

한국형 고속전철의 실내외 소음설계 검토

Review of Acoustic Design of KHST

김상헌* · 정경렬** · Christian Hoffman***

SangHun Kim, KyungRyul Chung and Christian Hoffman

Key Words: Korean High Speed Train(한국형 고속전철), Noise Insulation Value(차음량), Acoustic Design(소음설계), Noise Prognosis(소음예측), Noise Reduction(소음저감)

ABSTRACT

KHST project plans to design and to build an high speed train. There are noise requirements in passenger room for the standing and running train, which should be reached. Noise prognoses are calculated for the standing and running TM5(Motorized car) and TT4(Trailer car) train ($v=300\text{km/h}$) to find out critical areas in or around the train. On those areas, actions of noise reduction are proposed to reach the requirements. Finally noise prognoses are calculated for the higher velocity of $v=350\text{km/h}$.

1. 서론

1996년 선도기술개발과제의 일환으로 시작된 G7 고속전철기술개발사업과 더불어 고속전철의 여러 주요분야들에 대한 연구가 진행되어 왔다. 특히 소음문제는 성능과 더불어 한국형 고속전철의 품질을 대표하는 중요한 평가 척도의 하나로 작용하기 때문에 매우 민감하게 다루어지고 있다.

초창기 기술개발 단계에서는 기존의 철도차량에서 얻어진 기술을 바탕으로 주행열차의 방사소음을 예측하고 실제 측정을 통하여 예측 결과를 검증하는 등, 고속주행에서의 소음예측을 위한 기

초 연구를 주로 수행하였다. 또한 휠/레일 접촉소음, 판토그래프 소음 등 고속화에 따른 공력소음에 대한 연구도 활기를 띄기 시작하였다. 이 때의 소음에 대한 연구들은 주행차량을 소음원으로 하여 철로 연변으로 방사되어 가는 음의 특성분석에 관한 연구가 주를 이루었다.^[1,2,3]

최근 들어서는 주행차량의 연변에서의 소음 특성에 관한 연구 뿐 아니라 대책방안에 중심을 두고 연구가 활발히 진행되고 있다. 또한 고속전철의 설계시양들이 제시되면서 주요 소음원들로 부터의 소음이 차체의 외벽을 통과하여 실내소음에 미치는 영향에 대한 연구도 시작되고 있다. 이우식^[4]과 김석현^[5,6]등은 고속전철의 외벽에 적용되는 알루미늄 주름패널의 음향투과손실에 대한 연구를 수행함으로써 실제 설계를 바탕으로 한 소음저감 대책에 노력하고 있다.

* 정회원, 산업기술시험원

** 정회원, 한국생산기술연구원

*** BOMBARDIER TRANSPORTATION

본 연구의 목적은 고속전철이 정차중인 경우와 300km/h로 주행중인 경우에 소음원을 예측하고 현재까지의 차량의 상세설계 결과를 바탕으로 수정이 필요한 부위를 규명하는 것이며 수정을 요하는 부위에 대해서는 차량의 소음요구량에 부합할 수 있도록 저감방안을 제시하고자 한다. 또한 350km/h의 속도에 대하여도 소음원 및 방사특성을 예측하고 저감방안을 제시하고자 한다. 이를 위하여 G7 고속전철기술개발사업으로 개발중인 한국형 고속전철의 소음설계를 위하여 독일에서 제시한 주요 소음원을 바탕으로 정차시 및 주행중의 차량 내외부의 소음을 개략적으로 예측하여 독일에서의 설계검토결과와 상호 비교하면서 재검토하고 차음벽의 성능향상을 위한 대안을 제시하고자 한다.

Table 1. 주요 소음원의 음향파위레벨 [dB(A)]

소음원	개수	300km/h	350km/h
축+휠/레일 소음	20	113.4	115.0
기어박스	12	113.0	115.0
전동기 환기그릴	6x2	100/115	100/115
전동기 환기팬	6	105/120	105/120
판토그래프	2	119.0	123.0
공력소음			
대차공력소음	10	110.0	114.0
냉각장치	5	94.0	94.0
견인전동기	12	125.0	127.0
주변압기	3	90/100	90/100

2. 차량의 편성과 소음원의 구성

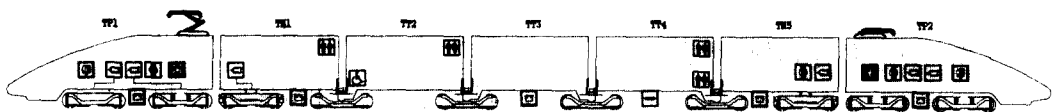
2.1. 주요 소음원의 구성

소음예측을 위하여 사용되는 시제차량은 Fig.1에서 나타내는 바와 같이 양 끝에 2대의 동력차와 2대의 동력객차가 있으며 가운데 3대의 객차로 구성되어 전체길이는 131meter가 된다. 7량의 시제차량에는 10개의 대차가 있으며 이중 6개는 동력대차이고 4개는 부수대차이다. 동력대차는 2개의 견인전동기와 2개의 기어박스를 갖는다. 각 차량에는 바닥에 냉방장치를 갖는다. 동력객차의 측면에는 여러개의 환기 그릴이 있는데 해석을 위해 하나의 큰 그릴로 계산하였다. 천장에도 여러개의 환기팬이 있으며 이것도 계산을 위해 하나의 큰 팬으로 고려하였다. 또한 동력객차에는 1개의 주변압기가 사용되며 동력차의 천정에는 판토그래프가 있다.

2.2 고속전철 주요 소음원에서의 음향파위레벨

현 단계에서는 차량의 주요 전장품에 대한 설계 사양이 아직 확정되어 있지 않기 때문에 국내에서 적용되는 주요 시스템들의 음향방사파위를 알 수 없었으며 따라서 독일의 DWA에서 사용하는 소음값을 적용하여 계산을 수행하였다. 각각의 소음원의 음향파위레벨은 Table 1과 같다.

모든 소음 레벨은 최대 주행하중에 대하여 계



Power Car	Motorized Car	Trailer Car	Trailer Car	Trailer Car	Middle Motorized Car	Power Car
동력대차 2대 주변압기 보조블럭 냉방장치 환기그릴 환기팬 판토그래프	동력대차 부수대차 냉방장치 환기그릴 환기팬	부수대차 냉방장치	냉방장치	부수대차 냉방장치	동력대차 부수대차 주변압기 환기그릴 환기팬	동력대차 2대 주변압기 보조블럭 냉방장치 환기그릴 환기팬 판토그래프

Fig.1 시제차량의 편성과 주요 소음원의 구성

산하였으며 차량이 정차중인 경우는 환기그릴, 환기팬, 주변압기들은 무부하로 운전하고 있는 것으로 가정하였다. 객실의 환기 및 냉각장치에 의한 실내 음압레벨은 ICE-V 열차에서 측정된 값을 이용하였으며 본 연구의 경우에는 55dB(A)를 사용하였다.^[7]

2.3 속도 증가에 따른 소음의 변화

차량의 주행속도가 300km/h에서 350km/h로 향상됨에 따라 주요 소음원에서의 음향파위가 증가하게 되며, 이러한 경우 속도 증가에 따른 소음의 증가 원인은 휠-레일 접촉소음의 증가와 고속에서의 공력소음의 증가를 원인으로 들 수 있다.

휠-레일 접촉소음의 음압레벨은 차량의 속도에 따라 변한다. 휠-레일 접촉소음의 증가량 ΔL_p 는 다음과 같이 계산된다.^[7]

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= 2.5 \cdot 10 \log(v_1/v_0) \text{ dB(A)} \\ &= 2.5 \cdot 10 \log(350/300) \text{ dB(A)} \\ &= 1.7 \text{ dB(A)} \approx 2.0 \text{ dB(A)} \end{aligned}$$

공력소음에 의한 음압레벨도 차량의 속도에 의존한다. 공력소음의 증가량 ΔL_p 는 다음과 같이 계산된다.^[7]

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= 6 \cdot 10 \log(v_1/v_0) \text{ dB(A)} \\ &= 4 \text{ dB(A)} \end{aligned}$$

객실의 환기 및 냉각장치의 실내 음압레벨은 변화가 없다.

지고 있으나 일부 고주파 영역에서 다소 큰 오차를 가지고 있다. Fig.2는 Table3의 실험식을 이용하여 구한 한국형 고속전철의 벽면의 투과손실의 예상치를 보여준다.

Table2 각 벽면의 초기 설계데이터

분류	재질구성	두께 [mm]	차음량 [dB]
1등객실 바닥	carpet	7.5	33.7
	cloth underlay	6.0	
	wood panel	23.0	
	air	22.5	
	glass wool	40.0	
	sealer	1.5	
2등객실 바닥	Al profile	67.0	33.9
	elastic rubber	4.0	
	wood panel	23.0	
	air	22.5	
	glass wool	40.0	
측벽	sealer	1.5	30.5
	Al profile	50.0	
	FRP	3.0	
	air	17.5	
	fiber glass	40.0	
천정	sealer	1.5	32.7
	Al profile	40.0	
	Al sheet	1.5	
	fiber glass	40.0	
	air	150.0	
	fiber glass	40.0	

3. 실내외 소음의 예측

3.1 실내외 소음의 예측

차량의 벽면의 초기 설계데이터는 Table2와 같다. Table에 나타난 바닥, 벽면, 천정의 도면을 바탕으로 벽면의 차음량을 계산하였으며 이때 사용된 계산은 Ito Dakesi^[8]에 의해 실험적으로 구해진 근사식을 적용하였으며 적용된 방정식을 Table3에서 보여주고 있다. Table3의 방정식은 많은 실험을 통하여 구한 실험식으로서 매우 높은 신뢰도를 가

Table3 투과손실과 면밀도의 관계식^[8]

옥타브밴드 중심주파수	음향투과손실 [dB]	신뢰도
125Hz	14.8 log M + 0.7	0.94
250Hz	15.2 log M + 2.7	0.98
500Hz	13.0 log M + 6.6	0.95
1000Hz	13.9 log M + 11.3	0.91
2000Hz	10.4 log M + 18.8	0.7
4000Hz	5.1 log M + 25.4	0.41
8000Hz	4.1 log M + 31.6	0.37
Overall	14.2 log M + 5.5	0.98

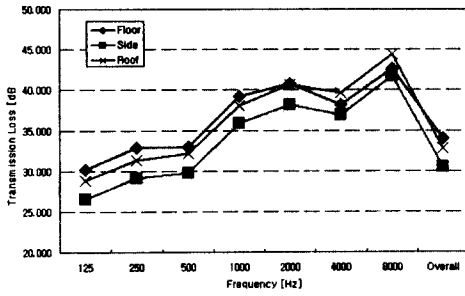


Fig.2 초기 벽면데이터의 투과손실

차량주행시의 소음원의 크기와 차음량을 사용하여 차량의 실내소음을 계산하였다. 개략적인 계산을 위하여 벽면의 구조적 소음(Structure borne sound)는 무시하였으며 예상되는 실내소음의 크기를 Table4에 나타내었다. 각 벽면에 입사하는 소음의 크기는 각각의 소음원에서의 음향파워와 소음원으로부터 벽면까지의 거리별 감쇠를 고려하여 계산하였다.

3.2 실내의 소음의 예측결과

한국형 고속전철의 실내의 소음을 정차중인 경우와 300km/h, 350km/h로 주행중인 경우에 대하여 예측하였으며 Table 4에서는 소음요구량과 예측된 음압레벨을 비교하여 보여주고 있다. 계산은 주요 소음원과 차량 구조의 주 소음경로에 대하여 수행하였다. 계산에 사용된 기본 데이터는 주요 소

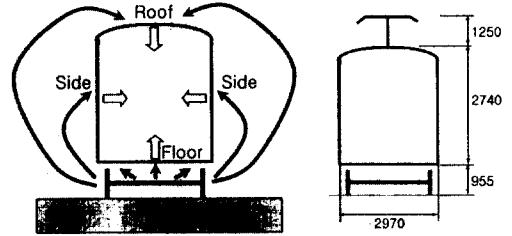


Fig.3 실내소음전달경로

음원의 음압레벨과 바닥, 벽면, 천정 등의 차음량,

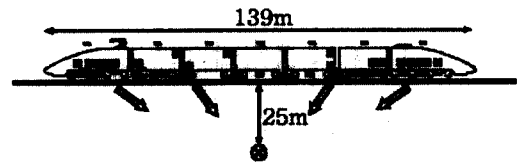


Fig.4 외부소음의 계산

Table 4. 고속전철의 소음요구량과 예측된 음압레벨

		소음요구량	동력객차(TM5)	객차(TT4)	동력객차(TM5)	객차(TT4)
		300km/h	300km/h	300km/h	350km/h	350km/h
외부소음	정차중 7.5m		79 dB(A)	70 dB(A)	79 dB(A)	70 dB(A)
	주행중 25m	91dB(A)	91 dB(A)	91 dB(A)	93 dB(A)	93 dB(A)
실내소음	정차중	60dB(A)	56 dB(A)	55 dB(A)	56 dB(A)	55 dB(A)
	주행중 (개활지)	66dB(A)	65 dB(A) center 66 dB(A) bogie	55 dB(A) center 66 dB(A) bogie	67 dB(A) center 69 dB(A) bogie	55 dB(A) center 69 dB(A) bogie
	주행중 (터널)	73dB(A)	72 dB(A) center 73 dB(A) bogie	62 dB(A) center 73 dB(A) bogie	74 dB(A) center 76 dB(A) bogie	62 dB(A) center 76 dB(A) bogie

차량의 설계데이터 들이다.

Table 4을 보면 정차중인 경우와 300km/h로 주행중인 경우의 차량의 실내의 소음의 음압레벨은 대체적으로 요구사항을 만족할 수 있는 것으로 나타난다. 그러나 350km/h에서 예측한 음압레벨은 주행중에 요구사항을 초과하는 것을 볼 수 있다. 이와같이 몇가지의 경우에는 소음저감방안이 필요하며 특히 동력객차의 동력실과 객실사이의 소음은 매우 민감하게 작용하며 따라서 이를 차단하기 위한 저감방안이 필수적으로 요구된다. 이들에 대한 소음저감방안은 4절에서 설명한다.

본 연구의 경우에 기본적인 입력데이터(각 소음원의 음향파워)는 독일의 경우를 사용한 것으로서 국내 개발품의 소음값과 다를 수 있기 때문에 계산오차는 예상오차를 초과할 수 있다. 따라서 각각의 소음원의 음향파워를 측정값을 사용한다면 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있다.

4. 소음저감방안

4.1 설계에 의한 소음저감

정차중인 경우와 주행중인 경우의 소음 요구량을 만족시키기 위한 소음저감방안에는 여러 가지 방안이 제시될 수 있다. 지금까지의 설계 데이터를 바탕으로 지적하면 동력차 및 동력객차의 경우에는 ①전인 전동기, 기어박스, 변압기에 대한 진동절연, ②전동기 그릴, 환기그릴에 tube damper 사용, ③수평 전동기 환기 그릴의 사용, ④2중 절연된 바닥의 사용, ⑤객실과 동력실 사이에 문을 제거하고 2중벽 사용, ⑥벽면 내부에 흡음재 사용등을 제안할 수 있다. 또한 대차의 경우에는 Wheel absorber나 공기스프링을 사용하는 면에서

Table 5. 벽면의 차음요구량

구분	차음요구량
바닥	≥ 61dB
측벽	≥ 49dB
동력실/객실 내벽	≥ 57dB (200Hz에서)
천정	≥ 57dB

최적한 감쇠장치의 설계가 필요한 것으로 판단된다. 이러한 것들은 제작을 위한 상세설계 단계에서 충분히 고려되어야 한다.

지금까지의 설계를 바탕으로 소음문제를 예측한 결과, 가장 민감한 부분으로 나타난 동력객차의 동력실과 객실사이의 차음벽의 경우에는 국내에서 제시된 설계사항이 근본적으로 차음량이 부족한 것으로 나타났으며 이에 대한 적절한 대책으로 새로운 차음설계를 제안하였다.

각 벽의 차음설계에는 기본적으로 2중벽을 사용하였다. 이때 각 벽의 단일 벽사이에는 공기층이 존재하는데 2개의 단일벽의 연결방식에 따라 차음량이 달라질 수 있으며 단일 벽 사이로 공기 파이프나 전기 케이블 등이 통과하기 때문에 실제 설계에서는 많은 주의가 필요하다. 또한 단일 벽들의 연결방식에 의해 실제적인 차음량은 계산에 의한 차음량보다 작게 나타날 것으로 판단된다. 따라서 설계도면에서 제시한 차음량을 만족할 수 있는 설계가 요구된다.

Table 4에 나타난 결과와 같이 동력객차의 객실과 동력실 사이의 내부 벽에서의 차음이 중요한 과제로 대두되었다. 국내의 설계를 바탕으로 보면 동력실과 객실사이의 차음벽의 소음차음량이 57dB로 제안되고 있다. 그러나 보통 견인 전동기의 소음은 200Hz이상에서 두드러진 주파수 특성을 보인다. 반면에 차음량은 주파수가 낮아질수록 떨어진다. 그러므로 소음 차음량은 200Hz이상의 주파수 범위에서 57dB이상이 되어야 한다.

Table 5에서는 실내소음을 요구사항에 맞추기 위한 기본적인 차음요구량을 보여준다. Fig.5에서는 차음요구량을 바탕으로 설계 제안된 각 벽의 구조를 보여주고 있다.

4.2 부품 개발사를 위한 소음요구량의 제안

소음요구사항을 만족시키기 위하여 각각의 주요 시스템의 실제 음향 파워레벨은 계산에 사용된 음향파워레벨보다 높아서서는 않된다. 그러므로 각각의 주요시스템에 대하여 Table 5와 같은 소음량을 만

족시킬 수 있어야 한다. 또한 부품사와의 계약에는 각각의 장치에 대한 음향과위레벨을 명기할 수 있는 사항을 포함하여야 한다.

5. 결론

본 연구에서는 앞으로 설계 제작될 한국형 고속전철의 정차중 및 주행중의 소음요구량에 대하여 우선 검토하였다. 본 연구에서는 정차중 및 300km/h 주행중의 동력객차 및 객차 차량에 대하여 소음을 예측하였으며 차량의 실내 및 외부에서의 취약부분을 규명하였다. 또한 소음저감 방안을 제시함으로써 설계 사양을 만족할 수 있는 방안을 제시하였다. 최종적으로 350km/h의 속도에서 소음을 예측하고 주행중에 설계사양을 만족시킬 수 있는 소음저감방안을 제시하였다.

현재 설계 사양을 기준으로 볼 때, 제안된 소음저감 방안을 적용하면 한국형 고속전철은 300km/h의 속도에 대한 주행중 및 정차중의 소음 사양을 만족할 수 있는 것으로 나타났다.

Table 5. 주요부품의 소음요구량

소음원	음향과위레벨	
	무부하상태	300km/h 주행시
건인전동기	---	125 dB(A)
주변압기	90dB(A)	100 dB(A)
기어박스	---	113 dB(A)
환기그릴	100dB(A)	115 dB(A)
환기팬	105dB(A)	120 dB(A)
냉각장치	---	94 dB(A)
판토타그래프	---	119 dB(A)

후기

본 연구는 G7 고속전철기술개발사업의 "차량시스템 엔지니어링기술 개발"과제의 일환으로 수행되었으며, 관계자 여러분의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

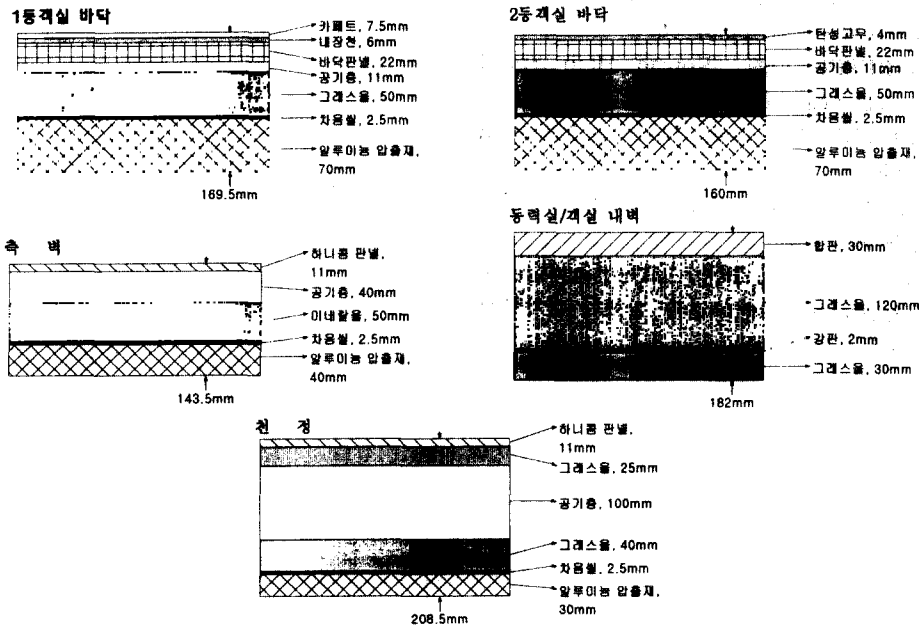


Fig.5 바닥, 측벽, 천장의 차음 마감구조

- (1) 김정태, 1996, "고속철도 소음의 전파특성", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.73~79.
- (2) P.E.Gautier and L.Guccia, 1996, "Designing high-speed railway system: Noise challenges", Proceedings of Internoise 96, pp.289~293.
- (3) T.Morikawa, 1996, "simulation of wayside time-dependent noise level on shinkansen and analysis of noise sources for their contribution to the noise level", Proceedings of Internoise 96, pp.281~284.
- (4) 이상윤, 이우식, 1999, "평판형 주름패널에 대한 등가연속체 평판 모델링 기법", 대한기계학회 동역학 및 제어부문 하계학술대회논문집, pp.177~184.
- (5) 김석현, 박정철, 박정모, 김종년, 1999, "철도차량용 주름패널의 투과손실", 대한기계학회 동역학 및 제어부문 하계학술대회논문집, pp.185~191.
- (6) 김석현, 박정철, 김종년, 1999, "철도차량용 알루미늄 압출재의 투과손실", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.81~86.
- (7) BOMBARDIER, 1999, "Korean High Speed Train", Technical Library 2.99.52.
- (8) Standard VDI 1714, 1988, "Noise radiation in free fields".
- (9) 한국생산기술연구원, 1999, "한국형 고속전철 시제차량 기본사양".
- (10) 한국생산기술연구원, 1999, "고속전철기술개발 사업 3차년도(분기) 연구결과 발표자료(차량시스템 /부품 개발분야)".