

(특별강연)

## 중공업 분야의 소음·진동 문제해결과 연구개발

정 균 양

(현대중공업(주) 선박해양 연구소)

### 1. 머리말

산업체에서 소음진동 연구기능 중의 하나는 제품의 소음진동 수준을 극소화 시키는 것이다. 따라서 해석 및 실험에 의한 사전 예측, 예측 결과를 이용한 설계 생산 단계에서 진동소음의 지속적인 감소 노력, 또한 제작 완료 후에 계측결과의 분석 및 평가에 대한 연구가 진행되고 있다. 그러나 중공업 분야의 제품은 소량 다품종 주문생산에 의한 대형 구조물이 대부분으로서 소음진동 제어 노력이 효과를 거두기 어려운 것도 사실이다. 가끔 제품의 시운전 단계에서 극심한 소음진동 문제가 발생할 경우가 있고 이의 해결능력은 소음진동 연구원들이 갖추어야 할 주요 필수요건 중의 하나이다. 대부분 문제의 경우 해결요청을 받은 시점에는 이미 설치현장에서 여러가지 방법으로 해결을 시도하여 가용 시간 및 예산을 거의 소진한 상황으로서 경제적인 해결방안 제시 또한 중요하다.

소음진동의 또다른 연구기능은 방음 방진을 위한 도구, 즉 예측 S/W나 제어장치의 개발이다. 소음진동을 포함한 동역학 분야의 해석이 다양해짐에 따라 범용 S/W보다는 제품별 전용해석 S/W의 수요가 증가하고 있다. 또한 최근 능동 제어기술이 발전함에 따라 능동형 방진 방음 시스템의 개발이 주요 연구과제로 채택되고 있다.

위의 두가지 연구기능, 즉 현장 문제해결과 연구개발은 산업현장의 소음진동 공학자들에게는 필수 불가결한 능력으로서 상이한 기능처럼 보일 수도 있으나 오히려 상호 보완해야할 기능으로 생각된다. 즉 현장의 소음진동 문제해결 과정에서 실용성 있는 연구개발 과제가 도출될 수 있으며 연구개발 결과로부터 현장문제의 해결에 유용한 방법과 도구가 마련될 수 있기 때문이다.

다음 본문에서 다룬 문제해결 사례와 개발사례들은 위에서 기술한 특징을 잘 보여주고 있다.

### 2. 현장 문제해결 사례

#### 2.1 해양 플랫폼 조종실의 진동제어

인도 봄베이 서쪽 해상 100km 지점에 설치된 원유 채굴 플랫폼들 중 한 기의 조종실(control room)에 아래층의 연료 개스 컴프레서(fuel gas compressor)로 인한 진동이 발생되었다. 본 플랫폼은 해저에 파일을 박고 그위에 설치되어 있었으므로 육상 구조물의 경우와 같이 미세한 진동일지라도 작업자나 거주자들에게는 심각한 진동으로 느껴지게 마련이다. 이 플랫폼은 Fig.1과 같이 네 개의 육중한 강재 기둥위에 하부, 중간 및 상부 즉 세 개의 deck로 구성되어 있고 중간 deck 상에는 두 대의 모터 구동 개스 컴프레서가, 상부 deck 상에는 조종실(control room)이 설치되어 있었다.

두 대의 컴프레서 C-2520, 2530은 Fig.2와 같이 skid 구조 위에 3점 지지 방식으로 설치되어 있었으며 컴프레서 스킴(skid)가 놓여있는 중간 deck는 checkered plate로서 Fig.3에 보인대로 7개의 w12x16 횡부재로 지지되고 이들 횡부재는 다시 3개의 w36x210 종방향 부재로 지지되어 있었다. 한편 조종실(control room) deck 구조는 여섯(6)지점에서 주 기둥구조에 의해 지지되어 있었다.

##### 2.1.1 진동 계측 및 분석

원거리 여행에 간편한 휴대용 계측기로 총 64 지점의 상하방향 진동을 계측하였다. 계측점에는 컴프레서 주위의 middle deck, 컴프레서 skid, 컴프레

서 2520 및 foundation, 그리고 조종실 deck를 포함시켰다. 그 계측 결과들로부터 진동 응답주파수 성분은 컴프레서 회전수의 1차(8.2 Hz)와 2차(16.4 Hz) 하모닉스 성분이며 특히 1차 성분이 주요 성분임을 알 수 있었다. 컴프레서가 놓여 있는 중간 deck의 진동 수준은 작동 중인 C-2520의 스키드의 중앙 쪽이 크고 작동하지 않았던 C-2530쪽으로 갈수록 줄어드는 것으로 보아 컴프레서의 주 스키드 빔이 6 ton-m 인 컴프레서의 1차 수평 불평형 모멘트에 의해 굽힘 진동 현상을 보인 것으로 판단되었다.

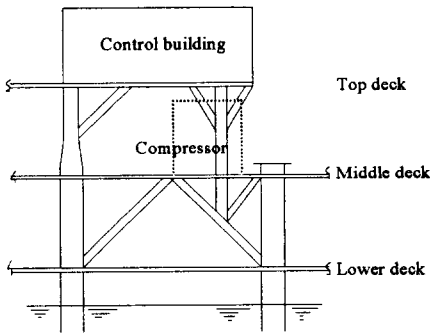


Fig. 1 Location of compressor and control room

또 조종실이 위치한 top deck의 진동 성분도 컴프레서 회전수 성분과 같은 8.2 Hz가 주 성분이었으며 다른 성분들이 미미하게 나타난 것도 top deck 구조의 고유진동수가 8.2Hz 근방에 있었기 때문으로 추정되었다.

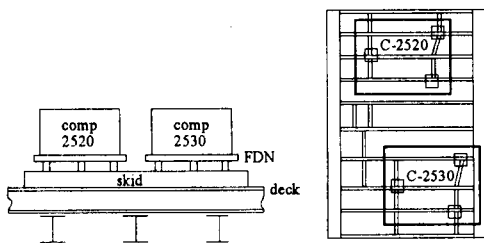


Fig. 2 Front and plan view of compressors and skid bed

### 2.1.2 진동 원인 진단 및 감소 방안

조종실 바닥 진동의 원인은 컴프레서의 1차 수평 불평형 모멘트 성분이 스키드에 심한 굽힘 진동을 유발시키고 중간 deck을 거쳐 위층 top deck에 국부구조 공진을 일으킨 때문으로 추정되었다. 따라

서 컴프레서, 스키드, top deck 및 조종실 바닥에 다음과 같은 네가지 방안이 검토되었다.

- (1) 컴프레서 foundation에 지지점 수를 추가(현재 3개)
- (2) 컴프레서 스키드 구조 보강
- (3) Top deck(control building deck) 하부의 지지점 추가
- (4) 조종실 바닥 국부구조에 흡진기 설치

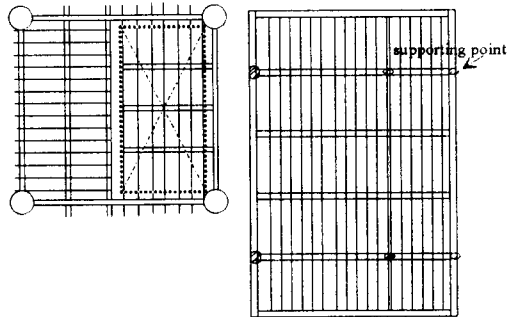


Fig.3 Plan view of middle deck under compressor skid and control room deck structure

상기 방안중 (2),(3) 방안이 채택되어 먼저 스키드 구조 빔이 굽힘 진동을 감소하기 위한 방안이 다음과 같이 제시되었다. 즉 스키드빔의 굽힘 강성을 증가시키기 위해서는 beam channel의 높이를 키우는 것이 가장 효과적이거나 컴프레서가 작동 중인 상태에선 현실성이 없었으므로 Fig.4와 같이 스키드 바깥 쪽 둘레에 보강재를 설치하였다. 이 방안은 어느정도 굽힘강성 증가에 기여할것으로 기대되었다. 또한 deck를 지지하는 강재기둥에 조종실 바닥 국부구조가 6개의 지지점으로 연결되어 있었으므로 이들 지지점 수를 Fig.4와 같이 14개 증가시켜 공진을 피하도록 하였다.

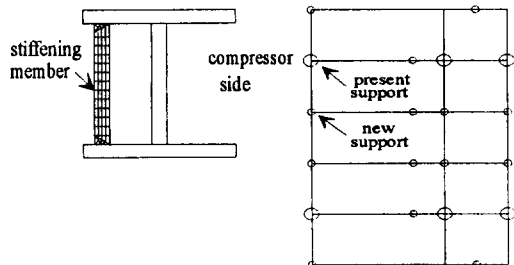


Fig. 4 Stiffening of skid beam and addition of supports at control room deck

상기 방안들은 현장에서 시행되었으며 진동감소 효과가 있었다. 거리 관계상 보강후 계측이 수행되지는 못했으나 프랫홈 조종실 작업자들로부터 진동에 관한 불만사항은 없어졌다.

## 2.2 발전설비 에어 히터의 소음·진동 제어

프랜트 구조물의 소음진동에 관하여는 이론적 배경이나 실험데이터 베이스의 부족때문에 소음진동 관련 공학자들 조차도 자주 과거의 경험에 의한 판단으로 문제 해결을 시도하게 되고 이로 인하여 효과적이지 못한 대책을 반복 적용하는 오류를 범하기 쉽다. 본 문제도 시행착오 끝에 발생된지 3년 만에 완전히 해결된 사례이다.

### 2.2.1 문제 발생 및 시도했던 제어대책의 개요

소음진동 문제가 발생한 구조물은 사우디아라비아 마카타이프에 설치된 발전 및 담수설비 보일러에 예열된 공기를 공급하는 증기코일 에어히터(Steam Coil Air Heater, SCAH)로서 #1 부터 #5 까지 5기가 설치되었으며 1호기 시운전 때부터 감지된 소음진동 문제는 5호기 건조 완료후 인도 시운전 시점까지 현지 공사팀의 수차례 시도에도 불구하고 해결되지 못한 상태였다. 이 시도들은 비록 효과적이지는 못했지만 시도 과정 및 결과를 재검토하고 이해함으로써 예열기(SCAH)의 실험/계측 계획을 수립하는데 많은 도움이 되었다. 예열기(SCAH)는 아래 Fig.5에 보인대로 중앙분할판 좌우에 각 9개의 다발(section)로 채워져 있는데 각 다발은 3열(row)의 핀튜브로 구성되어 있다. 튜브 1열과 3열은 같은 선(line) 상에 있으나 2열은 이들과 엇갈려 위치하고 있다. 튜브 열간격은 82mm이며 열간격은 90mm, 외경은 25.4mm, 핀(fin)높이는 12.7mm이다. SCAH는 좌우 바깥 쪽 으로부터 다발을 취부 및 철거할 수 있으며 다발 내 수증기는 위에서 아래로, 예열용 공기는 전면 좌우 두 대의 송풍기로 공급된후 SCAH를 통과시 예열되어 출구 덕트로 빠져나가게 배치되어 있다.

첫 번째 시도한 제어 대책은 출구덕트(outlet duct) 쪽에는 baffle plate를, 입구덕트(inlet duct) 중앙부에는 guide vane을 Fig.6(a)와 같이 설치한 것이었다. baffle plate의 설치목적은 SCAH와 outlet duct 부의 음향 공진 주파수를 바꾸기 위한 것이었으나 효과가 없었다.

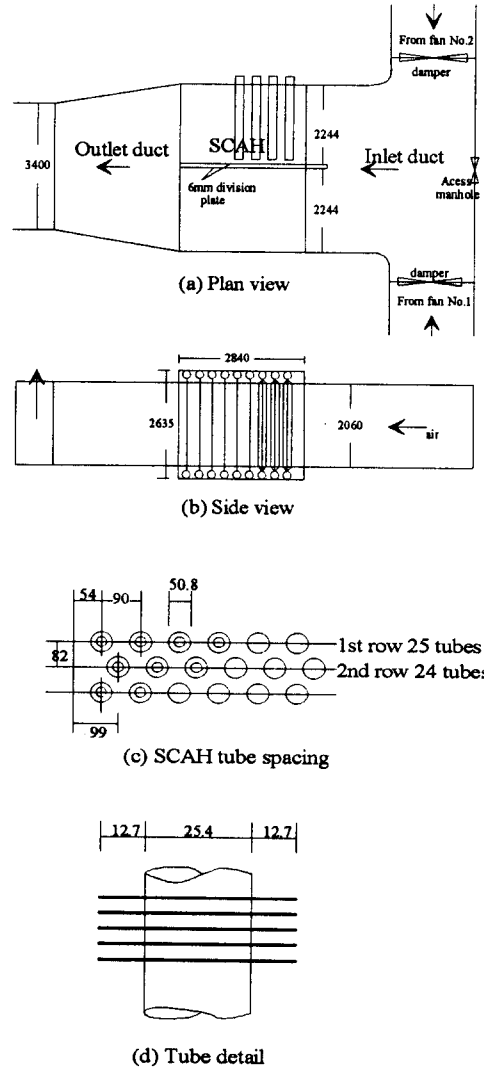


Fig. 5 Schematic drawing of SCAH and tube

Guide vane설치로 송풍 팬에서 공급되는 공기흐름을 inlet duct 중앙부에서 막닥뜨리지 않게한 때 문인지 SCAH진동이 예전과 다른 작동 상태에서 발생하는 변화는 있었으나 진동 수준이나 주파수 성분은 제어대책 시행 전과 동일하였다.

두 번째 방법은 튜브 번들 높이의 절반되는 곳에 anti-vibration bar를 설치하여 튜브의 1차 및 3차 고유모드를 억제하는 것이었다. 그러나 이미 설치된 튜브의 배열상 이들 bar를 튜브 사이로 밀어 넣을 수 밖에 없었고 따라서 제대로 고정 되지않

아 SACH 작동중 튜브 진동때문에 점차 미끌어져 내리거나 부적절한 접촉으로 튜브 핀이나 튜브 결면을 상하게 했을 뿐이었다. 실사 절반 높이에서 튜브 전부를 강하게 고정시켰더라도 SCAH진동 감소에는 효과가 없었을 것이다. 튜브진동 자체가 SCAH진동의 원인은 아니었기 때문이다.

마지막 대책은 inlet duct 중앙부에 구형(spherical type) guide vane을 Fig.6(b)와 같이 설치하여 반대 방향에서 흡입된 공기가 충돌하지 않고 따라서 압력의 맥동(pressure pulsation)으로 인한 기진력이 감소되는 효과를 기대한 것이었다. 그러나 결과는 SCAH진동이 다른 작동 상태에서 발생했을 뿐 다른 변화가 없었다.

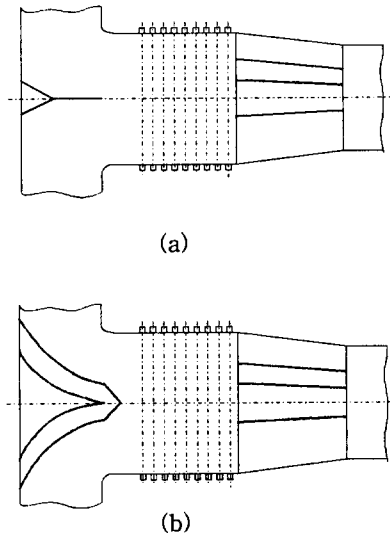


Fig. 6 Arrangement of the first(a) and third(b) anti-vibration measures in SCAH

### 2.2.2 시험 및 계측 분석에 의한 문제인식 과정

문헌에 의하면 열교환기에 발생하는 소음진동 문제는 흔히 다음과 같은 기진원들로 분류될 수 있다.

- 모터나 송풍기 회전에 의한 기진력
- 송풍기의 압력 맥동에 의한 강제 진동이나 공진
- 유체 유기 진동에 의한 음향 공명

이상의 가능성 확인을위해 4호기에서 계측과 시험을 수행하였다. SCAH 작동 중의 계측항목은

- 보일러 운전중(hot condition)의 소음 진동 계측
- 보일러는 정지중이나 송풍기 가동중(cold condition)의 소음 진동 및 압력 계측

이었으며 modal test 항목은

- 보일러 및 송풍기 정지중의 음원 가진 시험
- 핀 튜브와 SCAH 구조의 해머 가진 시험

으로서 음원 가진 시험과 해머 충격 시험은 SCAH의 음향 공명과 튜브/SCAH 구조의 진동 특성을 파악하기 위함이었다. 다음 Fig.7에 진동, 소음 및 압력 계측 지점이 나타나있다.

Hot condition, cold condition 또는 작동 송풍기 수 및 유입 공기량에 따라 약간의 차이는 있었으나 가장 뚜렷한 진동 주파수 성분은 83~85 Hz 이었고 이는 소음계측 결과와도 일치하였다. 진동 수준이 가장 높은 곳은 SCAH 벽 앞쪽, p2 근방이었다. 압력 수준은 튜브 위치 전후에서 차이가 많았다. 즉, p2 압력이 p3 및 p4 계측량보다 월등히 높았으며 주파수 주성분 또한 83.5 Hz였다.

음원가진(sound excitation)시험 결과 계측된 소음 진동의 수준도 84 Hz에서 가장 높았다. 그러나 이 시험 중 작동중이었던 다른 SCAH들로 부터의 background noise 때문에 84 Hz peak가 SCAH의 음향 공명인지 국부 부재들의 공진 현상인지 분간하기 어려웠다. 튜브의 충격 가진시험으로 부터는 튜브의 모드별 공진 주파수를 얻었으며 이값들은 유한요소 해석으로부터 얻은 값들과 거의 동일하였다.

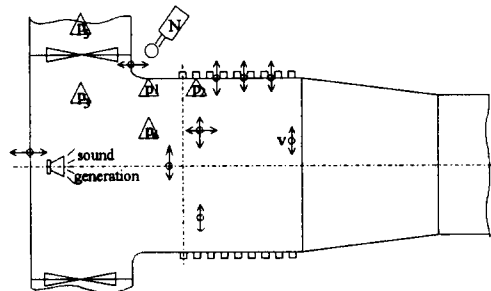


Fig.7 Measuring points of SCAH (v: vibration, p: pressure, N: noise measurement)

이상의 계측 결과로부터 SCAH 소음진동의 원인을 다음과 같이 단계별로 분석, 확인하였다.

- 1) 84 Hz 부근에서 소음과 진동이 급격히 증가하는 것은 공진현상으로 여겨진다.
- 2) SCAH 벽 구조나 튜브의 고유진동수는 84 Hz 근방이 아니므로 구조물의 공진은 아니다.

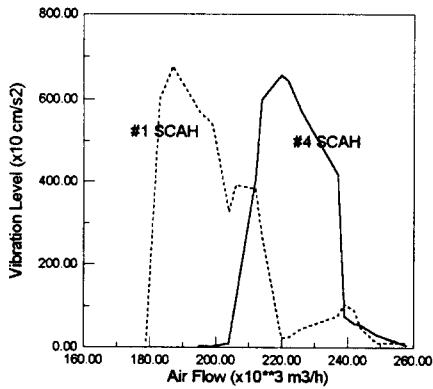


Fig.8 Vibration level of SCAH wall(Dominant frequency components are 83~85 Hz)

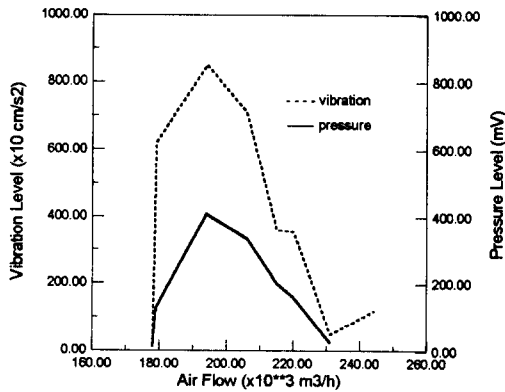


Fig.9 Comparison of vibration and pressure level of #4 SCAH

- 3) 핀 튜브 주위의 압력변화는 84 Hz에서 급격히 증가한다. 이는 SCAH 내부 cavity에 의한 공진 현상으로서 입구측 duct에서 튜브를 지나면서 음압이 급격히 증가하는 것이 확인되었다.
- 4) SCAH 외벽에서 측정된 진동신호의 spectral map 은 유속에 따라 변화하는 vortex shedding 주파수(60~100Hz)와 cavity의 음향 고유진동수가 공진하는 현상을 보인다. Vortex shedding 가진 주파수는 대개 매우 좁은 대역으로서

$$f_s = \frac{S \cdot V}{D}$$

와 같이 계산된다. 여기서  $S$ 는 Strouhal 수이며  $V$ 와  $D$ 는 유체속도와 튜브 직경이다.

- 5) 음향공명(acoustic resonance)의 특징인 유체온도에 따른 공진 주파수 변화(83~85Hz) 및 standing wave 왕복으로 인한 응용 소리 현상이 나타났다. 열교환기와 같이 일정형태의 cavity(공동)내에 튜브들이 배열되어있고 교환기 내부에 유체흐름이 있으면 vortex shedding에 의해 음파가 발생되고 cavity의 음향 고유진동수와 공명하면 극심한 소음이 발생하여 튜브나 cavity벽에 심한 진동을 동반시킨다. 실제의 열교환기 내에는 많은 튜브로 인해 유체흐름의 양상이 복잡하나 이를 단순화하고 유속이 음속에 비해 작다고 하면(마하수 0.2 이하) 열교환기 내의 음장은 다음과 같은 Helmholtz식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - C^2 \nabla^2 p = 0 \quad : \text{ 지배 방정식}$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad : \text{ cavity 벽에서의 경계조건}$$

여기서  $p$ 와  $C$ 는 cavity내의 음압과 음속을 나타낸다. 따라서 cavity의 음향고유모드  $\phi$ 와 고유진동수  $f$ 는 다음 식에서 구할 수 있다.

$$\phi(x, y, z) = \cos \frac{i\pi x}{L_x} \cdot \cos \frac{j\pi y}{L_y} \cdot \cos \frac{k\pi z}{L_z}$$

$$f_{ijk} = \frac{C}{2} \left( \frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$$

여기서  $L_x, L_y, L_z$ 는 cavity의 x, y, z 방향 길이이며  $i, j, k = 0, 1, 2, \dots, n$ 이다.

### 2.2.3 문제해결 (Corrective Action)

핀튜브의 vortex shedding에 의한 cavity의 공명 문제의 일반적인 해결책으로 두가지 방법이 있다. 즉 cavity 고유 진동수를 변화시키거나 vortex shedding 주파수를 변화시키는 것이다. 후자의 방법은 모든 핀튜브 배열을 바꾸어 유속 및 Strouhal 수를 변화시켜야 vortex shedding 주파수가 변화하게 되므로 비경제적이었다. 따라서 열 교환기 내에 분할판을 설치하여 cavity 고유진동수를 vortex shedding 가진 주파수 대역 밖으로 이동시키는 방법이 채택되었다. 본 SCAH의 경우 Fig.10과 같

이 중앙의 분할판을 제거하고 입구측 duct를 폭 방향으로 분할하는 판을 3개 설치하여 cavity의 음향 고유진동수를 118 Hz 이상되도록 시도하였다. 분할판 설치후 측정된 소음진동 수준은 급격히 감소하여 설치전 수준의 1/10이하(Fig.11)로 나타났다.

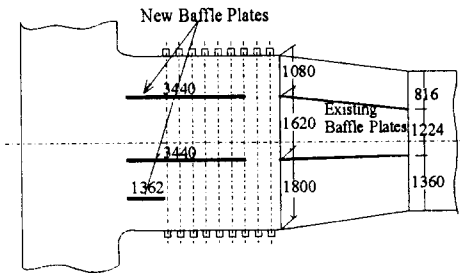


Fig. 10 Installation of baffle plates as a corrective action

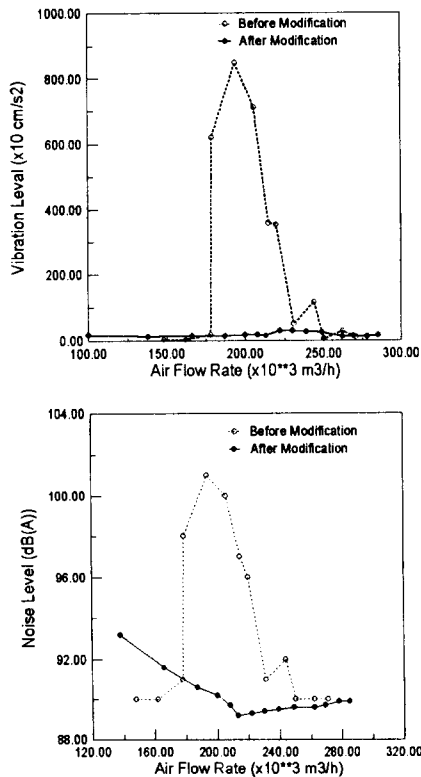


Fig. 11 Vibration and noise levels before and after modification

## 2.4 원유 운반선 프로펠러의 singing (명음)

### 2.4.1 소음 발생 과정 및 원인 조사

86,000톤 원유 운반선의 선미에서 이상한 소음이 발생하였다. 이 선박은 시리즈 건조선의 네(4)번째 선박으로서 만재상태에서 시운전중이었고 주기관 회전수 45~80 rpm에서 Fig.12 신호와 같은 맑은 고주파수 소음이 주기관 회전수와 같은 반복적 주기로 선미전반은 물론 선실까지도 명확하게 들렸다. 후진시나 발라스트 하중시엔 발생하지 않았으며 축계 선미 쉘의 마찰소음이 아닌 사실도 프로펠러를 5 mm 이동하여 확인하였다. 소음진동의 정밀 측정 결과 다음과 같은 소음 특성을 확인하였다.

- 프로펠러 1회전에 한번씩 소음 발생 및 소멸 반복
- 만재하중 상태에서 정속 주행시에만 소음 발생
- 공기음과 고체음의 주요 성분이 일치하며 72rpm 이하에서는 900Hz와 1000Hz 두성분이, 72~80rpm에서는 1010Hz 한 성분만 발생
- 선미로, 선저로 갈수록 고체음이 심하여 선미 탱크와 축수 냉각탱크 내에서 가장 크게 발생.

위의 사실로부터 소음의 원인은 프로펠러의 singing(명음) 일 가능성이 큰 것으로 판단되었다.

문헌<sup>(4)</sup>에 나와있는 singing이란 프로펠러 날개 뒷날(trailing edge)에서 형성된 와류(vortex)의 이탈 주파수(shedding frequency)가 날개 뒷날 구조의 고유진동수와 공진하여 발생하는 강한 소음으로서 대개는 날개 하나가 한 회전중 일부 대역에서 공진하나 간혹 두 날개가 서로 다른 주파수에서 공진하는 수도 있다고 한다. 프로펠러 날개 단면에서는 뒷날 두께의 변화 때문에 단면마다 각기 다른 와류이탈 주파수가 생성된다. 각 날개 또한 수많은 국부구조 고유진동수가 존재하며 적어도 0.75R(반경) 이상 미세 부위에서 와류이탈 주파수와 공진되어 singing이 시작된다. 일단 singing이 시작되면 주위 와류들 마저 이 주파수에서 이탈되어 기진력과 진동량이 증가하는데 이 현상으로 날개 뒷날의 일정 부위가 공진하게 된다.

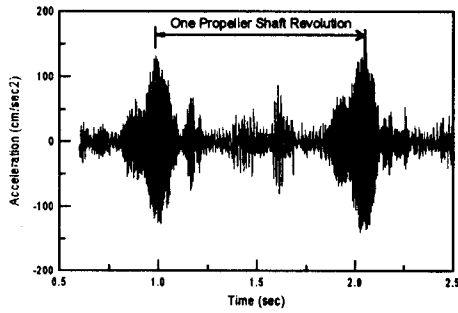


Fig. 12 Typical time history of a structure-borne singing noise

Singing 방지 대책으로는 날개 뒷날의 형상을 변경하여 와류이탈을 방지함으로써 기진력을 감소시키는 방법이 가장 효과적인 것으로 알려져 있다. 이에 따라 프로펠러 제작사에서는 각자 독자적인 방법으로 anti-singing 처리를 하고 있다. 그러나 본 선박에서 경험한 singing은 주위 조건에 매우 민감하게 반응할 뿐 아니라 구체적으로 수중 날개의 어느 부위가 공진하는가에 대한 정보를 얻기 어렵기 때문에 단계적으로 anti-singing 처리를 강화하는 방법이 전부였다.

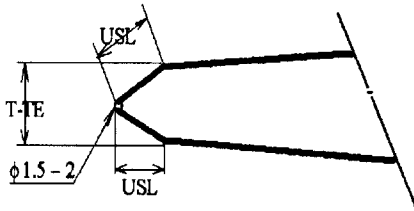


Fig.13 Anti-singing treatment in trailing edge of propeller blade(USL: cutting length, T-TE : trailing edge thickness)

#### 2.4.2 프로펠러 날개 뒷날의 anti-singing 처리

2차 시운전은 프로펠러 뒷날의 0.5~0.95R 부위를 Fig.13과 같이 연삭가공한 후 수행하였으며 계측결과는 다음과 같다(Fig.14 참조).

- 1차에 비해 소음이 발생하는 rpm 범위가 내려갔으며 소음 수준도 5~10 dB가 낮아졌다.
- 3개 주파수 대역에서 singing이 발생, 즉 61rpm 이하에선 900과 1000Hz 두성분이며 62rpm 이상에선 1010Hz 성분만 존재함.

이후 3, 4, 5차 anti-singing 처리 과정 동안 프로펠러 뒷날의 연삭가공은 물론 선미탱크 내부부재 및 프로펠러 lifting eye의 공진여부 확인작업 등이 시행되었으나 계측 결과 큰 변화는 없었고 다음 특성만 조사되었다.

- 소음발생 rpm의 범위는 약간 낮아졌으나 수준 및 900, 1000, 1010 Hz 성분은 불변.
- 선박 속도는 8노트 이상, 선미 흘수는 10.2m 이상에서만 소음이 발생
- 1000 Hz 성분이 가장 큼
- 선미 탱크내 부재나 lifting eye의 공진일 가능성은 없음.
- 프로펠러가 일정각도를 지날 때 소리가 발생. 6차 연삭 가공 후에야 Fig.15과 같이 갑자기 소음이 사라진 것을 확인하였다.

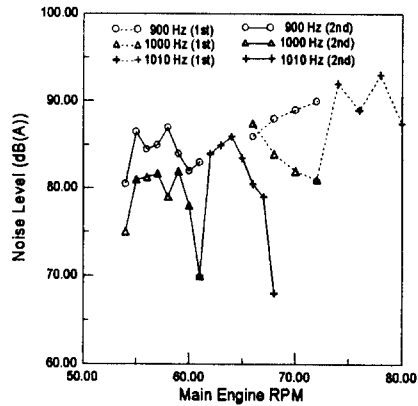


Fig.14 Comparison of the 1st and 2nd trial

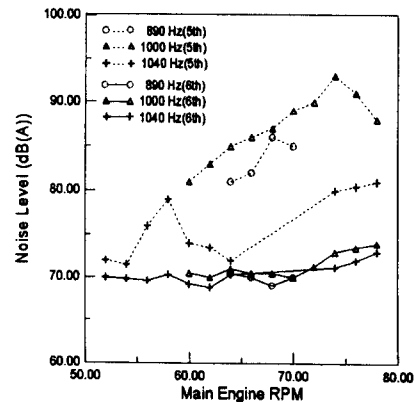


Fig.15 Airborne noise levels before(5th) and results after(6th) countermeasure

### 2.4.3 프로펠러 날개의 singing 발생위치 조사

Singing은 수중에서 회전하는 프로펠러의 국부구조 공진현상이며 따라서 시행 착오적인 뒷날 가공에 의한 방음 대책은 비 경제적일수 밖에 없다. 참고문헌<sup>(5)</sup>에서는 대상선 프로펠러 접수 진동을 유한 요소법을 이용하여 분석하고 공기중 충격 가진시험과 비교함으로써 문제의 singing 발생부위 확인법을 정립하여 차후 경제적인 방음대책 수립이 가능토록 하였다. 분석 결과는 다음과 같다.

- 주파수 응답함수 결과를 보면 0.95~0.975R 날개 끝부분과 공진하였을 가능성이 높다.
- 프로펠러 날개 끝 부위중 뒷날의 연삭가공에 의한 고유진동수 및 주파수 응답함수 변화는 거의 없었던 반면 와류이탈 기진력의 감소로 인하여 singing현상이 제거된 것으로 유추된다.

## 3. 진동 제어장치 개발사례

### 3.1 기계식 구동기를 이용한 선박진동의 능동제어

선박진조후 발생한 과도한 진동문제는 해당구조물을 보강하여 강성을 증대시키고 고유진동수를 변경하여 해결하는 것이 가장 효과적이다. 그러나 이방법은 보강판과 같은 국부 진동 문제에는 쉽게 적용될 수 있으나 선체 상부구조물이나 선미부와 같은 대형 구조물에는 적용하기 힘들 뿐 아니라 비공진 영역에서 과도한 기진력에 의해 발생한 진동문제에는 효과도 작다.

본 연구는 선박진동의 적극적인 대처방안의 일환으로 동작 중에 힘의 크기를 조절할 수 있는 기계식 구동기를 이용하여 주기관 회전수의 특정차수 진동을 능동적으로 제어하는 시스템을 개발한 사례이다. 본 시스템에 적용된 제어 알고리즘은 주기관과 구동기의 위상차에 따른 진동 크기변화를 이용하여 초기작동시의 구동기 최적위상 및 힘을 결정하는 알고리즘과 주기관 회전속도 변화를 추종하여 지속적으로 최적제어를 수행하는 알고리즘으로 구성되어있다. 그러므로 개발된 알고리즘은 제어대상 구조계에 대한 동특성 파악이 필요 없을 뿐 아니라 제어 중에도 구조계의 변화를 추종하여 제어할 수 있다는 장점이 있다.

### 3.1.1 힘조절형 기계식 구동기

상호 반대방향으로 회전하는 두 개의 불평형 질량에서 발생하는 원심력의 벡터 합을 이용하여 수평 방향 힘을 내는 구동기에 Fig. 16과 같이 불평형 질량의 편심거리를 조절 가능토록 하였다.

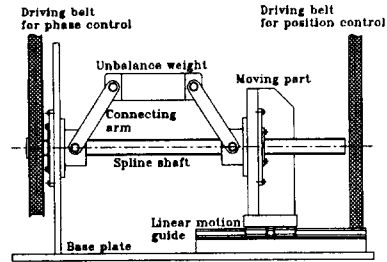


Fig. 16 Mechanism for adjustable force generation

### 3.1.2 진동제어 알고리즘

본 제어시스템은 입력신호로서 기준신호(reference signal)인 주기관의 위상신호와 제어대상 구조계인 선체상부구조물의 진동신호가 필요하다.

기본적인 구동기의 제어변수는 불평형 질량의 편심거리 및 위상이다. 구동기의 위상은 주기관의 위상각에 대하여 상대적인 위상차를 갖도록 제어되며 그 방법은 기준신호와 구동기 간의 위상오차(phase error)에 대한 PID 제어를 이용하였다. 각각의 제어이득(gain)은 선형근사 회로망(linear approximation network)<sup>(7)</sup>을 이용한 실험적 방법으로 결정하였고 불평형질량의 편심거리 제어는 정교한 1축 위치제어기를 이용하여 RS232C 통신으로 수행하였다. 본 제어 시스템의 구성도는 Fig. 17과 같다.

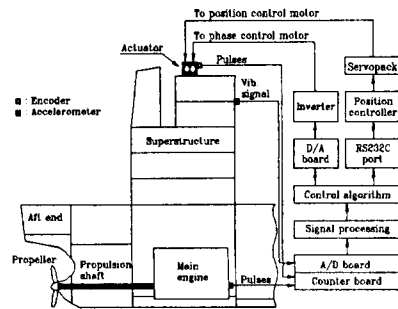


Fig. 17 Block diagram of active control system



### 3.1.3 실선 성능시험 및 결과

구동기의 성능과 제어 알고리즘의 타당성을 검증하기 위하여 300,000 DWT 초대형 원유운반선의 선체 상부구조물에 대한 진동제어 실험을 수행하였다. 2.08톤 중량인 구동기가 737톤 중량인 상부구조물의 상단인 항해갑판에 설치되었고 필요한 진동신호는 항해갑판에 설치된 가속도계로 부터 취득하였다. 주기관 상용회전수에서 상부구조물의 진동제어효과를 Fig. 18에 나타내었다. 이들 결과로부터 본 제어시스템은 공진역인 75rpm 부근에서 제어차수성분의 진동을 제어전 진동수준의 1/6 수준으로 줄일 뿐 아니라 대부분의 비공진역에서도 제어효과가 좋음을 알 수 있다.

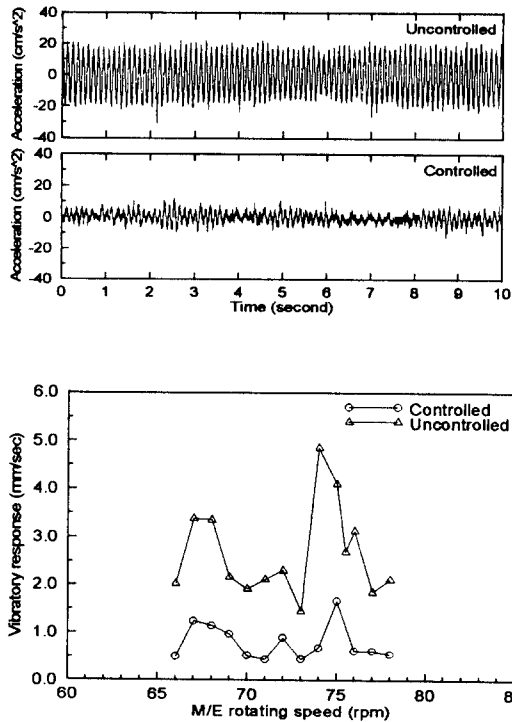


Fig. 18 Time signal and response of horizontal vibration at navigation bridge deck

## 3.2 선실 운동 제어시스템 개발

쾌적한 승선감을 제공할 수 있는 여객선에 대한 요구가 증대되고 이를 위한 연구가 많이 진행되어

왔으나 선박의 운동성능을 향상시키기 위한 선형에 대한 연구에 국한되어 왔다. 한편 차량의 능동 서스펜션(active suspension)과 같이 객실을 선체와 분리시키고 객실에 전달되는 선체운동을 능동적으로 감쇠시키는 연구는 일본에서 진행되어 여객선에 적용된바 있다. 국내에서도 향후 고속여객선에 대한 수요가 증가하고 있으므로 승객에게 안락한 승선감을 제공하기 위한 객실운동의 능동제어에 대한 연구가 필요한 시점이다.

### 3.2.1 2 자유도 모델을 이용한 제어실험

모델실험에서는 객실과 선체에 해당하는 질량을 분리하기 위하여 히브(heave) 및 피치(pitch) 운동이 가능한 2-자유도 모델을 Fig.19과 같이 객실과 선체사이에 제어구동기(actuator)인 유압실린더를 설치하여 구성하였다. 실린더는 비례 제어밸브(proportional control valve)의 유량조절에 의해 구동되며 비례 제어밸브의 제어는 PC내의 제어기(controller)에서 만들어진 제어신호에 의해 이루어진다. 선체운동은 다른 유압실린더를 선체질량에 설치하여 만들었다. 객실과 선체의 운동을 계측하기 위하여 가속도계와 변위 센서를 사용하였으며 속도성분을 계측하기 위하여 적분계(integrator)를 사용하였다.

### 3.2.2 제어이론(control algorithm) 및 2자유도계 실험결과

본 실험에서 적용한 제어이론은 선형제어(linear feedback control) 이론과 신경회로망(neural network)이론이다. 특히 신경회로망은 여객선과 같이 선체의 동특성과 대상객실의 질량이 시간에 따라 변화하는 복잡한 대상에 적용하기에 매우 적합하다. 제어를 위한 정확한 모델링과 복잡한 제어이론에 의한 제어기 설계가 필요없기 때문이다. 단지 센서를 통해 들어오는 선체와 객실상태에 대한 피드백을 본후 학습을 통해서 제어신호를 내보내면, 제어가 계속되는 한 제어성능이 향상되는 이점이 있다.

본 2자유도계 모델에는 선형제어(linear feedback control)이론만 적용한 경우와 선형제어에 선형근사이론(linear approximation network)인 ADALINE (ADaptive LINEar Element, Fig.20)을 복합적으로 적용한 두가지 경우에 대하여 실험을 수행하고 그 결과를 비교하였다.

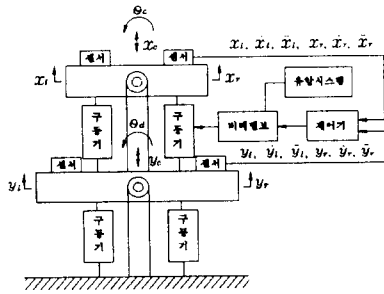


Fig. 19 Two dimensional model

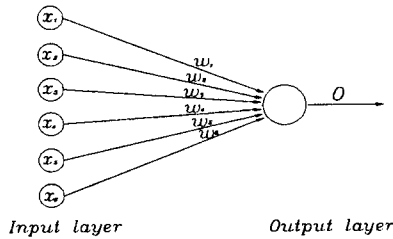


Fig. 20 ADALINE network architecture

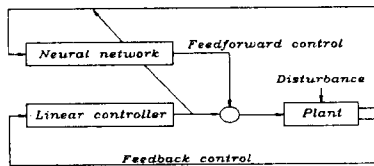


Fig. 21 Schematic diagram of control system with neural network

본 실험에 적용된 신경회로망은 Fig.21과 같이 매 샘플링 마다 학습을 하여 적절한 가중치를 구하게 되는 on-line 시스템이며 제어초기의 안정성은 선형제어기가 담당하지만 학습이 진행됨에 따라 신경회로망의 역할이 커지게 된다. 즉 비례제어밸브로 가는 제어입력은 선형제어기의 출력과 신경회로망의 합으로 이루어진다. Fig.22는 제어전 및 제어시작 10초, 40초 경과시의 제어정도를 가진 주파

수 별로 보여준다. 이 결과에 보인 바와 같이 선형제어기만 사용한 경우의 제어효과는 3 Hz 이하 저주파에서는 양호하나 주파수가 증가하면 효과가 감소한다. 반면 선형제어방법과 신경회로망을 결합한 경우의 결과는 보다 넓은 주파수 범위까지도 제어정도가 양호하다.

3.2.3 쌍동모형선 실험에 의한 객실운동의 능동제어 실험모델은 Fig. 23과 같이 길이 3470 mm 폭 940 mm인 쌍동모형선을 주 선체로 하고 그 위에 1000 × 500 × 50 mm인 아크릴판으로 제작된 객실을 3개의 유압실린더가 지지하는 구조이다. 또 선체에 대한 상대 각변위를 자유롭게 하기 위해 실린더의 상하단에 볼 조인트를 설치하였다. 따라서 객실운동은 유압실린더에 의해 히브, 피치, 롤 운동이 제어된다.

제어에 필요한 객실 및 선체운동을 계측하기 위하여 6개의 가속도계로 실린더가 설치된 곳의 상하 가속도를 계측하였다. 또한 객실의 변위를 구하기 위해 적분기를 이용하여 가속도를 적분하고 객실 중심에서 히이빙, 롤링, 피칭의 가속도, 속도 및 변위 성분으로 변환한 후 제어기에 입력하여 제어신호를 발생시켰다.

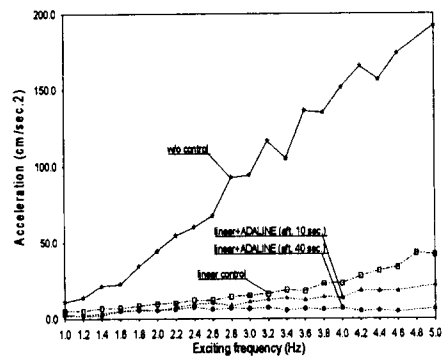


Fig. 22 Control results of 2-dimensional model experiment

진동수조 내에서 파도를 발생시키기 위해서는 유압실린더를 이용한 조파기(wave generator)를 제작 설치하였고 파고와 주파수는 신호발생기(function generator)로 조절하였다. 또한 수조내의 파도 간섭 및 반사를 최소화하기 위해 수조 한편에 소파기(wave absorber)를 설치하였다.

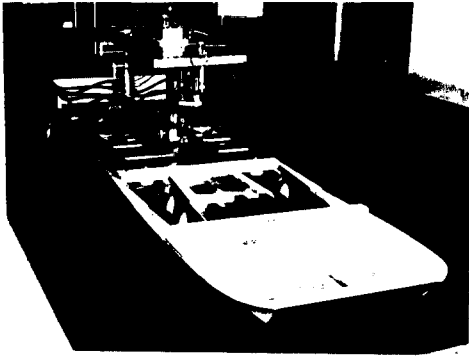


Fig. 23 Twin hull model with motion control device between hull and cabin

본 실험에 적용한 제어시스템은 위의 2자유도제어서와 같이 신경회로망과 선형귀환 제어기를 병렬로 연결하여 샘플링하며 매 입력신호마다 학습이 이루어져 객실의 운동을 실시간 제어하는 시스템이다. 즉 제어 초기에는 주로 선형제어기에 의해 객실운동이 제어되고 신경회로망은 선형제어기의 제어신호를 이용하여 학습하므로 학습이 진행됨에 따라 신경회로망의 역할이 커진다. 선실운동 제어실험은 두가지 경우에 대하여 수행하였다.

- (1) 0.55 Hz에서 0.85 Hz까지 0.1 Hz 간격으로 단일 주파수로 가진
- (2) 모형선의 해상상태 시뮬레이션 결과에 의한 가진

Table 1은 가진주파수에 따른 제어전과 제어 40초 후의 객실 상하방향 가속도 크기를 보여준다. 모형선의 가진은 특정 주파수(0.85 Hz)에서 크게 일어나는데 이는 모형선크기와 수조길이 때문인 것으로 생각된다. Fig. 24는 해상상태 시뮬레이션 신호입력 시의 선체운동 PSD(power spectral density function)함수이며 중심주파수는 0.7 Hz 근처이다. Fig. 25, 26, 27은 제어되는 동안의 선체와 객실의 제어된 운동성분을 보여준다.

Table 1 Vertical acceleration of cabin at exciting frequencies

	(cm/sec <sup>2</sup> )				
가진주파수(Hz)	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95
제어전	4.1	4.75	5.44	6.11	16.0
제어 40초후	2.54	2.22	2.31	2.32	1.85

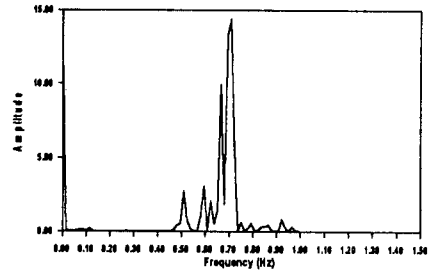


Fig. 24 Power spectral density function of heave motion of hull in sea wave

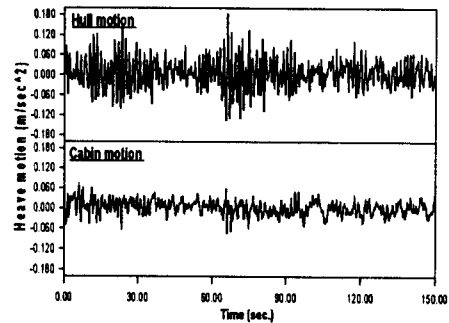


Fig. 25 Measured time history of heave motion

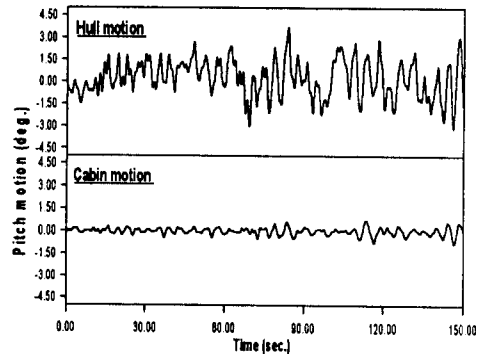


Fig. 26 Measured time history of pitch motion

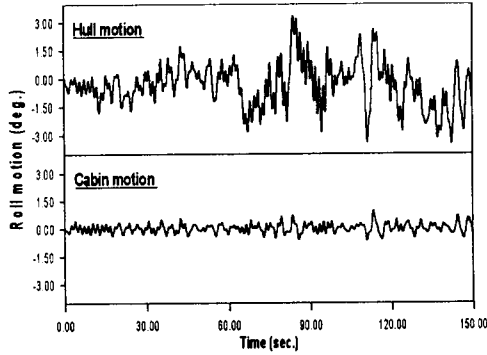


Fig. 27 Measured time history of roll motion

### 3.3 내연기관 구동부의 동적해석 S/W 개발(진행중)

고효율 저소음 엔진의 개발 추세에 따라 피스톤, 크로드(con-rod), 크랭크 축 등 운동부품이 경량화되고 베어링이나 피스톤링 등 마찰부품들의 윤활마찰을 줄이기 위한 노력이 계속되고 있다. 이러한 노력의 일환으로 구동부의 왕복 또는 회전운동이 윤활상태와 결합되어 해석된다. 또한 펌프, 압축기, 터보엔진과 같이 유막베어링에 지지된 고속 탄성회전체의 불균형에 의한 진동문제해결을 위해서는 탄성밸런싱이 필요하다. 탄성밸런싱 방법의 하나인 모드밸런싱(modal balancing method)<sup>(9)</sup>은 회전체의 동역학적 정보를 바탕으로 최소의 시험운전으로 밸런싱을 하는 방법이다. 따라서 운동부의 동역학/윤활 해석은 엔진 설계는 물론 고속 탄성회전체의 진동해석에 필수적인 요소기술이다.

#### 3.3.1 저널 베어링의 윤활해석

##### (1) 모빌리티(Mobility)법

모빌리티법은 1960년대 말 Booker<sup>(11)</sup>에 의해 제안된 방법으로서 모빌리티(베어링 하중에 대한 저널(회전체)중심 편심속도의 비)를 이용한 모빌리티 방정식을 시간에 대하여 수치적분하여 저널 중심의 위치벡터 성분을 계산하는 방법이다. 모빌리티 방정식은 윤활해석의 지배식인 Reynolds식과 하중/유막압력 평형식으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{de}{dt} = \frac{|F|(C/R)^2}{LD\mu/C} M + \bar{\omega} \times e$$

여기서  $F$ 는 베어링에 작용하는 하중이며  $R$ 과  $D$ 는 각각 베어링의 반경과 직경을 나타내고  $L$ 은 베어링 폭을 나타낸다. 또한  $\mu$ 는 윤활유 점도를,  $C$ 는 베어링 틈새반경,  $\bar{\omega}$ 는 저널과 베어링의 하중에 대한 평균 각속도를 의미한다. 그리고  $M$ 은 모빌리티 지도(map)를 형성하는 모빌리티 성분으로서 Goenka<sup>(12)</sup>가 유한요소 해석결과로부터 제안한 약산식을 이용하였다. 저널중심의 위치벡터  $e$ 는 위 모빌리티 방정식을 Runge-Kutta 해법으로 풀도록 프로그램을 작성하였다. 개발된 프로그램을 사용하여 구한 중속 디젤엔진의 크로드 베어링 저널의 궤적이 Fig. 28에 나타나 있다.

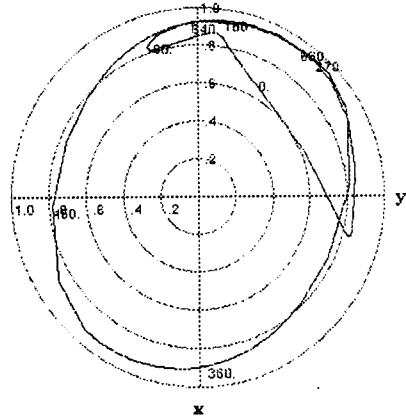


Fig. 28 Orbit of journal center(Ruston & Hornsby 6VEB-X MK III con-rod bearing)

##### (2) 유한요소법

유압이 가해진 베어링이나 groove등 복잡한 형상의 경계조건을 해석에 포함하기 위해서는 유한요소법이 유용하게 쓰일 수 있으며 특히 탄성체 베어링의 윤활해석까지도 가능하다.

Fig. 29과 같이 동하중이 가해진 베어링의 윤활 지배방정식은 Reynolds식이다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}$$

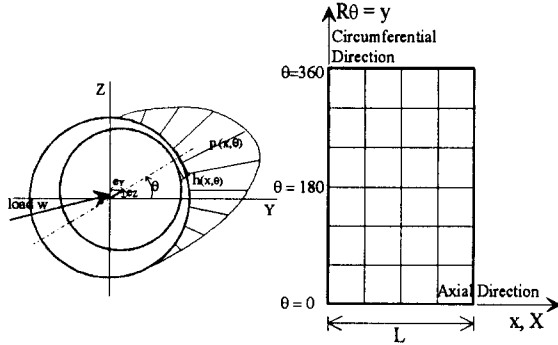


Fig. 29 Coordinates of loaded journal bearing

한편 유막 내에서 발생하는 압력은 저널에 작용하는 하중과 평형을 이루므로 아래와 같이 평형 방정식을 만들 수 있다. 주어진 하중  $W_Y, W_Z$ 에 대하여

$$\int_{\Omega} p \cos \theta \, dx \, dy = W_Y \quad \text{이 성립하며 저널 위치}$$

$$\int_{\Omega} p \sin \theta \, dx \, dy = W_Z$$

$e_Y, e_Z$  를 구하는 방법으로는 다음과 같이 Newton-Raphson 반복법을 사용한다.

함수  $F(x) = 0$  의 Newton-Raphson 전개식

$$F(x^k + \Delta x^{k+1}) \doteq F(x^k) + F'(x^k) \Delta x^{k+1} = 0$$

을 이용하여 Reynolds식과 하중 평형식을 유막압력  $p$  및 두께  $h$ 에 대하여 전개하고 가상 압력증분  $\Delta p$ 를 곱하여 유한요소법의 weak form으로 정식화한다. 압력항들은 동일한 형상함수를 사용하여 이산화하고

$$\Delta p = \Delta p_{\beta} N_{\beta}, \quad \bar{\Delta p} = \bar{\Delta p}_{\alpha} N_{\alpha}, \quad p = p_{\beta} N_{\beta}$$

( $\alpha, \beta = 1, 2, \dots$  number of nodes in the element)

영역  $\Omega$  내의 E개의 유한요소별 전개식을 조합(assemble)하여 다음과 같은 Newton-Raphson 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_{IJ} & K_{I,n+1} & K_{I,n+2} \\ K_{n+1,J} & 0 & 0 \\ K_{n+2,J} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta p_J \\ \Delta e_Y \\ \Delta e_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_I \\ R_{n+1} \\ R_{n+2} \end{bmatrix}$$

( $I, J = 1, \dots, n$ )

여기서  $n$ 은 유막영역  $\Omega$ 내의 절점 총수 이다. 따라서 각 절점의 유막압력 및 저널중심의 궤적은  $k$  번째 근사값  $p^k, e_Y^k, e_Z^k$  에  $k+1$  번째 증분을 충분히 작아질 때까지 반복하여 더함으로 구한다. 즉,

$$p^{k+1} = p^k + \Delta p^{k+1}$$

$$e_Y^{k+1} = e_Y^k + \Delta e_Y^{k+1} \quad \text{이다.}$$

$$e_Z^{k+1} = e_Z^k + \Delta e_Z^{k+1}$$

### 3.3.2 피스톤 및 피스톤 링의 동적해석

피스톤의 동적해석은 피스톤의 2차운동 즉, slider-crank mechanism에 의해 예측되는 운동 이외에 피스톤 크라운과 스커트, 피스톤 핀, 컨로드 간의 틈새 및 피스톤과 라이너 간의 틈새에 발생하는 미세운동을 대상으로 해석한다. 이러한 피스톤의 동적해석의 목적은 피스톤 스커트의 형상, 핀의 크기와 위치 등의 결정에 있다. 동적해석을 위한 부모모델(submodel) 및 계산모듈은 다음과 같다.

- 핀의 윤활모델
- 스커트의 윤활모델
- 피스톤/스커트의 변형해석
- 보어/라이너의 변형해석
- 피스톤/스커트, 핀 및 컨로드의 운동해석

피스톤 링은 연소실 내의 가스를 효과적으로 차단하여 동력발생이 잘 일어나게 하는 밀봉(sealing) 역할과 실린더 면과의 마찰을 적게하여 피스톤이 부드럽게 운동하고 동력손실을 최소화하는 윤활(lubrication) 역할을 한다. 따라서 위 두가지 기능과 관련하여 피스톤 링의 성능이

평가되며 이러한 성능의 극대화를 위한 설계를 가능하게 하기 위해서 링의 동적해석이 필요하다. 다음 Fig. 30에는 링의 1차원 해석을 위한 모델이 나타나 있다.

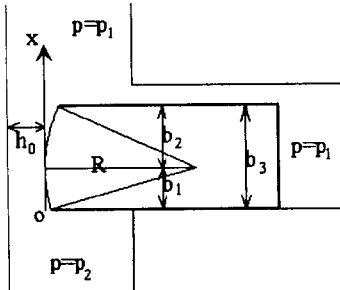


Fig. 30 Typical circular-faced piston ring

#### 4 맺음말

소음진동의 문제해결과 연구개발은 산업현장에서 소음진동 공학자들이 담당하여야 할 과제로서 별개의 과제로 양립하는 동시에 상호 보완되어야 할 기능도 가지고 있다. 이를 위하여 현장문제는 해결 즉시 해결과정의 정식화 및 해석이 수행되어야 차후 유사한 문제 발생시 수월하게 해결할 수 있는 능력이 배양된다.

제어장치나 해석S/W는 중공업분야의 다양한 생산 제품에 적절히 이용하기 위해 기존 도구의 응용보다 자체 개발을 지향하여야 한다. 개발과정에서 부수적으로 계측 및 해석기술이 향상되며 축적된 기술은 현장문제 해결시 귀중한 도구가 될 수 있기 때문이다. 이 과정은 마치 처음 단순 해석, 계측단계에서 실험, 개발로 발전한 후 다시 복잡한 해석, 계측, 실험 및 개발에 이르는 단계적 발전 방향과도 같다고 생각된다.

#### 참고문헌

(1) Chung, K. Y., and Kim, D. H., 1989, "Vibration Measurement of ICP Compressor and Control Room", HMRI Report 2V89074-1.  
 (2) Chung, K. Y., and Bae, J. G., 1990, "Noise/Vibration control Process on the Steam Coil Air Heater of Power and Desalination

Plant at Makkah-Taif", HMRI Report 3B90088.  
 (3) 최균일, 정균양, 1993, "프로펠러 끝단소음 (Singing of Propeller Trailing Edge)", 현대 선박해양연구소 내부보고서.  
 (4) Donald Ross, 1976, *Mechanics of Underwater Noise*, Pergamon Press.  
 (5) 김동해, 정균양, 1994, "86,000톤 원유운반선 프로펠러 날개의 singing(명음) 발생위치 조사", 대한조선학회 논문집, 제31권 제3호.  
 (6) Cho, D.S., Lee, S.M., and Chung, K.Y., 1995, "Active Vibration Control of Ship Structure using a Mechanical Actuator", *Active '95*.  
 (7) Kung, S.Y., 1993, *Digital Neural Networks*, Prentice Hall.  
 (8) Bae, J.G., Joo, W.H., and Chung, K.Y., 1996, "An Experimental Study on the Active Control of the Motion of a Model Ship Cabin", *INTER-NOISE '96*.  
 (9) 정시영 외, 1995, "유막베어링에 지지된 탄성 회전체의 모드 밸런싱 실험", 한국 소음진동 공학회지, 제5권 제2호, pp. 235~246.  
 (10) 정균양, 1995, "중속엔진 베어링의 윤활해석 프로그램 개발 (I)", HMRI Report, 5H94504.  
 (11) Booker, J. F., 1965, "Dynamically Loaded Journal Bearings : Mobility Method of Solution", *J. of Basic Eng., Trans. of the ASME*, pp. 537~546.  
 (12) Goenka, P.K., 1984, "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings", *J. of Tribology, Trans. of the ASME, Vol. 106*, pp. 421~428.