔진의 관성모멘트 조정

엔진의 관성모멘트를 조정하여 비틀림진동의 고유진동수를 이동시키고자 할 경우, 엔진 선단에 튜닝 휠 혹은 관성 모멘트가 큰 플라이휠 장착이 가장 용이한 방법이다.

하지만, 이를 적용할 경우 인접 메인 베어링의 하중 조건, 크랭크스로우의 굽힘응력 및 디젤 엔진의 속도 변형률 등을 고려하여 적절히 설계하여야 한다.

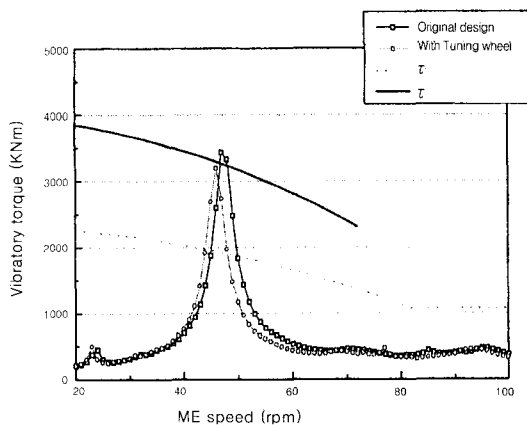


그림 2. Tuning Wheel 적용 사례.

**B. 축 재질 및 치수의 변경**

중간축 및 프로펠러축의 재질 및 치수를 변경하여 비틀림진동의 고유진동수를 이동 혹은 선급 규제치를 상향시킬 수도 있다.

축직경을 증가시켜 비틀림진동 고유진동수를 엔진 최대운전속도 이상에 위치시킬 경우 (Under critical condition) 운전 제한 구역이 없이 모든 구간에서 운항이 가능하다는 장점이 있다. 하지만, 최대운전속도 근처에서의 비틀림진동이 상대적으로 크고, 이로 인하여 추력 변동 및 선박의 구조진동 문제를 유발할 수 있으므로 주의가 요구된다.

축의 재질로서 고합금강을 사용하고 비틀림진동 계산에 재질의 물성치를 사용한다면 1절 진동은 손쉽게 해결 가능하다. 하지만 일부 선급만이 이를 인정하고 있고 대부분의 선급에서 비틀림진동에 적용하는 물성치를 제한하고 있는 바, 축의 재질 변경은 강도 측면에서 축직경을 줄이고자 할 경우에만 부분적으로 사용되어 지는 것이 현실이다.

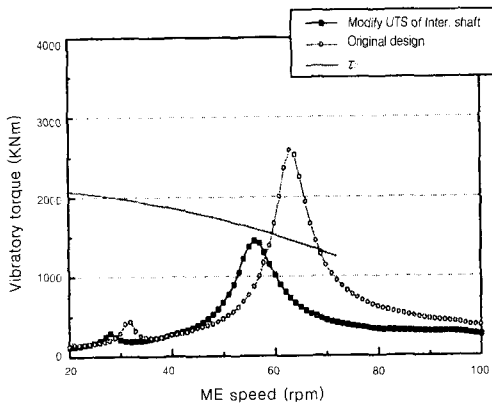


그림 3. 중간축 재질 변경 (UTS 800 N/mm<sup>2</sup> 적용).

**C. 부가적인 감쇠력 증가**

비틀림진동 고유진동수를 변경시켜 공진을 회피하는 방법이 만족스럽지 못하거나, 축계에 큰 응력 집중이 예상되거나 혹은 제한 조건 없이 모든 구간에서 운전을 가능하게 하려면 비틀림진동 댐퍼를 적용하는 방법이 있다.

비틀림진동 댐퍼는 비틀림 변위가 크게 발생하는 엔진의 선단에 부착하는 것이 일반적이나

필요에 의하여 플라이휠과 위치를 바꾸어 장착하기도 한다.

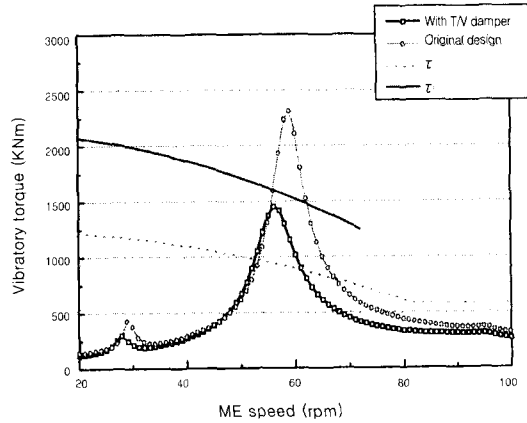


그림 4. 비틀림진동 댐퍼 적용 사례 (1절 댐퍼).

**3.2 7 실린더 이상 디젤 엔진**

7 실린더 이상의 디젤 엔진이 적용된 추진축계에서는 주위험차수(실린더수)가 운전범위 이하에 존재하며, 엔진에서 발생하는 고차 기진력도 4차, 5차, 6차 등의 저차 기진력에 비하여 작으므로, 1절 비틀림진동은 문제가 되지 않는다.

하지만, 2절 비틀림진동은 최대 비틀림 응력이 엔진 크랭크축에 걸리게 되므로 축계의 강성 변경이나 엔진의 관성모멘트 변동에 민감하게 반응하지 않는다. 따라서 비틀림진동 댐퍼를 장착하여 해결하는 것이 일반적이다.

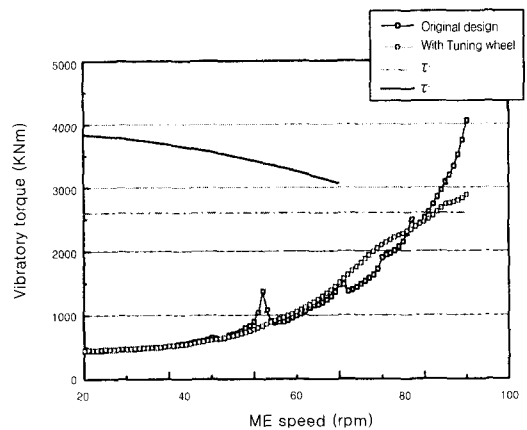


그림 5. 비틀림진동 댐퍼 적용 사례 (2절 댐퍼).

### 3.3 엔진 구동 발전기 (Power Take Off)

추진 축계에 적용된 엔진의 크랭크축 선단 혹은 중간축에 엔진 구동 발전기를 설치할 수 있으며, 이 경우 축계 배치 및 비틀림진동은 매우 조심스럽게 다루어져야 한다.

엔진 선단에 장착되는 발전기는 기어 박스, 탄성 커플링 등이 요구되며, 발전기의 용량이 엔진 파워의 10% 미만일 경우 발전기시스템이 전체 추진 축계에 미치는 영향이 미미하므로, 이를 고려하지 않아도 무방하다. 단, 이 경우에도 발전기 로터에 걸리는 비틀림 변위 및 탄성 커플링에 걸리는 비틀림 토크가 각각의 규제치를 만족하여야 한다.

발전기 용량이 배인 엔진 출력에서 차지하는 비율이 상대적으로 큰 경우, 발전기 시스템이 전체 축계에 미치는 영향을 간과할 수 없으므로 종합적인 해석이 요구된다.

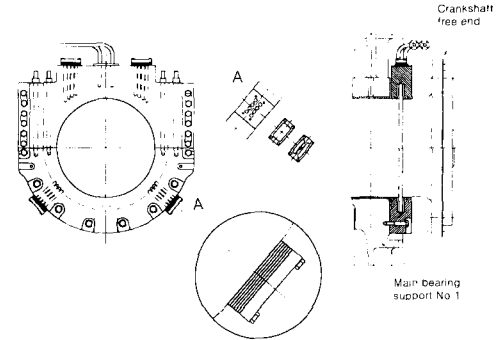


그림 6. 종진동 댐퍼 (MAN B&W).

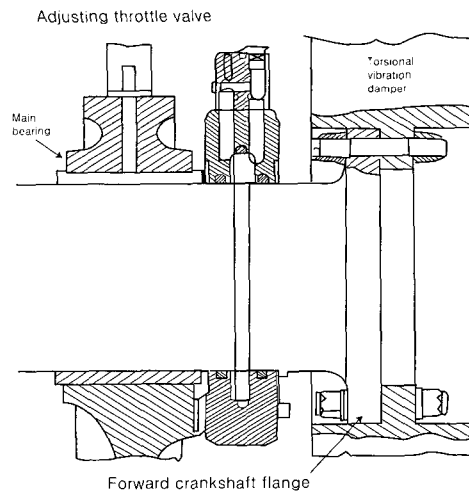


그림 7. 종진동 댐퍼 (WCH).

## 4. 축계 종진동 >

추진 축계 종진동은 비틀림 진동과는 달리 종진동 댐퍼, 추력 베어링과 지지대를 포함하는 진동계에서 발생한다. 종진동의 기진력은 직접적으로 크랭크스로우에 미치는 반경 방향의 힘, 프로펠러에서 전해지는 추력 변동력이며, 간접적으로 프로펠러의 비틀림 진동에 의한 토크 변동력 및 크랭크축에서의 비틀림 연성력이다.

2행정 디젤 엔진에서 0절 종진동의 고유진동수는 엔진의 운전 범위 내에 존재하며, 1절 고유진동수는 엔진 최대운전 속도를 훨씬 상회하므로 관심의 대상이 아니다. 다만, 4행정 디젤 엔진은 0절 고유진동수도 엔진 최대운전 속도 이상에 존재하므로 고려하지 않아도 무방하다.

축계 종진동이 과도하게 발생할 경우, 크랭크축에 무리한 굽힘 응력을 주며 또한 추력 베어링 및 지지대를 통하여 선박 구조물 전체의 진동을 유발할 수 있으므로, 현재 제작되는 모든 2행정 디젤 엔진에서는 종진동 댐퍼 (Axial Vibration Damper or Detuner)를 표준으로 장착하고 있으며 구조는 그림 6, 그림 7과 같다.

엔진 디자이너에 따라서 종진동 댐퍼를 'Axial Vibration damper' 혹은 'Axial Vibration Detuner' 라고 달리 명칭하지만, 종진동 댐퍼가 진동계에서 고유진동수를 이동시키고 감쇠를 부가한다는 점에서 동일한 것으로 보아도 무방하다. 종진동 댐퍼에 의하여 추진 축계의 종진동은 현재 큰 문제를 발생하고 있지 않다. 하지만, 최적 제어를 위하여 종진동 댐퍼 내 오일 압력을 조절하여 크랭크축 종진동 진폭 및 추력 베어링에 미치는 추력을 조절할 수 있도록 부가적인 장치가 준비되어 있다.

종진동의 고유진동수가 비틀림진동의 고유진동수와 인접한 경우 연성효과에 의하여 종진동의 응답이 상당히 크게 나타나며, 이를 이론적

으로 해석하기 위해서는 크랭크스로우에서의 중·비틀림 연성효과를 밝혀내야 한다. 이를 위하여 에너지 방법에 근거한 고전적인 계산법이 있으나, 현재는 고도로 발전된 전자계산기 및 소프트웨어에 의하여 단일 크랭크스로우에 대하여 유한요소 모델을 생성하고 적절한 경계조건을 부가하여 비교적 손쉽게 중·비틀림 연성효과를 구해낼 수 있다.

## 5. 디젤 엔진 및 선박의 구조 진동

엔진은 포함한 선박 전체의 구조물은 고유진동수 및 진동모드를 가지는 진동계를 형성하며, 엔진에서 발생하는 각종 힘과 모멘트, 선체 표면에 미치는 유체력 및 프로펠러에서의 변동토크 및 추력을 기진력으로 진동하게 된다. 최적 설계에 근거하여 선박의 구조가 점차 경량화되고 강성이 저하되는 현실에서, 적절한 해석에 의하여 진동을 최소화할 수 있는 방안을 디자인 초기서부터 마련하는 것이 바람직하다.

### 5.1 자유력과 모멘트

엔진 구동부의 왕복·회전 질량에 의하여 필연적으로 자유력과 자유모멘트가 발생하며, 크랭크스로우가 등간격으로 배치된 경우 자유력은 0이다. 하지만, 자유모멘트는 존재하며 이중 1차 수직모멘트  $M_{IV}$ , 1차 수평모멘트  $M_{IH}$  및 2차 수직모멘트  $M_{2V}$ 가 기진력으로 아래와 같은 조건에서 선박의 진동을 유발하게 된다.

- 기진 주파수가 선박 구조의 고유진동수와 일치하거나 근접한 경우.
- 엔진의 위치가 선박 진동 모드의 절점에 위치할 경우.
- 기진력이 선박 구조에서 예상되는 감쇠를 초과할 경우.

자유모멘트를 최소화하기 위하여 실린더 점화 순서를 조정하는 방법 등이 있으나, 이는 엔진의 성능 및 축계 진동에 영향을 미치므로 상세히 검토해야 한다. 따라서, 불평형추에 의하여 역위상의 모멘트를 발생시켜 기진력을 상쇄시키는 방법이 사용된다.

### A. 1차 자유모멘트

1차 자유모멘트는 5 실린더 이상의 엔진에서는 선박의 기진원으로 작용하지 않는 것이 일반적이다. 4 실린더 엔진에서는 크기가 크므로 검토가 요구된다. 여기서 고려하여야 할 사항은  $M_{IV}$ 와  $M_{IH}$ 는 서로 독립적인 것이 아니고 엔진 구동부의 회전·왕복질량의 벡터합에서 유도된 성분이라는 것이다. 따라서, 평형추를 사용하여  $M_{IV}$ 와  $M_{IH}$ 를 동시에 최소화하는 것은 이론적으로 불가능하다. 하지만, 선박 구조물에 있어서 수평 고유진동수는 수직 고유진동수에 비하여 상당히 크므로,  $M_{IV}$ 와  $M_{IH}$ 의 가진에 의하여 동시에 공진을 나타낼 경우는 없다. 따라서, 해석에 근거하여 공진이 의심되는 방향의 1차 자유모멘트를 최소화하는 것으로 문제를 해결할 수 있으며, 충분치 않을 경우 별도의 M.C. (Moment Compensator)를 적용하여야 한다.

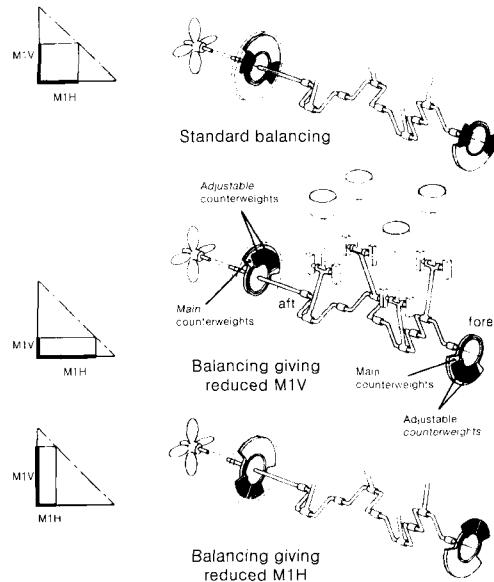


그림 8. 평형추에 의한 1차 자유모멘트 조정.

### B. 2차 자유모멘트

4, 5, 6 실린더 엔진은 2차 자유모멘트가 상당히 크게 나타나며 또한 선박의 4절 혹은 5절 진동모드와 공진 위험이 있으므로, 검토후 필요시 다음과 같은 방안을 적용할 수 있다

- 엔진의 앞쪽에 불평형추 설치.
- 엔진의 뒤쪽에 불평형추 설치.
- 엔진의 앞·뒤에 불평형추 설치.
- 선박에 전기구동 M.C. 장착.

가장 효과적인 방안은 선박 구조물의 해석 결과에 따라 선정된다. 선박 구조 진동모드의 절점이 엔진과 근접하지 않은 경우에는 엔진의 한쪽에만 불평형추를 설치하여 불평형력을 만들고, 절점과 엔진과의 거리를 모멘트암으로 하는 불평형 모멘트를 발생시켜 자유모멘트를 상쇄시키면 된다.

하지만, 엔진의 위치는 진동모드의 절점에 일반적으로 근접하며 해석의 오차를 감안하여 엔진의 앞·뒤에 불평형추를 설치하여 자유모멘트를 0으로 상쇄시키거나, 선박 구조의 진동 변위가 가장 큰 위치에 전기적으로 작동하는 M.C.를 장착하는 것이 바람직한 방법이다.

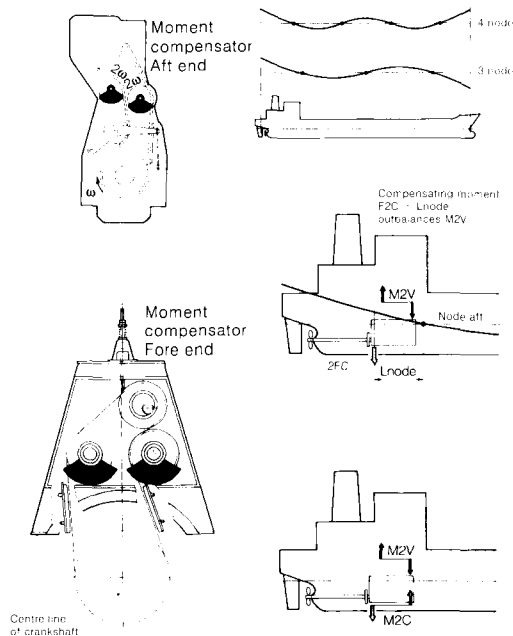


그림 9. 평형추에 의한 2차 자유모멘트 조정.

## 5.2 가이드 모멘트

엔진 구조는 구동 부위에서 발생하는 각종 힘과 모멘트를 견딜 수 있는 충분한 강성을 가지고 설계·제작되어 진다. 하지만, 기술적 혹은 경제적인 이유로 무한한 강성을 가지도록 만들어질 수는 없으며, 따라서 고유한 모드를 가지고 진동하며 선박 구조에 기진력으로 작용하게 된다. 대형 디젤 엔진에서 일반적으로 발생하는 진동모드는 H 모드 및 X 모드가 있다.

- H 모드: 크랭크축을 기준으로 엔진의 상부 구조가 동위상으로 횡방향으로 진동하는 모드
- X 모드: 엔진의 수직 중심축을 기준으로 엔진의 전면과 후면이 비틀리는 진동모드

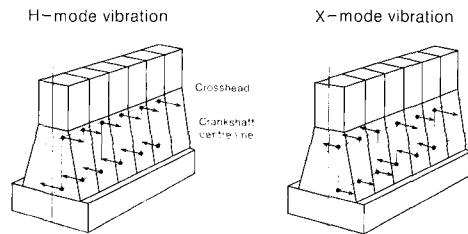


그림 10. 엔진 구조의 일반적인 진동모드.

H, X 모드의 고유진동수는 엔진 구조뿐만 아니라 선박의 구조에 많은 영향을 받는다. 엔진이 무한한 강성을 지니는 구조에 위치한다면 고유진동수는 엔진의 운전 속도 이상에 위치한다. 하지만, 선박의 구조는 엔진의 구조에 비하여 강성이 약하며 따라서 고유진동수는 엔진의 운전 범위 내에 일반적으로 존재하며 공진을 일으킨다. 이를 해결하기 위하여 엔진의 상부구조와 선박구조 사이에 지지대 (Top bracing)을 장착하여 고유진동수를 상향시키는 방안이 널리 사용된다.

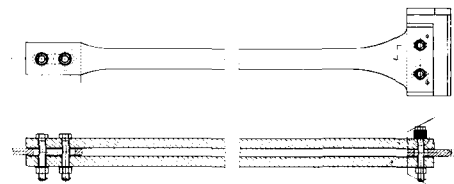


그림 11. Mechanical top bracing (double bar type).

하지만, 최근에 들어 엔진이 장착되는 선박 구조의 강성이 크게 저하되었으며, Top bracing을 설치하여도 고유진동수를 최대 운전 속도 이후로 상향하지 못하는 경우가 종종 발생하고 있다. 이 경우 고유진동수가 선박이 일반적으로 사용하는 회전수 근방에 위치하므로 진동 양상이 더욱 악화되는 결과를 가져온다. 따라서, 계측에 의하여 엔진 및 선박의 안전에 크게 영향이 없다면 Top bracing을 적용하지 않거나 혹은 진동 에너지를 흡수하여 진동 저감을 동시에 가져올 수 있는 유압 제어식 톱 브레이싱의 장착이 바람직하다.

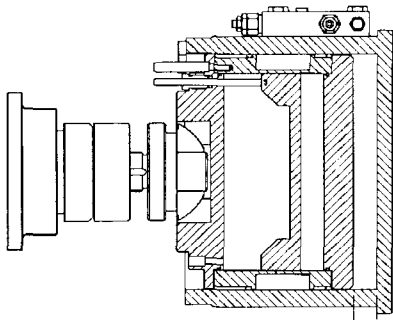


그림 12. 유압 제어식 톱 브레이싱.

## 6. 맺음말

대형 2행정 디젤 엔진이 선박의 추진용으로 사용될 경우 복잡한 진동계를 구성하게 되며 다양한 진동을 유발하게 된다. 지금까지 선박의 진동에 관한 다양한 문제를 접해 왔으며 이를

해결하기 위한 노력을 거듭한 결과 많은 경험 및 대책을 쌓아왔다.

현재, 이러한 경험과 전자계산기 및 관련 장비의 발전에 힘입어 대부분의 진동 관련 문제점을 초기에 확인하고 적절한 해결책을 마련할 수 있는 것이 사실이다.

물론, 아직까지 기존 경험에 의존하여 이론적인 해석을 수행하지 못하는 분야도 존재하나, 기술적인 발전은 무궁무진하며 이들도 조만간 만족스러운 해석 결과를 가져올 것을 믿어 의심치 않는다.

다만, 여러 가지 장벽에 부딪쳐 만족스럽지 못한 조건으로 운항하고, 진동 문제로 어려움을 겪고 있는 선박이 있는 것도 현실이며, 이를 해결하기 위하여 선주, 조선소, 선급 및 엔진메이커가 협조하여 대책을 마련하기 위하여 함께 고민하는 것이 필수적이다.

## 참고 문헌

- [1] BICERA, Handbook of Torsional Vibration, Cambridge University Press, 1958
- [2] J. Jenzer, Some Vibration Aspects of Modern Ship Installation, WCH, 1997
- [3] MAN B&W, Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engines, 1994
- [4] D. C. Lee, B. W. Lee, U. K. Kim and H. J. Jeon, "Vibration Controls of Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container Vessel", ISME 95 Yokohama, Vol II, 1995, p.51
- [5] 한국선급, 선박 진동·소음 제어지침, 1997