

선박진동 제어기술에 관한 소고

이호섭

On the Vibration Control of Ship

Ho-Sup Lee

1. 서언

선박은 화물 및 여객을 수송하는 해상교통 수단으로써 여객 및 승무원의 안락성, 탑재장비, 기기의 성능보전 상, 화물 및 구조부재의 안전성 차원에서 진동제어가 주요 해결 기술의 하나이다. 또한 최근 선박의 대형화, 고속화로 인해 엔진과 프로펠러의 기진력은 커지는데 반해 구조 강도계산 기술의 발달로 인해 선체구조 경량화가 촉진되어 선체의 유연성이 커질 뿐 아니라 전통적인 선체구조와 기관, 축계 강성사이의 균형이 깨어짐으로 선박의 진동제어는 더욱 중요시 되고 있다.

선박의 경우 건조 후에 진동제어를 위한 조치를 취하는 일은 매우 제한적이고 많은 비용이 들기 때문에 설계단계에서 선박진동제어를 위한 사전 노력이 충분히 이루어지는 것이 중요하다. 따라서 선박의 주 기진원인 프로펠러, 주기판 등의 기진력 자체를 적정화 하는 노력과 함께 그로 인한 응답을 극소화하기 위해 설계 단계부터 인도까지 단계별로 많은 노력을 기울이고 있다. 단계별 진동제어의 한 예를 Fig.1에서 보여주고 있다[1].

선체와 같이 복잡한 대형구조물의 진동특성 및 응답을 계산함에 있어서 컴퓨터의 발

달과 유한요소법과 같은 해석기술의 발달로 실제 구조와 매우 유사한 3차원 모델링이 가능하게 되어 해석의 精度를 높일 수 있게 되었다. 그러나 프로펠러 기진력, 유체와의 연성효과, 감쇠특성 등을 精度 높게 산정하는 데는 아직도 많은 어려움이 있다. 이와같은 문제는 진동응답의 계산精度를 저하시키는 주요 요인이 되어 설계단계에서 충분히 진동제어가 이루어졌다 하더라도 건조 후 실제운항 시 진동문제가 발생하는 경우가 있다. 건조 후 진동문제 발생 시 구조변경을 통한 해결은 한계가 있기 때문에 각종 진동제어 장치의 연구개발이 최근에 활발히 이루어지고 있다[2].

본 고에서는 설계단계에서부터 건조 후까지의 선박진동제어 과정[1, 2, 5, 6]을 단계별로 고찰하여, 점점 까다로워져 가는 선박진동규제[3, 4]에 대처하고 승무원의 안락성에 대한 욕구, 구조물의 안전성, 장비의 성능보존이 만족되는 저진동 선박의 건조를 위해 향후에 해결해야할 과제들을 도출하여 선박진동분야의 연구개발 방향을 제시하고자 한다.

2. 기진력

선박진동을 유발시키는 주요 기진원은 주기판, 프로펠러, 파랑 등을 꼽을 수 있다. 이 가운데 Fig.2에서 보인 바와 같이 주기

*삼성중공업(주) 조선플랜트연구소 연구소장

관, 프로펠러에 의한 기진력이 지배적으로 중요하다. 최근 선박의 대형화, 고속화 및 에너지 절약 추세에 따라 주기관의 저회전, 고회전화의 경향이 더욱 가속화되어 감에 따라 프로펠러 및 주기관의 기진력의 크기도 같이 증가되어가고 있다. 각 기진원의 기진 특성 및 유기진동의 종류를 표1에 간략히 나타내었다. 따라서 선박진동 제어관점에 상기 기진원의 기진특성과 이들의 제어기술을 살펴볼 필요가 있다.

2. 1 주기관

일반 대형 상선의 주기관으로는 대부분 디젤기관이 사용되고 있기 때문에 표1에서 디젤기관의 기진특성에 대해서만 기술을 하였다. 표1에서 보인 바와 같이 디젤기관에서는 가스변동압력 및 왕복동질량 불평형모멘트의 두 가지 기진력을 유발시키므로써 선체거더 뿐만 아니라 엔진 본체, 축계 및 주위의 각종 부구조물의 진동을 야기시킨다. 왕복동질량 불평형모멘트의 기진력의 경우 1차 성분은 다수 실린더 엔진에서 이미 발란싱이 이루어져있기 때문에 진동문제를 야기시키는 경우는 매우 적으나 2차 성분은 기진력의 크기가 큰 경우에는 선체거더의 4 - 5절 진동형과의 공진을 유발시킬 가능성이 있다. 이 경우에는 moment compensator의 설치를 검토해야 하며, 건조 후 문제 발생 시에는 선미부에 2차 불평형모멘트를 상쇄시킬 수 있도록 전기식발란서와 같은 특별한 제어장치의 설치가 요구된다. Guide Force에 의해서는 엔진본체진동 또는 선루구조진동 문제의 발생 가능성이 있다. 이 경우는 top staying과 같은 엔진과 선체의 별도 지지장치를 검토한다.

2. 2 프로펠러

선루진동을 야기시키는 요인 가운데 프로펠러기진력이 약 80%를 차지하고 있음을 생각할 때 선박진동을 극소화 시키기 위해서는 프로펠러 기진력을 최소화 하는 것이 얼마나 중요한지 알 수 있다.

프로펠러의 기진력은 선미부에서 프로펠러가 작동하고 있는 반류분포의 불균일성에 기인한다. 이러한 기진력은 표1에 보인 바와 같이 크게 표면전달력과 축전달력 두 가지 형태로 선체에 작용한다. 이들 프로펠러 기진력 크기를 좌우하는 주요 인자는 프로펠러 주위 유동장의 반류분포, 프로펠러설계(날개수, Skew각, 날개두께 등), 선속, 프로펠러 회전수 등이다. 프로펠러의 기진력을 최소화 하기위해 설계 시 최소화하는 것이 중요한데 이를 위해서는 선미형상의 설계, 프로펠러의 설계를 신중하게 수행해야한다.

설계단계에서 선체진동 응답해석을 精度 있게 수행하기 위해 프로펠러의 기진력을 정확하게 산정하기 위한 노력이 끊임없이 이루어지고 있다. 최근 고속전산기의 보급으로 인해 축전달력을 비교적 精度 있게 계산할 수 있는 비정상 양력면 이론이 거의 완성단계에 이르렀으며, 선체표면에 작용하는 변동압력을 精度 있게 계산하기 위해 공동프로펠러이론이 적용되고 있다.

그러나 선체진동 응답해석의 精度는 아직도 작게는 50% 크게는 100%이상의 오차를 보이고 있는 현실이다. 이에 대한 주요 원인 중 하나가 프로펠러 기진력의 산정 오차라고 볼 수 있다. 따라서 이 산정 精度를 높이는 방법에 대한 이론적 연구도 끊임없이 이루어져야 하지만 변동압력에 대한 실선계측이 함께 병행되어 상호 보완되어야 한다. 실선계측은 통상 비용도 많이 들고 선주들도 선저에 압력센서의 설치를 위한 구멍을 뚫는 것을 원치 않기 때문에 조선소에서 각별한 의지와 노력이 없으면 매우 어려운 일이다.

2.3 파랑

선박이 파도 중에 항해할 때 파랑에 의해 야기되는 선체거어더의 진동은 Fig.3에 보인 바와 같이 두 가지 형태로 나타난다. 파고가 낮은 경우에 여러 주파수 성분을 갖는 파에 의해 선체거어더에 발생하는 random vibration 현상으로 주로 선체거어더의 2절 진동형이 공진되어 나타난다. 이러한 현상을 Springing 이라고 하며 주로 2절 고유진동수가 0.5 Hz 정도로 낮은 대형선에서 발생된다. 또한 선박

이 황천 중에 항해할 때 선수 바닥에 충격력이 작용하여 선체거어더의 중앙단면에 갑자기 큰 응력이 작용하여 천천히 소멸되는 과도진동이 발생하는 현상으로, 이를 whipping이라 한다.

스프링잉에 발생하는 경우 이로 인한 굽힘모멘트가 추가로 발생하여 갑판과 선저에서 정역학적인 굽힘응력에 동적응력이 부가되므로써 선체의 피로강도에 불리한 영향을 미치게 된다.

또한 황천 중에 슬래밍에 의한 whipping 이 발생하는 경우 선수에 큰 충격력이 작용함

표 1. 주요기진원의 기진특성 및 유기진동종류

기진력		기진성분		주파수특성	유기진동종류
디젤기관	가스변동압력	Radial Force		Ne, 2Ne ...	추진축계의 종진동
		Tangential Force			추진축계의 비틀림진동
		Guide Force	H-moment	(2-stroke engine) NeB, 2NeB, ... (4-stroke engine) NeB/2, NeB, 3NeB/2...	선체거어더의 진동 D/H의 진동 기관본체진동
	X-moment		minor order depending on firing order and cylinder number	선체거어더의 진동 D/H의 진동 기관본체진동	
왕복동질량 불평형모멘트	Free Moment		1Ne, 2Ne	선체거어더의 진동 추진축계의 비틀림/종진동	
프로펠러	불평형력(가공오차에 기인)		Np		선체거어더의 진동
	표면전달력	표면변동압력		ZNp, 2ZNp	선체거어더의 진동 D/H 진동 국부진동
	축전달력	6자유도성분			선체거어더의 진동 국부진동
파	Slamming		충격		Whipping
	부력변동		연속 Spectrum		Springing

(주: Ne:주기관회전수, B:실린더수, Np:프로펠러회전수, Z:프로펠러날개수)

에 따라 선수부 국부구조의 손상을 야기시키는 경우가 많다.

따라서 설계 시에 스프링잉의 발생가능성을 사전에 검토하여 운항속도 범위에서 스프링잉이 발생하지 않도록 해야한다.

또한 선수부 국부구조는 슬래밍에 의한 충격력을 충분히 견딜 수 있도록 보강이 요구된다.

3. 선박진동

선체구조물은 판과 보강재를 기본요소로 구성된 대형 구조물로서 각종 장비, 화물, 등이 부가되고 해수와 접하여 거동하는 매우 복잡한 진동계이어서 진동거동이 매우 복잡하게 나타난다. 이와같이 복잡한 진동계의 거동을 정확하게 해석하기는 매우 어렵기 때문에 합리적인 가정을 도입하여 선체거어의 global 진동, 국부구조의 진동으로 구분하여 선체진동특성을 해석한다.

3.1 선체거어더 Global 진동

선박이 건조된 후 선체 국부구조의 진동은 비교적 간단히 제어될 수 있으나 선체 거어의 global진동을 제어하기란 매우 어렵고 많은 비용이 들게된다. 따라서 선체 거어의 global진동은 설계단계에서 精度있게 제어되는 것이 매우 중요하다. 선체거어의 진동거동은 Fig.4에 보인 바와 같이 수직굽힘진동, 수평굽힘진동, 비틀림진동, 종진동 또는 이들이 조합되어 나타난다. 이러한 진동거동을 설계단계에서 해석하는 방법으로는 설계단계에 따라 여러가지가 사용된다.

초기설계 단계에서는 선체구조의 상세자료가 부족하기 때문에 실적선의 진동특성을 바탕으로 만들어진 여러가지 간이식을 사용하여 선박의 기본제원만을 이용하여 진동특성을 파악한다. 이 결과를 이용하여 프로펠러 날

개수, 주기관의 실린더수, 선루구조의 형상 등의 중요한 제원이 진동관점에서 검토가 된다. 그러나 고유진동특성의 계산 오차는 20% 이상 발생하는 경우도 있다. 따라서 초기설계에서도 선박의 고유진동특성을 비교적 정확하게 계산하기 위해서는 각 조선소에서 실적선 자료를 계속적으로 축적하여 그 조선소의 설계pattern에 맞는 근사계산방법을 개발할 필요가 있다.

상세설계 시 선체거어의 진동해석 방법은 저차진동형의 경우 보유추 해석 방법도 精度 높게 사용될 수 있다. 그러나 선루구조와의 연성거동, 이중저 구조와의 연성거동을 精度 높게 해석하기 위해서는 실제 구조와 매우 유사한 3차원 모델링을 하여 유한요소법을 적용하여야 한다. Fig.5는 3차원 유한요소모델링의 예를 보여주고 있다. 이때 접수효과는 최근 경계요소법을 결합시켜 비교적 정확하게 고려되고 있다. 따라서 고유진동특성은 5%이내의 精度로 계산될 수 있다. 그러나 강제 진동응답계산의 경우 프로펠러기진력의 산정오차, 감쇠의 부정확한 고려 등으로 인해 50%에서 큰 경우는 100%이상 까지도 오차가 발생한다. 감쇠의 크기를 정확하게 고려하기 위해서는 실선계측을 통해 많은 data가 축적되어야 하며, 프로펠러 기진력의 정확한 산정에 대해서는 2.2절에서 기술한 바와 같다.

3.2 선체국부진동

선체구조의 국부진동은 주선체 거동은 거의 없는 상태에서 국부구조의 진동이 지배적으로 나타나는 현상이다. 이러한 현상은 프로펠러 또는 주기관 기진력의 고차 조화성분과 같이 기진 진동수가 비교적 높은 기진원에 의한 국부구조의 공진으로 발생된다.

선체의 국부구조로는 마스트, 연돌, 판넬 등이 있다. 마스트, 연돌의 진동해석은

유한요소법을 사용하여 수행하는 경우가 많다. 판넬의 경우는 선체 내에 매우 다양하게 있어 모두 유한요소법을 적용하여 해석하기에는 많은 시간과 노력이 요구되기 때문에 간단한 입력자료를 사용하여 해석할 수 있는 Rayleigh-Ritz방법이 많이 사용되고 있으며 판넬의 형상이 불규칙한 경우에만 유한요소법을 적용한다.

국부구조의 진동해석에서 모델링은 선체 전체에서 국부구조만 분리하여 나타내기 때문에 주변경계조건을 합리적으로 고려하지 못하면 결과에 많은 오차가 발생할 수 있다. 따라서 주변경계조건을 합리적으로 고려하는 방법에 대한 연구가 요구된다.

3.3 축계진동

선박의 추진축계는 Fig. 6에서와 같이 기관내의 축계(crank shaft), 중간축, 프로펠러 축, 프로펠러 등으로 이루어진 계로서 비틀림진동, 종진동, 종.비틀연성진동, whirling 진동 등 다양한 형태의 진동이 발생할 수 있다.

비틀림진동은 표1에 기술한 바와 같이 기관의 가스변동압력 및 왕복동질량 관성력의 tangential force의해 발생하며 이에 대한 공진이 발생하면 축에 동적 부가응력이 크게 걸리게 되어 피로손상의 원인이 될 수 있다. 이러한 공진이 운전 회전수 범위 내 어느 특정 회전수에서 발생하는 경우는 barred range를 설정하여 운전자에게 이 회전수에서 운전을 피하도록 주의를 주어야한다. 설계단계에서 비틀림진동해석은 Fig. 7과 같은 수학적모델을 사용하여 수행되는데, 고유진동특성은 매우 정확하게 계산이 될 수 있으나 강제진동 응답계산은 crankshaft와 프로펠러의 감쇠크기, 엔진에서 발생하는 기진력 산정 등의 부정확성으로 인해 많은 오차가 있을 수 있다.

추진축계의 종진동은 프로펠러의 추력변동, 엔진의 가스변동압력 및 질량관성력에 의해 유발된다. 이에 대한 공진이 발생하면 기관자체의 진동문제 뿐만 아니라 선체의 종진동을 유발하여 선체구조와의 공진 시는 선체구조 손상의 원인이 될 수 있다. 설계단계에서 종진동해석은 Fig. 8에서 보인 이상화모델을 사용하여 수행한다. 이때 고유진동특성 및 강제진동응답계산 결과에도 많은 오차가 있을 수 있다. 이는 프로펠러의 추력을 선체에 전달하는 추력베어링의 지지강성평가, 프로펠러의 추력변동크기 계산 등에서의 오차로 인한 것으로서 이들을 정확히 고려할 수 있는 연구가 계속적으로 이루어져야 할 것으로 생각된다.

추진축계의 whirling진동은 Fig. 9에서 보인 바와 같이 추진축의 회전 시 프로펠러의 gyroscopic effect로 인해 발생하는 휘돌림진동으로 forward whirl과 counter(또는 backward) whirl의 두 가지 형태로 나타난다. Whirling진동에 대한 공진이 발생하면 프로펠러 축에 큰 동적 굽힘응력이 부가되고, 베어링 반력의 동적 증폭효과로 인해 선미부구조의 진동발생 및 stern tube 베어링의 과열현상 발생과 seal의 마모로 인한 해수의 누수현상이 일어날 수 있다. 따라서 축계설계 시 whirling공진이 발생하는 critical speed가 운전속도 내에 있지 않도록 해야한다. 이를 위해 whirling 진동해석을 비교적 정확하게 수행할 필요가 있는데 이를 위해서는 베어링 지지대강성, 베어링유막의 강성과 감쇠, 프로펠러기진력 등을 정확하게 산정할 필요가 있다.

4. 진동제어장치

선박 진동 제어의 기본 원리는 기진력감소, 구조강성증가, 공진회피(구조의 진동특성변경)의 세가지로 볼 수 있다. 건조 후에

국부진동문제가 발생된 경우는 간단한 구조변경으로 해결 가능하지만 주선체 진동문제, 축계 진동문제 등이 발생한 경우는 해결하기가 매우 어렵고 해결가능하더라도 많은 비용이 들게 된다. 따라서 저진동 선박의 건조를 위해서는 설계단계에서 최대한 노력을 기울여야 하며 만일 건조 후 진동문제 발생하면 진동레벨을 줄이기 위해 효과적인 진동제어장치의 적용이 고려되어야 한다. 저진동선박 건조를 위한 제어방법으로 구조적 관점은 3절에서 이미 기술이 되었다고 볼 수 있기 때문에 본 절에서는 제어장치에 대해서 기술하기로 한다.

4. 1 기진력제어장치

선박의 진동레벨을 낮추기 위해 주요 기진원인 주기관과 프로펠러의 기진력을 감소시키는 효과적인 제어장치가 필요하다.

주기관의 2차 불평형모멘트에 의해 선체거어더의 진동문제가 예상되는 경우에는 기진력을 상쇠시킬 목적으로 Fig.10과 같은 모멘트compensator를 부착한다.

한편 선루 및 선미부의 진동제어를 위해 프로펠러 기진력 전달을 줄이는 방법으로는 선미선형설계 시 주의를 기울이는 방법 외에 Fig.11에서와 같이 Kawasaki중공업에서 개발된 감쇠탱크(damp tank)를 설치함으로써 프로펠러 표면전달력의 전달을 차단하여 줄 수 있다.

이와같이 기진력감소로 진동을 제어하는 방법은 건조 후에 적용하는 것은 거의 불가능하기 때문에 초기 설계단계에서 설치여부를 판단하여야 한다.

4. 2 진동응답제어장치

건조 후에 진동을 제어하기 위해서는 주로 진동응답을 직접 제어하는 진동제어장치를

설치하여 방법이 효과적이다.

주기관 2차 불평형모멘트에 의한 선체거어더의 진동을 제어하는 방법으로는 선미부에 상기 기진력과 반대 위상의 동일한 힘을 발생시키는 전기식 또는 기계식 발란서의 설치가 고려된다.

한편, 선루 구조의 진동은 프로펠러와 주기관의 고차조화성분이 기진원이 되며, 이들 기진력은 크기와 위상이 배의 운항상태에 따라 크게 변한다. 따라서 선루구조의 진동제어를 위해서는 진폭변동과 위상변동을 추종할 수 있고 복수의 진동수 성분에 대해서도 쉽게 대응할 수 있는 진동제어장치가 요구된다. 이와같은 진동제어장치는 진동하는 구조물에 질량-감쇠-스프링계로 구성된 별도의 진동계를 부가하여 부가진동계의 판성력을 반력으로 하여 원래구조물의 진동을 줄여주는 장치이다.

이와같은 장치는 크게 수동형, 반능동형, 능동형으로 분류된다. 수동형은 원래 구조물의 진동에 의해 수동적으로 작동되는 장치이다. 이는 부가질량 혹은 부가 질량-스프링 계 등을 취부하여 원래 계의 진동특성(고유진동수)를 변화시켜 공진을 피하는 방법으로서 오래 전부터 쉽게 적용되어 온 방법이나 대형 구조물이나 복수 진동수를 제어하기에는 비효과적이다. 이러한 장치는 마스트와 같은 국부구조물의 진동제어를 위해 사용되며 최근 Fig.12에 보인 바와 같이 초대형유조선(VLCC)의 bridge wing의 진동을 제어하기 위해 질량-스프링 계를 부가시켜 운항속도에서의 공진을 피하므로써 진폭을 20%이하로 감소시킨 예가 있다.

선루구조와 같이 복수진동수를 제어해야 하는 대형구조물(일반상선의 경우 무게가 300ton-500ton)의 경우에는 반능동형 또는 능동형 제진장치를 설치해야 한다. 이러한 목적으로 개발되어 실용화된 것으로는 Mitsubishi중공업의 유체식 동흡진기, NKK의 진자동

흡진기, IHI의 원심진자식 동흡진기 및 Active Mass Damper 등을 들 수 있다.

국내에서도 최근 이 분야에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 한국기계연구원과 삼성중공업이 공동으로 유압식 질량구동장치를 이용한 능동제진장치(Fig. 13)를 개발하여 4,400TEU급 컨테이너선을 대상으로 실선성능시험을 한바 있다. 현대중공업에서는 기계식 구동장치(Fig. 14)를 이용하여 주기관회전수의 특정차수 진동을 능동제어하는 장치를 개발하여 30만톤급 유조선 및 2,220TEU 컨테이너선을 대상으로 실선성능시험 수행하였다. 그러나 이들은 아직까지 설치상의 문제, 내구성 등 현실적으로 해결해야 할 과제를 많이 안고 있다.

한편 추진축계의 진동을 제어하는 장치로는 비틀림진동의 경우 Torsional Vibration Damper를 주기관 crank shaft 前端에 설치한다. 종진동 제어를 위해 Longitudinal Vibration Damper를 설치한다.

선내 각종장비의 진동을 제어하는 방법으로는 Resilient Mount를 설치하여 장비에 기진력이 발생하는 경우는 기진력이 선체에 전달되는 것을 차단하게 되고, 또는 선체의 진동을 차단하여 장비에 전달되지 않도록 한다.

5. 결론

본 고에서는 선박진동 제어과정을 전체적으로 소개하면서 저진동 선박의 건조를 위해 향후 해결해야 할 과제들을 다음과 같이 살펴보았다.

(1) 초기설계 단계에서 선박진동추정의 정도를 높이기 위해서는 실적선 계측자료의 체계적 분석 및 축적이 꾸준히 이루어져서 각 조선소 실정에 맞는 간이계산방법의 개발 및 지속적인 보완이 요구된다.

(2) 선체진동해석의 정도를 높이기 위해

서는 프로펠러기진력 계산의 정도향상 및 감쇠특성 파악이 매우 중요하다. 이를 위해서는 이론적 연구와 함께 실선계측을 통한 자료의 축적이 함께 병행되어야 한다.

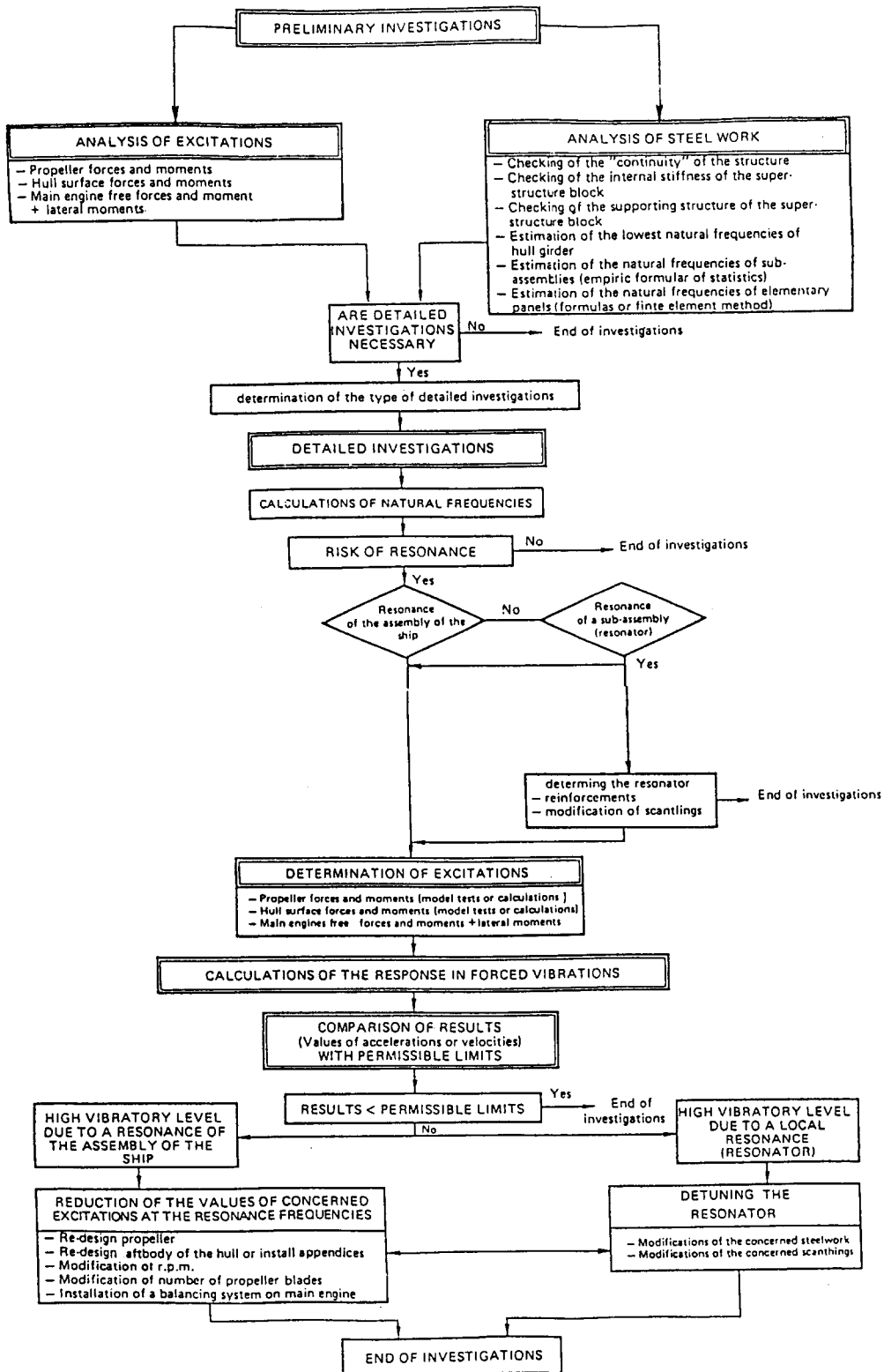
(3) 추진축계의 진동제어를 효과적으로 수행하기 위해 설계단계에서 축계진동해석의 精度향상이 요구된다. 이를 위해서는 프로펠러의 부가수질량 효과 및 감쇠평가, 추력베어링 및 중간베어링 지지대 강성평가, 프로펠러 기진력 계산의 정도향상 등이 요구된다.

(4) 국부진동해석의 精度향상을 위해서는 주변경계조건의 정확한 평가방법에 대한 연구가 요구된다.

(5) 국내 개발 능동형 동흡진기는 성능 면에서는 매우 우수하나 상품화를 위한 연구가 계속 이루어져야한다.

참고문헌

- [1] B.V., *Building and Operation of Vibration-free Propulsion plants and ships*, 1987.
- [2] 김극천 등, "선박진동.소음에 관한 연구의 최근동향," 대한조선학회 선박해양구조연구회논문집, pp.1-20. 1996년, 2월.
- [3] ISO6964, *Mechanical Vibration and Shock - Guidelines for the Overall Evaluation of Vibration in Merchant Ships*, 1984.
- [4] ISO/TC108/SC2/WG2 N168, *Mechanical Vibration and Shock - Guide for the Measurement, Reporting and Evaluation of Vibration in Merchant Ships*, 1995.
- [5] Veritec, *Vibration Control in Ships*, 1985.
- [6] 한국선급, *선박진동.소음 제어지침*, 1991.



BLOCK DIAGRAM OF THE PROCEDURE NEEDED TO INVESTIGATE THE VIBRATION PHENOMENA ON A SHIP

Fig.1 Block diagram of procedure for Vibration Control of Ship.

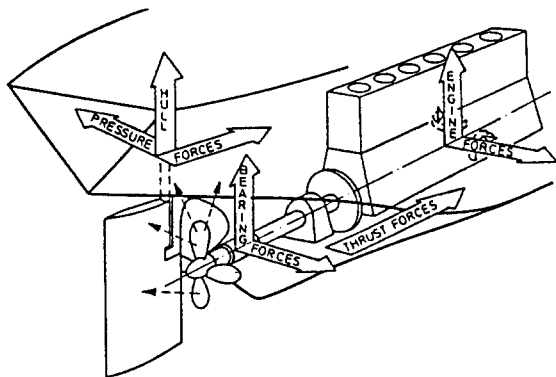


Fig.2 Main excitation sources on board a ship.

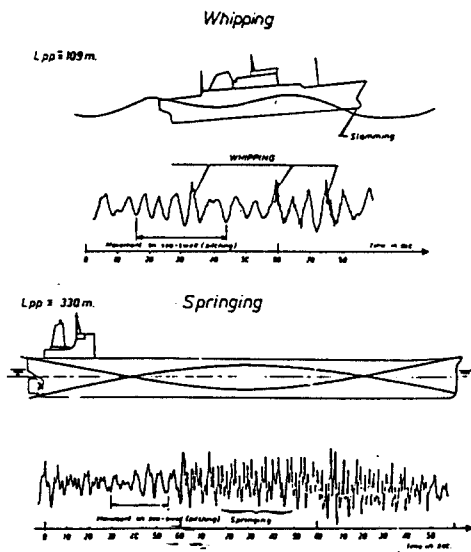


Fig.3 Wave-induced vibration of ship.

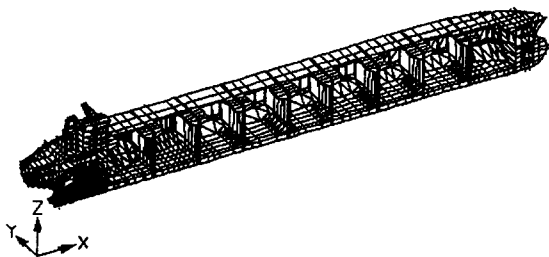
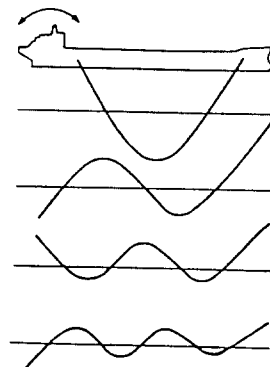
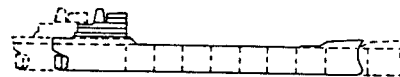


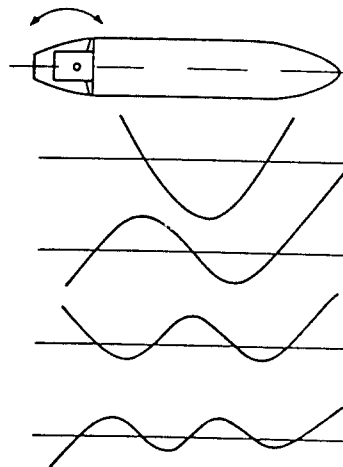
Fig.5 Examples of 3-D F.E.model of ship's structure



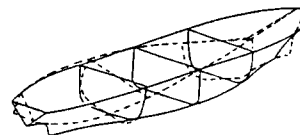
VERTICAL. 2-5 NODES



LONGITUDINAL. 1 NODE



HORIZONTAL. 2-5 NODES



TORSIONAL. 1 NODE

Fig.4 Types of hull girder vibration.

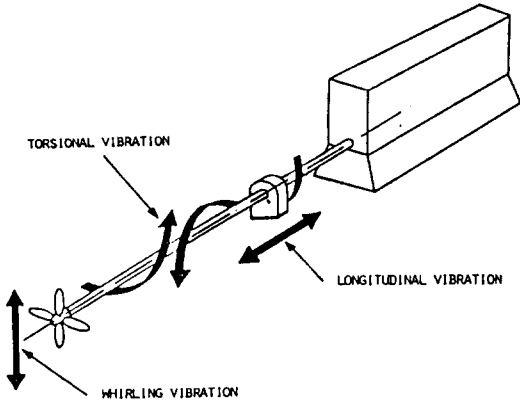


Fig.6 Types of vibration of shafting system.

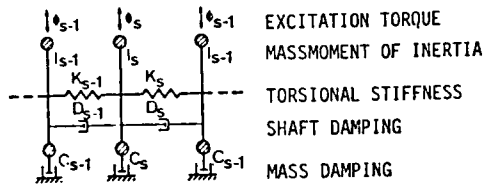


Fig.7 Mathematical model for torsional vibration analysis.

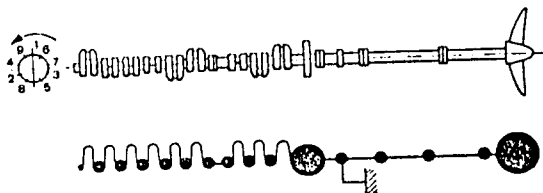


Fig.8 Lumped mass system for longitudinal vibration analysis.

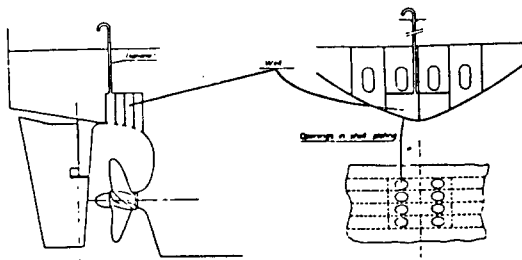


Fig.11 Example of damp tank.

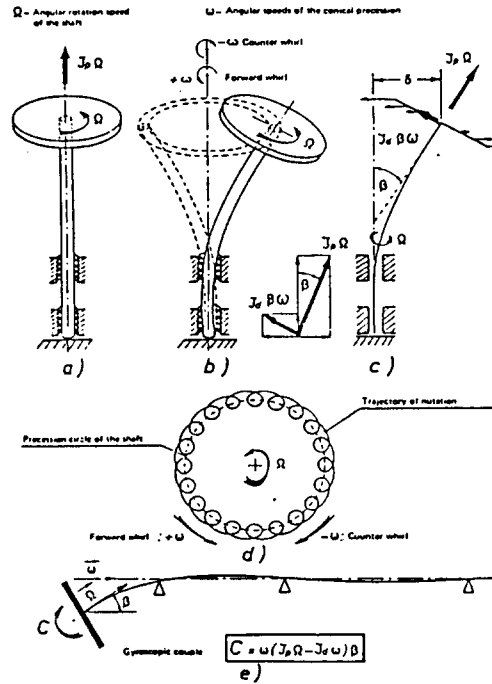


Fig.9 Gyroscopic effect and whirling.

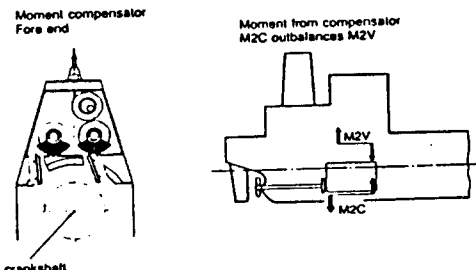
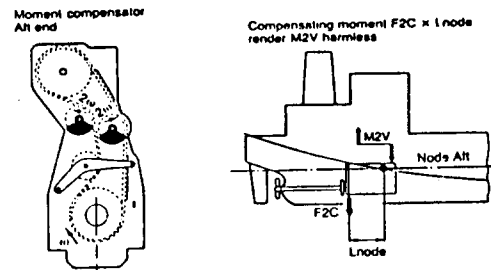
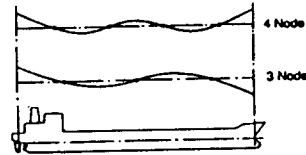


Fig.10 Balancing of 2nd order external moment.



Fig. 12 Application of vibration absorber to vibration control of VLCC bridge wing.

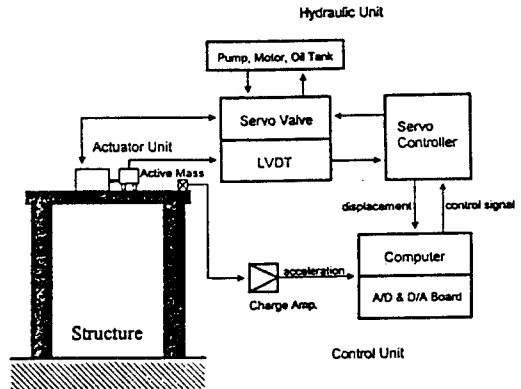


Fig. 13 Schematic diagram of the hydraulic active control system .



Fig. 12 Application of vibration absorber to vibration control of VLCC bridge wing.

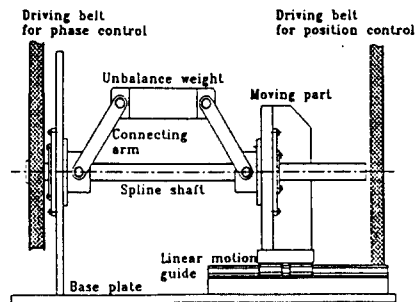


Fig. 14 Mechanism for adjustable force generation.