

지게차의 소음저감연구

°김덕신* 장한기* 이성호**

A study on the Noise Reduction of Fork Lift Truck

(Duck-shin Kim, Han-kee Jang, Sung-ho Lee)

1. 서론

소음저감 설계기술은 제품의 경쟁력 향상을 위해 자동차, 항공기, 건설 장비, 선박, 심지어 가전 제품에 있어서도 소음 문제에 대한 관심이 크게 대두되고 있다. 특히 수출을 하기 위해서는 그 지역의 소음 규제법을 만족시켜야 하며 제품의 경쟁력을 위해서는 그 이상의 것이 요구되고 있다. 또한, 소음 문제는 소비자의 제품 구매 선택에 영향을 주기도 한다. 일본의 경우 JIS 규격으로 건설 장비의 소음을 규제하고 있으며, 소음수준에 따라 일반 장비, 저 소음 장비, 초 저소음 장비로 구분하여 장비에 따라 건설 작업을 제한하기도 하며, 특히 초 저소음 장비 인증을 받은 것은 장비 사용 단가 및 사용에 있어 차등을 두어 혜택을 주고 있다.

본 논문에서는 현재 구미지역에서 소음규제로 사용되는 BITA 방식에 따라 지게차의 소음원 규명 및 소음 저감 대책을 논하고자 한다.

2. 본론

2.1 소음수준

현재 구미지역에서 지게차의 소음규제로 사용하는 BITA 방식은 Low-idle, 마스트 상승, 무부하 주행, 부하 주행시의 운전자귀에서의 등가 연속 음압을 다음식으로 측정하여 그 값을 대표값으로 한다.

$$\widetilde{L}_{p_i} = 20 \log \frac{P_{r_{rms}}}{P_{ref}}, \text{ ---- (1)}$$

여기서, \widetilde{L}_{p_i} : Sound Pressure Level

$$P_{ref} = 20 \mu Pa$$

$$L_{eq} = 10 \log (0.76 \times 10^{0.1p1} + 0.15 \times 10^{0.1p2} + 0.045 \times 10^{0.1p3} + 0.045 \times 10^{0.1p4})$$

- p1 : Low-idle시 운전자귀 소음 평균값
- p2 : 마스트 상승시 운전자귀 소음 평균값
- p3 : 무부하 주행시 운전자귀 소음 평균값
- p4 : 70% 부하 주행시 운전자귀 소음 평균값

본 논문에서는 실험결과 p2, p3, p4의 평균 소음도가 같은 수준을 나타내므로 편의상 p2값으로 하고 또한 실험 분석 결과 5 KHz 및 20 KHz 까지의 전체 음압 차이가 거의 없으므로 이후의 모든 시험은 5 KHz 주파수 범위내에서 행하였다.

2.2 소음원 규명

1) 근접장에서의 소음실험

본 시험에서는 소음원의 Rankorder를 규명하기 위하여 근접장에서의 소음수준을 다음 부위에서 실시 하였다.

Engine head Cover Top, Intake orifice, Exhaust orifice, Pulley Wheel, Pedal Skirt, Over Head Guide, Transmission Front.

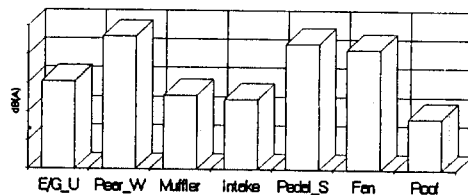


Fig1. Noise Identification of Near Field

* 고등기술연구원

** 대우중공업

2) 인텐시티법에 의한 소음실험

소음실험은 Larson David의 인텐시티 장비와 SD390 주파수 분석기 및 데이터 분석용으로 SMS STARcoustics를 이용하였다. 주파수 분석기를 사용한 인텐시티법은 다음과 같다.

$$I_r(f) = \frac{-1}{2\pi\rho\Delta r} \sum_{i=1}^M \frac{Im(G_{AB_i})}{f_i} \quad \text{-----(3)}$$

$$S.P.(f) = \sum_{i=1}^M \frac{-Im(G_{AB_i})}{2\pi\rho\Delta r f_i} Area \quad \text{---(4)}$$

$$C.S.P.(f) = \sum_{i=1}^M S.P.(f_i) \quad \text{-----(5)}$$

여기서, $I_r(f)$: r 밴드에서의 음향인텐시티

$S.P.(f)$: 음향파워 스펙트럼

$C.S.P.(f)$: 콤포지트 음향파워 스펙트럼

L : r 밴드내의 주파수 데이터 점의 수

M : 주파수 데이터 점의 수

N : 측정점의 수

K : 측정점의 수

f_i : 주파수선 i의 주파수 값

Area : 측정과 연관된 면적

ρ : 공기밀도

Δr : 마이크로폰사이의 간격

G_{AB_i} : 2개의 마이크로폰의 크로스 파워스펙트럼

$I_m(G_{AB_i})$: 주파수 스펙트럼선 i에서의 크로스파워 스펙트럼의 허수부

2.1절에서 언급한 대로 5 KHz 내의 주파수범위로 음압을 측정해도 충분하므로, 12 mm 간격의 Spacer를 갖는 Two-microphone법을 이용하였다⁽⁷⁾. 지게차의 주요 부위인 본네트 상면, 엔진 하부, 마스타 정면, 뒷면, 측면 카버등을 그대로 둔 경우와 제거한 것에 대하여 각각 인텐시티 실험을 수행하였다. 각 부분의 소음 기여도를 음향 인텐시티 분석을 하여 Fig.2 - Fig.7에 나타내었다. 모든 개폐구가 닫힌 정상 상태에서는 엔진 하부와 본네트의 순서로 기여도가 컸으며, 특히 Fig.2에서 보듯이 본네트의 흡차음 효과가 외국 모델에 비하여 상당히 저조함으로 이의 개선이 우선 요구되고 개구부가 열린 상태에서는 본네트, 엔진 하부순이었다. Fig.2에서 보면 엔진 하부의 Sound Power Level이 상대적으로 매우 높으므로 엔진 하부에 대한 소음 대책이 강구되어야 함을 알 수 있다. 1/3 옥타

브 밴드로 분석한 실험 결과를 보면 소음은 주로 1 KHz 와 1.25 KHz 밴드에 기인한다. 따라서 이 영역의 소음 제어가 필수적이다. Fig.3에는 본네트가 닫힌 상태에서의 음압을 나타내며 주로 운전자 발판이나 엔진 상부의 소음수준이 높은 것을 알 수 있었다. Fig.4는 엔진 본네트를 개방한 상태에서의 엔진 상부에서의 음향 인텐시티 도해를 나타내었다. 본네트를 개방한 상태의 음압레벨 분포는 측정 위치 105번에서 피크치를 나타내며 주파수밴드는 1.5K 대역으로 83 dB(A)를 나타내었다. Fig5에는 마스타 정면의 음압레벨 분포로 피크치는 바닥면 근처에서 80 dB(A)를 나타내며 전반적으로 Transmission이나 Cluch 상부의 소음원으로 생각된다. Fig.6은 지게차 뒷면의 음압분포로 주로 냉각 팬소음으로 팬주위와 바닥면의 소음정도가 비슷한 상태를 보여 주고있다. Fig7에는 엔진 하부에서 판넬을 개방한 상태에서의 각 부분의 음향 인텐시티 기여도를 나타내는 것으로 그림에서 보듯이 전체적으로 음압분포가 상당히 높은편이며 특히 후면부의 흡차음 개선이 시급한 상태다. 이상의 결과로 볼때, 발판주위, 엔진 본네트 및 엔진하부의 소음제어에 우선 순위를 두어 Low-rpm 상태에서의 소음 개선을 추진하였다.

2.3 개선시험

개선 시험의 평가로는 운전자의 오른쪽 귀의 위치에서 Low-rpm과 Max-rpm의 p1 및 p2의 평균 소음도 값을 비교하였으며 분석한 결과는 다음의 순서로 Table.1에 정리하였다. Fig.8 - Fig.13에는 현 양산품 대비 소음개선의 정도를 1/3 옥타브밴드로 분석하였다.

- 1) 현 양산품 상태
- 2) Pedal Skirt 차음 처리
- 3) Air Cleaner를 본네트 위로 이동
- 4) 엔진 본네트 및 Transmission 흡음처리
- 5) 엔진하부 및 Rear Wheel 흡차음 처리
- 6) 엔진마운트 및 OHG 지지방법 변경
- 7) 냉각팬 Pulley비 변경
- 8) Over Head Guide 반사판 제거

2) 항의 경우 현 양산품 대비 전체 소음 레벨 값이 Low-rpm에서는 1.34 dB(A) Max-rpm에서는 1.21 dB(A)의 개선효과가 있는 것으로 차음에 의한 효과가 큼을 알 수 있다.

- 3) 항의 경우는 엔진 내부의 공간 및 Air Cleaner의 국산화에 따른 변경으로 이로 인해 Low-rpm에서는 1.34 dB(A)의 증가를 가져왔다.
- 4) 항의 경우 본네트부와 Transmission Cluch상

부의 흡음처리로 Low-rpm상태에서 음압레벨을 상당히 저감됨을 알수있는데 이는 BITA방식의 소음 센스위치가 본네트 상부의 운전자 귀의 위치이므로 엔진의 크래딩 및 음차음 기술이 상당히 주요함을 알수있다.

5) 항의 경우 Fig2에서 분석한 결과로 엔진 바닥의 음향파워가 본네트에 비하여 2배이상인 되므로 엔진바닥의 흡차음 및 Rear Wheel의 흡음처리로 Low-rpm에서 2.09 dB(A) Max-rpm에서 0.13 dB(A) 소음저감 효과를 가져왔다.

6) 항의 경우 엔진 Modal Test의 결과로 현재의 엔진 마운트 대비 30% 소프트한 마운트로 변경하고 또한 Over Head Guide의 지지방법을 변경하여 Low-rpm에서는 1.11 dB(A)의 증가를 가져왔으나 Max-rpm에서는 1.2 dB(A)의 저감효과를 가져왔다.

7) 6)항의 경우를 0.625 Hz 간격으로 주파수분석한 결과 354 Hz, 355 Hz, 160 Hz의 주파수에서 피크치를 나타내고 있어 이의 소음원을 분석한 결과 Max-rpm 상태에서의 엔진 냉각팬이 주소음원으로 밝혀져 엔진팬의 Pulley비를 변경하여 Max-rpm에서 2.83 dB(A)의 소음저감 효과를 가져왔다. 일반적으로 산업용 차량의 소음 저감에 있어서 Heat Balance문제는 차음과 결부되어, 소음 제어에 있어 매우 중요한 외적 변수로 등장한다. 본 시험에 있어서는 장비 성능과 밀접한 관계가 있는 열평형 문제를 공기 유동로 개선을 통해 냉각 계수를 적정 수준까지 낮출 수 있었다. 이는 팬의 재질, 피치간격, 크기, 형상 등의 변경뿐 만 아니라, 냉각 성능에 가장 중요한 냉각수의 입, 출구 온도에 중점을 두고 장비 전체의 공기흐름을 개선하였다.

3. 결론

날로 강화되는 건설장비의 소음규제에 대응하기 위하여 BITA방식에 따라 지게차에 대한 소음원의 분석을 근접장 및 인텐시티법을 이용하여 소음원 규명, 소음 기여도 분석, 차음 특성 및 음향 파워 값을 구하였다. 주요 소음 경로인 엔진 본네트 및 엔진 하부를 차음하고 관심있는 소음 주파수 밴드를 제어하기 위하여 적절한 흡음재를 사용하여 큰 효과를 얻었다. 또한 동시에 소음저감을 위해서는 팬부의 개선 및 Over Head Guide의 설계 개선을 실시하였다. 이상의 결과를 BITA 방식에 대입하여 약 9dB(A)의 소음 개선 효과를 가져왔다.

후 기

본 연구는 대우중공업 산차사업부와의 공동 과제로 수행되었으며 관계되는 분들께 감사를 표합니다.

참고문헌

- (1) J. D. Irwin, E. R. Graf, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, 1979
- (2) Official Journal of the European Communities, 1979, Vol 22, Legislation, 79/113/EEC.
- (3) Official Journal of the European Communities, 1986, Vol , Legislation, 86/662/EEC.
- (4) Official Journal of the European Communities, 1989, Vol 32, Legislation, 89/514/EEC.
- (5) To those circulation list for powered appliances, plant and equipment, 1993, Department of Trade and Industry.
- (6) STARAcoustics Reference Manual
- (7) 음향인텐시티, B&K
- (8) L.E.Kinsler, et al, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, 1982

Table.1 Comparisons of Test Results

NO	실험 내용	결과 dB(A)	
		Low-rpm	Max-rpm
1	현 양산품		
2	Pedal Skirt 차음	1.34 감소	1.21 감소
3	Air-cleaner 위치변경	1.34 증가	0.27 감소
4	엔진 본네트 및 Transmission 흡음	2.79 감소	1.57 감소
5	엔진하부 및 Rear Wheel 흡차음	2.09 감소	0.13 감소
6	엔진마운트 및 OHG 지지방법 변경	1.11 증가	1.19 감소
7	냉각팬 Pulley비 변경	1.24 감소	2.83 감소
8	OHG 형상변경	0.62 감소	1.81 감소

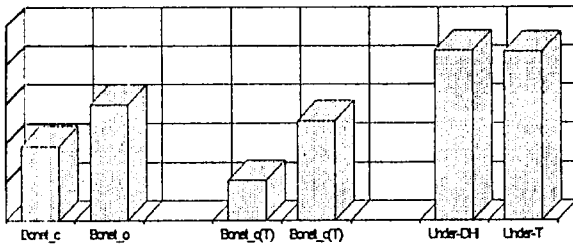


Fig2. Comparison of Sound Power Level Between Open and Close

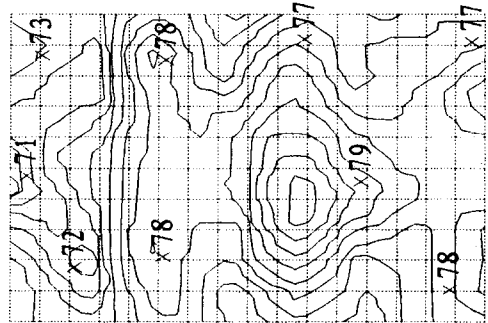


Fig3. Sound Intensity Contour Map E/G Bonnet Close

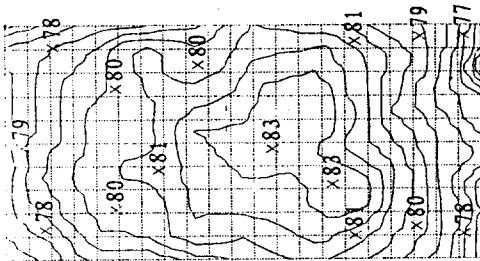


Fig4. Sound Intensity Contour Map E/G Bonnet Open

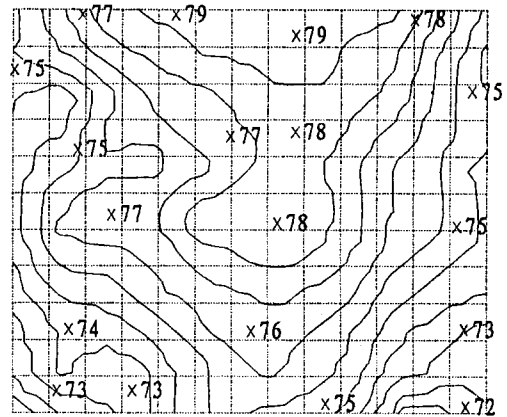


Fig5. Sound Intensity Contour Map Front Part

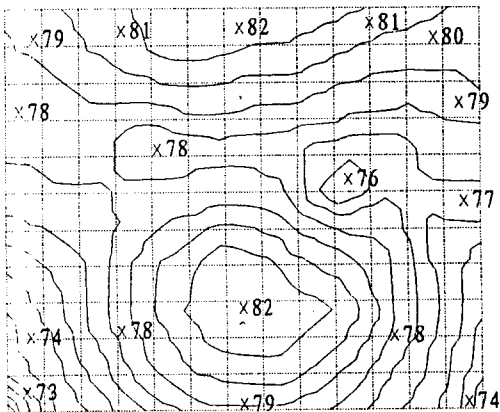


Fig6. Sound Intensity Contour Map Back Part

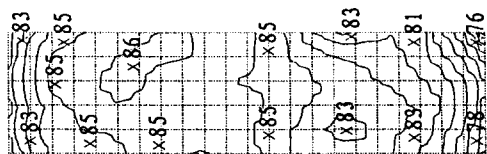


Fig7. Sound Intensity Contour Map Under Part

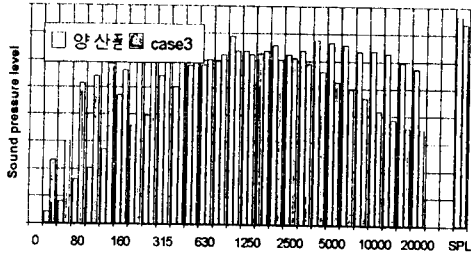


Fig8. Comparison of SPL Between ORG and E/G Bonnet 및 Transmission 흡음처리

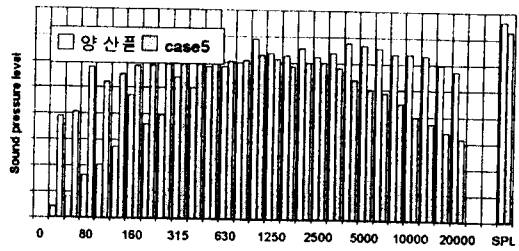


Fig9. Comparison of SPL Between ORG and E/G Mount 및 Over Head Guide 지지방법

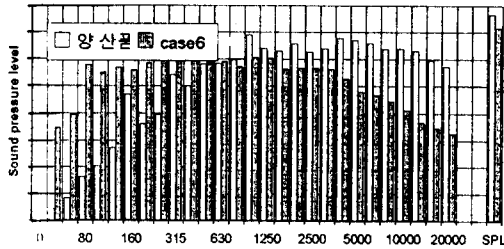


Fig10. Comparison of SPL Between ORG and Cool-ing Fan Pulley비 변경 (Low-rpm)

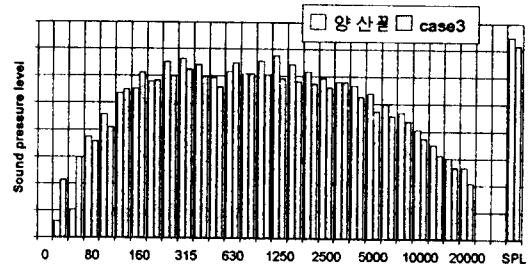


Fig11. Comparison of SPL Between ORG and E/G Bonnet 및 Transmission 흡음처리 (Max-rpm)

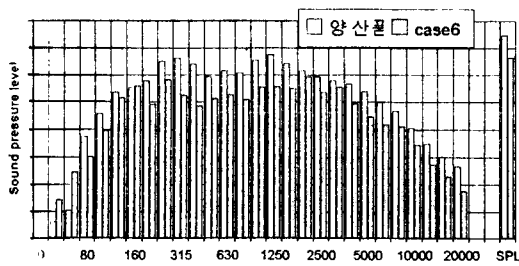


Fig12. Comparison of SPL Between ORG and Cool-ing Fan Pulley비 변경 (Max-rpm)

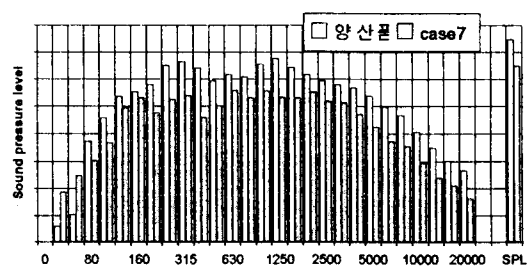


Fig13. Comparison of SPL Between ORG and Over Head Guide 형상변경 (Max-rpm)