

2. 동력공학 특집기사

중·고속 4행정 디젤엔진 시스템의 진동제어

Vibration Control of Medium and High Speed 4-Stroke Diesel Engine System



박 정 근
Jeong-Geun Park
• 차장, 기술개발팀
• (주)STX

1. 머리말

중·고속 4행정 디젤엔진은 일반적으로 정격 회전수가 500~2000 rpm 범위로, 선박용 주, 보조기관 및 육상용 발전기 등 다양한 용도의 원동기로 사용된다. 선박의 대형화, 고속화 경향에 따라 추진기관은 출력이 증대되어 진동 기진력이 증가하였고, 선체구조는 상대적으로 경량화 되어 진동에 대하여 더욱 취약해지는 경향이 나타나고 있다.

디젤엔진은 실린더 내 고압의 공기에 연료를 분사하여 그 연소압력으로 크랭크기구를 회전하여 동력을 발생시키는 구조이기 때문에 실린더 내의 가스압력변동과 크랭크기구운동에 의해 크랭크축과 실린더 벽면에 주기적으로 변동하는 힘을 발생시키고, 이런 주기적 변동력은 기관의 기진력으로 작용하여 엔진본체 및 동력전달축계에 진동을 일으킨다.

진동해석을 위하여 디젤엔진과 동력전달축계 장치를 질량 요소들이 강성과 감쇠 요소들에 의해 연결된 진동계 모델로서 이상화한다. 디젤엔진 시스템에 대한 일반적인 진동해석은 진동계가 주기적인 힘과 모멘트로 가진되는 정상상

태(steady-state condition) 즉, 디젤엔진이 일정속도, 일정부하조건에서 구동되는 조건에 대하여 수행한다.

오랜 경험을 바탕으로 선박에서의 진동현상은 충분히 정확하게 예측되고 있으나, 최적의 방진설계를 통한 경제적 선박 건조를 위해서는 설계 초기단계에서 조선소, 엔진제작사, 축계 및 프로펠러 제작사들이 협조하여 방진대책을 강구하여야 한다^[1].

본 고에서는 중·고속 4행정 디젤엔진 추진축계 및 발전기의 진동특성과 방진대책에 대하여 소개하였다.

2. 진동제어 개요

디젤엔진에서 단일실린더의 작용력은 Fig.1과 같다. Fig.1에서 피스톤에 작용하는 피스톤력 P 은 가스력과 왕복운동부 관성력의 합력으로, 커벡팅로드력 C 와 실린더 벽면을 미는 'guide force' Q 로 나뉘어 진다. 커벡팅로드력 C 는 비틀림진동을 일으키는 접선력 T 와 종진동 및 횡진동 기진력으로 작용하는 반경력 R 로 분리된다.

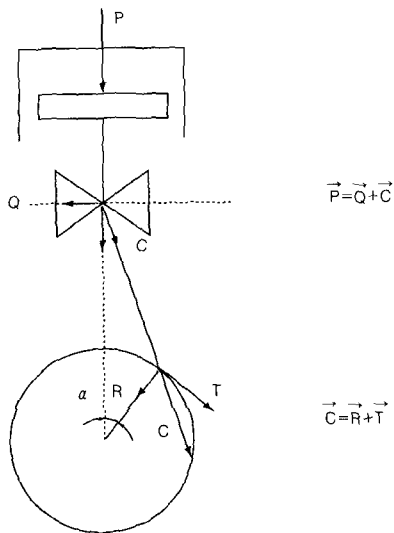


Fig.1 단일 실린더의 작용력.

또한, 디젤엔진은 Fig. 2와 같이 회전질량관성력은 수직수평방향의 1차 모멘트를, 왕복질량 관성력은 수직방향의 1차, 2차 모멘트를 'guide force' Q는 'H-type', 'X-type guide force moment'를 일으킨다.

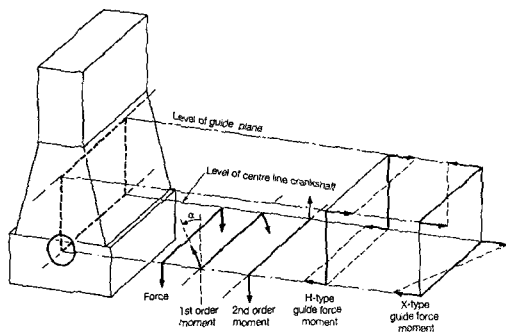


Fig.2 디젤엔진의 기진력과 모멘트.

선박에 사용되는 나선식 프로펠러 추진기는 Fig.3과 같이 비틀림, 종, 횡진동 및 선체진동 기진력을 발생한다.

선박용 디젤엔진 시스템의 진동제어는 위에 언급한 디젤엔진 기진력 및 프로펠러 기진력과 관련된 진동특성을 고려하여 그 대책이 강구되어야 하며, 기본적으로 일반진동계의 진동을 제어하는 방법과 동일하게 다음과 같은 방법들이 이용된다.

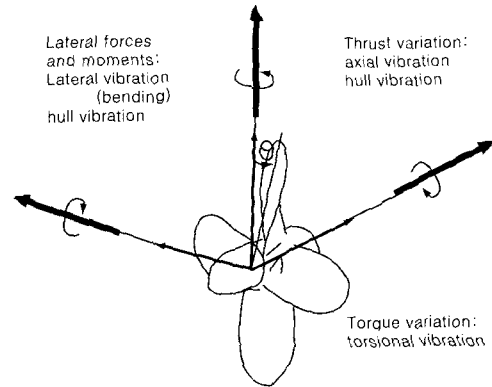


Fig.3 프로펠러 기진력과 모멘트.

1) 진동계의 특성을 변경시키는 방법

진동계의 질량, 강성 또는 질량과 강성 모두를 조정하여 계의 고유진동수를 변경시킴으로써 디젤엔진 및 프로펠러 기진진동수와와의 공진을 회피하는 방법으로 다음과 같은 설계변수들이 고려될 수 있다.

- 프로펠러, 플라이휠의 질량 및 부가질량(튜닝휠)
- 중간축, 프로펠러축 강성
- 종진동 댐퍼
- 톱 브레이싱(top bracing)
- 추가 축 베어링
- 탄성지지
- 비틀림 진동 댐퍼

2) 진동절연하는 방법

디젤엔진과 축계장치 또는 디젤발전기와 선체를 진동 절연하는 다음의 방법이 있다.

- 탄성커플링 적용
- 탄성마운트 적용

3) 기진력을 감소시키는 방법

디젤엔진 자체기진력을 줄이는 방법과 디젤엔진 기진력과 반대되는 위상을 갖는 기진력 발생장치를 이용하여 기진력을 감소시키는 방법이 있다.

- 착화순서 또는 폭발간격을 최적화[2]
- 1, 2차 밸런서

3. 추진축계 진동

축계진동은 Fig.4와 같이 비틀림진동, 종진동, 횡진동으로 구분된다^[1].

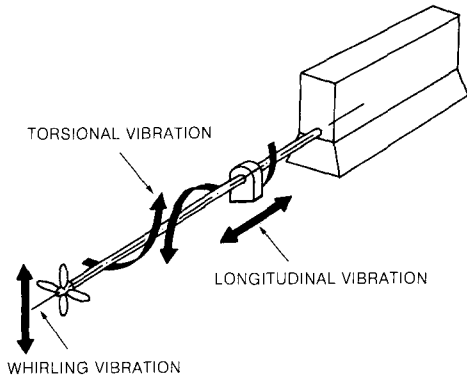


Fig.4 추진축계 진동.

종진동은 4행정 디젤엔진의 경우 크랭크축이 충분한 강성을 가지고 있어 종진동 모드의 고유진동수가 운전범위 이상에 있기 때문에 거의 문제가 되지 않는다.

또한, 횡진동은 고속 해군함정이나 여객선과 같은 긴축을 갖는 특수선박에서 다루어져 왔고 상선에서 문제되는 경우는 많지 않았다^[1]. 긴 중간축을 사용함으로써 운전영역 내에서 횡진동 고유진동수가 문제되는 경우에는 축지지 베어링의 위치와 수량을 조절하거나, 프로펠러 날개수를 변경하는 방법이 있다.

선박의 추진기관으로 쓰이는 디젤엔진은 고속일수록 출력은 커지고 용적은 작아지나, 대부분 선박에서 추진기로 채용하고 있는 나선식 프로펠러는 저속일수록 그 추진효율이 증가하므로, 중·소형 4행정디젤엔진을 주기관으로 사용하는 선박은 감속기어장치를 이용해 회전수를 감속하여 프로펠러에 동력을 전달하고 있다. 따라서 주기관의 변동토크가 그대로 감속장치에 전달되는 것을 방지하기 위하여 주기관과 감속기어장치 사이에는 탄성커플링(flexible coupling)을 설치한다.

Fig. 5는 4행정 디젤엔진 추진 축계장치로서 비틀림진동 해석을 위하여 Fig.6과 같이 이상화 모델

토크 변동과 프로펠러 변동 토크 등에 의해 비틀림진동이 발생하게 된다. 프로펠러의 변동 토크는 일반적으로 프로펠러 날개 수에 따라 프로펠러 평균토크의 일정 비율을 취한다.

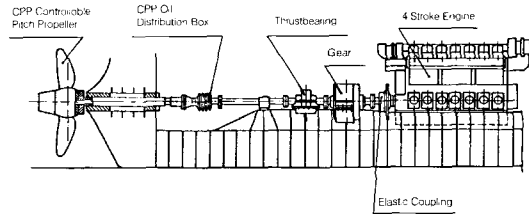


Fig.5 4행정 디젤엔진 추진 축계장치.

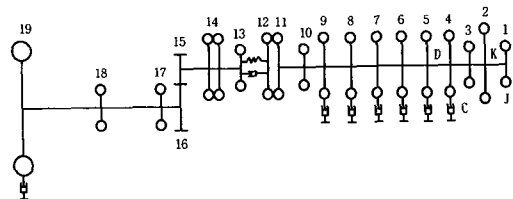


Fig.6 비틀림진동 해석을 위한 이상화 모델.

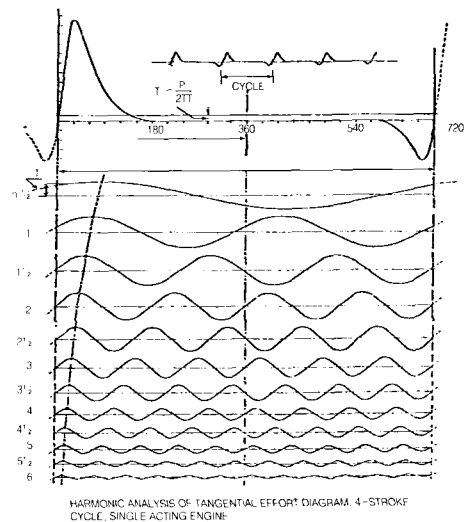


Fig.7 실린더에 작용하는 토크 변동.

선박용 디젤엔진 추진축계는 비틀림진동에 의한 크랭크축 및 감속기어의 손상이 심각하므로 엔진제작사는 물론 선급에서는 비틀림진동 허용치를 강력하게 규제하고 있는 실정이다. 크랭크축의 허용응력은 IACS M53 또는 각 선급

이 규정하고 있는 크랭크축 강도계산식이나 허용기준을 따르는 것이 일반적이다. 감속기어의 손상을 일으키는 기어 햄머링(hammering)현상과 관련하여, 경험상 공진점에서 기어휠의 진동토크가 전달토크의 50% 미만이면 만족되는 것으로 판단된다.

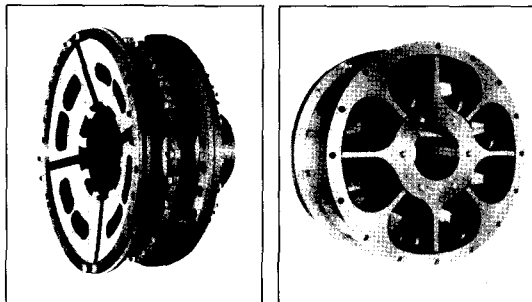
4행정 디젤엔진 추진축계에서 비틀림진동 모드는 탄성커플링모드, 중간축 및 프로펠러축에 의한 축계모드, 크랭크축 모드 순으로 나타나는데, 각 진동모드에 따른 진동대책은 다음과 같다.

1) 커플링모드 방진대책

탄성커플링모드의 주파수가 주기관의 무부하회전수(idle speed)이하에 오도록 고려하여야 한다. 비틀림진동에 의한 탄성커플링의 열부하는 정상착화시에 비하여 착화실패(misfiring)시 일반적으로 증가하고, 상대적으로 유연한 축계에서는 저속 운전범위에서 기어 햄머링현상이 발생할 수 있으므로 주의를 기울여야 한다. 각 커플링 제작사는 강성계산식과 함께 열부하(thermal load)계산식과 그 허용값을 제시하고 있으므로 이에 준하여 안전성 여부를 평가한다.

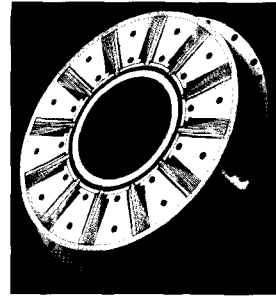
설계단계에서 적절한 탄성커플링이 선정되어야 하나, 커플링모드의 공진점이 부득이하게 운전영역 내에 존재하는 경우에는 커플링모드의 진폭이 큰 곳에 부가질량(튜닝 휠)을 부착하여 그 고유진동수를 운전영역이하로 낮추는 방법이 이용된다.

탄성커플링에는 일정강성형, 토크 비례강성형, 주파수 비례강성형이 있으며, 이들을 Fig. 8에 보였다.



(a) 일정강성형

(b) 토크비례강성형



(c) 주파수 비례강성형

Fig.8 탄성커플링(c).

2) 축계 및 크랭크축모드 방진대책

크랭크축 주 공진차수의 위험회전수가 상용 최대회전수 보다 높게 위치하도록 하여야 한다. 자유단 쪽에 PTO(Power Take-Off)를 갖는 크랭크축은 PTO축에 부착되는 질량의 영향으로 크랭크축의 주 공진차수의 위험회전수가 운전영역으로 내려오는 경우가 있으니 주의가 필요하다.

각 선급에서는 중간축, 프로펠러축 등에 대하여 허용값을 제시하고 있으며 4행정 디젤엔진 추진축계에서는 탄성커플링에 의해 진동절연되므로 이들이 허용값을 초과하는 경우는 매우 드물다. 그러나 중간축 또는 프로펠러축의 응력이 허용값을 초과하는 경우에는 축 직경을 증가시키거나, 축 플랜지에 튜닝 휠을 추가로 적용하는 등 진동특성에 따라 적절한 대책을 강구한다.

크랭크축의 응력이 허용값을 초과하는 경우나 비틀림진동값이 상대적으로 큰 공진차수의 위험회전수가 운전영역내에 존재하는 경우는 일반적으로 비틀림진동 댐퍼를 진동모드 진폭이 크게 나타나는 크랭크축 자유단(통상 플라이휠 반대편)에 설치하여 진동응력을 낮춘다. 위험회전수를 운전영역 위로 올리기 위한 방법으로 플라이휠을 줄이는 방법이 있으나, 이 방법은 회전수 변동을 일으켜 시스템을 불안정하게 만들 소지가 있으므로 디젤엔진의 가속성능을 함께 검토하여야 한다. 또한, 비틀림진동에 의하여 캠축(cam shaft)진동이 야기되는 경우

가 있는데, 일반적으로 크랭크축 모드의 절점을 크랭크축 캠구동기에 위치시킴으로써 크랭크축의 비틀림진동이 캠축 진동을 일으키지 않도록 하고 있다. 캠축에서 비틀림진동이 문제시 되는 경우 캠축에 비틀림진동 댐퍼를 장착하여 진동을 제어한다.

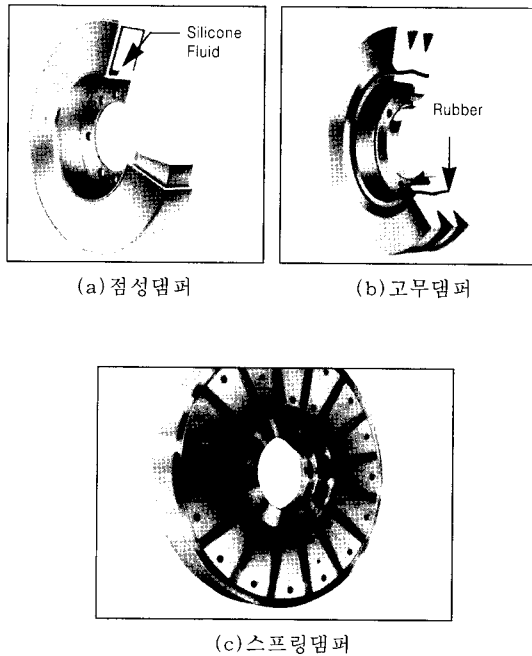


Fig.9 비틀림진동 댐퍼.

크랭크축에 적용되는 비틀림진동 댐퍼로는 Fig. 9와 같이 점성댐퍼, 고무댐퍼, 스프링댐퍼가 있으며, 점성댐퍼는 공진점 변동없이 단순히 점성감쇠에 의해 진동크기를 낮추는 역할을 하지만, 스프링댐퍼와 고무댐퍼는 부가질량계로서 작용하여 공진현상을 양분하는 특성이 있다.

비틀림진동 해석결과 Fig. 10과 같이 크랭크축의 비틀림진동응력이 허용치를 초과하는 경우, 점성댐퍼를 크랭크축 자유단에 장착함으로써 Fig. 11과 같이 크랭크축의 비틀림진동응력을 효과적으로 낮출수 있다.

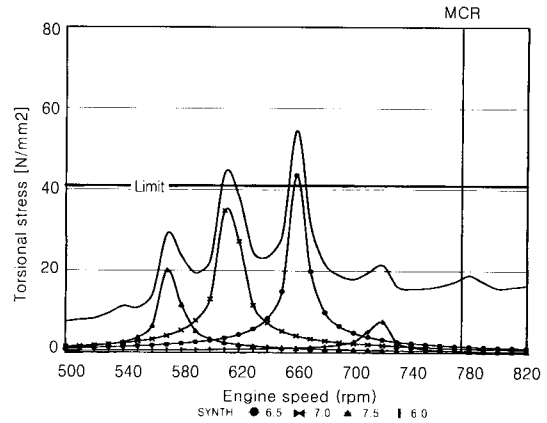


Fig.10 댐퍼 장착전 비틀림 진동 응력.

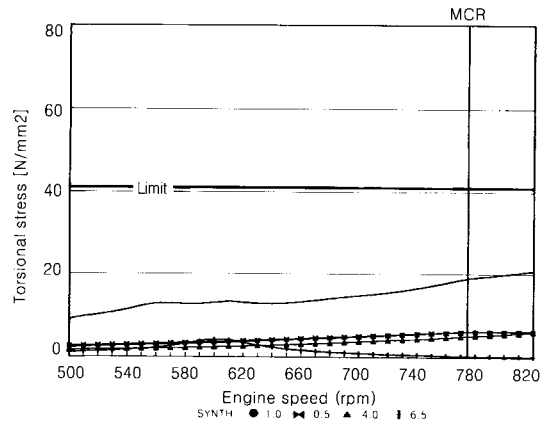


Fig.11 점성댐퍼 장착후 비틀림진동 응력.

점성댐퍼에 사용되는 실리콘오일은 Fig. 12와 같은 화학 구조식을 갖는데 점성댐퍼의 수명은 운전시간 약 20,000~50,000시간으로 알려져 있으며, 댐퍼정비 없이 수명시간을 초과해서 사용함으로 인하여 실리콘오일이 노화되면 분자식의 체인이 짧게 끊어져 점성 및 감쇠특성이 급격히 떨어지게 된다. Fig.13은 실리콘오일의 노화로 점성댐퍼가 기능을 상실하여 크랭크축이 절손된 사례이다.

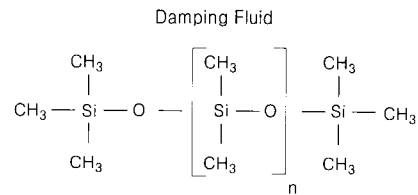


Fig.12 실리콘오일의 화학구조식.

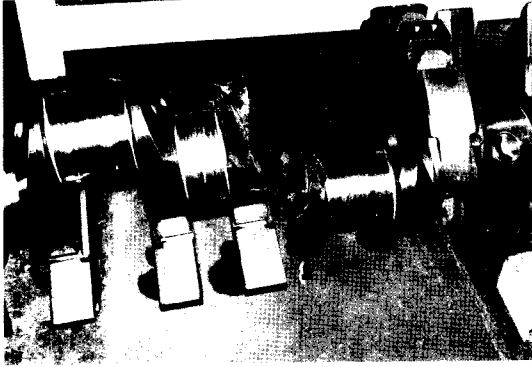


Fig.13 크랭크축 절손 사례.

4. 발전기축계 진동

단일베어링형식 발전기는 엔진 크랭크축에 직결합되고, 이중베어링형식 발전기는 엔진과 발전기 사이에 탄성커플링이 장착된다. 따라서 단일베어링형식의 발전기는 발전기축 모드와 크랭크축 모드가 서로 영향을 주면서 나타나게 되고, 이중베어링형식의 발전기는 커플링모드 진동과 크랭크축 모드 진동이 구별되어 나타난다.

발전기축계도 추진축계의 경우와 동일한 방법으로 방진대책을 강구하는데, 발전기는 일정속도로 운전되므로 일반적으로 크랭크축에 튜닝 휠만을 장착함으로써 공진점을 선급에서 요구하는 운전범위 밖으로 쉽게 이동 시킬 수 있다. 튜닝 휠이 방진대책이 되지 못하는 경우에는 발전기축경 조정이나, 크랭크축 선단에 댐퍼를 설치하여 진동레벨을 낮추는 방법 등이 강구될 수 있다.

Fig. 14는 5실린더 디젤엔진과 단일베어링형식 발전기가 직결합된 발전기축계에 튜닝 휠을 적용하여 비틀림진동을 제어한 사례로, 1절 모드의 진동이 제어대상이므로 모드 진폭이 가장 큰 크랭크축 자유단에 튜닝 휠을 적용하였다. 정격회전수를 주 공진차수인 1절 5차와 7.5차 위험회전수 사이에 위치시키고, 부 공진차수의 위험회전수는 정격회전수의 $\pm 5\%$ 범위를 벗어나도록 하였다.

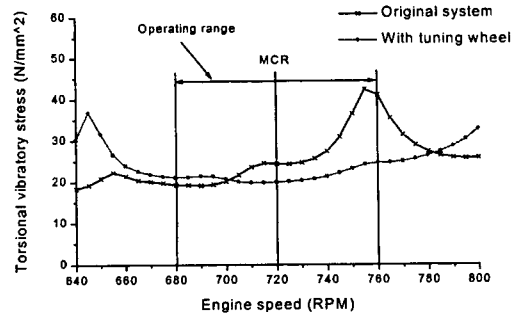


Fig.14 튜닝 휠을 이용한 비틀림진동 제어.

5. 선체진동 및 탄성지지 시스템

중·고속 4행정디젤엔진은 정격회전수가 500~2000 rpm 범위로 기진 주파수가 상대적으로 고주파이므로 저속 2행정 디젤엔진과 비교하여 선체진동을 일으킬 여지가 적다. 그러나 이러한 고주파의 기진주파수가 Fig. 15와 같이 선체 구조물의 국부진동이나 고체전달음에 의한 소음을 일으킬 수 있으므로 디젤엔진 시스템을 선체와 진동절연할 목적으로 디젤엔진을 탄성지지하는 방법이 이용된다.

탄성지지 시스템은 엔진만을 탄성지지하는 방법, 엔진과 발전기를 거치대에 강결합하고 거치대를 탄성지지하는 방법(Fig. 16), 이중탄성지지하는 방법(Fig. 17) 등이 있다. 이중탄성지지는 진동절연 및 내충격 성능향상을 위하여 함정용 주기판 및 발전기에 많이 이용된다.

탄성마운트 시스템은 대상 장비의 정하중을 지지할 수 있고 각 마운트에서 정적 처짐량이 동일하도록 탄성마운트의 사양과 위치를 선정한다.

특히 선박용에 적용되는 탄성마운트는 해상 조건에 따른 선박의 피칭, 롤링 등의 거동에 대하여 마운트의 처짐량이 허용값을 초과하지 않아야 한다. 또한, 탄성지지계의 고유진동수는 엔진 자체 기진원 및 프로펠러 기진력등의 외부 기진원과 공진을 일으키지 않아야 한다. 엔

진 자체 기진원은 짝수 실린더의 경우 'guide force moment'이며, 홀수 실린더의 경우는 추가로 1, 2차 모멘트를 고려하여야 한다.

탄성마운트에는 Fig. 18과 같이 고무마운트, 스프링마운트 등이 있다. 고무마운트는 공진영역에서 감쇠특성이 양호하여 기진주파수 대역이 광범위한 선박용 장비의 탄성지지에 적합하며, 육상장비에는 진동절연특성이 고무마운트보다 우수한 스프링마운트가 주로 적용된다.

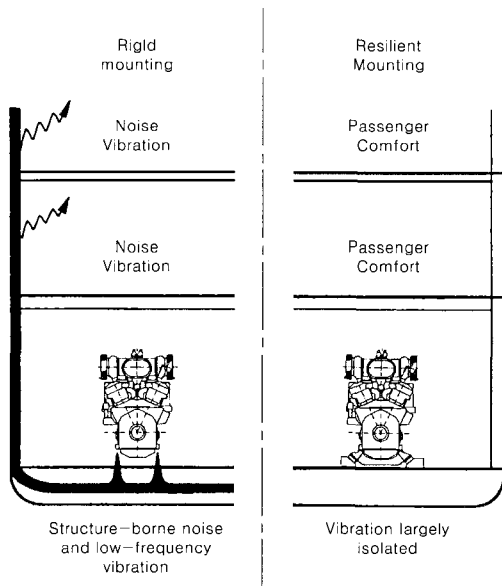


Fig.15 강성지지와 탄성지지 디젤엔진 시스템.

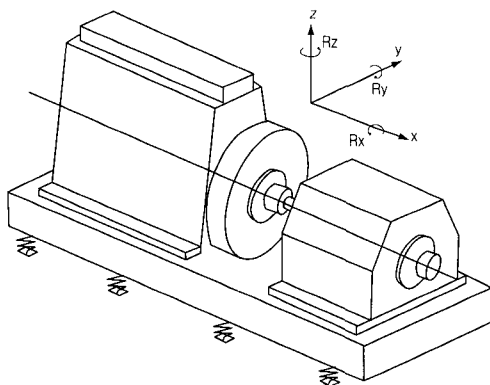


Fig.16 디젤발전기의 거치대 탄성지지 모델.

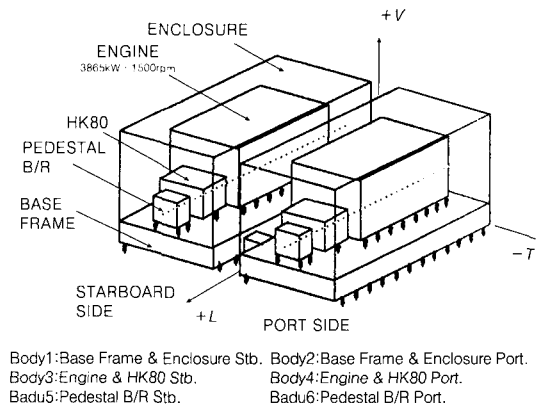
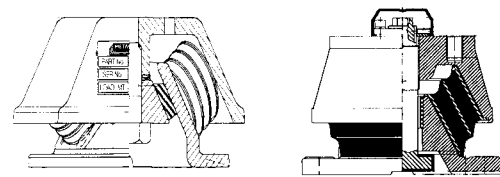
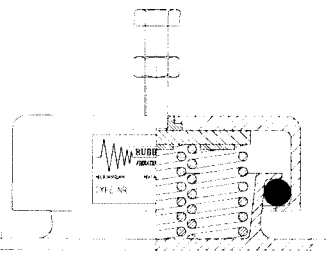


Fig.17 함정용 주기관의 이중탄성지지 모델.



(a) 고무 마운트



(b) 스프링 마운트

Fig.18 탄성 마운트.

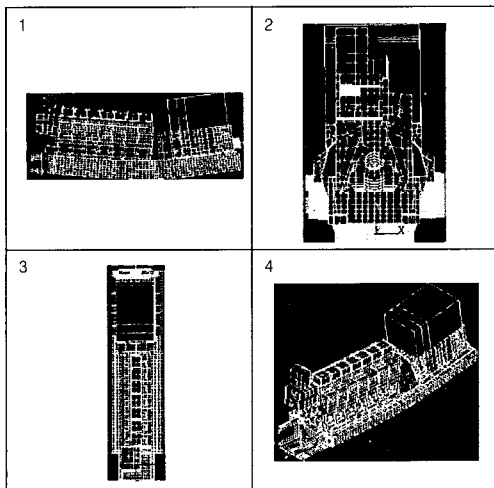
탄성지지 시스템의 진동은 VDI 2056/2063, ISO 2372/3945 등의 규정이나, 왕복동 내연기관구동 발전기의 진동평가가 기준인 ISO 8528-9의 규정과 비교하여 평가한다.

탄성지지 시스템은 엔진과 발전기 그리고 거치대(common-bed)를 강체로 가정하여 해석하는데, 거치대의 강성이 충분치 못하여 진동문제가 발생하는 경우가 종종 있다. 이와 같이 거치대 강성에 따른 탄성지지 시스템의 플렉시블 모드 고유진동수가 운전영역내에 있거나 근방에 있는 경우에는 전체 진동계를 유한요소로 모델링하여 엄밀히 해석하여야 한다. 유한요소

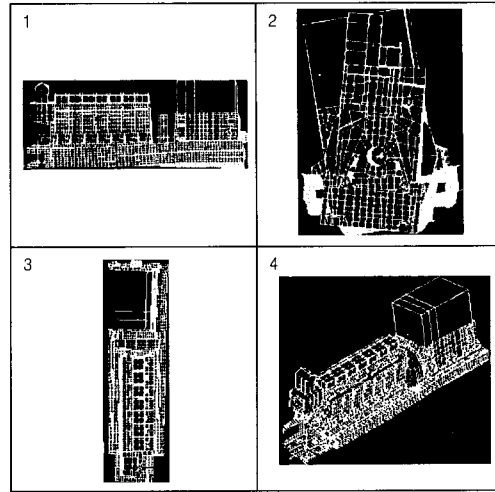
모델링에 의한 자유진동해석을 수행하면 탄성 지지 진동계의 진동모드는 탄성마운트에 의한 강체 모드와 더불어 거치대 강성에 따른 플렉시블 진동모드인 수직, 수직 굽힘모드와 비틀림 모드로 나타난다.

다음은 7L23/30H 디젤발전기(850kW/720rpm)를 범용 구조해석 프로그램을 이용하여 유한요소로 모델링하고, 모드해석을 수행한 결과이다. 거치대의 두께를 기계가공하여 강성을 약하게 함으로써 정격회전수 720rpm에서 진동문제를 야기하였던 30Hz 수직굽힘모드 진동레벨을 낮출 수 있었다.

Fig.19는 거치대 두께를 기계가공한 디젤발전기의 수직 굽힘모드(28.3Hz), 비틀림모드(35.8Hz)를 나타낸 것이다. 수직 굽힘모드는 기계가공전 30Hz에서 28.3Hz로 낮아졌고, 따라서 정격회전수 720rpm에서 2.5차 성분에 의한 진동레벨을 낮출 수 있었다. 거치대 강성을 증가시키는 방법은 비틀림모드가 디젤엔진의 3.5차 'guide moment' 성분인 42Hz와 공진하게 되므로 부적합하다. 이와같이 전체 진동계를 유한요소로 모델링하는 방법은 거치대 강성을 충분히 강하게 하는 것이 현실적으로 어려운 경우에 진동계를 유연설계할 목적으로 유익하게 이용된다.



(a) 수직 굽힘모드(28.3Hz).



(b) 비틀림모드(35.8Hz)

Fig.19 7L23/30H 디젤발전기의 진동모드.

그 밖에 탄성지지 장비와 연결되는 외부 파이프 등은 손상방지를 위해 그 연결부위가 충분히 유연한 구조로 설계되어야 하며, 고무마운트는 Fig. 20과 같은 creep 특성을 가지므로 마운트 경년변화후 마운트 높이를 재조정하는 작업이 필요하다.

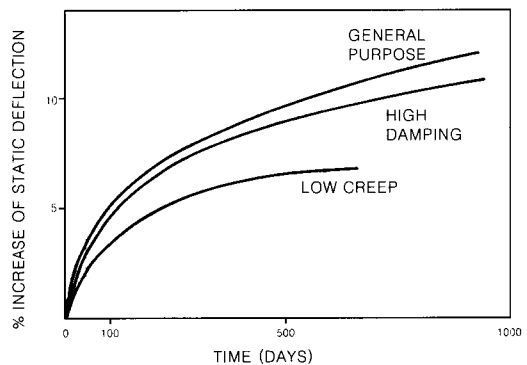


Fig.20 고무마운트 creep 특성.

6. 결 언

중·고속 4행정 디젤엔진 시스템의 진동제어는 일반진동계의 진동을 제어하는 방법과 동일하게 진동계의 특성을 변화시켜 계의 고유진동

수를 변경시키는 방법, 진동절연하는 방법, 기진력을 감소시키는 방법이 있으며, 그 사용 용도 및 요구조건에 따라 진동제어 방법을 다음과 같이 요약할 수 있다.

1) 4행정 디젤엔진 추진축계는 적절한 탄성커플링을 선정하는 것이 비틀림진동 방지대책의 대부분을 차지하는데, 탄성커플링 모드 주파수가 주기관의 무부하 회전수이하에 오도록 탄성커플링 사양을 선정하고, 착화실패시 탄성커플링의 열부하와 기어 햄머링현상에 주의를 기울여야 한다.

2) 디젤발전기는 일정 회전수로 운전되므로 크랭크축에 튜닝 휠을 장착하는 방법과 플라이휠의 관성모멘트나 발전기 축경을 조정하는 공진회피대책이 효과적이다.

3) 크랭크축의 비틀림진동 응력을 낮추기 위해서는 크랭크축 자유단에 비틀림진동 댐퍼를 적용한다. 비틀림진동 댐퍼가 적용된 경우는 댐퍼 정비주기를 준수하도록 한다.

4) 선체와 진동절연할 목적으로 디젤엔진 시스템을 탄성지지하는 경우는 탄성마운트계의 고유진동수가 엔진 기진력 및 프로펠러 등 외부기진력과의 공진을 회피하도록 설계되어야 한다.

5) 탄성지지 시스템의 플렉시블 모드 고유진동수가 운전영역 내에 있거나 근방에 있는 경우에는 전체 진동계를 유한요소 모델링하여 해석하여야 하고, 특히 거치대 강성에 따른 수직굽힘모드와 비틀림 모드는 엔진 기진력과의 공진을 회피하도록 하여야 한다. 유한요소 해석 방법은 거치대를 유연설계할 목적으로 유익하게 이용될 수 있다.

참고 문헌

- [1] J. Jenzer, "Some Vibration Aspects of Modern Ship Installations", Wartsila NSD Switzerland Ltd, 1996.
- [2] S. B. Jakobsen and P. Rønneidal, "Noise and Vibration Optimized 11-cylinder Diesel Engine for Propulsion of 4800 TEU Container Vessel", RINA International Conference on Noise & Vibration, 1995.
- [3] VERITEC, Vibration Control in Ships, A/S Veritas-huset, Chap. 1. p. 1,12, 1985.
- [4] 한국선급. 선박 진동·소음 제어 지침, 제 6 장, p. 179, 1991.