

1. 산업체의 현실

현대 산업사회는 동종업체간의 치열한 경쟁과 고도의 생산성을 바탕으로 하여, 날로 발전하고 있다. 10년전에는 상상도 하지 못했던 상품들이 계속하여 시장에 출현하는가 하면, 기존의 제품들도 그 성능과 품질이 날로 개선되고 있다. 산업고도화와 풍요의 시대를 맞이하여 일반 소비자들의 상품에 대한 기호와 평가수준과 요구조건도 빠른 속도로 다양화, 고급화, 엄격화하고 있는 현실이다. 환경보호단체, 소비자보호협회등에서 강한 어조로 제품의 환경적합성과 사회적책임을 강조하기 시작한것도 최근의 추세이다. 이러한 흐름의 시각에서 볼때, 기계제품의 소음과 진동에 대한 사회와 소비자들의 반응이 까다로워지는것도 당연한 움직임이라 하겠다.

기계란 원동기와 작동단 사이에 적절한 기구장치를 연결함으로써 인간의 편익을 증진하는 어떠한 작업을 수행하는 체계로써 정의되고 있다. 따라서 기계는 원칙적으로 원동기와 기구장치라는 양대 소음진동 발생원을 보유하고 있는 셈이며, 기계의 종류에 따라 다양한 형태로 소음과 진동을 발생시킬 수 있는 가능성을 내포하고 있다. 필자가 근무하고 있는 대우중공업을 예로 들면, 그 생산제품의 대부분이 기계제품이며, 그 대부분은 과거에 한두번씩 소음과 진동의 문제를 겪었거나, 혹은 고급화되는 소비자의 요구수준에 부응하기 위하여 소음진동을 감소시켜야할 필요성을 내재하고 있다. 표 1은 제품분야별 주요 소음진동의 문제점들을 요약하고 있다.

표 1. 제품분야별 주요 소음진동문제

| 제 품 분 야 | 주요 소음진동문제 |
|---------|------------------------------------|
| 건 설 장 비 | 굴삭기 수출에 따르는 EEC 소음규제 |
| 지 계 차 | 차체진동에 의한 승차감 및 전장품 내구성 문제 |
| 디젤엔진 | 자동차 가속주행소음 규제강화 |
| 트랜스미션 | 감속치차 가공문제로 인한 이음발생 |
| 공작기계 | 주축의 고속화에 따른 축진동문제 |
| 철도차량 | 고속화에 따르는 대차진동문제 및 rail dynamics 문제 |

이러한 소음진동의 문제는 근원적으로 제품의 설계와 밀접한 관련을 갖고 있기 때문에, 소음진동의 문제를 가장 효과적으로 해결하는 방법은 이문제에 대하여 제품개발의 단계에서 충분한 기술적 예측과 평가를 함으로써, 소음진동을 감소시키는 개념이 제품설계에 반영되도록 하는 것이다. 그림 1은 제품개발 단계에서 설계활동과 소음진동 개선활동이 상호협력하는 이상적인 체제를 나타낸 것이며 말하자면 예방이 최선의 해결책이라 하겠다. 제품개발의 기간이 끝나고 설계가 확정되어 생산 및 시장도입의 기간에 돌입하게 되면, 그 시점에서 발생하는 소음진동의 문제는 해결하기가 쉽지 않고, 기간도 오래 걸리고, 비용도 많이 들며, 개선의 효과도 훨씬 적어진다.

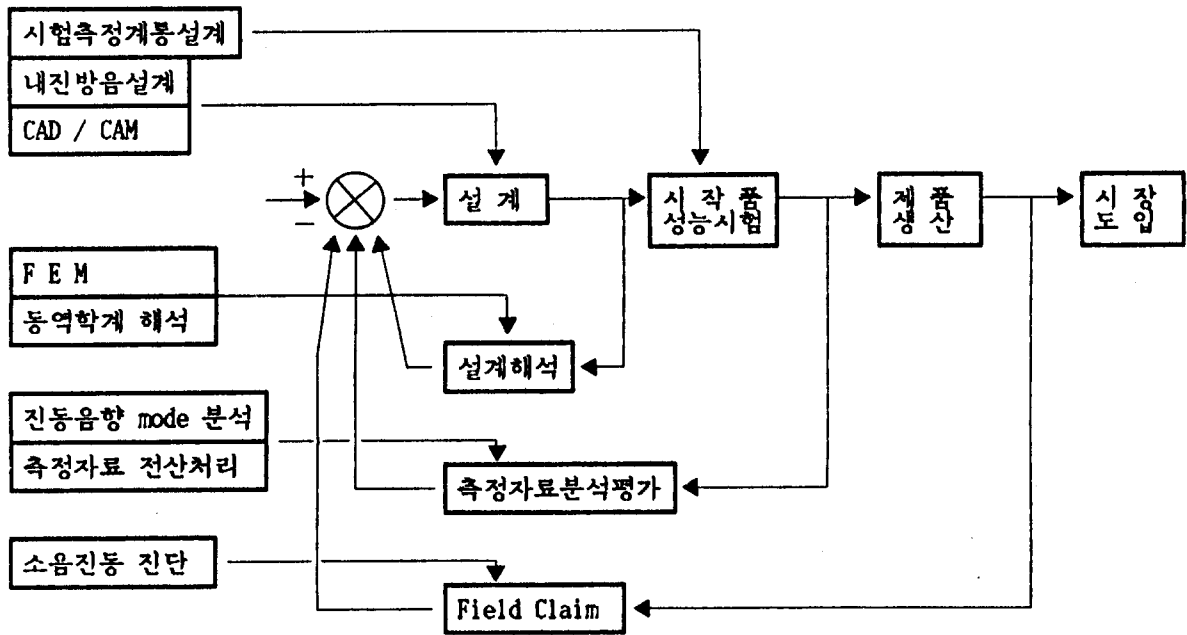


그림 1. 제품개발 단계의 소음진동개선활동

오늘날 우리나라의 대부분의 기계제조 업체들은 기술제휴에 의하여 제품을 생산하고 있거나, 혹은 모방개발에 의한 독자적 제품의 확보단계로 이행하고 있는중이라 할수있다. 설계가 대체로 제 3자에 의하여 확정된 제품을 생산하는 것이므로, 소음진동문제의 해결은 그림 1에서 지향하는 이상적인 체제와는 거리가 있다 산업체의 대부분은 그림 2와 같이 설계변경과 양산설비보완과 고객의 불만해소를 위한 양산품질개선 활동의 쳇바퀴를 맴도는 실정이다.

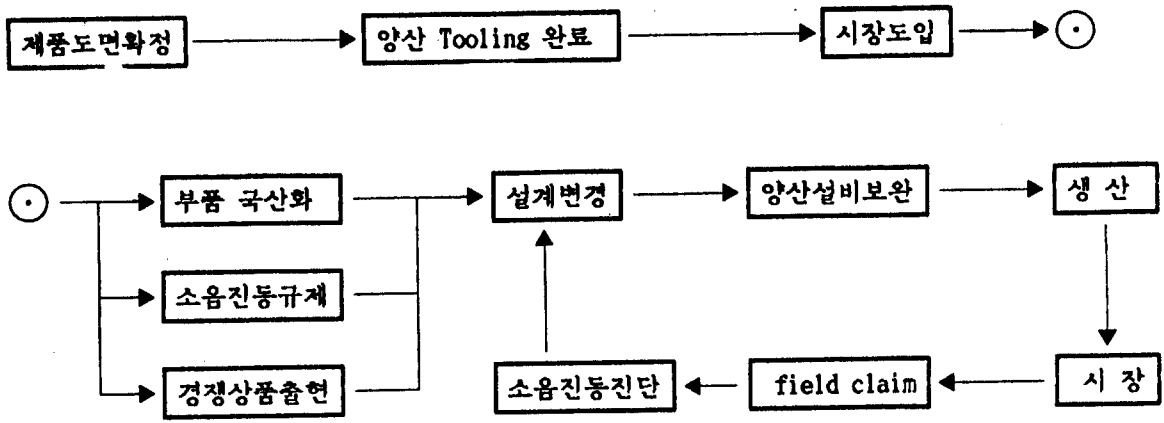


그림 2. 양산단계의 소음진동 개선활동

표 2에는 소음진동의 개선을 위한 전문기술을 분류하였다. 이들은 상당한 수준의 교육과 전문성을 요구하는 기술들이지만, 기본적으로는 제품설계를 효율적으로 할 수 있도록 도움을 기능이기 때문에, 선진국 설계의 모방단계에 있는 우리나라에서는 이 분야의 전문기술인력의 진로관리문제가 쉽지 않은 과제로 남아있다.

표 2. 전문기술 인력의 진로관리문제

| 학 력 | | | | 사업분야 | | 제 품 A | | | | | 제 품 B |
|--------|-------------|--------|--------|--------------|------|--------|--------|--------|-----|--------|-------|
| | | | | 전문기술 | 사업조직 | 제 품 기술 | 생 산 기술 | 생 산 기술 | 영 업 | 사 업 계획 | |
| 박 사 | 대 학 원 | 대 졸 | 고 졸 | 시험 측정계통 설계 | | | | | | | |
| | | | | 내진 방음 설계 | | | | | | | |
| | | | | CAD / CAM | | | | | | | |
| | | | | F E M | | | | | | | |
| | | | | 동역학계 해석 | | | | | | | |
| | | | | 진동음향 mode 분석 | | | | | | | |
| | | | | 측정자료 전산처리 | | | | | | | |
| | | | | 소음 진동 진단 | | | | | | | |

제조업체에서는 소음진동을 개선하는 체제에는 몇가지 난점이 있다. 첫째는 소음진

동을 단순한 품질문제로 인식하고 있다는 것이며, 둘째는 문제에의 접근방법이 규제치 만족을 위한 한시적인 목표달성 조직에 의하여 수행되고 있다는 것이다. 셋째로는 소음 진동을 개선하기 위한 설계변경이 기계의 성능저하 또는 원가상승등의 희생을 요구하게 되는 경우에 적절히 설계상의 절충을 하도록 하는 판단기준이 없다. 넷째는 설계의 전산해석에 너무 오랜 기일이 소요되기 때문에 문제가 생기면 설계해석에 의존하지 않는 경우가 많으며, 설계해석과 시험측정 사이의 연계활동도 미약하다. 다섯째로 기계기술자의 전산활용기술 부족이 애로사항으로 되어 있으며, 여섯째로는 전문기술인력의 진로관리 문제를 들수 있다.

제조업체의 소음진동문제 해결현황을 이해하고 제조업체의 소음진동 기술수준을 측정하기 위하여 본고에서는 아래의 세가지 사례를 들었다.

첫째, 굴삭기의 소음감소 활동

둘째, 지게차의 차제진동 문제

셋째, 차량용 디젤엔진의 소음진동문제

이들은 필자가 근무하는 대우중공업에서 경험한 사례들인데, 산업체의 문제접근 방법의 현실에 대한 이해에 보탬이 되기를 바라면서 이하에 차례로 기술하기로 한다.

2. 굴삭기의 소음감소 활동

대우중공업은 1978년부터 기술제휴에 의하여 굴삭기를 생산하였다. 1984년부터 고유모델 굴삭기의 개발에 착수하여 약 3년만에 개발완료하였으며, 1987년부터는 고유모델 굴삭기의 수출을 시작하였다. 오늘날 대우중공업은 3 - 50톤의 장비중량 범위내에서 약 15개 기종의 고유모델 굴삭기를 생산하고 있다. 한편 수출대상지역중의 하나인 EEC는 1988년부터 건설중장비의 소음규제를 시작하였으며, 1992년부터는 한층 강화된 소음규제를 실시할것이 예고되어 있다. EEC의 소음측정표준은 그림 3과 같으며, 엔진출력 70 - 160 kw 범위의 굴삭기에 대한 규제치는 소음에너지 발산총량을 108 dB이내로 할것을 규정하고 있다.

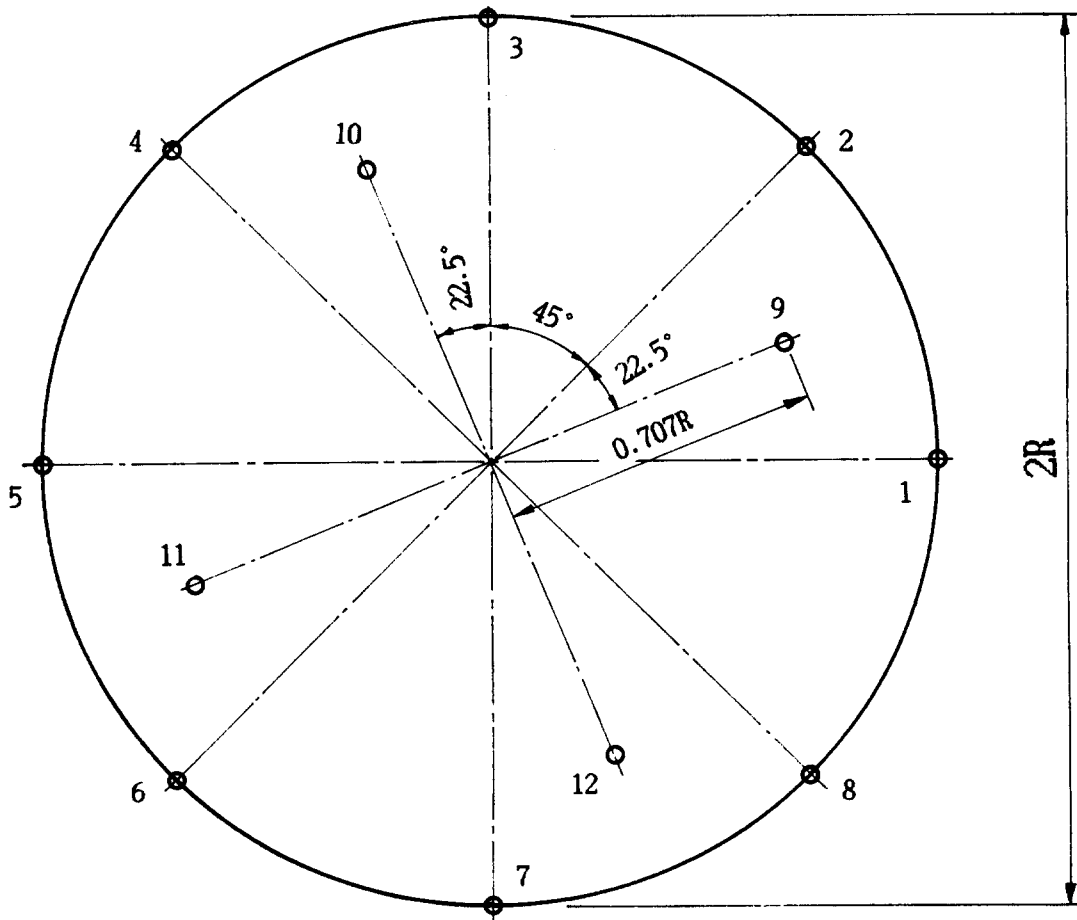
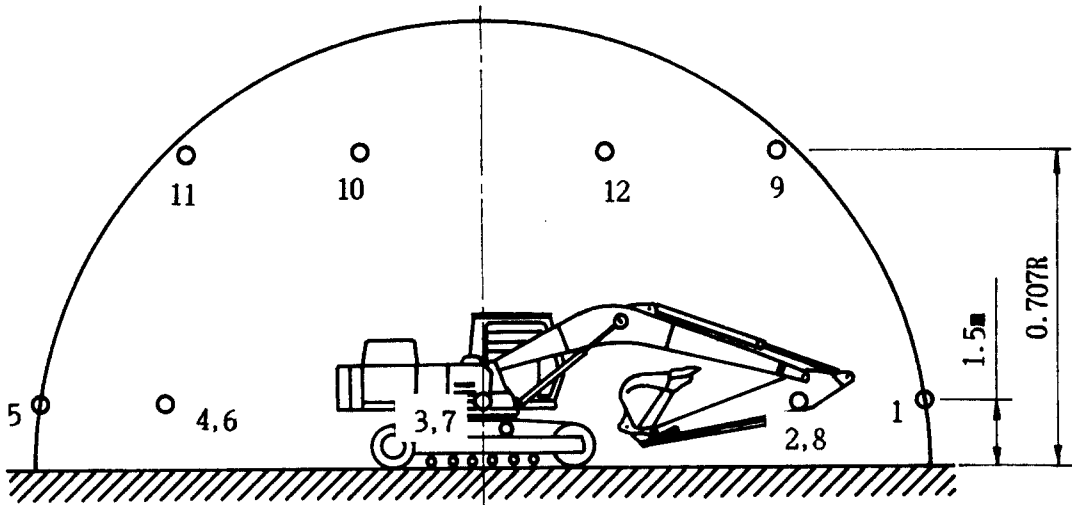


그림 3. EEC의 건설중장비 소음측정표준

EEC의 소음규제가 강화될것이 예시된 1989년부터 대우중공업은 장비중량 약17톤의 수출용 굴삭기의 개발을 착수하였으며, 현재 개발이 진행되고 있다. 시작품의 성능 시험단계에서 일차적으로 소음수준을 측정하여 평가한 결과로는, EEC의 소음규제수준을 통과하기 위하여는 장비의 소음에너지 발산총량을 3 dB정도 낮출것이 요청되었다. 그림 4와 같이 소음측정 및 평가를 위한 장비체계를 구성하여 주요 소음원을 조사한 결과 엔진의 fan, air cleaner, canopy와 under cover 등이 주요 소음원으로 지적되었다. 2차에 걸친 재설계 및 재시험의 결과로 소음수준을 함께 3.3 dB 정도 낮출수 있었으며, 개발이 완료되면 EEC규제 소음수준 공인시험을 통과할 수 있을 것으로 기대된다.

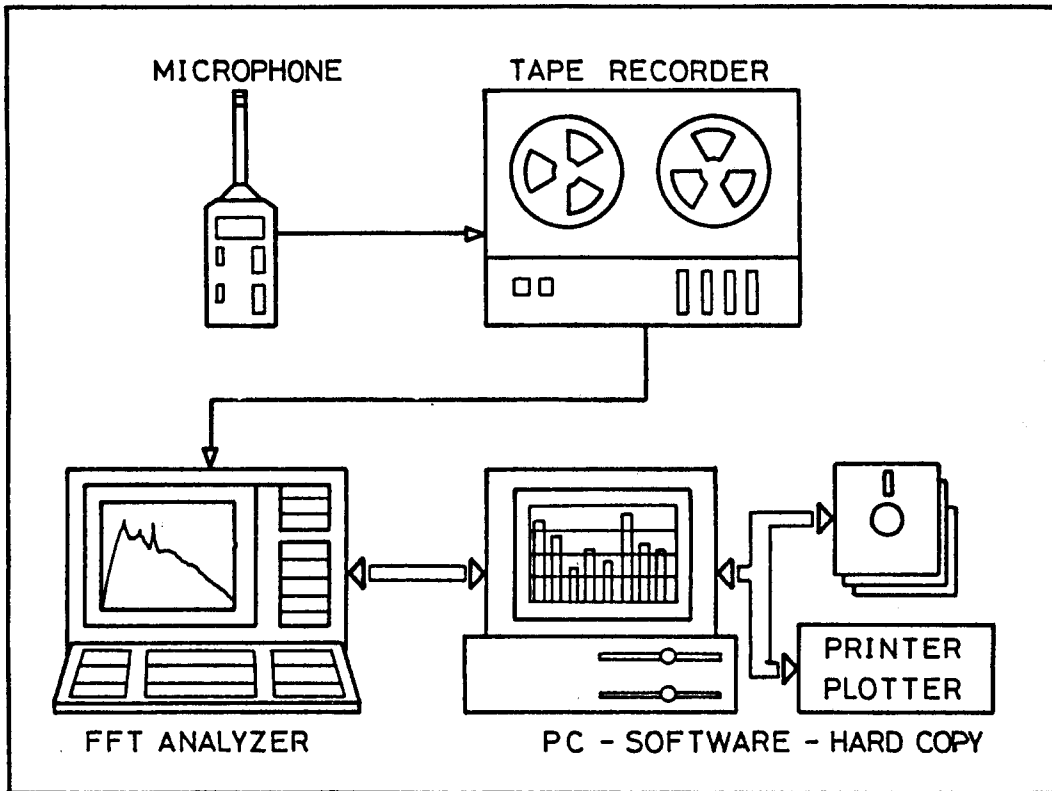


그림 4. 건설중장비 소음측정 및 평가장비

3. 지게차의 차체진동문제

대우중공업은 1968년부터 기술제휴에 의하여 지게차를 생산하였다. 1978년에 3.5톤급의 지게차의 엔진을 자체에서 생산하는 디젤엔진으로 대체하여 탑재하는 시도를 하게되었다. 이때에 자체생산하던 엔진중에서 대체엔진의 후보로써 표 3과 같이 두종류의 엔진이 고려되었는데, 기술제휴선의 원래의 엔진보다 출력이 높은 DO 844가 선택되었다. 지게차의 자체의 기본구조는 기존의 생산체제를 가급적 유지하기 위하여 변경을 최소화하였고, 엔진을 대체하는데에 따른 탑재용 bracket 류와 mounting rubber 등만 설계변경하였었다. 국산엔진을 탑재한뒤 1980년까지 약 2년간 운전석, 조향 handle 및 작업용 lever 등에서 진동이 심하다는 고객들의 지적사항이 있었고, 몇차

표 3. 지게차 대체엔진 비교

| 엔진 모델 | DA 220 | DO 844 | 4 BA 1 |
|-------------|---------|--------|--------|
| 제 조 업 체 | Komatsu | 대우중공업 | 대우중공업 |
| 출 력 (ps) | 67 | 70 | 62 |
| 회 전 수 (rpm) | 2,750 | 2,200 | 4,000 |
| 배 기 량 (ℓ) | 4.0 | 4.0 | 2.8 |
| 엔진중량 (kg) | 400 | 400 | 310 |

례에 걸쳐서 bracket 류와 mounting rubber 의 설계변경을 실시하였다. 이 3.5톤급 지게차는 오늘날까지도 생산을 계속하면서 상당수준의 시장점유율을 확보하고 있으나 차체진동 해결의 관점에서 보면 만족스러운 수준에는 이르지 못한것으로 분석되고 있다. 근원적인 해결을 위하여는 차체를 완전히 바꾸거나 혹은 엔진선정 대상의 폭을 무제한적으로 넓혔어야 하였는데, 이러한 설계상의 자유도가 없는 상태에서 소폭의 설계 변경만으로는 만족스러운 결론을 얻을수가 없었던 것이다.

지게차의 주요부품들의 고장간 평균주기를 조사하여 보면, 엔진, 감속기등 구동계통의 부품들은 MTBF가 2,000~3,000 시간이고 유압부품의 경우 1500 시간 정도이다.

그러나 전장품의 MTBF는 대체로 1,000 시간 이내이고, MTBF 200 시간 이내의 전장품들도 있다. 표 4에서는 지게차 전장품의 진동문제 및 이로 인한 MTBF의 감소현황을 나타내었다. 심한 경우 10 g 정도의 진동수준에서 작동을 하여야 하는 전장품들의 MTBF가 낮은 것은 당연하다 하겠다. 전장품의 품질확인을 위한 시험규격으로는 KSR 1034, 자동차부품 진동내구시험법중에서 비포장도로 차량편을 준용하고 있는데, 기본적으로는 지게차 차체의 진동수준을 감소시키는 기술이 정착되어야 하겠다.

표 4. 지게차 전장품의 진동문제

| 부 품 명 | MTBF | 주 요 진 동 문 제 |
|----------------|--------|------------------------------------|
| Alternatpr | 1300HR | 정류 Transistor 연결핀 공진으로 절손 |
| Starter | 1150HR | 부착 Flange Crack 발생, Pinion Gear 깨짐 |
| Solenoid Valve | 1500HR | Valve Sticking (불균일한 움직임) |
| Gage Panel | 700HR | Gage 지시 정밀도 저하 |
| Control Box | 200HR | 충격으로 연결 Connector 빠짐 |
| Lamp 류 | 140HR | 취부위치 공진으로 Bulb 수명 단축 |

4. 차량용 디젤엔진의 소음진동문제

자동차 소음규제는 그림 5에 보는바와 같이 88년과 90년에 각각 강화되었으며 앞으로 더욱 강화될 전망이다. 자동차 가속주행 소음 그림 6과 같이 20 m의 급가속구간의 중간지점에서 좌우방향으로 7.5 m의 거리에서 측정한다. 차량용 디젤엔진의 소음은 무향실에서 엔진으로부터 1 m의 거리를 두고 측정하는데, 이렇게 측정한 소음수준은 자동차 가속주행 소음수준보다 트럭의 경우 12-13 dB, 버스의 경우 15-16 dB 정도 높게 측정된다. 대우중공업은 디젤엔진을 제조하여 버스 및 트럭의 제조업체에 판매하고 있는데, 환경처의 자동차 가속주행 소음규제 강화움직임에 의하여 간접적인 압력을 받고 있는 셈이다.

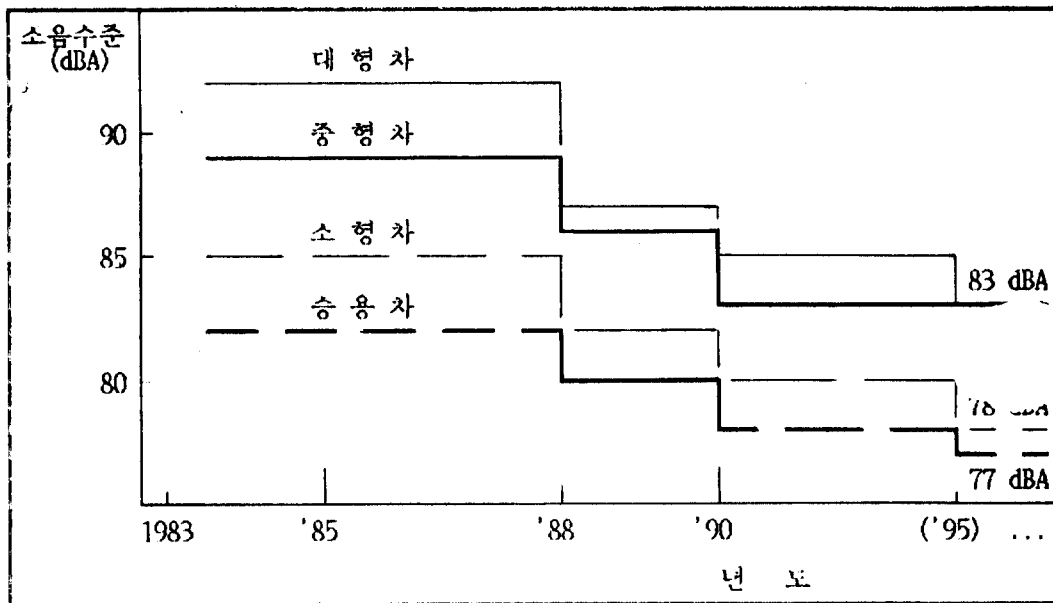


그림 5. 자동차 가속주행 소음규제 (환경처, 1990. 10.)

CYLINDER BLOCK MODAL TEST

REF: -51z RESP: 51y

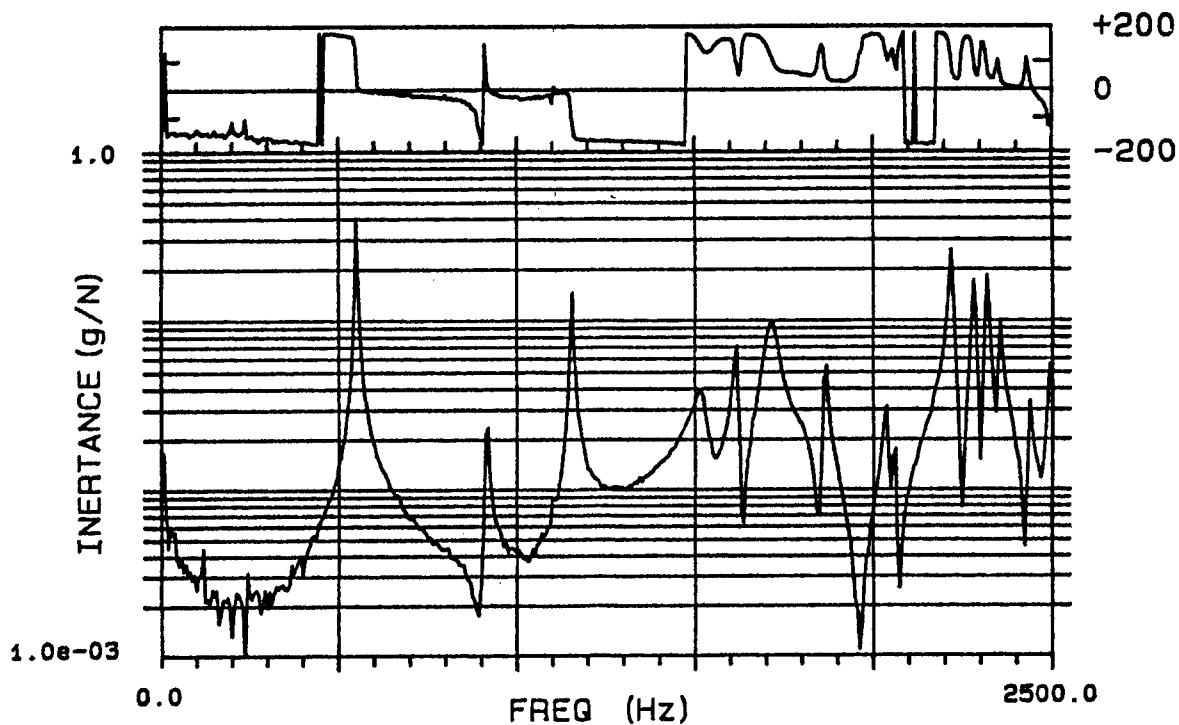


그림 6. 실린더블록 Modal Test의 Bode선도

엔진의 소음수준을 예측하는 공식으로는 CIMAC formular 가 있다. 이것은 각국의 잘 설계된 엔진의 소음수준을 통계적으로 조사한 결과 소음수준을 정격출력과 회전수의 log 함수의 합으로 표현한것이며, 새로이 개발하는 엔진의 소음수준을 계획하는 단계에서 참조하는 지표가 되고 있다. 대우중공업은 배기량 2.5 ℓ 급의 소형 디젤엔진의 개발을 진행중에 있으며, 엔진의 방향별 소음기여도에 관한 분석기법 및 연소계통의 재조정등을 시도한 결과 표 5 와 같은 소음감소대책들을 확보하여 놓은 상태이다.

표 5. 소형 디젤 엔진의 소음 감소 효과

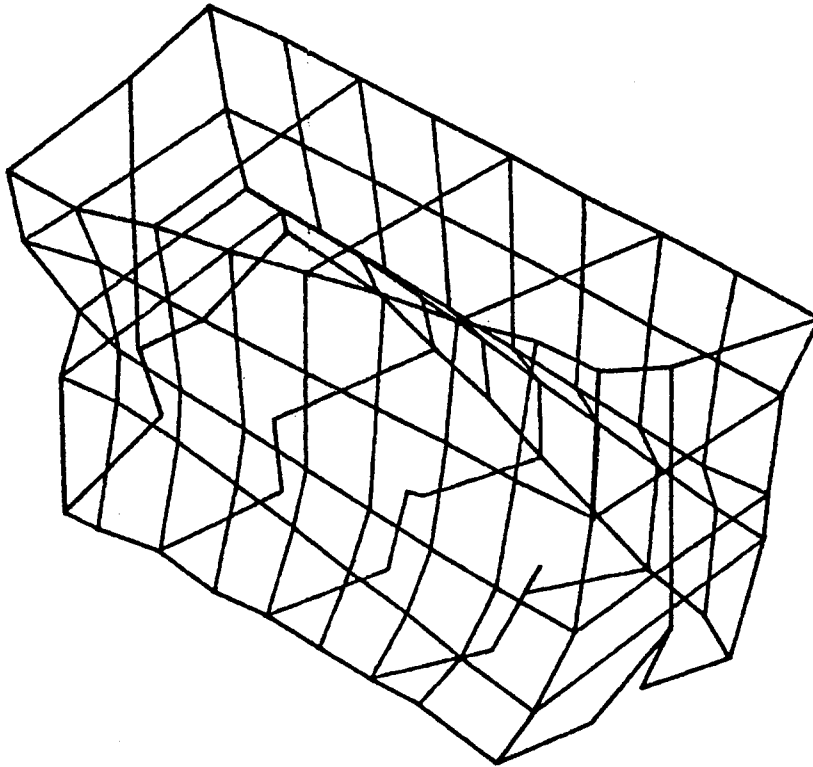
| 소 음 감 소 대 책 | 효 과 (dBA) |
|---------------------|-----------|
| - 연료 분사시기 지연 | 1.0 - 1.5 |
| - 연료 분사율 저감 | 2.0 |
| - 흡기 MANIFOLD 진동 절연 | 0.8 |
| - STARTER 체결 강성 보강 | 0.2 |
| - OIL PAN DAMPING | 0.1 |
| - PISTON PIN OFFSET | 0.4 |

디젤엔진의 소음진동을 줄이기 위한 기술분야들을 요약하면 아래의 다섯가지이다. 첫째, 실린더블록의 진동 mode 해석인데, 이에는 FEM 해석과 modal analysis의 방법이 있다.

둘째, 크랭크축의 비틀림진동의 문제인데, 이것은 비틀림진동의 측정문제와 비틀림진동의 해석문제, Web 부위의 응력 해석의 문제로 나뉘어진다. 셋째는 valve train의 진동문제인데, 이것에는 cam 곡선의 형상을 계산하는 문제와 valve overlap 이 엔진 성능에 미치는 영향에 대한 고려사항이 있다. 넷째로는 연소계통의 설계가 진동 및 배기 소음에 미치는 영향에 대한 연구인데, 연소계통의 설계는 엔진의 BMEP, BSFC 및 배기가스 성분과도 밀접한 관계를 갖고 있으므로 최적화하는것이 쉽지 않다. 다섯째로는 cover 류의 방음설계인데, 오일팬, 타이밍, 기어 케이스, 실린더 헤드 커버, 타렛 চে임 버등이 주요 대상부품들이다. 엔진의 소음감소를 위하여 대우중공업이 이러한 전문기

술을 어느 정도 활용하고 있는가를 아래에 살펴보기로 한다.

앞에서 언급한 2.5 ϕ 급의 디젤엔진의 개발과 관련하여 실린더블록의 modal test 가 행하여졌다. 함께 111 개의 측정점에 대하여 impulse test 를 한 결과, 그림 6 과 같은 Bode 선도가 얻어졌다. 그림에서 fundamental mode 는 551 Hz 에 감쇠계수 0.26 %로 나타났으며, 그 진동 mode 는 그림 7 과 같이 비틀림진동으로 나타났다. 그림 8 은 생산하고 있는 8 ϕ 급의 6기통 디젤엔진의 실린더블록을 FEM 해석한 진동mode 중의 하나이다. 이 FEM 해석에서는 HEXA 8 element 2,800 개로 나누어 고유진동수를 계산하였으며, 측정치와의 오차는 제 1 및 제 2 mode 에서 각각 6 % 및 11.5 % 로 나타났다.



FREQUENCY = 551 Hz

DAMPING = 0.26 %

그림 7. 소형 디젤엔진 실린더블록의 제 1 고유진동 Mode

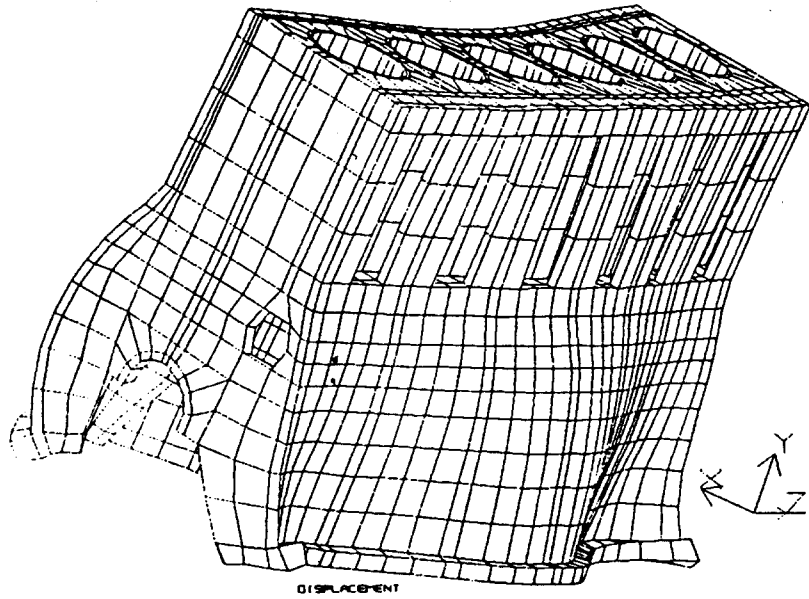


그림 8. 중형디젤엔진의 FEM 진동 해석

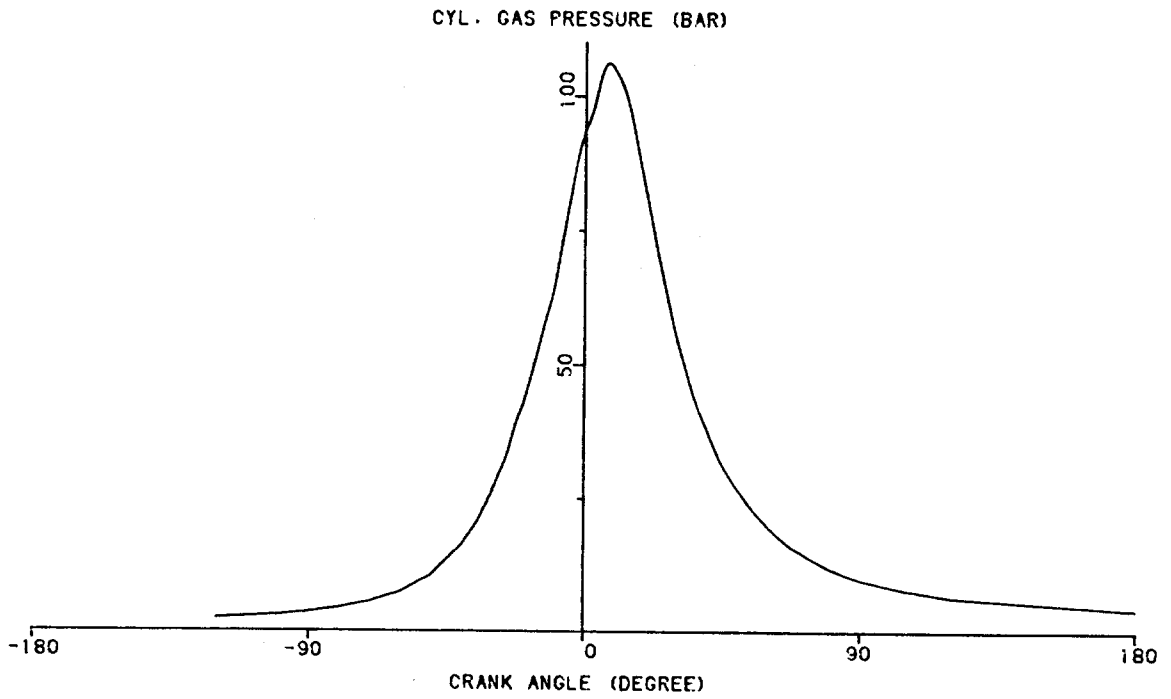


그림 9. 실린더 압력선도

크랭크축의 비틀림진동의 해석을 위하여는 전용의 전산프로그램을 이용하고 있다. 이 프로그램의 계산순서는 그림 9와 같은 실린더 압력선도 및 그림 10과 같은 비틀림모멘트 전달기구로부터 Fourier 계수를 구한후 등가질량계에 대한 비틀림진동 해석을 하는것이다. 가장 응력이 집중되는 crank Web 부위는 FEM에 의하여 별도의 응력 해석을 한다. 앞에서 언급한 2.5 ℓ 급의 디젤엔진의 크랭크축을 이상의 절차에 의하여 계산한 결과 130%의 Over-speed 능력이 있음을 확인하였다. 크랭크축의 비틀림진동의 시험측정은 fan 축의 축비틀림 진폭이 0.3도 이내가 될것을 기준으로 하고 있다.

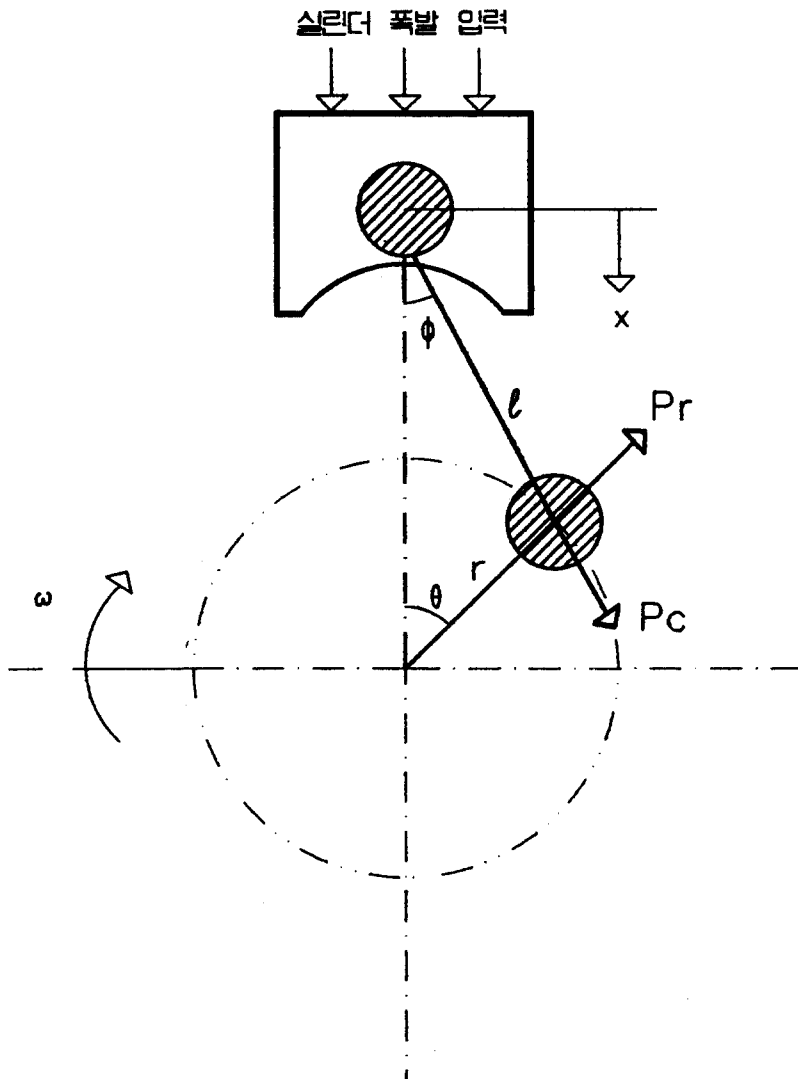


그림 10. 크랭크축의 비틀림모멘트 전달기구

디젤엔진의 over - speed 능력을 좌우하는 또하나의 요인은 valve 기구의 진동문제이다. 그림 11의 valve 기구를 해석하는 능력을 얻기 위하여 산학협동에 의존하였는데, 이때의 등가진동계는 그림 12와 같이 spring surge 및 push rod 의 강성을 고려한 진동계가 선택되었다. 캠 형상으로는 polydne, Fourier cam 등이 있는데, 캠 형상의 완전한 계산을 할수 있는 수준에 이르려면 좀더 연구와 자료축적이 필요하다. 캠 형상과 valve overlap 의 문제는 엔진의 충전효율 및 열적성능과도 밀접한 관계가 있으므로, 이 문제는 진동의 문제와 타분야의 기술적문제가 교차하는 곳이라 하

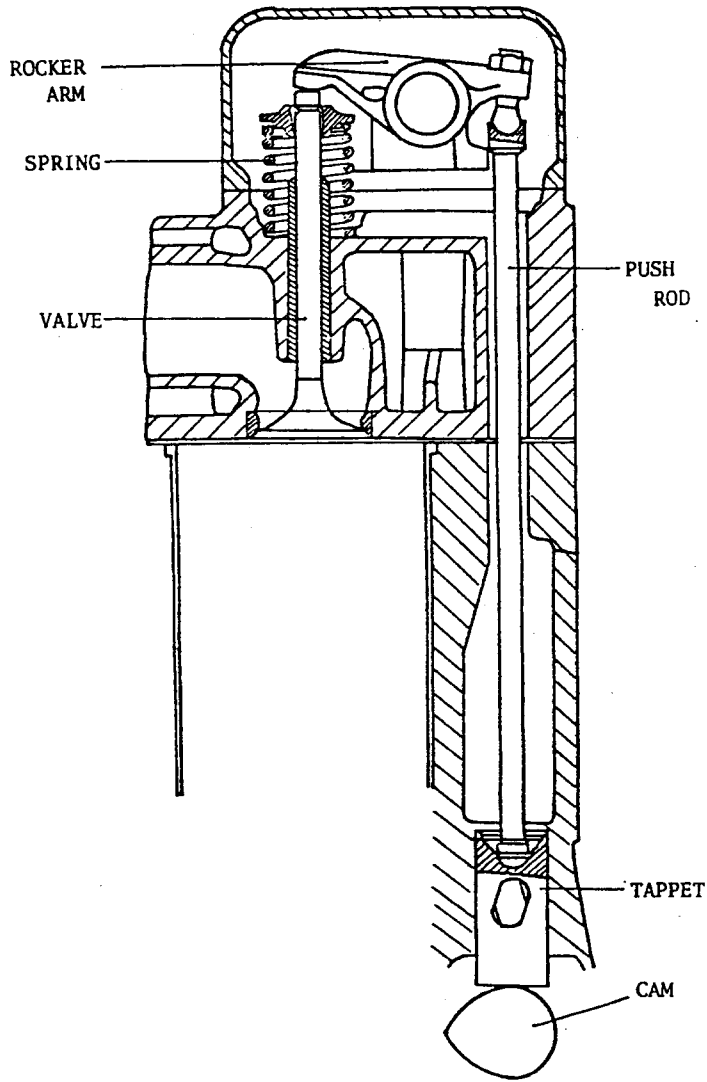


그림 11. Valve Train Mechanism

겠다. 이러한 이중기술간의 교차의 문제는 연소계통의 설계가 엔진의 성능과 소음에 동시에 영향을 주는데에서도 나타난다.

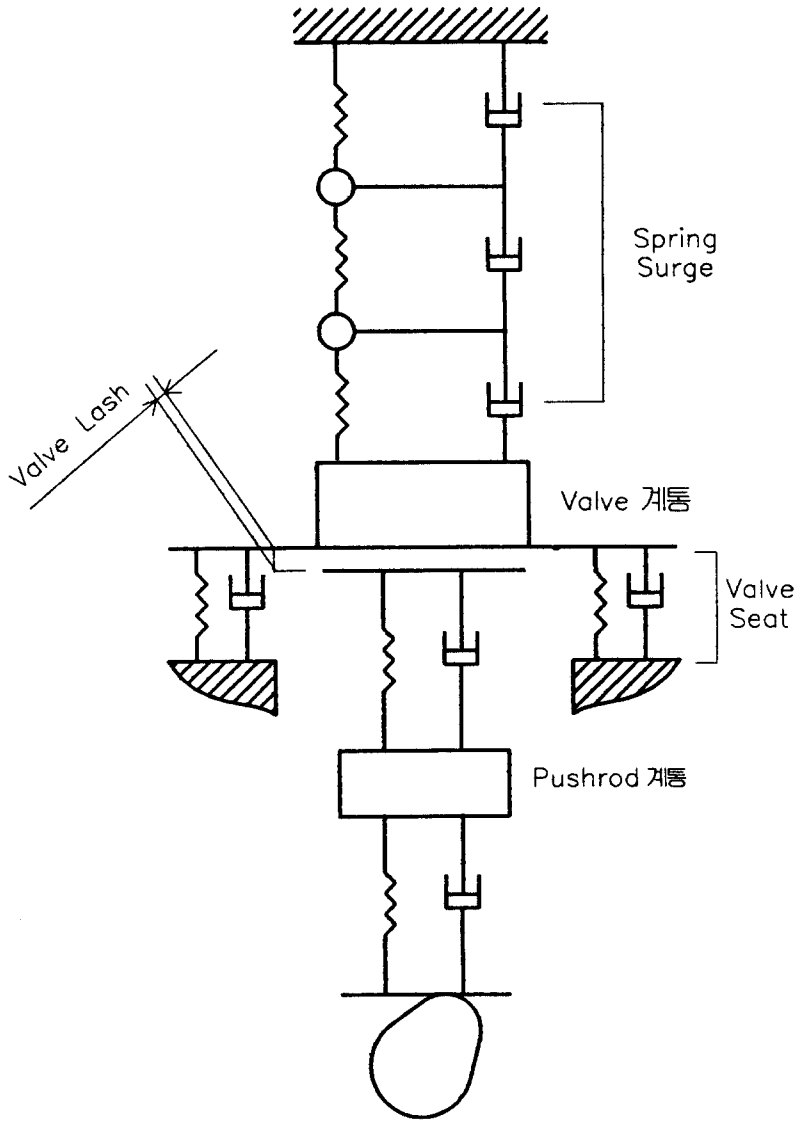


그림 12. Valve Train 의 등가진동계

5. 결 론

이상의 조사내용을 종합하여 아래와 같은 결론을 도출하여 보았다. 첫째, 제조업체는 기술제휴의 단계로부터 독자적 제품개발 cycle 에로의 천이단계에 있으며, 소음진동문제에 대한 기술의 필요성을 아직은 충분히 이해하지 못하고 있다. 둘째, 소음진동규제는 강화추세에 있으며 이것이 제조업체의 기술개발을 강요하는 압력요인으로 작용할 것이다. 셋째, 제조업체는 소음진동 개선을 위한 소요기술의 구조분석은 완료하였으며, 단편적으로 초기단계의 기술은 보유하고 있으나, 전문기술로서 고도화하는것은 앞으로의 과제이다. 넷째, 설계해석에 과도한 소요기간이 걸리므로 이를 단축할 필요성이 있으며, 설계, 해석과 시험측정의 세가지 기술간의 유기적 협조체제를 구축하여야 할 과제가 남아 있다.

빠른 속도로 선진화하고 있는 오늘날의 산업사회에서 제조업체들의 소음진동에 대한 인식도 급속도로 확산될 것이며, 소음진동 개선을 위한 전문기술의 필요성을 절실히 느끼게 될것으로 믿는다.